Modeliranje i regulacija modernog dizelskog motora s turbonabijanjem

Sjekavica, Mario

Scientific master's theses / Magistarski rad

2009

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

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:573119

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-24**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

MODELIRANJE I REGULACIJA MODERNOG DIZELSKOG MOTORA S TURBONABIJANJEM

MAGISTARSKI RAD

Mentor:
Prof. dr. sc. Joško Deur

Pristupnik:
Mario Sjekavica, dipl. ing. strojarstva

ZAGREB, 2009

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU:

UDK: **621.436.75:681.51**

Ključne riječi: dizelski motor, turbina sa zakretnim lopaticama, EGR-ventil, EGR-zaklopka, EGR regulacija, regulacija tlaka prednabijanja, regulacija brzine vozila, tempomat, diskretni PID regulator, usrednjeni model motora, Takahasijeva procedura

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: STROJARSTVO

Institucija u kojoj je rad izrađen: Fakultet strojarstva i brodogradnje sveučilišta u Zagrebu

Mentor rada: Prof. dr. sc. Joško Deur

Broj stranica: 196

Broj slika: 155

Broj tablica: 3

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 66

Datum obrane:

Povjerenstvo: dr. sc. Ivan Mahalec, redoviti profesor, predsjednik povjerenstva
dr. sc. Joško Deur, izvanredni profesor, mentor
dr. sc. Gorislav Erceg, redoviti profesor, Elektrotehnički fakultet Osijek

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje sveučilišta u Zagrebu

S v e u č i l i š t e u Z a g r e b u
F a k u l t e t s t r o j a r s t v a i b r o d o g r a d n j e
Poslijediplomski znanstveni studij
Smjer **ROBOTIKA I AUTOMATIZACIJA**

Zagreb, 02.06.2008.

Zadatak za magistarski rad

Kandidat: Mario Sjekavica, dipl.ing. strojarstva

Naslov zadatka: **MODELIRANJE I REGULACIJA MODERNOG DIZELSKOG MOTORA S TURBONABIJANJEM**

Sadržaj zadatka:

S ciljem poboljšanja ukupnih radnih značajki i smanjenja emisija štetnih tvari, moderni dizelski motori za cestovna vozila opremaju se podsustavima za upravljanje visokotlačnim izravnim ubrizgavanjem goriva, povratom ispušnih plinova i prednabijanjem s turbinom sa zakretnim lopaticama. U svrhu razvoja i ispitivanja sustava regulacije motora neophodno je postaviti vjeran matematički i simulacijski model motora.

U radu je potrebno:

- Opisati princip rada, radne značajke i podsustave modernog dizelskog motora s turbonabijanjem, s naglaskom na upravljačke komponente (aktuatore, senzore i upravljačko računalo);
- postaviti tzv. usrednjeni matematički model dizelskog motora s turbonabijanjem, koji opisuje termodinamičke i mehaničke prijelazne pojave i nelinearne statičke značajke pojedinih podsustava motora;
- implementirati model motora u nekom od dostupnih programa za simulaciju dinamičkih sustava;
- projektirati sustave regulacije brzine vrtnje motora, regulacije povrata ispušnih plinova i regulacije tlaka prednabijanja, te prikazati rezultate simulacije na računalu.

Zadatak zadan: 17.06.2008.
Rad predan:

Mentor: Voditelj smjera:

Prof.dr.sc. Joško Deur

Predsjednik Odbora za poslijediplomske studije:

Prof.dr.sc. Tomislav Filetin

Prof.dr.sc. Dubravko Majetić

ZAHVALA

Zahvaljujem se mami, Mirjani i Ivanu na razumijevanju i pruženoj velikoj podršci kroz protekle dvije godine koliko je trajala izrada ovog magistarskog rada.

Upućujem jedno veliko HVALA svome mentoru prof. Jošku Deuru koji mi je svojim savjetima, pogotovo iz područja regulacije i modeliranja turbodizelskog motora, pomogao pri izradi ovog magistarskog rada. Također mu zahvaljujem na strpljenju i na pomoći kod nabavljanja strane, usko specijalizirane stručne literature koja je bila neophodna da bi se uspješno ovaj rad priveo kraju.

Također, želim se zahvaliti dr.sc. Mariju Kiroli na nizu korisnih savjeta koje mi je pružio kod implementacije matematičkog modela turbodizelskog motora unutar programa MATLAB 7.0 i SIMULINK-a.

SADRŽAJ

1. Uvodna poglavlja u magistarski rad 25

1.1 Desetljeće uspjeha dizelskog motora u Europi 25

1.2 Ekologija 26

1.3 Zakonske norme 26

1.4 Industrija nafte 27

2. Teorijske osnove dizelskog motora 30

2.1 Osnovne definicije i oznake 30

2.2 Način rada četverotaktnog motora 31

2.3 Izračun snage dizelskog motora pomoću prosječnog tlaka 33

2.4 Izračun snage dizelskog motora pomoću ogrijevne moći goriva 34

2.5 Prosječni tlak 34

2.6 Idealni kružni proces dizelskog motora 35

2.7 Stvarni kružni proces dizelskog motora 36

2.8 Indikatorski dijagram i prosječni indicirani rad 37

2.9 Prosječni efektivni tlak 37

2.10 Korisnost motora 38

2.11 Faktor zraka 40

3. Podsustavi modernog dizelskog motora 41

3.1 Sustav za recirkulaciju (povrat) ispušnih plinova 41

3.1.1. Hlađenje recirkuliranih ispušnih plinova 43

3.1.2. EGR-ventil 45

3.1.3 Način ugradnje EGR-hladnjaka i EGR-ventila kod motora s V-konfiguracijom 45

3.2 Common-rail sustav ubrizgavanja goriva kod osobnih automobila 47

3.2.1 Dobavna pumpa niskog tlaka 49

3.2.2 Pumpa visokog tlaka 49

3.2.3 Magnetski ventil za doziranje goriva 50

3.2.4 Razdjelna cijev, odnosno visokotlačni spremnik goriva 51

3.2.5 Regulacijski ventil tlaka 51

3.2.6 Piezo brizgaljka goriva 52

3.2.7 Konstrukcija piezo brizgaljke i princip rada 52

3.2.8 Višefazno ubrizgavanje goriva pomoću common-rail sustava ubrizgavanja 54

3.3 Turbopunjač – osnove prednabijanja modernog dizelskog motora 56

3.3.1 Značajke prednabijanja 56

3.3.2 Dvostupanjsko prednabijanje motora 58

3.3.3 Regulacija dvostupanjskog prednabijanja 61

3.4 Elektronička regulacija i upravljanje common-rail turbodizelskim motorom 63

3.4.1 Senzori i elektronički prekidači 63

3.4.2 Aktuatori ili izvršni članovi 64

3.4.3 EDC-računalo motora ... 65
3.4.4 Glavne funkcije računala motora ... 66
3.4.5 Lambda regulacija dizelskog motora ... 70
3.4.5.1 Sprječavanje prekomjernog dimljenja dizelskog motora ... 72
3.4.5.2 Korekcija i adaptacija količine ubrizganog goriva u području malog opterećenja i praznog hoda ... 73
4. Modeliranje turbodizelskog motora ... 75
4.1 Pregled postojećih termodinamičkih modela turbodizelskog motora ... 75
4.2 MVEM-model turbodizelskog motora ... 78
4.3 Model kompresora ... 79
4.3.1 Radni dijagram kompresora ... 79
4.3.2 Proces kompresije u kompresoru ... 80
4.3.3 Programirana radna mapa kompresora u MATLABU ... 81
4.4 Model turbine ... 83
4.4.1 Radna mapa turbine ... 84
4.4.2 Proces ekspanzije u plinskoj turbini ... 85
4.4.3 Programirana radna mapa turbine promjenljive geometrije u MATLABU ... 86
4.5 Dinamički model turbopunjača ... 89
4.6 Model hladnjaka stlačenog zraka (intercooler model) ... 89
4.7 Model hladnjaka recirkuliranih ispušnih plinova ... 92
4.8 Model EGR-ventila ... 95
4.9 Modeliranje dinamike usisnog kolektora ... 97
4.10 Modeliranje dinamike ispušnog kolektora ... 102
4.11 Modeliranje ukupnog radnog protoka motora ... 104
4.12 Modeliranje izgaranja i indiciranog momenta motora ... 107
4.13 Modeliranje gubitaka trenja u motoru ... 110
4.14 Dinamički model koljenastog vratila motora ... 111
4.15 Modeliranje ispušne temperature motora ... 112
4.16 Izračun masenog protoka zraka koji ulazi u motor ... 116
4.17 Kašnjenja signala ... 121
4.18 MVEM model turbodizelskog motora izrađen u SIMULINKU ... 124
4.18.1 Podmodel kompresora izrađen u SIMULINKU ... 125
4.18.2 Podmodel turbine izrađen u SIMULINKU ... 126
4.18.3 Podmodeli ispušnog kolektora i mjenjača izrađeni u SIMULINKU ... 127
4.18.4 Programski kod u M-file za izračun ispušne temperature motora pomoću Jakobijane ... 128
4.18.5 Podmodel EGR-ventila ... 129
4.18.6 Podmodel protoka zraka i masenih udjela dimnih plinova (F_1 i F_2) ... 129
4.19 Preliminarni rezultati simulacije turbodizelskog motora ... 130
4.19.1 Rezultati prve simulacije s dvije ulazne (poremećajne) varijable ... 130
4.19.2 Rezultati druge simulacije s četiri ulazne varijable ... 133
4.19.3 Jednostavna simulacija rada turbodizelskog motora ... 136

5. Regulacija turbodizelskog motora upotrebom digitalnog PID regulatora 139
5.1 Prijenosna funkcija digitalnog PID regulatora 139
5.2 Regulacija brzine vozila (tempomat) 141
5.2.1 Prva simulacija brzine vozila s ručnim mjenjačem u 4. stupnju prijenosa 144
5.2.2 Druga simulacija brzine vozila u 5. stupnju prijenosa, poboljšana regulacija 149
5.3 Regulacija elektroničkog EGR-ventila 153
5.3.1 Model elektroničke EGR-zaklopke 156
5.3.2 Prikaz rezultata prve EGR-simulacije s dvije poremećajne veličine 160
5.3.3 Prikaz rezultata druge EGR-simulacije tlaka s tri poremećajne veličine 163
5.4 Regulacija tlaka prednabijanja kod motora s turbinom sa zakretnim lopaticama 166
5.4.1 Rezultati prve simulacije tlaka prednabijanja u 4. stupnju prijenosa 174
5.4.2 Rezultati druge simulacije tlaka prednabijanja u 5. stupnju prijenosa 176
ZAKLJUČAK 181
LITERATURA 183
ŽIVOTOPIS 188
6. Prilozi 185
6.1 Prilog 1, M-file s podacima, radnim parametrima i konstantama svih komponenti motora i mjenjača 185
6.2 Prilog 2, M-file za učitavanje krivulje tlaka prednabijanja unutar mape kompresora, kao i za izračun vrijednosti masenog protoka zraka kroz kompresor, kg/s 191
6.3 Prilog 3, M-file, programirana radna mapa turbine promjenljive geometrije, program za aproksimiranje radnih točaka turbine pomoću polinoma drugog i četvrtog reda, kao i za izračun vrijednosti masenog protoka dimnih plinova kroz turbinu, kg/s 194

PREDGOVOR

Motori s unutrašnjim izgaranjem i dalje predstavljaju najčešći, najmasovniji, najekonomičniji, najpouzdaniji i najfleksibilniji oblik propulzije u cestovnom i pomorskom prometu. Još od veljače 1892. godine, kada je njemački inženjer Rudolf Diesel prijavio svoj izum kraljevskom uredu za patente u Berlinu, u konstrukciji dizelskih motora malo se toga promijenilo.

No, s druge strane, ako se dizelski motor u cjelini promotri detaljnije, tada se može uočiti da se na njemu i unutar njega jako puno toga promijenilo. Danas, u suvremenom dizelskom motoru, ne postoji niti jedan ključni mehanički dio koji se kreće ili rotira, a da njegov rad nije nadziran i praćen nekim sofisticiranim senzorom. Nadalje, radne parametre raznih tekućina za hlađenje koje cirkuliraju unutar motora (ulje, voda), zatim sastav, viskoznost i zaprljanost ulja, temperature i tlakove radnog medija na usisu i ispuhu, brzine vrtnje turbopunjača ili motora, vibracije u bloku motora, sve to prate i nadziru vrlo sofisticirani senzori.

Informacije sa senzora prosljeđuju se glavnom računalu motora, koji dobivene informacije obrađuje. Moderni algoritmi upravljanja i regulacije implementirani u računalu, na temelju dobivenih informacija sa senzora donose upravljačke odluke koje se šalju u električne aktuatore zadužene za ispravno funkcioniranje motora. Jedino takav sofisticirani dizelski motor u stanju je ispuniti vrlo stroge EURO V norme koje stupaju na snagu 1. siječnja 2009 godine.

Tradicionalan način upravljanja dizelskim motorima koji se temelji na *radnim mapama* ugrađenim u memoriju računala u budućnosti neće biti dovoljan. Osim toga, stvaranje radnih mapa zahtijeva jako puno vremena koje inženjeri moraju izdvojiti za rad u laboratoriju na dinamometru prilikom testiranja nekog uređaja na motoru, primjerice EGR ventila. Svaki uređaj zahtjeva svoju radnu mapu, a broj tih uređaja sa svakom novom generacijom dizelskih motora raste.

Buduće norme koje će zahtijevati iznimno nisku emisiju štetnih plinova, zahtijevaju sustave upravljanja koji će se temeljiti na *modelu motora* (engl. model–based engine control system). Ovakav način upravljanja zahtijeva razvoj vrlo sofisticiranih i složenih matematičko–termodinamičkih modela motora koji će biti implementirani u memoriji upravljačkog računala dizelovog motora. Takvi modeli omogućuju računalu da na vrlo brz i precizan način procijeni razne varijable stanja motora koje ga u datom trenutku zanimaju, a ne da čeka te informacije sa raznih senzora. Time se smanjuje broj potrebnih senzora, te omogućuje procjena internih varijabli stanja za potrebe kompenzacijskih djelovanja sustava upravljanja. Osim toga, mnoge se veličine stanja koje su vrlo bitne za rad motora ne mogu tek tako lako mjeriti pomoću senzora, ali se zato vrlo lako i precizno mogu procijeniti pomoću ugrađenog matematičkog modela. Primjerice maseni protok i maseni sastav recirkuliranih dimnih plinova se ne mjeri pomoću senzora, zbog velike temperature dimnih plinova koji bi lako mogli oštetiti senzor i zbog malog ugradbenog prostora za smještaj senzora.

Ovakvi načini upravljanja temeljeni na *modelu motora* otvaraju put k primjeni vrlo složenih, inteligentnih algoritama upravljanja koji su puno napredniji i precizniji od današnjih, koji se većinom temelje na *radnim mapama*. Upravo želja za produbljivanjem znanja iz područja mehatronike suvremenog dizelskog motora,

senzorike, i tehnike računalnog upravljanja procesima unutar motora, bila je kod autora odlučujuća kod izbora teme za pisanje ovog magistarskog rada.

Okosnicu ovog rada predstavlja razvijeni matematičko-termodinamički i simulacijski model dizelskog motora koji se temelji na diferencijalnim i algebarskim jednadžbama. U radu je također pokazano da je postojeći model pogodan za projektiranje i simulacijsko ispitivanje sustava regulacije, poput primjerice regulacije tlaka prednabijanja ili brzine vrtnje motora.

Nadam se da će ovaj rad biti koristan prilog znanstvenoj i stručnoj literaturi u području strojarstva, a posebice u području modeliranja i regulacije motora s unutrašnjim izgaranjem.

Dubrovnik, u rujnu 2008. M. Sjekavica

SAŽETAK RADA

Magistarski rad sastoji se od šest poglavlja. U prvom, uvodnom poglavlju daje se kratki osvrt na značajni tržišni uspjeh dizelskih motora u Europi u posljednjih deset godina (1997 – 2008. g.). Ističu se razlozi tog uspjeha, te se još spominju tri uvodna područja, i to: ekologija, zakonske norme i industrija nafte.

U drugom poglavlju dan je kratki pregled teorijskih osnova dizelskog motora i princip njegova rada. Navedene su osnovne definicije fizikalnih veličina, radne značajke i njihove oznake. Veličine poput prosječnog indiciranog tlaka, indicirane korisnosti, efektivne snage motora, faktora viška zraka i slično spominju se gotovo u svim slijedećim poglavljima, te ih je odmah na početku rada bilo potrebno definirati.

U trećem poglavlju opisani su svi podsustavi dizelskog motora od kojih će se sastojati cjelokupni matematički model motora. Dan je naglasak na upravljačke komponente (aktuatore, senzore, upravljačko računalo), dok konstrukcijski dio motora poput klipova, klipnjače, bregaste osovine, nije bio u fokusu ovoga rada. Podsustavi koji su detaljnije opisani u ovom trećem poglavlju su: sustav za recirkulaciju (povrat) ispušnih plinova, visokotlačni sustav za ubrizgavanje goriva (engl. *common–rail*), sustav prednabijanja dizelskog motora temeljen na turbini sa zakretnim lopaticama, te kao posljednji opisan je sustav za elektroničku regulaciju i upravljanje radom dizelskog motora.

U četvrtom poglavlju razvijen je matematički model dizelskog motora s prednabijanjem. Kao osnova koristio se *usrednjeni model* motora (engl. **M**ean **V**alue **E**ngine **M**odel, u daljnjem tekstu MVEM model) koji je razvijen 1991. godine na tehničkom Univerzitetu u Kopenhagenu. Prvo su matematički opisane sve komponente od kojih se sastoji model motora, a zatim se model implementirao unutar programa za simulaciju dinamičkih sustava MATLAB SIMULINK 7.0. Prikazani su i tipični primjeri simulacije postavljenog modela.

Peto poglavlje odnosi se na tri projektirana sustava regulacije motora. U regulacijskom krugu ugrađeni su diskretni PI ili PID regulatori. U uvodnom dijelu petog poglavlja, izvedena je prijenosna funkcija diskretnog PID regulatora u Ƶ-području. Regulator se podešava pomoću *Takahasijeve procedure* zasnovane na oscilacijskom eksperimentu.

Prvi projektirani sustav regulacije je uređaj za regulaciju brzine vozila, tzv. *tempomat*. Poremećajnu veličinu predstavlja postotak nagiba ceste koji se mijenja od + 5 % (uspon), pa sve do – 5 % (nizbrdica). Simulacijsko ispitivanje projektiranog tempomata provedeno je u četvrtom i petom stupnju prijenosa mjenjača.

Drugi projektirani regulacijski sustav odnosi se na regulaciju povrata ispušnih plinova u usisni kolektor motora, tzv. *EGR regulacija*. Da bi se ova regulacija mogla uspješno realizirati bilo je potrebno u usisni kolektor matematičkog modela motora ugraditi dodatni aktuator koji se naziva elektronička *EGR zaklopka*. Regulator djeluje direktno na električni EGR-ventil čijim se zatvaranjem, odnosno otvaranjem prigušuje protok ispušnih plinova prema usisu, a indirektno i na EGR zaklopku čijim se zatvaranjem prigušuje protok svježeg zraka iz kompresora i stvara podtlak nužan za ostvarenje povrata ispušnih plinova.

Posljednji projektirani regulacijski sustav odnosi se na regulaciju tlaka prednabijanja. Ovaj regulacijski krug je ugrađen u već postojeći simulacijski model uređaja za regulaciju brzine vozila, tzv. tempomata. Rezultat ove simbioze je složeni simulacijski model s dva ugrađena regulatora, jedan za regulaciju brzine vrtnje, a drugi za regulaciju tlaka prednabijanja. Regulator za regulacijaka djeluje na električni aktuator kojim se direktno mijenja napadni kut turbinskih lopatica, odnosno indirektno protok ispušnih plinova kroz turbinu.

SUMMARY

This master's dissertation is composed of six big chapters. The first, introductory chapter renders a brief review of the great market success Diesel engines have had in Europe for the past decade (1997-2008) and states the reasons for such success. Besides, another three areas (ecology, legal standards and oil industry) also mentioned. All three areas are controlled by three particularly powerful lobbies that will have a crucial influence on defining the future of Diesel engine in Europe.

The second chapter renders a brief outline of theoretical basics and operating principle of Diesel engine. It states the basic definitions of physical variables, operating characteristics and their symbols. Values such as mean indicated pressure, indicated efficiency, effective engine power, air/fuel ratio etc. are mentioned in almost each of the following chapters, which called for providing their definitions right at the beginning of the paper.

The third chapter contains descriptions of all subsystems of Diesel engine the mathematical model will be comprised of. Emphasis is laid on control components, actuators, sensors and control unit, while the structural part of the engine such as pistons, connecting rod and camshaft was not in focus of this paper. Subsystems described in more detail in this third chapter are: *exhaust gas recirculation system*, *common-rail injection systems* in passenger cars, *turbocharging systems* for Diesel engines equipped with variable geometry turbines and, as the last described is the system of Diesel engine control and management.

The fourth chapter develops a mathematical model of turbocharged Diesel engines. The *Mean Value Engine Model*, which was developed at the Technical University of Copenhagen, Denmark in 1991, was used as the basis [33]. First, all components constituting the model of the engine were described mathematically, and then their implementation inside the program for dynamic system simulation followed. MATLAB SIMULINK 7.0 interface was selected for the program. Engine main scheme developed in SIMULINK was also presented in the fourth chapter. After it, the simulation model was started, and then a display of the first preliminary data in the diagrams.

The fifth chapter refers to exactly three design systems for engine control. Discreet PI or PID controllers were built in the control circuit. In the introductory section of the fifth chapter, a transfer function of the digital PID controller in Z-area was arranged. The first design control system is a devise for vehicle speed control, the so-called *tempomat.* Disturb value is the percentage of the road inclination varying from +5% (gradient) to -5% (downward slope). Gradient of 5% is the highest lawful gradient that must not be exceeded at highway construction in all countries within the EU. Testing of the tempomat was conducted in the fourth and the fifth transmission gears.

The second design control system refers to the control of exhaust gas recirculation flow back into the engine intake system, the so-called *EGR control*. For a successfully accomplished control, it was necessary to build an additional actuator, named electronic *EGR throttle*, in the intake manifold of the mathematical model. Outlet signal from the controller acts directly on the electrical *EGR-valve* by closing and/or opening of

which the throttle exhaust gas flow towards engine intake system is damped; and indirectly on the EGR throttle by closing of which the throttle fresh-air mass flow from the compressor is damped.
The last design control system refers to the *boost pressure control*. This control circuit is built in the existing simulation model of the device for vehicle speed control, the so-called tempomat. The result of this symbiosis is a big simulation model with two inbuilt controllers, one for speed control and the other for boost control. The boost controller acts on the electrical actuator by means of which the turbine vane position is directly changed, that is, indirectly the mass flow of exhaust gas through the turbine.
Finally, all control circuits have inbuilt PI or PID controllers that are tuned using the *Takahashi procedure* for tuning the parameters of digital controllers.

KLJUČNE RIJEČI: turbodizelski motor, turbina sa zakretnim lopaticama, EGR-ventil, EGR-zaklopka, EGR regulacija, regulacija tlaka prednabijanja, regulacija brzine vozila, tempomat, diskretni PID regulator, usrednjeni model motora, Takahasijeva procedura

KEYWORDS: turbodiesel engine, variable geometry turbine, EGR-valve, EGR-throttle, EGR control, boost pressure control,vehicle speed control, tempomat, discreet PID controller, Mean Value Engine Model (MVEM), Takahashi procedure

POPIS OZNAKA

A_{egr}	efektivna površina strujanja EGR ventila, m^2
c_{p1}	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku za zrak, J/(kgK)
c_{p3}	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku za dimne plinove, J/(kgK)
C_R	koeficijent otpora kotrljanja vozila
C_D	aerodinamički koeficijent otpora zraka vozila
D	promjer cilindra, m
D_c	promjer kompresorskog kola, impelera, m
EGR_{omjer}	udjel recirkuliranih ispušnih plinova u usisnom kolektoru
F_1	maseni udjel produkata izgaranja u usisnom kolektoru dizelskog motora
F_2	maseni udjel produkata izgaranja u ispušnom kolektoru dizelskog motora
$G_R(z)$	prijenosna funkcija diskretnog PID regulatora
h	put (hod) klipa između gornje i donje mrtve točke, m
H_d	donja ogrijevna moć dizelskog goriva, J/kg
i_{uk}	ukupni prijenosni omjer u transmisiji
i_{mj}	prijenosni omjer u mjenjaču
i_{diff}	prijenosni omjer u diferencijalu
J_{TP}	moment tromosti rotora turbopunjača, kgm^2
J_{uk}	ukupni moment tromosti na koljenastom vratilu motora (motor + teret), kgm^2
k_{im}	koeficijent prolaska topline usisnog kolektora, $W/(m^2K)$
K	dimenzijski koeficijent otpora trenja unutar hladnjaka zraka (engl. pipe friction constant), $1/m^4$
K_D	pojačanje derivacijskog člana regulatora
K_I	pojačanje integralnog člana regulatora
K_R	proporcionalno pojačanje integratora
K_{inter}	dimenzijski parametar hladnjaka stlačenog zraka, $Pa^2 \cdot s^2/(K \cdot kg^2)$
L_{min}	minimalna količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva, (kg zraka / kg goriva)
$\dot{m}_{gorivo}$	maseni protok goriva, kg/s
$\dot{m}_{zrak}$	maseni protok zraka koji ulazi u motor, kg/s
$\dot{m}_{egr}$	maseni protok recirkuliranih ispušnih plinova, kg/s
m_v	masa vozila, kg
$\dot{m}_2$	maseni protok zraka kroz kompresor, kg/s
$\dot{m}_{th}$	maseni protok zraka kroz EGR zaklopku (engl. EGR-throttle), kg/s
$\dot{m}_4$	ukupni maseni protok radnog medija u motor, kg/s
$\dot{m}_5$	maseni protok dimnih plinova iz motora, kg/s
$\dot{m}_6$	maseni protok dimnih plinova kroz turbinu, kg/s

M_i	indicirani moment motora, Nm
M_k	moment potreban za pogon kompresorskog kola, Nm
M_t	pogonski moment turbinskog kola, Nm
M_{tereta}	moment opterećenja, Nm
M_{trenje}	moment motora koji se troši na svladavanje otpora unutrašnjeg trenja i pomoćnih uređaja, Nm
M_u	moment uspona, moment kojeg motor troši na svladavanje otpora kretanja po usponu, Nm
N	brzina vrtnje motora, 1/min
Ntc	brzina vrtnje rotora turbopunjača, 1/min
Nu	Nusseltova značajka
p_e	prosječni efektivni tlak, Pa
p_i	prosječni indicirani tlak, Pa
p_{up}	tlak zraka ispred EGR-zaklopke, Pa
p_1	tlak okoline, Pa
p_2	tlak zraka nakon kompresije u kompresoru, Pa
p_4	tlak plinova radnog medija u usisnom kolektoru, Pa
p_6	tlak dimnih plinova na ulazu u turbinu, odnosno tlak dimnih plinova u ispušnom kolektoru, Pa
$p_{6'}$	tlak dimnih plinova iza EGR-hladnjaka, Pa
$p_{t,sr}$	prosječni efektivni pritisak trenja, (engl. friction mean effective pressure), Pa
P_e	efektivna snaga motora, W
P_i	indicirana snaga motora, W
P_k	snaga potrebna za pogon kompresora, W
P_t	snaga turbine, W
Pr	Prandtlova značajka
$Q(\alpha)$	Q-funkcija, m^2
r_c	stupanj kompresije motora
r_k	radijus kotača vozila, m
Re	Reynoldsova značajka
R_{zrak}	specifična plinska konstanta zraka, J/(kgK)
R_3	specifična plinska konstanta dimnih plinova, J/(kgK)
s	postotak nagiba ceste, %
T	period tastiranja kontinuiranog signala, s
T_{kr}	kritični period osciliranja, s
T_1	temperatura okoline, K
T_2	temperatura zraka nakon politropske kompresije u kompresoru, K
T_3	temperatura ohlađenog komprimiranog zraka nakon izlaska iz hladnjaka, K
T_4	temperatura radnog medija u usisnom kolektoru, K
T_5	temperatura vrućih ispušnih plinova na izlasku iz motora, K

T_6	temperatura plinova na ulazu u turbinu, odnosno temperatura dimnih plinova u ispušnom kolektoru, K
$T_{6'}$	temperatura ohlađenih dimnih plinova nakon izlaza iz EGR hladnjaka, K
T_i	integralna vremenska konstanta, s
T_d	derivacijska vremenska konstanta, s
T_{up}	temperatura zraka ispred EGR-zaklopke, K
T_{engine}	temperatura rashladne tekućine motora, K
$T_{R.S}$	temperatura rashladnog sredstva hladnjaka, K
T_{wall}	temperatura stijenke ispušnog kolektora, K
v_{sr}	prosječna brzina klipa, m/s
V_c	kompresijski prostor, m^3
V_h	radni volumen jednog cilindra motora, m^3
V_H	radni volumen motora, m^3
V_{im}	volumen usisnog kolektora, m^3
V_{em}	volumen ispušnog kolektora, m^3
x_r	udjel zaostalih plinova izgaranja u cilindru
z	broj cilindara
α	kut kašnjenja, rad
α_{th}	kut otklona EGR zaklopke motora (engl. EGR-throttle), rad
α_{conv}	koeficijent prelaska topline u graničnom sloju ispušnog kolektora, $W/(m^2K)$
α_{cond}	koeficijent prelaska topline kondukcijom između bloka motora i ispušnog kolektora, $W/(m^2K)$
α_{vgt}	upravljački signal kojim se mijenja geometrija turbinskih lopatica
α_{egr}	upravljački signal kojim se otvara/zatvara EGR-ventil
δ	stupanj nejednolikosti hoda kod motora s unutrašnjim izgaranjem
η_{egr}	iskoristivost topline hladnjaka recirkuliranih dimnih plinova
$\eta_{H.Z}$	iskoristivost topline hladnjaka stlačenog zraka
η_i	indicirana korisnost motora
η_m	mehanička korisnost motora
$\eta_{m,k}$	mehanička korisnost kompresora
$\eta_{m,t}$	mehanička koeficijent iskoristivosti turbine
η_{mt}	mehanički gubici u transmisiji (mjenjač + diferencijal + kardan))
$\eta_{s,k}$	izentropski eksponent iskoristivosti kompresora
$\eta_{s,t}$	izentropski eksponent iskoristivosti turbine
η_{vol}	volumetrijska korisnost motora
ε	emisijski faktor za čelični lijev, polirana površina
κ_1	izentropski eksponent zraka

κ_6	izentropski eksponent za dimne plinove
λ	faktor zraka
λ_{Al}	koeficijent toplinske vodljivosti za aluminij, W/(mK)
λ_{pu}	koeficijent punjenja motora
Π_k	stupanj prednabijanja ili stupanj kompresije
Π_t	stupanj ekspanzije turbine
Π_{th}	omjer tlakova iza i ispred EGR zaklopke
σ	Stefan – Boltzmannova konstanta, W/(m^{2}K^4)
$\Delta h_{s,K}$	izentropska promjena entalpije kompresora, J/kg
Δh_K	realna promjena entalpije kompresora, J/kg
$\Delta_{s,T}$	izentropska promjena zaustavne entalpije kod turbine, J/kg
Δh_T	realna promjena entalpije kod turbine, J/kg
Δp	pad tlaka unutar hladnjaka zraka, Pa
Δp_{egr}	pad tlaka unutar EGR hladnjaka recirkuliranih dimnih plinova, Pa
ϕ	koeficijent protoka
ϕ_{im}	toplinski tok koji se izmjenjuje između okoline i usisnog kolektora, J/s
ϕ_{em}	toplinski tok koji se izmjenjuje između okoline i ispušnog kolektora, J/s
ψ	glavni bezdimenzijski koeficijent kompresora
ρ_4	gustoća radnog medija u usisnom kolektoru, kg/m^3
τ	vrijeme kašnjenja pojedinih signala, s
ω_{sr}	kutna brzina vrtnje motora, rad/s

POPIS SLIKA

Slika 1.1 Motor godine 2005. i common-rail sustav ubrizgavanja goriva 25
Slika 1.2 Dopuštene granične vrijednosti dizelskih čestica i ($HC+NO_x$), g/km 27
Slika 1.3 Smanjenje učinkovitosti katalizatora uslijed visokosumpornog goriva 28
Slika 2.1 Shema rada četverotaktnog motora 31
Slika 2.2 $p-V$ dijagram četverotaktnog motora 32
Slika 2.3 Sabathéov proces 35
Slika 2.4 Indikatorski dijagram i indicirani tlak motora s nabijanjem 37
Slika 2.5 Prosječni efektivni tlak motora 38
Slika 3.1 EGR sustav visokog tlaka 42
Slika 3.2 EGR-hladnjak recirkuliranih ispušnih plinova 43
Slika 3.3 Presjek kroz matricu EGR-hladnjaka 44
Slika 3.4 Presjek kroz kanal EGR-hladnjaka s utisnutim krilcima za stvaranje turbulencija 44
Slika 3.5 Električni EGR-ventil 45
Slika 3.6 Položaj EGR-hladnjaka ispod i EGR-ventila ispred usisnog kolektora kod motora s V-konfiguracijom 46
Slika 3.7 Common-rail sistem ubrizgavanja goriva 47
Slika 3.8 Common-rail sistem treće generacije za četverocilindrični motor 48
Slika 3.9 Common-rail sistem treće generacije za V8 dizelski motor 49
Slika 3.10 Pumpa visokog tlaka, Bosch 50
Slika 3.11 Magnetski ventil za doziranje goriva, [5] 50
Slika 3.12 Visokotlačni spremnik goriva, [5] 51
Slika 3.13 Regulacijski ventil tlaka, [5] 51
Slika 3.14 Piezo brizgaljka goriva 52
Slika 3.15 Servoventil piezo brizgaljke i faze rada, [5] 53
Slika 3.16 Mapa višefaznog ubrizgavanja goriva kod motora, BMW, 6 cilindara, 160 kW 54
Slika 3.17 Shema prednabijanja dizelskog motora 56
Slika 3.18 Turbopunjač firme Garrett, model sa zakretnim turbinskim lopaticama, tip GT1749V 58
Slika 3.19 Dvostupanjsko prednabijanje kod modela BMW 535d, godina proizvodnje 2004 59
Slika 3.20 Shema dvostupanjskog prednabijanja dizelskog motora 60
Slika 3.21 Usporedivi procesi prednabijanja s jednim i dva turbopunjača prikazani u T,s dijagramu 60
Slika 3.22 Radna mapa dvostupanjskog prednabijanja motora 61
Slika 3.23 Blok dijagram upravljanja pneumatskim ventilom 2 61
Slika 3.24 Radna mapa otvorenosti regulacijskog ventila 2 kod motora BMW 535d 62
Slika 3.25 Dijelovi EDC-računala motora 66

Slika 3.26 Shematski prikaz elektroničke regulacije V8 common-rail turbodizelskog motora s prikaznim položajima svih senzora i aktuatora 67
Slika 3.27 Regulacija mirnoće rada motora (LLR) 69
Slika 3.28 Algoritam proračuna ubrizgavanja goriva kod common-rail motora 71
Slika 3.29 Spriječavanje prekomjernog dimljenja dizelskog motora pomoću signala s Lambda-sonde 72
Slika 3.30 Regulacijska shema određivanja količine ubrizganog goriva pomoću signala s Lambda-sonde 73
Slika 4.1 Prikaz termodinamičkih modela dizelskog motora 76
Slika 4.2 Pozicije termodinamičkih varijabli stanja usrednjenog modela (MVEM) dizelskog motora 78
Slika 4.3 Radni dijagram kompresora 80
Slika 4.4 Proces kompresije u kompresoru prikazan u h,s dijagramu 81
Slika 4.5 Programirana mapa kompresora u MATLABU 82
Slika 4.6 Programirane krivulje korisnosti kompresora 83
Slika 4.7 Radne karakteristike turbine s zakretnim lopaticama 84
Slika 4.8 Proces ekspanzije u turbini prikazan u h,s dijagramu 85
Slika 4.9 Prigramirana radna mapa turbine promjenljive geometrije 86
Slika 4.10 Trodimenzionalni prikaz programirane radne mape turbine 87
Slika 4.11 Prikaz radne mape korisnosti turbine u ovisnosti o koeficijentu brzine 88
Slika 4.12 Programirana trodimenzionalna mapa iskoristivosti turbine 88
Slika 4.13 Shema hladnjaka stlačenog zraka s procesom u T,s dijagramu 90
Slika 4.14 Prikaz iskoristivosti topline hladnjaka u ovisnosti o parametru protoka 91
Slika 4.15 Pravac pada tlaka unutar hladnjaka zraka 92
Slika 4.16 EGR sustav s ugrađenim EGR hladnjakom kod motora AUDI V8 TDI, [27] 93
Slika 4.17 Prikaz iskoristivosti topline EGR-hladnjaka u ovisnosti o parametru protoka dimnih plinova 94
Slika 4.18 Funkcija protjecanja kroz EGR-ventil 96
Slika 4.19 Krivulja efektivne površine otvorenosti EGR-ventila 97
Slika 4.20 Ulazne i izlazne veličine stanja usisnog kolektora 98
Slika 4.21 Mapa volumetrijske korisnosti za motor 2.4 JTD Alfa-Romeo 105
Slika 4.22 Krivulja volumetrijske korisnosti kod motora 1.6 turbodizel, Volkswagen, [33] 106
Slika 4.23 Programirana 3D mapa indiciranog stupnja korisnog djelovanja, [33] 108
Slika 4.24 Krivulje indicirane korisnosti u ovisnosti o brzini vrtnje motora N i faktoru zraka λ 109
Slika 4.25 Krivulje momenta trenja prema Heywoodu i Stöckliju 111
Slika 4.26 Oznake masenih protoka i protoka dimnih plinova koje se koriste za izračun protoka zraka 117
Slika 4.27 Masena bilanca izgaranja jednog kilograma dizelskog goriva 120
Slika 4.28 Položaji centara TC, EC, IC i kuta početka ubrizgavanja goriva u p,V dijagramu 122
Slika 4.29 MVEM model turbodizelskog motora izrađen u SIMULINKU 124
Slika 4.30 Podmodel kompresora izrađen u SIMULINKU 125
Slika 4.31 Radne točke kompresora programirane u MATLABU 125

Slika 4.32 Podmodel turbine izrađen u SIMULINKU 126
Slika 4.33 Radne točke turbine programirane u MATLABU 126
Slika 4.34 Podmodel ispušnog kolektora izrađen u SIMULINKU 127
Slika 4.35 Podmodel mjenjača izrađen u SIMULINKU 127
Slika 4.36 Prikaz programa u M-file za izračun ispušne temperature iz motora pomoću Jakobijane 128
Slika 4.37 Podmodel EGR-ventila izrađen u SIMULINKU 129
Slika 4.38 Podmodeli protoka zraka i masenih udjela dimnih plinova F_1 i F_2 izrađeni u SIMULINKU ... 129
Slika 4.39 Prikaz dviju ulaznih (poremećajnih) varijabli koje djeluju na model motora 130
Slika 4.40 Prikaz promjene brzine vrtnje motora kod modela motora s dvije poremećajne veličine 131
Slika 4.41 Promjena brzine vrtnje turbopunjača kod modela motora s dvije poremećajne veličine 131
Slika 4.42 Prikaz promjene faktora zraka kod modela motora s dvije poremećajne veličine 132
Slika 4.43 Promjena površine otvorenosti EGR-ventila kod modela s dvije poremećajne veličine 132
Slika 4.44 Prikaz promjene četiri ulazne (poremećajne) varijable koje djeluju na model motora 134
Slika 4.45 Prikaz masenog protoka EGR-plinova kod modela motora s četiri poremećajne veličine 134
Slika 4.46 Promjena temperature u ispušnom kolektoru kod modela motora s 4 poremećajne veličine 135
Slika 4.47 Promjena tlaka u ispušnom kolektoru kod modela motora s četiri poremećajne veličine 135
Slika 4.48 Prikaz jednostavne promjene četiri ulazne varijable koje djeluju na model motora 136
Slika 4.49 Prikaz indiciranog momenta motora kod jednostavne simulacije rada motora 137
Slika 4.50 Prikaz masenog protoka plinova kroz turbinu kod jednostavne simulacije rada motora 137
Slika 4.51 Prikaz temperature stlačenog zraka nakon izlaska iz kompresora 138
Slika 5.1 Diskretni PID regulator 139
Slika 5.2 Određivanje kritične periode osciliranja, T_{kr} 141
Slika 5.3 Kombinirani induktivni senzor brzine vrtnje i položaja radilice 142
Slika 5.4 Simulacijski model uređaja za regulaciju brzine vozila pogonjenog turbodizelskim motorom 143
Slika 5.5 Oscilacijska granica stabilnosti 144
Slika 5.6 Referentna i regulirana veličina brzine vrtnje motora u 4. stupnju prijenosa, tempomat 147
Slika 5.7 Poremećajna veličina – promjena postotka nagiba uspona ceste, tempomat uključen 147
Slika 5.8 Prikaz promijene brzine vozila u km/h u 4. stupnju prijenosa, tempomat uključen 147
Slika 5.9 Prikaz postavne veličine – maseni protok goriva, tempomat uključen 148
Slika 5.10 Prikaz indiciranog momenta motora u 4. stupnju prijenosa, tempomat uključen 148
Slika 5.11 Promjena temperature plinova u ispušnom kolektoru kod uključenog tempomata 148
Slika 5.12 Promijena temperature zraka u usisnom kolektoru kod uključenog tempomata 145
Slika 5.13 Oscilacijska granica stabilnosti kod poboljšane regulacije, tempomat uključen 145
Slika 5.14 Referentna i regulirana veličina brzine kretanja vozila u 5. stupnju prijenosa, tempomat 151
Slika 5.15 Prikaz momenta motora koji se troši na svladavanje otpora uspona, tempomat uključen 151
Slika 5.16 Prikaz momenta motora koji se troši na svladavanje otpora trenja unutar motora 151
Slika 5.17 Prikaz masenog protoka goriva kod kretanja vozila u 5. stupnju prijenosa, tempomat 152

Slika 5.18 Prikaz brzine vrtnje turbopunjača u 5. stupnju prijenosa kod uključenog tempomata 152
Slika 5.19 Promjena faktora viška zraka kod uključenog tempomata 152
Slika 5.20 Promijena brzine vrtnje motora kod vozila u 5. stupnju prijenosa, tempomat uključen 153
Slika 5.21 Referentna EGR mapa, Otto motor, [55] 154
Slika 5.22 Referentna EGR mapa, Dieselov motor, [10] 154
Slika 5.23 Prikaz turbodizelskog motora s ugrađenom EGR-zaklopkom 155
Slika 5.24 Pad tlaka u hladnjaku zraka 155
Slika 5.25 Prikaz *Q-funkcije* 157
Slika 5.26 Prikaz *alfa-funkcije* 157
Slika 5.27 Prikaz referentne EGR mape izrađene u MATLABU 157
Slika 5.28 Regulacijski model turbodizelskog motora s ugrađenom EGR regulacijom 159
Slika 5.29 EGR regulacija – maseni protok goriva kao poremećajna veličina 160
Slika 5.30 EGR regulacija – prikaz referentne i regulirane veličine EGR_{udjela} 161
Slika 5.31 EGR regulacija – prikaz površine otvorenosti EGR ventila 161
Slika 5.32 EGR regulacija – prikaz promjene kuta zakreta kod elektroničke EGR-zaklopke 161
Slika 5.33 EGR regulacija – maseni protok zraka kroz EGR-zaklopku 161
Slika 5.34 EGR regulacija – maseni protok dimnih plinova kroz EGR-ventil 161
Slika 5.35 Zajednički prikaz vodeće (referentne) i postavne veličine kod EGR regulacije 161
Slika 5.36 EGR regulacija – prikaz brzine vrtnje motora 162
Slika 5.37 EGR regulacija – prikaz temperature zraka u usisnom kolektoru kod uključene regulacije 162
Slika 5.38 EGR regulacija – promijena opterećenja na spojci motora kao poremećajna veličina 164
Slika 5.39 EGR regulacija s tri poremećajne veličine – promjena površine otvorenosti EGR-ventila 164
Slika 5.40 EGR regulacija – prikaz tlakova nabijanja u usisnom kolektoru 164
Slika 5.41 EGR regulacija – prikaz promijene temperature vrućih i ohlađenih EGR plinova 165
Slika 5.42 EGR regulacija s tri poremećajne veličine – promijena brzine vrtnje turbopunjača 165
Slika 5.43 EGR regulacija s tri poremećajne veličine – prikaz promijene faktora zraka 165
Slika 5.45 Pokretanje dovodnih lopatica turbinskog kola 166
Slika 5.46 Prikaz tlaka prednabijanja kod motora za Mercedes-Benz, 220 CDI 168
Slika 5.47 Prikaz tlaka prednabijanja kod motora GM Comet V, [7] 168
Slika 5.48 Mapa I, prikaz referentne veličine tlaka prednabijanja 168
Slika 5.49 Mapa II, prikaz referentne veličine tlaka prednabijanja 168
Slika 5.50 Tlak prednabijanja i mapa kompresora kod motora OM611, 220 CDI, Mercedes-Benz 169
Slika 5.51 Tlak prednabijanja kod velikih i malih motora 169
Slika 5.52 Krivulja tlaka prednabijanja kod V8 motora 170
Slika 5.53 Krivulja tlaka prednabijanja kod 6 cilindričnog motora 170
Slika 5.54 Model turbodizelskog motora s ugrađenim diskretnim regulatorima za regulaciju tlaka prednabijanja i regulaciju brzine vozila (TEMPOMAT) 171

Slika 5.55 Prikaz promijene tlaka prednabijanja i brzine vrtnje turbopunjača u 4. i 5. stupnju prijenosa kod motora bez regulacije turbopunjača 172
Slika 5.56 Prikaz tlaka prednabijanja unutar radne mape kompresora kod turbopunjača bez regulacije u 4 i 5 stupnju prijenosa mjenjača 173
Slika 5.57 Prikaz regulirane i referentne veličine tlaka prednabijanja unutar mape kompresora kod vozila u 4. stupnju prijenosa mjenjača 174
Slika 5.58a Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz referentne i regulirane vrijednosti tlaka prednabijanja u 4. stupnju prijenosa mjenjača 175
Slika 5.58b Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz brzine vrtnje turbopunjača u 4. stupnju prijenosa mjenjača....175
Slika 5.59a Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz promijene upravljačke veličine u 4. stupnju prijenosa mjenjača....175
Slika 5.59b Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz pogonskog momenta turbinskog kola u 4. stupnju prijenosa mjenjača....175
Slika 5.60 Prikaz regulirane i referentne veličine tlaka prednabijanja unutar mape kompresora kod vozila u 5. stupnju prijenosa mjenjača 177
Slika 5.61a Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz referentne i regulirane vrijednosti tlaka prednabijanja u 5. stupnju prijenosa mjenjača 177
Slika 5.61b Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz brzine vrtnje motora u 5. stupnju prijenosa....177
Slika 5.62 Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz promijene temperature u ispušnom kolektoru u 5. stupnju prijenosa....178
Slika 5.63a Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz promijene nagiba ceste kao poremećajna veličina u regulacijskom krugu 179
Slika 5.63b Regulacija tlaka prednabijanja – prikaz promijene masenog protoka goriva u 5. stupnju prijenosa mjenjača 179

POPIS TABLICA

Tablica 1. Prikaz svojstava Eurodizela i Ultimate dizelskog goriva....29
Tablica 2.1 Parametri rada Dieselovih i Otto motora 33
Tablica 5.1 Takahasijeva procedura podešavanja parametara digitalnih regulatora tipa P, PI i PID 141

UVOD

Na početku svakog znanstvenog rada potrebno je definirati problem. Jedan od lakših načina da se ispravno definira problem je pomoću naslova rada, jer prema [62]: *Naslov svakog znanstvenog rada, magisterija, doktorata, slijedi iz definicije njegova problema*. Pa prema tome, sa definiranjem problema može se krenuti iz naslova ovog magistarskog rada koji glasi: "Modeliranje i regulacija modernog dizelskog motora s turbonabijanjem".

Prva riječ koja će se iz naslova analizirati je ***"moderan motor"***. Jedna od mogućih definicija mogla bi biti vezana uz vremenski trenutak, pa glasi:

"U ovom vremenskom trenutku (rujan, 2008) moderni dizelski motor je onaj koji već sada zadovoljava strogu EURO 5 normu koja će stupiti na snagu 1. siječnja. 2009. godine u svim zemljama Europske Unije (EU), a postat će obvezujuća godinu dana kasnije, dakle u siječnju 2010. godine za sva vozila koja će se prodavati u zemljama EU". Ovakva vremenska definicija *modernog motora* sasvim sigurno je ispravna, no nije previše korisna za početak izrade znanstvenog rada. Puno korisnija definicija *modernog motora* glasila bi: "To je takav motor koji ima ugrađen moderan sustav za recirkulaciju ispušnih plinova kako bi se maksimalno smanjila količina dušičnih oksida (NOx) u ispuhu. Nadalje takav motor koristi moderan "common–rail" sustav ubrizgavanja goriva sa piezo-brizgaljkama i maksimalnim tlakovima ubrizgavanja većim od 1600 bara. Ovaj sustav ubrizgavanja jedini jamči veliku fleksibilnost kod upravljanja procesom ubrizgavanja, nisku razinu buke, malu potrošnju goriva i malu emisiju ostalih štetnih sastojaka u ispušnim plinovima, poput dima, čestica, čađe, ugljikovodika, ugljičnog monoksida itd. Radi povećanja izlazne snage i dinamičnijeg ponašanja u vožnji, moderni dizelski motor ima ugrađen turbopunjač koji najčešće koristi turbinu sa zakretnim lopaticama. Još su dva aktuatora karakterističan za sve, moderne EURO V dizelske motore. To je elektronička *EGR zaklopka* (engl. EGR throttle) i elektronička zaklopka pomoću koje se regulira i upravlja intenzitetom vrtloga svježeg radnog medija koji ulazi u cilindar (engl. swirl control valve, njem. die Drallklappen). EGR zaklopka stvara povoljnu razliku tlakova koja je nužna za povrat dijela ispušnih plinova natrag u usisni kolektor, a zaklopka vrtloga doprinosi većoj homogenosti smjese, boljim uvjetima izgaranja, a time i znatno čišćem ispuhu. Ova posljednja definicija *modernog motora* puno je bolja polazišna osnova za definiranje problema. U njoj se spominju vrlo konkretni sustavi, aktuatori, tehnologije ubrizgavanja goriva i prednabijanja motora. Prvi korak u sintezi rada bio je temeljito izučavanje gore spomenutih sustava, razumijevanje temeljnih fizičkih pojava u njima i među njima, jer upravo oni sačinjavaju glavne podmodele od kojih će se sastojati završni matematički model motora. Korisna strana literatura u kojima su detaljnije opisani konkretni sustavi može se pronaći u referencama [2], [3], [5], [8], [9], [10], [23], [25], [26], [27], [51], [60]. U prvim, uvodnim poglavljima magistarskog rada, svi podsustavi koji će činiti model su kratko i sažeto objašnjeni. Također, već na početku rada bilo je iznimno važno razumjeti zakonitosti i logiku upravljanja koja se ostvaruje putem senzora, aktuatora i upravljačkog računala motora. To je temelj koji je bio nužan da se zadatak iz modeliranja i regulacije motora uspješno obavi. Na primjer, kod modela motora jedna od upravljačkih (postavnih) veličina u regulacijskom krugu biti će maseni

protok goriva. Iako se ovaj rad ne bavi sustavima ubrizgavanja, potrebno je detaljnije poznavati tehnologiju "common-rail" ubrizgavanja goriva kako bi znali pomoću kojih se sve aktuatora može mijenjati količina ubrizganog goriva. Zato su u uvodnim poglavljima dati kratki opisi piezo-brizgaljki, regulator i senzor tlaka u razdjelnoj cijevi, jer to su sve komponente pomoću kojih se može mijenjati maseni protok goriva, odnosno da se bude još precizniji, količina ubrizganog goriva po radnom taktu motora. Druga riječ iz naslova rada koja će se analizirati je ***"modeliranje"***. *Modeliranje* je predstavljalo početak drugog koraka u sintezi rada, te ujedno i okosnica ovog rada. Tri rada, rad [33] iz 1991. godine, od prof. Hendricksa sa tehničkog univerziteta u Kopenhagenu, zatim rad [32] iz 1995. godine od prof. Moskwe sa univerziteta u Wisconsinu, te rad [18] iz 1998. g od prof. Line Guzzelle sa ETH Zürich, predstavljali su solidnu osnovu za početak modeliranja modernog dizelskog motora. Riječ je o tzv. nelinearnom usrednjenom modelu motora (engl. Mean Value Engine Model, MVEM). Usrednjeni model izračunava usrednjene vrijednosti promatrane varijable (tlak, temeperatura, protok, moment) unutar jednog radnog ciklusa koji traje 4π radijana. Osnova za modeliranje bio je motor zapremine 2000 cm^3. Neki podaci za izradu mapa pribavljeni su od proizvođača vozila, a drugi podaci su prikupljeni iz stručnih časopisa koji su navedeni u popisu literature. Određene dvojbe koje su se pojavile u fazi modeliranja na vrijeme su razrješene. Npr. usisni i ispušni kolektori su modelirani kao politropski modeli, a ne kao tradicionalni adijabatski modeli, te je kod ispušnog kolektora uz uobičajne mehanizme izmjene topline konvekcijom i kondukcijom, modeliran i uzet u obzir i mehanizam izmjene topline zračenjem. Ispušni kolektor, pogotovo dio cijevi oko turbine kod velikih opterećenja postiže velike temperature, te se gibitak topline zračenjem ne može zanemariti.

Rezultat modeliranja je moderan model dizelskog motora, koji za razliku od modela [18], [32] i [33] ima ugrađen model električne EGR zaklopke, moderan EGR sustav, turbinu promjenljive geometrije, nelinearni implicitni model trećeg reda za izračun ispušne temperature motora itd. Završni model ugrađen je u sučelje MATLAB SIMULINKA 7.0, te je korišten bez poteškoća. Time je drugi korak u sintezi rada bio završen.

I na kraju, treća riječ iz naslova koja će se analizirati je ***"regulacija"***. *Regulacija* je predstavljala treći korak u sintezi rada. U ovom poglavlju bilo je potrebno dokazati i dijagramima prikazati spremnost i podobnost matematičkog modela da prihvaća tipične regulacijske zadatke dizelskog motora koji se javljaju u praksi. Projektirana su i testirana tri sustava regulacije: regulacija brzine vozila (tempomat), regulacija povrata ispušnih plinova i regulacija tlaka prednabijanja. Za razumijevanje ovog područja potrebno je bilo predznanje iz područja digitalnih sustava upravljanja, [52], [53], [54]. Također, korisna literatura za ovo područje može biti još [5], [17], [21], [42] i [49]. Pomoću Takahasijeve procedure pronađene su optimalne vrijednosti parametara regulatora, koje su zatim uspješno provjerene simulacijom cjelokupnog modela motora na računalu. Nakon svake simulacije, u dijagramima su prikazane promijene upravljačke (postavne), referentne, regulirane i poremećajne veličine. Ova tri regulacijska sustava ciljano su izabrana. Tempomat povećava udobnost vožnje, EGR regulacija je nužna za ispunjavanje ekoloških normi, a regulacija tlaka prednabijanja štiti motor od oštećenja osiguravajući mu pri tome izdržljivost i dugotrajnost. Udobnost, ekologija i pouzdanost, su ionako tri vrline koje krase današnje automobile s ugrađenim modernim dizelskim agregatima.

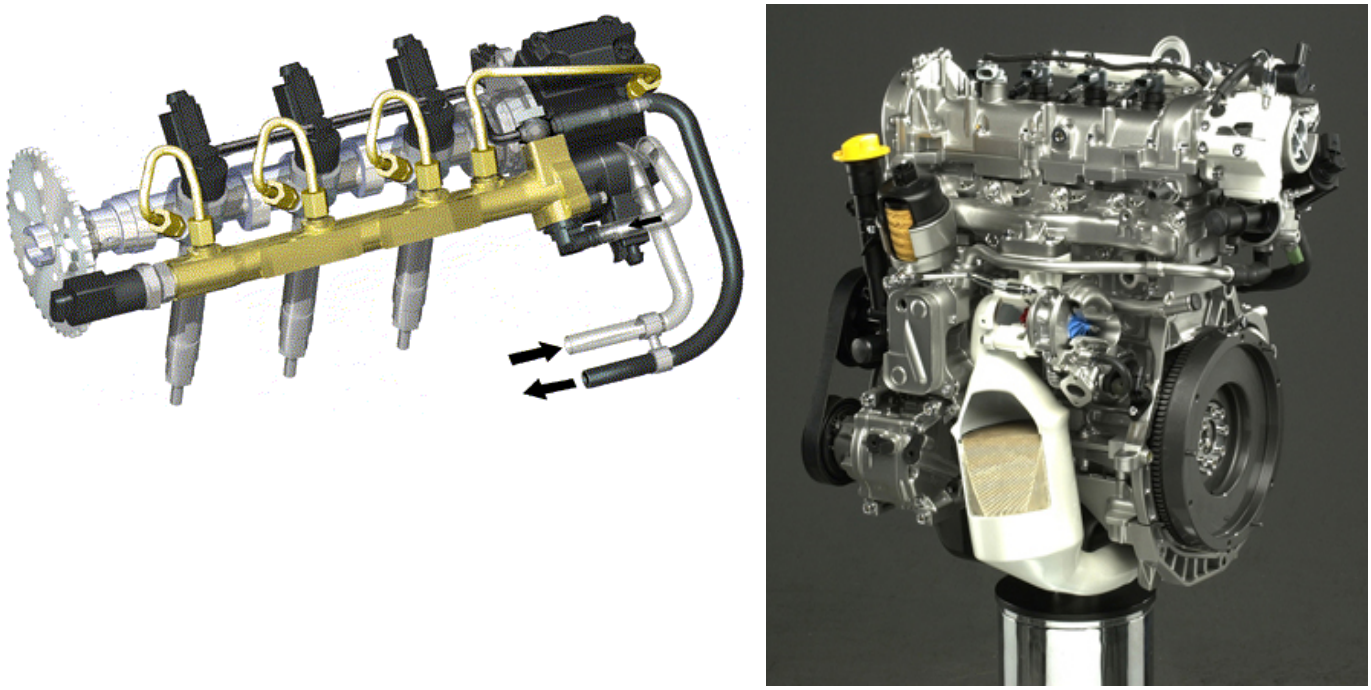
1. Uvodna poglavlja u magistarski rad

1.1 Desetljeće uspjeha dizelskog motora u Europi

Posljednjih bi se deset godina u Europi zaista s pravom moglo nazvati godinama dizelskog motora. U više od stoljeća dugoj povijesti dizelski motor nikada nije doživio takav tržišni uspjeh kao u posljednjem desetljeću (1997–2007. g.). Pravo mjerilo uspjeha svakog proizvoda, pa tako i dizelskog motora, njegovi su gospodarski rezultati, a oni su posljednjih deset godina impresivni. Još 1996/97 godine prosječan udjel dizelskih agregata kod osobnih automobila u zemljama Europske unije (EU) iznosio je 25%. Danas se pak taj udjel na razini cijele Unije približio granici od 50%. U nekim zemljama, primjerice, Austriji, Luxemburgu, Belgiji, Francuskoj, udio dizelskih agregata u segmentu osobnih automobila prešao je granicu od 70%. Za tehnologiju dizelskog motora važna je bila 1997. godina. Nakon višegodišnjeg razvoja, talijanska grupa "FIAT-AUTO", konstruira i uvodi u serijsku proizvodnju prvi *common-rail* motor na svijetu. Motor je predstavljen javnosti 1997. u automobilu "Alfa Romeo 156". S tom tehnologijom započela je snažna ekspanzija dizelskih agregata na europskom kontinentu. Ona je bitno pridonijela poboljšanju ekonomičnosti, performansi i voznosti samog automobila s ugrađenim dizelskim agregatom.

Osnovne značajke *comon-rail* tehnologije ubrizgavanja goriva su:

- akustička rafiniranost motora
- velika fleksibilnost kod regulacije tlaka i vremena ubrizgavanja goriva
- veličina tlaka ubrizgavanja neovisna je o broju okretaja motora i opterećenju
- jednostavnost konstrukcije i niži proizvodni i razvojni troškovi u usporedbi s konkurencijskom *"Pumpe-Düse"* tehnologijom (zbog velikih proizvodnih troškova, koncern VW 2008. godine prestaje s proizvodnjom *"Pumpe-Düse"* sustava za ubrizgavanje goriva)



Slika 1.1 Motor godine 2005. u klasi do 1400 cm^3: FIAT 1.3 MULTIJET 16V (desno) i common-rail sustav ubrizgavanja goriva (lijevo) kod 3.cilindarskog motora tvornice MERCEDES-BENZ namijenjen ugradnji u automobil SMART

Glavni razvojni inženjer Fiat-a, dr.sc. Rinaldo Rinolfi u članku [1] prognozira da će prodajni "boom" dizela u Europi nakon desetogodišnjeg uspjeha na tržištu završiti 2015. godine. Prema njegovu mišljenju, tržišni udjel dizelskih agregata mogao bi do 2010. godine narasti na 65%*, a zatim, 2015. godine pasti ispod 40%. Te godine nisu slučajno navedene. 2010. godine na snagu stupa stroga EURO 5 norma, a 2015. g. još stroža, EURO 6 norma. Kako bi se te norme zadovoljile, već sada se ulažu ogromna financijska sredstva u razvoj novih tehnologija, sustava i komponenti, i to sa ciljem da se ispune vrlo rigorozne mjere o maksimalnom udjelu dušičnih oksida (NOx), čađe, te neizgorenih čestica u sastavu ispušnih plinova. Ulaganje u nove tehnologije dovest će do daljnjeg povećanja razlike u cijeni između dizelskog i usporedivog benzinskog motora. To će dizelski agregat učiniti manje konkurentnim, te u očima kupca manje atraktivnim, tvrdi R.Rinolfi [13],[14]. U uvodnom poglavlju na idućih će nekoliko stranica biti opisane zakonske norme, te će se iznijeti neke činjenice o ekologiji i industriji nafte, jer to su zasigurno tri područja koja će utjecati na budućnost dizelskog motora.

(* Već 2007. g. 60% od svih prodanih novih automobila kod proizvođača Audi, VW, Mercedes-Benz, Alfa-Romeo, BMW bilo je pogonjeno dizelskim motorom)

1.2 Ekologija

Presudan utjecaj na razvoj, projektiranje, konstruiranje, simulacije i proizvodnju dizelskog turbo motora u današnje doba ima ekologija. Pri tome se ne misli samo na uži smisao te riječi, već na njenu puno širu konotaciju. Ekologija postaje novi izazov razvojnih inženjera (hibridna vozila, gorive ćelije), te povećava troškove razvoja automobilskih pogona do, do prije nekoliko godina, teško zamislivih granica. Primjerice nekad je dio pogonskog sustava automobila od ispušne cijevi do ispušnog lonca (prigušivača zvuka) bio najjeftinija komponenta automobila, dio u koji se najmanje ulagalo. Danas su proizvođači automobila upravo u taj dio prisiljeni ulagati velika sredstva, a kako bi zadovoljili stroge ekološke standarde koji su propisani važećim normama na tržištu. Samo u posljednjih pet godina nastao je niz novih tehnologija uvjetovanih ekološkim normama.

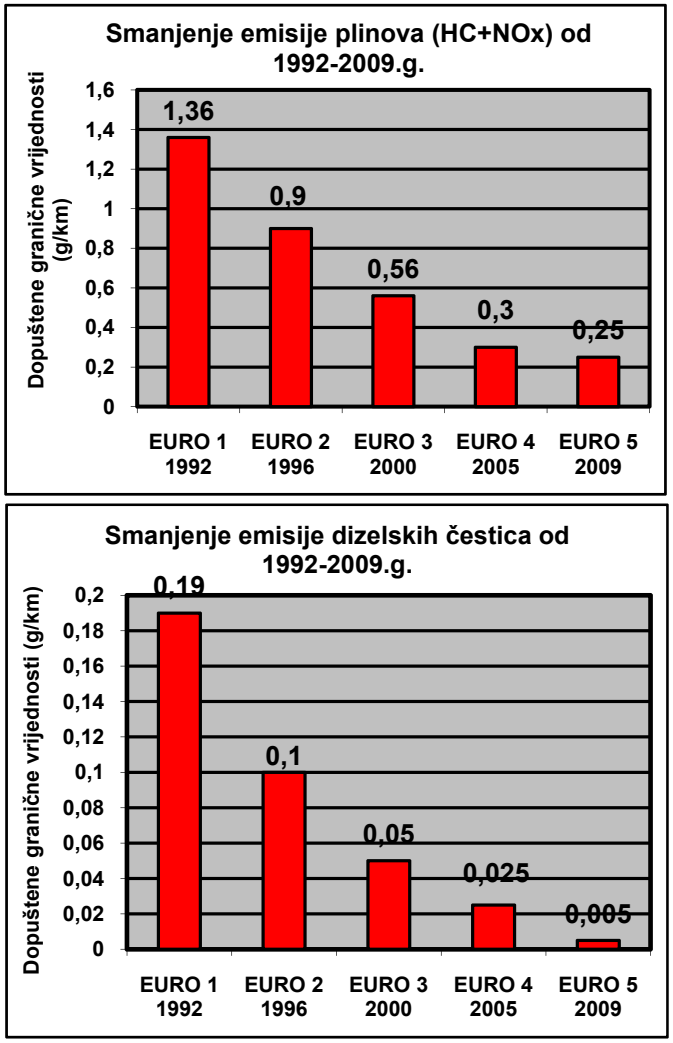
Katalizator za "pohranjivanje" dušičnih oksida (*njem. der NOx– Speicherkatalysator*), SCR–katalizatori selektivne redukcije (*njem. der selektive katalytische Reduktion Katalysator*), NSCR–katalizatori (n*jem. der nicht selektive katalytische Reduktion Katalysator*), DPF filteri (*njem. der Dieselpartikel – filter*), DOC–dizelski oksidacijski katalizatori (*njem. Der Diesel – Oxidationskatalysator*), plamenici za dodatno zagrijavanje filtera čestica (*njem. Der katalytischer Brenner, engl. cat-burner*), AdBlue tehnologija ili Bluetec opisana u normi DIN 70070 [5], injektori za ubrizgivanje i uređaji za doziranje AdBlue tekućine na bazi uree, su samo neka od mnogobrojnih tehnoloških rješenja za smanjenje štetnih sastojaka u ispušnim plinovima, a koja su potpunu komercijalnu uporabu na tržištu ostvarila u posljednjih pet godina.

1.3 Zakonske norme

Granične vrijednosti štetnih sastojaka u ispušnim plinovima u zemljama EU ne smiju prelaziti granicu od one koja je propisana Euro 4 normom. U Europskoj Uniji Euro 4 norma stupila je na snagu 1. siječnja 2005 godine. Proizvođači su stimulirani da što prije ispune određenu normu, budući da je zakonodavac (Europska

komisija u Bruxelles-u) predvidio porezne poticaje za one proizvođače koji zadovolje određenu normu prije samog roka kad postaje zakonski obvezna. U Europi je postupak planiranog smanjenja štetnih ispušnih plinova počeo 1. srpnja. 1992. godine uvođenjem Euro 1 norme. Slika 1.2 prikazuje kako se u razdoblju 1992.g. – 2005.g., dakle, u samo 13 godina, dopušteni udio štetnih sastojaka smanjio više od 80%.

Posljednjih je deset godina zaista napravljen izuzetno važan iskorak u svim područjima razvoja dizelskog motora, od potrošnje, performansi, specifične snage, buke, pa do akustike motora, vibracija, itd. Razvojni inženjeri moraju vrlo dobro poznavati propise o maksimalno dozvoljenoj koncentraciji štetnih plinova u ispuhu, osobito ako se radi o američkim propisima, koji su vrlo rigorozni i temeljiti, a u pojedinim saveznim državama (Kalifornija, Maine, Massachusetts i država New York) i **najstroži u svijetu**. U tim četirima američkima državama proizvođač automobila u vrlo rigoroznim i točno definiranim **FTP** – testovima (**F**ederal **T**est **P**rocedure) mora dokazati da njegovo vozilo ni nakon 50000 milja (ili 5 godina), odnosno nakon 100000 milja (ili 10 godina) neće prekoračiti dozvoljenu granicu štetnih sastojaka. Ako proizvođač zadovolji na FTP testu, od federalnih vlasti dobiva dopuštenje i certifikat da s vozilom krene u prodaju. Američki propisi poput **SULEV–a** (**S**uper **U**ltra **L**ow **E**mission **V**ehicle), **ULEV–a** (**U**ltra **L**ow **E**mission **V**ehicle), **LEV–a** (**L**ow **E**mission **V**ehicle), **ZEV–a** (**Z**ero **E**mission **V**ehicle) natjerali su proizvođače da se posvete razvoju alternativnih pogona. Tako ne čudi da je najveći broj od ukupno 1.000.000 proizvedenih Prius–a (Toyotino hibridno vozilo) prodan baš u Kaliforniji, saveznoj državi s najstrožom legislativom na svijetu.

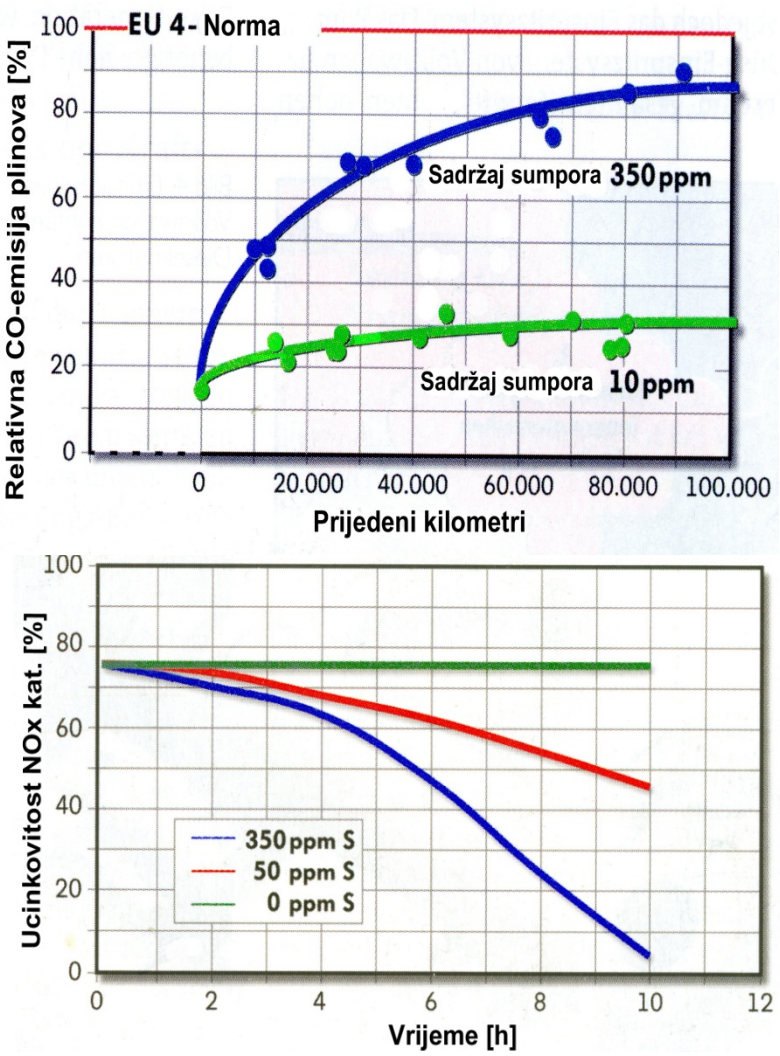


Slika 1.2. Dopuštene granične vrijednosti emisije dizelskih čestica i ($HC+NO_x$) u g/km

1.4 Industrija nafte

U proteklom desetljeću (1997. – 2007.), uz nove tehnologije i konstrukcijska rješenja, ubrzanom razvoju dizelskog motora pridonijele su i velike promjene koje su zahvatile naftnu industriju. Veza između dizelskog motora i industrije nafte je uzročno-posljedična i to u oba smjera (dizelski motor ↔ industrija nafte). Razvoj svakog dizelskog agregata nove generacije primorava naftnu industriju da dodatno ulaže u proizvodnju sve čišćih, "sofisticiranijih", te ekološki prihvatljivijih goriva. Danas ni jedan dizelski motor ne bi mogao zadovoljiti važeću EURO 4 normu, kad bi sadržaj sumpora u gorivu bio 350 mg/kg (350 ppm).

Štoviše, pri takvu sadržaju sumpora teško da može ispravno raditi bilo koji turbodizelski agregat bez obzira radi li se o *pumpe–düse* ili *common–rail* tehnologiji ubrizgavanja goriva. Jednostavno, takva bi količina sumpora u vrlo kratkom vremenu uništila dijelove turbo–punjača (korozija turbinskih lopatica, korozija u području prstenova klipa), injektore goriva, te vitalne komponente SCR – katalizatora, NO_x – katalizatora ili filtera čestica kojim će biti opremljeni budući automobili. Štoviše, za primjenu takvih katalizatora od proizvođača nafte traže se goriva s udjelom sumpora manjim od 10 mg/kg (< 10 ppm). U članku [3], koji je izašao u povodu 25. obljetnice proizvodnje dizelskog motora u Volkswagenu, prikazane su slike 1.3. i 1.4. One ukazuju na neučinkovitost oksidacijskih i tzv. NO_x–katalizatora ako se koristi gorivo s visokim sadržajem sumpora. Slika 1.3. pokazuje kako već nakon 20.000 km automobil ispušta u okoliš dvostruko veću količinu ugljičnog monoksida (CO) uslijed smanjenja učinkovitosti oksidacijskog katalizatora zbog velike količine sumpora u gorivu (350 ppm). Slika 1.4. prikazuje smanjenu učinkovitost NOx–katalizatora već nakon 6 sati rada motora ukoliko sadržaj sumpora prelazi granicu od 50 ppm. Može se zaključiti kako je za primjenu NO_x–katalizatora u budućim modelima automobila potrebno gorivo s udjelom sumpora manjim od 10 mg/kg. Zato je Europska komisija propisala da će u svim zemljama EU od 2010. godine biti obvezna primjena goriva s manje od 10 mg/kg sumpora. Republika Njemačka u tome je otišla najdalje. Početkom 2003. godine uvela je veće porezne stope za gorivo s većim sadržajem sumpora. Tako je prisilila proizvođače nafte da tržištu ponude što kvalitetnije i ekološki prihvatljivije gorivo. Rezultate takve porezne politike nije trebalo dugo čekati. Već u lipnju 2004. godine njemački proizvođač nafte "ARAL", nakon velikih investicija u svoju rafineriju u Gelsenkirchenu, na više od 1200 benzinskih postaja širom Njemačke ponudio je gorivo s manje od 10 mg/kg sumpora pod trgovačkim nazivom **"ULTIMATE DIESEL"**. Upravo je gorivo takvih karakteristika nužno kako bi proizvođači automobila mogli ispuniti buduću normu EURO 5 koja će stupiti na snagu 2010 godine. Glavna svojstva "ULTIMATE DIESEL–a" prikazana su u tablici 1.



SL. 1.3 i 1.4 Prikaz smanjenja učinkovitosti oksidacijskog i NOx katalizatora usljed visokosumpornog goriva

Važno je uočiti izrazito visok cetanski broj koji ima gorivo (preko 60), te vrlo mali broj policikličkih aromata (manje od 2 %) koji su nužan preduvjet da se smanje emisije čestica i čađe iz dizelskih motora. Opširnije informacije o ovom novorazvijenu gorivu, kao i rezultate testiranja "ULTIMATE DIESEL-a" provedenog na floti od točno 100 vozila mogu se pronaći u članku [4]. U svim zemljama EU od 1. siječnja 2005.godine vrijedi norma **EN 590**, koja propisuje da udio sumpora u gorivu ne smije prijeći granicu od 50 mg/kg. Nažalost, u Republici Hrvatskoj niti jedna od dvije postojeće rafinerije nije u stanju proizvesti dizelsko gorivo europske kvalitete ispod 50 mg/kg sumpora, a da o gorivima od 10 mg/kg uopće i ne govorimo. Zbog višegodišnjeg zanemarivanja tehnološke obnove svojih rafinerija, Hrvatska je prisiljena uvoziti gorivo visoke kvalitete (manje od 10 mg/kg sumpora) kakvu zahtijevaju najmoderniji *common-rail* motori, unatoč tradiciji prerade nafte duljoj od jednog stoljeća.

Dizelsko gorivo	**Jedinica**	**Eurodizel EN590 norma**	**Ultimate diesel**
Cetanski broj	[-]	min. 51,0	**min. 60**
Sadržaj sumpora	mg/kg	max. 50	**< 10**
Masne kiseline – sadržaj metilestera	% (v/v)	max. 5	**ne sadrži**
Količina policikličkih aromatskih ugljikovodika	% (m/m)	max. 11	**< 2,0**
Sadržaj aromata	% (m/m)	–	**< 15**
% (v/v) je postotak obujamski			
% (m/m) je postotak maseni			

Tablica 1. Usporedba svojstava Eurodizela i Ultimate dizelskog goriva

2. Teorijske osnove dizelskog motora

2.1 Osnovne definicije i oznake

Detaljni pregled načina rada dizelskih motora može se pronaći u referencama [2], [5], [10], [66]. ***Četverotaktni motor*** je onaj kod kojeg radni ciklus ima četiri takta, za vrijeme dvaju okretaja koljenastog vratila.

Klip je dio motora koji se translacijski giba u cilindru, na koji djeluje tlak plinova izgaranja, i koji preuzima bočne sile.

Gornja mrtva točka **(GMT)** je najbliži položaj poklopcu cilindra ("glavi cilindra") do kojeg dođe klip.

Donja mrtva točka **(DMT)** je najbliži položaj koljenastom vratilu motora do kojeg dođe klip.

Prosječna kutna brzina ω_{sr}, s^{-1}, je prosječni prevaljeni kut koljenastog vratila u jedinici vremena

$$\omega = \pi N / 30, \tag{2.1}$$

gdje je N brzina vrtnje koljenastog vratila u minuti.

Radni volumen V_h, m^3, je prostor u cilindru kojeg klip oslobodi pomicanjem iz GMT u DMT

$$V_h = D^2 \pi \ h / 4 \ , \tag{2.2}$$

gdje je D promjer cilindra, a h, m, put klipa između mrtvih točaka.

Radni volumen motora V_H, m^3, je radni volumen svih z cilindara motora

$$V_H = V_h \ z \tag{2.3}$$

Kompresijski prostor V_c, m^3, je unutarnji dio cilindra koji ostaje zatvoren iznad klipa u gornjoj mrtvoj točki. To je ujedno i najmanji mogući prostor izgaranja.

Volumen cilindra V, m^3, je ukupni volumen koji ostaje u cilindru kad se klip nalazi u DMT. Volumen cilindra je zbroj radnog volumena i kompresijskog prostora. To je najveći mogući prostor izgaranja.

$$V = V_h + V_c \tag{2.4}$$

Stupanj kompresije ε je odnos volumena cilindra V prema kompresijskom prostoru V_c:

$$\varepsilon = \frac{V}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} \tag{2.5}$$

Prosječna brzina klipa, v_{sr} m/s, je put klipa između mrtvih točaka h, podijeljen s vremenom t, u kojem je taj put prevaljen.

$$v_{sr} = put \ / \ vrijeme \ = hN \ / \ 30 \tag{2.6}$$

Kompresijski tlak p_c je tlak koji nastaje u motoru na kraju kompresije.

Tlak izgaranja p_{izg} je najviši tlak koji nastaje u motoru za vrijeme izgaranja.

Prosječni indicirani tlak p_i je prosječni tlak koji se dobije iz indikatorskog dijagrama motora mjerenjem pomoću piezoelektričkog indikatora tijekom rada motora.

Prosječni efektivni tlak p_e izračunava se iz efektivne snage motora P_e.

Indicirana snaga P_i se izračuna pomoću prosječnog indiciranog tlaka.

Efektivna snaga P_e je ona koju korisnik prima na spojci motora. Lako se mjeri na motornoj kočnici u laboratoriju.

Volumenska snaga P_v je efektivna snaga motora preračunata na jedinicu radnog volumena. Volumenska snaga pokazuje koliko je iskorišten radni volumen jednog cilindra za proizvodnju snage. Što je veća

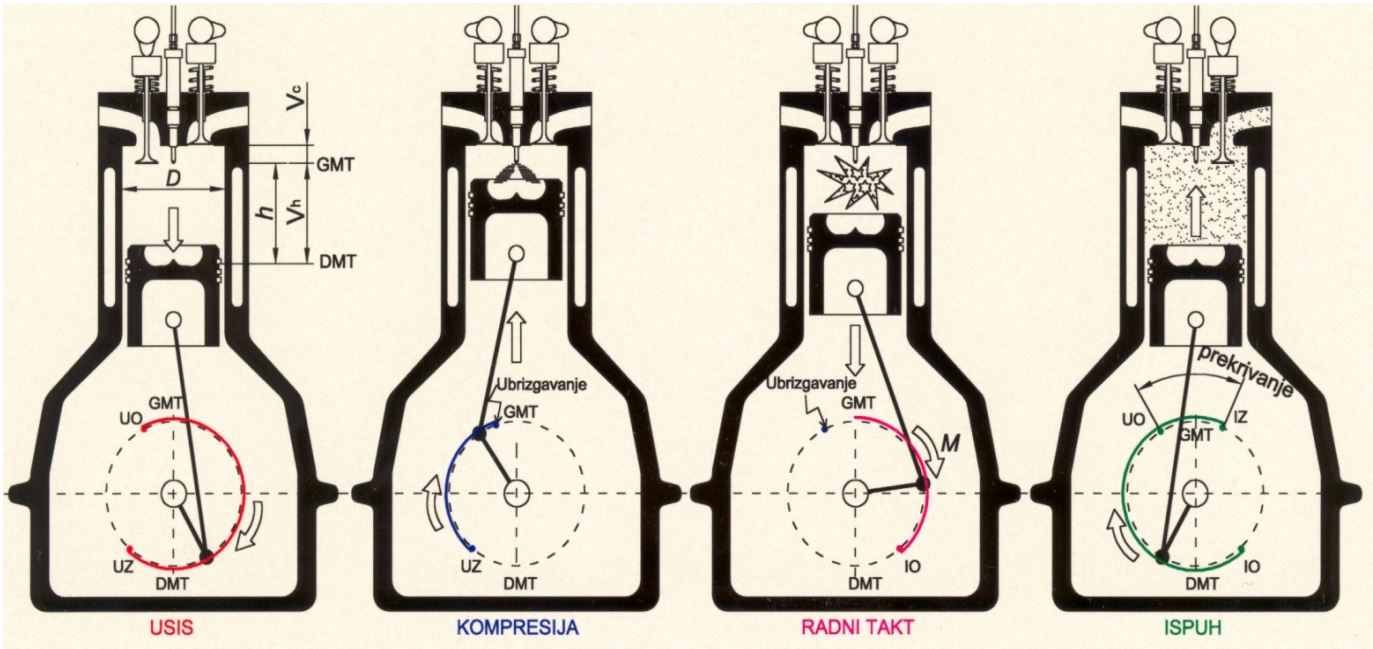
volumenska snaga to je motor bolje iskorišten. Najbolji turbo-dizelski motori imaju volumensku snagu do 60 kW/l.

$$P_v = P_e / V_H \tag{2.7}$$

2.2. Način rada četverotaktnog motora

Jedan takt motora traje pri gibanju klipa od jedne do druge mrtve točke. Punim okretajem koljenastog vratila ostvare se dva takta motora. Kod četverotaktnog motora radni ciklus se odvija za vrijeme dva okreta koljenastog vratila, odnosno četiri hoda klipa ili četiri takta, vidjeti sliku 2.1. To su:

1. Usisavanje zraka
2. Kompresija i paljenje
3. Izgaranje i ekspanzija (radni takt)
4. Ispuh i istiskivanje plinova



Slika 2.1. Shema rada četverotaktnog motora

<u>1. takt:</u>

Za vrijeme prvog hoda klipa od gornje do donje mrtve točke otvoren je usisni ventil i zrak ulazi u cilindar. Zbog otpora u dovodnim kanalima i usisnom ventilu tlak u cilindru niži je od atmosferskog za (5000 – 10000) Pa. Da bi se cilindar što više napunio svježim zrakom, usisni se ventil otvara nešto prije GMT (UO) i zatvara nešto iza DMT (UZ). U DMT volumen cilindra postiže svoj maksimum (V_h+V_c).

<u>2. takt:</u>

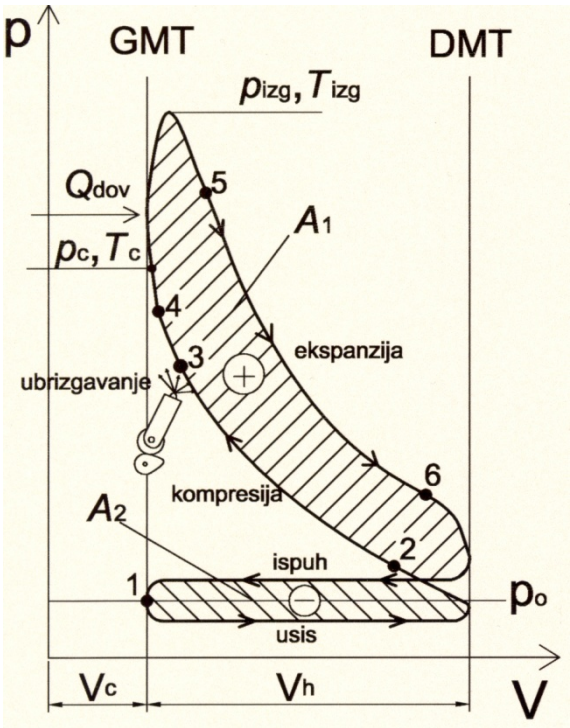
Pri drugom hodu klipa komprimira se usisani zrak na vrijednosti od 30…..50 bara (bez nabijanja), odnosno na vrijednosti od 70….150 bara za turbo-dizelske motore. Temperatura pri tome raste na vrijednost od 700…..900°C. Nešto prije GMT, u vrući zrak ubrizgava se gorivo pod visokim tlakom (maksimum je 2050 bara). Usisni i ispušni ventili su zatvoreni. Stupanj kompresije ε mora biti velik, da se ubrizgano gorivo u visoko zagrijanom zraku samo zapali. Kod Dieselovih motora ε = 12 – 25. U GMT volumen cilindra postiže svoj minimum (V_c).

3. takt:

Ubrizgano je gorivo krajem takta kompresije zbog visokih temperatura isparilo, pomiješalo se sa zrakom i zapalilo (točka 4 na sl. 2.2). Klip je prošao GMT i uputio se prema DMT. Ubrizgavanje se nastavlja, a zbog visokih temperatura (2000 °C) i tlakova, gorivo praktički trenutačno izgara. Izgaranje završava približno 60° nakon GMT. Nakon izgaranja dimni plinovi počinju ekspandirati (točka 5) i gurati klip prema dolje. Kemijska energija goriva pretvara se u energiju gibanja. Klipni mehanizam pretvara energiju gibanja klipa u rotacijsko gibanje koljenastog vratila, stvarajući pri tome pogonski okretni moment motora. Ispušni ventil se otvara (IO, točka 6) prije nego klip dođe u DMT pri tlaku od oko 4…6 bara. Tlak brzo padne na tlak ispuha.

4. takt:

Četvrti takt služi za potpuno odstranjivanje plinova izgaranja iz cilindra. Prolazeći preko ispušnih ventila, ispušni plinovi još uvijek ekspandiraju i ulazeći u ispušni vod mogu postići brzinu zvuka, što im daje veliku energiju. Stoga ispušni ventili zatvaraju (IZ) i do 30° nakon GMT, a kako bi se iskoristila njihova velika brzina radi čišćenja prostora izgaranja, a pogotovo kompresijskog prostora V_c. Na kraju ispuha, u blizini GMT, otvaraju se usisni ventili (UO). Na kraju ovog takta, kao i na početku takta usisa, otvoreni su i usisni i ispušni ventili. To se naziva ***prekrivanje ventila***. Ovim prekrivanjem ventila povisuje se koeficijent punjenja cilindra. Ono može trajati i do 55° zakreta koljenastog vratila kod brzohodnih dizelskih motora. Tlak ispuha kod motora s nabijanjem iznosi $p_{is} = (0.75 – 1.00)\cdot p_k$, gdje je p_k tlak nabijanja, odnosno tlak kompresora. Za motore bez nabijanja tlak ispuha je $p_{is} = (1.05 – 1.15)\cdot p_o$, gdje je p_o atmosferski tlak. Temperatura ispušnih plinova kod Dieselovih motora s prednabijanjem je (700 – 1000 K). Rad četverotaktnog motora uobičajeno je prikazati u p-V dijagramu, slika 2.2. Površine u p-V dijagramu predstavljaju rad u J, ako je p tlak u N/m^2, V_h radni volumen cilindra u m^3. Rad jednog ciklusa prikazan je površinama A_1 i A_2. Korisni indicirani rad jednog ciklusa dobije se ako se od pozitivnog rada odbije negativni rad, tj $A_i = A_1 – A_2$. Rad A_2 je negativan, te on predstavlja energiju koju je potrebno uložiti za izmjenu radnog medija u motoru. Kod motora s prednabijanjem, rad A_2 je pozitivan, tj. kod turbo motora rad A_2 doprinosi povećanju korisnog indiciranog rada jednog ciklusa (A_i). Linija usisa (1-2) ide nešto ispod atmosferske linije, a zatim slijedi kompresija do točke 4. Od 4 do 5 je izgaranje i dovodi se toplina Q_{dov}, od 5-6 je ekspanzija, u točki 6 otvara se ispušni ventil, a posljednji takt je istiskivanje plinova s tlakom nešto višim od atmosferskog. Od točke 6 do kraja 4. takta odvodi se toplina Q_{odv}. U točki 3 gorivo se ubrizgava i raspršuje u komprimiranom zraku cilindra pomoću visokog tlaka od 600 do i više od 2050 bara (*pumpe düse*).



Slika 2.2. p-V dijagram četverotaktnog motora

Ubrizgane se kapljice goriva najprije zagrijavaju, isparuju, te se pare miješaju sa zrakom. Glavni dio ubrizganog goriva trenutno izgara praktički pri konstantnom volumenu.

Pri daljnjem ubrizgavanju goriva u zapaljenu smjesu, gorivo se odmah zapali i izgara praktički pri konstantnom tlaku, jer se klip već počeo kretati prema dolje i volumen se prostora izgaranja povećava. Maksimalni tlak izgaranja, p_{izg}, iznosi za turbo motore do 150 bara i on je ograničen čvrstoćom konstrukcijskih dijelova. Zbog teških pokretnih masa maksimalna brzina vrtnje je manja nego kod Ottovog motora, te je kod osobnih automobila 3500-4500 min^{-1}, kod teretnih automobila i autobusa 1800-2600 min^{-1}, kod brzokretnih brodskih motora 1200-2000 min^{-1}, a kod velikih brodskih dvotaktnih sporohodnih motora 50-250 min^{-1}. U tablici 2.1 prikazani su osnovni parametri rada Dieselovog i Ottovog motora. Potrebno je obratiti pažnju na značajno veće kompresijske tlakove p_c i tlakove izgaranja p_{izg} kod dizelovog motora u usporedbi s Ottovim motorom. To je i jedan od razloga zašto je konstrukcija dizelovog motora značajno robustnija, pokretne mase teže i maksimalni broj okretaja motora manji nego kod Ottovog motora.

Tablica 2.1 Osnovni parametri rada Dieselovih i Ottovih motora

Parametri rada	**Dieselovi motori**		**Ottovi motori**
	Bez nabijanja	**S nabijanjem**	
Temp. na kraju kompresije ϑ_c /°C	500…650	do 900	300-450
Kompresijski tlak p_c /bar	30…50	50…90	6-14
Najviša temp. izgaranja ϑ_{izg} /°C	1500..2200	1500..2200	2000...2800
Tlak izgaranja p_{izg} /bar	60…100	70…150(160)	35-60
Temp. na kraju ekspanzije ϑ_6 /°C	650…900	650…1000	1200-1500
Tlak na kraju ekspanzije p_6 /bar	2,5…5	2,5…5	4-6
Temp. iza ispušnih ventila ϑ /°C	400…600	250…500	500-700
Pretlak u ispušnom vodu p_{is} /Pa	5000…15000	5000…15000	2000-4000
Stupanj kompresije ε	13-18	13-19	5-10

2.3. Izračun snage dizelskog motora pomoću prosječnog tlaka

Za vrijeme radnog takta na klip djeluje promjenljiva sila. Ona je najveća kad se klip nalazi blizu GMT u trenutku najvišeg tlaka izgaranja, p_{izg}. Za vrijeme ekspanzije sila na klip se smanjuje. Za proračun snage motora uzima se kao da je za vrijeme cijelog radnog takta ekspanzije djelovao jednak prosječni tlak p_{sr}, pa je sila koja djeluje na klip

$$F = D^2 \pi \cdot p_{sr} / 4 \tag{2.8}$$

Rad sile F za vrijeme jednog radnog hoda h jest

$$W_h = Fh = D^2 \pi \cdot p_{sr} h / 4 \tag{2.9}$$

Rad sile F za vrijeme jednog okretaja W_n dobije se ako se uzme u obzir koliko radnih taktova i ima motor za vrijeme jednog okretaja. Za četverotaktni motor $i = 0.5$. Dakle rad sile F za vrijeme jednog okretaja jest

$$W_n = i \cdot D^2 \pi \cdot p_{sr} h / 4 \tag{2.10}$$

Ako je broj okretaja u minuti N, onda je t_n vrijeme jednog okretaja u sekundama

$$t_n = 60 / N = 2\pi / \omega \tag{2.11}$$

Snaga motora je rad u jedinici vremena, te je prema tome snaga motora sa z cilindara

$$\boxed{P = \frac{zW_n}{t_n} = zV_h p_{sr} \frac{\omega}{4\pi}} \tag{2.12}$$

Snaga i prosječni tlak u (2.12) su bez indeksa, te izraz vrijedi za efektivnu i indiciranu snagu dizelskog motora. Tako se na primjer *efektivna* snaga dizelskog motora računa prema

$$P_e = zV_h p_e \frac{\omega}{4\pi} \tag{2.13}$$

gdje je p_e prosječni efektivni tlak motora.

2.4. Izračun snage dizelskog motora pomoću ogrjevne moći goriva

Masa zraka koja ulazi u cilindar jest

$$m_z = \rho_z V_h \lambda_{pu} \tag{2.14}$$

gdje je λ_{pu} koeficijent punjenja cilindra. Njegova vrijednost kreće se od 0.9 do 1.06 za motore s prednabijanjem, te od 0.7 do 0.9 za motore bez prednabijanja. Sa ρ_z označena je gustoća zraka. Gustoća ovisi o tlaku i temperaturi koji vladaju ispred ulaznih ventila, što dakako ovisi da li je motor s nabijanjem ili bez nabijanja. Ta količina zraka m_z je dovoljna za izgaranje količine goriva

$$m_g = m_z \frac{1}{\lambda Z_{\min}} = \rho_z V_h \lambda_{pu} \frac{1}{\lambda Z_{\min}} \tag{2.15}$$

gdje je λ faktor viška zraka, a Z_{min} minimalna količina zraka potrebna za potpuno izgaranje 1 kg goriva. Ovaj parametar ovisi o kemijskom sastavu goriva i iznosi Z_{min} = 14.5 kg zraka / kg goriva. Ako je H_d donja ogrjevna moć goriva, koja za dizelsko gorivo iznosi 42 MJ/kg, to će se potpunim izgaranjem količine goriva m_g pri jednom radnom taktu teorijski osloboditi toplina

$$Q_h' = m_g H_d = \rho_z V_h \lambda_{pu} H_d \frac{1}{\lambda Z_{\min}} \tag{2.16}$$

U mehanički rad ne pretvara se sva toplina Q_h' dovedena gorivom jer se jedan dio topline odvodi ispušnim plinovima, hlađenjem, zračenjem itd. Uzme li se taj gubitak topline u obzir općim koeficijentom korisnosti η, dobije se izraz za toplinu Q_h koja se pretvara u mehanički rad W_h.

$$Q_h = W_h = m_g H_d \eta = \rho_z V_h \lambda_{pu} H_d \eta \frac{1}{\lambda Z_{\min}} \tag{2.17}$$

Rad motora za vrijeme jednog okretaja, ako je broj radnih taktova za jedan okretaj i (i = 0.5 za četverotaktni motor), bit će

$$W_n = iW_h = 0.5 \cdot W_h \tag{2.18}$$

Snaga dizelskog motora je obavljeni mehanički rad u jedinici vremena. Snaga motora sa z cilindara dobije se iz mehaničkog rada W_n i trajanja jednog okretaja

$$\boxed{P = \frac{zW_n}{t_n} = z\rho_z V_h \lambda_{pu} H_d \eta \frac{1}{\lambda Z_{\min}} \frac{\omega}{4\pi}} \tag{2.19}$$

<u>Napomena:</u> gornji izraz (2.19) ne može se primijeniti za izračun snage Ottovog motora, vrijedi samo za Dieselski motor.

2.5. Prosječni tlak

Veličina prosječnog tlaka p_{sr} dizelskog motora dobije se ako se snaga izražena pomoću prosječnog tlaka izjednači sa snagom izraženom pomoću topline, tj. ako se izjednače jednadžbe (2.19) i (2.12)

$$z\rho_z V_h \lambda_{pu} H_d \eta \frac{1}{\lambda Z_{\min}} \frac{\omega}{4\pi} = z V_h p_{sr} \frac{\omega}{4\pi} \tag{2.20}$$

Nakon kraćenja prosječni tlak za dizelske motore jest

$$\boxed{p_{sr} = \rho_z \lambda_{pu} H_d \eta \frac{1}{\lambda Z_{\min}}} \tag{2.21}$$

Uvrsti li se u sve do sada izvedene izraze za snagu i za prosječni tlak umjesto općeg koeficijenta korisnosti η indicirana korisnost η_i, dobije se indicirana snaga P_i i prosječni indicirani tlak p_i, a uvrsti li se efektivna korisnost η_e dobije se efektivna snaga motora P_e i prosječni efektivni tlak p_e. Prema tome efektivna snaga dizelskog motora P_e računa se pomoću jednadžbe (2.13), gdje se prosječni efektivni tlak računa kao

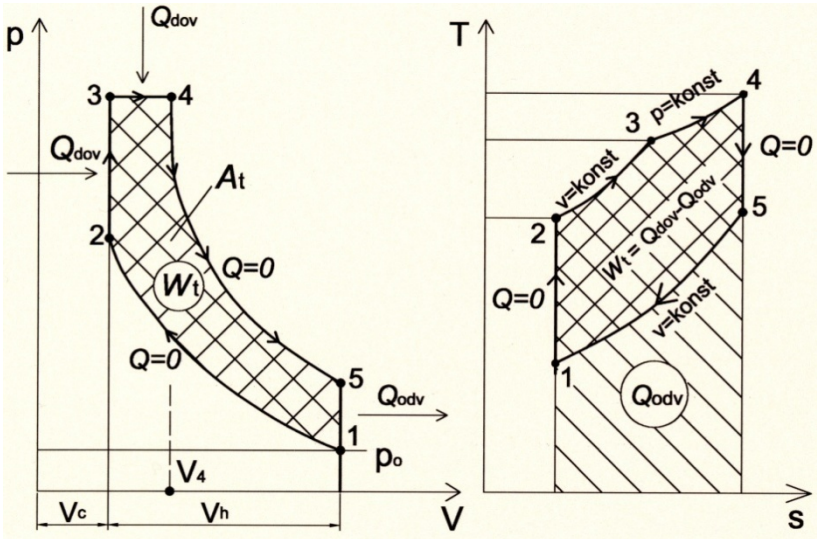
$$p_e = \rho_z \lambda_{pu} H_d \eta_e \frac{1}{\lambda Z_{\min}} \tag{2.22}$$

Fizikalno značenje korisnosti η_e i η_i, te tlakova p_i i p_e objasnit će se u sljedećim poglavljima.

2.6. Idealni kružni proces dizelskog motora

Idealni proces je jedan zamišljeni kružni proces po kojem bi motor trebao raditi. Motor bi proizvodio najviši mogući koristan rad kad bi radio po idealnom kružnom procesu. Nažalost, *stvarni proces* u motoru bitno se udaljava od idealnog procesa, te je njegova korisnost bitno manja. Idealni procesi nam služe da procijenimo korisnost stvarnih procesa u motorima. Cilj je svakog konstruktora da stvarni proces u motoru što je moguće više približi idealnom procesu. ***Sabathé proces*** (sl. 2.3) je idealni proces za današnje dizelske motore s direktnim ubrizgavanjem. Da bi motor mogao raditi po Sabathéovom procesu, moraju se napraviti slijedeće pretpostavke:

- u cilindru se nalazi idealni dvoatomni plin
- nema promjene specifičnih toplinskih kapaciteta c_p i c_v s promjenom temperature T za vrijeme kompresije, odnosno ekspanzije.
- nema gubitka strujanja kod izmjene radnog medija
- proces izgaranja i izmjene topline zamijenjen je s dovodom topline od toplijeg spremnika i odvodom topline na hladniji spremnik



Slika 2.3. Sabathéov proces

- nema izmjene topline s okolinom. Idealni procesi motora s unutarnjim izgaranjem imaju izentropsku (adijabatsku) kompresiju i ekspanziju, pa se uzima da je omjer toplinskih kapaciteta $\kappa = c_p/c_v = 1.4$
- u cilindru nema zaostalih plinova izgaranja
- gorivo izgara potpuno

Kod Sabathéovog procesa toplina se dovodi djelomično pri konstantnome

volumenu i djelomično pri konstantnome tlaku, a odvodi pri konstantnome volumenu. Termička korisnost ovog procesa je:

$$\boxed{\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\psi^{\kappa}\xi - 1}{\xi - 1 + \kappa\xi(\psi - 1)}} \tag{2.23}$$

$$\psi = \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3} \qquad \xi = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

gdje je ξ omjer tlaka izgaranja prema tlaku na kraju kompresije, a ψ je omjer volumena na kraju dovođenja topline prema kompresijskom volumenu V_c. Termičku korisnost od 0.65 moguće je postići za vrijednost ε = 18. Šrafirane površine u p-V i T-s dijagramima predstavljaju ***termički rad W_t i korisnu toplinu Q_t***. Termički rad je teoretski najviši mogući rad koji bi se mogao ostvariti za vrijeme jednog radnog ciklusa dizelskog motora.

$$W_t = Q_1' + Q_1'' - Q_2 \tag{2.24}$$

Promjene stanja radnog medija kod Sabathéovog procesa su:

1-2 izentropska (adijabatska) kompresija

2-3 izohorno dovođenje topline Q_1'

3-4 izobarno dovođenje topline Q_1''

4-5 izentropska ekspanzija

5-1 izohorno odvođenje topline Q_2

Termička korisnost može se još prikazati kao

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_{odv}}{Q_{dov}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1''} = \frac{W_t}{Q_{dov}} \tag{2.25}$$

2.7. Stvarni kružni proces dizelskog motora

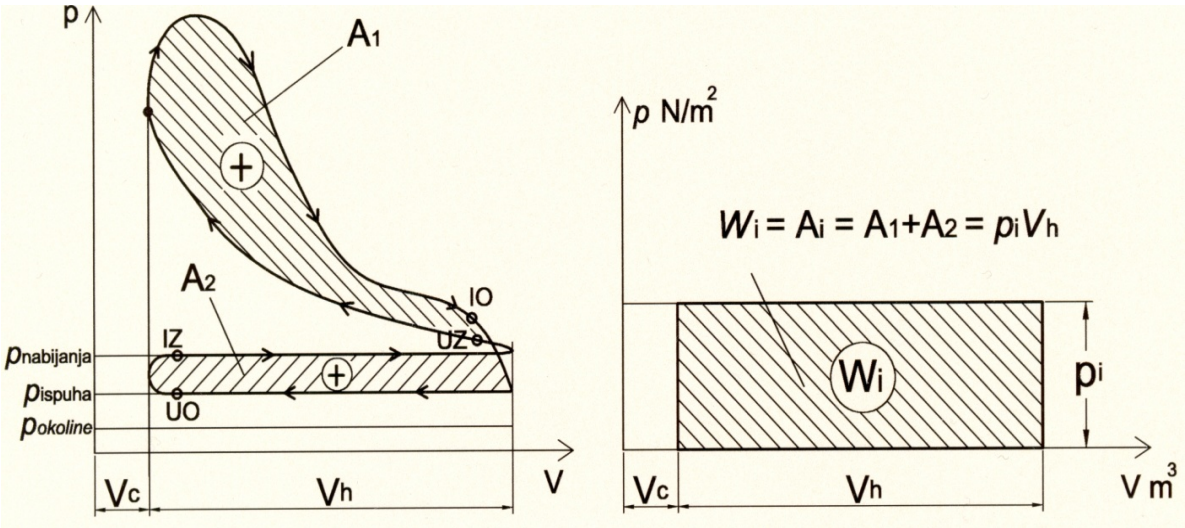
U stvarnosti, radni ciklus dizelskog motora znatno odstupa od idealnog procesa. Snimanje *stvarnog procesa*, tzv. *indikatorskog dijagrama*, može se provesti piezoelektričkim indikatorom tijekom rada motora i prikazati na zaslonu. Iz indikatorskog dijagrama dobiva se stvarni rad kojeg plinovi izgaranja predaju klipu motora. Tako dobiven rad unutar cilindra naziva se ***indicirani rad***, W_i, koji je znatno manji od termičkog rada W_t. Razlozi zbog čega je $W_i < W_t$ su:

- gorivo ne izgara potpuno
- propusnost između prstena klipa i stijenke cilindra (neidealno brtvljenje)
- hlađenje motora, izmjena topline između radnog medija i stijenke cilindra koja se hladi vodom
- radni medij nije jedan te isti idealni plin, već plin koji mijenja sastav i svojstva pri različitim promjenama stanja. Jedno je svojstvo plina pri kompresiji, a drugo pri ekspanziji.
- proces kompresije i ekspanzije nije izentropski (adijabatski) već politropski
- gubici punjenja cilindra
- gubitak zbog negativnog rada za izmjenu radnog medija (prikazan negativnom šrafurom u p-V dijagramu, slika 2.2.). **Napomena:** kod motora s nabijanjem, ovaj rad je pozitivan, te on doprinosi povećanju indiciranog rada jednog ciklusa motora, vidi sliku 2.4.

2.8. Indikatorski dijagram i prosječni indicirani rad

Pod prosječnim indiciranim tlakom p_i podrazumijeva se neki *pretpostavljeni* tlak koji djeluje za cijelo vrijeme radnog takta na klip motora i pomoću kojeg bi se ostvario rad jednak indiciranoim radu W_i jednog cijelog ciklusa. Indicirani tlak p_i može se odrediti iz indikatorskog dijagrama. Na slici 2.4. prikazan je indikatorski dijagram turbo-dizelskog motora. Važno je uočiti da je površina za izmjenu radnog medija, odnosno površina A_2 pozitivna. Indicirani rad jednog radnog ciklusa prikazan je površinama A_1 i A_2, vodeći računa da je p u N/m^2 i V_h u m^3.

$$W_i = A_i = A_1 + A_2 \tag{2.26}$$



Slika 2.4. Indikatorski dijagram i indicirani tlak motora s nabijanjem

<u>*Prosječni indicirani tlak radnog ciklusa*</u> p_i u N/m^2 dobije se ako se površina A_i pretvori u pravokutnik s osnovicom V_h kako se to vidi na slici. Praktički se p_i dobije na dva načina:

1. Planimetriranjem* površine A_i iz indikatorskog dijagrama i pretvaranjam te površine u pravokutnik s osnovicom V_h. *Planimetrija–dio geometrije u kojemu se izučavaju površine i likovi položeni u ravnini
2. Matematički pomoću integrala po zatvorenoj krivulji K:

$W_i = \oint_K p dV_\alpha$ gdje je dV_α promjena radnog volumena = f (prevaljenog kuta koljenastog vratila α)

$$\boxed{p_i = \frac{A_i}{V_h} = \frac{W_i}{V_h}} \tag{2.27}$$

Vrijednosti tlaka p_i za dizelske motore s nabijanjem kod cestovnih vozila kreće se od 15 do 28 bara, a kod brzokretnih četverotaktnih brodskih dizelskih motora i više od 30 bara.

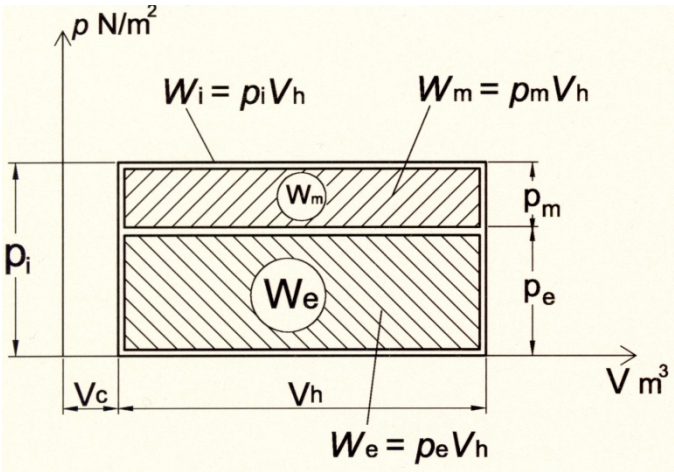
2.9. Prosječni efektivni tlak

Energija goriva se u cilindru pretvara u indicirani rad W_i. Indicirani rad predaje se koljenastom vratilu preko klipa i klipnjače **umanjen** za mehaničke gubitke. Mehanički gubici mogu se izraziti nekim *fiktivnim tlakom* svih mehaničkih gubitaka p_m, koji djeluje na klip i proizvodi rad potreban za svladavanje otpora trenja. Ovaj fiktivni mehanički rad, $W_m = p_m V_h$, troši se na svladavanje slijedećih otpora s karakterističnim udjelima danim u zagradama:

- Trenja između prstenova klipa i košuljice cilindra, p_{prsten} (50 %)

- Ležajeva koljenastog vratila, $p_{lež}$ (20 %)
- Uljne pumpa i servopumpe, $p_{p.ulja}$ (10 %)
- Pumpe za hlađenje, $p_{p.hlađ}$ (5 %)
- Pogon ventila, p_{ventil} (10 %)
- Pogon visokotlačne pumpe goriva, $p_{p.gorivo}$ (5 %)

$$\boxed{p_m = p_{prsten} + p_{lez} + p_{p.ulja} + p_{p.hlađ} + p_{ventil} + p_{p.gorivo} \qquad \mathrm{N/m^2}} \tag{2.28}$$



Slika 2.5. Prosječni efektivni tlak

Kod brzohodnih dizelskih motora, često se ovaj prosječni mehanički tlak p_m može približno izračunati pomoću prosječne brzine klipa v_{sr} koja je opisana jednadžbom (2.6), reference [7], [66]

$$p_m = 0.9 + 0.012 \cdot v_{sr}, \qquad \mathrm{bar}$$

Prosječni se efektivni tlak dobije ako se od indiciranog prosječnog tlaka odbije fiktivni prosječni tlak mehaničkih gubitaka:

$$\boxed{p_e = p_i - p_m}$$

Vrijednosti efektivnog tlaka p_e za automobilske motore s nabijanjem kreću se u granicama od 8….22 bar, za kamionske dizelske motore s nabijanjem 15…25 bar, te za brzokretne brodske četverotaktne motre od 18….27 bar. U praksi, prosječni efektivni tlak motora p_e računa se iz efektivne snage motora P_e, koju je moguće lako odrediti kočenjem motora na ispitnom stolu.

$$\boxed{p_e = \frac{P_e 4\pi}{\omega V_H}} \tag{2.31}$$

2.10. Korisnost motora

<u>*Stupanj valjanosti procesa η_{vp} (njem. der Gütegrad)*</u>

Uporebljava se još i izraz stupanj savršenosti procesa. To je omjer indicirane korisnosti η_i stvarnog procesa u motoru prema termičkoj korisnosti η_t *Sabatheovog procesa*, ili odnos indiciranog rada (W_i) i termičkog rada (W_t) idealnog kružnog procesa u p-V dijagramu. Stupanj valjanosti obično leži u granicama 0.6….0.8 za Dieselov motor, i on najbolje pokazuje koliko je idealni proces (Sabathé proces) bolji od stvarnog procesa u motoru.

$$\eta_{vp} = \frac{\eta_i}{\eta_t} = \frac{W_i}{W_t} \tag{2.32}$$

<u>*Indicirana korisnost*</u> η_i označuje stupanj iskorištavanja topline u cilindru motora uzevši u obzir sve gubitke koje smo naveli osim mehaničkih. Iz indikatorskog dijagrama može se lako odrediti:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{dov}} = \frac{\text{iskorištena toplina}}{\text{dovedenatoplina}}$$

$$Q_{dov} = m_g H_d$$

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{dov}} = \frac{W_i}{W_t}\frac{W_t}{Q_{dov}} = \eta_{vp}\eta_t \tag{2.33}$$

Indicirana korisnost η_i za četverotaktni dizelski motor kreće se u granicama od 0.42 do 0.55, 0.56.

Mehanička korisnost η_m

Mehanički se gubici ocjenjuju mehaničkom korisnošću η_m. To je omjer prosječnog efektivnog tlaka p_e prema prosječnom indiciranom tlaku p_i ili omjer efektivne snage P_e prema indiciranoj snazi P_i. Ova korisnost uzima u obzir samo mehaničke gubitke motora.

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{W_e}{W_i} = \frac{(p_i - p_m)}{p_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{(P_i - P_m)}{P_i} \tag{2.34}$$

gdje je P_m snaga potrebna za svladavanje mehaničkih gubitaka i pogona pomoćne opreme kao što su: generator struje, servo pumpa, pumpa ulja, pumpa za hlađenje, klima kompresor, pogon ventila bregastim vratilom, pumpa visokog pritiska goriva itd. Koristeći izraz (2.12) i (2.28) ona se računa kao:

$$P_m = z \cdot V_h \cdot p_m \frac{\omega}{4\pi} = V_H p_m \frac{\omega}{4\pi} \tag{2.35}$$

Pri praznom hodu motora indicirana snaga P_i u cilindrima, troši se samo na svladavanje mehaničkih gubitaka te je: $P_e = 0$, $\eta_m = 0$, a $P_m = P_i$. Mehanička korisnost η_m za dizelske motore s prednabijanjem iznosi 0.8 do 0.9, a za motore bez prednabijanja 0.75 do 0.85.

Efektivna korisnost η_e

Jedna od najvažnih značajki motora je efektivna korisnost η_e. Ona najbolje prikazuje ekonomičnost rada motora. To je omjer efektivnog mehaničkog rada W_e dobivenog na prirubnici koljenastog vratila prema dovedenoj toplini Q_{dov} koja je dobivena izgaranjem goriva.

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{dov}} = \frac{p_e V_h}{m_g H_d} \tag{2.36}$$

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{dov}} = \frac{W_e}{W_i}\frac{W_i}{W_t}\frac{W_t}{Q_{dov}} = \eta_m \eta_{vp} \eta_t$$

$$\boxed{\eta_e = \eta_m \eta_{vp} \eta_t = \eta_m \eta_i} \tag{2.37}$$

Efektivna korisnost η_e automobilskih turbodizelskih motora je između 0.40 i 0.44, dok kod kamionskih motora najviše do 0.45. Najbolju efektivnu korisnost η_e imaju dvotaktni sporohodni brodski dizelski motori tvornice MAN i to 0.535, $\eta_e = 53.5$ %

Efektivna snaga motora

Pod efektivnom snagom motora P_e podrazumijeva se snaga koju motor daje na spojci koljenastog vratila. Prema jednadžbi

$$P_e = P_i - P_m \tag{2.38}$$

efektivna snaga motora manja je od indicirane snage za snagu P_m koja je potrebna za svladavanje mehaničkih gubitaka.

Efektivni specifični potrošak goriva b_e

Efektivnoj snazi odgovara efektivni specifični potrošak goriva b_e. To je potrošak goriva motora koji se odnosi na stvarno dobivenu snagu na spojci. Mjerna jedinica za specifični potrošak goriva je g/kWh.

$$b_e = \frac{1}{\eta_e H_d} \tag{2.39}$$

$H_d = 42000$ kJ/kg za dizelsko gorivo

$$b_e = \frac{1}{\eta_e H_d} = \frac{1}{\eta_e 42000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \frac{\text{kWh}}{3600\text{kJ}} \frac{\text{kg}}{1000\text{g}}} = \frac{85.7}{\eta_e} \qquad \boxed{b_e = \frac{85.7}{\eta_e}} \text{ u g/kWh.}$$

Najmanji efektivni specifični potrošak goriva b_e imaju dvotaktni sporohodni brodski dizelski motori tvornice MAN, 160 g/kWh.

2.11. Faktor zraka

Faktor viška ili pretička zraka (njem. die Luftzahl), ili samo faktor zraka, odnosno pretičak zraka označuje se s λ. On predstavlja odnos između stvarno dovedenog zraka u cilindar i mimimalno potrebnog zraka za potpuno izgaranje goriva u cilindru. U praksi se pokazalo da teorijski potrebna minimalna količina zraka nije dovoljna u cilindru za potpuno izgaranje goriva. Da bi se svakoj čestici goriva osiguralo izgaranje, treba u cilindar dobaviti više zraka od minimalne količine.

$$\boxed{\lambda = \frac{\dot{m}_{zraka}}{\dot{m}_{gorivo} \cdot Z_{\min}} = \frac{m_{zraka}}{m_{gorivo} \cdot Z_{\min}}} \tag{2.40}$$

$Z_{\min}$ kg/kg minimalna količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva; ovisi o kemijskom sastavu goriva i za dizelsko gorivo iznosi približno: $Z_{\min}$ = 14.5 kg zraka / kg goriva; takvu minimalnu količinu zraka dobivenu proračunom nazivamo *stehiometrijskom količinom*, odnosno **stehiometrijskom smjesom**.

Kod Ottovih motora λ ne mora biti velik jer se gorivo miješa sa zrakom izvan motora, a u motor se usisava gotova homogena smjesa. Kod dizelskih motora kod kojih se gorivo ubrizgava fino raspršeno neposredno prije početka i za vrijeme izgaranja, ostaje vrlo malo vremena za stvaranje dobre smjese pa treba veći λ. Faktor pretička zraka dizelskih motora različit je prema tipu motora i prema izvedbi komore izgaranja. Minimalne vrijednosti faktora zraka postižu se kod nazivne snage i kreću se u granicama od $\lambda_{\min}$ = 1.15……2.0, a najčešće između 1.5…..1.8. U praznome hodu, faktor λ postiže maksimalne vrijednosti koje se kreću između λ_{max} = 7……10.

3. Podsustavi modernog dizelskog motora

Ukratko će biti objašnjeni oni podsustavi dizelskog motora koji su zanimljivi za područje upravljanja i regulacije. Većina ovih podsustava biti će ugrađena u matematički model motora, te je prije samog modeliranja potrebno dati njihov funkcionalni opis. Ako se dizelski agregat promatra kao cjelina, može ga se podijeliti u tri glavna podsustava: usisni modul, sam motor i ispušni modul. U usisnom i ispušnom modulu nalaze se razne komponente, aktuatori i senzori koji su za područje upravljanja iznimno važni. Neke od tih komponenti su: turbopunjač s turbinoma sa zakretnim lopaticama, hladnjak stlačenog zraka, zaklopke za stvaranje i kontroliranje vrtloga zraka (*njem. die Drallklappen*), električna EGR-zaklopka za stvaranje podtlaka u usisnoj cijevi (*njem. die Drosselklappe*), EGR-sustav za recirkulaciju (povrat) ispušnih plinova, filter čestica (*njem. das **D**ieselpartikel–**f**ilter (DPF)*), SCR–katalizator (*engl. **S**elective **C**atalytic **R**eduction*), NO_x–katalizator (*njem. der NO_x–Speicherkatalysator ili der Entstickungskatalysator*), dizelski–oksidacijski katalizator (*njem. der Diesel–Oxidationskatalysator*). Od sustava prisutnih na samom motoru za područje upravljanja i regulacije najinteresantniji je sustav ubrizgavanja goriva koji se sastoji od visokotlačne pumpe, vodova, regulatora tlaka, te brizgaljki goriva. Na svim nabrojanim komponentama nalaze se razni senzori, električni ili pneumatski aktuatori sa kojima upravlja glavna upravljačka jedinica. Glavna upravljačka jedinica preko CAN–sabirnice (engl. Controller Area Network) razmjenjuje podatke s ostalim računalima zaduženim za upravljanje npr. ABS/ASR/ESP sustava, mjenjačem, klimatizacijskim uređajem, te razmjenjuje podatake s instrumentima na kontrolnoj ploči vozila. Brzina prijenosa podataka kreće se između 125 kBit/s pa sve do brzih 1 MBit/s.

3.1 Sustav za recirkulaciju ispušnih plinova (*engl. EGR–Exhaust gas recirculation system, njem. AGR – das Abgasrückführungsystem*)

U daljnjem tekstu za opisivanje ovog sustava koristit će se engleska skraćenica **EGR**. U svjetskoj tehničkoj literaturi engleska skraćenica EGR (*engl. exhaust gas recirculation system*) ili njemačka skraćenica AGR upotrebljava se kod opisivanja ovog sustava. EGR je vrlo djelotvoran sustav za smanjenje emisije dušićnih oksida (NO_x) kod dizelskog motora. Na smanjenje NO_x emisije najveći utjecaj ima smanjenje brzine izgaranja (n*jem. die Brenngeschwindigkeit*) u cilindru, što za posljedicu ima smanjenje lokalnih vršnih temperatura izgaranja. Naime, ukoliko prilikom izgaranja nehomogene smjese u cilindru nastanu tzv. "džepovi" s velikim udjelom kisika i povećanim tlakom, tada nastaju lokalne temperature izgaranja koje su veće od **2200 K**. Takvo je izgaranje sklono stvaranju velikog udjela NO_x. Ispušni plinovi koji se recirkuliraju, tj. ponovo vrate u motor i pomiješaju sa svježim komprimiranim zrakom, ponašaju se u procesu izgaranja kao inertni plinovi, te oni svojim prisustvom bitno smanjuju koncentraciju kisika u cilindru. S toga, da bi se zadovoljila potreba svake kapljice ubrizganog goriva za kisikom, plamen izgaranja mora zahvatiti puno šire područje (puno veću smjesu), što vodi k smanjenju, već spomenute brzine izgaranja (*njem. die Verbrennungsgeschwindigkeit*). Manja brzina izgaranja za posljedicu ima manje maksimalne

temperature izgaranja (T_{izg} **< 2200 K**). Vezu brzine nastajanja dušičnog monoksida NO s temperaturom izgaranja T i koncentracijom kisika prikazao je Heywood [7] u slijedećoj jednadžbi:

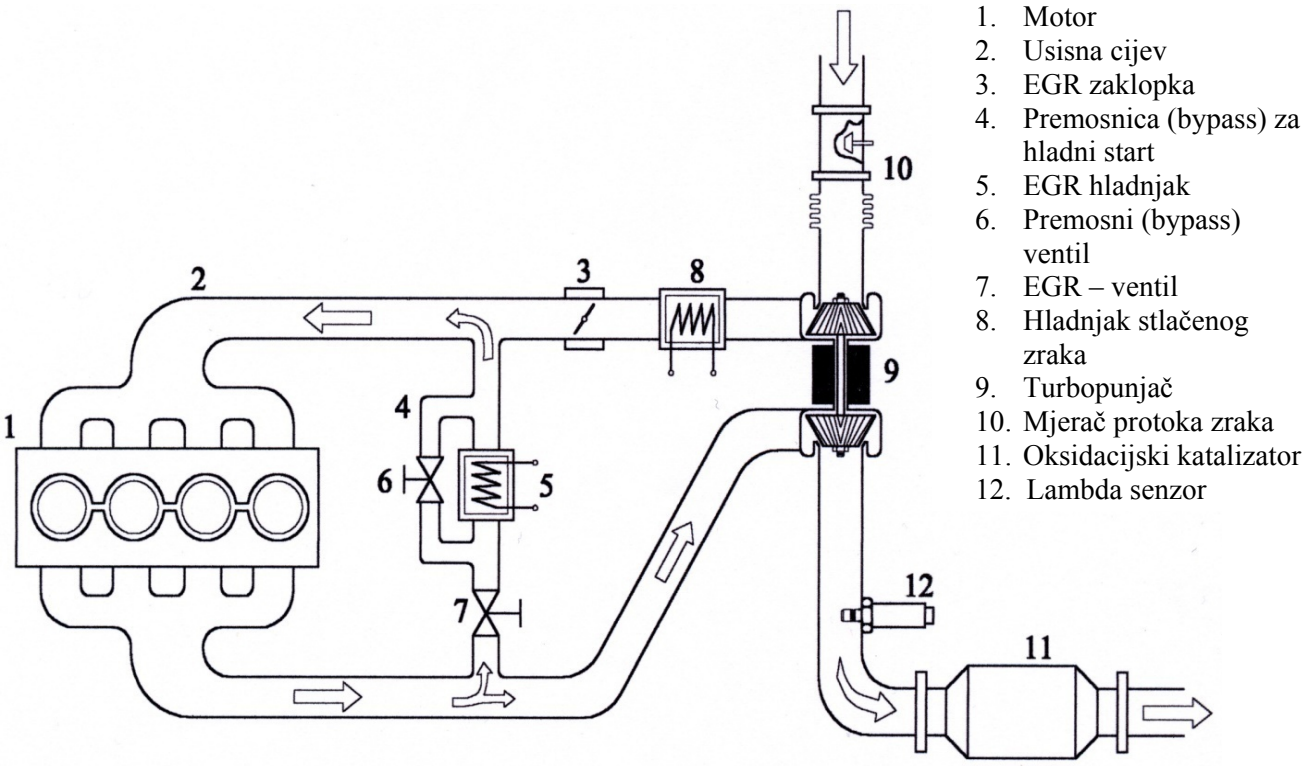
$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{\sqrt{T}} \exp\left\{\frac{-69090}{T}\right\} \cdot [O_2]^{0.5} \cdot [N_2]$$

gdje je T temperatura izgaranja. Iz jednadžbe se vidi kako emisija NO eksponencijalno raste s temperaturom izgaranja. Pritom treba napomenuti da 90% emisije dušičnih oksida (NO_x) u dizelskom motoru nastaje zbog stvaranja dušičnog monoksida NO. Mehanizam nastajanja dušičnog monoksida (NO) objasnio je Zeldovich 1946. godine, a opisan je slijedećim kemijskim jednadžbama:

$N_2 + O \leftrightarrow NO + N$

$O_2 + N \leftrightarrow NO + O$

$OH + N \leftrightarrow NO + H$



Slika 3.1. EGR sustav visokog pritiska

Postoje dva principa rada EGR–sustava:

- EGR visokog pritiska
- EGR niskog pritiska

EGR visokog pritiska se danas najčešće upotrebljava, te je prikazan na slici 3.1 sa svim komponentama bitnim za njegovo ispravno funkcioniranje. O EGR-u niskog pritiska neće biti govora u ovom radu, a njegov tehnički opis može se naći u literaturi [5]. Kod EGR visokog pritiska dio ispušnih plinova odvaja se ispred turbine, te se vraća natrag u motor. Količina ispušnih plinova koja će se vratiti natrag u motor (*njem. die AGR–Rate*) ovisi o razlici tlaka između ispušnog i usisnog kolektora, te o položaju EGR–ventila koji je pneumatski ili električki upravljan. Da bi se ostvario povrat ispušnih plinova u motor, uvijek je potrebno da je tlak u ispušnom kolektoru motora (p_2) veći od tlaka u usisnom kolektoru (p_1). Dakle, **mora biti ispunjen**

uvjet $p_2 > p_1$. Takva je povoljna razlika tlakova, na sreću, kod manjih dizelskih motora postignuta gotovo u svim područjima rada. Samo u području najmanjeg opterećenja ta razlika tlakova nije dovoljna, a u nekim ekstremnim slučajevima tlak p_1 postaje veći od p_2. Iz tog se razloga u usisnu cijev motora ugrađuje zaklopka (3) (*njem. die Drosselklappe*) koja ima funkciju da osigura povoljnu razliku tlakova u području malog opterećenja motora, tj. da uvijek bude ispunjen uvjet $\mathbf{p_2 > p_1}$.

Zaklopka (3) je električki upravljana i njome upravlja glavna upravljačka jedinica motora. Kod dizelskih motora velikog obujma i velikih snaga koji se koriste u gospodarskom sektoru (kamioni, autobusi) stanje je kompliciranije. U velikom području rada takvih motora postoji pozitivna razlika tlakova, tj. tlak u usisnom kolektoru p_1 veći je od tlaka ispuha p_2, te je nemoguće ostvariti povrat ispušnih plinova natrag u usisnu cijev. Ta pozitivna razlika tlakova Δp može iznositi i do 600 mbar ($\Delta p = p_1 - p_2$). Da bi se ovaj pozitivan Δp nadvladao i omogućio protok EGR plinova, veliki motori koriste tzv. *Venturijevu sapnicu ili difuzor*. O detaljima izrade EGR-sustava uz pomoć Venturijevog difuzora i načina funkcioniranja detaljnije se može pogledati u [6].

3.1.1. Hlađenje recirkuliranih ispušnih plinova (*njem. die Abgäskühlung*)

Da bi se povećala korisnost EGR sustava u smanjenju dušičnih oksida (NO_x), plinovi koji se vraćaju natrag u motor dodatno se hlade u izmjenjivaču topline (*njem. der Abgas-Kühler*). Jedan takav izmjenjivač topline prikazan je na slici 3.2. U ovom izmjenjivaču topline kao rashladno sredstvo koristi se voda kojom

Slika 3.2. EGR hladnjak recirkuliranih ispušnih plinova

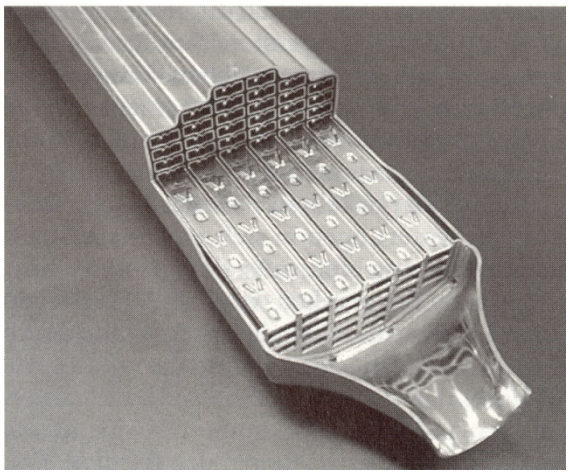
se hladi i sam motor. Hlađenjem ispušnih plinova povećava se njihova gustoća što doprinosi da je temperatura mješavine koja se usisava u motor znatno niža. Niža temperatura komprimirane mješavine omogućuje da se u cilindrima tijekom izgaranja rijetko javljaju vršne temperature koje prelaze granicu od 2200 K. EGR–hladnjak motora mora imati mogućnost isključenja i to u dva slučaja:

1. Kod paljenja hladnog motora pa sve do postizanja radne temperature
2. Kod rada motora u području malog opterećenja

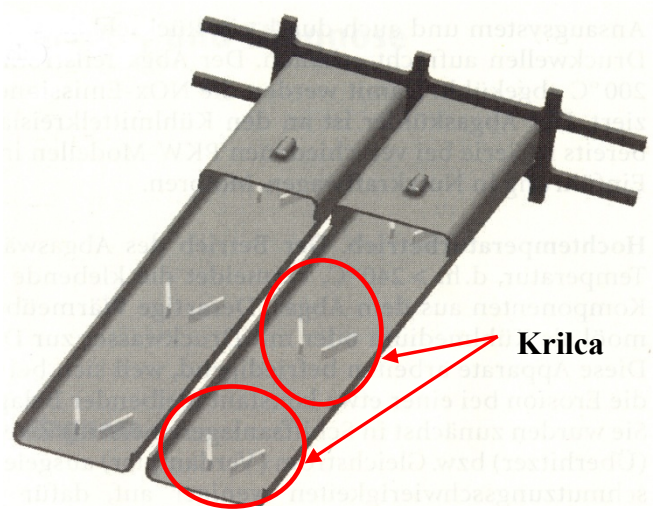
U slučaju hladnog starta ispušni plinovi se ne smiju hladiti kako bi DOC (dizelski oksidacijski katalizator) što prije postigao radnu temperaturu koja se kreće između 180…….230°C. Kod rada motora u području malog opterećenja, temperatura ispušnih plinova je ionako dosta niska. Dodatno hlađenje ispušnih plinova u EGR–hladnjaku u tom bi slučaju vodilo nestabilnom izgaranju, koje pak vodi prema značajnom povećanju HC i CO emisije. Pravovremenim uključivanjem i isključivanjem EGR–hladnjaka upravlja glavna upravljačka jedinica motora.

Kod projektiranja EGR-hladnjaka, osim odvođenja kondenzata i odzračivanja (*njem. die Entlüftung*), najveću pozornost treba posvetiti izbjegavanju onečišćenja unutar samog hladnjaka, budući da dimni plinovi u sebi nose različite komponente. Mehanizam taloženja onečišćenja unutar samog izmjenjivača naziva se **termoporoza** [2]. Pod termoporozom podrazumijevamo vezivanje čađe i sulfata u čestice, te njihovu apsorpciju na stijenke hladnjaka. Apsorpcija je potpomognuta kondenzacijom vode i sumpornom kiselinom. Talog na stijenkama u EGR-hladnjaku uzrokuje slijedeće probleme:

1. sprječava prolaz topline s plinova na rashladno sredstvo, tj. vodu, te se učinkovitost hladnjaka bitno smanjuje, a time i učinkovitost u smanjenju NO_x emisije
2. opterećuje okoliš. Čestice koje su se nataložile na stijenke hladnjaka ne napuštaju hladnjak kontinuirano, već aglomeriraju u veće čestice, te kao veliki aglomerati napuštaju hladnjak, zatim motor….vozilo. Zbog toga se današnja vozila opremaju filterom čestica u kojima se tako veliki aglomerati zadržavaju i naknadnim izgaranjem uništavaju prije napuštanja samog vozila.



Sl. 3.3 Presjek kroz matricu EGR hladnjaka. Izvor: Behr GmbH



Sl. 3.4 Presjek kroz kanal EGR hladnjaka s utisnutim krilcima za stvaranje turbulencija. Izvor: Behr GmbH

Osim čestica čađe, na stijenkama izmjenjivača se talože i čestice metalnog-sulfata $Fe_2(SO_4)_3$, na način da se izvlače atomi željeza (Fe) iz konstrukcijskog materijala samog hladnjaka kod velikih temperatura uz prisustvo SO_3 i sumporne kiseline u ispušnim plinovima. Zbog toga se za izradu hladnjaka upotrebljava skupocjeni legirani austenitni čelik oznake X10CrNiMoTi 18.10 (legiran sa kromom, nikalom, molibdenom i titanom), koji pokazuje visoku otpornost na koroziju uslijed prisustva sumporne kiseline. Ovo još više potencira važnost upotrebe **niskosumpornog goriva** o čemu je bilo riječi u uvodnom poglavlju. Termoporoza se može spriječiti ili točnije znatno umanjiti povećanjem **turbulencija**. Povećana turbulencija

u strujanju dimnih plinova kroz hladnjak bitno smanjuje taloženje čestica na stijenke. Slike 3.3. i 3.4. prikazuju presjek kroz matricu EGR-hladnjaka tvornice Behr GmbH, Njemačka. Ovakva izvedba hladnjaka serijski se ugrađuje u mnoge motore njemačkih proizvođača (BMW, Audi). Behrov hladnjak ima plosnate kanale pravokutnog oblika umjesto cijevi. Na površini kanala nalaze se ugrađeni elementi za prisilno stvaranje turbulencija. Na stijenkama kanala nalaze se ugrađena tzv. **krilca**. Kada fluid struji pokraj njih, stvara se lokalni pad tlaka (zbog razlika tlakova s jedne i druge strane krilca) koji uzrokuje vrtloženje fluida. S jedne strane takvi vrtlozi bitno smanjuju taloženje čestica i začepljenje hladnjaka, a s druge strane bitno se pospješuje konvektivni prijelaz topline s dimnih plinova na vodu. To doprinosi povećanju učinkovitosti samog EGR-hladnjaka. Takva krilca se zavaruju ili specijalnim alatima utiskuju u čelični lim od kojeg se radi matrica izmjenjivača. Temperature dimnih plinova na izlasku iz EGR-hladnjaka kreću se oko 150°C. Za Behr-ov hladnjak koji se ugrađuje u BMW-ov V8 turbo-dizelski motor, temperatura dimnih plinova kreće se u rasponu od 120°C do 150°C.

3.1.2. EGR–ventil (*njem. das AGR–ventil, engl. EGR–valve*)

Slika 3.5 Električni EGR-ventil, proizvođač Siemens

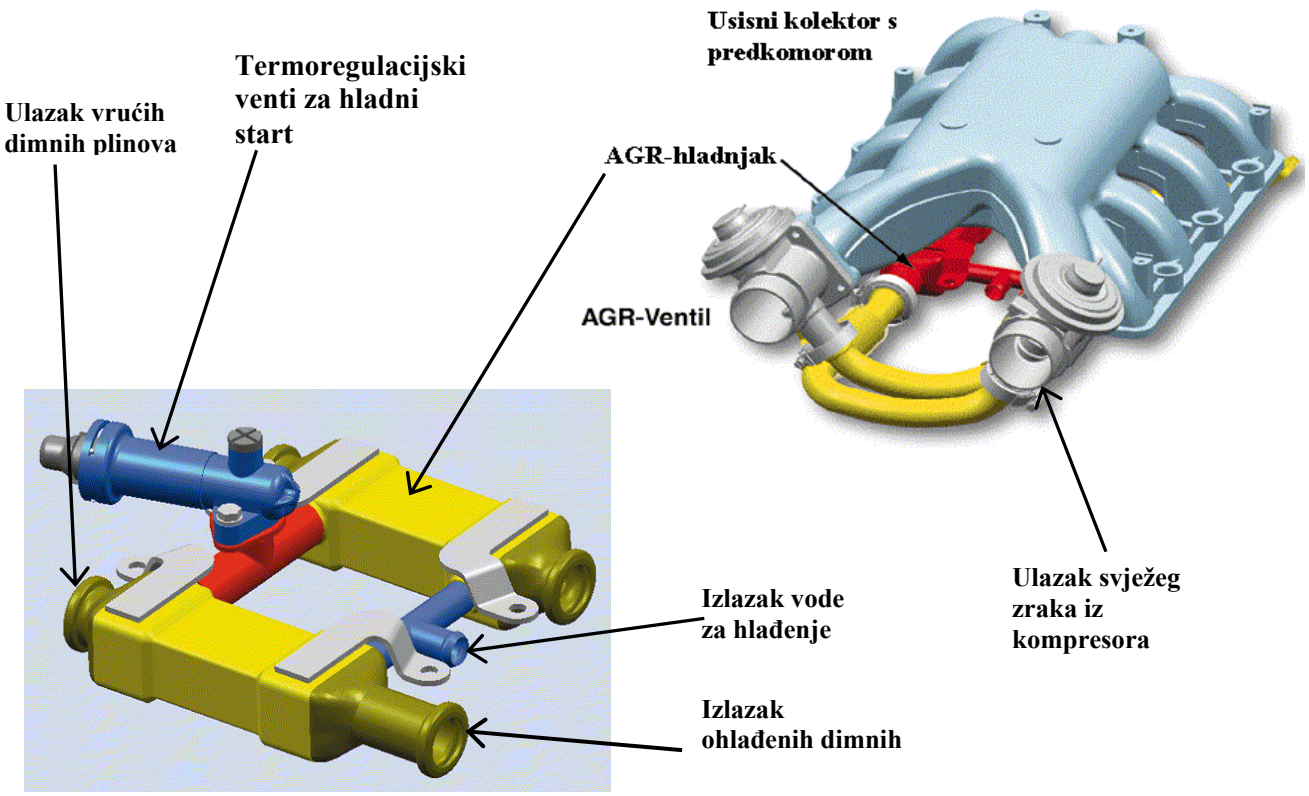
Aktuator EGR–ventila je danas najčešće elektromagnetski, a sve rijeđe elektropneumatski. S njim također upravlja glavna upravljačka jedinica motora i to isključivo na temelju informacija dobivenih od senzora protoka zraka koji je ugrađen u usisnu cijev. Kod upravljanja EGR–ventila mogu se koristiti informacije dobivene od λ–senzora što povećava preciznost ali i cijenu upravljanja, pa se i rjeđe koristi. Informacije s λ–sonde isključivo se koriste za određivanje količine ubrizganog goriva kod dizelskog motora. Glavna upravljačka jedinica šalje upravljački signal (PWM–signal) prema elektronici koja je ugrađena u samo kućište ventila, nakon čega ventil zauzima traženu poziciju. Hall-ov senzor koji je integriran u kućište ventila određuje točnu poziciju ventila, te tu informaciju povratnom vezom šalje u računalo motora. Prednost je električnog u odnosu na pneumatski EGR-ventil, u tome što se kod otvaranja i zatvaranja ventila ne javljaju problemi s histerezom, a vremena odziva i pozicioniranja ventila značajno su manja (ispod 50ms). Poznatiji proizvođač EGR-ventila u Europi je njemačka tvornica *Gustav Wahler GmbH & Co* (www.wahler.de) i *Siemens GmbH*.

3.1.3. Način ugradnje EGR-hladnjaka i EGR-ventila kod motora s V-konfiguracijom

Kod motora s V-konfiguracijom (V6,V8 ili V10) hladnjak recirkuliranih ispušnih plinova se najčešće ugrađuje ispod usisnog kolektora. U tom položaju EGR-hladnjak zauzima najmanje ugradbenog prostora.

Usisni kolektor V-motora ima ugrađenu predkomoru koja služi za što finije miješanje svježeg zraka i recirkuliranih ispušnih plinova. Drugim riječima, predkomora doprinosi većoj homogenizaciji radnog medija dizelskog motora. EGR-ventil može se ugraditi na dva načina. Jedan od načina je tzv. *hladna*

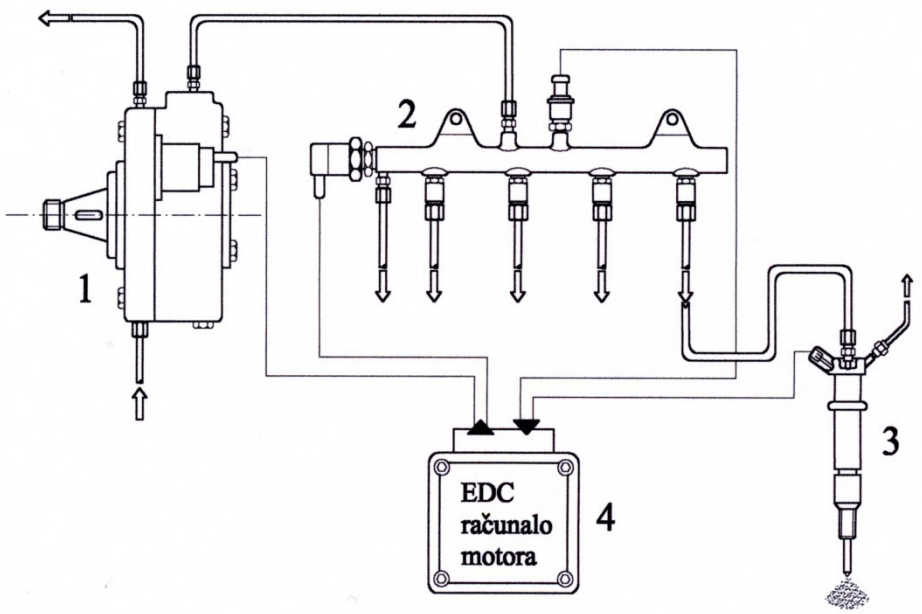
ugradnja EGR-ventila kad se on ugrađuje u blizini usisnog kolektora i kad kroz njega prolaze netom ohladeni dimni plinovi. Ovaj način ugradnje prikazan je na slici 3.6. Prednost hladne ugradnje je manje toplinsko opterećenje EGR-ventila, te manja izloženost elektroničkih komponenti visokoj temperaturi. Drugi način ugradnje je tzv. vruća ugradnja kad se EGR-ventil ugrađuje prije hladnjaka zraka na ispušnoj strani motora. Kroz njega struje vrući dimni plinovi, te je takav ventil toplinski više opterećen. Ovakav način ugradnje pogodan je za primjenu pneumatskih aktuatora koji su manje osjetljivi na visoke temperature. Na slici 3.6 prikazan je položaj EGR-hladnjaka ispod i EGR-ventila ispred usisnog kolektora kod BMW-ovog V8 dizelskog motora, 3.9L, 190 kW, godina proizvodnje 2002.



Slika 3.6. Položaj EGR-hladnjaka ispod i EGR-ventila ispred usisnog kolektora kod motora s V-konfiguracijom

3.2 Common–rail sustav ubrizgavanja goriva kod osobnih automobila

Doslovni prijevod engleskog izraza *"Common Rail"* ili njemačkog izraza *"die gemeinsame Schiene"* na hrvatski jezik glasio bi *"zajednička tračnica"*, *"zajednička šina"* ili pak *"zajednička pruga"*. Već se iz samog imena može puno saznati o tom najnovijem načinu ubrizgavanja goriva kod dizelskog motora. Baš poput jedne tračnice koja je smještena po cijeloj duljini motora, prostire se zajednički duguljasti spremnik goriva visokog pritiska iz kojeg se distribuira (raspodjeljuje) gorivo prema svim cilindrima odnosno njihovim injektorima. U engleskoj tehničkoj terminologiji taj visokotlačni spremnik naziva se *"rail"*, u njemačkoj *"der Hochdruckspeicher"* dok prijevod na hrvatski jezik prema referenci [63] glasi: ***"zajednička razdjelna cijev"***. Glavna prednost CR-ubrizgavanja goriva leži u činjenici što taj sistem nudi veliku mogućnost mijenjanja, oblikovanja i prilagođavanja tlaka i vremena trajanja ubrizgavanja neovisno o broju okretaja motora. Već kod malog broja okretaja motora na raspolaganju je visok tlak u "razdjelnom cijevi". **To je moguće postići jer je odvojena "proizvodnja" tlaka (visokotlačna pumpa) od ubrizgavanja (injektori goriva).** Srce samog CR-sistema prikazano je na slici 3.7. Ono se sastoji od pumpe visokog tlaka (1), razdjelne cijevi (2), injektora ili brizgaljki (3) i upravljačkog računala EDC (4) (*engl.* ***E****lectronic* ***D****iesel* ***C****ontrol, njem. die elektronischen Dieselregelung*).



1. Pumpa visokog tlaka
2. Razdjelna cijev
3. Injektori
4. EDC računalo

Slika 3.7 Common-rail sistem ubrizgavanja goriva

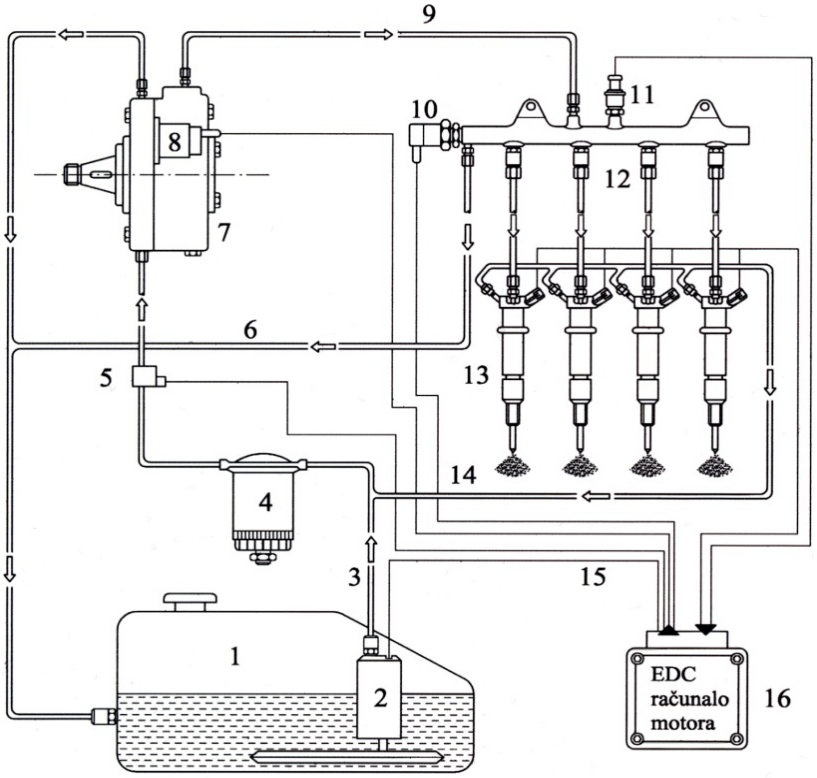
Pumpa visokog tlaka zadužena je za stvaranje permanentnog visokog tlaka u razdjelnom cijevi. Maksimalni iznos tlaka u cijevi iznosi 1600 bara, dok se kod gospodarskih vozila taj iznos penje i do 1800 bara. Veličina tlaka ubrizgavanja regulira se pomoću regulacijskog ventila ugrađenog u samu cijev. Eventualni višak goriva se preko regulacijskog ventila vraća nazad u spremnik goriva. Injektori su kratkim vodovima povezani s razdjelnom cijevi. Novije generacije CR-sistema umjesto magnetskih koriste injektore s piezo elementima. Njihova je velika prednost u odnosu na magnetske brizgaljke u maloj težini (270 g u odnosu na 490 g), manjem unutarnjem trošenju i smanjenim masama u pokretu, što omogućuje realiziranje višefaznog ubrizgavanja (do čak 5 ubrizgavanja u jednom ciklusu). EDC računalo kontinuirano proračunava trenutak

početka ubrizgavanja goriva, količinu ubrizganog goriva i tlak u razdjelnoj cijevi. Kod proračunavanja, EDC-jedinica koristi podatke o stanju okoline (temperatura, tlak) kao i podatke o stanju i području rada samog motora (broj okretaja, moment, opterećenje,.. itd.) (*njem. der Betriebszustand des Motors*).

Cjelokupni CR-sistem sastoji se od slijedeća tri glavna dijela:

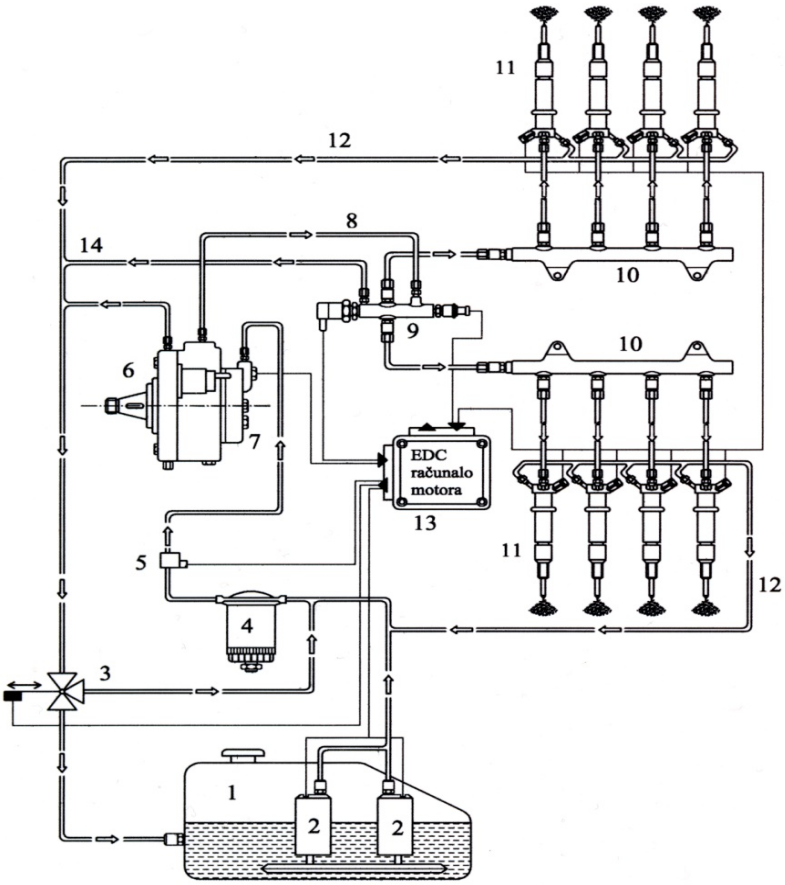
- *Dio niskog tlaka:* spremnik goriva, niskotlačni vodovi, pumpa niskog tlaka (dobavna crpka), filter goriva sa separatorom (odjelivačem) vode i ugrađenim grijačem goriva, hladnjak goriva (samo gospodarska vozila), senzor temperature goriva, te elektronički upravljani termoventil goriva
- *Dio visokog tlaka:* visokotlačna pumpa, razdjelna cijev, vodovi visokog tlaka, injektori goriva
- *Upravljački sistem:* magnetski ventil za doziranje goriva ugrađen u visokotlačnu pumpu, senzor i regulator tlaka goriva ugrađen u razdjelnu cijev, računalo motora

Sva tri glavna dijela za CR-sistem treće generacije za četverocilindrični motor prikazana su na slici 3.8. CR-sistem treće generacije za V8 motor prikazan je na slici 3.9.



1 Spremnik goriva
2 Električna dobavna crpka
3 Niskotlačni vodovi
4 Filter goriva sa separatorom vode i grijačem goriva
5 Senzor temperature goriva
6 Povrat goriva
7 Pumpa visokog tlaka
8 Magnetski ventil za doziranje goriva
9 Visokotlačni vodovi
10 Regulator tlaka
11 Senzor tlaka
12 Razdjelna cijev
13 Injektori goriva
14 Povrat viška goriva
15 Upravljački vodovi
16 Računalo motora

Slika 3.8 Common-Rail sistem treće generacije za četverocilindrični motor



1 Spremnik goriva
2 Električne dobavne crpke
3 Električni tremoventil goriva
4 Filter goriva sa separatorom vode i grijačem goriva
5 Senzor temperature goriva
6 Pumpa visokog tlaka
7 Zubčasta dobavna pumpa
8 Visokotlačni vodovi
9 Razdijelni blok (razdjeljivač)
10 Razdjelna cijev
11 Injektori
12 Povrat viška goriva
13 Računalo motora
14 Povrat viška goriva

Slika 3.9 Common-rail treće generacije za V8 dizelski motor

3.2.1 Dobavna pumpa niskog tlaka

Dobavna pumpa crpi gorivo iz spremnika, te ga preko filtera goriva kontinuirano dobavlja u pumpu visokog tlaka. Dobavna crpka mora dopremati gorivo:

- u svim uvjetima rada motora
- sa stvaranjem što manje buke
- tijekom čitavog radnog vijeka vozila, jer nije predviđeno da bude održavana tijekom redovnog servisiranja vozila

Za CR–sistem predviđene su dvije vrste dobavnih pumpi:

- Električne pumpe ugrađene u spremnik goriva
- Zupčaničke pumpe koje su mehanički pogonjene i ugrađene u kućište pumpe za visoki tlak

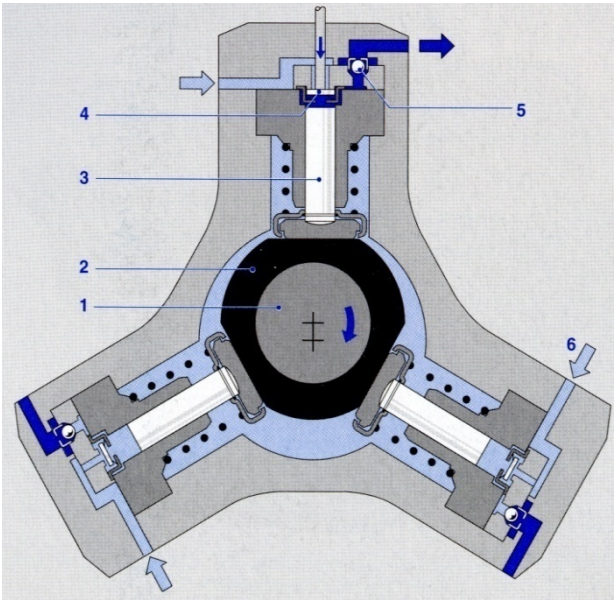
Zbog mogućnosti ponovnog pokretanja vozila u slučaju potpunog ispražnjenja spremnika goriva, dobavne pumpe obavezno moraju imati sposobnost samoodzračivanja. Također, one u sebi moraju imati ugrađen jednosmjerni ventil kojim se sprječava vraćanje goriva natrag u rezervoar nakon prekida rada motora. Na taj način u vodovima niskog tlaka ostaje gorivo što doprinosi brzom i laganom startu motora. Količina dobave goriva ovisi o broju okretaja motora i kreće se između 40 l/h i 190 l/h uz maksimalni tlak dobave od 6 bara. Uvid u konstrukciju električne dobavne pumpe može se naći u [5].

3.2.2 Pumpa visokog tlaka (*njem. die Hochdruckpumpe*)

Pumpa visokog tlaka kontinuirano stvara visok tlak u visokotlačnom spremniku goriva odnosno *razdjelnoj cijevi* (*engl. rail ili njem. der Hochdruckspeicher*). Za razliku od ostalih načina ubrizgavanja, kod kojih se

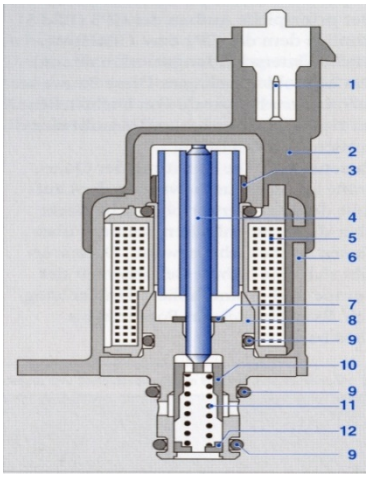
gorivo komprimira u trenutku započinjanja ubrizgavanja, kod CR-sistema stvaranje visokog tlaka je odvojeno od procesa ubrizgavanja.

To inženjerima omogućuje dodatnu fleksibilnost u "oblikovanju" ubrizgavanja. Pumpa visokog tlaka pogoni se zupčastim remenom, lancem ili zupčanicima (kod gospodarskih vozila jedino prihvatljivo rješenje). Prijenosni omjer između pumpe i motora najčešće se kreće između 1:2 ili 2:3. Najčešće se kod osobnih automobila ugrađuje radijalna klipna pumpa (*njem. die Radialkolbenpumpe*) sa tri klipa međusobno pozicionirana za 120° jedan prema drugom. Konstrukcijski je predviđeno da se njezini elementi podmazuju samim gorivom što doprinosi kompaktnosti same konstrukcije budući da nema potrebe za podmazivanje uljem. Kod ove vrste pumpe, za vrijeme jednog okretaja pogonske osovine pumpe gorivo se tri puta komprimira. To omogućuje da se u razdjelnu cijev kontinuirano dovodi gorivo bez velikih pulsacija u visokotlačnim vodovima. Za jedan motor od dvije litre (2.0L) kod nazivnog broja okretaja motora potrebna je snaga od približno 3,8 kW za pogon pumpe visokog tlaka (kod tlaka u spremniku od 1350 bar i mehaničkog stupanja djelovanja od 90%). Na slici 3.10 prikazana je radijalna klipna pumpa CP1 maksimalnog pritiska 1350 bar proizvođača Bosch. Ona se sastoji od pogonske osovine (1), ekscentra (2), tri pumpna elementa sa tri klipića (3) radijalno raspoređena za 120°, ulaznog ventila (4), izlaznog ventila (5), kanala za dovod (6) i odvod goriva (7). Na ulazu u samu pumpu ugrađen je sigurnosni ventil koji se otvara pri tlaku od 1,5 bar. Taj tlak stvara dobavna pumpa (mehanička ili električna) koja preko sigurnosnog ventila doprema gorivo u unutrašnjost visokotlačane pumpe.



Slika 3.10 Pumpa visokog tlaka, Bosch

3.2.3 Magnetski ventil za doziranje goriva (njem. die Zumesseinheit)



1 Električni priključak
2 Kučište magneta
3 Ugradbeni ležaj
4 Magnetska kotva
5 Uzbudni namotaji
6 Vanjsko kučište
7 Matica za podešavanje hoda
8 Magnetska jezgra
9 Brtveni prsteni
10 Podizni klipić za regulaciju protoka
11 Opruga

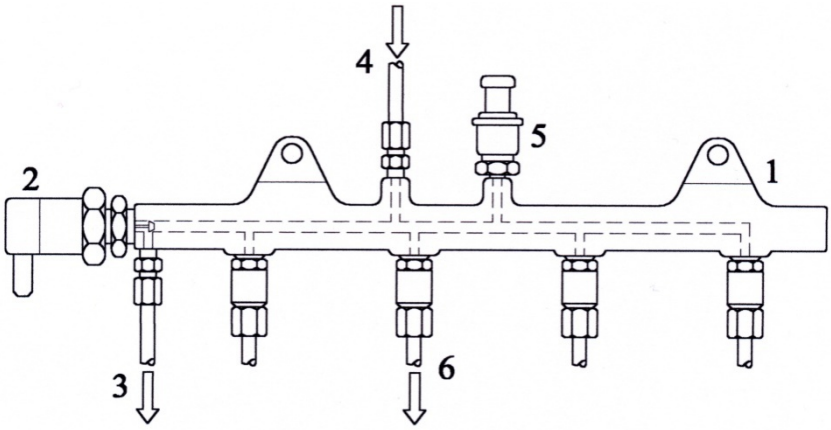
Slika 3.11 Magnetski ventil za doziranje goriva, [5]

Ovaj se magnetski ventil ugrađuje u pumpu visokog tlaka i njime upravlja EDC računalo. Prve generacije pumpi za common rail sustave nisu imale ventil za doziranje goriva. Takve pumpe su uvijek "pumpale" maksimalnu količinu goriva prema razdjelnoj cijevi, a višak goriva bi se preko regulacijskog ventila vraćao natrag u rezervoar goriva. Na taj način, prva generacija pumpi je bespotrebno trošila (rasipala) snagu, budući da je bila **projektirana** da kontinuirano radi s maksimalnim protokom. Rezultat toga je bila velika potrošnja goriva svih Common-rail motora prve generacije u usporedbi s primjerice *pumpe düse* tehnologijom njemačkog koncerna

Volkswagen. Kod današnjih pumpi druge i treće generacije CR-sistema, na ulaznu stranu pumpe u posebno oblikovano kućište ugrađuje se ovaj ventil. On u pumpu propušta samo onu količinu goriva koja je u tom trenutku motoru potrebna. Na taj način smanjuje se potreba za pogonskom snagom pumpe, te je potrošnja goriva kod takvih vozila manja. O tome koju će količinu ventil propustiti (dozirati) u pumpu, odlučuje EDC računalo motora. Ovim magnetskim ventilom se upravlja pomoću impulsno-amplitudne modulacije (PAM).

3.2.4 Razdjelna cijev, odnosno visokotlačni spremnik goriva *(engl. rail, njem. der Hochdruckspeicher)*

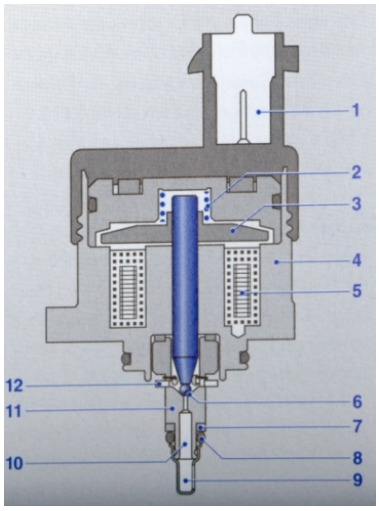
Razdjelna cijev ima zadaću da akumulira, odnosno pohrani gorivo pod visokim tlakom. Osim toga, vrlo važna funkcija ovog elementa je u prigušenju svih pulsacija i vibracija tlaka koje nastaju u visokotlačnim vodovima. Na taj se način osigurava da tlak ubrizgavanja bude konstantan i jednolik prilikom otvaranja igle brizgaljke (injektora). Sekundarne funkcije razdjelne cijevi jesu osiguranje brzog rasta tlaka kod starta motora i raspodijeljivanje odnosno usmjeravanje goriva prema brizgaljkama.



Slika 3.12 Visokotlačni spremnik goriva

Sastavni dijelovi "cijevi" (1) odnosno visokotlačnog spremnika goriva (1) su: priključak za dovod goriva visokog tlaka (4), regulacijski ventil tlaka (2), priključak (3) za odvod viška goriva natrag u rezervoar (spremnik) goriva, senzor tlaka (5), te priključci (6) za visokotlačne vodove prema brizgaljkama goriva. Tlak goriva u tračnici mjeri se pomoću senzora (5), te se ta veličina uspoređuje u komparatoru sa vodećom veličinom tlaka koja dolazi iz EDC računala. Razlika ovih dviju veličina naziva se *regulacijsko odstupanje*. Ono djeluje na regulator, gdje se signal preoblikuje u skladu sa zahtjevima regulacijskog kruga. Izlazni regulacijski signal vodi se u *izvršni član*, a to je u ovom slučaju regulator tlaka (2).

3.2.5 Regulacijski ventil tlaka (2) (*njem. das Druckregelventil*)



1 Električni priključak
2 Opruga ventila
3 Magnetska kotva
4 Kučište ventila
5 Namotaji elektromagneta
6 Kugla ventila
7 Ugradbeni prsten
8 Brtveni prsten
9 Fini filter goriva
10 Visoktlačni ulazni kanal goriva
11 Tijelo ventila
12 Odlazni kanal goriva prema niskotlačnom vodu

Slika 3.13 Regulacijski ventil tlaka, [5]

Regulacijski ventil postavljen je na razdjelnoj cijevi i regulira tlak između 400 bara u praznom hodu i 1600 bara u punoj snazi. On regulira tlak u razdjelnoj cijevi na način da se:

– otvara kod prevelikog tlaka u "cijevi" omogućavajući višku goriva da se vrati natrag u rezervoar automobila

– zatvara kod niskog tlaka i na taj način brtvi (hermetički zatvara) visokotlačni od niskotlačnog dijela CR-sistema.

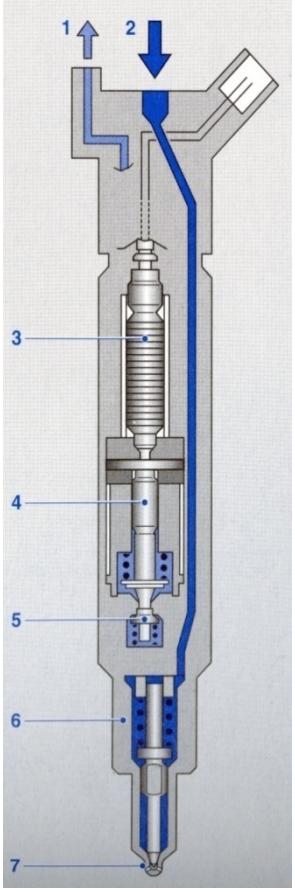
Radom regulatora tlaka upravlja EDC-računalo impulsima dužeg ili kraćeg trajanja, tzv. *tastiranjem*. Za Bosch-ov ventil DRV1 prikazan na slici 3.13

maksimalna frekvencija takta iznosi 1 kHz. Što je frekvencija takta veća to su manje pulsacije tlaka u razdjelnom cijevi koje nastaju uslijed otvaranja i zatvaranja regulacijskog ventila.

3.2.6 Piezo brizgaljka goriva (*engl. piezo injector*)

Serijska ugradnja piezo-brizgaljki u dizelske motore započela je sredinom 2003. godine, te od tada one sve više počinju istiskivati "klasične" brizgaljke s magnetskim ventilima. Iz tog razloga, magnetske brizgaljke neće biti opisane u ovom radu. Na samom početku navest će se prednosti piezo-brizgaljki u odnosu na "klasične magnetske":

- porast snage motora (+7 %)
- manja emisija štetnih sastojaka iz motora (–20 %)
- manja potrošnja goriva (–3 %)
- manja buka motora (–3 dB)
- manja ugradbena veličina i manja masa brizgaljke (270 g prema 490 g za Boschovu brizgaljku)
- mogućnost doziranja vrlo malih količina goriva od čak 1,5 mm^3
- lagana realizacija višefaznog ubrizgivanja goriva uključujući i naknadno ubrizgivanje (*njem. die Nacheinspritzung*) što vodi k tkz. *"mekanom"* izgaranju (lagani porast tlaka i temperature u cilindru)
- razmak između dva ubrizgavanja goriva u jednom ciklusu može biti i manji od 100 mikrosekundi (μs), što je nemoguće realizirati s "klasičnim" magnetskim brizgaljkama.



Sl. 3.14 Piezo-brizgaljka

Način rada piezo-brizgaljke zasniva se na tzv. piezo-efektu. 1880. godine braća Curie (Pierre i Jacques) uočili su da određeni kristali na svojim vanjskim površinama induciraju naboj kada se tlače (zbijaju) ili vlače (rastežu) po točno definiranim kristalnim osima. Ovu pojavu braća Curie su nazvali ***Piezo-efekt***, po grčkom riječi *"piezein"* što znači "stisnuti". Uslijed djelovanja vanjske sile na kristal, pozitivni i negativni ioni relativno se pomiču unutar kristalne rešetke jedan prema dugom, uslijed čega na vanjskim površinama dolazi do polarizacije električnog naboja. S druge strane, ako se na čeonu površinu kristala dovede električni napon preko dviju elektroda, događa se obrnuti efekt. Pozitivni ioni kristala počinju se gibati prema negativnoj elektrodi, a negativni ioni u smjeru pozitivne elektrode. Na taj način dolazi do kontrakcije, tj. stezanja kristalne rešetke. Ovu pojavu nazivamo ***inverzni Piezo-efekt.*** *Inverzni piezo-efekt se koristi u brizgaljkama goriva za otvaranje igle brizgaljke uslijed čega se otvaraju otvori na sapnici i počinje se gorivo ubrizgavati u cilindre motora.*

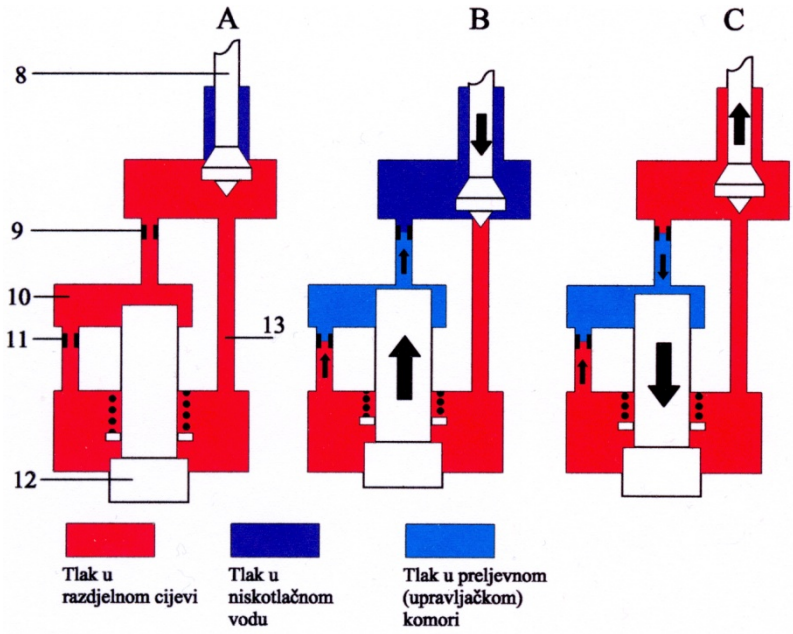
3.2.7 Konstrukcija piezo-brizgaljke i princip rada

Piezo-brizgaljka se sastoji od slijedećih dijelova

- priključak za odvod viška goriva iz brizgaljke (1)
- priključak visokog tlaka (2)
- piezo-modul ili aktuator (3)

- hidraulički prijenosnik 1:1,5 (4)
- servoventil (5)
- modul sapnice s iglom brizgaljke (6)
- izlazne rupice na sapnici koje se proizvode skupocjenim postupkom *erodiranja* (7)

Piezo modul (3) sastoji se od tankih keramičkih slojeva na bazi olova (Pb), cirkonija (Zr) i titana (Ti). Ti se slojevi postupkom *sinteriranja* spajaju u jedan čvrsti cilindrični blok duljine 30 mm. Za vrijeme procesa sinteriranja keramike, u aktuator se ugrađuju elektrode koje služe za pobuđivanje kristala. Prilikom dovođenja uzbudnog napona od 150 V i jakosti struje od 15 A na elektrode kristala, piezo-modul (3) se stegne za točno 40 μm, igla brizgaljke (6) se podigne i gorivo kroz sitne otvore (7) na sapnici se ubrizga u cilindar motora. Vrijeme koje je potrebno za ovu reakciju od dolaska signala do podizanja igle iznosi maksimalno 150 mikrosekundi (μs). Da bi se u potpunosti razumio način rada piezo-brizgaljke objasniti će se još i način rada servoventila (5) koji predstavlja samo "srce" piezo-brizgaljke. Servoventil (5) je prikazan na sl. 3.15 u sve tri faze njegova rada: A, B i C. Kao što se to može i vidjeti, sastavni dijelovi servoventila (5) su: upravljački ventil (8), izlazna prigušnica (9), upravljačka komora igle (10), ulazna prigušnica (11), igla brizgaljke (12) i premosni kanal (13).



Slika 3.15 Servoventil piezo brizgaljke i faze rada, [5]

U fazi A igla brizgaljke (12) je zatvorena, nema ubrizgavanja goriva, nema pobudnog napona na elektrodama piezo-modula (3), a u upravljačkoj komori (10) vlada maksimalni tlak.

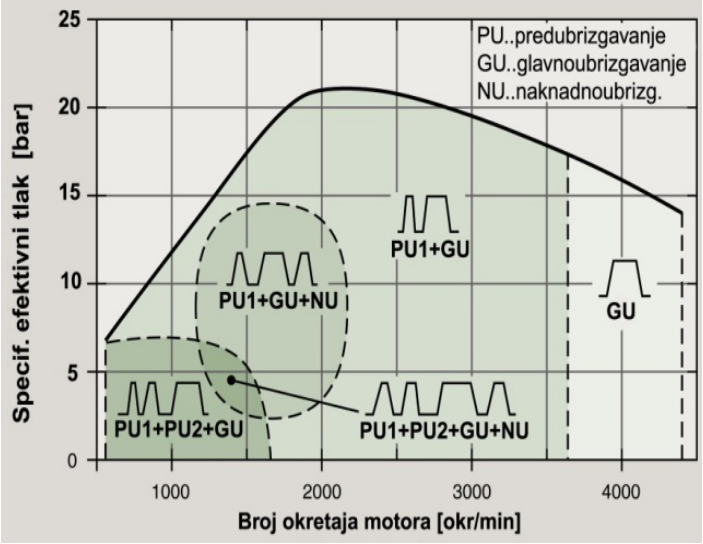
U fazi B upravljački signal EDC-računala aktivira piezo-modul (3), upravljački ventil (8) zatvara premosni kanal (13), tlak u upravljačkoj komori (10) naglo pada, igla brizgaljke (12) se otvara i **gorivo se ubrizgava u motor**. Istodobno višak goriva preko izlazne prigušnice (9) otječe preko priključka (1) natrag u rezervoar automobila.

U fazi C prekida se napajanje naponom piezo-elementa (3), upravljački ventil (8) se vraća u prvobitni položaj oslobađajući ponovno premosni kanal (13). Gorivo ponovno preko ulazne (11) i izlazne (9) prigušnice počinje ulaziti u upravljačku komoru (10) u kojoj tlak počinje naglo rasti. Igla brizgaljke (12) počinje se kretati prema dolje i pri tome zatvara otvore na sapnici. **Gorivo se prestaje ubrizgavati u motor**.

3.2.8 Višefazno ubrizgavanje goriva pomoću CR-sustava ubrizgavanja

Višefaznim ubrizgavanjem goriva postiže se "mekši" rast temperature i tlaka u cilindru, istodobno **smanjujući buku** motora. Maksimalni broj ubrizgavanja u jednom ciklusu može iznositi čak pet. Taj broj isključivo ovisi o brzini vrtnje motora N i specifičnom efektivnom tlaku p_e odnosno efektivnom momentu motora M_e. Područja s različitim brojem ubrizgavanja kod BMW-ovog 6-cilindričnog dizelskog motora snage 160 kW, obujma 3000 cm^3 prikazana su na sl. 3.16, [9].

Važno je uočiti sljedeće. U području najveće snage, odnosno u području oko nazivne brzine vrtnje motora imamo samo jedno ubrizgavanje, tzv. glavno ubrizgavanje (GU). U području praznog hoda, malog efektivnog tlaka p_e i male brzine vrtnje motora (oko 2000 min^{-1}) gorivo se ubrizgava četri do pet puta. U području srednjih brzina vrtnje (2500–3800 min^{-1}), području maksimalnog momenta odnosno maksimalnog specifičnog efektivnog tlaka p_e, gorivo se ubrizgava dva do tri puta.



Sl. 3.16 Mapa višefaznog ubrizgavanja goriva kod BMW-a, 6 cil, 160 kW

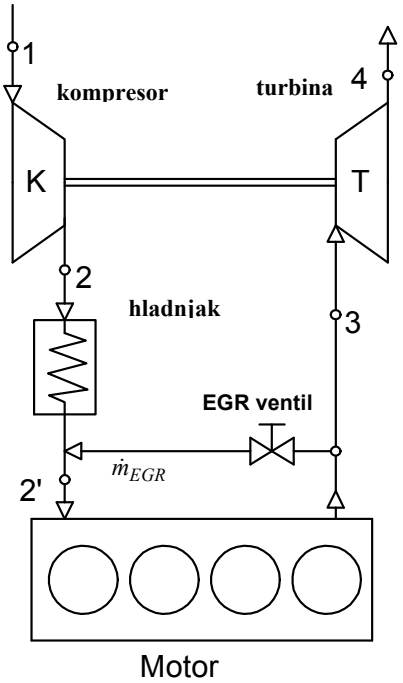
Preciznost kod realizacije ubrizgavanja nije se mogla postići koristeći brizgaljke s magnetskim ventilima, budući da one imaju dugačko vrijeme odziva zbog vremena potrebnog za izgradnju magnetskog toka u zavojnici. Zato je nužna primjena piezo brizgaljki, koje svojom preciznošću i brzinom odziva omogućuju "mekan" porast tlaka, a što se najviše osjeti kroz manje vibracije i manju buku motora. Specifični efektivni tlak p_e za turbo-dizelske motore kreće se između 8 bar pa sve do 22 bar što je i ujedno gornja granica rezervirana samo za najbolje motore današnjice. Jedan od njih je zasigurno i gore spomenuti BMW-ov* redni 6 cilindrični dizelski motor. Ovaj motor pri maksimalnom specifičnom efektivnom tlaku p_e od 21 bar koji postiže pri 2000 min^{-1} razvija okretni moment od čak 501 Nm. Na sl. 3.16 prikazana je mapa višefaznog ubrizgavanja ovog motora koja je objavljena u članku [9]. Iz mape možemo uočiti da motor u području do 2000 min^{-1} često primjenjuje *naknadno ubrizgavanje* goriva (NU). Takvo ubrizgavanje može biti kasno ili rano (*njem. die Späte oder Frühe Nacheinspritzung*).

<u>*Naknadno kasno ubrizgavanje goriva*</u> odvija se za vrijeme takta ekspanzije ili u trenucima početka ispušnog takta. U svakom slučaju ono mora biti obavljeno najkasnije do 200-tog stupnja rotacije koljenaste osovine nakon gornje mrtve točke. Tako ubrizgano gorivo ne izgara, već **isparava** u struji vrućih ispušnih plinova koji napuštaju motor i odlaze u ispušni sustav automobila. Svrha naknadnog kasnog ubrizgavanja je u povećanju temperature ispušnih plinova kako bi se mogla uspješno provesti **regeneracija** filtera čestica ili NO_x–katalizatora kada to EDC-računalo na osnovi podataka od svojih senzora od motora zatraži. Također povećana temperatura ispušnih plinova pozitivno utječe na razgradnju ugljikovodika (HC) u dizelskom oksidacijskom katalizatoru, osobito nakon hladnog starta motora.

Naknadno rano ubrizgavanje goriva odvija se odmah nakon prolaska klipa kroz gornju mrtvu točku. U svakom slučaju ono mora biti obavljeno najkasnije do 5-tog stupnja rotacije koljenaste osovine nakon gornje mrtve točke (najčešće između 1° i 5°). Svrha naknadnog ranog ubrizgavanja goriva je u naknadnom izgaranju čestica čađe koje se osobito stvaraju u području malog opterećenja motora. Na ovaj način naknadnim ubrizgavanjem goriva udio se čestica čađe može smanjiti i za više od 20% [5].

(* Ovaj 6 cilindrični BMW-ov motor tri je puta proglašavan za najbolji motor godine od međunarodnog žirija u klasi od 5.5 L do 3.0 L, te mu je dodijeljeno ugledno priznanje "International Engine of the Year Awards" u slijedećim godinama: 1999.g, 2000.g i 2005.g.)

3.3 Turbopunjač – osnove prednabijanje dizelskog motora



Sl. 3.17 Shema prednabijanja dizelskog motora

Prednabijanje je postupak za povećanje snage motora. Za razliku od atmosferskih motora, kod motora s prednabijanjem zrak se u cilindre dovodi s *pretlakom* (*njem. der Überdruck*). Na taj način povećava se masa zraka u cilindrima motora. Zbog veće količine dobavljenog zraka smije se u cilindar ubrizgati više goriva za vrijeme jednog radnog ciklusa, te se za iste dimenzije cilindra ostvaruje veća snaga motora u usporedbi s motorom bez prednabijanja. Drugim riječima, istu snagu moguće je postići iz motora manjeg obujma. Uslijed smanjenja radnog obujma, motor s prednabijanjem za ostvarenu istu snagu postaje lakši i manjih dimenzija *(engl. Downsizing)*, te se postižu manji mehanički gubici uslijed trenja u motoru, što indirektno vodi k manjoj potrošnji goriva. Veza između kutne brzine ω (rad/s) i brzine vrtnje motora N (s^{-1}) je $\omega = 2\pi N$. Kad se ovaj izraz skupa s izrazom (2.3) uvrsti u (2.19) i primjene oznake kao na sl. 3.17 dobije se konačni izraz za računanje efektivne snage P_e dizelskog motora:

$$P_e = \frac{H_d}{Z_{MIN}} \cdot \frac{V_H}{2} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \lambda_{pu} \cdot N \cdot \eta_e \cdot \rho_{2'} \tag{3.1}$$

Iz gornje jednadžbe se može uočiti slijedeće. Do povećanja efektivne snage točno određenog dizelskog motora (V_H, η_e), uz upotrebu točno normiranog dizelskog goriva (H_d, Z_{min}) pri točno definiranim uvjetima izgaranja (λ) i brzini vrtnje N jedino može doći ukoliko se poveća gustoća zraka $\rho_{2'}$ ispred ulaza u cilindar motora. Gustoća zraka ovisi o tlaku i temperaturi ispred ulaza u cilindar, $p_{2'}$ i $\rho_{2'}$, vidi sl. 3.17.

$$\rho_{2'} = \frac{p_{2'}}{R_{zrak} \cdot T_{2'}} \tag{3.2}$$

R_{zrak} [J/kgK] – je specifična plinska konstanta za zrak. Ona iznosi 287,15 J/kgK

Iz gornje jednadžbe (3.2) može se uočiti, da je povećanje tlaka $p_{2'}$ jedini učinkovit način da se poveća gustoća zraka $\rho_{2'}$, a samim tim i efektivna snaga motora P_e. On se mora povećati na jednu novu vrijednost koja će se nalaziti iznad tlaka okoliša. Razlika $p_{2'} - p_o$ naziva se pretlak prednabijanja (*njem. der Aufladung Überdruck*), gdje je s p_0 označen tlak okoliša.

3.3.1. Značajke prednabijanja

Povijest prednabijanja

Još davne 1905. g. patent iz prednabijanja motora prvi je prijavio švicarski inženjer Alfred Büchi. On je uz pomoć mehaničkog prednabijanja 1925. g. na brodskom dizelskom motoru njemačkog proizvođača M.A.N. iz Augsburga uspio ostvariti povećanje snage od 30%. Prvi turbo-motor koji koristi entalpiju dimnih plinova za pokretanje turbine kod kamionskih motora izgrađen je 1938. godine u pogonima tvornice M.A.N. Nakon

završetka 2. svjetskog rata, točnije 1952.g. pod kodnom oznakom D 1246 GT ovaj motor označio je početak serijske proizvodnje današnjih modernih turbo-dizelskih motora.

Koeficijent punjenja λ_{pu} – pomoću sustava nabijanja može se, također, povećati koeficijent punjenja λ_{pu}, korišten u izrazu (2.14). Time u cilindar (prostor izgaranja) ulazi veća masa svježeg zraka, tako da može izgarati veća količina goriva. Vrijednost koeficijenta punjenja za dizelski motor s nabijanjem kreće se između 0.9…1.06. Za usporedbu, motor bez nabijanja ima koeficijent punjenja između 0.7…0.9.

Turbopunjač – je uređaj koji koristi entalpiju vrućih ispušnih plinova za nabijanje svježeg medija u cilindar motora. Sastoji se od rotora na čijim se krajevima nalaze turbinsko i kompresorsko kolo. Vrući dimni plinovi struje prema turbini, gdje ih turbinske lopatice usmjeravaju prema središtu turbinskog kola stvarajući pri tome okretni moment. Rotor se počinje okretati i pri tome pogoni kompresor. Zrak se usisava u središte kompresorskog kola, gdje ga kompresorske lopatice tlače i ubrzavaju. Tijekom tlačenja zrak se zagrije i do 180°C. Brzine okretanja rotora kreću se do 200000 min^{-1}.

Regulacija tlaka nabijanja – u području visokih brzina vrtnje motora i velike količine ispušnih plinova, tlak nabijanja postao bi nedopustivo visok ili bi turbopunjač postigao prevelik broj okretaja. Zbog toga se tlak nabijanja mora regulirati. Postoji više tehničkih rješenja za ovu regulaciju, no danas kod svih novih dizelskih motora dominira elektronička regulacija tlaka nabijanja pomoću *turbine promjenljive geometrije, tzv. VTG turbine (njem. die Verstellbarer Turbinen Geometrie)*

VTG turbina – kod ovog tipa turbopunjača, tlak zraka u kompresorskom kolu mijenja se zakretanjem dovodnih lopatica, vidi sliku 3.18. Dovodne lopatice mijenjaju napadni kut strujanja turbinskih lopatica. Princip rada je sljedeći:

Male brzina vrtnje motora – da bi se u područjima malih brzina vrtnje imao na raspolaganju veliki okretni moment, poželjno je imati viši tlak nabijanja. Pri tom se dovodne lopatice tako postave da suzuju mlazni presjek. Suženje uzrokuje velike brzine strujanja ispušnih plinova. Rezultat: brzina vrtnje turbine i tlak nabijanja rastu, kod ubrzavanja vozila na niskim okretajima motora vozaču je na raspolaganju veliki okretni moment, te nema tzv. "turborupe" (*njem. das Turboloch*)

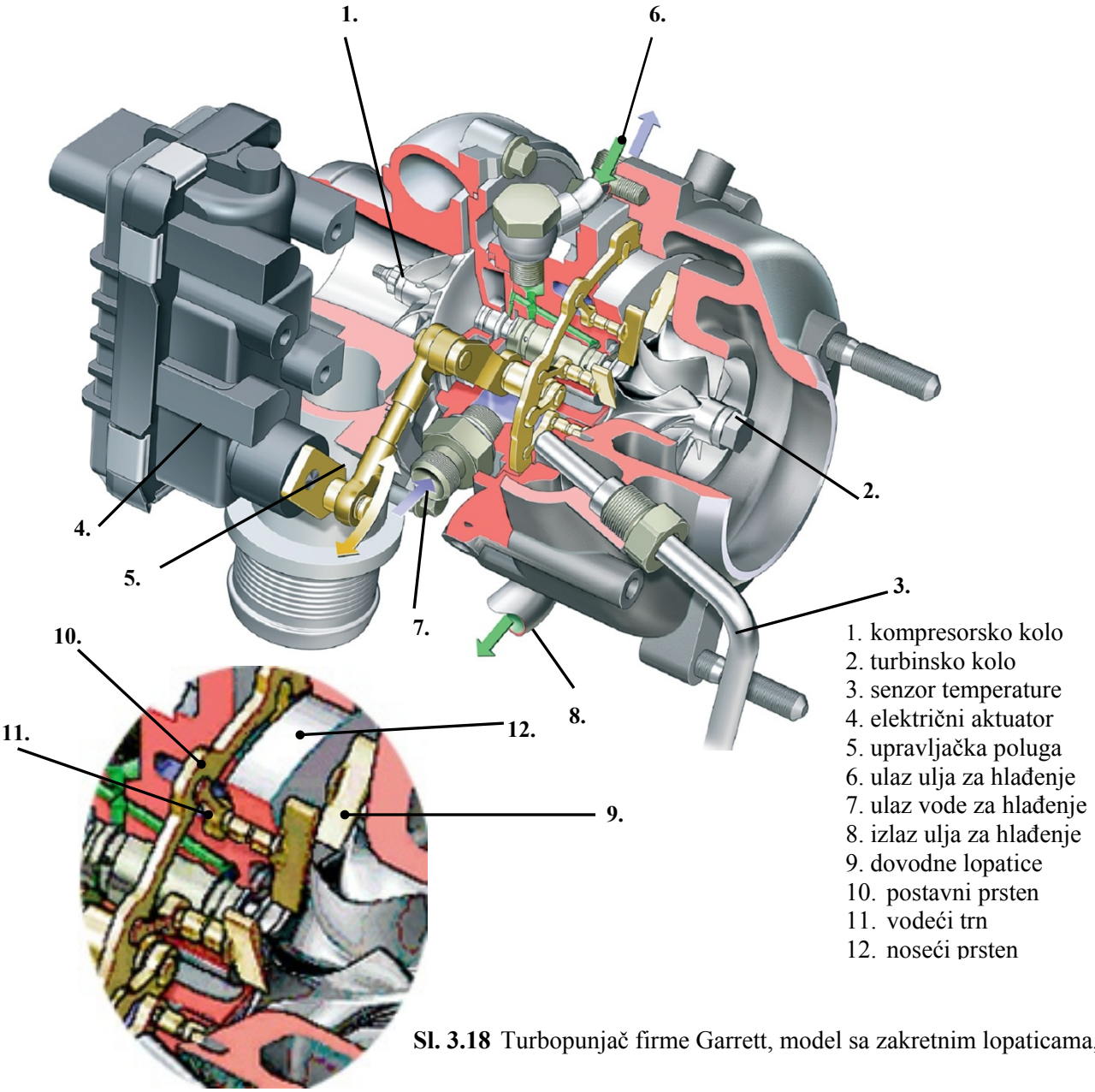
Velike brzina vrtnje motora – dovodne lopatice oslobađaju veliku površinu mlaznog presjeka da bi se mogla prihvatiti velika količina ispušnih plinova na velikim brzinama vrtnje motora. Time je postignut potreban tlak prednabijanja, ali ne i prekoračen. Na ovaj način štiti se motor od prevelikih tlakova nabijanja, velikih mehaničkih naprezanja, ali i od kvarova koji bi mogli nastati na klipnom mehanizmu, ležajevima i sl.

Pokretanje dovodnih lopatica – izvedeno je pomoću upravljačke poluge čiji vodeći trn zahvaća postavni prsten. Pomicanjem upravljačke poluge zahvaća se postavni prsten, te se zakretanje preko vodećih trnova i vratila istodobno prenosi na sve dovodne lopatice. Upravljačkom polugom upravlja električni ili pneumatski aktuator na osnovu informacija dobivenih iz EDC-računala.

Na slici 3.18 prikazan je turbopunjač firme *Garrett GT1749V* koji se ugrađuje u motor AUDI 4.0L, V8 TDI, 202 kW, 650 Nm. Ovaj turbopunjač je zanimljiv, jer osim hlađenja uljem, njegovo kućište se hladi i vodom. Vodeno hlađenje smanjuje temperaturu kučišta turbopunjača za oko 200°C, čime se smanjuje termalno opterećenje ležajeva i izbjegava karbonizacija ulja u području brtvenih prstena turbine nakon gašenja

motora. Turbinski rotor je uležišten pomoću radijalnih i aksijalnih ležajeva. Aksijalni ležajevi oblikovani su s posebnom inženjerskom pažnjom, budući da oni moraju apsorbirati vrlo jako aksijalno opterećenje kojeg uzrokuje jak povratni pritisak ispušnih plinova *(engl. high exhaust gas back-pressure)* koji se javlja u trenutku regeneracije filtera čestica. U turbinsko kolo ugrađen je i senzor temperature plinova koji šalje informacije u EDC računalo motora. Na taj se način štiti turbopunjač, pa i sam motor od nedozvoljenog temperaturnog opterećenja.

Dijelovi turbopunjača prikazani su na slici 3.18:



Sl. 3.18 Turbopunjač firme Garrett, model sa zakretnim lopaticama, tip GT1749V

3.3.2 Dvostupanjsko prednabijanje motora (*njem. Zweistufige Aufladung des Motors*)

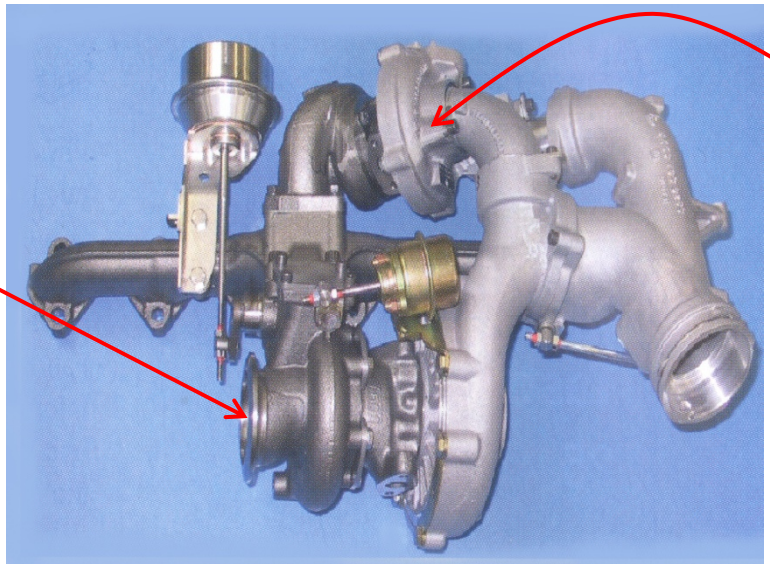
Posljednjih dvadesetak godina ukupna masa i dimenzije automobila kontinuirano rastu. Istovremeno kupci nisu spremni prihvatiti automobil na tržištu koji bi nudio lošu dinamičnost, "voznost" i upravljivost. Da se udovolji zahtijevima kupaca za sve većim osjećajem "zadovoljstva u vožnji" (*njem. der Fahrspaß*), rastu zahtjevi za sve većom snagom pogonskog agregata. U vrlo skoroj budućnosti od motora se očekuje postizanje specifične snage od **100 kW/litri**, okretnog momenta od 200 – 250 Nm/litri i efektivnog srednjeg

tlaka od 25 do 30 bar. Utrka proizvođača automobila prema približavanju gore navedenim vrijednostima već je počela.

Godine 2005. Volkswagen je predstavio 1.4 litre Otto motor, 170 KS, što odgovara specifičnoj snazi od **90 kW/litri**. Ovaj motor koristi kombinirano prednabijanje (mehanički kompresor + plinska turbina) koje je prvi put primjenjeno 1985. godine u talijanskom trkaćem automobilu Lancia Delta S4. Najpoznatiji dizelski motori s dvostupanjskim prednabijanjem su Opel Vectra OPC iz 2003. godine s **82 kW/litri** (1.9l TDCI, 156 kW) i BMW 535d iz 2004. godine (vidi sliku 3.19), sa specifičnom snagom od **67 kW/litri** (3.0 l, 200 kW), [64].

Kod benzinskih motora, 2006. godine tržištu je predstavljen BMW-PSA 1.6. Twin-Turbo Otto-motor s **80.5 kW/litri**, a 2007. godine BMW 3-litre Twin Turbo Otto-motor sa **74.54 kW/litri.**

Zajedničko je svim ovim proizvođačima da koriste neku vrstu **dvostupanjskog prednabijanja (*njem. Zweistufige Aufladung*)**. Ova tehnologija prednabijanja, bez obzira da li je riječ o benzinskom ili dizelskom



Slika 3.19 Dvostupanjsko prednabijanje kod modela BMW 535d, godina proizvodnje 2004, [64]

motoru, omogućava gradnju laganih, snažnih i iznimno ekonomičnih motora s obzirom na snagu koju razvijaju. To je i jedan od razloga zbog čega će ova tehnologija prednabijanja biti malo detaljnije opisana u ovom odjeljku. Princip rada dvostupanjskog prednabijanja prikazan je detaljno na slici 3.20, [64].

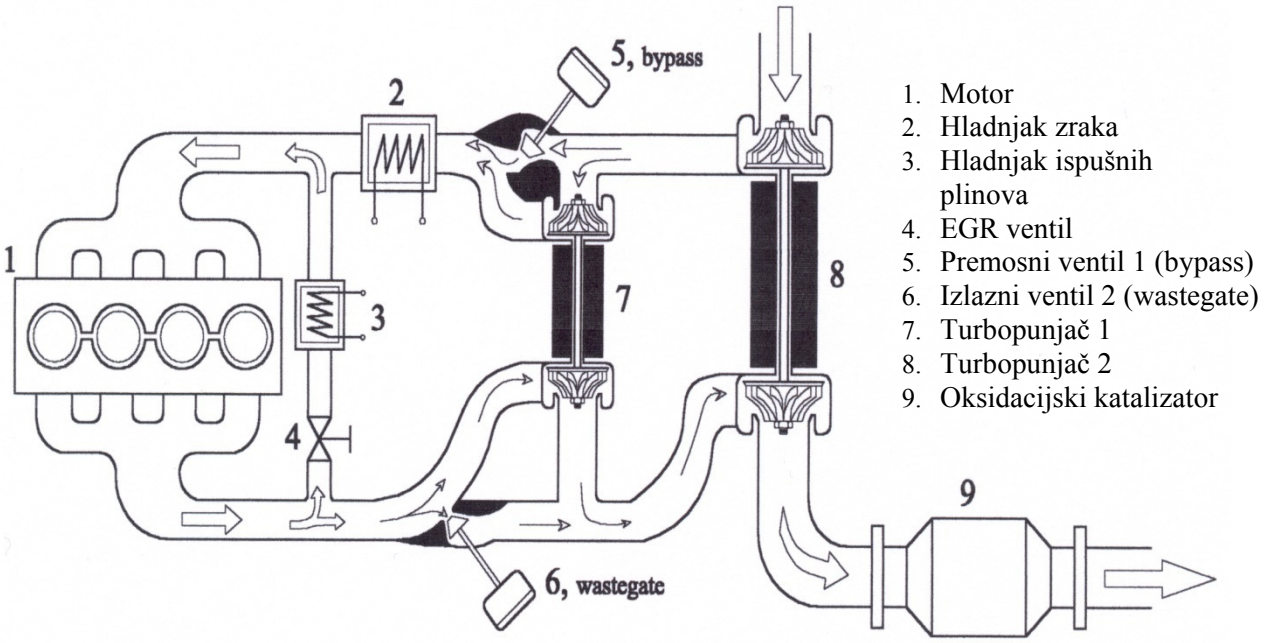
On se sastoji od dva turbopunjača i dva upravljačka ventila.

Turbopunjač 1 je manjih dimenzija, manjeg momenta inercije, te se još naziva punjačem visokog tlaka.

Turbopunjač 2 je većih dimenzija i veće mase, većeg momenta inercije, te se još naziva i punjačem niskog tlaka.

<u>Kod malih brzina vrtnje</u> (do 1500 okr/min), prednabijanje motora se isključivo izvodi preko turbopunjača 1. Njegove malene dimenzije i malen moment inercije podređeni su tome, da se već kod malenog volumenskog protoka $\dot{V}_1$, m^3/s i malih brzina vrtnje motora N postižu veliki stupnjevi kompresije Π_K . Pri tome su premosni ventil 1 (engl. bypass valve) i izlazni ventil 2 (engl. wastegate) potpuno zatvoreni.

<u>Kod srednjih brzina vrtnje motora</u> (od 1500 do 3500 okr/min) za prednabijanje su zadužena oba turbopunjača. Oni rade sinhronizirano, ali s tom razlikom da se s povećanjem brzine vrtnje motora izlazni

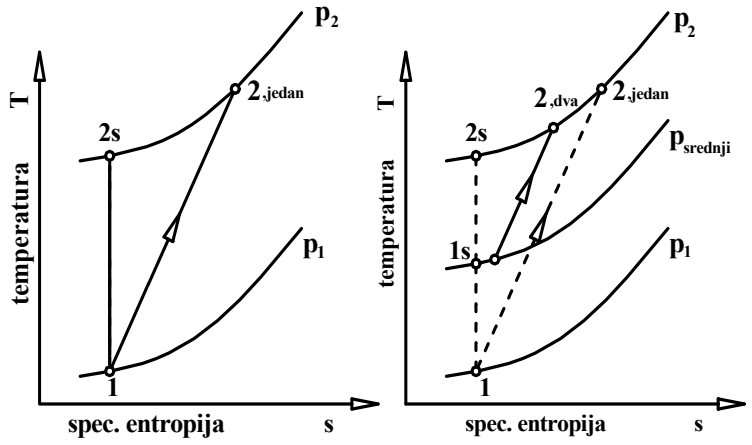


Slika. 3.20 Shema dvostupanjskog prednabijanja dizelskog motora, [64]

ventil 2 sve više otvara i na taj se način sve više kinetičke energije ispušnih plinova usmjerava na turbopunjač 2.

Na ovaj način je zajamčen jako velik stupanj kompresije Π_K i pri srednjem volumenskom protoku $\dot{V}_1$, m^3/s, radnog medija, budući da oba turbopunjača sudjeluju u procesu prednabijanja zraka. I u ovom radnom području premosni ventil 1 je potpuno zatvoren.

<u>Kod velike i nazivne brzine vrtnje motora</u> (od 3500 do 4500 okr/min) u prednabijanju isključivo sudjeluje turbopunjač 2 ili tzv. turbopunjač niskog tlaka. Pri tome su ventili 1 i 2 potpuno otvoreni, te se sva kinetička energija dimnih plinova usmjerava na turbinu 2. Premosni ventil 1, koji je u ovom području rada motora potpuno otvoren, mora biti projektiran s posebnom pažnjom. Od dizajnera se zahtijeva da projektira ventil 1 i njegovo kučište na takav način, da se prilikom prostrujavanja maksimalnog volumenskog protoka $\dot{V}_{max}$, m^3/s, ostvari na tom mjestu minimalni pad tlaka. Još jedna od prednosti dvostupanjskog prednabijanja je u izentropskom stupnju iskoristivosti. Izentropski stupanj iskoristivosti $\eta_{S,K2}$ kod dvostupanjskog prednabijanja je veći od izentropskog stupnja iskoristivosti $\eta_{S,K1}$ kod prednabijanja motora s jednim turbopunjačem, $\eta_{S,K2} > \eta_{S,K1}$. Usporedivi procesi prednabijanja s jednim i dva turbopunjača prikazani su na slici 3.21 u *T,s* dijagramu, [10].



Slika 3.21 Usporedivi procesi prednabijanja s jednim i dva turbopunjača prikazani u T,s dijagramu, [10]

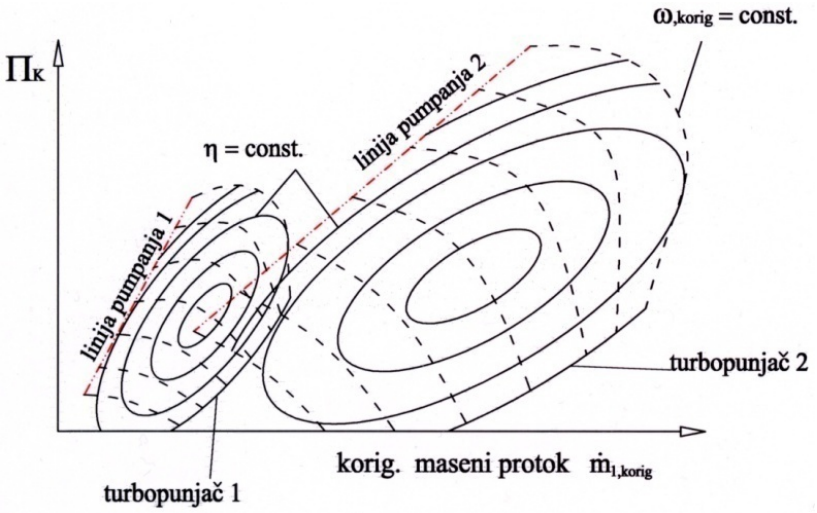
$\eta_{S,K2} > \eta_{S,K1}$ jer je:

$$\eta_{S,K1} = \frac{T_{2,S} - T_1}{T_{2,\text{jedan}} - T_1} < \eta_{S,K2} = \frac{T_{2,S} - T_1}{T_{2,\text{dva}} - T_1}$$

Na slici 3.22. prikazana je radna mapa

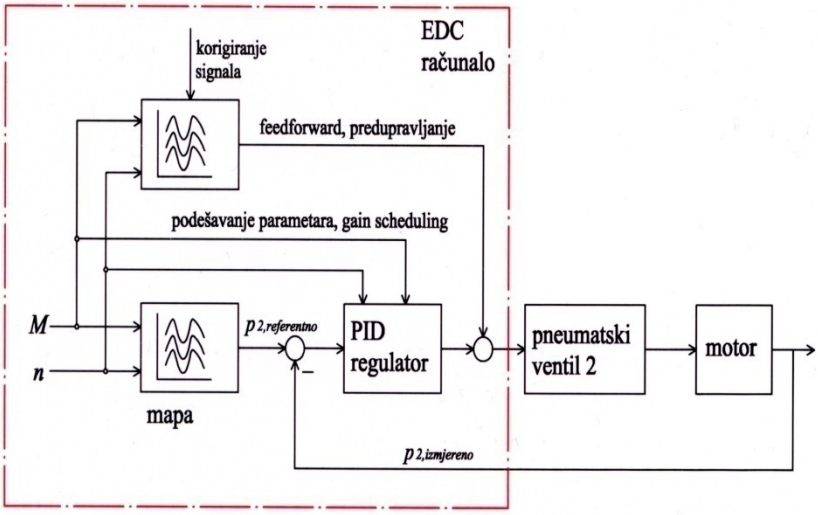
dvostupanjskog prednabijanja motora, [64]. Na njoj se jasno uočavaju područja djelovanja turbopunjača 1 i turbopunjača 2. Već na prvi pogled vidljiva je vrlo velika širina područja djelovanja oba turbopunjača, jer se linija pumpanja 1 pomakla skroz u lijevu stranu.

Već kod niskog broja okretaja postižu se visoki stupnjevi kompresije Π_K, čime je poboljšano punjenje motora radnim medijem. U praksi to znači da vozači ovakvih automobila osjećaju "brzi odziv" na gas već kod malih brzina vrtnje motora.



Slika 3.22 Radna mapa dvostupanjskog prednabijanja motora, [64]

3.3.3 Regulacija dvostupanjskog prednabijanja



Slika 3.23 Blok dijagram upravljanja izlaznim pneumatskim ventilom 2, [64]

Pojednostavljena shema regulacije izlaznim ventilom 2 prikazana je na sl. 3.23, [64]. Ventil 2 najčešće je izveden kao pneumatski aktuator. Ukoliko proizvođač želi povećati preciznost upravljanja i brzinu odziva sustava, izlazni ventil 2 se izvodi kao električni aktuator, no to bitno povećava cijenu upravljanja. Koristeći podatke o broju okretaja motora, N, i momenta motora, M, EDC-računalo na temelju ugrađene referentne mape odredi vrijednost tlaka prednabijanja $p_{2,referentno}$ kao što je to prikazano na slici 3.23. Pomoću senzora tlaka, koji je ugrađen u usisnu cijev motora, očita se vrijednost $p_{2,izmjereno}$. Razlika ($p_{2,referentno} - p_{2,izmjereno}$) predstavlja *regulacijsko odstupanje* koje se vodi na ulaz PID regulatora. Parametri PID regulatora, poput pojačanja regulatora K_P, vremenskih konstanti integracije T_i i derivacije T_d, moraju se kontinuirano tijekom rada motora *adaptirati*, i prilagođavati različitim opterećenjima (M) i brzinama vrtnje motora (n). Regulatori koji ovisno o uvjetima rada motora automatski mijenjaju svoje parametre, npr. pojačanje, nazivaju se u engleskoj literaturi ***gain scheduling regulatori***.

Da bi se ubrzao odziv regulacijskog sustava tlaka, regulator se proširuje s *predupravljačkim* djelovanjem (vidi sl. 3.23). Ovo djelovanje trenutačno proračunava položaj izlaznog ventila 2 u otvorenom krugu

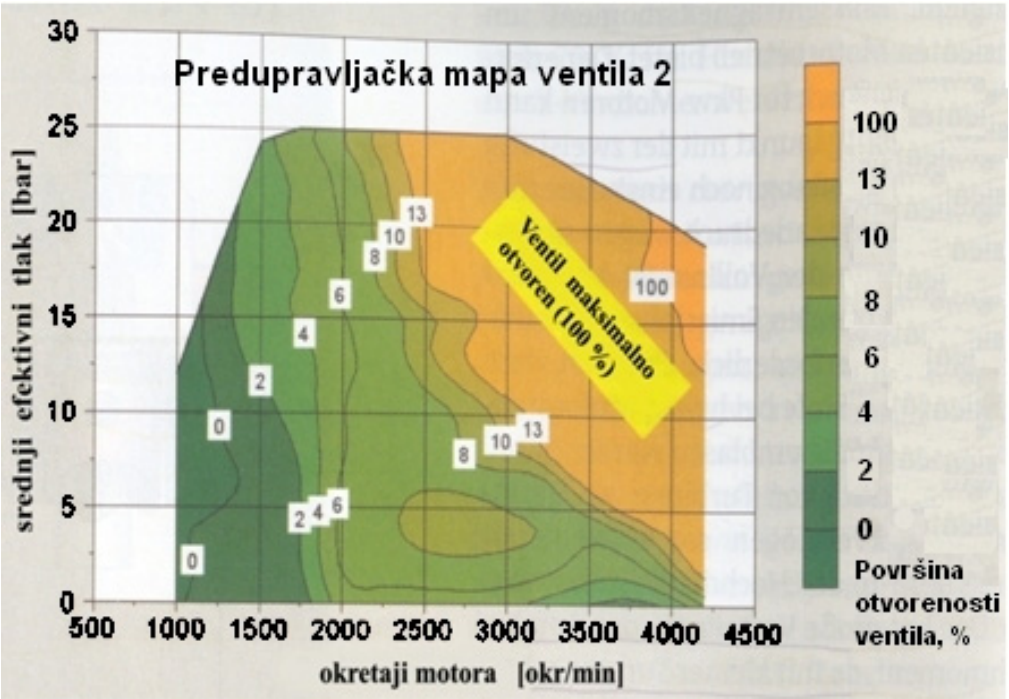
temeljem predupravljačke mape (vidi sliku 3.24), a otklanjanje preostale regulacijske pogreške prepušta se PID regulatoru. Ovakav način upravljanja naziva se ***predupravljanje***, a u engleskoj literaturi ***feedforward***. Promjena površine (A_{ven}) strujanja izlaznog ventila 2 za motor BMW 535d prikazana je na slici 3.24. Veličina presjeka strujanja ventila ovisi o broju okretaja motora N i o srednjem efektivnom tlaku motora p_e. Za područje malog i srednjeg broja okretaja, otvorenost izlaznog ventila 2 se kreće do 13 % od maksimalno moguće površine presjeka strujanja (zeleno područje na sl. 3.24). Kod velikog opterećenja i velikog broja okretaja, površina presjeka strujanja izlaznog ventila 2 je maksimalna (A_{ven} = 100 %), tj. ventil 2 je potpuno otvoren (narančasto područje na sl. 3.24.). Površina otvorenosti ventila se računa pomoću izraza:

$$A_{ven} = \pi \cdot d_{ven} \cdot h_{ven} \cdot \cos\alpha \,, \quad \mathrm{m}^2 \tag{3.4}$$

d_{ven} – unutrašnji promjer dosjednog konusa ventila, m

h – podizaj ili hod ventila, m

α – kut pod kojim je izveden dosjedni konus ventila, rad



Slika 3.24 Predupravljačka radna mapa otvorenosti izlaznog ventila 2 kod motora BMW 535d, [64]

3.4 Elektronička regulacija turbodizelskog motora

U daljnjem tekstu koristit će se engleska skraćenica **EDC** (**E**lectronic **D**iesel **C**ontrol) za opisivanje elektroničke regulacije dizelskih motora. U dizelskim vozilima s konvencionalnom, mehanički upravljanom pumpom, vozač je taj koji direktno utječe na količinu ubrizganog goriva preko papučice gasa koja je čeličnom sajlom povezana s visokotlačnom pumpom. Kod suvremenih motora, konačnu odluku o tome koja će se količina goriva ubrizgati u motor donosi EDC-računalo na temelju vrednovanja i analize ulaznih veličina koje stižu s različitih senzora. EDC sustav motora, sastoji se od tri glavna dijela:

- **Senzora** (mjernih članova) i elektroničkih prekidača
- **Aktuatora** koji se još nazivaju i izvršni članovi
- **Procesnog mikroračunala**

3.4.1 Senzori i elektronički prekidači

Senzori pretvaraju mjerene fizikalne veličine u električne signale. Nadalje se navode najvažniji senzori i prekidači dizelskog motora koji šalju ulazne signale u EDC-računalo, [2], [5], [10].

1. Senzor položaja papučice gasa. On također ima ugrađen prekidač za prazni hod i prekidač za puni gas, tzv. Kick-Down prekidač (*njem. der Kickdownschalter*). Senzor položaja papučice gasa izvodi se kao Hallov-senzor ili kao potenciometar. Ako je izveden kao potenciometar, kutni pomak papučice gasa na ulazu pretvara se u odgovarajući proporcionalni napon na izlazu iz potenciometra. Izlazni napon potenciometra vodi se na A/D pretvornik i dalje se digitalno obrađuje u EDC-računalu.
2. Senzor brzine vrtnje motora. Ovaj se senzor ugrađuje na koljenasto vratilo i mjeri brzinu vrtnje motora. Izvodi se kao klasični induktivni davač impulsa.
3. Senzor za raspoznavanje faze *(njem. der Phasenerkennungsensor)*. Ugrađuje se na bregastu osovinu motora. Njegov je glavni zadatak da prepozna je li klip motora u taktu kompresije ili u taktu ispuha, te tu informaciju šalje u EDC-računalo. Ovaj senzor izvodi se kao Hallov-senzor koristeći Hallov-efekt.
4. Senzor apsolutnog tlaka zraka u usisnom kolektoru.
5. Senzor temperature zraka u usisnom kolektoru.
6. Senzor temperature motora, odnosno temperature rashladne tekućine. Potrebno mjerno područje od –40°C……+130°C.
7. Senzor temperature ispušnih plinova. Ugrađuje se ispred dizelskog oksidacijskog katalizatora, te ispred filtera čestica. Ugrađuje se i ispred NO_x-katalizatora ako ga automobil ima. Potrebno mjerno područje od –40°C……+1000°C. Temperaturno promjenljiv otpornik kod ovog senzora (NTC, **N**egative **T**emperature **C**oefficient) izrađuje se od platine.
8. Senzor temperature goriva u niskotlačnom vodu. Ovaj senzor može biti integriran i u samu pumpu visokog tlaka kod nekih motora, odnosno proizvođača.
9. Senzor visokog tlaka goriva. Ugrađuje se u razdjelnu cijev, odnosno u visokotlačni spremnik goriva. Mora imati sposobnost mjerenja maksimalnog tlaka do 1600 bar (160 MPa).
10. Mjerač protoka zraka u usisnoj cijevi (*njem. der Heißfilm-Luftmassenmesser*). Ugrađuje se u specijalnu mjernu cijev koja se nalazi ugrađena u usisnoj cijevi odmah iza filtera zraka. Ovisno o masenom

protoku zraka, elektronski sklop koji je ugrađen u sam senzor proizvodi analogni sinal u vrijednosti od 0……5V. Pomoću mapa koje se nalaze pohranjene u EDC-računalu, ovim analognim signalima dodijeljuje se točna vrijednost za maseni protok zraka, kg/s.

11. Senzor brzine vozila. Senzor s impulsnim prstenom postavlja se na kotače. Impulsni prsten se okreće i inducira u senzoru izmjenični napon koji je proporcionalan brzini rotacije kotača. Inducirani napon obrađuje se u EDC-računalu i određuje brzinu kretanja vozila. Dimenzije naplatka i pneumatika moraju biti poznate i memorirane u memoriju računala. Informacije s ovog senzora koriste se u dva regulacijska kruga. Jedan regulacijski krug koristi se za sustav ABS kočenja, a drugi za regulaciju brzine vozila, *tempomat* (više u poglavlju 5.2).
12. Prekidač spojke vozila. Šalje informaciju EDC-računalu o tome da li je spojka vozila uključena ili isključena.
13. Lambda-sonda. Lambda-sonda mjeri točnu koncentraciju kisika u ispušnim plinovima. Ovaj podatak omogućuje određivanje *faktor pretička zraka* λ. Lambda-sonda se ugrađuje ispred dizelskog oksidacijskog katalizatora.
14. Kontakt kočnice. Daje informaciju računalu o tome je li papučica kočnice aktivirana ili ne.
15. Prekidač za uključenje/isključenje regulatora brzine vozila *(tempomat).* Regulacijski sustav tempomata je projektiran u ovom magistarskom radu, te je detaljno prikazan u poglavlju 5.
16. Prekidač za startanje vozila. Ovaj prekidač pokreće program za upravljanje grijačima motora *(njem. die Glühstiftkerzen)*. Kod okretanja ključa u kontakt bravi u EDC-računalu pokreće se poseban program za upravljanje grijačima motora.

3.4.2 Aktuatori ili izvršni članovi

Aktuator ili izvršni član sastoji se od postavnog pogona, što je obično neki motor, i od postavnog člana što je obično neki ventil. Postavni pogon i postavni član izvedeni su često kao jedan sklop. U samom EDC-računalu realiziraju se algoritmi vođenja i upravljanja preko odgovarajućeg programa. Rezultat izvođenja algoritama vođenja jesu upravljačke varijable u digitalnoj formi, koje se preko D/A pretvornika i bloka za zadržavanje signala prevode u analognu vremenski kontinuiranu formu. Blok za zadržavanje signala drži konstantnom amplitudu upravljačkih signala unutar razdoblja tastiranja signala T i tako omogućuje realizaciju kompjutorskog upravljanja preko analognih aktuatora. U popisu koji slijedi navedeni su najvažniji aktuatori dizelskog motora kojim upravlja EDC-računalo, [2], [5].

1. Piezo brizgaljke, više u poglavlju 3.2.6
2. Regulator tlaka ugrađen u razdjelnu cijev (*engl. common-rail*), odnosno u zajednički visokotlačni spremnik goriva, više u poglavlju 3.2.5
3. AGR-ventil (njem.) ili EGR-ventil (engl.), više u poglavlju 3.1.2
4. Električna EGR-zaklopka motora *(njem. die Drosselklappe* i *engl. Electronic EGR-Throttle)*, više u poglavlju 5.3
5. Zaklopke u usisnim kanalima za regulaciju i upravljanje intenzitetom vrtloga *(engl. swirl control valve, njem. die Drallklappen)*. To su električne zaklopke kojim se regulira i upravlja intenzitetom vrtloga

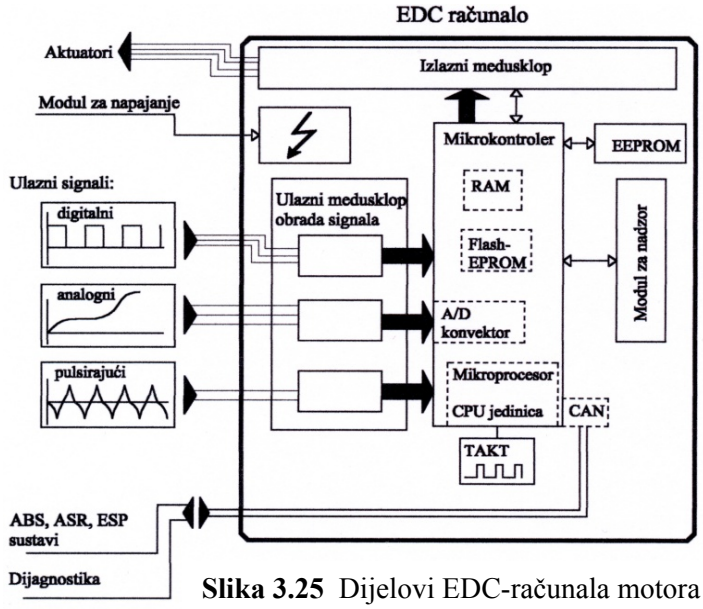
svježeg radnog medija koji ulazi u cilindar. Ove zaklopke nalaze se ugrađene neposredno ispred usisnog ventila, u usisnim kanalima svakog od cilindara. Kod malih brojeva okretaja, umjereno vrtloženje radne smjese oko vrha piezo brizgaljke utječe na bolju homogenost smjese, bolju raspodijelu zraka i atoma kisika, bolje izgaranje i znatno čišći ispuh. Zaklopkama se upravlja pomoću mapa pohranjenih u EDC-računalo, te se svakom području rada motora prilagođava određena, točno specificirana jakost vrtloga.

6. Električni ili pneumatski aktuator za promjenu geometrije turbinskih lopatica, više u poglavljima 3.3.1 i 5.4
7. Magnetski ventil za doziranje goriva ugrađen u pumpu visokog tlaka *(njem. die Zumesseinheit)*, više u poglavlju 3.2.3
8. Termoventil goriva. Omogućuje da se nakon hladnog starta motora, osobito u hladnim zimskim danima, što prije postigne idealna temperatura goriva.
9. Pokretač ili starter motora *(njem. der Anlasser)*
10. Grijači motora. Omogućavaju lagano pokretanje dizelskog motora kod niske temperature okoline (< 0°C). Motor se bez njih ne bi mogao pokrenuti. Za njihovo ispravno uključivanje/isključivanje zadužen je poseban program u EDC-računalu. Prilikom pokretanja hladnog motora, već u prvom sekundi vrh žarne niti postigne temperaturu od 1050 °C (najnoviji keramički 1300 °C), a nakon 10 sekundi temperatura se smanjuje na iznos od 950 °C (keramički 1150 °C). Ovisno o vanjskom temperaturi, grijači ostaju uključeni od 60 do čak 180 sekundi, ukoliko je vanjska temperatura manja od 28 °C. Grijači značajno smanjuju buku izgaranja i emisiju štetnih ispušnih plinova u prvim minutama rada hladnog dizelskog motora. Još se uključuju kod regeneracije filtera čestica kako bi se povećala temperatura ispušnih plinova koji sudjeluju u procesu regeneracije filtera. Najčešći napon napajanja iznosi 11 V.
11. Dodatni grijači za zagrijavanje rashladne tekućine (*opcija)
12. Kompresor klima uređaja (magnetska spojka)
13. Ventilator za hlađenje motora

3.4.3 EDC–računalo motora

EDC-računalo preko ulaznog međusklopa analizira i obrađuje ulazne signale koji stižu s digitalnih ili analognih senzorskih sklopova. Na osnovu ulaznih podataka te na osnovu različitih "mapa" motora, upravljačkih i regulacijskih algoritama koji su pohranjeni u memoriju računala, mikrokontroler donosi odluku u obliku digitalnog signala o trenutku započinjanja, trajanju ili pak o tlaku ubrizgavanja goriva. Takav digitalni signal sabirnicom podataka preko izlaznog modula računala putuje do postavnog pogona (aktuatora) koji izvršava željenu radnju. Te radnje mogu biti razne: aktiviranje piezo modula u brizgaljkama, zauzimanje željenog položaja kod EGR-ventila, zauzimanje željenog kuta kod dovodnih lopatica turbine ili pak uključivanje grijača kod startanja motora. Također preko CAN (**C**ontroller **A**rea **N**etwork) serijske sabirnice EDC-računalo komunicira s ostalim sustavima u vozilu poput ESP, ABS ili ASR. Električni signali koji stižu u računalo mogu biti: **analogni, digitalni i pulsirajući**.

Analogni ulazni signali se u analogno-digitalnom pretvorniku pretvaraju u digitalnu veličinu s kojom CPU jedinica (centralno procesorska jedinica računala) dalje računa. Digitalni ulazni signali se u mikrokontroleru računala direktno obrađuju, što se još naziva i *direktna digitalizacija*. Pulsirajući ulazni signali se primaju u posebni dio EDC-računala koji je posebno zaštićen od eventualnih smetnji (iskrenje kontakata, tiristorski regulatori) koje bi mogle doći s raznih elektroničkih komponenti ugrađenih u vozilo. Tako zaštićen pulsirajući signal se pretvara u digitalni pravokutni signal koji se dalje obrađuje u računalu. Najpoznatiji senzor s pulsirajućim signalom je senzor koji mjeri broj okretaja motora, a ugrađuje se na koljenasto vratilo motora.



Slika 3.25 Dijelovi EDC-računala motora

Glavni dijelovi EDC-računala su, [5], [11], [12]:

- Modul za napajanje
- Ulazni međusklop za prihvat, kompenzaciju, filtriranje, pojačanje, linearizaciju, normiranje i digitalizaciju ulaznih signala
- Mikrokontroler. On se sastoji od memorijskih modula (RAM, Flash-EPROM), analogno-digitalnog pretvornika, CAN modula, mikroprocesora i generatora signala vremenskog vođenja.
- EEPROM memorija
- Modul za nadzor *(njem. das Überwachungsmodul)*
- Izlazni međusklop
- Sabirnice (sabirnice podataka, adresne sabirnice i upravljačke sabirnice)

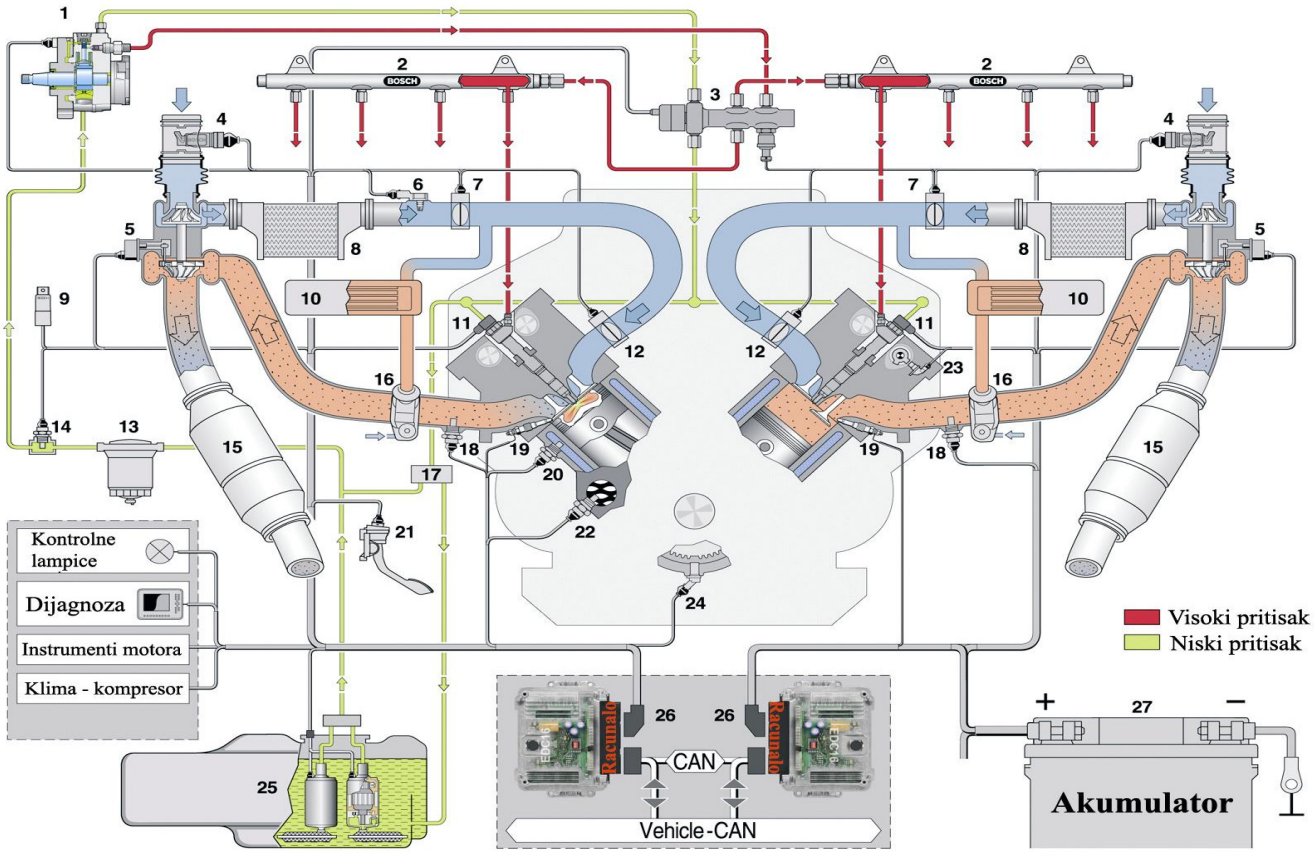
Cjelovit shematski prikaz elektroničke regulacije V8 common-rail turbo-dizelskog motora sa svim pripadajućim senzorima, aktuatorima i upravljačkim računalima prikazan je na sljedećoj stranici na slici 3.26, [26] i [27].

3.4.4 Glavne funkcije računala motora

Nadalje se nabraja dvadestjedna (21) funkcija koje računalo obavlja tijekom rada motora pomoću upravljačkih algoritama pohranjenih u memoriju računala, [5], [10], [2]. Neke od tih funkcija su detaljnije opisane.

1. *Proračun maksimalne dopuštene količine ubrizganog goriva*. Da bi se spriječilo preopterećenje motora u mehaničkm smislu (prevelik moment, prevelik broj okretaja) i toplinskom smislu (prevelika temperatura vode, ulja, ispušnih plinova i dijelova turbopunjača), računalo proračunava maksimalnu količinu ubrizganog goriva koja ne smije biti prekoračena za sve uvjete rada motora. Na taj način EDC-računalo sprječava nepovratno oštećenje motora.

2. *Uplitanje vanjskog momenta*. Ukoliko računalu motora stigne zahtjev s ostalih sustava ugrađenih u vozilo (npr. ABS, ESP, ASR) za povećanje ili smanjenje pogonskog momenta, tada računalo motora preko definiranih algoritama utječe na količinu ubrizganog goriva. Npr. ukoliko je s ASR sustava (sustav protiv proklizavanja pogonskih kotača) stigao zahtjev za smanjenje momenta da se izbjegne neugodno proklizavanje pogonskih kotača na skliskoj podlozi, EDC-računalo će smanjiti količinu ubrizganog goriva.
3. *Ograničenje maksimalne brzine vozila*. U mnogim zemljama zakonodavac je propisao gornju maksimalnu brzinu za određenu klasu vozila (npr. za gospodarska vozila, kamione, autobuse). Kod njemačkih priozvođača AUDI/BMW/MERCEDES, računalo dopušta maksimalnu brzinu vozila od 250 km/h nakon čega se uključuje limitator, koji smanjuje količinu ubrizganog goriva.
4. *Regulacija tlaka prednabijanja putem turbine sa zakretnim lopaticama* (**Napomena:** način zakretanja turbinskih lopatica objašnjen je u poglavlju 3.3.1, a regulacija tlaka prednabijan detaljno je razrađena, projektirana i simulirana u poglavlju 5.4)

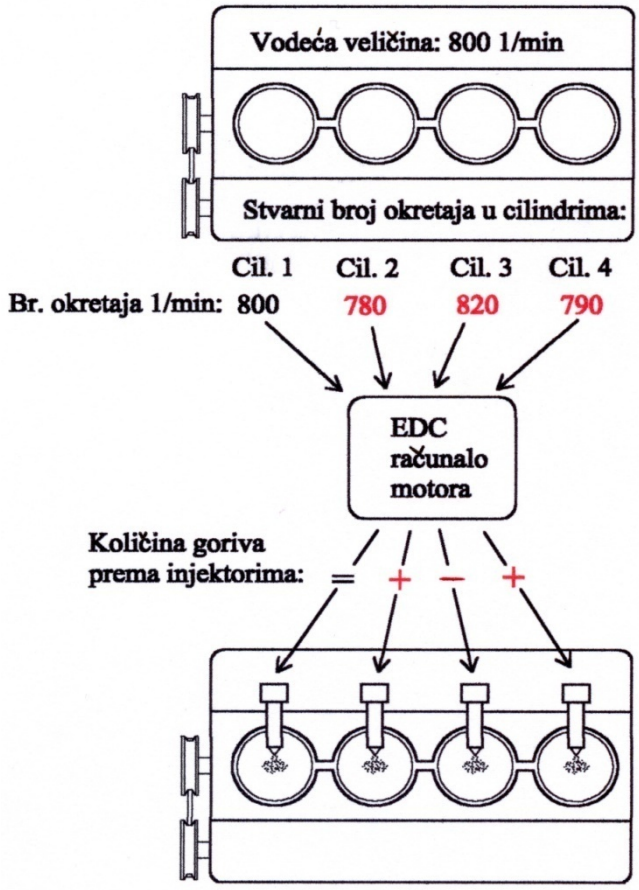


1-pumpa visokog tlaka s ugrađenom mjernom jedinicom za doziranje goriva ; 2-visokotlačni spremnik goriva ; 3-razdijelni blok s ugrađenim senzorom i regulatorom tlaka goriva ; 4-mjerač protoka zraka u usisnoj cijevi ; 5-električni aktuator za promjenu geometrije turbinskih lopatica ; 6-senzor apsolutnog tlaka zraka u usisnom kolektoru i/ili senzor temperature zraka u usisnom kolektoru ; 7- električna EGR zaklopka motora ; 8- hladnjak stlačenog zraka ; 9-računalo za upravljanje grijačima motora ; 10- EGR-hladnjak ; 11-piezo brizgaljka ; 12-zaklopka u usisnim kanalima za regulaciju i upravljanje intenzitetom vrtloga ; 13-filter goriva ; 14-senzor temperature goriva u niskotlačnom vodu ; 15-DOC, dizelski-oksidacijski-katalizator ; 16-EGR ventil ; 17-termoventil goriva ; 18-senzor temperature ispušnih plinova ; 19-grijači motora ; 20-senzor temperature rashladne tekućine ; 21-senzor položaja papučice gasa ; 22-senzor temperature ulja ; 23-Hallov senzor za raspoznavanje faze ugrađen na bregasto vratilo ; 24-senzor brzine vrtnje motora ; 25- spremnik goriva s dvije električne dobavne pumpe goriva ; 26-EDC računalo motora ; 27-akumulator (električno napajanje sustava)

Sl. 3.26 Shematski prikaz elektroničke regulacije V8 common-rail turbodizelskog motora s prikazanim položajima svih senzora i aktuatora

5. *Regulacija brzine vozila (tempomat)*. Ovaj regulator omogućuje vožnju vozila konstantnom brzinom bez potrebe za držanjem noge na papučici gasa. Vozač preko polugice smještene pokraj upravljača odredi željenu dostignutu brzinu vožnje (npr. 100 km/h). EDC-računalo će toliko dugo povećavati odnosno smanjivati količinu ubrizganog goriva dok se izmjerena brzina vozila ne izjednači s referentnom (zadanom) brzinom vozila. Regulacija brzine prestaje onog trenutka kada vozač vozila dotakne papučicu kočnice, spojke ili gasa (akceleratora). Napomena: tempomat je uređaj čiji je sustav regulacije projektiran u ovom magistarskom radu, (poglavlje 5).
6. *Korekcija nadmorske visine*. S porastom nadmorske visine pada tlak okoline. Sa smanjenjem tlaka smanjuje se i punjenje cilindara sa svježim zrakom koji je potreban za izgaranje. Stoga, EDC-računalo mora korigirati (smanjiti) količinu ubrizganog goriva s porastom nadmorske visine kako ne bih došlo do prevelikog dimljenja iz ispuha automobila uslijed nepotpunog izgaranja uzrokovanog manjkom zraka. EDC-računalo utvrđuje tlak okoliša pomoću senzora tlaka u obliku mikročipa koji je ugrađen direktno u kućište samog računala.
7. *Regulacija praznog hoda motora (njem. die **L**eer**l**auf**r**egelung (**LLR**))*. Kad je uključen prekidač praznog hoda na papučici gasa i prekidač (isključene) spojke vozila, motor radi u režimu praznog hoda na točno definiranom (referentnom) broju okretaja. Ovaj broj okretaja motora ovisi o uvjetima rada motora. Primjerice, ukoliko je kod hladnog starta motora temperatura okoliša dosta niska (oko 0°C), EDC-računalo će povećati brzinu vrtnje motora s uobičajenih 800 min^{-1} na 900, 1000 min^{-1}. U takvom režimu motor će raditi prvih 45 do 90 sekundi. Također, ukoliko je napon mreže iz bilo kojeg razloga nakon startanja motora u vozilu malen, EDC-računalo će donijeti odluku o povećanju brzine vrtnje motora u praznom hodu sve dok se baterija ne dopuni. Duljina rada motora s povećanom brzinom vrtnje u praznom hodu ovisi o odluci programera računala i samog glavnog konstruktora motora, budući da se u tom režimu rada znatno povećava potrošnja goriva i emisija štetnih plinova u okoliš. Regulacija praznog hoda motora za EDC-računalo je prilično **zahtjevna**, jer su uvjeti rada dosta promjenljivi. Npr. alternator kod niskog napona mreže oduzimat će motoru puno više snage nego što je to uobičajeno. Tu su još razni zahtjevi za pogonskim momentom koji dolaze od hidrauličke pumpe za servo uređaj, klimakompresora, pumpe goriva visokog tlaka itd. Također, EDC-računalo mora voditi računa i o promjeni pogonskog momenta za svladavanje unutrašnjih otpora u samom motoru. Jedna snaga je potrebna za svladavanje unutrašnjih otpora (trenja) kad je temperatura ulja kod jutarnjeg zimskog pokretanja npr. –7°C (visok viskozitet), a sasvim druga snaga kada ulje postigne radnu temperaturu od 100…..130°C (malen viskozitet). O svemu ovome inženjeri koji projektiraju i programiraju regulaciju motora u praznom hodu moraju voditi računa.
8. *Regulacija mirnoće rada motora (njem. die **L**auf**r**uhe**r**egelung(**LRR**))*. Ne proizvode svi cilindri jednog motora jednak okretni moment. Razlog tome su razlike koje postoje u kompresiji, u zračnosti između klipova i stijenki cilindara, u hidrauličkim uvjetima strujanja u brizgaljkama, te u tribološkim uvjetima rada svakog klipa pojedinačno.

Posljedica ovih razlika bio bi nemiran rad motora. LRR sistem u računalu ima zadatak prepoznati ove nepravilnosti, a također da pravodobnim djelovanjem na sustav ubrizgavanja omogući miran rad motora. Količina ubrizganog goriva u dotični cilindar će se smanjiti ukoliko je broj okretaja promatranog cilindra nešto veći od vodeće (referentne) vrijednosti (npr. 800 min^{-1}). I obrnuto, količina ubrizganog goriva u promatrani cilindar će se povećati ukoliko broj okretaja u određenom cilindru leži nešto niže od vodeće (referentne) vrijednosti, npr. 800 min^{-1} koliko najčešće iznosi broj okretaja motora u praznom hodu. Radi boljeg pojašnjenja vidi sliku 3.27. Regulacija mirnoće rada motora (LRR) ima primarni zadatak da osigura mirni rad motora u području praznog hoda.



Slika 3.27 Regulacija mirnoće rada motora **(LRR)**

9. *Regulacija zaklopki u usisnom kanalu za reguliranje vrtloga.*
10. *Elektronička blokada paljenja protiv nedopuštenog otuđenja vozila (njem. die Elektronische Wegfahrsperre)*
11. *Upravljanje predubrizgavanjem i glavnim ubrizgavanjem goriva*. U normalnim uvjetima vožnje količina ubrizganog goriva se proračunava na osnovi položaja papučice gasa (senzora papučice gasa) i broja okretaja motora. Ovaj proračun je potpomognut i od drugih "mapa" koje također uzimaju u obzir i neke druge utjecajne veličine poput temperature goriva, rashladne tekućine (vode) i zraka. Ovaj program u EDC-računalu mora što prije želju vozača s jedne strane prilagoditi potrebnoj snazi motora s druge strane.
12. *Regulacija aktivnog prigušenja (njem. der **A**ktiven **R**uckel-**d**ampfers(**ARD**))*. Kod trenutne (nagle) promjene opterećenja na pogonskim kotačima, dolazi do nagle promjene momenta i broja okretaja motora što bi putnici u vozilu osjećali kao neugodne, periodičke, "udarne" vibracije. Zadatak ARD programa je onemogućiti ove neugodne vibracije aktivnim djelovanjem na sustav ubrizgavanja. Ukoliko ARD-sustav osjeti naglo povećanje broja okretaja motora uslijed nagle promjene opterećenja na spojci, dolazi do smanjenja količine ubrizganog goriva. I suprotno, kod naglog smanjenja broja okretaja motora, ARD-sustav povećava količinu ubrizganog goriva da se onemogući nastajanje neugodnih vibracija koje bi se prenijele u unutrašnjost vozila. Inače, sam sustav filtriranja broja okretaja koje ARD provodi je dosta kompliciran i o njemu neće biti govora u ovom radu, a zainteresirani čitatelj se upućuje na literaturu [5].
13. *Upravljanje radom grijača motora.*
14. *Uključenje/isključenje klima uređaja.*

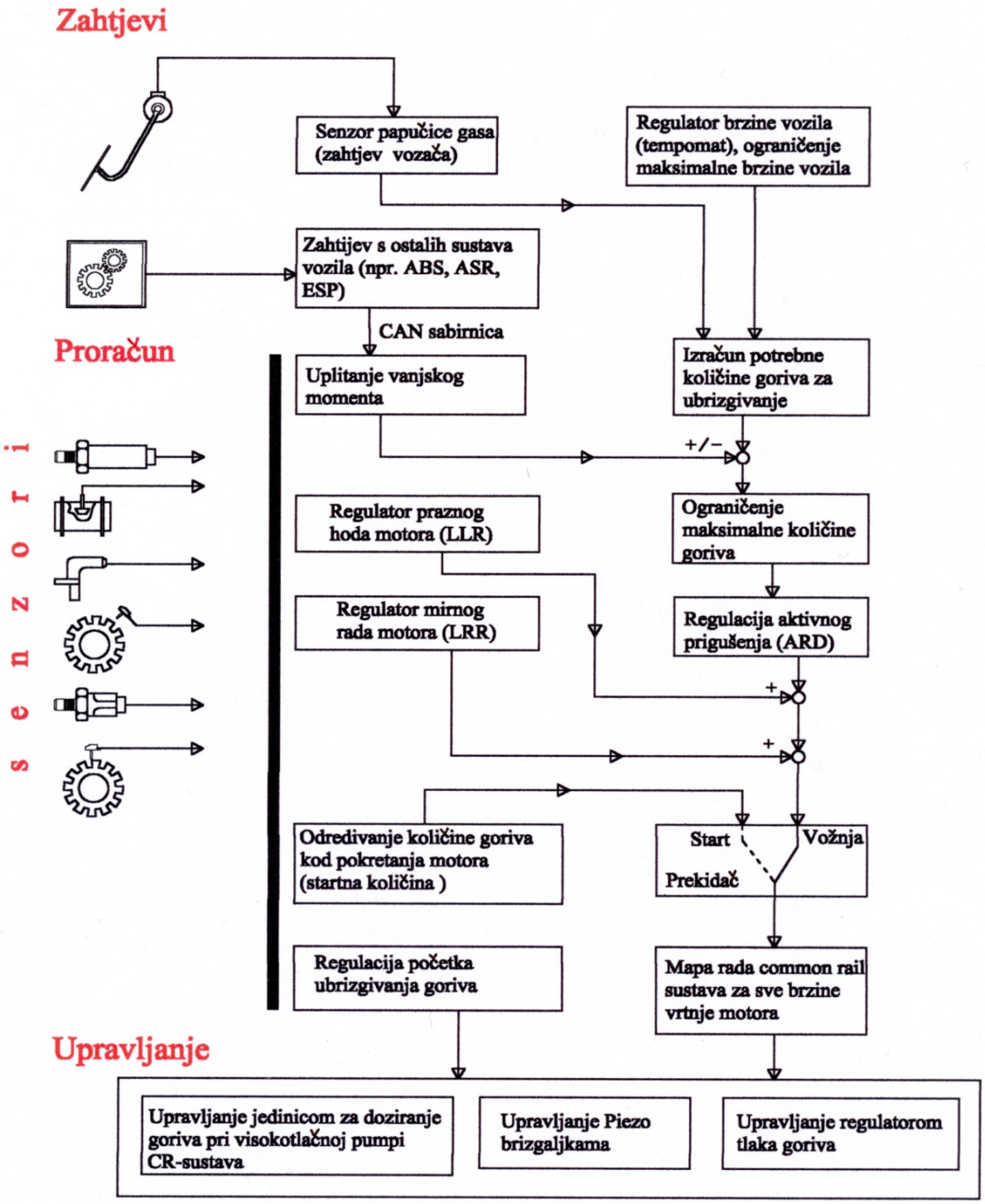
15. *Naknadno grijanje rashladne tekućine*. Kod luksuznih vozila radi poboljšanja komfora, često se koriste dodatni grijači za povećanje temperature rashladne tekućine radi bržeg zagrijavanja unutrašnjosti vozila u hladnim zimskim danima.
16. *Pravovremeno uključenje/isključenje ventilatora motora*.
17. *Regulacija recirkulacije (povrata) ispušnih plinova*, Napomena: ova regulacija detaljno je razrađena, projektirana i simulirana u poglavlju 5.3
18. *Određivanje količine goriva kod pokretanja motora (tzv. startna količina)*. Čim vozač okrene ključ u kontakt bravi računalo pokreće program za proračunavanje tzv. startne količine goriva. Ova količina goriva ovisi o temperaturi okoline, o temperaturi rashladne tekućine u motoru, te o brzini vrtnje motora koja se kod pokretanja mijenja od 0 min^{-1} do 800 min^{-1}. Sve dok se ne postigne minimalan broj okretaja *(njem. die Mindestdrehzahl im Leerlauf)* u praznom hodu (najčešće 800 min^{-1}), EDC-računalo će provoditi algoritam za određivanje startne količine goriva.
19. *Ograničenje maksimalne brzine vrtnje motora (njem. die Enddrehzahlregelung).* Zadatak je zaštita motora od nedopušteno velike brzine vrtnje. Kako bi se izbjeglo oštećenje motora, proizvođač određuje maksimalnu brzinu vrtnje koja se ne smije prekoračiti. Odmah iznad maksimalno dopuštene brzine vrtnje EDC-računalo prekida ubrizgavanje. Ovaj prekid se mora što "mekše" izvesti kako bi se izbjegao snažan i neugodan "trzaj" *(njem. der Ruck)* koji se može pri tome pojaviti. Ova regulacija je tim više delikatnija ukoliko se nazivna brzina vrtnje motora nalazi vrlo blizu maksimalno dopuštene brzine vrtnje motora.
20. *Lambda-regulacija kod dizelskog motora*. Napomena: detaljnije objašnjeno u sljedećem odjeljku 3.4.5.
21. *Određivanje trenutka početka ubrizgavanja goriva*.

Slika 3.28 na slijedećoj stranici prikazuje **algoritam proračuna ubrizgavanja** sa svim opisanim funkcijama koje se moraju uzeti u razmatranje. Ovaj algoritam EDC računalo konstantno provodi tijekom rada motora. Na kraju proračuna, kao što to slika 3.28 prikazuje, EDC-računalo donosi odluku o **količini ubrizganog goriva, vremenu početka ubrizgavanja i tlaku ubrizgavanja** pravovremenim djelovanjem na piezo brizgaljke i regulator tlaka goriva.

3.4.5 Lambda regulacija dizelskog motora

Na kraju ovog poglavlja objasnit će se Lambda regulaciju koja je izuzetno važna za ispravan rad dizelskog motora. Osobito u području malog opterećenja i praznog hoda važno je Lambda regulaciju dobro osmisliti, projektirati, te uz pomoć EDC-računala izvesti. Bez ispravno projektirane Lambda regulacije niti jedan dizelski motor ne bi mogao ispuniti EURO 4 normu, pa makar bio opremljen s najsuvremenijim filterom čestica. Uz pomoć signala s Lambda sonde određuje se vrijednost *faktora viška zraka* λ. Za dizelske motore s prednabijanjem kod punog opterećenja faktor zraka kreće se između $\lambda = 1{,}15 \ldots \lambda = 2$. Kod rada motora u praznom hodu faktor viška zraka iznosi $\lambda \geq 10$.

Za vrijeme rada motora, signal s Lambda sonde se kontinuirano adaptira i korigira. Lambda-sonda mjeri koncentraciju preostalog kisika u sadržaju ispušnih plinova. Na temelju te informacije utvrđuje se vrijednost faktora viška zraka λ. Pri tome se uzima u obzir odstupanje izmjerene koncentracije kisika od koncentracije



Slika 3.28 Algoritam proračuna ubrizgavanja goriva kod common rail motora koje EDC računalo konstantno provodi tijekom rada motora, [5]

kisika u svježem zraku koja iznosi približno 21%. Signal Lambda sonde isključivo ovisi o koncentraciji kisika u ispušnim plinovima i o tlaku koji vlada u ispušnoj cijevi na mjestu gdje je sonda ugrađena.

Budući da je tlak plinova vrlo promjenljiv, nameće se zaključak da se utjecaj tlaka na signal sonde mora kompenzirati. Tu radnju nazivamo ***kompenzacija pritiska***. Za kompenzaciju pritiska potrebne su dvije stvari:

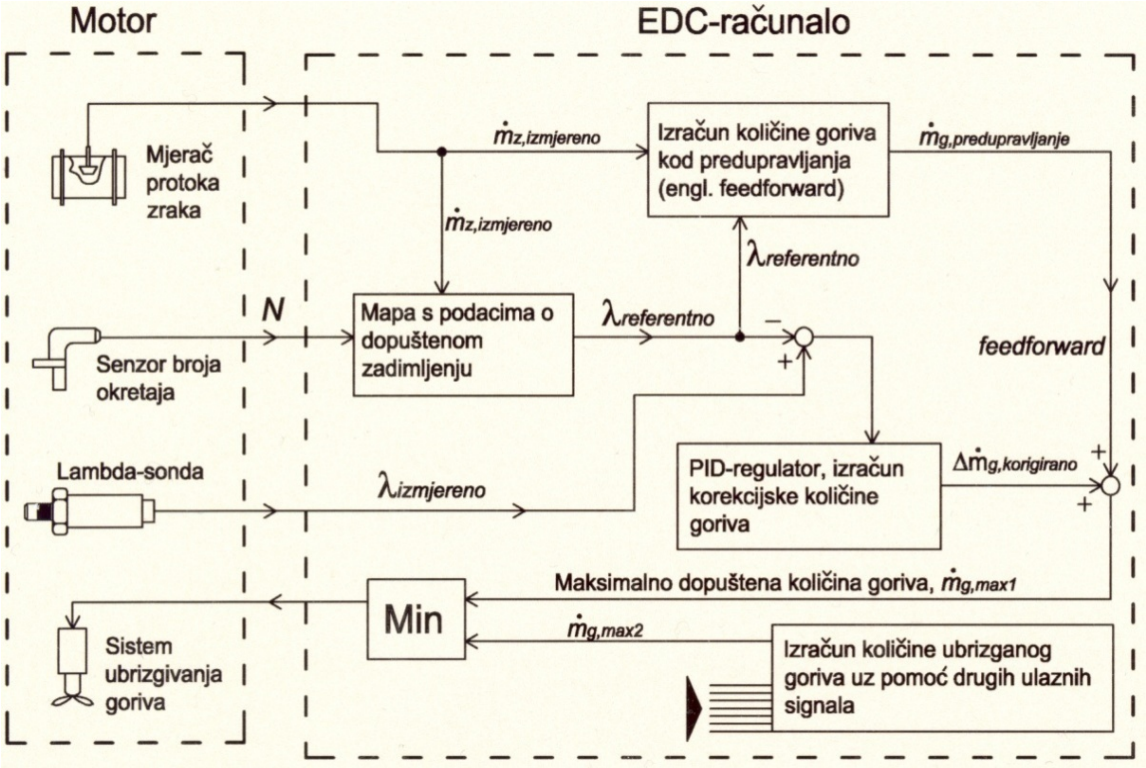
a) mapa ovisnosti pritiska ispušnih plinova o brzini vrtnje motora i o temperaturi, $p_{plinova} = f(N, T_{plinova})$

b) mapa ovisnosti signala Lambda sonde o pritisku ispušnih plinova, $\lambda = f(p_{plinova})$

Pomoću takvih mapa vrši se korekcija mjernog signala sonde za svaku radnu točku motora i sve uvjete rada. Objasnit će se dvije glavne funkcije Lambda regulacije, a to su:

1. *Sprječavanje prekomjernog dimljenja* dizelskog motora kod punog opterećenja, što je bila tipična pojava kod starih dizelskih motora
2. *Korekcija i adaptacija količine ubrizganog goriva u području malog opterećenja i praznog hoda*. To su područja rada u kojima je bitna fina kordinacija između sustava za ubrizgavanje, EGR ventila i turbopunjača kako bi se ispunile stroge ekološke norme.

3.4.5.1 Sprječavanje prekomjernog dimljenja dizelskog motora kod punog opterećenja



Slika 3.29 Spriječavanje prekomjernog dimljenja dizelskog motora pomoću signala s Lambda-sonde, [5], [10]

Na slici 3.29 prikazana je regulacijska shema spriječavanja dimljenja dizelskog motora kod punog opterećenja uz **pomoć Lambda sonde** i mjerača protoka zraka na ulazu u usisni kolektor *(njem. der Heißfilm–Luftmassenmesser)*, [5], [10]. Cilj je ove regulacije odrediti maksimalnu količinu goriva koja se smije ubrizgati, a da ne dođe do prekomjernog dimljenja motora i prekoračenja gornje dopuštene količine dima koja je za okoliš prihvatljiva, odnosno zakonom propisana. Princip rada je slijedeći: Signali s mjerača protoka zraka ($\dot{m}_{z,izmjereno}$) i senzora broja okretaja motora (N) ulaze u blok u kojem je smještena mapa s podacima o dopuštenom zadimljenju.

Pomoću mape odredi se referentna vrijednost faktora viška zraka, $\lambda_{referentno}$. Zatim, uz pomoć vrijednosti ($\dot{m}_{z,izmjereno}$) i $\lambda_{referentno}$ u bloku za **predupravljanje (engl. feeedforward)** izračuna se količina goriva $\dot{m}_{g,predupravljanje}$ $(engl.\ \dot{m}_{fuel,feedforward})$. Nadalje, pomoću signala s Lambda-sonde očita se vrijednost $\lambda_{izmjereno}$. Razlika ($\lambda_{potrebno} - \lambda_{izmjereno}$) predstavlja regulacijsko odstupanje koje se vodi na ulaz PID regulatora. U PID-regulatoru izračunava se *korigirana količina (njem. die Korrekturmenge)* goriva, $\Delta\dot{m}_{g,korigirano}$, koja se potom zbraja s količinom goriva iz predupravljanja. Dobivena suma predstavlja *maksimalnu količinu goriva* ($\dot{m}_{g,max1}$) koja se smije ubrizgati kod punog opterećenja. Istovremeno,

uobičajenim postupkom se izračunava količina goriva ($\dot{m}_{g,2}$) koristeći ulazne signale s drugih senzora, primjerice papučice gasa. Ove dvije vrijednosti, $\dot{m}_{g,max1}$ i $\dot{m}_{g,2}$, vode se u *komparator* gdje se uspoređuju i manja od njih predstavlja egzaktnu količinu goriva koje se smije ubrizgati, a da pri tome neće doći do nedopuštenog prekomjernog dimljenja iz vozila. S ovakvom strukturom regulacije, gdje se koristi *predupravljanje (engl. feedforward)* osigurava se jako dobra dinamika regulacijskog kruga, čime se povećava točnost i brzina odziva.

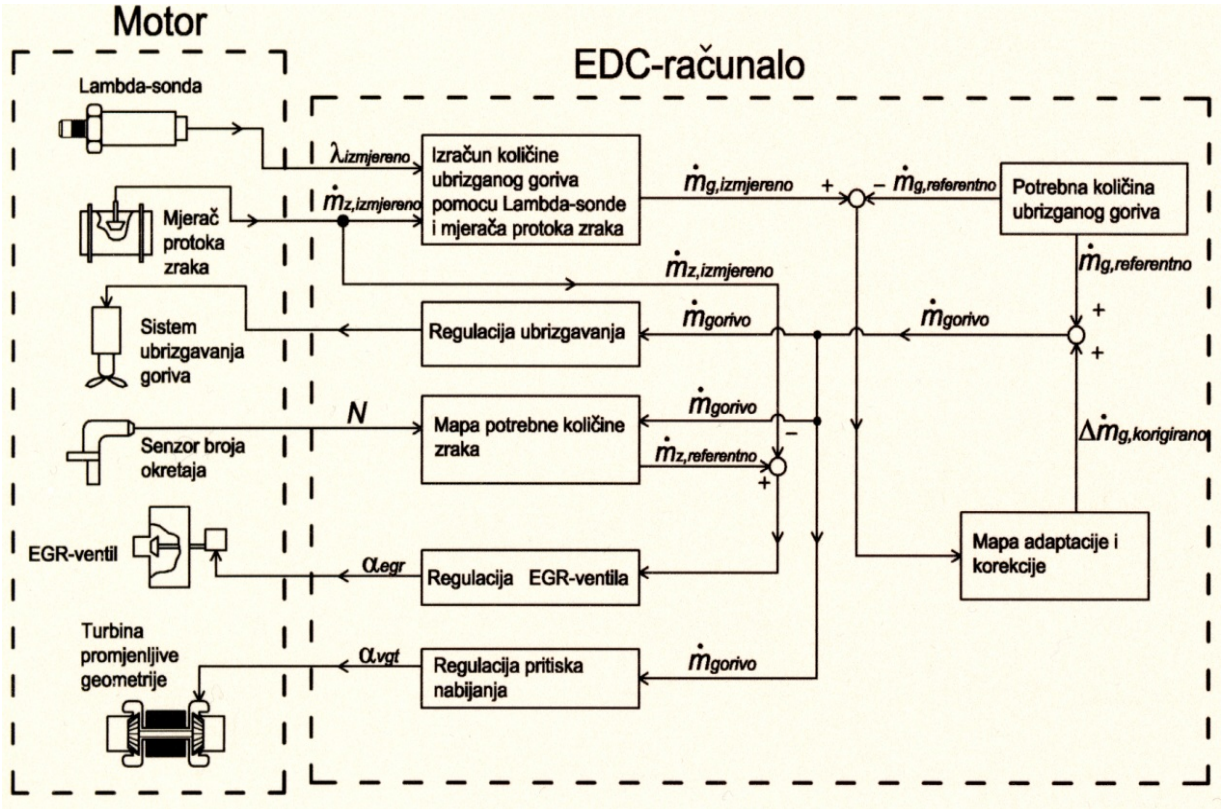
3.4.5.2 Korekcija i adaptacija količine ubrizganog goriva u području malog opterećenja i praznog hoda

Ova regulacija koristi se za određivanje potrebne količine goriva $\dot{m}_{gorivo}$ u području malog opterećenja, [5]. Pomoću signala s Lambda sonde ($\lambda_{izmjereno}$) i mjerača protoka zraka ($\dot{m}_{z,izmjereno}$) ugrađenog u usisnu cijev odredi se izmjerena količina goriva koja iznosi:

$$\dot{m}_{g,izmjereno} = \frac{\dot{m}_{z,izmjereno}}{\lambda_{izmjereno} \cdot Z_{\min}}$$

Izmjerena količina goriva usporedit će se s *referentnom količinom* goriva koja se nalazi memorirana u mapama računala. Razlika između ovih dviju veličina predstavlja *regulacijsko odstupanje*. Regulacijsko odstupanje se "vodi" u mapu za adaptaciju i korekciju gdje se izračunava korigirana vrijednost goriva, $\Delta\dot{m}_{g,korigirano}$. I na kraju, ova korigirana vrijednost se zbraja s referentnom vrijednosti.

$$\dot{m}_{gorivo} = \dot{m}_{g,referentno} + \Delta\dot{m}_{g,korigirano}$$



Slika 3.30 Regulacijska shema određivanja količine ubrizganog goriva pomoću signala s Lambda-sonde, [5]

Dobivena suma, $\dot{m}_{gorivo}$, predstavlja stvarnu količinu goriva koja služi kao ulazni signal za slijedeća tri područja regulacije:

- ubrizgavanje goriva
- EGR-sustav
- Regulacija tlaka prednabijanja i brzine vrtnje turbopunjača

Referentna količina goriva se mora korigirati, jer se na taj način osigurava da se kod vrlo dinamičnog načina vožnje automobila izračuna točna količina goriva bez kašnjenja i bez greške, do koje bi sigurno došlo zbog kašnjenja signala s Lambda-sonde, tzv. λ–*Fehler*. Također, da se osigura brži izračun, brža obrada i protok informacija kod dinamične vožnje, korigirane vrijednosti goriva, $\Delta\dot{m}_{g,korigirano}$, se pohranjuju na posebno mjesto u EEPROM memoriji računala motora.

4. Modeliranje turbodizelskog motora

U današnje vrijeme, računalne simulacije sve se više primjenjuju kod razvoja modernih dizelskih agregata. One omogućuju razvojnim inženjerima da već na samom početku razvoja motora predvide njegove performanse. Na taj način, vrijeme potrebno za testiranje novog motora u laboratoriju bitno se skraćuje. Osim toga, kvalitetne simulacije omogućuju poboljšanje postojećeg dizajna samog motora. Postoje različiti matematički modeli turbodizelskog motora. Ovaj se rad bavi samo onim modelima koji su pogodni za regulaciju. Takvi se modeli počinju razvijati početkom 80-ih godina pararelno s primjenom elektroničkih sustava upravljanja dizelskih motora. Razlikuju se tri glavne skupine modela pogodnih za regulaciju [31]:

1. termodinamički (fizikalni) modeli
2. ne-termodinamički modeli koji se u praksi najčešće nazivaju "modeli crna kutija" (*engl. black-box models*)
3. aproksimacijski ili tzv. parametarski modeli poznati pod nazivom "siva kutija" (*engl. grey-box*)

Model koji će se upotrijebiti u ovom magistarskom radu biti će termodinamički, te će se stoga u uvodnom dijelu opisati detaljnije sve vrste termodinamičkih modela, navesti njihove prednosti i nedostatke, te se detaljnije opisati tip termodinamičkog modela koji će se koristiti u ovom radu. Aproksimacijski modeli nisu predmet interesa ovog rada, a ne-termodinamički modeli zbog njihova ubrzanog razvoja i važnosti u posljednjih dvadesetak godina bit će ukratko spomenuti u sljedećem paragrafu.

Netermodinamički modeli počeli su se razvijati početkom 70-ih godina 20 stoljeća. Mogu biti linearni i nelinearni. Nadalje, linearni modeli mogu biti kontinuirani ili diskretni. Linearni modeli su podobni za primjenu u regulacijskoj tehnici, te se za njihovo reguliranje najčešće koriste PID regulatori. U posljednje vrijeme koriste se moderniji tipovi regulatora poput adaptivnih i samopodešavajućih regulatora (*engl. adaptive and self-tuning controllers*), koji uključuju i regulatore koji ovisno o uvjetima rada motora automatski mijenjaju svoja pojačanja (*engl. gain scheduling controller*). Od nelinearnih modela spomenut ćemo tzv. NARMAX— modele [31] i modele dizelskog motora razvijene primjenjujući tehniku umjetnih neuronskih mreža (*engl. neural networks models*). Prvo uspješno modeliranje dizelskog motora NARMAX—modelom ostvario je S.A.Billings 1988. godine, a turbodizelskog motora A.Rachid 1994. godine. Uspješno modeliranje i regulacija dizelskog motora primjenom neuronskih mreža opisano je u radu [19]. Modeli neuronskih mreža zbog svoje brzine pokazali su se kao idealni kandidati za predviđanje i estimiranje emisije ispušnih plinova iz dizelskih motora, poput NO_x emisije.

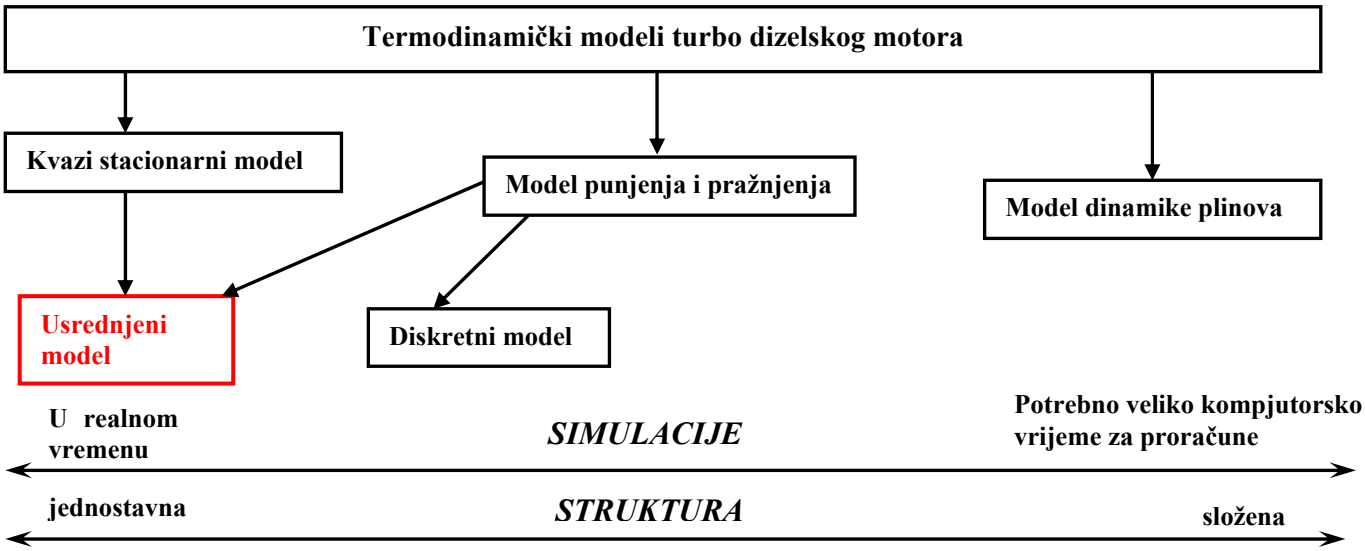
4.1. Pregled postojećih termodinamičkih modela turbodizelskog motora

U stručnoj literaturi postoji točno pet termodinamičkih modela. Nabroji ćemo sve, koristeći pri tome i englesku terminologiju po kojoj su i poznati u stručnoj literaturi [31], [32], [15].

1. Kvazi stacionarni model motora *(engl. Quasy-steady model (**QS-model**))*
2. Model punjenja i pražnjenja *(engl. Filling and Emptying model (**F&E model**))*
3. Model dinamike plinova
4. Diskretni model motora *(engl. Cylinder-by-cylinder engine models (**CCEM model**))*

5. Usrednjeni model motora *(engl. Mean value engine model (**MVEM model**))*

Svi nabrojani modeli osim modela dinamike plinova prikladni su za regulaciju. Modeli dinamike plinova zbog svoje kompleksnosti nisu prikladni za primjenu u regulacijskoj tehnici.



Slika 4.1. Prikaz termodinamičkih modela dizelskog motora

Usrednjeni (MVEM) model koristit će se u ovom radu, te kao što to pokazuje slika 4.1, izveden je iz modela punjenja i pražnjenja i kvazi–stacionarnog modela, koristeći pri tome sve njihove prednosti, a izostavljajući nedostatke. Jedna je od glavnih karakteristika MVEM modela je jednostavna struktura, te mogućnost izvođenja simulacije u realnom vremenu. U par slijedećih redaka kratko će biti opisane karakteristike gore navedenih modela i vremensko razdoblje u kojem su nastali.

Kvazi stacionarni model (engl. quasy– steady model, QS-models)

Koristeći se kvazi stacionarnim modelom (u daljnjem tekstu samo QS-model), prve simulacije turbo dizelskih motora obavljene su 1970. godine i to od strane američkih inženjera Ledgera i Bensona, [31]. U to je vrijeme cilj bio izgradnja matematičkog modela za potrebe istraživanja i poboljšanja prijelaznih pojava (nestacionarni uvjeti rada) kod turbodizelskih motora. QS-modeli su jednostavni, potrebno im je kratko vrijeme za obradu svih podataka, te se stoga simulacije mogu provoditi u realnom vremenu. S druge strane, QS-modeli se ne mogu pohvaliti velikom preciznošću. Uzrok je njihove nepreciznosti u tome, što su neke pojave poput procesa izgaranja ili strujanja zraka pojednostavljene. Također bitna je mana QS-modela velika ovisnost o podacima koji se moraju dobiti mjerenjima na samom motoru. Mogu se primijeniti, ali nisu baš najprikladniji za regulacijske primjene.

Model punjenja i pražnjenja (engl. Filling and Emptying modeli, F&E models)

Kasnih 70-tih godina istraživači su počeli sve više koristiti osnovni, fundamentalni pristup motoru, koncentrirajući se na samo srce motora, njegove cilindre, s ciljem da svladaju slabe točke QS-modela koji je procese izgaranja u samom cilindru poprilično pojednostavio. To je ujedno i bio uzrok nepreciznosti QS-modela. F&E modele prvi su razvili i počeli primjenjivati Watson i Winterbone. F&E modeli u to vrijeme nisu bili baš previše podobni za regulacijske zadatke zbog velikog vremena potrebnog za proračune i

dijelom zbog toga što je u to vrijeme teorija regulacijskih sustava bila limitirana samo na linearne regulatore. No s druge strane F&E model je imao niz prednosti. Bio je vrlo precizan i omogućavao je jako dobra predviđanja performansi samog motora kako za stacionarne tako i za nestacionarne (prelazne) uvjete rada motora, [15]. F&E model ne oslanja se na empirijske jednadžbe, niti je ovisan o velikom broju podataka koje je potrebno dobiti mjerenjem na samom motoru. Također F&E model se pokazao vrlo dobrim i za predviđanje sastava emisije ispušnih plinova, no za potrebe regulacije ovaj model postaje ipak previše kompleksan.

Diskretni model motora (engl. Cylinder-by-cylinder engine models, CCEM-model)

Minghui Kao i John Moskwa sa strojarskog odjela sveučilišta Wisconsin-Madison su 1995. godine razvili tzv. diskretni (CCEM) model koji predstavlja poboljšanu izvedenicu F&E modela, [32]. Njihov glavni cilj bio je da F&E modelu povećaju točnost, prilagode ga potrebama regulacije, te da smanje računalno vrijeme. Autori Kao i Moskwa su jednostavni dinamički model koljenaste osovine F&E modela zamijenili sa složenijim dinamičkim modelom upotrebljavajući pri tome Lagrangove jednadžbe. Nadalje, složeni model izgaranja F&E modela zamijenjen je s jednostavnijim modelom kojim se procjenjuje tlak izgaranja u cilindru. Time se kod CCEM-modela postigla preciznost i povećala brzina izračuna. Francuz P.Dupraz [20] 1998. g. prilagodio je CCEM-model common-rail sustavu ubrizgavanja goriva.

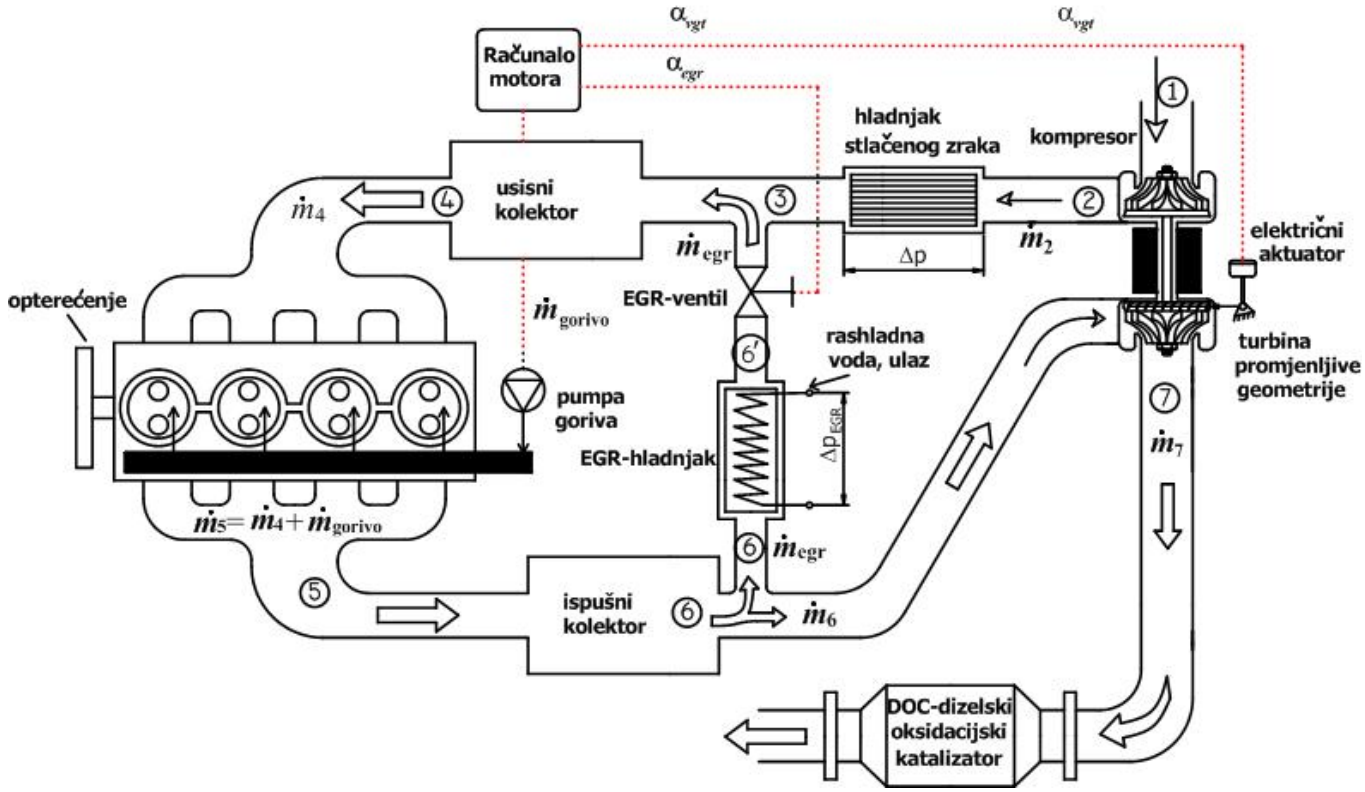
Usrednjeni model motora (engl. Mean Value Engine Model (MVEM-model))

Kao što je to već napomenuto, *usrednjeni model*, u daljnjem tekstu samo **MVEM-model**, biti će korišten za modeliranje turbo dizelskog motora u ovom magistarskom radu. Ovaj model nastao je 1991. godine na tehničkom Univerzitetu u Kopenhagenu, Danska, pod vodstvom prof. Hendricksa i njegovog istraživačkog tima, [33], iako treba reći da je značajan doprinos dao i Fordov istraživački laboratorij u Dearbornu, SAD, (inženjer B.K.Powell). Oni su u svoj model, kojeg su nazvali *Mean Value Engine Model (MVEM)*, ugradili sve pozitivne karakteristike QS-modela i F&E modela, a složena modeliranja izgaranja u cilindru ili pak strujanja oko EGR-ventila zamijenili su jednostavnijim empiričkim jednadžbama. Kod izračuna neke varijable, MVEM-model izračunava usrednjene vrijednosti promatrane varijable (tlaka, temperature, protoka, momenata) unutar jednog radnog ciklusa koji traje 4π radijana. MVEM-model je izveden na termodinamičkim principima. Postavljanjem prvog glavnog zakona termodinamike za otvorene sustave dobiju se diferencijalne jednadžbe tlaka za usisni i ispušni kolektor turbodizelskog motora. MVEM model sastoji se od nekoliko nelinearnih algebarskih jednadžbi i od skupa diferencijalnih jednadžbi prvog reda. Kompletan MVEM-model turbo dizelskog motora opisan je sa **sedam glavnih jednadžbi** stanja. Ovako velik broj jednadžbi i velika nelinearnost čine MVEM-model nepraktičnim za sintezu regulacijskog kruga. Stoga je preporučljivo kod zadataka sinteze regulatora reducirati broj jednadžbi sa sedam na tri, [21], [29]. Tada govorimo o reduciranom modelu motora s tri stanja. MVEM-model pogodan je za većinu regulacijskih zadataka jer je vrijeme ciklusa puno manje od regulacijskih vremenskih konstanti ($\tau_{ciklisa} = 4\pi/\omega << \tau_{reg}$). Najznačajnije prve radove iz sinteze regulatora na reduciranom modelu ostvarili su američki inženjeri M. Janković i I. Kolmanovsky zaposleni u Fordovom istraživačkom laboratoriju (Ford Research Laboratory) u

Dearbornu, SAD. Oni su u radu [21] 1998. godine primjenili **metodu Ljapunova** za regulaciju turbo dizelskog motora koristeći reducirani MVEM-model.

4.2 MVEM-model turbodizelskog motora

Na slici 4.2 prikazana je principna shema turbo-dizelskog motora s ucrtanim pozicijama termodinamičkih veličina stanja. Pozicije su označene točkama 1 – 7. Odmah na početku potrebno je **istaknuti** da će se modeliranje dizelskog motora provesti za slučaj tzv. ***hladne ugradnje EGR-ventila***. Ispred EGR-ventila u ovom slučaju se ugrađuje EGR-hladnjak (vidjeti sliku 4.2). Kao posljedica dobiva se puno manje toplinsko opterećenje svih komponenti EGR-ventila, posebice elektroničkih komponenti, čime se postiže veća izdržljivost i mogu se upotrijebiti jeftiniji konstrukcijski materijali i upravljačke komponente, što direktno utječe na manju cijenu. Kod hladne ugradnje nema potrebe za skupocjenim konstrukcijskim čelicima otpornim na visoke temperature i koroziju. Jedino je potrebno površinu EGR-ventila kromirati da se smanji taloženje gareži. U stručnim tehničkim knjigama najčešće se opisuje i prikazuje tzv. *vruća ugradnja EGR-ventila* direktno na ispušni kolektor (poglavlje 3.1.3). Model motora postavlja se za dizelski motor zapremine 2000 cm^3, stupanja kompresije $\varepsilon = 18$. Kod ovakvih motora promjeri kompresorskog i turbinskog kola kreću se u granicama od 50 do 60 mm. Volumen usisnog kolektora iznosi od 3 do 4 litre, a volume ispušnog kolektora kreće se između 0.8 do 1.5 litara. Naravno da točna vrijednost ovih dimenzija ovisi o namjeni, snazi i okretnom momentu koja se želi postići iz motora, kao i proizvođaču koji mora raditi



Sl. 4.2. Prikaz pozicija termodinamičkih varijabli usrednjenog modela (MVEM) dizelskog motora

kompromis između izdržljivosti i dugotrajnosti motora s jedne strane i njegovog sportskog, dinamičnog karaktera s druge strane. Usvojene točne vrijednosti svih dimenzija i radnih parametara motora koji se koriste u svim simulacijama dane su u Prilogu 1, poglavlje 6.1. Kao što to pokazuje slika 4.2, model se sastoji od turbopunjača s zakretnim lopaticama koje se reguliraju pomoću signala α_{vgt}, hladnjaka stlačenog

zraka koji se hladi okolnim zrakom, politropskih modela usisnog i ispušnog kolektora, EGR-ventila čijim se zatvaranjem/otvaranjem upravlja pomoću signala α_{egr}, EGR hladnjaka koji se hladi rashladnom vodom motora temperature 85...90 °C, i samog motora s ugrađenom pumpom visokog tlaka kojom upravlja računalo određujući potrebnu vrijednost masenog protoka goriva, $\dot{m}_{gorivo}$.

4.3 Model kompresora

Ulazne varijable u model kompresora prema sl. 4.2. su:

p_1 – tlak okoline, Pa

p_2 – tlak kompresije zraka (apsolutni), Pa

T_1 – temperatura okoline, K

N_{tc} – brzina vrtnje turbopunjača, 1/min^{-1}

Π_k – stupanj kompresije , definiran omjerom p_2/p_1

Izlazne varijable iz modela kompresora su:

T_2 – temperatura zraka nakon politropske kompresije, K

M_k – moment kompresorskog kola, Nm

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ – protok zraka kroz kompresor, kg/s

4.3.1 Radni dijagram kompresora

Radnim dijagramima koristimo se kod simulacija, modeliranja i proračuna raznih karakteristika turbopunjača. Iz radnih dijagrama možemo očitati podatke o izentropskom koeficijentu iskoristivosti kompresora $\eta_{s,K}$, o njegovoj brzini vrtnje N_{tc}, kao i o protoku radnog medija kroz kompresor $\dot{m}_1$ u odnosu na stupanj kompresije Π_k. Radni dijagrami još se nazivaju i radne mape kompresora (*engl. compressor map, njem. das Verdichterkennfeld*). Radne mape dobivaju se mjerenjem radnih točaka kompresora u laboratoriju pri točno definiranoj referentnoj temperaturi i referentnom tlaku ($T_{1,ref}$, $p_{1,ref}$). Početni radni uvjeti motora u primjeni (T_1, p_1) vrlo često nisu jednaki referentnom tlaku i temperaturi ($T_{1,ref}$, $p_{1,ref}$). Stoga radna mapa kompresora **treba biti korigirana**. Izrazi koje koristimo za izračun korigirane brzine vrtnje turbopunjača $N_{tc,\text{korig}}$ i korigirane vrijednosti protoka radnog medija $\dot{m}_{1,korig}$ glase, [32]:

$$N_{tc,\text{korig}} = N_{tc} \cdot \sqrt{\frac{T_{1,ref}}{T_1}} \tag{4.1}$$

$$\dot{m}_{1,\text{korig}} = \dot{m}_1 \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{1,\text{ref}}}} \cdot \frac{p_{1,ref}}{p_1} \tag{4.2}$$

Referentni podaci $T_{1,ref}$ i $p_{1,ref}$ mogu se dobiti od proizvođača turbopunjača. Na slici 4.3 prikazana je radna mapa radijalnog kompresora. Postupak očitavanja podataka je slijedeći:

Točka 1: odabere se stupanj kompresije kompresora $\Pi_k = p_2/p_1$

Točka 2: izračuna se korigirana brzina vrtnje turbopunjača $N_{tc,\text{korig}}$ pomoću izraza:

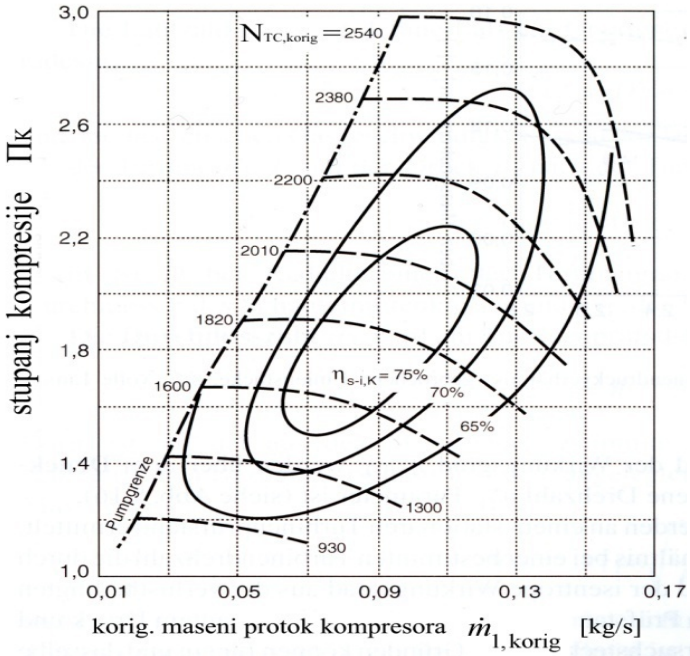
$$N_{tc,\text{korig}} = N_{tc} \cdot \sqrt{\frac{T_{1,\text{ref}}}{T_1}} \tag{4.3}$$

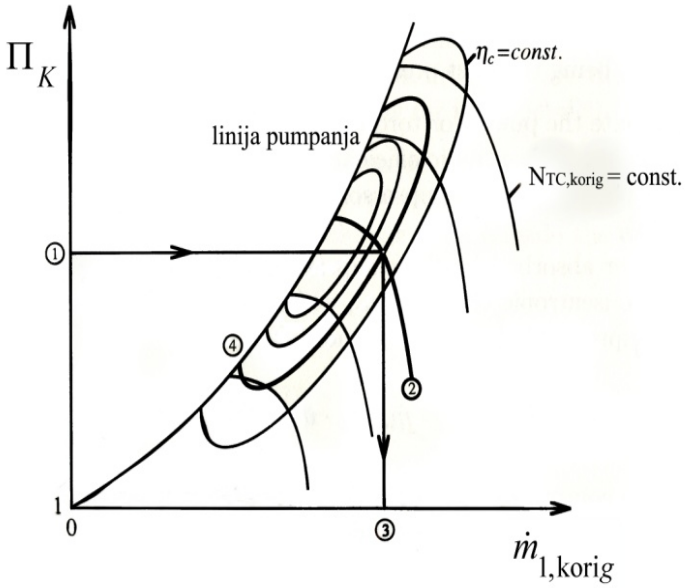
Točka 3: izračuna se, ili očita iz dijagrama korigirana vrijednost masenog protoka kompresora $\dot{m}_{1,korig}$ Nakon toga se izračuna prava vrijednost masenog protoka kompresora $\dot{m}_1$ koristeći slijedeći izraz:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{1,korig} \cdot \frac{p_1}{p_{1,ref}} \cdot \sqrt{\frac{T_{1,ref}}{T_1}} \tag{4.4}$$

Točka 4: iz dijagrama se očita izentropski koeficijent iskoristivosti kompresora $\eta_{s,K}$

Na radnoj mapi radijalnog kompresora osim krivulja konstantnih iskoristivosti $\eta_{s,K}$ = const. i krivulja





Slika 4.3 Radni dijagram kompresora

konstantnih korigiranih brojeva okretaja $N_{tc,korig}$ = const. može se uočiti i linija koja se naziva **linija pumpanja** (*engl. surge curve, njem. die Pumpgrenze*). Lijevo od linije pumpanja je **zabranjeno područje** rada kompresora. Za to područje su karakteristične velike pulsacije tlaka, diskonuitet strujanja ili još gore prekid strujanja radnog medija, te pojava snažnih vibracija na lopaticama kompresorskog kola koje mogu uzrokovati teško oštećenje dijelova turbopunjača. To područje rada kompresora treba **obavezno izbjegavati**.

4.3.2 Proces kompresije u kompresoru

Temperatura T_2, K, i potrebni moment za pogon kompresorskog kola, M_k, Nm, računaju se po slijedećim izrazima, [32]:

P_K – snaga potrebna za pogon kompresora, W

R_1 – specifična plinska konstanta zraka, iznosi 287.1 J/(kgK);

κ_1 – izentropski eksponent zraka, iznosi 1.40;

ω_{tc} – kutna brzina vrtnje turbopunjača, s^{-1}

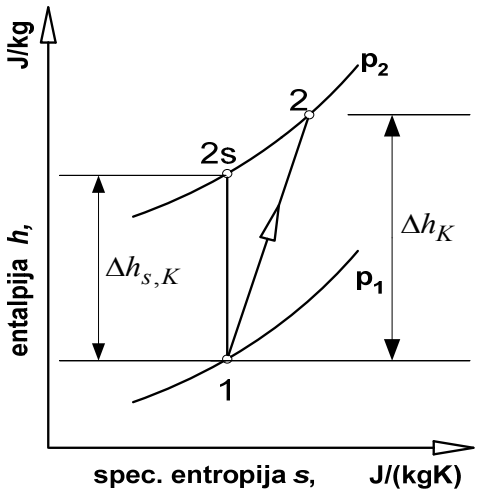
$c_{p1} = \kappa_1 \cdot R_1/(\kappa_1-1)$, J/(kgK) – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku za zrak;

$\Delta h_{s,K}$ – izentropska promjena entalpije kod kompresora, J/kg

$\eta_{s,K}$ – izentropski koeficijent iskoristivosti kompresora

Δh_K – realna promjena entalpije kompresora uvećana gubicima trenja između zraka i rotora kompresora, J/kg

$\eta_{m,K}$ – mehanička korisnost kompresora. Ona uzima u obzir mehaničke gubitke uslijed trenja u ležajevima i brtvama



Sl.4.4 Proces kompresije u kompresoru prikazan u h,s

$$\Delta h_{s,K} = c_{p1} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\Pi_K \right)^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}} - 1 \right] \quad \text{J/kg}$$

$$\Delta h_K = \frac{\Delta h_{s,K}}{\eta_{s,K}} \tag{4.5}$$

$$P_K = \frac{\dot{m}_1}{\eta_{m,K}} \cdot \frac{\Delta h_{s,K}}{\eta_{s,K}} = \frac{\dot{m}_1}{\eta_{s,K} \cdot \eta_{m,K}} \cdot c_{p1} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\Pi_K \right)^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}} - 1 \right] \tag{4.6}$$

$$M_K = P_K / \omega_{TP} \tag{4.7}$$

Nadalje, izlazna temperatura komprimiranog zraka na izlazu iz kompresora računa se pomoću izraza:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{S,K}} \cdot \left[\left(\Pi_K \right)^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}} - 1 \right] \tag{4.8}$$

4.3.3 Programirana radna mapa kompresora u MATLABU

Radna mapa kompresora koja se koristi u ovom radu objavljena je u referenci [34], te ona prikazuje radnu karakteristiku kompresora koji se ugrađuje u četverocilindrični dizelski motor tvornice Mercedes-Benz, serija OM 611. Proizvođač kompresora za ovaj motor je tvornica *AlliedSignal/Garrett*. Ova radna mapa isprogramirana je kao funkcija u MATLAB-ovom *M-File*, te je spremljena pod nazivom *mapa_kompresora2.m*. Cijeli algoritam programa za izračun protoka kompresora prikazan je u poglavlju 6.2, Prilog broj 2**,** na kraju ovog magistarskog rada. Radne točke su aproksimirane polinomima trećeg (*n_1*=3) i šestog stupnja (*n_2*=6). Kod programiranja ove mape korištena je MATLAB-ova naredba odluke *if*, naredba ponavljanja *while*, kao i funkcije *eval*, *polyfit*, *polyval*, *polyder*, *num2str*, *nargin* i *nargout*. Također u algoritam programa, morala je biti ugrađena i ***Newton-ova numerička metoda*** za inverziju nelinearne funkcije, [35], budući da se ulazni podatak nalazi na osi *y* (Π_k), a traži se rješenje koje se nalazi na osi *x* ($\dot{m}_{2,korig}$). Način pozivanja mape kompresora u MATLAB-u je sljedeći:

>>m_2=mapa_kompresora2(PIk,Ntc,n_1,n_2)

gdje su *(PIk,Ntc,n_1,n_2)* ulazne varijable koje moraju biti navedene kod poziva funkcije. Veličine *n_1* i *n_2* predstavljaju stupnjeve polinoma kojim se aproksimiraju podaci. Za dani slučaj treba odabrati polinom trećeg stupnja za varijablu *n_1* i polinom šestog stupnja za varijablu *n_2*. Pa tako, ukoliko se želi doznati veličina protoka zraka kroz kompresor kod stupnja kompresije Π_k = 2.3 i broja okretaja turbopunjača N_{tc} = 160000 potrebno je pozvati mapu kompresora sljedećom naredbom:

>>m_2=mapa_kompresora2(2.3,160000,3,6)

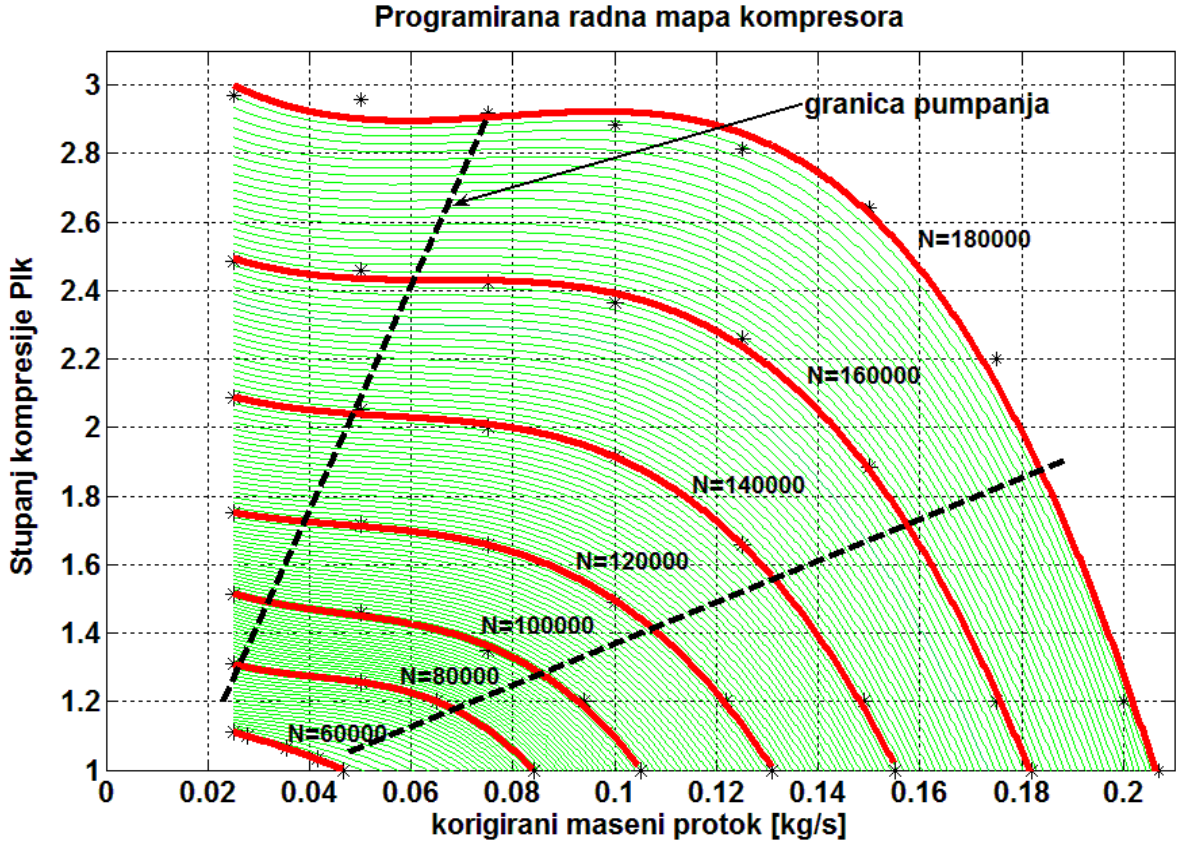
te će MATLAB izbaciti traženo rješenje

>>m_2=0.1176 kg/s

U točnost ovog rezultata može se uvjeriti ako ga se usporedi s mapom objavljenom u referenci [34]. Krajnji je rezultat programiranja ukupna radna mapa kompresora, koja se poziva slijedećom naredbom:

>>mapa_kompresora2('d',3,6)

Nakon poziva funkcije, na ekranu će se prikazati kompletna isprogramirana mapa kompresora prikazana na slici 4.5. Mapa pokriva područje rada od 60000 do 180000 okr/min, te tlakove kompresije sve do 3 bar (apsolutno). I na kraju, ova radna mapa je uključena u SIMULINK model dizelskog motora koristeći se "***S-Function*" blokom**. Ovaj blok omogućava da programi napisani u *M-File*, ili nekom drugom programskom jeziku, primjerice, *C*, *Fortranu*, *Pascalu*, na relativno jednostavan način budu primjenjeni u SIMULINK-u.



Slika 4.5 Programirana radna mapa kompresora u MATLABU

Slijedeći korak kod modeliranja kompresora, pronalazak je modela za preciznu i jednostavnu estimaciju izentropske korisnosti, $\eta_{s,k}$. Korisnost kompresorskog kola kreće se u području od 65% do 78%. Linije korisnosti kompresora imaju oblik elipsastih kružnica (vidi sliku 4.3), te su stoga poprilično zahtijevne za programiranje, iako je i to moguće. Kako bi se smanjilo procesorsko vrijeme izvođenja simulacije, kod izračuna korisnosti primjenjen je vrlo kompaktan i precizan model objavljen u referenci [36]. Algoritam je slijedeći:

1. Izračuna se obodna brzina kompresorskog kola

Uc – obodna brzina kompresorsog kola, $Uc = (\pi \cdot Dc \cdot Ntc)/60$ m/s

Dc – promjer kompresorskog kola, odabrano *Dc* =50 mm = 0.05 m

2. Izračuna se glavni bezdimenzijski koeficijent kompresora,Ψ

$$\Psi = \frac{c_{p,1} \cdot T_1 \cdot \left(\Pi_k^{\frac{\kappa 1 - 1}{\kappa 1}} - 1 \right)}{0.5 \cdot U_C^2} \tag{4.9}$$

3. Izračuna se koeficijent protoka, Φ, također bezdimenzijska veličina

$$\Phi = \frac{\dot{m}_2 \cdot R_1 \cdot T_1}{p_1 \cdot (\pi/4) \cdot D_c^2 \cdot U_c} \tag{4.10}$$

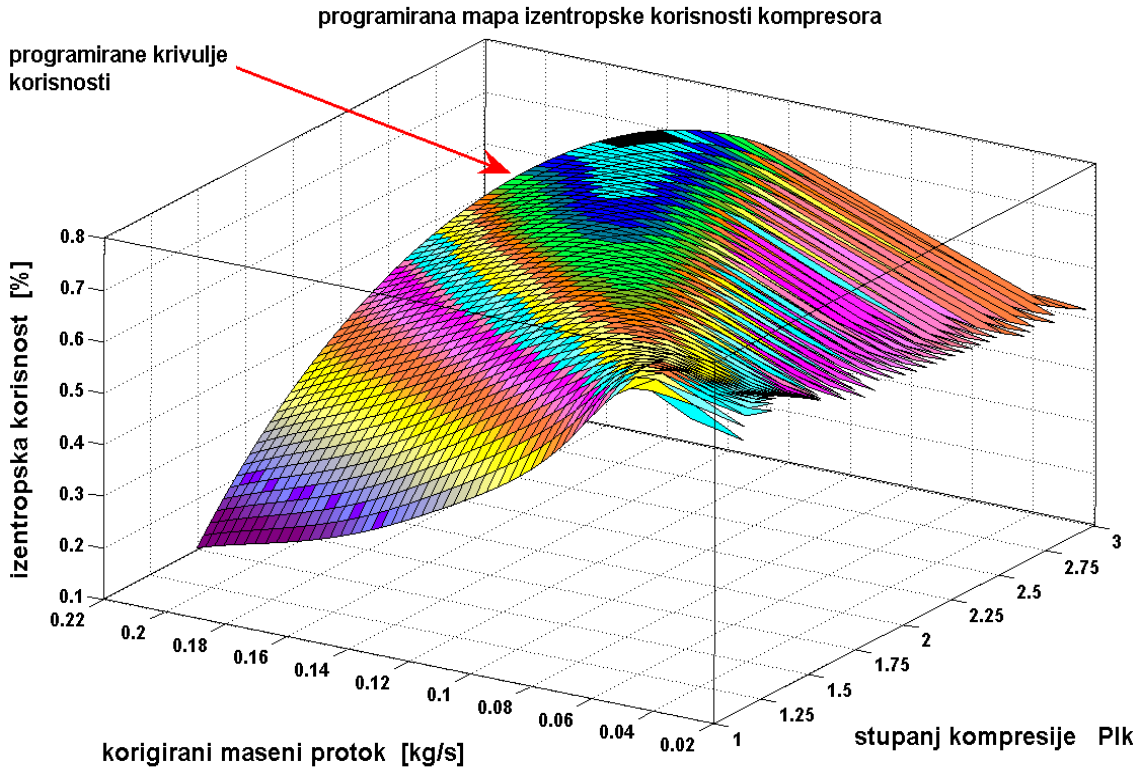
Veza između Ψ, Φ i $\eta_{s,k}$ ostvarena je pomoću slijedeće vrlo kompaktne jednadžbe, koja je izvedena u referenci [36].

$$\frac{\Psi}{\eta_{s,k}} = a + b \cdot \Phi \tag{4.11}$$

Testiranja i vrjednovanja ovog izraza, izvršena su na 6 različitih kompresora sljedećih promjera: 47 mm, 50 mm, 81 mm, 102 mm, 137 mm i 177 mm. Testiranja su pokazala da je izborom koeficijenata ***a* = 2.0** i ***b* = – 6.7234** pogreška izračunate korisnosti pomoću izraza (4.11) kod svih testiranih kompresora manja od 5%. Stoga se usvaja konačan izraz za izračun korisnosti koji glasi [36]:

$$\frac{\Psi}{\eta_{s,k}} = 2 - 6.7234 \cdot \Phi \tag{4.12}$$

Primjenom ovog izraza dobiju se krivulje korisnosti kako je to prikazano na sl. 4.6. Maksimalna vrijednost iskoristivosti, $\eta_{s,k}$, iznosi 78% .



Slika 4.6 Programirane krivulje korisnosti kompresora

4.4 Model turbine

Ulazne varijable u model turbine prema slici 4.2. su:

p_6 – tlak plinova na ulazu u turbinu, Pa

p_7 – tlak plinova iza turbine, Pa. Za potrebe ovog magistarskog rada pretpostavlja se da je vrijednost ovog tlaka jednaka tlaku okoline. U stvarnosti, ovaj je tlak ipak nešto veći od okolišnjeg. Za maksimalno precizan model , bilo bi potrebno modelirati ispušni sustav s ugrađenim katalizatorima, filterima čestica i prigušivaćem zvuka, što nije predmet istraživanja ovog rada.

T_6 – temperatura plinova na ulazu u turbinu, K

N_{tc} – brzina vrtnje turbopunjača, 1/min^{-1}

α_{vgt} – upravljački signal računala motora (komanda) kojim se mijenja geometrija turbinskog kola. Vrijednost ovog signala se kreće između 0.1.... 1, gdje 1 znači turbina maksimalno otvorena (100%), a 0.1 turbina 10% otvorena. Upravljački signal nikad ne smije poprimiti vrijednost 0, jer i turbina u stvarnosti nikad ne smije biti potpuno zatvorena.

Π_t – stupanj ekspanzije turbine određen je omjerom p_6/p_7

ω_{tc} – kutna brzina vrtnje rotora turbopunjača, rad/s

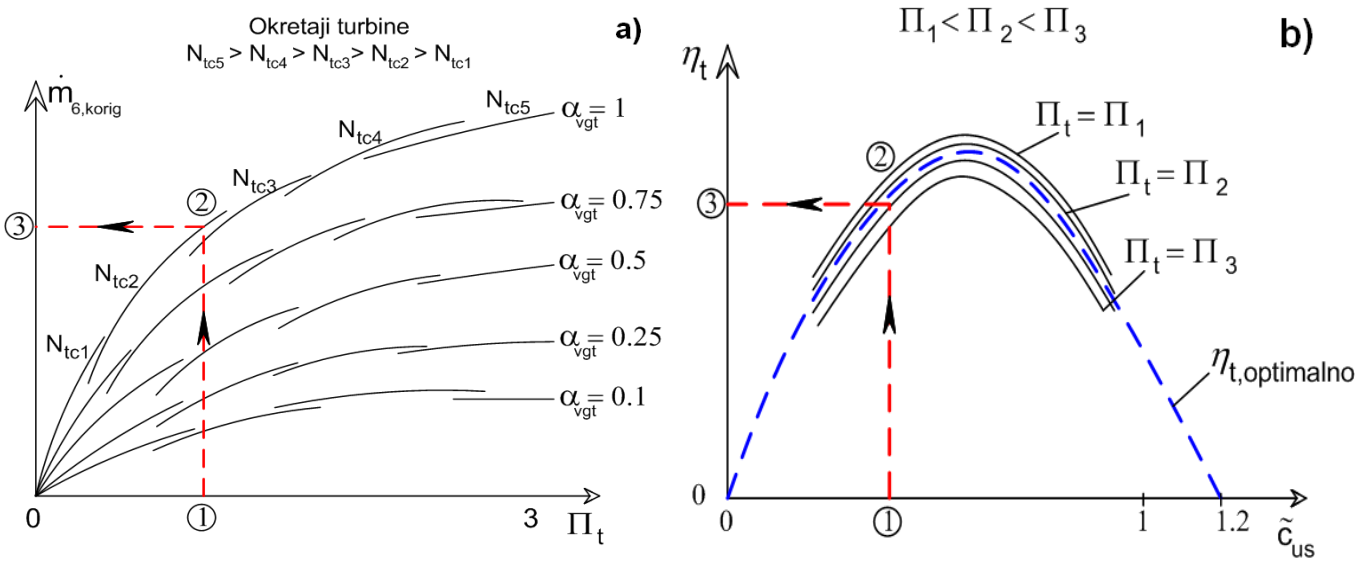
Izlazne varijable iz turbine su:

M_t – pogonski moment turbinskog kola

$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ – stvarni maseni protok dimnih plinova kroz turbinu, kg/s, odredi se pomoću radne mape turbine

4.4.1 Radna mapa turbine

Postoje dvije radne mape koje su karakteristične za turbinu promjenljive geometrije *(engl. variable turbine geometry ili variable nozzle turbines)*. Obje su prikazane na sl. 4.7.



Sl. 4.7 Radne karakteristike turbine s zakretnim lopaticama

Prva radna mapa (sl. 4.7a) prikazuje međusobnu ovisnost korigiranog turbinskog masenog protoka $\dot{m}_{6,korig}$ u odnosu na tri veličine, a to su: stupanj ekspanzije turbine Π_t, korigiranu brzinu vrtnje turbopunjača $N_{tc,korig}$ i upravljački signal kojim se mijenja geometrija turbinskog kola α_{vgt}.

$$\dot{m}_{6,korig} = f(N_{tc,korig}, \Pi_t, \alpha_{vgt}) \tag{4.13}$$

Postupak očitavanja podataka iz ovog radnog dijagrama turbine, (sl. 4.7a), je sljedeći:

Točka 1: odabere se stupanj ekspanzije turbine, $\Pi_t = p_6/p_7$

Točka 2: izračuna se korigirana brzina vrtnje turbopunjača $N_{tc,korig}$ pomoću sljedećeg izraza, [32]

$$N_{tc,korig} = N_{tc} \cdot \sqrt{\frac{T_{6,ref}}{T_6}} \tag{4.14}$$

gdje je T_6 je temperatura ispušnih plinova na ulazu u turbinu, a $T_{6,ref}$ je referentna ulazna temperatura koja je izmjerena u laboratoriju za vrijeme snimanja turbinske mape. $T_{6,ref}$ i $p_{6,ref}$ su podaci koji se mogu dobiti od proizvođača turbopunjača (npr. *Borg Warner Turbo Systems GmbH,* Njemačka)

Točka 3: očita se iz dijagrama 4.7/a korigirana vrijednost protoka kroz turbinu $\dot{m}_{6,korig}$.

Točka 4: stvarni maseni protok kroz turbinu $\dot{m}_6$ dobije se pomoću slijedećeg izraza, [32]:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{6,\text{korig}} \cdot \frac{p_6}{p_{6,\text{ref}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{6,\text{ref}}}{T_6}} \tag{4.15}$$

Druga radna mapa, (sl. 4.7b), prikazuje ovisnost izentropskog koeficijenta iskoristivosti turbine $\eta_{s,T}$ u odnosu na dvije veličine, a to su: stupnj ekspanzije turbine Π_t i koeficijent brzine turbinskih lopatica $\tilde{c}_{us}$.

$$\eta_{s,T} = f(\tilde{c}_{us}, \Pi_t) \tag{4.16}$$

Pri tome se koeficijent $\tilde{c}_{us}$ računa pomoću izraza:

$$\tilde{c}_{us} = (r_t \cdot \omega_{tc})/c_{us} \tag{4.17}$$

gdje je r_t tzv. srednji efektivni radijus turbine, a c_{us} se računa prema jednadžbi (4.18):

$$c_{us} = \sqrt{2 \cdot c_{p6} \cdot T_6 \cdot \left[1 - \Pi_t^{(1-\kappa_6)/\kappa_6}\right]} \tag{4.18}$$

gdje je κ_6 izentropski eksponent za dimne plinove, a c_{p6} je specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku za dimne plinove. Prema referenci [15], vrijednost koeficijenta c_{p6} kreće se od 1150 do 1170 J/kgK. Računa se pomoću izraza:

$$c_{p6} = \frac{\kappa_6}{\kappa_6 - 1} \cdot R_6, \quad \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \tag{4.19}$$

gdje je R_6 je plinska konstanta za dimne plinove i prema referencama [15] i [28] ima vrijednost od oko 288,3 J/(kg K). Prema [15], vrijednost izentropskog eksponenta κ_6 za dimne plinove temperature od oko 850 K i faktora zraka λ = 1,4.....1,6 kreće se između 1,33.....1,34.

Za izabrani stupanj ekspanzije turbine Π_t i izračunati koeficijent brzine turbinskih lopatica $\tilde{c}_{us}$ može se iz radne mape na sl. 4.7b očitati vrijednost izentropskog koeficijenta iskoristivosti turbine $\eta_{s,T}$.

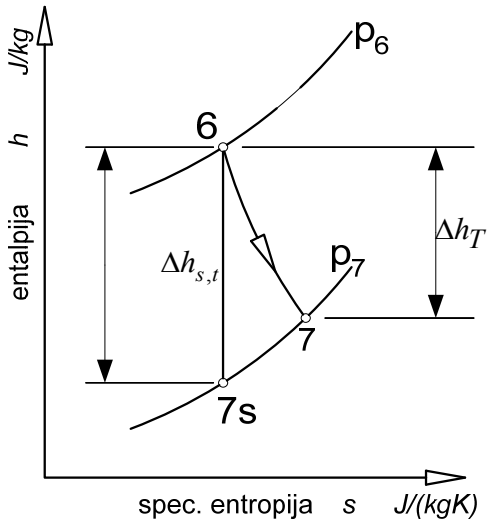
Drugi način da se procijeni izentropski koeficijent iskoristivosti turbine $\eta_{s,T}$ je pomoću izraza koji je predložen u literaturi [17], [18] i [37] od strane grupe autora sa ETH-Zürich:

$$\eta_{s,T}(\tilde{c}_{us}) = \eta_{T,\max} \cdot \left[\frac{2 \cdot \tilde{c}_{us}}{\tilde{c}_{us,opt}} - \left(\frac{\tilde{c}_{us}}{\tilde{c}_{us,opt}}\right)^2\right] \tag{4.20}$$

Za osobni automobil vrijede slijedeće vrijednosti:

$\eta_{T,\max} \approx$ 0,7……..0,75

$\tilde{c}_{us,opt} \approx$ 0,55……....0,65



Slika 4.8 Proces ekspanzije u plinskoj turbini prikazan u h,s dijagramu

4.4.2 Proces ekspanzije u plinskoj turbini

P_T – snaga turbine, W

M_T – pogonski moment turbinskog kola, Nm

T_6 – temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu, K

$\dot{m}_6$ – maseni protok dimnih plinova kroz turbinu, kg/s

$\Delta h_{s,t}$ – izentropska promjena zaustavne entalpije kod turbine, J/kg

$\eta_{s,t}$ – izentropski koeficijent iskoristivosti turbine

Δh_t – realna promjena entalpije turbine umanjena gubicima trenja između dimnih plinova i rotora turbine, J/kg

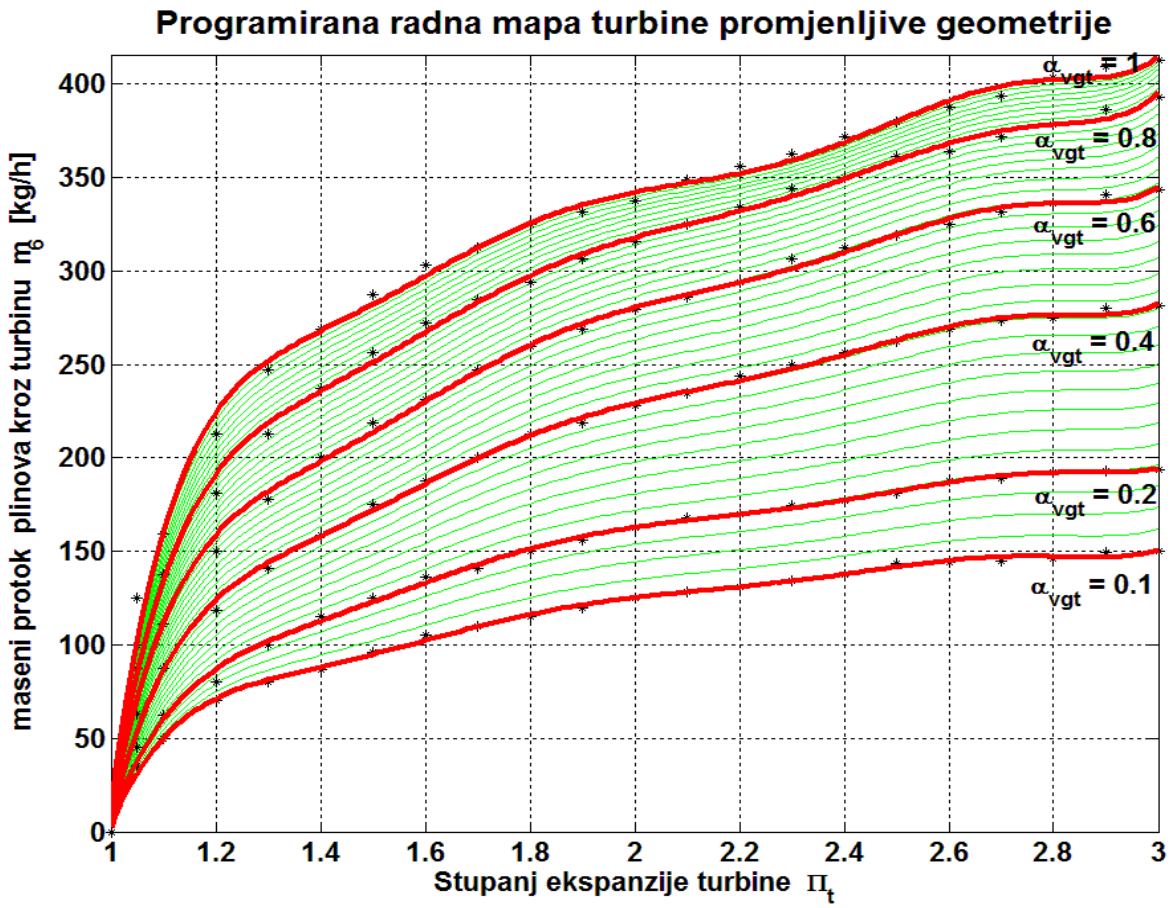
$\eta_{m,t}$ – mehanički koeficijent iskoristivosti turbine

$$\Delta h_{s,t} = c_{p6} \cdot T_6 \cdot \left[1 - \left(1/\Pi_t\right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \right] \qquad \Delta h_t = \eta_{s,t} \cdot \Delta h_{s,t}$$

$$P_T = \dot{m}_6 \cdot \Delta h_{s,t} \cdot \eta_{s,t} \cdot \eta_{m,t} = \dot{m}_6 \cdot \eta_{s,t} \cdot \eta_{m,t} \cdot \Delta h_{s,t} = \dot{m}_6 \cdot \eta_{s,t} \cdot \eta_{m,t} \cdot c_{p6} \cdot T_6 \cdot \left[1 - \left(1/\Pi_t\right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \right] \tag{4.21}$$

$$M_T = \frac{P_T}{\omega_{tc}} = \frac{\dot{m}_6 \cdot \overbrace{\eta_{s,t} \cdot \eta_{m,t}}^{\eta_T} \cdot c_{p6} \cdot T_6}{2 \cdot \pi \cdot N_{tc}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \right] = \frac{\dot{m}_6 \cdot \eta_T \cdot c_{p6} \cdot T_6}{2 \cdot \pi \cdot N_{tc}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \right] \tag{4.22}$$

4.4.3 Programirana radna mapa turbine promjenljive geometrije u MATLABU



Slika 4.9 Programirana radna mapa turbine promjenljive geometrije

Za potrebe ovog rada, isprogramirana je radna mapa turbine promjenjljive geometrije (sl. 4.9), koja je vrlo detaljno objavljena u referenci [37]. Izvorno, ova radna mapa prikazuje radne karakteristike turbine kod FORD-ovog dvolitrenog common-rail motora. Kod programiranja korišteni su polinomi sedmog (n_1=7) i četvrtog (n_2=4) reda. Mapa je programirana kao *funkcija* u MATLAB-ovom *M_File* i spremljena pod nazivom *mapa_turbine4.m*. Kod poziva ove funkcije, potrebno je navesti 4 ulazne varijable (stupanj ekspanzije Π_t, postotak otvorenosti turbine α_{vgt}, te stupnjeve polinoma kojim se aproksimiraju podaci, preporučljivo sedmog i četvrtog reda), a kao odgovor MATLAB će izračunati maseni protok dimnih plinova kroz turbinu $\dot{m}_6 = m_t$, u kg/h. Izgled sintakse funkcije kod poziva je:

m_t=mapa_turbine4(PIt,Avgt,n_1,n_2)

Na primjer, ukoliko se želi doznati veličina protoka dimnih plinova kroz turbinu kod stupnja ekspanzije Π_t=1.8 i 40% otvorenosti turbine, potrebno je pozvati radnu mapu sljedećom naredbom:

>>m_t=mapa_turbine4(1.8,0.4,7,4)

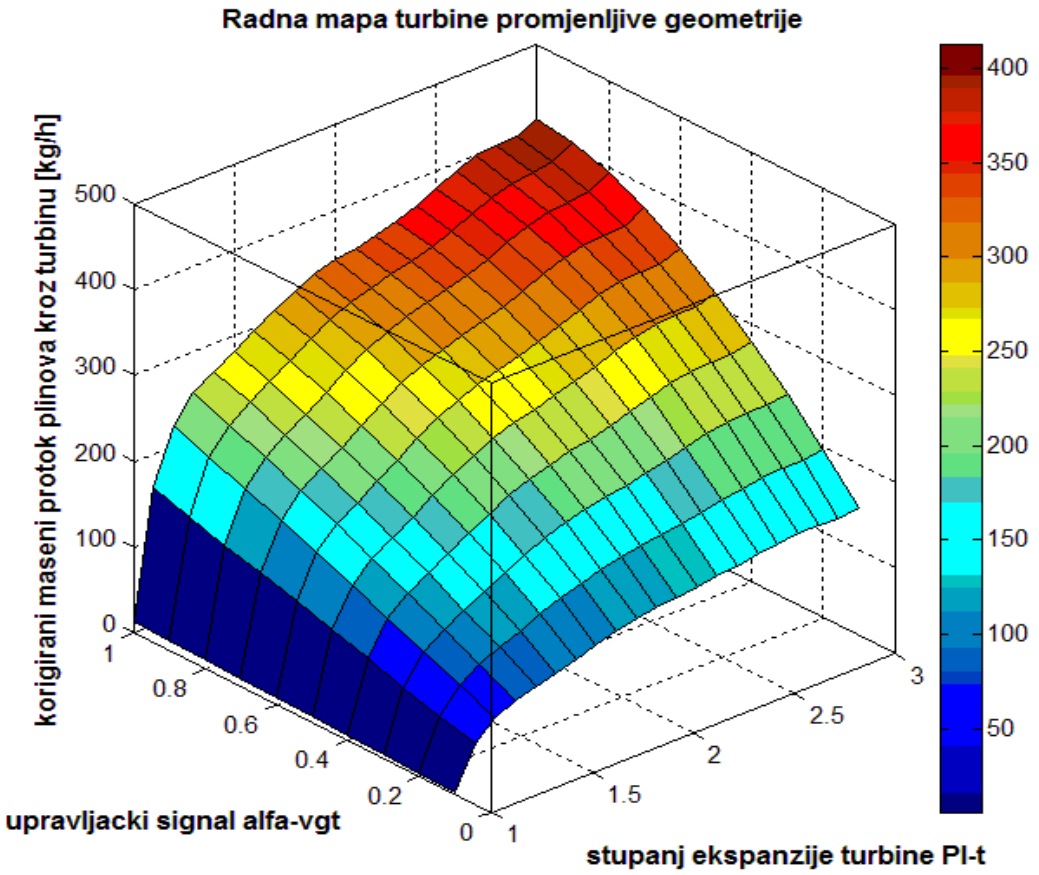
te će MATLAB dati traženo rješenje

>>m_t=211.9054 kg/h

U točnost ovog rezultata može se uvjeriti ako ga se usporedi sa izvornom mapom objavljenom u referenci [37]. Krajnji je rezultat programiranja ukupna radna mapa turbine promjenljive geometrije koja se poziva slijedećom naredbom:

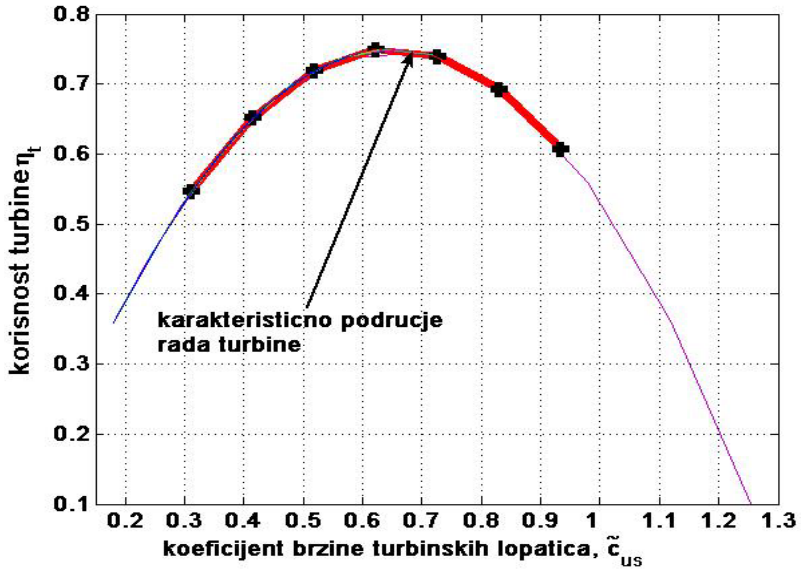
>>mapa_turbine4('d',7,4)

Nakon poziva funkcije, na ekranu će se prikazati kompletna programirana mapa turbine, slika 4.9. Na mapi se mogu uočiti programirane *krivulje otvorenosti*, od 10 % (vgt=0.1) pa sve do 100 % (vgt=1) otvorenosti turbine. I na kraju, ova radna mapa ubačena je u SIMULINK model dizelskog motora koristeći se "***S-Function*" blokom**. Ponekad, radi preglednosti, puno je bolje mapu turbine prikazati u trodimenzionalnom 3D prikazu danom na slici 4.10. Iz 3D prikaza potrebno je uočiti veliku širinu radnog područja turbine s varijabilnom geometrijom lopatica, koja inženjerima omogućuje veliku fleksibilnost kod upravljanja i maksimalnu iskoristivost turbopunjača u svim područjima rada motora i kod svih opterećenja. Automobili opremljeni s ovim tipom turbine, u vožnji su puno dinamičniji, imaju bolji odziv na gas, te su i ekonomičniji u odnosu na motore opremljene s "običnom" turbinom.



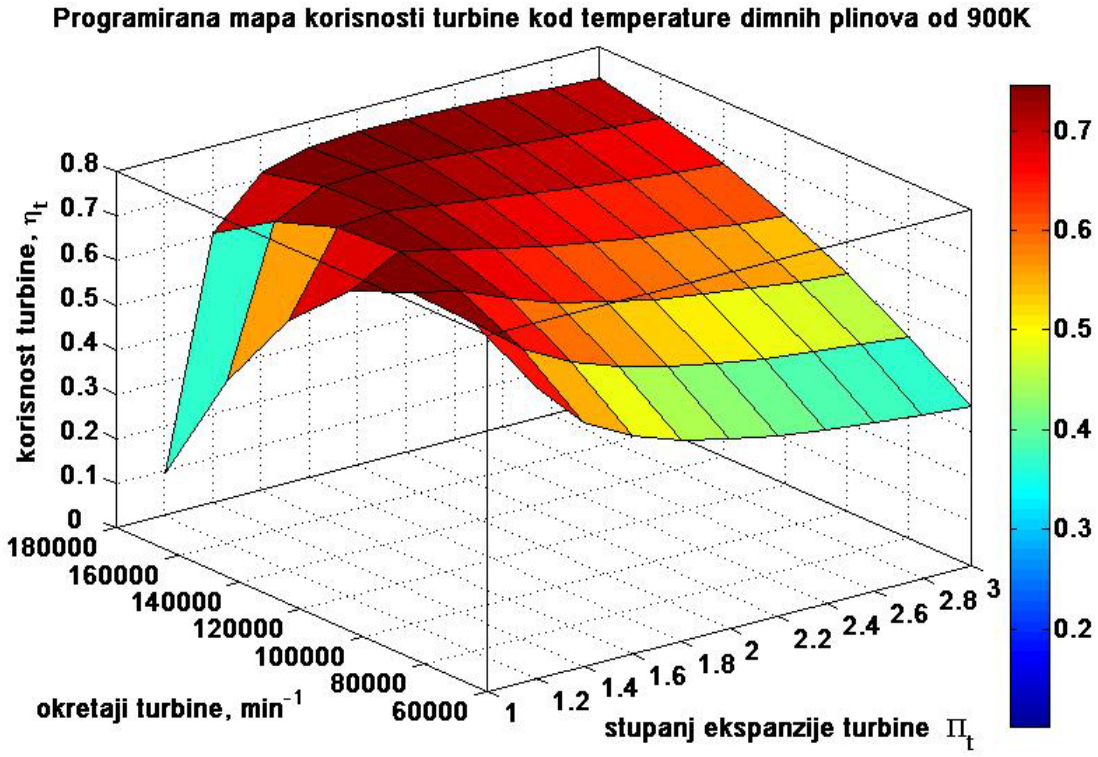
Slika 4.10 Trodimenzionalni, 3D prikaz programirane radne mape turbine

Programirana radna mapa iskoristivosti turbine u ovisnosti o koeficijentu brzine turbinskih lopatica, $\tilde{c}_{us}$, prikazana je na slici 4.11. Maksimalna vrijednost iskoristivosti turbine je 78 %. Proračun se izvršio za turbinu promjera turbinskog kola od 46 mm. Ova radna mapa uključena je u SIMULINK model turbodizelskog motora. Maksimalna korisnost turbinskog impelera postiže se kod $\tilde{c}_{us}$ = 0.63.



Slika 4.11 Prikaz radne mape korisnosti turbine u ovisnosti o koeficijentu brzine, $\tilde{c}_{us}$

Na slici 4.12 prikazana je programirana trodimenzionalna mapa korisnosti turbine u ovisnosti o stupnju ekspanzije Π_t i broju okretaja turbinskog kola, N_{tc}. Turbina **isključivo radi u području označenom s crvenim kockicama**. Područja označena s plavim kockicama su namjerno obuhvaćena programom, ali u njima turbina ne može raditi zbog nelogičnosti područja u kojima se nalaze kocke označene plavom bojom. Na primjer, nemoguće je da turbina radi u području u kojem je stupanj ekspanzije iznimno velik, npr. 2.8 ili 3 i da je broj okretaja turbine jako malen, npr. 60000 1/min. Ova trodimenzionalna mapa ugrađena je u SIMULINK model turbodizelskog motora.



Slika 4.12 Programirana trodimenzionalna mapa iskoristivosti turbine

4.5 Dinamički model turbopunjača

Dinamički model turbopunjača izvodi se iz drugog Newton-ovog zakona:

$$P_T - P_K = \frac{d\omega_{tc}}{dt} \cdot J_{tc} \cdot \omega_{tc} \qquad \Big| : \omega_{tc} \tag{4.23}$$

$$M_T - M_K = \dot{\omega}_{tc} \cdot J_{tc} \tag{4.24}$$

M_T moment turbine, Nm, prikazan jednadžbom (4.22)

M_K moment kompresora, Nm, prikazan jednadžbom (4.7).

J_{tc} polarni moment tromosti turbopunjača, kgm^2
(uključuje osovinu, kompresorsko i turbinsko kolo)

ω_{tc} kutna brzina vrtnje turbopunjača, rad/s

Gubici zbog trenja u ležajevima nisu uzeti u obzir u gornjoj jednadžbi. Za stacionarne uvjete rada desna strane jednadžbe (4.24) jednaka je nuli, pa vrijedi:

$$M_T - M_K = 0 \qquad \Rightarrow \qquad M_T = M_K \tag{4.25}$$

Ukupna korisnost turbopunjača (turbina + kompresor), $\eta_{T.K}$, kao sklopa koji se sastoji od turbine, kompresora, i zajedničke osovine s ležajevima i brtvama iznosi:

$$\eta_{T.K} = \eta_{m,k} \cdot \eta_{s,k} \cdot \eta_{m,t} \cdot \eta_{s,t} \tag{4.26}$$

Uvrštavanjem jednadžbi (4.7) i (4.22) u jednadžbu (4.25) i sređivanjem dobije se ***I. Glavna jednadžba turbopunjača*** koja se odnosi na stupanj prednabijanja kompresora Π_K:

$$\Pi_K = \frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} \cdot \frac{c_{p6}}{c_{p1}} \cdot \frac{T_6}{T_1} \cdot \eta_{T.K} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}}\right]\right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1}} \tag{4.27}$$

Uvrštavanjem karakterističnih vrijednosti izentropskih eksponenata za zrak κ_1 = 1.4 i dimne plinove κ_6 = 1.33, dobije se konačni oblik za stupanj nabijanja kompresora:

$$\boxed{\Pi_K = \frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} \cdot \frac{c_{p6}}{c_{p1}} \cdot \frac{T_6}{T_1} \cdot \eta_{T.K} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{0.248}\right]\right)^{3.5}} \tag{4.28}$$

4.6 Model hladnjaka stlačenog zraka (Intercooler model)

Za vrijeme kompresije zrak se u kompresoru zagrijava po politropi od točke 1 do točke 2 (vidi sl. 4.13). Može se dogoditi da temperatura zraka u točki 2 iznosi čak 180 °C. Budući da topao zrak ima manju gustoću od hladnog zraka, zagrijavanje u kompresoru djeluje negativno na punjenje cilindara svježim radnim medijem. Ugradnjom hladnjaka između kompresora i motora povećavamo gustoću zraka, a samim tim i punjenje cilindara. Na taj način ubrizganom gorivu stoji na raspolaganju više kisika za izgaranje, što u konačnici vodi ostvarivanju veće efektivne snage P_e i okretnog momenta motora M_e. Niža temperatura zraka koja uđe u cilindar vodi nižim temperaturama radnog medija u taktu kompresije, a to pak ima sljedeće dodatne prednosti:

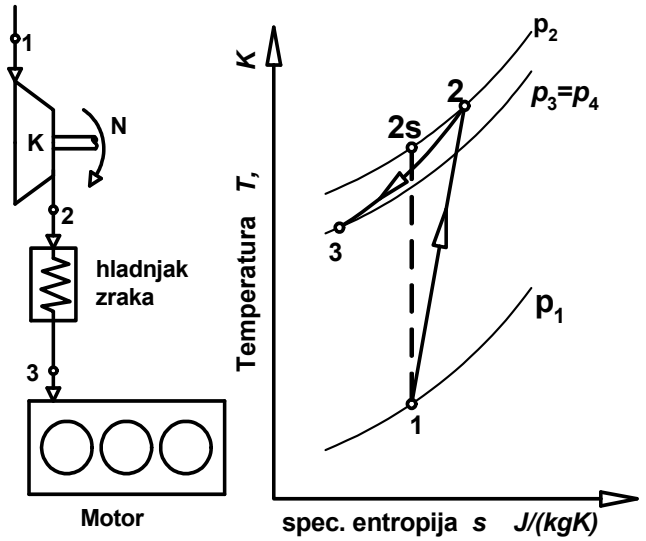
- bolja termička korisnost, manja potrošnja goriva
- manja sklonost detonantnom izgaranju kod Ottovih motora
- manje termičko opterećenje komore za izgaranje i manje mehaničko opterećenje komponenti klipnog mehanizma
- manja emisija čestica dušičnih oksida (NO_x) zbog manje temperature radnog medija u taktu kompresije ($T_{izg} < 2200$ K)

Sve su ovo razlozi zbog kojih se današnji moderni dizelski motori redovito opremaju s *hladnjakom stlačenog zraka*. Nakon prolaska kroz kompresor, temperatura zraka nakon politropske kompresije u točki 2 iznosi (vidi izraz 4.8):

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{S,K}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}} - 1 \right] \tag{4.29}$$

gdje je $\eta_{s,k}$ izentropska korisnost kompresora. Nakon kompresora, zrak prolazi kroz hladnjak u kojem se hladi na temperaturu T_3. Vrijednost temperature T_3 ovisi o iskoristivosti topline hladnjaka zraka $\eta_{H.Z}$ kao i o temperaturi rashladnog sredstva $T_{R.S}$ kojim se hladnjak hladi. Kod velikih se motora za rashladno sredstvo koristi voda, dok se kod manjih automobilskih motora za rashladno sredstvo najčešće koristi zrak. Temperatura ohlađenog zraka T_3 nakon prolaska kroz hladnjak iznosi [29]:

$$T_3 = T_2 - \eta_{H.Z} \cdot (T_2 - T_{R.S}) \tag{4.30}$$



Slika 4.13 Shema hladnjaka stlačenog zraka s procesom u T,s dijagramu

Hladnjaci hlađeni vodom imaju veću iskoristivost koja kod većih dizelskih motora prelazi vrijednost od 80 %, odnosno $\eta_{H.Z} > 0{,}8$. Kod automobila, hladnjak stlačenog zraka (*engl. intercooler, njem. der Ladeluftkühler*) ugrađuje se tik iza prednje maske automobila, te se po mogućnosti fino oblikovanim aerodinamičkim otvorima usmjerava nastrujavanje okolnog zraka na prednju površinu ovog hladnjaka. Okolni zrak koji nastrujava služi kao rashladno sredstvo kod ovog tipa hladnjaka. Prilikom modeliranja potrebno je odrediti dvije nepoznate varijable koje se kontinuirano mjenjaju u dinamičkim uvjetima rada motora. To su *stupanj iskoristivosti topline* hladnjaka, $\eta_{H.Z}$, i *pad tlaka* stlačenog zraka unutar hladnjaka, Δp. Stupanj iskoristivosti hladnjaka zraka ovisi o temperaturi rashladnog sredstva $T_{R.S}$ (u našem slučaju to je okolni zrak), o protočnoj masi zraka iz kompresora $\dot{m}_2$, te na kraju i o protočnoj masi rashladne struje koja nastrujava na prednju stijenku hladnjaka. Naravno da je kod automobilskih hladnjaka stlačenog zraka, protočna masa rashladne struje direktno ovisna o brzini kretanja vozila v_{vozila} , km/h. Radna mapa hladnjaka kojem stupanj iskoristivosti ovisi o gore navedene tri veličine može se nabaviti od proizvođača, $\eta_{H.Z} = f(\dot{m}_2, T_{R.S}, v_{vozila})$. Također, za potrebe simulacija može se koristiti nešto manje precizna radna mapa kod koje stupanj

djelovanja $\eta_{H.Z}$ ovisi samo o tzv. ***parametru protoka Φ.*** Tada se za estimaciju stupnja iskoristivosti topline hladnjaka može upotrijebiti izraz predložen u [29]:

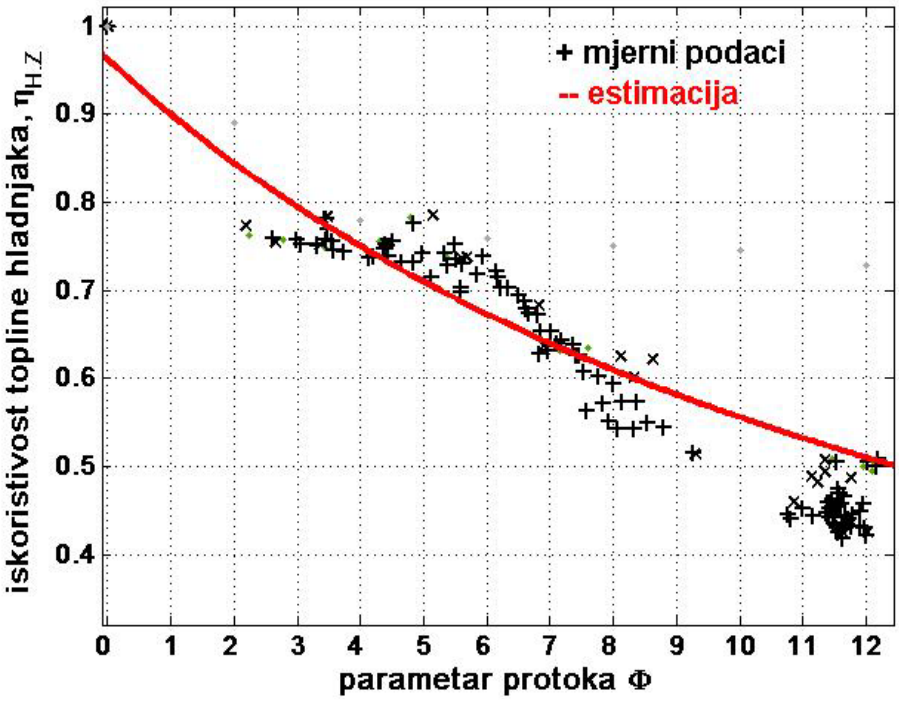
$$\eta_{H.Z} = f(\Phi) \tag{4.31}$$

$$\Phi = \frac{\dot{m}_2 \cdot \sqrt{T_2}}{p_2} \cdot 10^6 \tag{4.32}$$

$$\boxed{\eta_{H.Z} = i_1 \cdot (\Phi + i_2)^{i_3} = i_1 \cdot \left(\frac{\dot{m}_2 \cdot \sqrt{T_2}}{p_2} \cdot 10^6 + i_2 \right)^{i_3}} \tag{4.33}$$

gdje su T_2 [K] i p_2 [Pa] veličine stanja za temperaturu i tlak na izlazu iz kompresora, a koeficijenti i_1, i_2, i_3 se odrede mjerenjem na samom motoru. Koristeći se podacima koji su dobiveni mjerenjem veličina stanja kod hladnjaka koji se ugrađuje u motor Alfa Romeo 2.4 JTD, te njihovom obradom u Matlabu, dobivene su slijedeće vrijednosti koeficijenata: $i_1 = 35.82$; $i_2 = 18.11$; $i_3 = -1.249$

Budući da je ovaj hladnjak ima nešto lošiju iskoristivost s porastom parametra *Φ*, u simulacijama je primjećen nešto povećani rast temperature radnog medija na ulazu u motor, te pogotovo povećanje temperature dimnih plinova. Stoga je odlučeno da se za potrebe simulacije upotrijebi hladnjak sa nešto boljom iskoristivosti, a čije su karakteristike objavljene u [38]. Obradom mjernih podataka koji su prikazani na slici 4.14 dobiveni su slijedeći koeficijenti: $i_1 = 0.9612$, $i_2 = 0.6871$, $i_3 = -0.112$

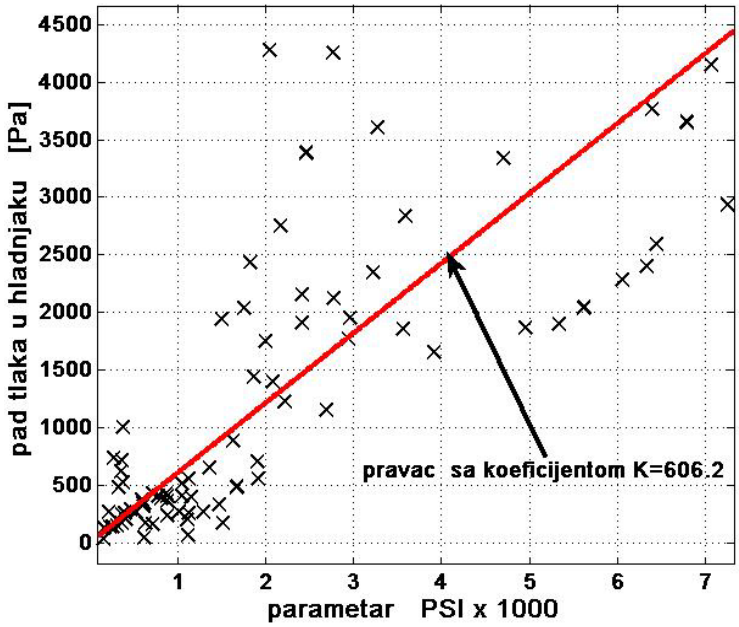


Sl. 4.14 Prikaz iskoristivosti topline hladnjaka u ovisnosti o parametru protoka, $\eta_{H.Z} = f(\Phi)$, [38]

Najčešće vrijednosti stupnja djelovanja $\eta_{H.Z}$ u praksi se kreću između 0.65 do maksimalno 0.82. U poglavlju 3.1.1 napomenuto je da kod većih dizelskih motora koji koriste hladnjake zraka hlađene vodom, a ne zrakom, stupanj djelovanja $\eta_{H.Z}$ prelazi vrijednost od 85%, odnosno $\eta_{H.Z} > 0{,}85$.

Uslijed strujanja zraka kroz hladnjak, zbog trenja i različitih lokalnih gubitaka u koljenima, dolazi do pada tlaka stlačenog zraka za vrijednost Δp. Vrijednost pada tlaka računa se pomoću izraza koji je preporučen u referencama [32], [38] i [39]:

$$\Delta p = K \cdot \underbrace{\frac{\dot{m}_2^2}{\rho_2}}_{PSI} \cdot 1000 = \mathrm{K} \cdot \mathrm{PSI} \cdot 1000 \quad [\mathrm{Pa}] \tag{4.34}$$



Sl. 4.15 Pravac pada tlaka unutar hladnjaka zraka, [29]

gdje je K dimenzijski koeficijent, 1/m^4, otpora trenja unutar hladnjaka (*engl. pipe friction constant*), ρ_2 gustoća stlačenog zraka ispred ulaza u hladnjak, a sa PSI je označen omjer $\dot{m}_2^2/\rho_2$. Ovisnost pada tlaka o faktoru PSI je linearna i prikazuje se pravcem. Uobičajne vrijednosti koeficijenata K kreću se između 420 m^{-4} do 620 m^{-4}. Maksimalni pad tlaka unutar hladnjaka može iznositi između 5000 i 6000 [Pa]. Na slici 4.15 prikazan je pravac procjene pada tlaka sa koeficijentom K = 606.2 m^{-4}koji prolazi između mjernih točaka označenih s **'X'** kod motora Alfa Romeo 2.4 JTD, [29]. Također, za izračun pada tlaka unutar hladnjaka može se koristiti model koji daje gotovo indentične rezultate, a upotrebljen je u referencama, [38] i [39]:

$$\Delta p = K_1 \cdot T_2 \cdot \dot{m}_2^2 \quad Pa \tag{4.35}$$

Potrebno je uvrstiti T_2 u K, a $\dot{m}_2$ u kg/s. Koristeći se mjernim podacima iz [29], u Matlabu je određena vrijednost za koeficijent K_1 = 636.8 [1/m·kg·K]

I konačno, vrijednost tlaka zraka na ulazu u motor, p_4, jednaka je vrijednosti tlaka zraka na izlazu iz kompresora p_2 umanjenoj za vrijednost pada tlaka unutar hladnjaka Δp, pa tada vrijedi:

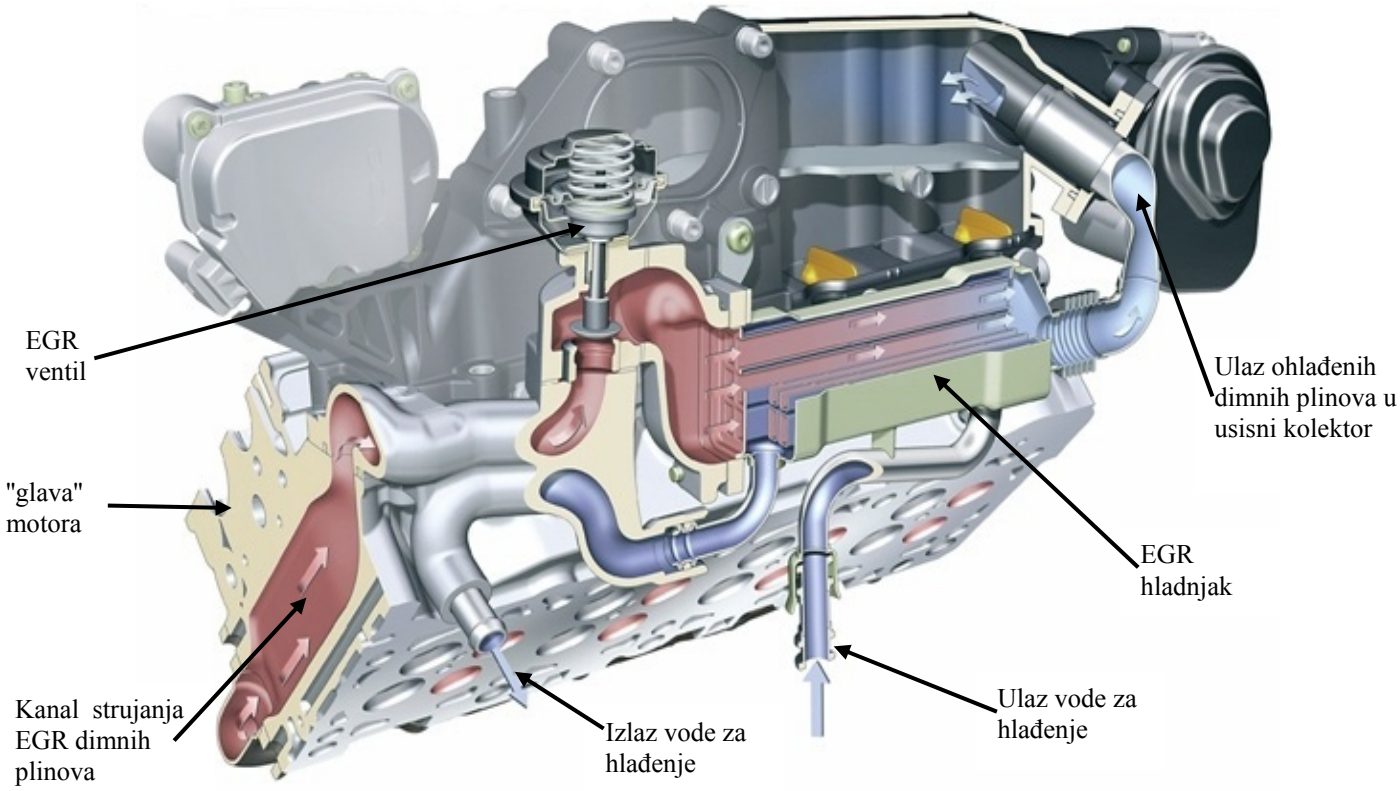
$$p_3 = p_4 = p_2 - \Delta p \,, \quad \mathrm{Pa} \tag{4.36}$$

4.7 Model hladnjaka recirkuliranih ispušnih plinova (*engl. EGR-cooler, njem. AGR- Kühler*)

Na slici 4.16 prikazan je primjer ugradnje EGR hladnjaka pokraj glave motora. Ovo rješenje koristi tvornica Audi, a prikazano je u referencama [26] i [27]. Ova tvornica izlijeva specijalne kanale unutar glave cilindara kod svojih V-motora. Na povratku iz ispušnog kolektora, EGR plinovi prolaze kroz kanale u glavi motora, te se ujedno i hlade vodom koja je primarno namijenjena hlađenju glave motora. Nakon toga prolaze kroz EGR-ventil i EGR-hladnjak koji se također hladi vodom. Prednost ove konstrukcije je velika kompaktnost i mali prostor potreban za ugradnju EGR-sustava, vidi sliku 4.16. Način modeliranja ovog tipa hladnjaka vrlo je sličan načinu modeliranja hladnjaka stlačenog zraka koji je prikazan u prethodnom poglavlju. Jedina, ali vrlo bitna razlika je u tome da se ispušni plinovi u EGR-hladnjaku hlade rashladnom vodom motora, a ne okolnim zrakom. Temperatura rashladne vode motora koja prolazi kroz ovaj hladnjak kreće se u granicama od 80 do 85 °C, a brzina strujanja rashladne tekućine u vodovima kreće se u granicama od 3 do 4.5 m/s.

Iskoristivost topline EGR-hladnjaka, η_{EGR} , funkcija je masenog protoka dimnih plinova $\dot{m}_{egr}$ kroz hladnjak, njihovog pritiska (p_6) i temperature (T_6), vidi sliku 4.2. Matematički zapis glasi:

$\eta_{EGR} = f(\dot{m}_{egr}, p_6, T_6)$.



Slika 4.16 EGR sustav s ugrađenim EGR hladnjakom kod motora Audi V8 TDI, izvor slike [27]

Kao i kod hladnjaka stlačenog zraka u prethodnom potpoglavlju, ove tri veličine međusobno se povezuju jednom jedinstvenom veličinom koja se naziva ***parametar protoka*** dimnih plinova kroz EGR hladnjak [29], a označuje se sa ***σ (SIGMA)***. Za estimaciju stupnja korisnosti hladnjaka η_{EGR} može upotrijebiti izraz predložen u literaturi [29]:

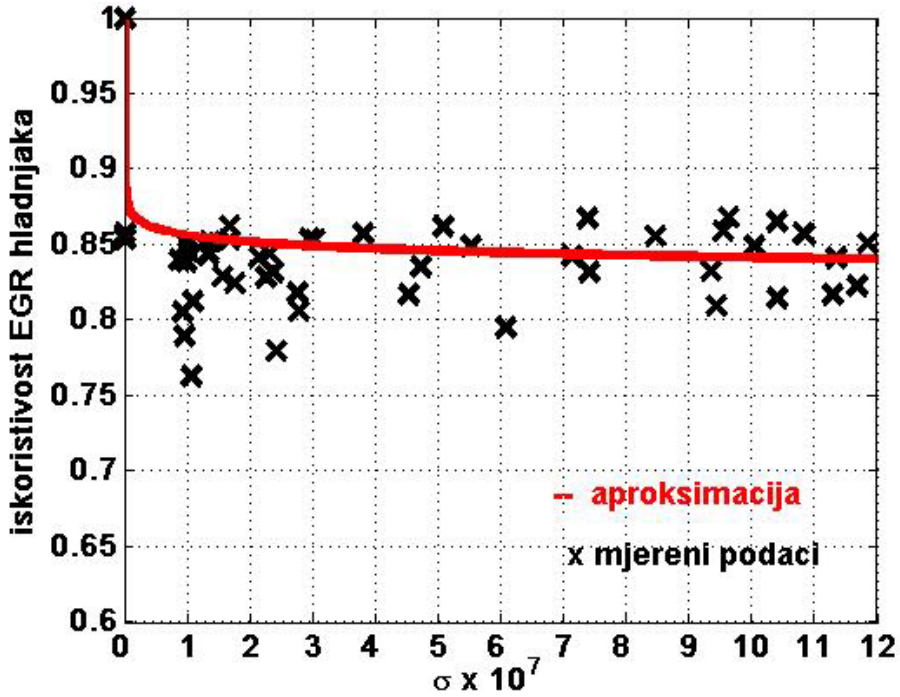
$$\eta_{EGR} = f(\sigma) \tag{4.37}$$

$$\sigma = \frac{\dot{m}_{egr} \cdot \sqrt{T_6}}{p_6} \cdot 10^7 \tag{4.38}$$

$$\boxed{\eta_{EGR} = a_1 \cdot (\sigma + a_2)^{a_3} = a_1 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{egr} \cdot \sqrt{T_6}}{p_6} \cdot 10^7 + a_2 \right)^{a_3}} \tag{4.39}$$

gdje su T_6 [K] i p_6 [Pa] varijable stanja za temperaturu i tlak dimnih plinova na ulazu u EGR-hladnjak, odnosno točnije, to su varijable stanja za temperaturu i tlak na izlazu iz ispušnog kolektora (*engl. exhaust manifold ili outlet receivers*). Koeficijenti a_1, a_2, a_3 odrede se u Matlabu obradom rezultata koji se dobiju mjerenjem na samom motoru. Obradom rezultata mjerenja za motor Alfa Romeo 2.4 JTD, [29], dobivene su slijedeće vrijednosti koeficijenata: $a_1 = 0.8561$; $a_2 = 9.183 \cdot 10^{-10}$; $a_3 = -0.007547$.

Budući da je ovaj tip hladnjaka hlađen vodom, iskoristivost topline je dosta visoka i približno konstantna. Vrijednost iskoristivosti topline kreće se u granicama između 81 do 85 %, te se za potrebe simulacija može



Sl. 4.17 Prikaz iskoristivosti topline EGR-hladnjaka u ovisnosti o parametru protoka dimnih plinova, $\eta_{EGR} = f(\sigma)$, [29]

smatrati da je ova vrijednost približno konstantna, kao što se to može uočiti na slici 4.17. Temperatura ohlađenih dimnih plinova $T_{6'}$ na izlazu iz EGR-hladnjaka računa se pomoću izraza:

$$T_{6'} = T_6 - \eta_{EGR}(T_6 - T_{voda}) \tag{4.40}$$

gdje je sa T_{voda} (80....85°C) označena temperatura rashladne tekućine motora. Uslijed strujanja dimnih plinova kroz EGR-hladnjak zbog trenja i različitih lokalnih gubitaka u koljenima i rebrima dolazi do pada tlaka p_6 za vrijednost Δp_{EGR}. Vrijednost pada tlaka računa se pomoću izraza [15]:

$$\Delta p_{EGR} = K'' \cdot \rho_6 \cdot \frac{v_{pl}^2}{2} = \mathrm{K}'' \cdot \frac{\mathrm{p}_6}{\mathrm{R}_6 \cdot T_6} \cdot \frac{v_{pl}^2}{2} \qquad \text{Pa} \tag{4.41}$$

K'' koeficijent otpora trenja unutar EGR-hladnjaka (*engl. pipe friction constant*)

v_{pl} brzina strujanja dimnih plinova kroz EGR hladnjak, m/s

ρ_6 gustoća dimnih plinova na izlazu iz ispušnog kolektora, odnosno ispred EGR-hladnjaka

Prema podacima tvornice Kühlerfabrik Längerer und Reich [15] vrijednosti tipičnih veličina za njihove hladnjake kreću se u granicama

K'' = 5.86 do 13.9 [bezdimenzijska veličina]

v_{pl} = 12.6 do 21, m/s

Kod optimalno dizajniranih hladnjaka, maksimalna vrijednost pada tlaka u EGR hladnjaku ne bi smjela prelaziti vrijednost od 3000 Pa. I konačno, vrijednost tlaka dimnih plinova na izlazu iz EGR-hladnjaka, odnosno vrijednost tlaka dimnih plinova na ulazu u EGR-ventil $(p_{6'})$ jednaka je vrijednosti tlaka dimnih plinova na izlazu iz ispušnog kolektora (p_6) umanjenoj za vrijednost pada tlaka unutar EGR-hladnjaka, pa tada vrijedi:

$$p_{6'} = p_6 - \Delta p_{EGR} \qquad \text{Pa} \tag{4.42}$$

Uvrštavajući izraz (4.41) u (4.42) dobije se konačan izraz za vrijednost tlaka dimnih plinova na izlazu iz EGR hladnjaka:

$$p_{6'} = p_6 \left(\frac{2R_6T_6 - K''v_{pl}^2}{2R_6T_6} \right) \tag{4.43}$$

4.8 Model EGR-ventila

Kod prolaska dimnih plinova kroz EGR-ventil dolazi do prigušenja (*engl. throttling, njem. die Drosselung*). Prigušenje nastaje kad bilo koja tekućina ili plin, strujeći kroz cijev, naiđe na prepreku – naglo suženje presjeka, pa zatim naglo proširenje – npr. mjerna blenda, poluotvoreni ventil. Posljedica prigušenja je pad tlaka bez korisnog učinka (ne dobije se snaga). Proces prigušenja je izrazito neravnotežan i nepovratan, s trenjem kao bitnim obilježjem. Ipak se zbog jednostavnosti prigušenje često primjenjuje, npr. za regulaciju snage strojeva, regulaciju protoka tekućina, pa tako i za regulaciju povrata dijela ipušnih plinova natrag u motor koristeći pri tome EGR-ventil. Tijekom prigušenja u EGR-ventilu nema izmjene toplinskog toka (izentropski proces) kao ni znatne promijene potencijalne, kinetičke ili neke druge energije plina. Kod modeliranja strujanja dimnih plinova kroz EGR-ventil koristimo se izrazom za jednodimenzionalno, izentropsko, stacionarno strujanja fluida.

<u>Ulazne varijable:</u>

p_4 – tlak plinova iza EGR-ventila, odnosno to je tlak plinova u usisnom kolektoru

$p_{6'}$ – tlak plinova iza EGR-hladnjaka, odnosno tlak plinova ispred EGR-ventila

$A_{egr}(\alpha_{egr})$ – efektina površina EGR-ventila koja je ovisna o veličini upravljačkog signala α_{egr}

$T_{6'}$ – temperatura plinova nakon izlaska iz EGR-hladnjaka

Protok dimnih plinova kroz ventil, kg/s, računa se pomoću jednadžbe strujanja idealnog fluida kroz ekspanzijsku mlaznicu [29], [30], [18]:

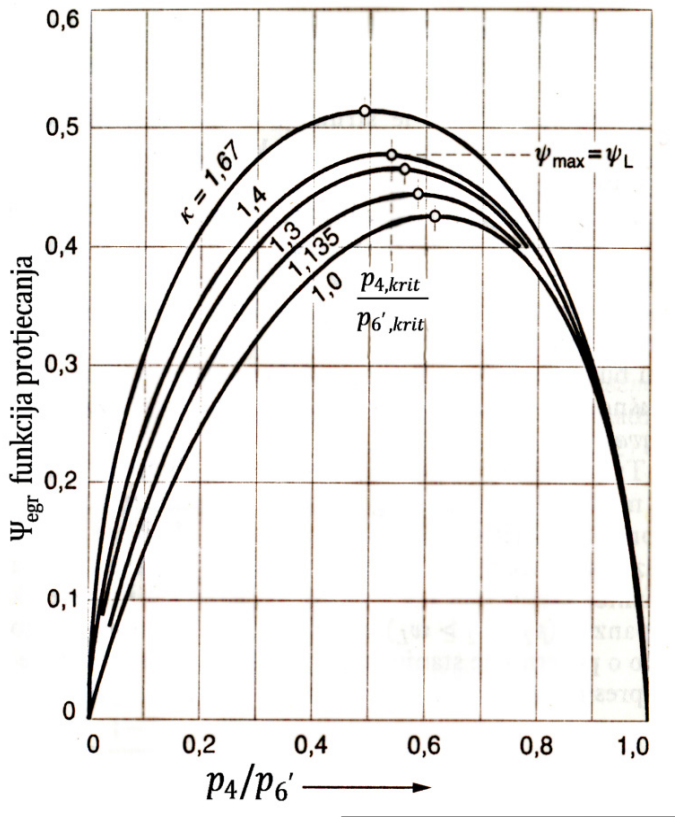
$$\dot{m}_{egr} = A_{egr}(\alpha_{egr}) \cdot \frac{p_{6'} \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{R_6 \cdot T_{6'}}} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{\kappa_6}{\kappa_6 - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_{6'}} \right)^{\frac{2}{\kappa_6}} - \left(\frac{p_4}{p_{6'}} \right)^{\frac{\kappa_6+1}{\kappa_6}} \right]}}_{\psi_{egr}} \quad \text{.....za slučaj kada je} \quad \frac{p_4}{p_{6'}} > \left(\frac{2}{\kappa_6 + 1} \right)^{\frac{\kappa_6}{\kappa_6 - 1}} \tag{4.44}$$

Za ovaj omjer tlakova, brzina strujanja ispušnih plinova kroz EGR-ventil manja je od brzine zvuka.

$$\dot{m}_{egr} = A_{egr}(\alpha_{egr}) \cdot \frac{p_{6'}}{\sqrt{R_6 \cdot T_{6'}}} \cdot \sqrt{\kappa_6 \cdot \left(\frac{2}{\kappa_6 + 1} \right)^{\frac{\kappa_6+1}{\kappa_6-1}}} \quad \text{..... za slučaj kada je} \quad \frac{p_4}{p_{6'}} \leq \left(\frac{2}{\kappa_6 + 1} \right)^{\frac{\kappa_6}{\kappa_6 - 1}} \tag{4.45}$$

Kod ovog omjera tlakova, brzina strujanja ispušnih plinova kroz EGR-ventil izjednači se sa brzinom zvuka. Kod EGR-ventila namijenjenih serijskoj proizvodnji nije moguće postići brzine strujanja veće od brzina zvuka – tzv. *nadzvučne brzine* strujanja. ψ_{egr} je *funkcija protjecanja* kroz ventil (*njem. die Durchflussfunktion*), a ona ovisi o omjeru tlakova nakon i ispred ventila ($p_4/p_{6'}$) i o izentropskom koeficijentu ispušnih plinova κ_6. Promjena funkcije protjecanja s promjenom tlakova $p_4/p_{6'}$ za razne izentropske koeficijente κ prikazana je na slici 4.18. Funkcija protjecanja ima maksimum kod tzv. *kritičnog omjera* tlakova $p_{4,krit}/p_{6',krit}$.

Taj kritični omjer tlakova $p_{4,krit}/p_{6',krit}$ dobije se derivacijom jednadžbe funkcije protjecanja ψ_{egr} (izraz 4.44) i izjednačivanjem njene desne strane sa nulom.



Sl. 4.18 Funkcija protjecanja kroz EGR-ventil

$$\frac{d\psi_{egr}}{d\left(\frac{p_4}{p_{6'}}\right)} = 0 \qquad \Rightarrow \qquad \frac{p_{4,krit}}{p_{6',krit}} = \left(\frac{2}{\kappa_6+1}\right)^{\frac{\kappa_6}{\kappa_6-1}}$$

Vrijednost $\left(\frac{2}{\kappa_6+1}\right)^{\frac{\kappa_6}{\kappa_6-1}}$ predstavlja kritični omjer tlakova kod kojeg se brzina strujanja dimnih plinova kroz ventil izjednači s brzinom zvuka . Tako velike brzine strujanja mogu se postići kod posebno oblikovanih ventila i to samo u njihovom najužem presjeku strujanja – tzv. *de Lavalovom presjeku*. Ako pretpostavimo da je vrijednost izentropskog eksponenta za dimne plinove u točki 6`, $\kappa_6 = 1.34$, tada kritični omjer tlakova iznosi:

$$\left(\frac{p_4}{p_{6'}}\right)_{krit.} = \left(\frac{2}{\kappa_6+1}\right)^{\frac{\kappa_6}{\kappa_6-1}} = 0{,}539 \approx 0{,}54$$

$$\boxed{\left(\frac{p_4}{p_{6'}}\right)_{krit.} \approx 0{,}54}$$

U praksi omjer tlakova $p_4/p_{6'}$ najčešće se kreće u rasponu od 0.6 do 0.95. Drugi važan podatak kojeg je potrebno modelirati označava se sa $A_{egr}(\alpha_{egr})$ i predstavlja *efektivnu površinu* strujanja dimnih plinova kroz EGR-ventil. Njezina trenutna vrijednost ovisi o veličini upravljačkog signala α_{egr} (*engl. EGR-valve position command*) kojim računalo motora mijenja otvorenost EGR-ventila. Upravljački signal može poprimiti vrijednosti između nule i jedan $(0 \le \alpha_{egr} \le 1)$. Kod $\alpha_{egr} = 1$ ventil je maksimalno otvoren, dok kod $\alpha_{egr} = 0$ ventil je u potpunosti zatvoren. Za Mercedes-Benz četverocilindrični turbodizelski motor, serije OM611, radnog obujma 2149 cm^3 u referenci [40] prikazani su snimljeni podaci dobiveni mjerenjima u laboratoriju, slika 4.19. Oni prikazuju funkcionalnu ovisnost između efektivne površine ventila u cm^2 i iznosu upravljačkog signala α_{egr} (%). U ovom radu ti su podaci aproksimirani polinomom četvrtog reda. Polinom glasi:

$$A_{egr}(u) = a \cdot (\alpha_{egr})^4 + b \cdot (\alpha_{egr})^3 + c \cdot (\alpha_{egr})^2 + d \cdot \alpha_{egr} + e \tag{4.48}$$

Koristeći se Matlab-ovim *Curve Fitting alatom* pronađene su vrijednosti za koeficijente polinoma. Vrijednosti koeficijenata su: $a = 6.62$; $b = -13.08$; $c = 7.389$; $d = 0.164$; $e = 0$;

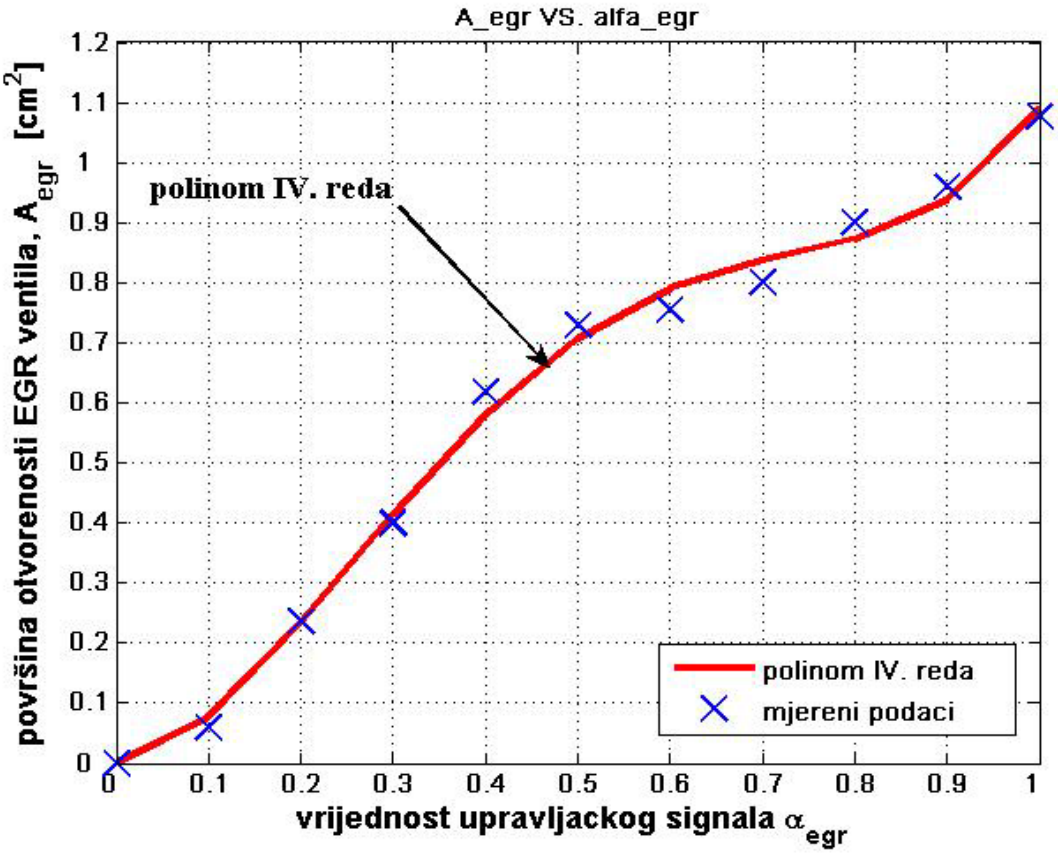
Kod traženja koeficijenata morao je biti postavljen uvjet da koeficijent e bude veći ili jednak nuli. Na taj način osigurano je da kod malih vrijednosti α_{egr}, površina A_{egr} ne može poprimiti negativnu vrijednost, što bi sigurno prouzročilo probleme prilikom simulacije rada motora. Ovaj je polinom četvrtog reda isprogramiran kao funkcija u M_File i spremljen pod nazivom *A_ventil.m*.

Prilikom poziva funkcije, potrebno je navesti kao ulaznu varijablu vrijednost upravljačkog signala. Nakon poziva na ekranu se može pročitati izračunata vrijednost efektivne površine u m^2, te računalo automatski prikazuje izgled aproksimiranog polinoma kao što se to može vidjeti na slici 4.19 Na primjer, ukoliko se želi saznati veličina efektivne površine otvorenosti EGR-ventila kod vrijednosti ulaznog signala 0.45, tada poziv treba da izgleda:

>> [A_egr] = A_ventil (0.45)

Računalo daje odgovor:

>> A_egr = $6.4962*10^{-5}$ m^2, što odgovara vrijednosti od 0.64962 cm^2.



Slika 4.19 Krivulja efektivne površine otvorenosti EGR-ventila, [40]

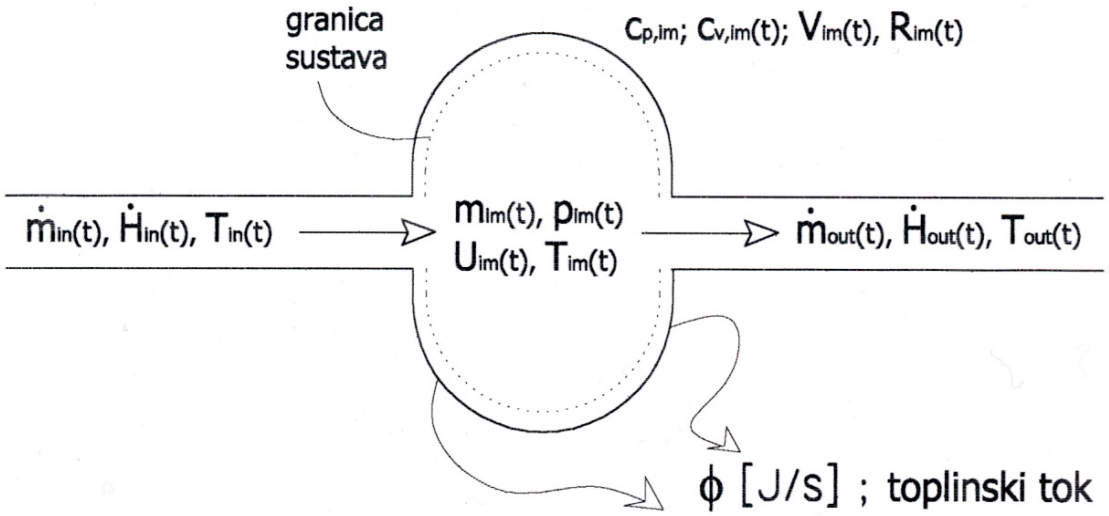
4.9 Modeliranje dinamike usisnog kolektora (engl. intake manifold, njem. der Einlassbehälter)

U usisnom kolektoru dizelskog motora dolazi do miješanja dviju struja. Jedna je struja recirkuliranih ispušnih plinova s masenim protokom $\dot{m}_{egr}$ i temperature $T_{6'}$, a druga je struja komprimiranog zraka iz kompresora koja je prethodno ohlađena u hladnjaku sa stanjem $\dot{m}_3$ i T_3 (vidi sliku 4.2). Proces miješanja ovih dviju struja izrazito je neravnotežan, nepovratan i praćen je neizbježnim povećanjem entropije plinskih struja koje se miješaju, $\Delta\dot{S} > 0$; $\mathrm{W/K} = \mathrm{J/(sK)}$. Drugim riječima u usisnom kolektoru dolazi do gubitka snage zbog nepovratnosti procesa miješanja. Taj gubitak snage iznosi:

$$\Delta P = T_0 \cdot (\Delta\dot{S}), \qquad \mathrm{W} \tag{4.49}$$

gdje je T_0 temperatura okoliša u kojoj se odvija proces miješanja. Zbog toga na sportskim dizelskim (Audi, V12, pobjednik 24^h Le Mans) ali i Otto motorima, proizvođači fino poliraju (obrada površine N1 po DIN ISO 1302 standardu) unutrašnje stijenke usisnog kolektora izrađene od kompozitnih materijala ili aluminijskih legiranih slitina kako bi se smanjili gubici nastali trenjem pri strujanju, te na taj način

neizbježan gubitak snage ΔP uslijed povećanje entropije $\Delta\dot{S}$ učinio što manjim. Ako usisni kolektor zamislimo kao jedan kontrolni volumen V_{im} sa svojim točno definiranim granicama sustava i ako pretpostavimo da su termodinamičke veličine stanja (pritisak p_{im}(t), temperatura T_{im}(t), masa m_{im}(t), unutarnja energija U_{im}(t) itd. slika 4.20) unutar čitavog volumena V_{im} jednoliko raspoređene, tada možemo primijeniti ***zakon konzervacije mase i energije*** *(engl. energy and mass conservation law)* na usisni kolektor, [15], [16]. ***Zakon o konzervaciji mase*** kaže: "Promjena mase mješavine plinova u usisnom kolektoru



Slika 4.20 Ulazne i izlazne veličine stanja usisnog kolektora

$\dot{m}_{im}$(t) jednaka je razlici svih protočnih struja koje uđu $\dot{m}_{in}$(t) i izađu $\dot{m}_{out}$(t) iz kontrolnog volumena V_{im}".

$$\frac{d}{dt}m_{im}(t) = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(\mathrm{t}) \tag{4.50}$$

Zakon o konzervaciji energije, [15], [16], odnosno prvi zakon termodinamike primijenjen na usisni kolektor kaže: "Struja tvari pri ulasku u kontrolni volumen (usisni kolektor) unosi u sustav svoju unutarnju energiju (u J/kg) i rad utiskivanja tvari ($p{\cdot}v$ J/kg), a pri izlasku ih iznosi. Tijekom utiskivanja i istiskivanja struje tvari, njeno toplinsko stanje se mijenja oslobađajući pri tome toplinski tok (ϕ J/s) koji se izmjenjuje kroz stijenke kolektora s okolišem. Pri tome, promjena unutrašnje energije $\dot{U}_{im}$(t) unutar granica sustava jednaka je razlici protočnih entalpija [$\dot{H}_{in}(t) - \dot{H}_{out}(t)$, (J/s)] i toplinskog toka (ϕ , J/s) koji se pri tome odvede u okoliš ".

$$\frac{d}{dt}U_{im}(t) = \sum \dot{H}_{in}(t) - \dot{H}_{out}(\mathrm{t}) - \phi_{im} \qquad \text{J/s} \tag{4.51}$$

$\sum \dot{H}_{in}$ predstavlja zbroj protočnih entalpija svih struja koje uđu u usisni kolektor, a $\dot{H}_{out}$ predstavlja konačnu protočnu entalpiju mješavine koja izlazi iz kolektora i kreće se dalje prema motoru. Dalje se dobiva:

$$\frac{d}{dt}\left(c_{v,im} \cdot T_{im}(t) \cdot m_{im}(t)\right) = \sum \dot{m}_{in}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{in}(t) \; - \; \dot{m}_{out}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{out}(t) \; - \; \phi_{im} \tag{4.52}$$

gdje su $c_{p,im}$ i $c_{v,im}$ izrazi za specifične toplinske kapacitete pri konstantnom tlaku i volumenu za mješavinu plinova u usisnom kolektoru, a κ_{im} je izentropski eksponent. On se dobije iz omjera:

$$\kappa_{im} = c_{p,im}/c_{v,im} \tag{4.53}$$

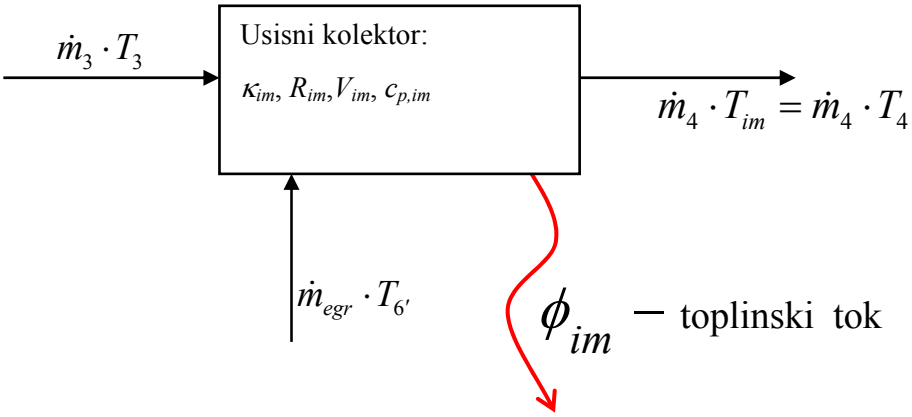
Za mješavinu idealnih plinova u usisnom kolektoru vrijedi termička jednadžba stanja idealnih plinova

$$p_{im}(t) \cdot V_{im} = m_{im}(t) \cdot R_{im} \cdot T_{im}(t) \tag{4.54}$$

Kombinacijom izraza (4.50), (4.51), (4.52), (4.53) i (4.54) dobiju se *opće diferencijalne jednadžbe* koje opisuju promjenu stanja tlaka $\dot{p}_{im}(t)$ i temperature $\dot{T}_{im}(t) = \dot{T}_4(t)$ usisnog kolektora turbo-dizelskog motora [29], [32], [30]. Potrebno je reći da se zanemaruje entalpija vrućih plinova iz motora koji dolaze u kolektor za vrijeme preklapanja usisnih i ispušnih ventila, više vidjeti u [42]. Nakon sređivanja dobije se diferencijalna jednadžba koja opisuje promjenu tlaka $\dot{p}_{im}(t)$ u usisnom kolektoru (*engl. pressure states in the intake manifold*):

$$\frac{d}{dt} p_{im}(t) = \frac{R_{im} \cdot \kappa_{im}}{V_{im}} \cdot \left(\sum \dot{m}_{in}(t) \cdot T_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot T_{out}(t) - \frac{\phi_{im}}{c_{p,im}} \right) \tag{4.55}$$

Ako u ovo jednadžbu primjenimo oznake koje odgovaraju shemi modela motora prikazanog na slici 4.2. dobije se konačno riješenje:



$$\boxed{\frac{d}{dt} p_{im}(t) = \frac{d}{dt} p_4(t) = \frac{R_{im} \cdot \kappa_{im}}{V_{im}} \cdot \left(\dot{m}_3(t) \cdot T_3(t) + \dot{m}_{egr}(t) \cdot T_{6'}(t) - \dot{m}_4(t) \cdot T_4(t) - \frac{\phi_{im}}{c_{p,im}} \right)} \tag{4.56}$$

ϕ_{im} [J/s] predstavlja toplinski tok koji se odvede iz usisnog kolektora u okoliš, odnosno to je neželjeni gubitak snage motora uslijed izmjene topline usisne cijevi sa okolišem. Vrlo često se u regulacijskoj tehnici pretpostavlja tzv. ***adijabatski model usisnog kolektora*** dizelskog motora (*engl. adiabatic model*) kod kojeg je $\phi_{im} \approx 0$, dok se kod Ottovog motora uobičajno uzima tzv. ***izotermalni model*** kod kojeg je temperatura u usisnom kolektoru konstantna, T_{im} = const.. No, ovim se pretpostavkama svjesno pravi određena pogreška, s ciljem pojednostavljenja modela. U ovom radu koristit će se precizniji ***politropski model*** kod kojeg je $\phi_{im} \neq 0$, (vidjeti [42] za Ottov motor).

Sada je potrebno izvesti diferencijalnu jednadžbu koja opisuje promijenu temperature $\dot{T}_{im}(t)$ u usisnom kolektoru. Ona se izvodi deriviranjem jednadžbe (4.52).

$$c_{v,im} \cdot \frac{d}{dt}\left[T_{im}(t) \cdot m_{im}(t)\right] = \sum \dot{m}_{in}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{out}(t) - \phi_{im}$$

$$c_{v,im} \cdot \left[\dot{T}_{im}(t) \cdot m_{im}(t) + T_{im}(t) \cdot \dot{m}_{im}(t)\right] = \sum \dot{m}_{in}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{out}(t) - \phi_{im}$$

$$\dot{T}_{im}(t) = \frac{1}{c_{v,im} \cdot m_{im}(t)} \cdot \left[\sum \dot{m}_{in}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot c_{p,im} \cdot T_{out}(t) - \phi_{im} - c_{v,im} \cdot T_{im} \cdot \dot{m}_{im}(t) \right]$$

Uvrštavajući izraze (4.50), (4.53) i (4.54) u gornju jednadžbu, te nakon sređivanja dobije se diferencijalna jednadžba za opisivanje temperature u usisnom kolektoru $\dot{T}_{im}(t)$.

$$\dot{T}_{im}(t) = \frac{R_{im} T_{im}(t)}{p_{im}(t) \cdot V_{im}} \cdot \left[\kappa_{im} \left(\sum \dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T_{out} \right) - T_{im}(t) \cdot \left(\sum \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \right) - \frac{\phi_{im}}{c_{v,im}} \right] \tag{4.57}$$

U gornjoj jednadžbi s $\sum \dot{m}_{in}$ je označena suma svih masenih protoka koje ulaze u usisni kolektor, a $\dot{m}_{out}$ označava vrijednost masenog protoka na izlazu iz kolektora. Ako uvrstimo slijedeće oznake $T_{out} = T_{im} = T_4$, kao i $p_{im} = p_4$ dobije se opća *diferencijalna jednadžba za temperaturu u usisnom kolektoru turbo-dizelskog motora* [29], [30].

$$\boxed{\dot{T}_{im}(t) = \frac{d}{dt} T_4(t) = \frac{R_{im} T_4(t)}{p_4(t) \cdot V_{im}} \cdot \left[\kappa_{im} \left(\dot{m}_3 T_3 + \dot{m}_{egr} T_{6'} - \dot{m}_4 T_4 \right) - T_4(t) \cdot \left(\dot{m}_3 + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_4 \right) - \frac{\phi_{im}}{c_{v,im}} \right]} \tag{4.58}$$

Nakon što su izvedene diferencijalne jednadžbe za tlak i temperaturu usisnog kolektora, potrebno je odrediti sve bitne tehničke parametre koji su potrebni za računanje toplinskog toka (ϕ_{im}) koji se izmjenjuje sa okolinom. Tu se prije svega misli na koeficijent prolaska topline k, W/(m^{2}K), (*njem. der Wärmedurchgangskoeffizient, engl. Overall heat transfer coeficient*), te na koeficijente izmjene topline u graničnim slojevima kolektora, α_a i α_b, W/(m^{2}K). Volumen usisnog kolektora iznosi 3.2 litre. Pretpostavlja se da duljina usisnog kolektora iznosi L = 54.7 cm. Poprečni presjek je približno pravokutnog oblika sa stranicama a = 6,5 cm i b = 9 cm. Usisni kolektor je izliven u aluminiju sa stijenkama debljine 3 mm. Radi smanjenja gubitaka prilikom strujanja, unutrašnje stijenke su fino polirane. Koeficijent toplinske vodljivosti za aluminij iznosi λ = 221 W/(mK). Za određivanje koeficijenata prijelaza topline kod nekružnih poprečnih presjeka potrebno je odrediti *ekvivalentni* promjer, a on se definira kao:

$d_{ekv} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 0.090 \cdot 0.065}{0.090+0.065} = 0.07548 \approx 0.075\ m.$ Usvaja se d_{ekv} = 75 mm. Unutrašnji je promjer stijenke kolektora r_1 = 37.5 mm, a vanjski je promjer r_2 = 40,5 mm. Srednja brzina strujanja zraka u usisnom kolektoru je v_{sr} = 20,07 m/s ≈ 74.52 km/h. Maksimalna brzina zraka iznosi 31.122 m/s ≈ 112 km/h. (<u>Napomena:</u> brzina strujanja u usisnom kolektoru je manja od brzina strujanja u usisnoj cijevi koja vodi do usisnog ventila. U usisnoj cijevi maksimalne brzine strujanja su i veće od 83 m/s ≈ 300 km/h, [41]). Koeficijent izmjene topline u unutrašnjem graničnom sloju usisnog kolektora, α_a računa se prema referenci [16]:

Re – Reynoldsova značajka, *Pr – Prandtlova značajka za zrak*, λ_z *– koeficijent toplinske vodljivosti za zrak*, Nu – *Nusseltova značajka za turbulentno strujanje u cijevi unutrašnjeg promjera* d_1, ν – *kinematička viskoznost zraka*, m^{2}s

$$Re^I = \frac{v_{sr} \cdot d_1}{\upsilon} = \frac{20.07 \cdot 0.075}{16.96 \cdot 10^{-6}} = 88752.9 \tag{4.59}$$

$$Nu^{I} = 0.024 \cdot \left[1 + \left(\frac{d_1}{L} \right)^{0.6666} \right] \cdot \mathrm{Re}^{0.786} \cdot \mathrm{Pr}^{0.45} = 201.86 \tag{4.60}$$

$$\alpha_a = Nu \cdot \lambda_Z / d_1 = (201.86 \cdot 27.10 \cdot 10^{-3}) / 0.075 = 72.938 \quad \mathrm{W/m^2K} \tag{4.61}$$

Kod izračuna koeficijenta izmjene topline u vanjskom graničnom sloju usisnog kolektora, α_b, ne može se zanemariti nastrujavanje okolnog zraka oko vanjske stijenke kolektora. Za vrijeme kretanja automobila, okolni zrak kontinuirano pritječe ispod prednjeg poklopca automobila u prostor gdje je smješten motor. Zrak ulazi u motorni prostor kroz podnicu i prednju masku automobila, te se kod izračuna α_b moraju upotrijebiti formule za prisilnu konvekciju u graničnom sloju. Prosječna brzina nastrujavanja, vrtloženja zraka u motornom prostoru na usisni kolektor iznosi između v_{sr} = 2 i 2.5 m/s. Koeficijent α_b računa se prema uputama u referenci [16]:

Pr_s – Prandtlova značajka za zrak kod temperature stijenke kolektora, Pr_o – Prandtlova značajka za zrak kod temperature okoliša

$$\mathrm{Re}^{II} = (v_{sr} \cdot d_2) / \nu = (2.5 \cdot 0.081) / 17.92 \cdot 10^{-6} = 11300 \tag{4.62}$$

$$Nu^{II} = C \cdot \mathrm{Re}^{m} \cdot \mathrm{Pr}^{n} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_o}{\mathrm{Pr}_s} \right)^{0.25} = 0.26 \cdot 11300^{0,60} \cdot 0.709^{0.36} \cdot \left(\frac{0.713}{0.707} \right)^{0.25} = 62.226 \tag{4.63}$$

$$\alpha_b = Nu^{II} \cdot \lambda_Z / d_2 = (62.226 \cdot 27.10 \cdot 10^{-3}) / 0.081 = 20.818 \quad \mathrm{W/m^2K} \tag{4.64}$$

Ukupni koeficijent prolaska topline k računa se po formuli [16]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{r_1}{\lambda} \cdot \ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{r_2 \cdot \alpha_b}} = \frac{1}{\frac{1}{72.938} + \frac{0.0375}{221} \cdot \ln\frac{0.0405}{0.0375} + \frac{0.0375}{0.0405 \cdot 20.818}} = 17.182 \quad \mathrm{W/m^2K} \tag{4.65}$$

Površina preko koje se izmjenjuje toplinski tok sa okolišem: $A = 2 \cdot r_1 \cdot \pi \cdot L = 0.1289 \ m^2$

Koeficijent odnosno faktor ***kA*** iznosi: $kA = 17.182 \cdot 0.1289 = 2.215$ W/K

Veličina ovog faktora približno je jednaka onim vrijednostima koje su objavljene u [42], a do kojih je eksperimentalno došla grupa autora sa FSB-Zagreb (prof. Deur i prof. Petrić) obavljajući ispitivanja na malom Ottovom motoru *V2 Briggs and Stratton* 14 HP 0.46 L.

Sada se može izračunati izmjenjeni toplinski tok između usisnog kolektora i okoliša pomoću izraza:

$$\boxed{\phi_{im} = kA \cdot (T_4 - T_{okolina})} \tag{4.66}$$

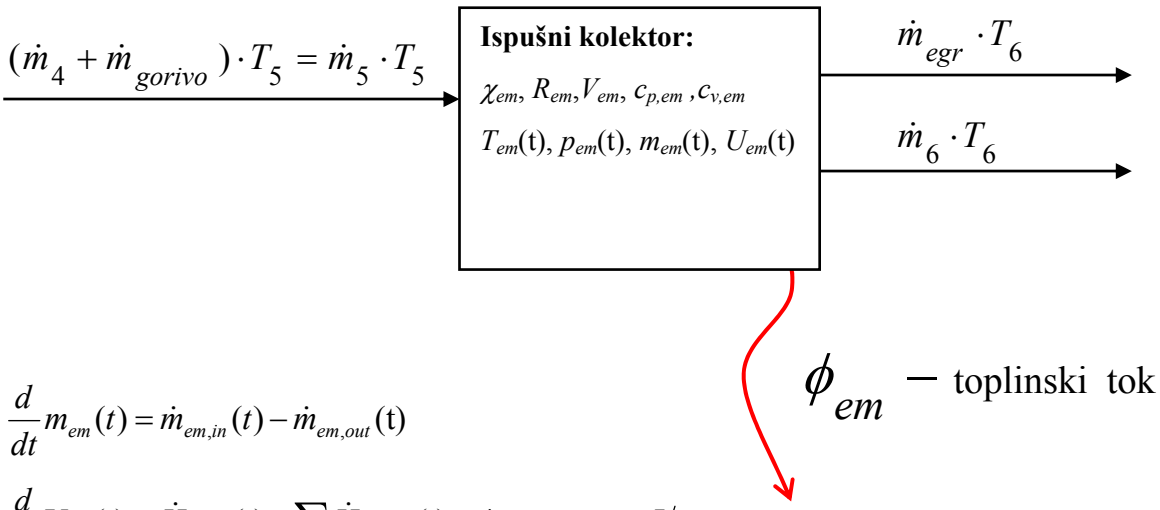
Tako kod temperature okoline 18°C i temperature u usisnom kolektoru T_4 = 50° izgubljena snaga motora zbog razmjene topline usisnog kolektora sa okolinom iznosi:

$$\phi_{im} = kA \cdot (T_4 - T_{okolina}) = 2.215 \cdot (50 - 18) = 70.88 \quad \mathrm{W}$$

<u>Zaključak:</u> Samo na usisnom kolektoru, zbog izmjene topline sa okolišem, u jednom satu rada motora izgubi se isto onoliko energije koja je potrebna za rad od 1 sata žarulje prosječne jakosti 60 – 70 W u domaćinstvu.

4.10 Modeliranje dinamike ispušnog kolektora (engl. exhaust manifold, njem. der Auslassbehälter)

U ispušni kolektor dizelskog motora ulazi struja ispušnih plinova s protokom $\dot{m}_5$ i temperature T_5, a iz njega izlaze dvije struje jednake temperature T_6, vidi sliku 4.2. Jedna izlazna struja ide prema turbini s protokom $\dot{m}_6$, a druga struja ide prema EGR-ventilu s protokom $\dot{m}_{egr}$. Izvod diferencijalnih jednadžbi za pritisak i temperaturu je indentičan kao kod usisnog kolektora, pa će stoga, biti raspisane samo krajnje jednadžbe. Indeks *em* (*engl. exhaust manifold*) upotrijebiti će se za označavanje termodinamičkih veličina koje se odnose na ispušni kolektor.



$$\frac{d}{dt} m_{em}(t) = \dot{m}_{em,in}(t) - \dot{m}_{em,out}(\mathrm{t}) \tag{4.67}$$

$$\frac{d}{dt} U_{em}(t) = \dot{H}_{em,in}(t) - \sum \dot{H}_{em,out}(\mathrm{t}) - \phi_{em} \qquad \mathrm{J/s}$$

$$\frac{d}{dt}\left(c_{v,em} \cdot T_{em}(t) \cdot m_{em}(t)\right) = \sum \dot{m}_{em,in}(t) \cdot c_{p,em} \cdot T_{em,in}(t) - \dot{m}_{em,out}(t) \cdot c_{p,em} \cdot T_{em,out}(t) - \phi_{em} \tag{4.68}$$

$\dot{H}_{em,in}(t)$ predstavlja protočnu entalpiju struje koja uđu u usisni kolektor, a $\sum \dot{H}_{em,out}$ predstavlja zbroj protočnih entalpija svih struja koje iziđu iz usisnog kolektora. Varijabla ϕ_{em}, J/s, predstavlja toplinski tok koji se odvede iz ispušnog kolektora u okoliš. Za mješavinu idealnih plinova u ispušnom kolektoru vrijedi termička jednadžba stanja idealnih plinova:

$$p_{em}(t) \cdot V_{em} = m_{em}(t) \cdot R_{em} \cdot T_{em}(t) \tag{4.69}$$

Kombinirajući jednadžbe (4.67) – (4.69) dobiju se *opće diferencijalne jednadžbe* za promijenu stanja tlaka $\dot{p}_{em}$(t) i temperature $\dot{T}_{em}$ (t) = $\dot{T}_6$(t) ispušnog kolektora turbo-dizelskog motora. Nakon sređivanja dobije se diferencijalna jednadžba koja opisuje promijenu stanja tlaka $\dot{p}_{em}$(t) u ispušnom kolektoru (*engl. pressure states in the exhaust manifold*):

$$\frac{d}{dt} p_{em}(t) = \frac{R_{em} \cdot \kappa_{em}}{V_{em}} \cdot \left(\dot{m}_{in}(t) \cdot T_{in}(t) - \sum \dot{m}_{out}(t) \cdot T_{out}(t) - \frac{\phi_{em}}{c_{p,em}} \right) \tag{4.70}$$

Ako u ovo jednadžbu primjenimo oznake koje odgovaraju shemi modela motora prikazanog na slici 4.2, dobije se konačno riješenje diferencijalne jednadžbe za tlak u ispušnom kolektoru:

$$\boxed{\frac{d}{dt} p_{em}(t) = \frac{d}{dt} p_6(t) = \frac{R_{em} \cdot \kappa_{em}}{V_{em}} \cdot \left(\dot{m}_5(t) T_5(t) - T_6(t) \cdot \left(\dot{m}_6(t) + \dot{m}_{egr}(t) \right) - \frac{\phi_{em}}{c_{p,em}} \right)} \tag{4.71}$$

Ovdje treba napomenuti da se protok ispušnih plinova $\dot{m}_5(t)$ koji uđe u ispušni kolektor sastoji od protoka mješavine plinova koja uđe u motor $\dot{m}_4(t)$ i protoka ubrizganoga goriva $\dot{m}_{gorivo}(t) = \dot{m}_g$.

$$\dot{m}_5(t) = \dot{m}_4(t) + \dot{m}_{gorivo}(t) \tag{4.72}$$

Promjena temperature u ispušnom kolektoru $\dot{T}_{em}$ (t) opisana je slijedećom diferencijalnom jednadžbom:

$$\dot{T}_{em}(t) = \frac{R_{em}T_{em}(t)}{p_{em}(t)\cdot V_{em}} \cdot \left[\kappa_{em}\left(\dot{m}_{em,in}T_{em,in} - \sum \dot{m}_{em,out}T_{em,out}\right) - T_{em}(t)\cdot\left(\dot{m}_{em,in} - \sum \dot{m}_{em,out}\right) - \frac{\phi_{em}}{c_{v,em}}\right]$$

U gornjoj jednadžbi $\dot{m}_{em,in}$ označava vrijednost masenog protoka koja ulazi u ispušni kolektor, a $\sum \dot{m}_{em,out}$ označava sumu svih masenih protoka koje napuštaju ispušni kolektor. Ako uvrstimo slijedeće oznake: $T_{em,out} = T_{em} = T_6$, kao i $p_{em} = p_6$ dobije se opća diferencijalna jednadžba za temperaturu u ispušnom kolektoru turbo-dizelskog motora [29], [30].

$$\boxed{\dot{T}_6(t) = \frac{d}{dt}T_6(t) = \frac{R_{em}T_6(t)}{p_6(t)\cdot V_{em}} \cdot \left[\kappa_{em}\left(\dot{m}_5T_5 - \dot{m}_{egr}T_6 - \dot{m}_6T_6\right) - T_6(t)\cdot\left(\dot{m}_5 - \dot{m}_{egr} - \dot{m}_6\right) - \frac{\phi_{em}}{c_{v,em}}\right]} \tag{4.73}$$

Nakon što su izvedene diferencijalne jednadžbe za tlak i temperaturu ispušnog kolektora, potrebno je odrediti sve bitne tehničke parametre koji su potrebni za računanje toplinskog toka (ϕ_{em}) koji se izmjenjuje sa okolinom. Tu se prije svega misli na koeficijente izmjene topline u graničnim slojevima kolektora, α_{in} i α_{out}, W/(m^{2}K). Predpostavlja se da volumen ispušnog kolektora, V_{em}, iznosi 1 litra = 1 dm^3. Duljina ispušnog kolektora iznosi L = 31 cm. Poprečni presjek je pravokutnog oblika sa stranicama a = 5,5 cm i b = 5,87 cm. Ispušni kolektor je izliven od sivog lijeva i obrađen tokarenjem. Debljina stijenki iznosi 3 mm. Radi smanjenja gubitaka prilikom strujanja, unutrašnje stijenke su fino polirane. Koeficijent toplinske vodljivosti za sivi lijev iznosi λ = 50 W/(mK), gustoća sivog lijeva je ρ = 7250 kg/m^3, a specifični toplinski kapacitet za sivi lijev iznosi $c_{p,wall}$ = 540 J/kgK. Za određivanje koeficijenata prijelaza topline kod nekružnih poprečnih presjeka potrebno je odrediti *ekvivalentni* promjer, a on se definira kao:

$d_{ekv} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2\cdot 0.055\cdot 0.0587}{0.055+0.0587} = 0.05679\ m.$ Usvojeno je d_{ekv} = 56.79 mm. Unutrašnji promjer stijenke kolektora je r_1 = 28.4 mm, a vanjski promjer je r_2 = 31.4 mm. Masa plašta ispušnog kolektora iznosi:

$$m_{wall} = \rho_{sl} \cdot \frac{\pi\cdot\left(d_2^2 - d_1^2\right)}{4}\cdot L = 7250\cdot\frac{\pi\cdot\left(0.0628^2 - 0.0568^2\right)}{4}\cdot 0.31 = 1.267 \quad \text{kg} \tag{4.74}$$

Ovoj masi potrebno je pridodati i masu dva kružna 'poklopca' debljine s = 3 mm sa kojima se cilindrično tijelo sa oba dvije strane zatvori (zavari). Masa 'poklopaca' je:

$$m_{pokl.} = 2\cdot\rho\frac{d_1^2\cdot\pi}{4}\cdot s = 2\cdot 7250\cdot\frac{0.0568^2\cdot\pi\cdot 0.003}{4} = 0.1102\ kg \tag{4.75}$$

Ukupna masa ispušnog kolektora je: $m_{uk} = 1.267 + 0.1102 = 1.377\ kg$ (4.76)

Unutrašnja (A_{in}) i vanjska (A_{out}) veličina površine kroz koju se izmjenjuje toplinski tok:

$$A_{in} = 2R_1\pi L = 2\cdot 0.0284\pi\cdot 0.31 = 0.0553 \quad m^2$$

$$A_{out} = 2R_2\pi L = 2\cdot 0.0314\pi\cdot 0.31 = 0.0612 \quad m^2$$

Dinamički model automobilskog ispušnog kolektora detaljno je objašnjen u referenci [43]. Nešto jednostavniji model prikazan je u referenci [32]. U ovom radu koristi se dinamički model koji osim *konvekcije* kod izmjene topline sa okolišem, uzima još u obzir *kondukciju* i *zračenje (radijaciju)* topline. Kondukcija topline provodi se između ispušnog kolektora i glave motora. Ova dva elementa međusobno su spojena vijcima, te dio topline putuje od kolektora, koji je jako topao, prema glavi motora, koja je hladnija. Glava motora se obavezno hladi vodom, te je stoga njena temperatura manja od temperature stijenke ispušnog kolektora. Dinamički model glasi [43]:

ε emisijski faktor za čelični lijev, polirana površina, $\varepsilon = 1.2 \cdot 0{,}52 = 0.624$

σ Stefan – Boltzmannova konstanta, $\sigma = 5.667 \cdot 10^{-8}$ W/m^{2}K^4

T_{wall} temperatura stijenke ispušnog kolektora, dodatna varijabla stanja, K

T_{engine} temperatura motora, može se uzeti vrijednost između 353 – 363K (80 – 90°C).

T_6 temperatura plinova u ispušnom kolektoru, K

α_{conv} koeficijenti prelaska topline u graničnim slojevima ispušnog kolektora, W/m^{2}K

α_{cond} koeficijent prelaska topline kondukcijom između motora i ispušnog kolektora, W/m^{2}K

$$\phi_{em,out} = A_{out} \cdot \left[\alpha_{conv,out} \cdot \left(T_{wall} - T_{okoline} \right) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot \left(T_{wall}^4 - T_{okoline}^4 \right) + \alpha_{cond,out} \cdot \left(T_{wall} - T_{engine} \right) \right] \tag{4.77}$$

$$\phi_{em,in} = A_{in} \cdot \alpha_{conv,in} \cdot (T_6 - T_{wall}) \tag{4.78}$$

$$\frac{dT_{wall}}{dt} m_{uk} \cdot c_{p,wall} = \phi_{em,in} - \phi_{em,out} \tag{4.79}$$

Određivanje koeficijenata prelaska topline provodi se pomoću *Nusseltovih značajki* koje su razvijene baš za ispušni kolektor motora i objavljene u [43] i [32]. Nakon provedenog proračuna za dizelski motor zapremine 2000 cm^3, dobivena je vrijednost $\alpha_{conv,in}$ = 140 W/m^{2}K za unutrašnji koeficijent prelaska topline. Ova dobivena vrijednost je unutar preporučenih vrijednosti [43] koje se kreću od 70 – 150 W/(m^{2}K).

Za izračun se koristila preporučena Nusseltova značajka prema Erikssonu [43], $\mathbf{Nu = 0.48 \cdot Re^{0.5}}$. Dobivena vrijednost za vanjski koeficijent prelaska topline, $\alpha_{conv,out}$, iznosi 40 W/m^{2}K . Za ovaj izračun koristila se sljedeća preporučena Nusseltova značajka [43], $\mathbf{Nu = 0.4 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{0.38}}$. Za koeficijent prelaska topline kondukcijom usvojena je preporučena maksimalna vrijednost od 20 W/m^{2}K, [43].

4.11 Modeliranje ukupnog radnog protoka motora (*engl. Modeling the intake air dynamics*)

Pod ukupnim radnim protokom motora podrazumijeva se onaj protok koji izađe iz usisnog kolektora i biva "usisan" u motor. Označava se oznakom $\dot{m}_4(t)$ i gravitira u modelu usisnog kolektora, izrazi (4.56) i (4.58). Kod modeliranja i estimacije ovog protoka, zamišljamo motor kao volumetrijsku pumpu, radnog obujma V_{motor}, koja usisava zrak iz usisnog kolektora i pumpa ga dalje prema ispušnom kolektoru. Pri tome pretpostavljamo da radni volumen volumetrijske pumpe odgovara ukupnom radnom volumenu motora (V_{motor} ,m^3). Sposobnost motora da *"crpi"* zrak iz usisnog kolektora opisana je poznatom *"brzina – gustoća"* jednadžbom (*engl. speed – density equation*), [32], [18], [7]:

$$\dot{m}_4 = \frac{\eta_{vol}\rho_4 V_{motor} N_{motor}}{120} \qquad \text{kg/s} \tag{4.80}$$

N_{motor} okr/min broj okretaja ili brzina vrtnje motora

ρ_4 kg/m^3 gustoća radnog medija u usisnom kolektoru

η_{vol} *volumetrijska korisnost motora* (*engl. volumetric efficiency, njem. der Liefergrad*)

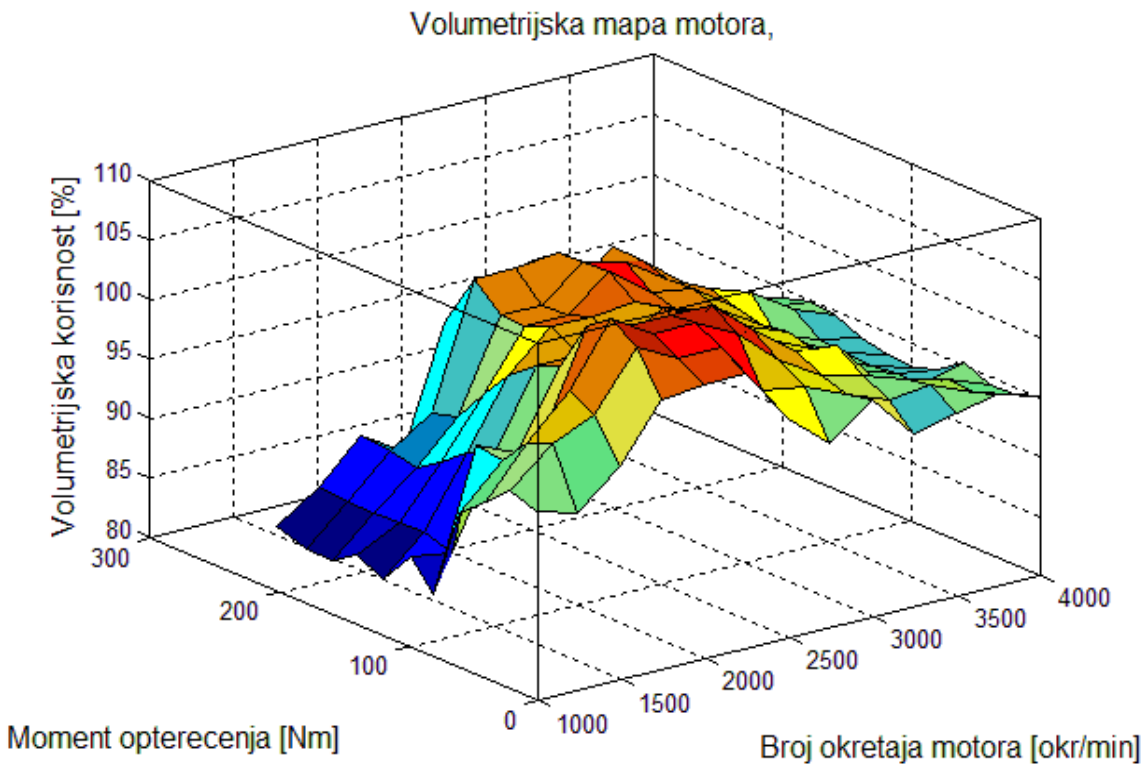
$$\rho_4 = \frac{m_{im}}{V_{im}} = \frac{p_4}{R_{im} T_4} \tag{4.81}$$

$$\boxed{\dot{m}_4 = \frac{\eta_{vol}\rho_4 V_{motor} N_{motor}}{120} = \frac{\eta_{vol} V_{motor} N_{motor}}{120} \cdot \frac{p_4}{R_{im} T_4} \qquad \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \tag{4.82}$$

Volumetrijska korisnost motora (η_{vol}) označava *dobrotu punjenja motora*, odnosno ona simbolizira sposobnost motora da iz usisnog kolektora usisa što je moguće veću količinu radnog medija. Ona se računa kao omjer mase usisanog radnog medija i mase koja bi stala u volumen motora pri tlaku p_4 i temperaturi T_4, odnosno gustoći ρ_4.

$$\eta_{vol} = \frac{m_4}{V_{motor} \cdot \rho_4} \tag{4.83}$$

Najčešće vrijednosti za volumetrijsku korisnost motora (η_{vol}) kreću se između 85% (0.85) i 95% (0.95). No

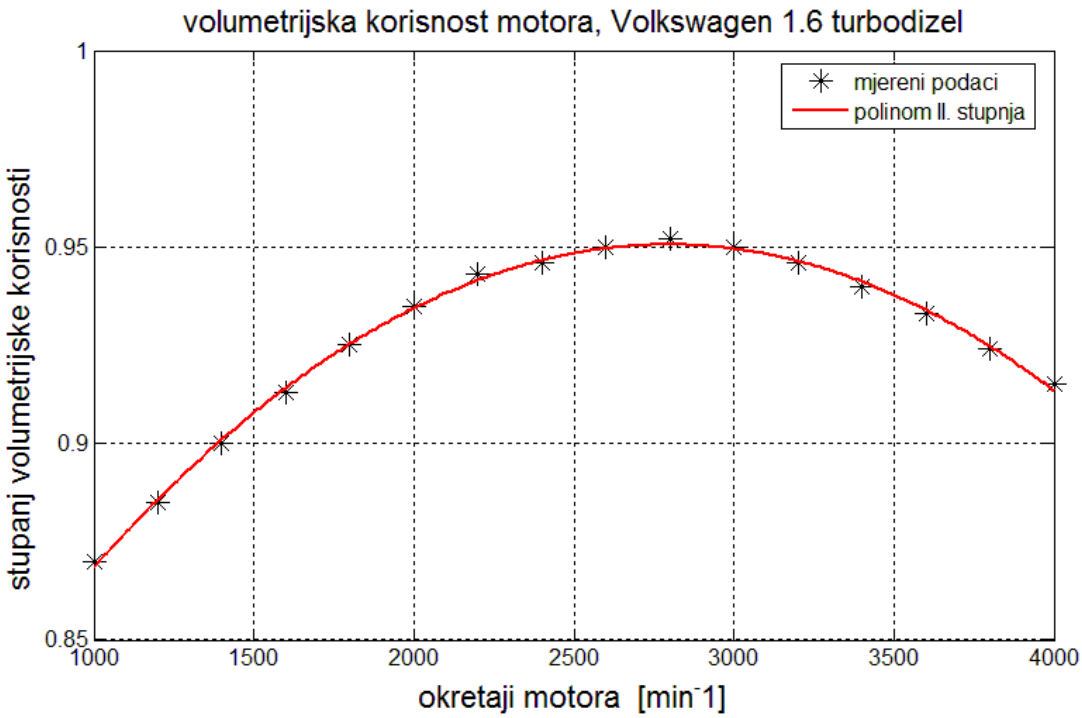


Slika 4.21 Mapa volumetrijske korisnosti za motor 2.4 JTD Alfa – Romeo, [30]

ukoliko se usisni sustav motora s posebnom inženjerskom pažnjom i iskustvom projektira, i to na način da se koriste *rezonantne pojave u stupcu plinova* (vlastita frekvencija stupca plina koji oscilira u usisnoj cijevi mora odgovarati brzini vrtnje motora, pa će usisni sustav biti prilagođen određenom području rada motora, odnosno njegovoj brzini vrtnje), volumetrijska korisnost motora (η_{vol}) postiže vrijednost iznad 100%. Pa tako kod uspješnog pet cilindričnog 2.4 JTD motora, grupe Fiat–Auto, namijenjenog ugradnji u Alfa –

Romeo, u području od 2000 do 2750 okr/min, vrijednost η_{vol} se kreće između 105% (1.05) i 110% (1.1), [30]. Također ovaj motor ima visoko poliranu aluminijsku usisnu granu i kolektor, a ne plastičnu, kakvu danas na žalost susrećemo kod 95% automobila na tržištu. Volumetrijska korisnost motora (η_{vol}) utvrđuje se eksperimentalno, i to mjerenjem na samom motoru. Mapa volumetrijske korisnosti za motor 2.4 JTD Alfa – Romeo, koja ovisi o broju okretaja motora N i opterećenju objavljena je u referenci [30], te su za potrebe ovog rada pribavljeni mjerni podaci i prikazani na gornjoj slici 4.21. Podaci ove mape su u *matričnom* obliku uključeni u Matlab *S-funkciju*, te se za interpolaciju podataka iz ove mape za vrijeme trajanja simulacije upotrebljava Matlab naredba ***interp2***.

Drugi način koji je također istražen u ovom radu upotreba je jednodimenzionalne mape. Pomoću nje također se dobivaju zadovoljavajući rezultati uz nešto veću brzinu izvođenja simulacije. Mjereni podaci za volumetrijsku korisnost Volkswagenovog 1.6 L turbodizelskog motora objavljeni su u referenci [33]. Za potrebe ovog rada ti podaci su aproksimirani polinomom drugog reda, te kao takvi korišteni za simulacije u SIMULINKU. Prikaz ove mape sa mjernim podacima i aproksimirajućim polinomom drugog reda dan je na slici 4.22. Polinom ima oblik: $\eta_{vol} = a \cdot N_{motor}^2 + b \cdot N_{motor} + c$, te su pritom pronađeni koeficijenti koji imaju slijedeće vrijednosti, $a = -2.55 \cdot 10^{-8}$, $b = 0.0001425$ i $c = 0.75145$.



Slika 4.22 Krivulja volumetrijske korisnosti kod motora 1.6 turbodizel, Volkswagen, izvor [33]

U ovom radu, testirane su i korištene obje mape. Jednodimenzionalna mapa je zbog svoje jednostavnosti pogodna za sve zadatke simulacije, dok se trodimenzionalna mapa pokazala pogodnom samo za neke regulacijske zadatke, npr. kod tempomata i regulacije tlaka nabijanja. Kod regulacije EGR plinova, rezultati upotrebom trodimenzionalne mape nisu bili zadovoljavajući.

4.12 Modeliranje indiciranog momenta motora (*engl. torque engine model*)

Model koji će biti usvojen, najprije je predložen u referenci [33] iz 1991.g., a kasnije i u referencama [32], [18] i [44]. Termodinamički modeli izgaranja su vrlo kompleksni i zahtijevaju veliko računalno vrijeme za izračune. Stoga njihova primjena u području regulacije i upravljanja nije prihvatljiva. Posljednjih dvadesetak godina predlažu se i usavršavaju mnogi modeli koji su dovoljno jednostavni i precizni kako bi se proces simulacije i/ili upravljanja mogao voditi u realnome vremenu. *Indicirani stupanj korisnog djelovanja* izražen je odnosom:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_{goriva}} \tag{4.84}$$

gdje je: Q_i toplina koja se stvarno prevodi u rad u cilindru

Q_{goriva} toplina dovedena motoru ubrizganom količinom goriva

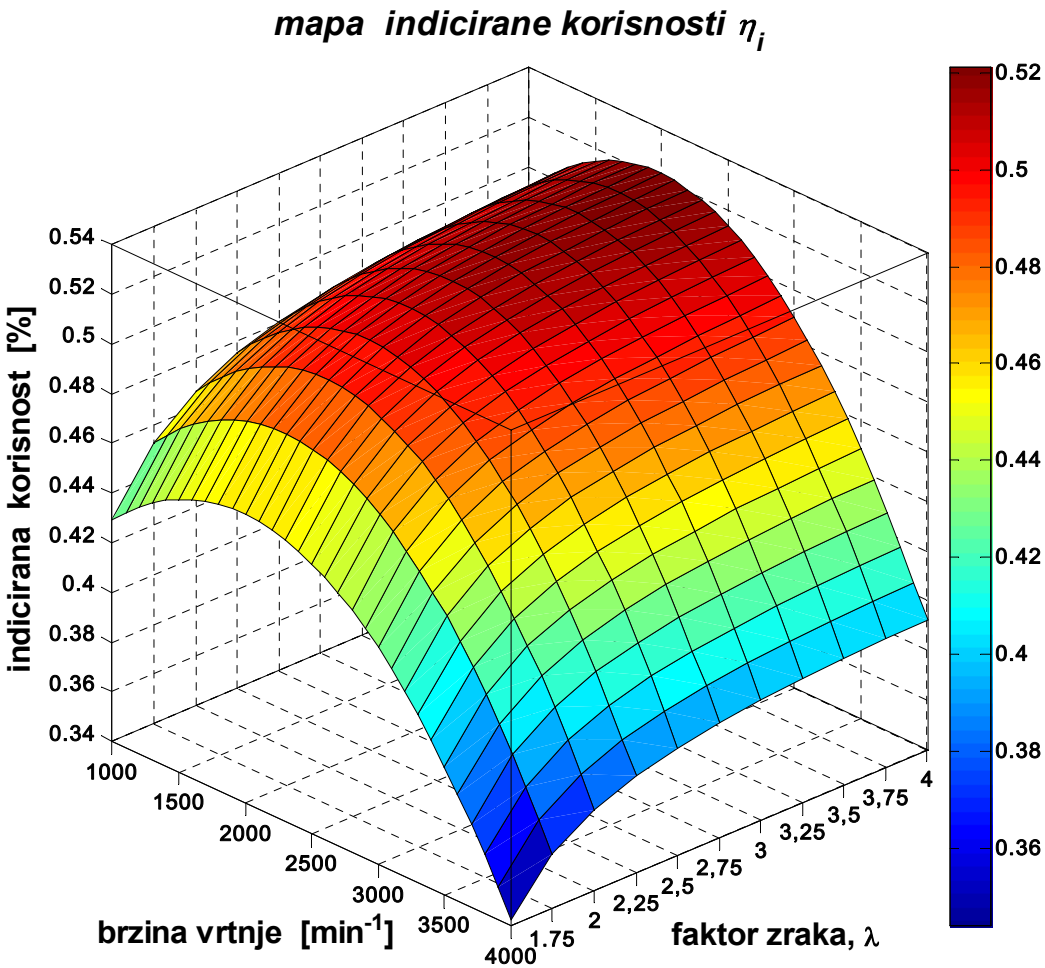
Indicirana korisnost η_i označuje stupanj iskorištavanja topline u cilindru motora uzevši u obzir gubitak odvođenja topline na hladni spremnik (ispušne plinove) kao i ostale gubitke, osim mehaničkih. Tipične vrijednosti indicirane korisnosti η_i za četverotaktni turbodizelski motor kreću se u granici od 0.43…..0.52. Točan podatak za indicirani stupanj djelovanja dobije se eksperimentalno mjerenjem na samom motoru koristeći piezoelektrične indikatore tlaka, ili pomoću simulacijskog programa kao što je to "KIVA-II", razvijen u Los Alamos-u, nacionalni laboratorij, SAD (www.lanl.gov). Mjerni podaci za *indicirani stupanj korisnog djelovanja* (η_i) za 1.9 TDI Volkswagenov turbodizelski motor objavljeni su u referenci [33]. Približno slični podaci za η_i objavljeni su u referenci [44] za šest cilindrični turbodizelski motor američkog proizvođača *Cummins*, snage 441 kW, model KTA–1150 C–600. Bez obzira što se radi o dva turbodizelska motora različitih snaga i dimenzija, izmjereni podaci za *stupanj korisnog djelovanja* η_i su gotovo indentični. Maksimalna razlika u mjerenim podacima iznosi ± 2%. To je i očekivano, budući da svaki proizvođač nastoji napraviti motor koji će biti maksimalno učinkovit. Za potrebe ovog rada, koristeći se podacima koji su objavljeni u gore navedenim referencama, isprogramirana je trodimenzionalna mapa stupnja korisnog djelovanja za brzine vrtnje motora od 1000 do 4000 min^{-1} i faktora zraka λ od 1.1 do 10. Mapa je prikazana na slici 4.23. Iz trodimenzionalnog prikaza može se uočiti da se maksimalne vrijednosti indicirane korisnosti η_i postižu za vrijednost faktora zraka λ = 4 i broja okretaja motora N = 2000. Minimalne vrijednosti η_i postižu se kod maksimalnog broja okretaja N = 4000 i malog faktora zraka λ = 1.5. *Faktor viška ili pretička zraka* definiran je izrazom (2.40) u potpoglavlju 2.11. Radi preglednosti biti će napisan još jednom:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{zraka}}{\dot{m}_{gorivo} \cdot Z_{\min}} = \frac{m_{zraka}}{m_{gorivo} \cdot Z_{\min}} \tag{4.85}$$

Za potrebe simulacije i regulacije rada dizelskog motora poželjno je razviti jednostavan model za procjenu vrijednosti η_i. Profesori Hendricks i Jensen u [33], predlažu sljedeću formulaciju za estimaciju indiciranog stupnja djelovanja η_i kod dizelskog motora:

$$\eta_i = \left(a_1 + a_2 N + a_3 N^2\right) \cdot \left(1 - a_4 \cdot (\lambda)^{a_5}\right) \tag{4.86}$$

gdje su a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 parametri koji se odrede koristeći se rezultatima mjerenja na samome motoru u laboratoriju. Ovaj izraz još se spominje i uspješno primjenjuje u slijedećim člancima, [32], [44], [18]. Koristeći se *Curve Fitting Toolbox* alatom u *Matlabu*, pronađene su vrijednosti koeficijenata a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 kojim se uspješno estimiraju mjerni podaci iz trodimenzionalne mape (sl. 4.23) sa točnošću većom od 99%. Vrijednosti dobivenih koeficijenata su: $a_1 = 0.40$; $a_2 = 1.218 \cdot 10^{-3}$; $a_3 = -2.935 \cdot 10^{-6}$; $a_4 = 0.433$; $a_5 = -2.91$;



Slika 4.23. Programirana 3D mapa indiciranog stupnja korisnog djelovanja, [33]

Uvrštavajući dobivene koeficijente a_i u jednadžbu (4.86), mogu se u dva 2D dijagrama vrlo pregledno prikazati *krivulje indicirane korisnosti* η_i i njihovu ovisnost o promjeni brzine vrtnje motora N i faktora zraka λ, vidi sliku 4.24. Nakon što su poznate vrijednosti η_i za sva područja rada motora može se izračunati prosječni indicirani okretni moment dizelskog motora M_i. On je jednak omjeru indicirane snage P_i i kutne brzine koljenastog vratila motora ω_m (vidi poglavlje 2):

H_d MJ/kg – donja ogrijevna moć goriva. Za dizelsko gorivo iznosi: $H_d = 42.5$ MJ/kg

$\dot{m}_{gorivo}$ kg/s – prosječni maseni protok ubrizganog goriva u motor sa z cilindara, gdje je z broj cilindara promatranog motora

$$M_i(t) = P_i(t) / \omega_m(t) = \dot{m}_{gorivo} \cdot H_d \cdot \eta_i / \omega_m(t) \tag{4.87}$$

Za brzinu vrtnje motora, N_{motor}, izraženu u min^{-1} vrijedi slijedeći izraz za indicirani moment:

$$\boxed{M_i = \frac{\dot{m}_{gorivo} \cdot H_d \cdot \eta_i}{\pi N_{motor}} \cdot 30 \qquad [\mathrm{Nm}]} \tag{4.88}$$

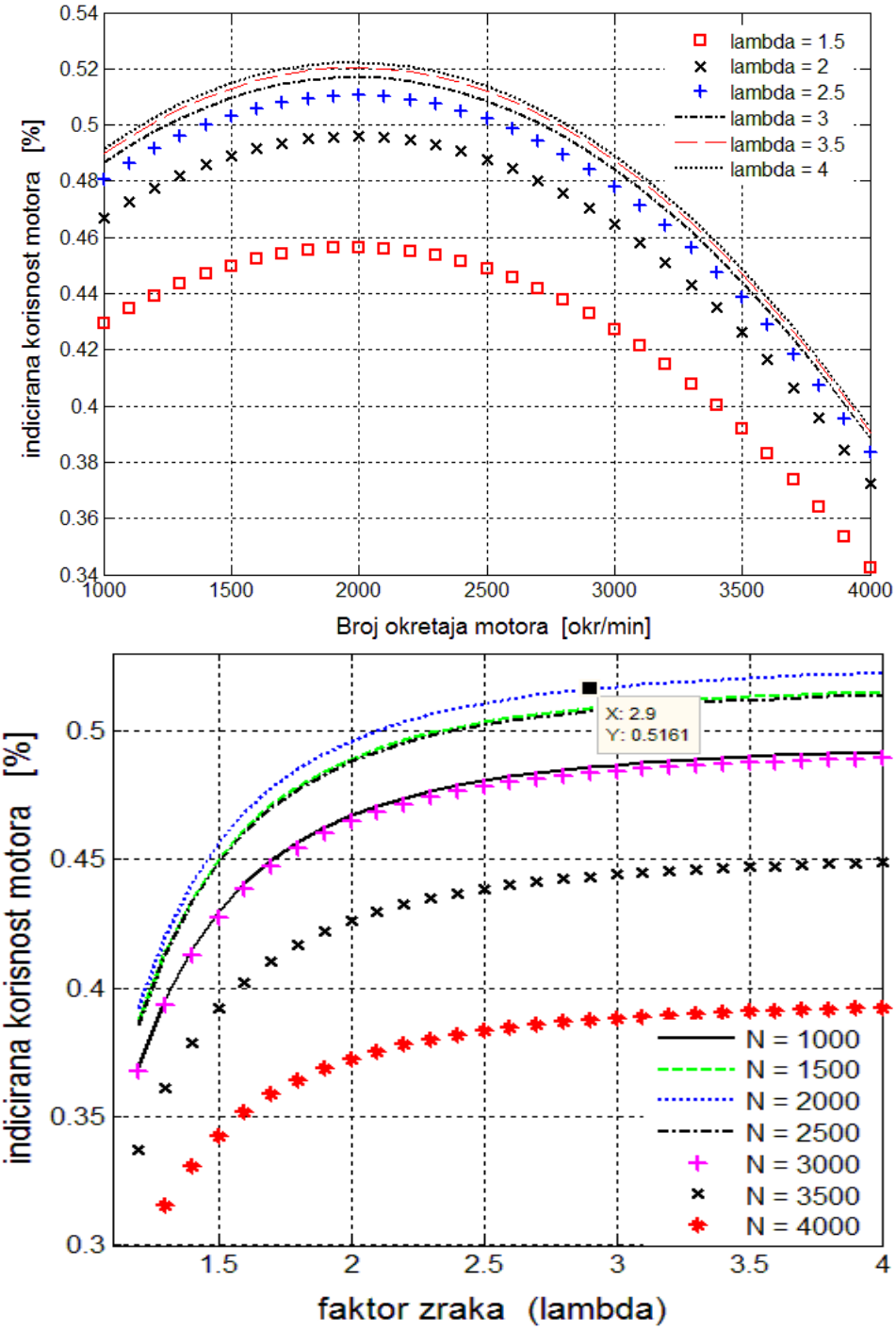
Prosječni maseni protok ubrizganog goriva $(\dot{m}_{gorivo})$ izražen u jedinici kg/s, ovisi o masi goriva u kg koja se u jednom procesu (4π radijana) motora ubrizga kroz brizgaljku u jedan cilindar motora. Ukoliko se motor sastoji od z cilindara, tada se maseni protok za promatrani motor koji se vrti brzinom N [okr/min] računa na sljedeći način:

$$\dot{m}_{gorivo} = \frac{m_{gorivo} \cdot z \cdot N}{120} \qquad \text{kg/s} \tag{4.89}$$

Ako se uvrsti (4.89) u izraz (4.88) dobije se slijedeći izraz za indicirani moment motora M_i :

$$\boxed{M_i(t) = \frac{m_{gorivo} \cdot z \cdot H_d \cdot n_i}{4\pi} \qquad [\text{Nm}]} \tag{4.90}$$

gdje je m_{gorivo}, kg, masa ubrizganog goriva u jedan cilindar u jednom procesu (4π radijana) rada motora.



Slika 4.24 Krivulje indicirane korisnosti u ovisnosti o brzini vrtnje motora N i faktoru zraka λ, [33]

4.13 Modeliranje gubitaka trenja u motoru

Nažalost, nije sav rad kojeg plinovi izgaranja predaju klipu motora (*indicirani rad*) dostupan na pogonskoj osovini motora, odnosno na spojci. Taj dio rada za koji se smanjuje vrijednost *indiciranog rada* naziva se *rad trenja*. Rad trenja, koji se definira kao razlika između *indiciranog rada* i *korisnog rada* na spojci motora, troši se:

1. Na izmjenu radnog medija. Često se upotrebljava engleski naziv, *rad pumpanja* (*engl. pumping work*). To je rad koji se troši na utiskivanje zraka iz usisnog kolektora u cilindar motora, te na istiskivanje plinova izgaranja iz cilindra u ispušni kolektor i dalje prema turbini, odnosno okolini.
2. Na svladavanje otpora gibanja između mirujućih i pokretnih, odnosno rotirajućih dijelova motora. To uključuje trenje između prstenova (karika) klipa i košuljice cilindra, trenje u maloj osovinici klipa, trenje u razvodnom mehanizmu ventila, trenje u ležajevima koljenaste i bregaste osovine motora, trenje u zupčanicima, remenicama ili lančanicima motora, koji služe da pogone pomoćne uređaje i razvodni mehanizam ventila. Pa tako, prema Heywoodu [7], u praznom hodu kod brzina vrtnje od oko 1000 okr/min prosječni automobilski motor troši između 4 do 5 Nm pogonskog momenta za pokretanje ventila. Sa rastom broja okretaja ovaj udio momenta smanjuje se na vrijednosti od oko 2 do 3 Nm.
3. Na pogon pomoćnih uređaja. To uključuje pogon ventilatora, pumpe za vodu, pumpe za ulje, visokotlačne pumpe goriva, generatora električne energije (alternatora), vakum pumpe, servo pumpe, kompresora klima uređaja, itd.

Trenje u motoru najčešće se procjenjuje izvodeći eksperiment na dinamometru koristeći neke od poznatih tehnika kao što je to Morse-ov test [7], metoda Willans-line [7], [17], ili pak oduzimajući podatke izmjerenog indiciranog momenta motora od momenta izmjerenog na spojci. U literaturi su poznata dva izraza za procjenu trenja u dizelskom motoru. Oba modela uzimaju u obzir gubitke koji su nabrojani u prethodne tri točke. Jedan model predložio je Heywood [7], a drugi je razvio švicarski inženjer Stöckli [45]. Biti će opisana oba pristupa, sa napomenom da se kod završne simulacije upotrebljava Stöcklijev model koji sa pokazao nešto bolji i realniji.

<u>Model za procjenu trenja prema Heywoodu [7]:</u>

$$p_{t,sr} = C_1 + \frac{48N}{1000} + 0.4v_{sr}^2 \tag{4.91}$$

$$M_t = \frac{p_{t,sr} V_{motor} 1000}{4\pi} \tag{4.92}$$

gdje su:

$p_{t,sr}$ prosječni efektivni pritisak trenja (*engl. friction mean effective pressure*), kPa

N brzina vrtnje motora u min^{-1}

v_{sr} prosječna brzina klipa, to je put klipa između donje i gornje mrtve točke h, podijeljen s vremenom t, u kojem je taj put prevaljen. Računa se (vidjeti poglavlje 2):

$$v_{sr} = \frac{h}{t} = h \cdot \frac{\omega}{\pi} = h \cdot \frac{2\pi n}{\pi} = h \cdot 2 \cdot n = \frac{h \cdot N}{30} \qquad \text{m/s}$$

Put ili hod klipa h računa se: $h = 2 \cdot r$, gdje je r polumjer rukavca koljenastog vratila

C_1 konstanta, specifična je za veličinu, vrstu i model dizelskog motora, mjerna jedinica ove konstante je u kPa. Vrijednosti za velike motore sa provrtom od 100 do 140 mm i direktnim ubrizgavanjem iznosi C_1 = 75 kPa; za velike motore sa indirektnim ubrizgavanjem C_1 = 110 kPa. Za male automobilske motore sa provrtom od 73 do 93 mm C_1 = 120....144 kPa.

M_t moment trenja, Nm

Model za procjenu trenja prema Stöckliju [17], [44]:

$$p_{t,sr}(\omega_m) = k_1 \cdot \left(k_2 + k_3 h^2 \cdot \omega_m^2\right) \Pi_{K,\max} \cdot \sqrt{\frac{k_4}{B}} \tag{4.93}$$

$$M_t = \left(p_{t,sr} \cdot V_H\right) / 4\pi \qquad \text{Nm} \tag{4.94}$$

gdje je B promjer cilindra (*njem. der Bohrungsdurchmesser*), V_H radni volumen motora, a $\Pi_{K,max}$ maksimalni dopušteni stupanj kompresije kompresora zraka za koji su projektirani ležajevi motora i prstenovi klipa kod male brzine vrtnje. Naime, veći stupanj kompresije zahtijeva od konstruktora ugradnju većih ležajeva što automatski vodi povećanju trenja. Tipične vrijednosti konstanti k_i u jednadžbi (4.93) za 4T – dizelov motor su, [17]:

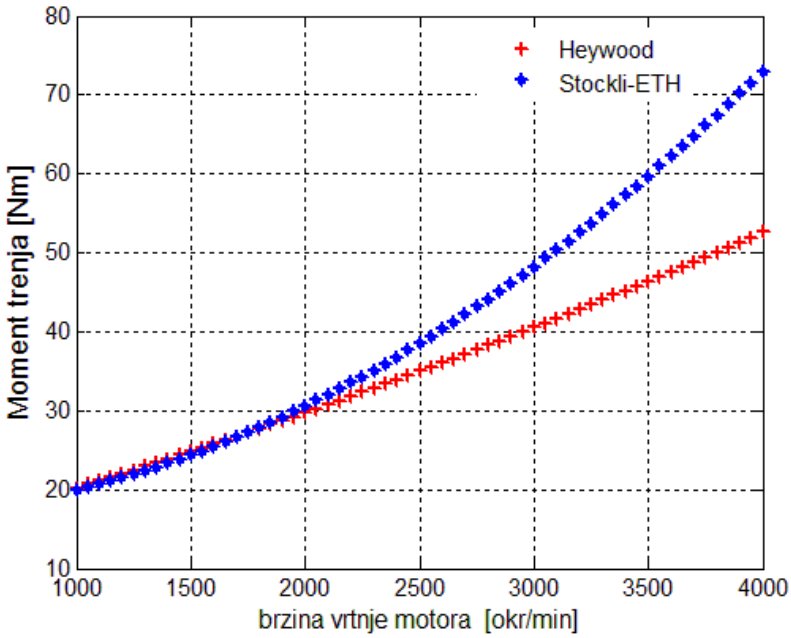
k_1 $1.44 \cdot 10^5$ (Pa)

k_2 0.50 bezdimenzijska veličina

k_3 $1.1 \cdot 10^{-3}$ (s^2 / m^2)

k_4 0.075 (m)

Za testirani motor zapremine 2.0 litre, 4 cilindra, dimenzija hoda h = 94.4 mm i provrta B = 82 mm upotrebljavajući oba dva opisana modela dobivene su krivulje trenja koje se mogu vidjeti na slici 4.25.



Sl. 4.25 Krivulje momenta trenja prema Heywoodu i Stöckliju za moderni dizelski motor radnog volumena 2000 cm^3

4.14 Dinamički model koljenastog vratila motora (*engl. Crankshaft rotation model*)

Ukupni rezultirajući moment koji djeluje na koljenasto vratilo motora dobije se oduzimanjem momenta trenja i momenta tereta (opterećenja) od indiciranog momenta motora. Rezultirajući moment ubrzava ili usporava rotaciju koljenastog vratila. Ako je rezultirajući moment jednak nuli, rotacija vratila je jednolika sa stalnom kut brzinom ω, rad/s. Potrebno je reći i par uvodnih riječi o momentu tereta. Moment tereta uzima u obzir gubitke na koje se mora potrošiti indicirana snaga motora da se pokriju aerodinamički otpori kretanja vozila, otpori kotrljanja kotača, i otpori uspona, odnosno nagiba ceste. Modelirani motor koristit će se za regulaciju brzine kretanja automobila, te je potrebno model motora povezati sa modelom mjenjača

$$M_i(t) - M_{trenja}(t) - M_{tereta}(t) = J_{UK}\,\dot{\omega}_m(t) \tag{4.95}$$

J_{UK} ukupni moment tromosti (motor + teret) na koljenastom vratilu motora, kgm^2

$\dot{\omega}_m$ kutno ubrzanje vratila motora, rad/s^2

M_{tereta} moment tereta, Nm

Moment tereta za automobil računa se prema sljedećoj jednadžbi, [7]:

$$M_{tereta} = C_R \cdot m_v \cdot g\left(r_k / i_{uk}\right) + 0.5 \cdot \rho_{zrak} \cdot C_D \cdot A\left(\pi N/30\right)^2 \cdot \left(r_k / i_{uk}\right)^3 + m_v \cdot g \cdot s \cdot r_k / (100 \cdot i_{uk} \cdot \eta_{mt}) \quad \text{Nm} \qquad (4.96)$$

gdje je C_R koeficijent otpora kotrljanja vozila ($0.012 < C_R < 0.015$), m_v je masa vozila, g je gravitacijsk ubrzanje, r_k je radijus kotača, i_{uk} je ukupni prijenosni omjer između motora i kotača (mjenjač + diferencijal), C_D je aerodinamički koeficijent vozila ($0.3 < C_D < 0.5$), A je prednja čeona površina vozila, m^2, ρ_{zrak} je gustoća okolnog zraka, N je brzina vrtnje motora u min^{-1}, s uspon ceste u postocima, npr, 5%, η_{mt} mehanički gubici u transmisiji (mjenjač + transmisija).

Ukupni prijenosni omjer dobije se množenjem prijenosnog omjera u diferencijalu s prijenosnim omjerom u mjenjaču, $i_{uk} = i_{mj} \cdot i_{dif}$. U simulacijski model ugrađen je petstupanjski mjenjač sa sljedećim stupnjevima prijenosa: $i_{\mathrm{I}} = 3.45$, $i_{\mathrm{II}} = 1.94$, $i_{\mathrm{III}} = 1.28$, $i_{\mathrm{IV}} = 1$ i $i_{\mathrm{V}} = 0.8$. Prijenosni omjer u diferencijalu iznosi $i_{dif} = 3.5$.

Ukupni moment tromosti na koljenastom vratilu (J_{uk}) sastoji se od momenta tereta (J_{tereta}) reduciranog na koljenasto vratilo i momenta tromosti motora (J_{motora}) kojim se obuhvaćaju sve mase u rotaciji koje se odnose na motor (klipni mehanizam + pogon svih pomoćnih uređaja). Prema [65], oni se računaju:

$$J_{tereta} = m_v \left(\frac{r_k}{i_{uk}}\right)^2 \qquad (4.97)$$

$$J_{motora} = \frac{k \cdot P_i}{N^3 \cdot \delta} \qquad (4.98)$$

gdje je P_i indicirana snaga motora u kW, δ stupanj nejednolikosti hoda koji se za motore s unutrašnjim izgaranjem kreće od 1/150.....do 1/300, N je brzina vrtnje motora u min^{-1}, a k je dimenzijski koeficijent koji se izabere iz tablice, [65]. Vrijednost koeficijenta k za četverotaktni motor s četri cilindra iznosi **$0.918 \cdot 10^{-6}$, kgm^2/(kWmin^3).**

4.15 Modeliranje ispušne temperature motora (*engl. Engine exhaust temperature*)

Teorijske osnove koje su primjenjene kod modela za procjenu ispušne temperature (T_5) nalaze se objavljene u referencama [46], [47]. Model se temelji na fundamentalnim zakonima termodinamike *idealnog kružnog procesa* dizelskog motora. **Sabathé (Seilingerov) proces** je *idealni proces* za današnje dizelske motore s direktnim ubrizgavanjem goriva. Ovaj proces detaljnije je objašnjen u poglavlju 2.6. ovog rada i prikazan na slici 2.3. Kod njega imamo izohorno i izobarno dovođenje topline. Specijalni oblik Sabathé procesa je **Ottov proces** kod kojeg se toplina dovodi samo izohorno, dakle pri konstantnom volumenu. Bilo bi poželjno primjeniti Sabathé proces kao osnovu za razvoj modela za estimaciju temperature T_5, no u ovom radu kao osnova poslužio je idealni Ottov proces i to iz dva slijedeća razloga:

1. U svakom koraku simulacije, kod Ottovog procesa računalo mora izračunati *Jakobijanu* dimenzija 3x3, dok kod Sabathé procesa *Jakobijana* ima dimenzije 5x5, što značajno usporava rad računala, pogotovo ako se uzme u obzir da su potrebna najmanja tri koraka iteracije da računalo izračuna temperaturu T_5 sa traženom točnošću, a to je ± 1°C.

2. Maksimalna pogreška kod izračuna temperature T_5 koja može nastati ako koristimo Ottov proces umjesto Sabathé procesa iznosi manje od 3%. To je pokazano u referenci [46] i [47] kada su se kod izračuna temperature T_5 na dizelskom motoru tvornice SCANIA i benzinskom motoru tvornice SAAB koristila oba modela, Ottov i Sabathéov. Maksimalna pogreška estimirane temperature primjenom Ottovog procesa bila je manja od 3% u usporedbi sa temperaturom dobivenom pomoću Sabathé procesa.

Osnovu za model predstavljaju tri nelinearne jednadžbe, objavljene u referencama [46], [51], a koje su izvedene iz Ottovog procesa. Slijedi opis varijabli:

H_d – donja ogrijevna vrijednost goriva

r_c – stupanj kompresije simuliranog dizelskog motora, ova vrijednost iznosi 18.45

p_4 – tlak u usisnom kolektoru

p_6 – tlak u ispušnom kolektoru

T_1 – temperatura na kraju usisnog takta

x_r – udjel zaostalih plinova izgaranja u cilindru

T_4 – temperatura u usisnom kolektoru

T_5 – temperatura ispušnih plinova na izlazu iz motora

$\dot{m}_g$ – protočna masa ubrizganog goriva, [kg/s]

c_{v6} – specifični topliski kapacitet pri konstantnom volumenu za dimne plinove, pri apsolutnom tlaku od 1 bar ima vrijednost između 847.....881 J/kgK

κ_6 – izentropski eksponent za dimne plinove, ima vrijednost 1.33

$$A = \frac{\dot{m}_g \cdot H_d}{\dot{m}_4 + \dot{m}_g} \tag{4.99}$$

$$T_5 = T_1 \cdot \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right)^{1/\kappa_6} \tag{4.100}$$

$$x_r = \frac{1}{r_c} \cdot \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{1}{\kappa_6}} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right)^{-1/\kappa_6} \tag{4.101}$$

$$T_1 = x_r \cdot T_5 + T_4 (1 - x_r) \tag{4.102}$$

Sustav od tri nelinearne jednadžbe, numerički se rješava primjenjujući *Newtonovu metodu* za rješavanje sustava jednadžbi koja je opisana u referenci [35] i [48]. Gornje tri jednadžbe potrebno je napisati u obliku koji je najpogodniji za primjenu Newtonove metode.

$$F_1 = T_1 \cdot \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right)^{1/\kappa_6} - T_5 = 0 \tag{4.103}$$

$$F_2 = \frac{1}{r_c} \cdot \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{1}{\kappa_6}} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right)^{-1/\kappa_6} - x_r = 0 \tag{4.104}$$

$$F_3 = x_r \cdot T_5 + T_4\left(1 - x_r\right) - T_1 = 0 \tag{4.105}$$

Ovaj sustav od tri jednadžbe numerički se rješava tako da se pretpostavi kako prva aproksimacija ima rješenje u blizini početne točke X_0. Budući da se radi o sustavu tri jednadžbe, X_0 nije točka već vektor dimenzija 3x1, $X_0 = [T_{5,0},\ x_{r,0},\ T_{1,0}]^T$, gdje je T oznaka za transponiranu matricu. Prema Newtonovom algoritamu, prva aproksimacija rješenja gornjeg sistema od tri jednadžbe ima oblik,

$T_{5,1} = T_{5,0} + \alpha_0,\ x_{r,1} = x_{r,0} + \beta_0,\ T_{1,1} = T_{1,0} + \gamma_0,$

gdje su α_0, β_0 i γ_0 rješenja sljedećeg sistema od tri jednadžbe [48]

$$\alpha_0 \cdot \frac{\partial F_1}{\partial T_5}(X_0) + \beta_0 \cdot \frac{\partial F_1}{\partial x_r}(X_0) + \gamma_0 \cdot \frac{\partial F_1}{\partial T_1}(X_0) = -F_1(X_0)$$

$$\alpha_0 \cdot \frac{\partial F_2}{\partial T_5}(X_0) + \beta_0 \cdot \frac{\partial F_2}{\partial x_r}(X_0) + \gamma_0 \cdot \frac{\partial F_2}{\partial T_1}(X_0) = -F_2(X_0)$$

$$\alpha_0 \cdot \frac{\partial F_3}{\partial T_5}(X_0) + \beta_0 \cdot \frac{\partial F_3}{\partial x_r}(X_0) + \gamma_0 \cdot \frac{\partial F_3}{\partial T_1}(X_0) = -F_3(X_0)$$

Drugu aproksimaciju dobivamo na isti način:

$X_1 = [T_{5,1},\ x_{r,1},\ T_{1,1}]^T$, $T_{5,2} = T_{5,1} + \alpha_1$, $x_{r,2} = x_{r,1} + \beta_1$, $T_{1,2} = T_{1,1} + \gamma_1$, gdje su α_1, β_1 i γ_1 rješenja slijedećeg sistema od tri jednadžbe;

$$\alpha_1 \cdot \frac{\partial F_1}{\partial T_5}(X_1) + \beta_1 \cdot \frac{\partial F_1}{\partial x_r}(X_1) + \gamma_1 \cdot \frac{\partial F_1}{\partial T_1}(X_1) = -F_1(X_1)$$

$$\alpha_1 \cdot \frac{\partial F_2}{\partial T_5}(X_1) + \beta_1 \cdot \frac{\partial F_2}{\partial x_r}(X_1) + \gamma_1 \cdot \frac{\partial F_2}{\partial T_1}(X_1) = -F_2(X_1) \tag{4.106}$$

$$\alpha_1 \cdot \frac{\partial F_3}{\partial T_5}(X_1) + \beta_1 \cdot \frac{\partial F_3}{\partial x_r}(X_1) + \gamma_1 \cdot \frac{\partial F_3}{\partial T_1}(X_1) = -F_3(X_1)$$

Analogno dobivamo i treću aproksimaciju, a daljnje aproksimacije se prekidaju onog trenutka kada postignemo željenu točnost. Gornje jednadžbe jednostavnije se mogu zapisati pomoću *Jakobijane* (*J*) koja sadrži u sebi sve parcijalne derivacije. Dimenzije ove *Jakobijane* su 3x3 (da se koristio *Sabathé* proces dimenzije bi bile 5x5).

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial T_5} & \frac{\partial F_1}{\partial x_r} & \frac{\partial F_1}{\partial T_1} \\ \frac{\partial F_2}{\partial T_5} & \frac{\partial F_2}{\partial x_r} & \frac{\partial F_2}{\partial T_1} \\ \frac{\partial F_3}{\partial T_5} & \frac{\partial F_3}{\partial x_r} & \frac{\partial F_3}{\partial T_1} \end{bmatrix}}_{J} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \alpha_0 \\ \beta_0 \\ \gamma_0 \end{bmatrix}}_{\Delta X} = \underbrace{\begin{bmatrix} -F_1 \\ -F_2 \\ -F_3 \end{bmatrix}}_{B} \tag{4.107}$$

Vrijednosti i gotovi izrazi svih parcijalnih derivacija prikazani su u dodatku na kraju ovog potpoglavlja. Parcijalne derivacije su ugrađene u algoritam programa. Jednostavan matrični zapis gornjih jednadžbi glasi:

$$J \cdot \Delta X = B \tag{4.108}$$

Rješenje ΔX dobije se množenjem vektora *B* sa inverznom matricom *J*, pa se može pisati:

$$\Delta X = J^{-1} \cdot B \tag{4.109}$$

Vektor ΔX predstavlja razliku između dva koraka iteracije.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} T_{5,n+1} \\ x_{r,n+1} \\ T_{1,n+1} \end{bmatrix}}_{X_{n+1}} = \underbrace{\begin{bmatrix} T_{5,n} \\ x_{r,n} \\ T_{1,n} \end{bmatrix}}_{X_n} + \underbrace{\begin{bmatrix} \alpha_n \\ \beta_n \\ \gamma_n \end{bmatrix}}_{\Delta X}$$

$$X_{n+1} = X_n + \Delta X \tag{4.110}$$

$$X_{n+1} = X_n + J^{-1} \cdot B \tag{4.111}$$

Iteracije se izvršavaju sve dok se ne postigne tražena točnost koja u ovom slučaju iznosi ± 1° C. Programerskim rječnikom rečeno: *" **While** petlja* se u programu izvršava dok se ne postigne tražena točnost, a ona iznosi $T_{5,n+1} = X_{n+1}(1) > \pm 1^{\circ} C$".

U tom trenutku iteracija prestaje i računalo kao izračun na ekranu pokazuje vrijednost temperature $T_{5,n+1}$, odnosno to je vrijednost sa kojom se dalje računa u SIMULINK bloku dizelskog motora. Ovaj je program za izračun temperature T_5 isprogramiran kao *funkcija* u MATLAB-ovom *M-File* i ugrađen u ***Embedded Matlab* blok** u SIMULINK-u. Taj blok u SIMULINK-u nosi naziv *Temp_nova*. Naravno da su se gornje tri jednadžbe mogle riješiti pomoću ugrađene Matlab-ove funkcije za rješavanje nelinearnih jednadžbi koja nosi naziv ***fsolve***. To je i napravljeno, no pokazalo se da vrijeme za izračun jedne simulacije rada kompletnog motora, npr. u trajanju od 60 sekundi traje vremenski jako dugo. Funkcija *fsolve* pokazala se kao jako precizna, ali iznimno spora funkcija koja je najviše usporavala ukupnu simulaciju rada dizelskog motora. Stoga je odlučeno da se za izračun ove temperature razvije vlastiti ciljani program koji koristeći se ***Newtonovom metodom* (metoda tangenti)** vrlo brzo izračuna traženu vrijednost temperature T_5. Poznato je da *Newtonova metoda* u samo dvije ili tri iteracije vrlo brzo konvergira k traženom rješenju. Koristeći vlastito razvijeni algoritam za izračun ove temperature, brzina izvođenja simulacija se smanjila za čak **9 puta**, uz naravno istu preciznost. I na kraju, potrebno je navesti veličine početnih uvjeta sa kojima računalo započinje prvu aproksimaciju. Za temperaturu T_5 usvojila se vrijednost od 650 K, za udjel zaostalih plinova izgaranja usvojila se vrijedost od 3%, te za temperaturu na kraju procesa usisa uzela se vrijednost od 330 K, dakle početni vektor $X_0 = \begin{bmatrix} T_{5,0} & x_{r,0} & T_{1,0} \end{bmatrix}^T$ glasi: $X_0 = \begin{bmatrix} 650 & 0.03 & 330 \end{bmatrix}^T$

<u>Dodatak: Izvedeni izrazi svih parcijalnih derivacija koji čine Jakobijanu i koji su ugrađeni u program:</u>

$$\frac{\partial F_1}{\partial T_5} = -1$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial x_r} = -T_1 \cdot \frac{1}{\kappa_6} \cdot \left(\frac{p_6}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}} \right)^{\frac{1-\kappa_6}{\kappa_6}} \cdot \left(\frac{A}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}} \right)$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial T_1} = \left(\frac{p_6}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_6 - 1}{\kappa_6}} \cdot \left\{ \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}} \right)^{\frac{1}{\kappa_6}} - \frac{1}{\kappa_6} \cdot \frac{1}{T_1} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}} \right)^{\frac{1-\kappa_6}{\kappa_6}} \cdot \left(\frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}} \right) \right\}$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial T_5} = 0$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial x_r} = \frac{1}{r_c} \cdot \frac{1}{\kappa_6} \cdot \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{1}{\kappa_6}} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right)^{\frac{-1-\kappa_6}{\kappa_6}} \cdot \left(\frac{A}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right) - 1$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial T_1} = \frac{1}{r_c} \cdot \frac{1}{T_1^2} \cdot \frac{1}{\kappa_6} \cdot \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{1}{\kappa_6}} \cdot \left(1 + \frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot T_1 \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right)^{\frac{-1-\kappa_6}{\kappa_6}} \cdot \left(\frac{A \cdot (1 - x_r)}{c_{v6} \cdot r_c^{\kappa_6 - 1}}\right)$$

$$\frac{\partial F_3}{\partial T_5} = x_r \; ; \qquad \frac{\partial \mathrm{F}_3}{\partial \mathrm{x}_\mathrm{r}} = T_5 - T_4 \; ; \qquad \frac{\partial F_3}{\partial T_1} = -1 \; ;$$

4.16 Izračun masenog protoka zraka koji ulazi u motor, $\dot{m}_{zrak}$

Za razliku od Ottovih motora, način izračuna protoka zraka kod turbodizelskih motora sa EGR ventilom dosta je složen i odvija se pomoću dviju diferencijalnih jednadžbi kojim se opisuju dinamičke promjene sastava plinova u usisnom i ispušnom kolektoru, pogledati reference [21], [29], [30] [49] i [66]. Pod pojmom *"EGR-plinovi"* ili *"recirkulirani ispušni plinovi"* misli se na protok ($\dot{m}_{egr}$) koji prođe pokraj EGR ventila i uđe u usisni kolektor. Kemijski sastav ovog protoka kod dizelskog i Otto-motora bitno se razlikuju, budući da Otto-motori rade u uskom području oko $\lambda = 1$. Kod dizelskog motora koji radi s viškom zraka, odnosno s vrijednostima faktora zraka većim od jedan ($\lambda > 1$), u sastavu ispušnih plinova, pa samim tim i u sastavu EGR-protoka ima jako puno zraka. Udio zraka u nekim slučajevima može biti i veći od 50%. Znači kod dizelskog motora kad kažemo ispušni plinovi, mi mislimo na mješavinu koja se sastoji od čistog zraka i od produkata izgaranja kao što su to CO_2, O_2, H_2O, N_2, SO_2, CO, NO_x, HC i dizelske čestice (PM). Prema tome, EGR-protok u sebi će sadržavati osim produkata izgaranja i određenu količinu zraka, pa pišemo:

$$\dot{m}_{egr} = \dot{m}_{egr,zrak} + \dot{m}_{egr,pr.izg}$$

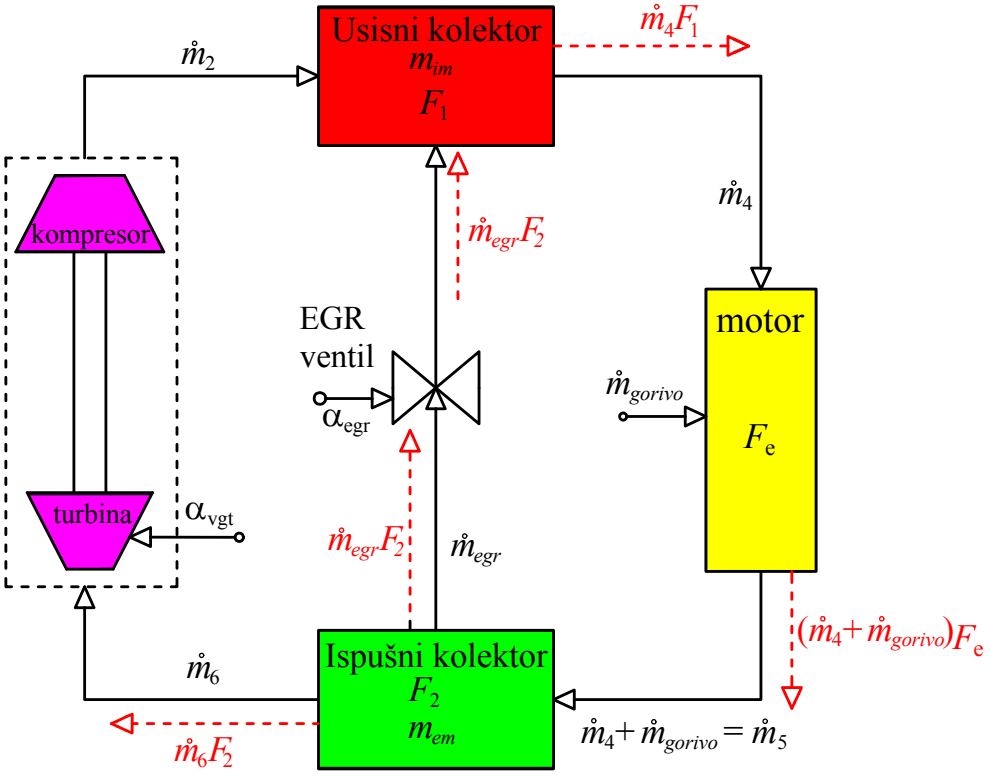
gdje se s indeksom *egr,zrak* označuje udjel zraka u recirkuliranim ispušnim plinovima, a sa *egr,pr.izg* produkti izgaranja. Koliko će biti zraka u protoku $\dot{m}_{egr}$, tj. koliko će biti velik dio $\dot{m}_{egr,zrak}$ ovisi isključivo o λ. Ako je λ velik, udio zraka u ispušnim plinovima, odnosno u EGR-protoku biti će jako velik, čak i do 50%. Ako je λ mali, npr. $\lambda \approx 1.5$, tada će udio zraka biti jako mali, odnosno veličina $\dot{m}_{egr,zrak}$ biti će mala. Stoga, napravili bi veliku pogrešku ako bismo rekli da kod dizelskog motora protočna količina usisanog zraka odgovara protočnoj količini zraka koju dobavi kompresor ($\dot{m}_2$). To se smije jedino pretpostaviti za Ottove motore koji rade u području gdje je $\lambda = 1$. **Dakle, pogrešno je pisati:**

$$\dot{m}_{zrak} = \dot{m}_2$$

Ispravno je pisati:

$$\boxed{\dot{m}_{zrak} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{egr,zrak}}, \qquad (4.112)$$

tj. kod proračuna zraka treba uzeti u obzir količinu zraka koju u usisni kolektor sa sobom donese struja recirkuliranih ispušnih plinova, i koja je sadržana u članu $\dot{m}_{egr,zrak}$.



Slika 4.26 Oznake masenih protoka i protoka dimnih plinova (crvena) koje se koriste kod izračuna količine zraka

Slijedi izvod diferencijalnih jednadžbi kojim se opisuju dinamičke promjene sastava plinova u usisnom i ispušnom kolektoru. Detaljni prikaz ovih diferencijalnih jednadžbi objavljen je u referencama [29], [30], [21], [49], [50] i [51]. Za uspješno modeliranje potrebno je poznavati masene udjele produkata izgaranja u mješavini plinova unutar usisnog i ispušnog kolektora. Ovi maseni udjeli označavaju se redom s F_1 i F_2 (slika 4.26), a definirani su sljedećim omjerima:

$m_{pr.izg,im}$ masa produkata izgaranja u usisnom kolektoru

$m_{pr.izg,em}$ masa produkata izgaranja u ispušnom kolektoru

Usisni kolektor:

F_1: maseni udio produkata izgaranja u mješavini koja nastaje u usisnom kolektoru nakon miješanja dviju struja, $\dot{m}_{egr}$ i $\dot{m}_2$.

$$\boxed{F_1 = \frac{\text{masa produkata izgaranja u usis. kolektoru } (CO_2, O_2, H_2O, N_2, SO_2, CO, NO_x, HC, PM)}{\text{ukupna masa mješavine plinova u usisnom kolektoru}} = \frac{m_{pr.izg,im}}{m_{im}}}$$

Ispušni kolektor:

F_2: maseni udio produkata izgaranja u smjesi koja se sastoji od zraka i plinova izgaranja, a koja izlazi iz cilindra motora nakon otvaranja ispušnih ventila i odlazi u ispušni kolektor

$$\boxed{F_2 = \frac{\text{masa produkata izgaranja u ispuš. kolektoru } (CO_2, O_2, H_2O, N_2, SO_2, CO, NO_x, HC, PM)}{\text{ukupna masa mješavine plinova u ispušnom kolektoru}} = \frac{m_{pr.izg,em}}{m_{em}}}$$

S m_{im} i m_{em} označavaju se ukupne mase mješavine plinova u usisnom i ispušnom kolektoru.

Ove veličine već su definirane jednadžbama (4.50) i (4.67). Zbog boljeg razumijevanja i preglednosti bit će zapisane još jednom (slika 4.26):

$$\frac{d}{dt}m_{im}(t)=\dot{m}_{in}(t)-\dot{m}_{out}(\mathrm{t})=\dot{m}_{egr}(t)+\dot{m}_3(t)-\dot{m}_4(\mathrm{t})=\dot{m}_{egr}(t)+\dot{m}_2(t)-\dot{m}_4(\mathrm{t}) \tag{4.113}$$

jer je $\dot{m}_3(t)=\dot{m}_2(t)$

$$\frac{d}{dt}m_{em}(t)=\dot{m}_{em,in}(t)-\dot{m}_{em,out}(t)=\dot{m}_5(t)-\dot{m}_{egr}(t)-\dot{m}_6(t)=\left(\dot{m}_4(t)+\dot{m}_{gorivo}(t)\right)-\left(\dot{m}_{egr}(t)+\dot{m}_6(t)\right) \tag{4.114}$$

Izvod diferencijalne jednadžbe masenog udjela plinova izgaranja u usisnom kolektoru (dF_1/dt) je kako slijedi:

$$F_1\cdot m_{im}=m_{pr.izg.im} \qquad d/dt$$

$$\dot{F}_1\cdot m_{im}+F_1\cdot\dot{m}_{im}=\dot{m}_{pr.izg.im}$$

$$\dot{F}_1=\frac{\dot{m}_{pr.izg.im}-F_1\cdot\dot{m}_{im}}{m_{im}} \tag{4.115}$$

U izraz (4.115) potrebno je uvrstiti (4.113), te se dobije:

$$\dot{F}_1=\frac{\dot{m}_{pr.izg,im}-F_1\cdot\dot{m}_{egr}-F_1\cdot\dot{m}_2+F_1\cdot\dot{m}_4}{m_{im}} \tag{4.116}$$

U (4.116) sa $\dot{m}_{pr.izg,im}$ označen je maseni protok produkata izgaranja u usisnom kolektoru. Ovaj se protok dobije tako da se primjeni *zakon o konzervaciji mase* na usisni kolektor. On kaže da je promijena mase produkata izgaranja u usisnom kolektoru jednaka razlici masenih protoka produkata izgaranja koji uđu i izađu iz usisnog kolektora. Ako primjenimo oznake označene crvenom bojom za usisni kolektor na sl. 4.26, dobije se izraz:

$$\frac{d}{dt}m_{pr.izg,im}=\dot{m}_{pr.izg,im}=(\dot{m}_{pr.izg,im})_{IN}-(\dot{m}_{pr.izg,im})_{OUT}=F_2\cdot\dot{m}_{egr}-F_1\cdot\dot{m}_4 \tag{4.117}$$

Dobiveni izraz (4.117) uvrsti se u (4.116), te nakon kratkog sređivanja dobije se prva diferencijalna jednadžba pomoću koje se opisuje dinamička promijena masenog udjela ispušnih plinova u usisnom kolektoru.

$$\boxed{\dot{F}_1=\frac{\dot{m}_{egr}\cdot\left(F_2-F_1\right)-F_1\cdot\dot{m}_2}{m_{im}}} \tag{4.118}$$

Ova se diferencijalna jednadžba unutar modela motora koji je izrađen u SIMULINK-u, rješava ugradnjom jednog dodatnog integratora.Vrijednost mase radnog medija u usisnom kolektoru, m_{im} kg, odredi se pomoću *termičke jednadžbe stanja idealnih plinova*, $m_{im}=p_{im}\cdot V_{im}/(R_{im}\cdot T_{im})$. Vrijednosti tlaka p_{im} i temperature T_{im} unutar usisnog kolektora odrede se pomoću prethodno definiranih diferencijalnih jednadžbi u potpoglavlju 4.9. Analogno kao za usisni kolektor, slijedi izvod druge diferencijalne jednadžbe (dF_2/dt) za ispušni kolektor. Polazi se iz definicije masenog udjela produkata izgaranja za ispušni kolektor:

$$F_2\cdot m_{em}=m_{pr.izg,em} \qquad d/dt$$

$$\dot{F}_2\cdot m_{em}+F_2\cdot\dot{m}_{em}=\dot{m}_{pr.izg,em}$$

$$\dot{F}_2 = \frac{\dot{m}_{pr.izg.em} - F_2 \cdot \dot{m}_{em}}{m_{em}} \tag{4.119}$$

U izraz (4.119) potrebno je uvrstiti (4.114), te se dobije:

$$\dot{F}_2 = \frac{\dot{m}_{pr.izg.em} - F_2 \cdot \dot{m}_4 - F_2 \cdot \dot{m}_{gorivo} + F_2 \cdot \dot{m}_{egr} + F_2 \cdot \dot{m}_6}{m_{em}} \tag{4.120}$$

U (4.120) sa $\dot{m}_{pr.izg,em}$ označen je maseni protok produkata izgaranja (to su dimni plinovi bez zraka) u ispušnom kolektoru. Ovaj se protok dobije tako da se primjeni *zakon o konzervaciji mase* na ispušni kolektor. On kaže da je promijena mase produkata izgaranja (d ($m_{pr.izg,\ em}$) / dt) u ispušnom kolektoru jednaka razlici masenih protoka produkata izgaranja koji uđu i izađu iz ispušnog kolektora. Ako primjenimo oznake označene crvenom bojom za ispušni kolektor koje su prikazane na slici 4.26, dobije se:

$$\frac{d}{dt} m_{pr.izg,em} = \dot{m}_{pr.izg,em} = (\dot{m}_{pr.izg,em})_{IN} - (\dot{m}_{pr.izg,em})_{OUT} = F_e \cdot (\dot{m}_4 + \dot{m}_{gorivo}) - (F_2 \cdot \dot{m}_6 + F_2 \cdot \dot{m}_{egr}) \tag{4.121}$$

Dobiveni izraz (4.121) uvrsti se u (4.120), te nakon kratkog sređivanja dobije se druga diferencijalna jednadžba pomoću koje se opisuje dinamička promjena masenog udjela ispušnih plinova u ispušnom kolektoru.

$$\boxed{\dot{F}_2 = \frac{(\dot{m}_4 + \dot{m}_{gorivo}) \cdot (F_e - F_2)}{m_{em}}} \tag{4.122}$$

U izrazu (4.122), F_e označava maseni udjel plinova izgaranja koji napuštaju komoru izgaranja. Ovaj maseni udjel, sastoji se od **zbroja** protoka plinova izgaranja koji su ušli u motor $F_1\dot{m}_4$ (oni ne sudjeluju u izgaranju već samo smanjuju udjel dušićnih oksida u ispuhu) i protoka plinova $\dot{n}_{dp}$ koji su nastali izgaranjem nakon što se u radnom taktu motora u količinu ulaznog zraka $\dot{m}_{zrak}$ ubrizgala količina goriva $\dot{m}_{gorivo}$. Sa indeksom *"dp"* označuju se dimni plinovi

$$F_e = \frac{F_1\dot{m}_4 + \dot{n}_{dp}}{\dot{m}_{gorivo} + \dot{m}_4} \tag{4.123}$$

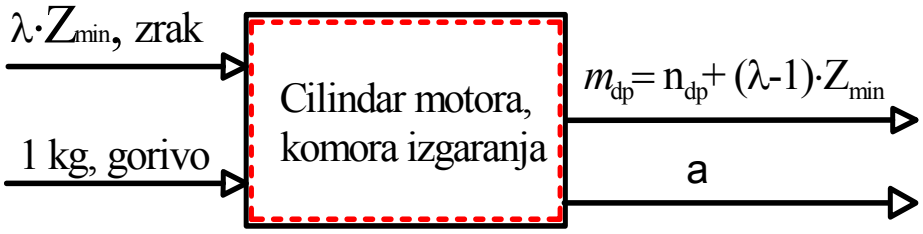
Da bi se izračunala količina dimnih plinova n_{dp} (kg dp po kg goriva), odnosno protok dimnih plinova nastao izgaranjem goriva $\dot{n}_{dp}$ (kg dp / s), potrebno je predznanje iz termodinamike i masenih bilanci izgaranja, reference [16] i [15]. Kod proračuna izgaranja s dizelskim gorivom, uzima se pretežno za jedinicu mase 1 kg, tako da se sastav goriva zadaje preko masenih udjela pojedinih sudionika, kg i po kg G. Maseni udjeli označuju se malim latiničnim slovima, pri čemu c označuje maseni sadržaj ugljika, kg C po kg G, h maseni sadržaj vodika, kg H_2 po kg G, s sadržaj sumpora, kg S po kg G, o sadržaj kisika, kg O_2 po kg G, n dušika, kg N_2 po kg G, w vlage, kg w po kg G, i a označava maseni sadržaj pepela, kg p po kgG.

Prema slici 4.27, masena bilanca izgaranja 1 kg dizelskog goriva glasi:

$$1 + \lambda Z_{\min} = m_{dp} + a \tag{4.124}$$

Pepeo a će se zanemariti kod ovog proračuna, te iz (4.124) dalje slijedi:

$$\boxed{m_{dp} = 1 + \lambda Z_{\min} \qquad \text{kg dp po kg G}} \tag{4.125}$$



Slika 4.27 Masena bilanca izgaranja jednog kilograma dizelskog goriva

Izraz (4.125) kaže da je za izgaranje 1 kg dizelskog goriva potrebno λZ_{min} zraka, kg z po kg G, te da pri tome nastaje količina dimnih plinova m_{dp}, kg dp po kg G. Dimni se plinovi sastoje iz CO_2, H_2O i SO_2 koji nastaju pri izgaranju, nadalje iz dušika koji je doveden zrakom, vlage koja se pojavljuje u obliku vodene pare u dimnim plinovima, a koja se nalazi u gorivu (udio w), te od preostalog kisika koji se uvijek pojavljuje kod rada dizelskog motora, jer se izgaranje uvijek odvija s viškom zraka, $\lambda > 1$. Prema [15] i [16], primjenom reakcijskih jednadžbi može se zapisati:

$$\boxed{m_{dp} = \underbrace{3.666 \cdot \mathrm{c} + 9 \cdot \mathrm{h} + \mathrm{w} + 2\mathrm{s} + \mathrm{n} + 0.768 \cdot \lambda \cdot Z_{min}}_{n_{dp}} + \underbrace{0.232 \cdot (\lambda - 1) \cdot Z_{min}}_{\text{MASENI UDIO KISIKA}} \qquad \text{kg dp po kg G}} \tag{4.126}$$

Količina dimnih plinova m_{dp}, kg dp po kg G, koja nastaje izgaranjem 1 kg goriva, sastoji se od dva dijela. Prvi dio označava se s n_{dp}, te on predstavlja masene udjele ugljika, vodika, sumpora, vlage i dušika. Drugi dio predstavlja maseni udjel preostalog kisika koji nije sudjelovao u procesu izgaranja, jer dizelski motor radi s viškom zraka. Ako maseni udio kisika, koji iznosi $0.232(\lambda - 1)Z_{min}$, podijelimo sa koeficijentom 0.232, dobit ćemo količinu zraka koja izlazi iz dizelskog motora zbog toga što se izgaranje odvija s viškom zraka. Dakle, jednadžbu 4.126 možemo zapisati na slijedeći način:

$$\boxed{m_{dp} = n_{dp} + \underbrace{(\lambda - 1) \cdot Z_{min}}_{\text{MASENI UDIO ZRAKA}} \qquad \text{kg dp po kg G}} \tag{4.127}$$

Izraz (4.125) potrebno je uvrstiti u (4.127), te se tada dobije:

$$1 + \lambda Z_{min} = n_{dp} + (\lambda - 1) \cdot Z_{min} \qquad \text{kg dp po kg G}$$

$$\boxed{(1 + Z_{min}) = n_{dp} \qquad \text{kg dp po kg G}} \tag{4.128}$$

Da bi se izraz (4.128) mogao uvrstiti u (4.123), potrebno je poznavati maseni protok dimnih plinova $\dot{n}_{dp}$, kg/s. Ova se veličina dobije na način da se lijeva i desna strana izraza (4.128) pomnože s $\dot{m}_{gorivo}$. Nakon množenja s $\dot{m}_{gorivo}$ dobije se:

$$\boxed{(1 + Z_{min}) \cdot \dot{m}_{gorivo} = \dot{n}_{dp} \qquad \frac{\text{kg dp}}{\text{kg G}} \cdot \frac{\text{kg G}}{\text{s}} = \frac{\text{kg dp}}{\text{s}}} \tag{4.129}$$

Sada se dobiveni izraz (4.129) može uvrstiti u (4.123):

$$F_e = \frac{F_1 \dot{m}_4 + \dot{n}_{dp}}{\dot{m}_{gorivo} + \dot{m}_4} = \frac{F_1 \dot{m}_4 + (1 + Z_{min}) \cdot \dot{m}_{gorivo}}{\dot{m}_{gorivo} + \dot{m}_4} \tag{4.130}$$

Dobiveni izraz (4.130), kojim se točno određuje maseni udjel plinova izgaranja koji napuštaju komoru izgaranja, F_e, uvrsti se u (4.122). Nakon sređivanja dobije se druga diferencijalna jednadžba pomoću koje se opisuje dinamička promjena masenog udjela ispušnih plinova u ispušnom kolektoru.

$$\boxed{\dot{F}_2 = \frac{F_1\dot{m}_4 + (1+Z_{\min})\dot{m}_{gorivo} - F_2\cdot(\dot{m}_4 + \dot{m}_{gorivo})}{m_{em}} = \frac{F_1\dot{m}_4 + 15.5\cdot\dot{m}_{gorivo} - F_2\cdot\dot{m}_5}{m_{em}}} \quad (4.131)$$

I ova se diferencijalna jednadžba rješava ugradnjom jednog dodatnog integratora u SIMULINK-u. Vrijednost mase radnog medija u ispušnom kolektoru, m_{em} kg, odredi se pomoću *termičke jednadžbe stanja idealnih plinova*, $m_{em} = p_{em}\cdot V_{em}/(R_{em}\cdot T_{em})$. Vrijednosti tlaka p_{em} i temperature T_{em} unutar ispušnog kolektora odrede se pomoću prethodno definiranih diferencijalnih jednadžbi u potpoglavlju 4.10. Diferencijalne jednadžbe $\dot{F}_1$(4.118) i $\dot{F}_2$ (4.131) ugrađene su u model turbodizelskog motora (slika 4.29) i nalaze se u podsistemu broj 10 koji nosi naziv "PROTOK ZRAKA". Rješavanjem diferencijalnih jednadžbi dobiju se vrijednosti F_1 i F_2. Tada za izračun masenog protoka zraka ($\dot{m}_{zrak}$) ostaju dvije mogućnosti s jednakim rezultatom.

1.mogućnost $$\boxed{\dot{m}_{zrak} = (1-F_1)\cdot\dot{m}_4} \quad (4.132)$$

2.mogućnost $$\boxed{\dot{m}_{zrak} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{egr,zrak} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{egr}(1-F_2)} \quad (4.133)$$

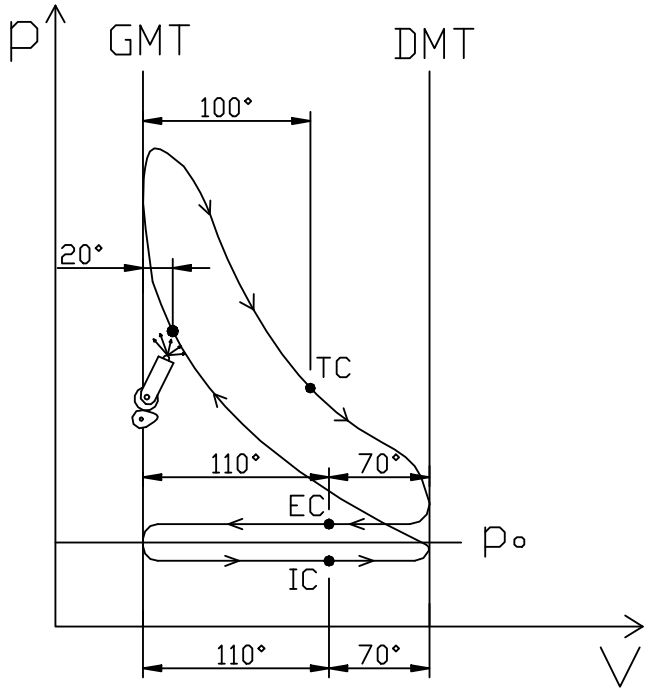
Ovaj izračunati protok zraka, $\dot{m}_{zrak}$ kg/s, koristi se za izračun faktora zraka λ. Faktor zraka se koristi u izrazu (4.86) za izračun indicirane korisnosti i indiciranog momenta motora.

Kod dizelskog motora koji radi s viškom zraka, bila bi napravljena velika pogreška da se nije uzela u obzir ona količina zraka koja se nalazi u recirkuliranim ispušnim plinovima, a koja se miješaja u usisnom kolektoru sa svježom količinom zraka koju dobavi kompresor.

4.17 Kašnjenja signala

Za potrebe regulacije treba uvrstiti kašnjenja pojedinih varijabli stanja u odnosu na centar "proizvodnje" momenta (*engl. torque production center*), vidjeti sliku 4.28. U stručnoj literaturi postoje različiti načini definiranja kašnjenja. Neki autori, poput Minghui Kao i John.J.Moskwa u literaturi [32] vezuju pojedina kašnjenja termodinamičkih veličina uz trenutak zatvaranja usisnog ventila (UZ), odnosno uz trenutak otvaranja ispušnog ventila (IO). Čini se da takav pristup nije sasvim ispravan i da ne opisuje realnu sliku koja se događa unutar motora i to iz posve jednostavnih razloga. Naime, promjena neke termodinamičke veličine stanja u ispušnom kolektoru, bilo da se radi o temperaturi ili tlaku, neće se dogoditi točno u trenutku kada se otvori ispušni ventil (IO), već je potrebno da prođe određeno vrijeme, odnosno da se radilica motora okrene za nekoliko desetaka stupnjeva, dok se ne registrira promjena npr. temperature u ispušnom kolektoru. Isto tako veličine stanja na ulazu, odnosno u usisnom kolektoru, neće biti definirane točno u trenutku kad se usisni ventil zatvori (UZ), već ipak nekoliko desetaka stupnjeva koljenaste osovine (°KO) ranije. Čini se da puno realniji i precizniji pristup kod opisivanja kašnjenja ima L.Guzzella koje je opisano u [17]. Guzzella je definirao točno tri centra i naveo njihove točne pozicije.

Prvi centar naziva se "centar momenta" (*engl. torque center*) i označava se s **TC**. Drugi centar je "centar usisa" (*engl. intake center*). On označava krajnju poziciju u kojoj su sve veličine stanja u usisnom kolektoru točno definirane. Označava se s **IC**. I na kraju, treći centar je "centar ispuha" (*engl. exhaust center*). On simbolizira najraniju poziciju u kojoj dolazi do promjene svih veličina stanja u ispušnom kolektoru.



Slika 4.28 Položaji centara TC, EC, IC i kuta početka ubrizgavanja goriva u p-V dijagramu

Označava se s **EC**. Prema preporuci Horlocka i Winterbone u referenci [32], pozicija "centra momenta" (TC) se nalazi otprilike na udaljenosti **120 °KO** od trenutka ubrizgavanja goriva. Kod modernih dizelskih motora, kod punog opterećenja ubrizgavanje goriva počinje najranije oko 15°KO, odnosno najkasnije oko 6°KO prije GMT. Za potrebe simulacije može se reći da ubrizgavanje počinje 20°KO prije gornje GMT. To znači da se TC nalazi točno 100° KO nakon GMT. "Centar usisa" se nalazi 70° KO prije DMT, odnosno "centar ispuha" se nalazi 70° KO nakon DMT. Pri tome, za potrebe regulacije treba razlikovati pet različitih kašnjenja (*engl. delay*):

<u>Kašnjenje 1</u> kašnjenje ubrizgavanja goriva u odnosu na usisne veličine zraka, temperature i tlaka (*engl. intake air, pressure and temperature to fuel injection*): traje od "centra usisa" do trenutka ubrizgavanja goriva. Označava se s τ_1 . Kut kašnjenja iznosi: $\alpha_1 \approx 70° + (180° - 20°) \approx 230°$. Vrijeme kašnjenja računa se po formuli: $\tau_1 = \alpha_1/\omega_m = 230 \cdot \pi/(180 \cdot \omega)$

Ako se umjesto kutne brzine ω, rad/s, uvrsti brzina vrtnje motora u minuti, kašnjenje iznosi: $\tau_1 = 38.333/N$ s

<u>Kašnjenje 2</u> kašnjenje "proizvodnje" momenta za trenutkom početka ubrizgavanja goriva (*engl. torque production delay*): traje od trenutka ubrizgavanja goriva do "centra momenta". (*engl. fuel injection to mean torque produced*), označava se s τ_2, te predstavalja vrijeme koje je potrebno da koljenasta osovina napravi okretaj od 120°. Vrijeme kašnjenja računa se po formuli: $\tau_2 = \alpha_2/\omega_m = 120 \cdot \pi/(180 \cdot \omega)$. Izraženo preko brzine vrtnje motora, kašnjenje iznosi: $\tau_2 = 20/N$ s

<u>Kašnjenje 3</u> kašnjenje ispušnih veličina zraka, temperature i tlaka za usisnim veličinama (*engl. intake air, pressure and temperature to exhaust delay*): traje od "centra usisa" do "centra

ispuha". Označava se s τ_3 . Kut kašnjenja iznosi: $\alpha_3 \approx 70° + 180° + 180° + 70° \approx 500°$. Vrijeme kašnjenja računa se po formuli: $\tau_3 = \alpha_3 / \omega_m = 500 \cdot \pi / (180 \cdot \omega)$. Ako se umjesto kutne brzine ω, rad/s, uvrsti brzina vrtnje motora u minuti, kašnjenje iznosi: $\tau_3 = 83.3333/N$ s

Kašnjenje 4 — kašnjenje ispuha za ubrizgavanjem goriva (*engl. fuel to exhaust delay*): od trenutka ubrizgavanja goriva do trenutka "centra ispuha". Označava se s τ_4. Kut kašnjenja iznosi: $\alpha_4 \approx 20° + 180° + 70° \approx 270°$. Vrijeme kašnjenja računa se po formuli:

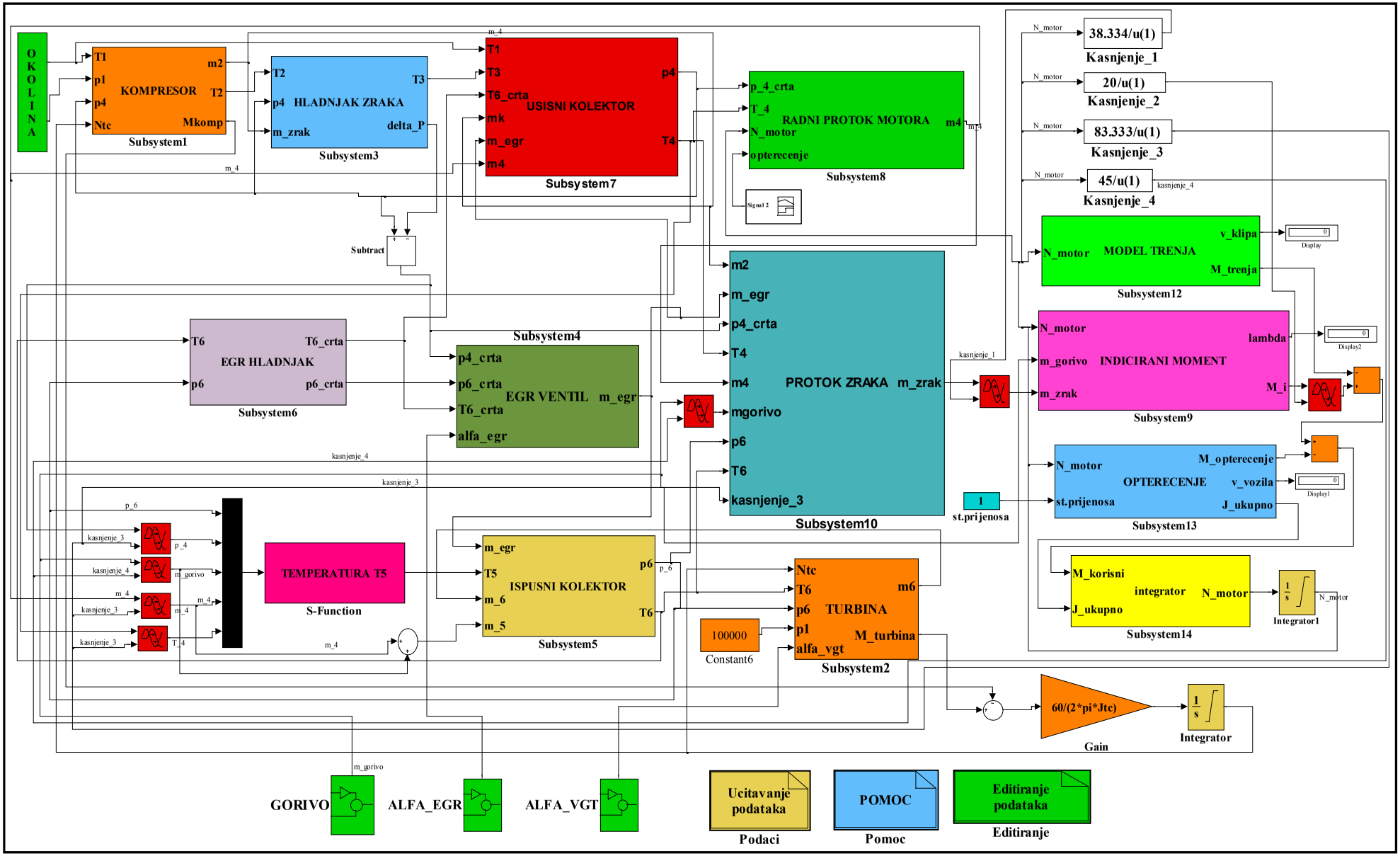
$\tau_4 = \alpha_4 / \omega_m = 270 \cdot \pi / (180 \cdot \omega)$ ili $\tau_4 = 45/N$ s

Način na koji su vremena kašnjenja τ_1 , τ_2 , τ_3 , τ_4 ugrađena u motor prikazan je na slici 4.29 koja prikazuje model motora izrađen u SIMULINK-u. Ispred signala koji kasni nalazi se ugrađen blok koji ima izgled: Blok ima dva ulaza, gornji je namijenjen ulazu varijable, npr. temperature T_4, a donji ulaz namijenjen je ulazu vremena kašnjenja npr. τ_1 ili τ_2 ili τ_3 ili τ_4.

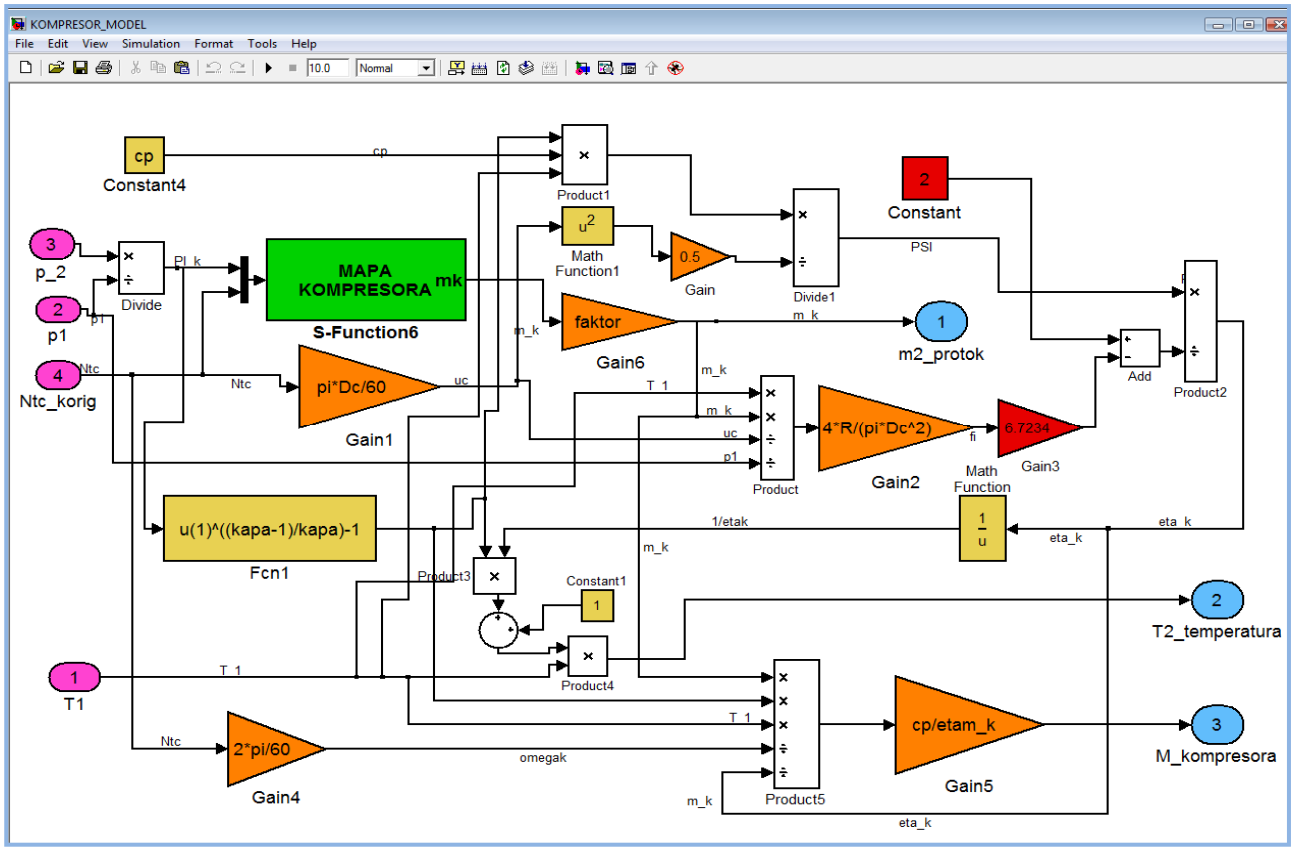
4.18 MVEM model turbodizelskog motora izrađen u SIMULINKU

MVEM model kompletnog turbodizelskog motora s ugrađenim vremenima kašnjenja τ_1, τ_2, τ_3 i τ_4 točno određenih varijabli prikazan je na sljedećoj stranici na slici 4.29. Model se sastoji od 13 podmodela koji su međusobno povezani linijama preko kojih se prenose signali, odnosno informacije o veličini stanja neke varijable. Unutar podmodela ugrađene su diferencijalne jednadžbe, algebarski izrazi, radne mape, vremena kašnjenja i različite konstante koje su potrebne da se neka komponenta motora u potpunosti definira. Na slikama od 4.30 do 4.38 prikazani su različiti podmodeli motora, kao npr. podmodel *kompresora*, podmodel *turbine*, podmodel *ispušnog kolektora*, podmodel *EGR-ventila*, podmodel *protok zraka*, podmodel *mjenjača*, kao i programski kod za izračun izlazne temperature motora pomoću Jakobijane. Ostali podmodeli motora radi uštede prostora neće biti prikazani u radu, a mogu se vidjeti na nosaču digitalnog zapisa koji je priložen uz ovaj rad. Prije pokretanja simulacije, potrebno je učitati podatke kojim se opisuju tehničke karakteristike, radni parametri i konstante svih komponenti od kojih se sastoji dizelski motor. Tehnički podaci su spremljeni u M-file nazvan *podaci.m*. Izgled ove datoteke prikazan je u 6. poglavlju u Prilogu broj 1. Cijelim sustavom se upravlja preko **tri upravljačke veličine**. To su: maseni protok goriva, $\dot{m}_{gorivo}$, te signali α_{egr}, odnosno α_{vgt}, kojima se može mijenjati položaj EGR ventila, odnosno kut nagiba turbinskih lopatica tijekom izvođenja simulacije. Također prikazani model ima mogućnost izbora stupnja prijenosa u mjenjaču vozila, kao i mogućnost simuliranja različitih oblika opterećenja na spojci motora. Broj stupnjeva prijenosa u mjenjaču iznosi pet.

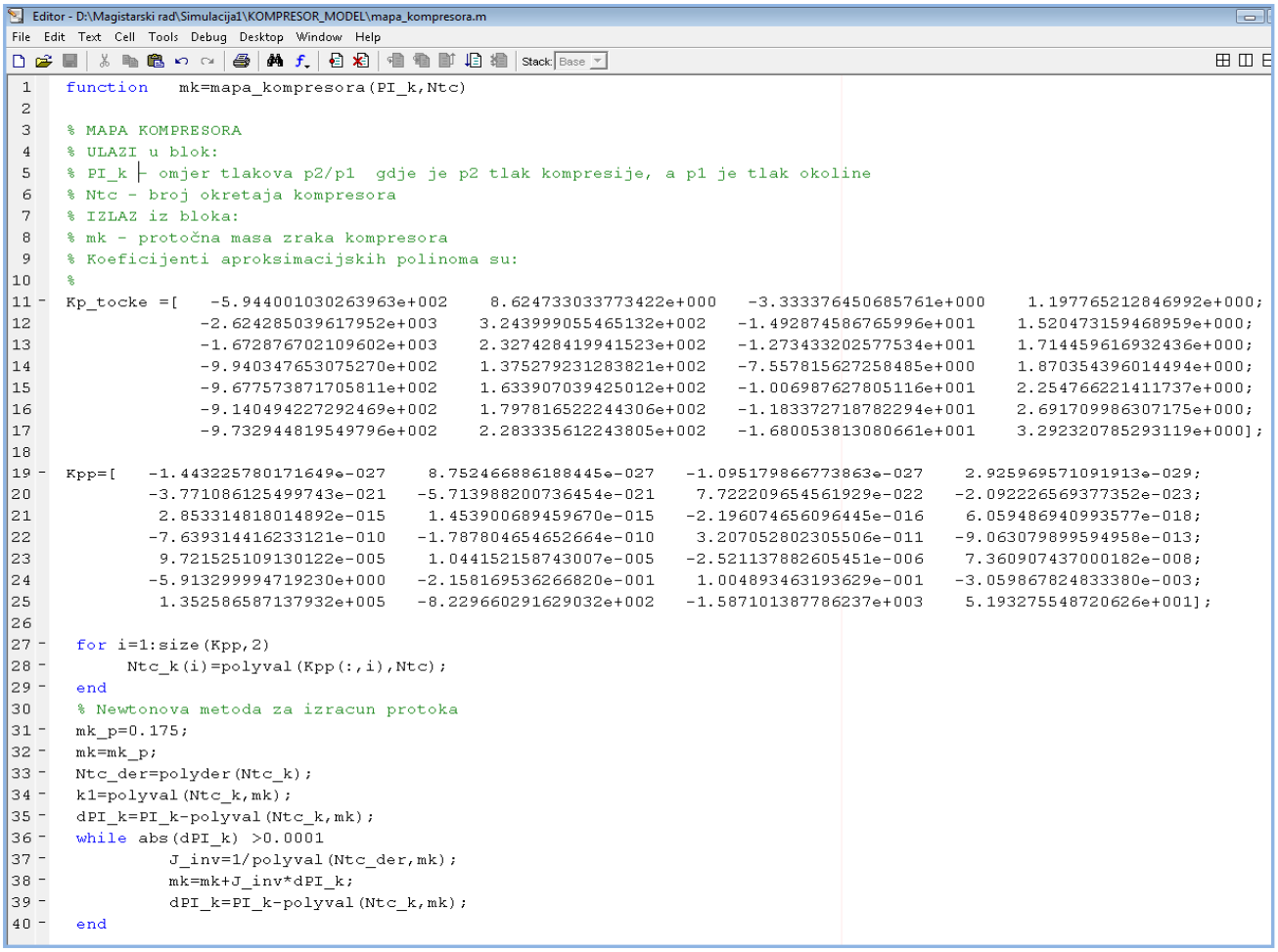
Slika 4.29 MVEM model turbodizelskog motora izrađen u SIMULINKU



4.18.1 Podmodel kompresora izrađen u SIMULINKU



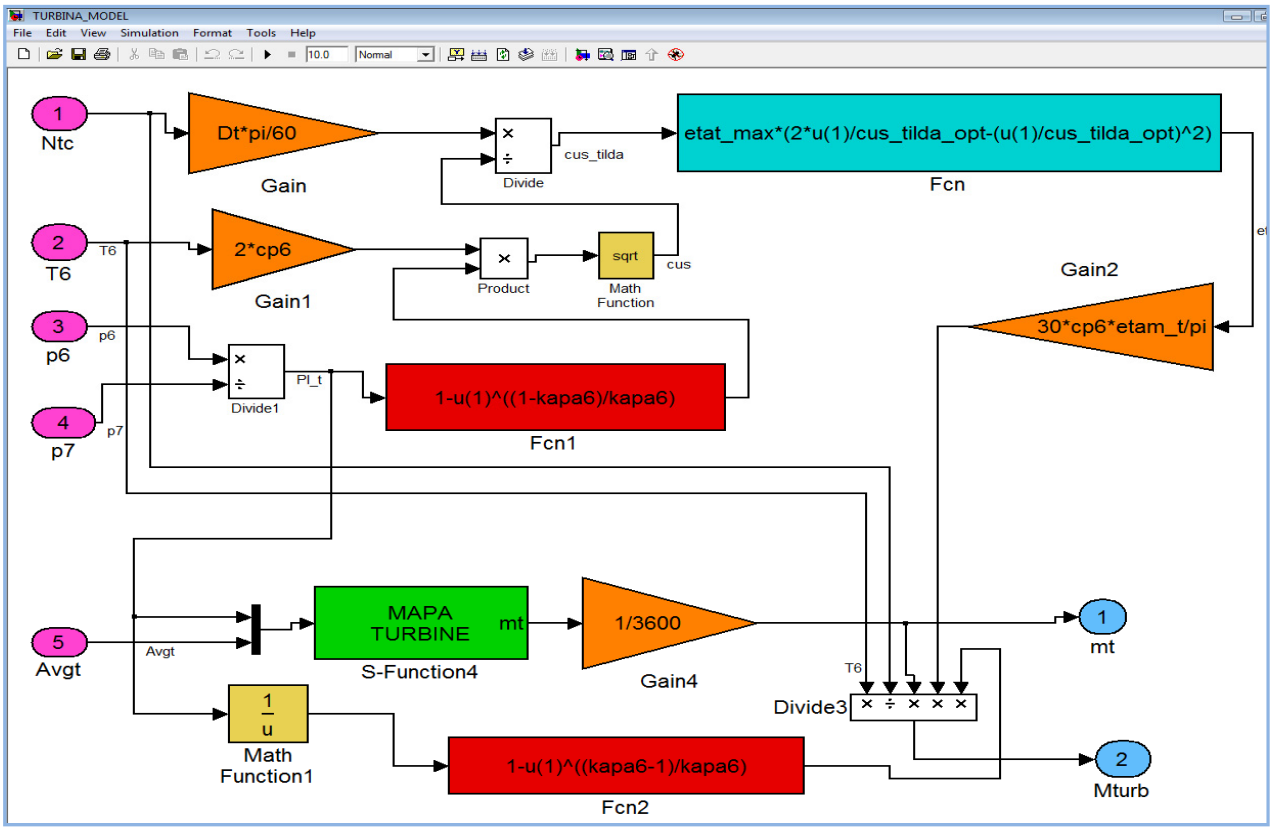
Slika 4.30 Podmodel kompresora izrađen u SIMULINKU




```
function   mk=mapa_kompresora(PI_k,Ntc)

% MAPA KOMPRESORA
% ULAZI u blok:
% PI_k - omjer tlakova p2/p1  gdje je p2 tlak kompresije, a p1 je tlak okoline
% Ntc - broj okretaja kompresora
% IZLAZ iz bloka:
% mk - protočna masa zraka kompresora
% Koeficijenti aproksimacijskih polinoma su:
%
Kp_tocke =[   -5.944001030263963e+002    8.624733033773422e+000   -3.333376450685761e+000    1.197765212846992e+000;
              -2.624285039617952e+003    3.243999055465132e+002   -1.492874586765996e+001    1.520473159468959e+000;
              -1.672876702109602e+003    2.327428419941523e+002   -1.273433202577534e+001    1.714459616932436e+000;
              -9.940347653075270e+002    1.375279231283821e+002   -7.557815627258485e+000    1.870354396014494e+000;
              -9.677573871705811e+002    1.633907039425012e+002   -1.006987627805116e+001    2.254766221411737e+000;
              -9.140494227292469e+002    1.797816522244306e+002   -1.183372718782294e+001    2.691709986307175e+000;
              -9.732944819549796e+002    2.283335612243805e+002   -1.680053813080661e+001    3.292320785293119e+000];

Kpp=[   -1.443225780171649e-027    8.752466886188445e-027   -1.095179866773863e-027    2.925969571091913e-029;
        -3.771086125499743e-021   -5.713988200736454e-021    7.722209654561929e-022   -2.092226569377352e-023;
         2.853314818014892e-015    1.453900689459670e-015   -2.196074656096445e-016    6.059486940993577e-018;
        -7.639314416233121e-010   -1.787804654652664e-010    3.207052802305506e-011   -9.063079899594958e-013;
         9.721525109130122e-005    1.044152158743007e-005   -2.521137882605451e-006    7.360907437000182e-008;
        -5.913299994719230e+000   -2.158169536266820e-001    1.004893463193629e-001   -3.059867824833380e-003;
         1.352586587137932e+005   -8.229660291629032e+002   -1.587101387786237e+003    5.193275548720626e+001];

 for i=1:size(Kpp,2)
      Ntc_k(i)=polyval(Kpp(:,i),Ntc);
 end
 % Newtonova metoda za izracun protoka
 mk_p=0.175;
 mk=mk_p;
 Ntc_der=polyder(Ntc_k);
 k1=polyval(Ntc_k,mk);
 dPI_k=PI_k-polyval(Ntc_k,mk);
 while abs(dPI_k) >0.0001
          J_inv=1/polyval(Ntc_der,mk);
          mk=mk+J_inv*dPI_k;
          dPI_k=PI_k-polyval(Ntc_k,mk);
 end
```

Slika 4.31 Radne točke kompresora programirane u MATLABU

4.18.2 Podmodel turbine izrađen u SIMULINKU



Slika 4.32 Podmodel turbine izrađen u SIMULINKU

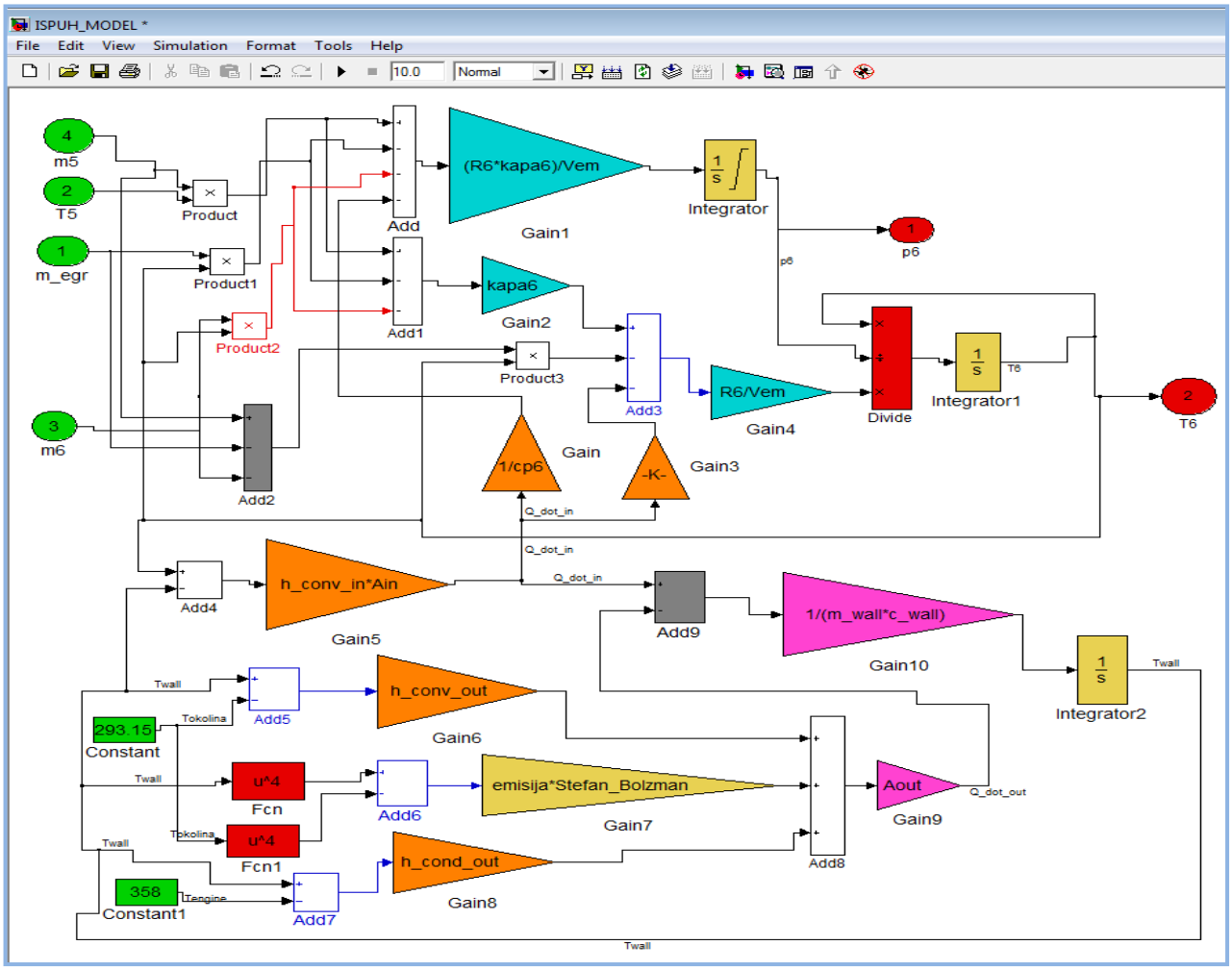
Editor - D:\Magistarski rad\Simulacija1\KOMPRESOR_MODEL\mapa_turbine_prosirena.m

File Edit Text Cell Tools Debug Desktop Window Help

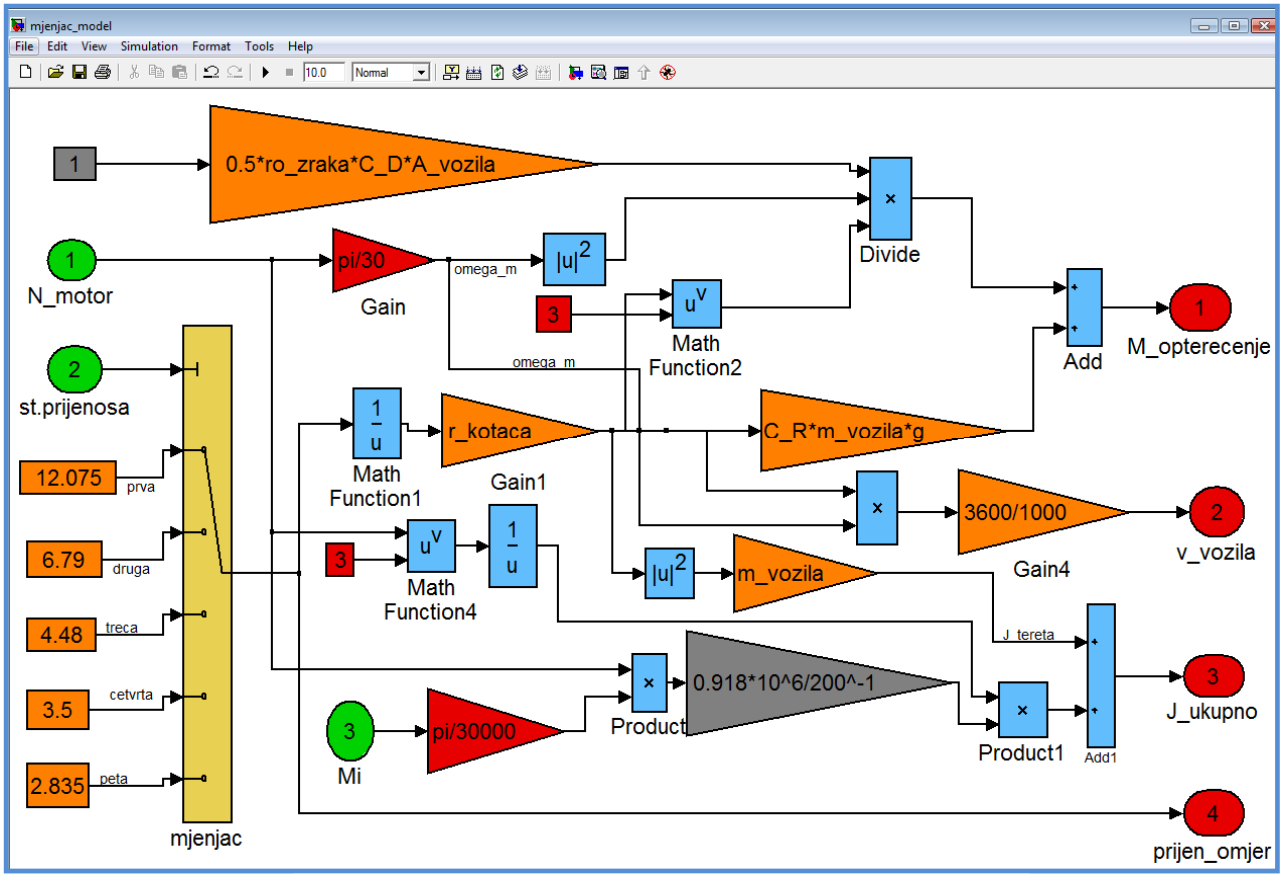
```
1      function   mt=mapa_turbine_prosirena(PI_t,Avgt)
2
3      % MAPA TURBINE
4      % ULAZI U BLOK:
5      % PI_kt - omjer tlakova p6/p7   ;p7 tlak okoline, p6 tlak ispred ulaza u turbinu
6      % Avgt - u postocima od 0 do 1 otvorenost turbine, upravljacki signal za mijenjanje geometrije turbinskih lopatica
7      % IZLAZ IZ BLOKA:
8      % mt - protočna masa dimnih plinova kroz turbinu
9      % IZRACUNATI APROKSIMACIJSKI KOEFICIJENTI POLINOMA SU:
10 -   if PI_t<2
11 -      Kp_tocke=[    4.766582053338064e+001   -2.629816793115177e+002    5.122992923200944e+002   -2.883817254062695e+002;
12                      1.254844342120883e+002   -6.530094203107897e+002    1.180671659221059e+003   -6.272205484462778e+002;
13                      1.133538940427903e+002   -6.229901899283449e+002    1.205950837470069e+003   -6.640514504921067e+002;
14                      1.705285150176215e+002   -9.224045718223960e+002    1.756616104182598e+003   -9.585917000497591e+002;
15                      2.095282009478318e+002   -1.129303638776171e+003    2.136876542107128e+003   -1.152241365826257e+003;
16                      3.251490486293774e+002   -1.713551315727531e+003    3.108149284681459e+003   -1.645811179993697e+003;
17                      3.547026062517667e+002   -1.890679275492505e+003    3.434717778547956e+003   -1.804301135827542e+003];
18
19 -    Kpp=[   -2.701804762394336e+003    1.296138068893817e+004   -2.029339145919326e+004    9.985674363334005e+003;
20              5.346168378663551e+003   -2.582628078697623e+004    4.072713866000151e+004   -2.006664600229789e+004;
21              -3.198346410488830e+003    1.562916779762769e+004   -2.513907772290462e+004    1.250940708807066e+004;
22              8.581025492486702e+002   -4.380087192064393e+003    7.612634760561955e+003   -3.939793980285451e+003;
23              5.122401349456647e+001   -2.782831115149008e+002    5.333566432244344e+002   -2.965081245453406e+002];
24 -   elseif PI_t>=2
25 -     Kp_tocke=[   -2.185314685314763e+000    3.240384615384654e+001    1.025349650349603e+001;
26                    -1.612121212121231e+001    1.063496969696980e+002   -2.395181818181965e+001;
27                    -1.419580419580438e+001    1.040153846153856e+002    1.091398601398477e+001;
28                    -3.317016317016333e+001    2.205689976689986e+002   -8.136013986014126e+001;
29                    -3.272727272727298e+001    2.296500000000014e+002   -5.056545454545664e+001;
30                    -1.680710955710999e+001    1.598250932400956e+002    6.381741258740951e+001;
31                    -1.531177156177227e+001    1.525793123543159e+002    9.424737762237328e+001];
32
33 -    Kpp=[   -4.618237476614709e+002    2.476749581777908e+003   -3.496571148800522e+003;
34              8.430169727994893e+002   -4.633822748389533e+003    6.776682528554381e+003;
35              -3.582364417515271e+002    2.075716446190587e+003   -3.559140378252027e+003;
36              -3.390547025289801e+001    1.910520398442415e+002    3.742353366171804e+002;
37              -4.076545894853887e+000    4.164060162834992e+001    2.141461761634397e-001];
38 -   end
39 -    for i=1:size(Kpp,2)
40 -         Avgt_k(i)=polyval(Kpp(:,i),Avgt);
41 -    end
42 -          mt=polyval(Avgt_k,PI_t);
```

Slika 4.33 Radne točke turbine programirane u MATLABU

4.18.3 Podmodeli ispušnog kolektora i mjenjača izrađeni u SIMULINKU



Slika 4.34 Podmodel ispušnog kolektora izrađen u SIMULINKU



Slika 4.35 Podmodel mjenjača izrađen u SIMULINKU

4.18.4 Programski kod u M-file za izračun ispušne temperature iz motora pomoću Jakobijane

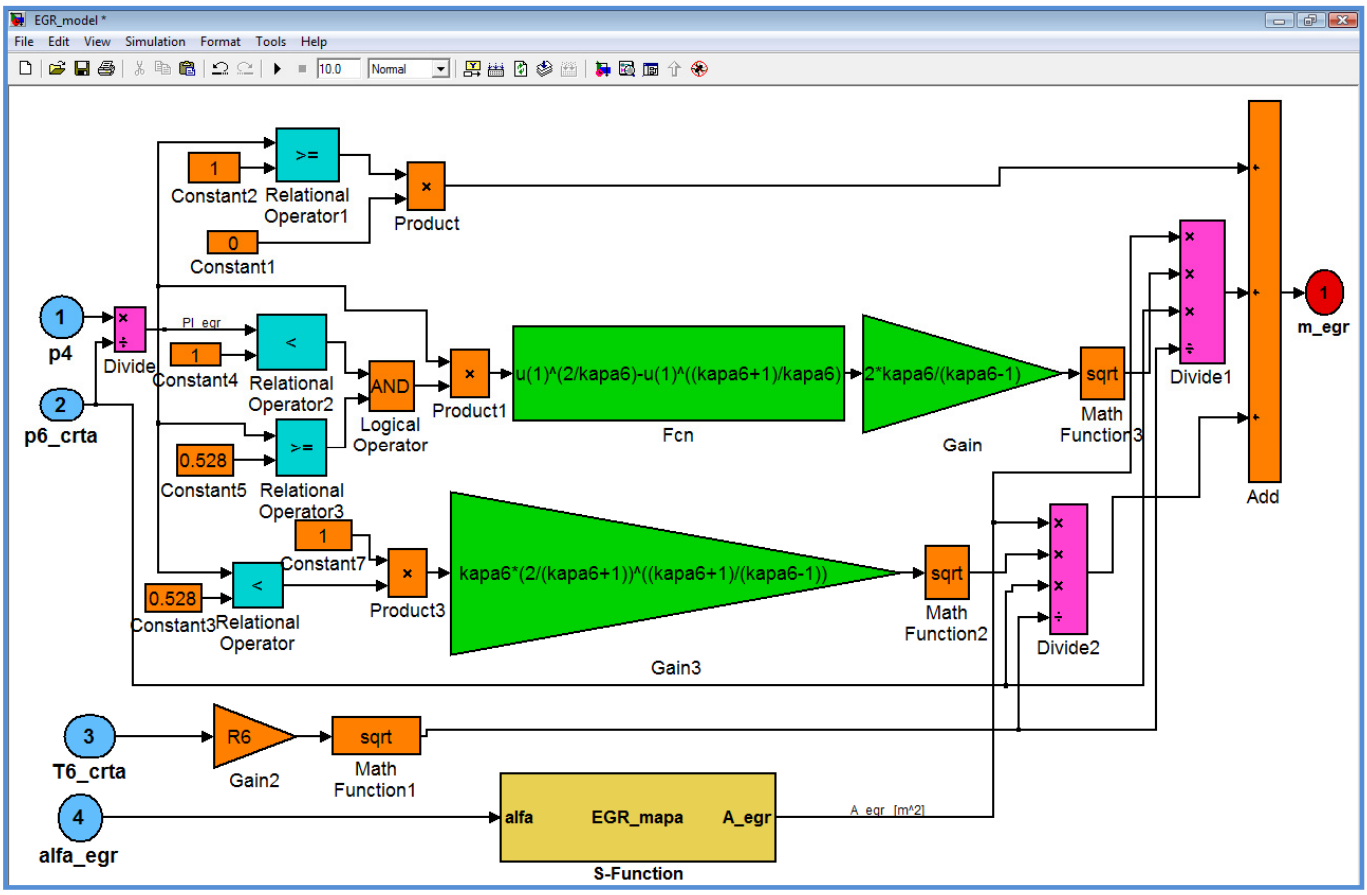
Embedded MATLAB Editor - Block: simulacija15/Temp_nova1

File Edit Text Debug Tools Window Help

```
function y = fcn(u)
% Definiranje ulaza u blok
p_6=u(1);   % 1.499*10^5   Pa;
p_4=u(2);   % 1.388*10^5  Pa;
m_g=u(3);   % 1.25*10^-3 kg/s;
m_4=u(4);   % 0.05699 kg/s;
T_4=u(5);   % 314.8 K;
%Konstante
H_donje=4.25*10^7;  %[J/kg]
cv6=847.94;         %[J/kgK]
kapa6=1.34;
r_c=18.45;          % stupanj kompresije motora
%pocetni uvjeti
T_5=650;   %[K]
x_r=0.03;  % pocetni udjel zaostalih plinova izgaranja je 3%
T_1=320;   % [K]
X=[T_5 x_r T_1]';
J=[-1 -2.4846*10^2 1.0899; 0 -9.8662*10^-1 4.0558*10^-5; 3*10^-2 3.352*10^2 -1];
B=[60.231 -1.7603*10^-3 -4.856]';
dX=inv(J)*B;
while abs(dX(1))>1
   % iteracije primjenom Newtonove metode ('metoda tangente')
   X=X+inv(J)*B;
   T_5=X(1);
   x_r=X(2);
   T_1=X(3);
   %Jednadzbe za izracun temperature ispuha pomocu idealnog Ottovog procesa
   A=m_g*H_donje/(m_4+m_g);
   F1=T_1*(p_6/p_4)^((kapa6-1)/kapa6)*(1+A*(1-x_r)/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))^(1/kapa6)-T_5;
   F2=r_c^-1*(p_6/p_4)^(1/kapa6)*(1+A*(1-x_r)/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))^(-1/kapa6)-x_r;
   F3=x_r*T_5+T_4-x_r*T_4-T_1;
   % izracun parcijalnih jednadzbi
   F1T5=-1;
   F1xr=-T_1*(p_6/p_4)^((kapa6-1)/kapa6)*(kapa6^-1)*(1+A*(1-x_r)/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))^((1-kapa6)/kapa6)*(A/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)));
   F1T1=(p_6/p_4)^((kapa6-1)/kapa6)*((1+A*(1-x_r)/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))^(1/kapa6)-(kapa6)^-1*T_1^-1*(1+A*(1-x_r)/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))^((1-kapa6)/
   F2T5=0;
   F2xr=r_c^-1*(kapa6^-1)*(p_6/p_4)^(1/kapa6)*(1+A*(1-x_r)/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))^((-1-kapa6)/kapa6)*(A/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))-1;
   F2T1=(T_1^-2)*(r_c^-1)*(kapa6^-1)*(p_6/p_4)^(1/kapa6)*(1+A*(1-x_r)/(cv6*T_1*r_c^(kapa6-1)))^((-1-kapa6)/kapa6)*(A*(1-x_r)/(cv6*r_c^(kapa6-1)));
   F3T5=x_r;
   F3xr=T_5-T_4;
   F3T1=-1;
   %formiranje Jacobijane i rjesenje sustava triju jednadzbi
   J=[F1T5 F1xr F1T1; F2T5 F2xr F2T1; F3T5 F3xr F3T1];
   B=[-F1 -F2 -F3]';
   dX=inv(J)*B;
end
y=X;
```

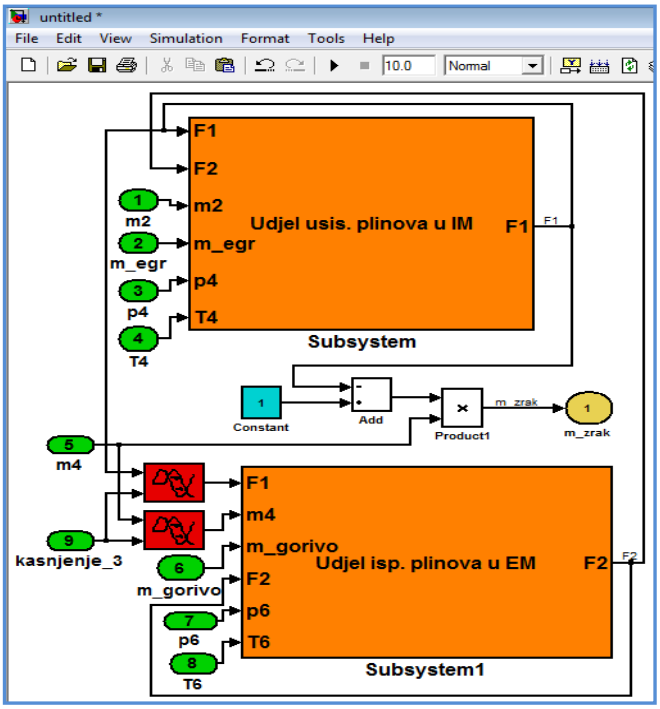
Slika 4.36 Napisan program u M-file za izračun ispušne temperature iz motora pomoću Jakobijane

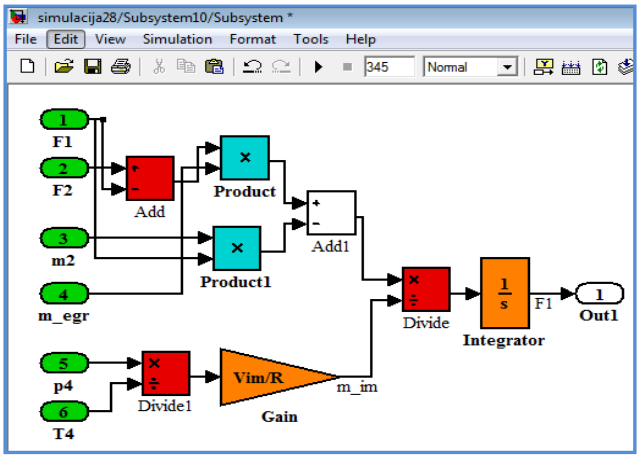
4.18.5 Podmodel EGR-ventila

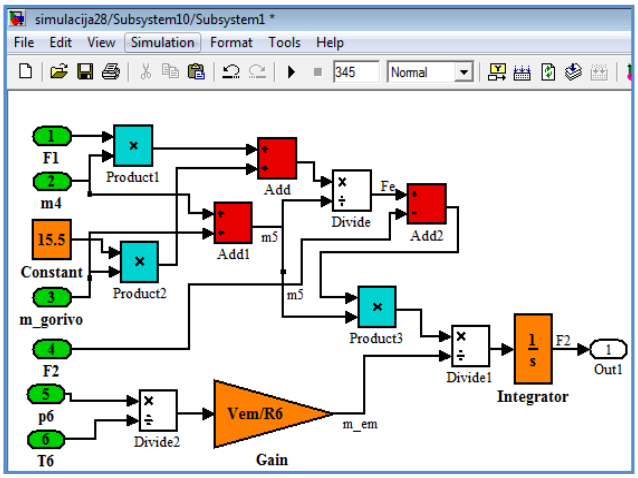


Slika 4.37 Podmodel EGR-ventila izrađen u SIMULINKU

4.18.6 Podmodel protoka zraka i masenih udjela dimnih plinova (F_1 i F_2) izrađen na dvije razine







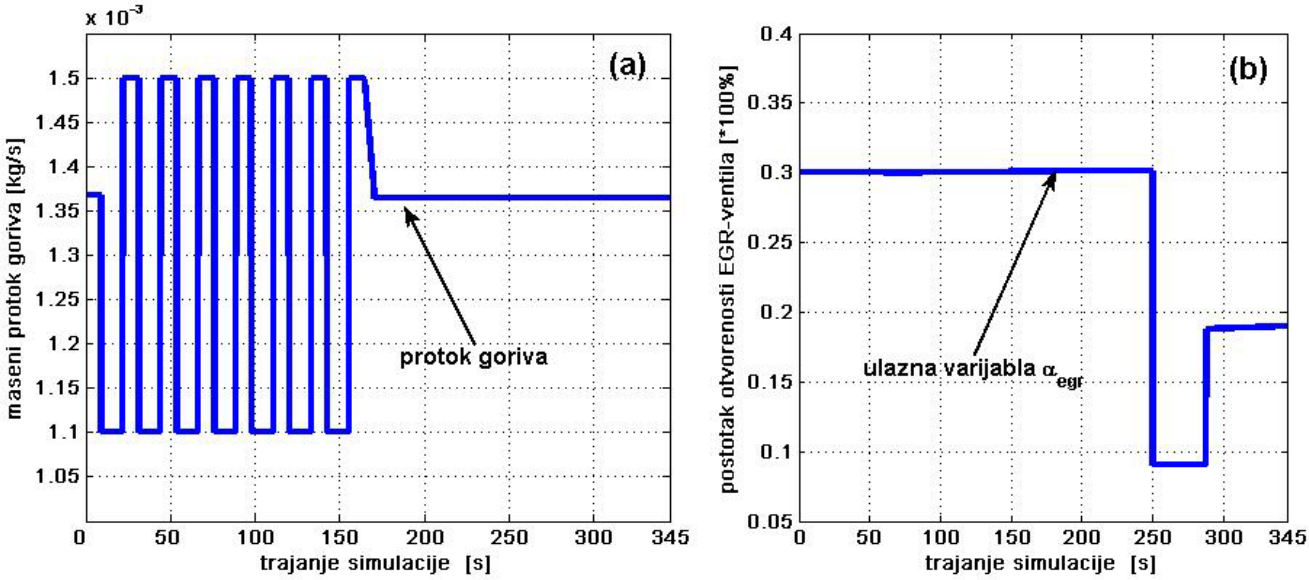
Sl. 4.38 Podmodel protoka zraka i masenih udjela F_1 i F_2 izrađen na dvije razine u SIMULINK-u

4.19 Preliminarni rezultati simulacije turbodizelskog motora

U ovom poglavlju bit će prikazani prvi rezultati triju simulacija turbodizelskog motora. Prikazat će se promjene dinamičkih veličina motora poput tlaka, temperatura u usisnom i ispušnom kolektoru, brzine vrtnje motora i rotora turbopunjača, indicirane korisnosti i indiciranog momenta motora, protok zraka i protok EGR plinova, masenog udjela dimnih plinova u usisnom i ispušnom kolektoru, površine otvorenosti EGR ventila, itd. Sve simulacije izvode se u prvom stupnju prijenosa automobila. U ovom potpoglavlju bilo je potrebno izvršiti intenzivna i detaljna testiranja modela motora, da se dokaže da model motora ispravno reagira na sve poremećajne veličine koje djeluju na njega. Model motora je projektiran da može primiti **četiri** ulazne (poremećajne) varijable koje se ujedno i najčešće pojavljuju kod svakodnevne uporabe dizelskog motora. Ulazne varijable koje djeluju na model motora tijekom njegova ispitivanja su: maseni protok goriva $\dot{m}_{gorivo}$, upravljački signal za promjenu površine otvorenosti EGR-ventila, α_{egr}, upravljački signal za promjenu otvorenosti turbine, α_{vgt} i dodatni vanjski moment koji djeluje na spojku motora, a kojim se simulira dodatno opterećenje koje djeluje na motor, M_{tereta}. Ovim dodatnim opterećenjem može se simulirati broj putnika i težina prtljage u vozilu, uspon po kojem se vozilo kreće, kamp kućica koju vozilo vuče itd.

4.19.1 Rezultati prve simulacije sa dvije ulazne (poremećajne) varijable

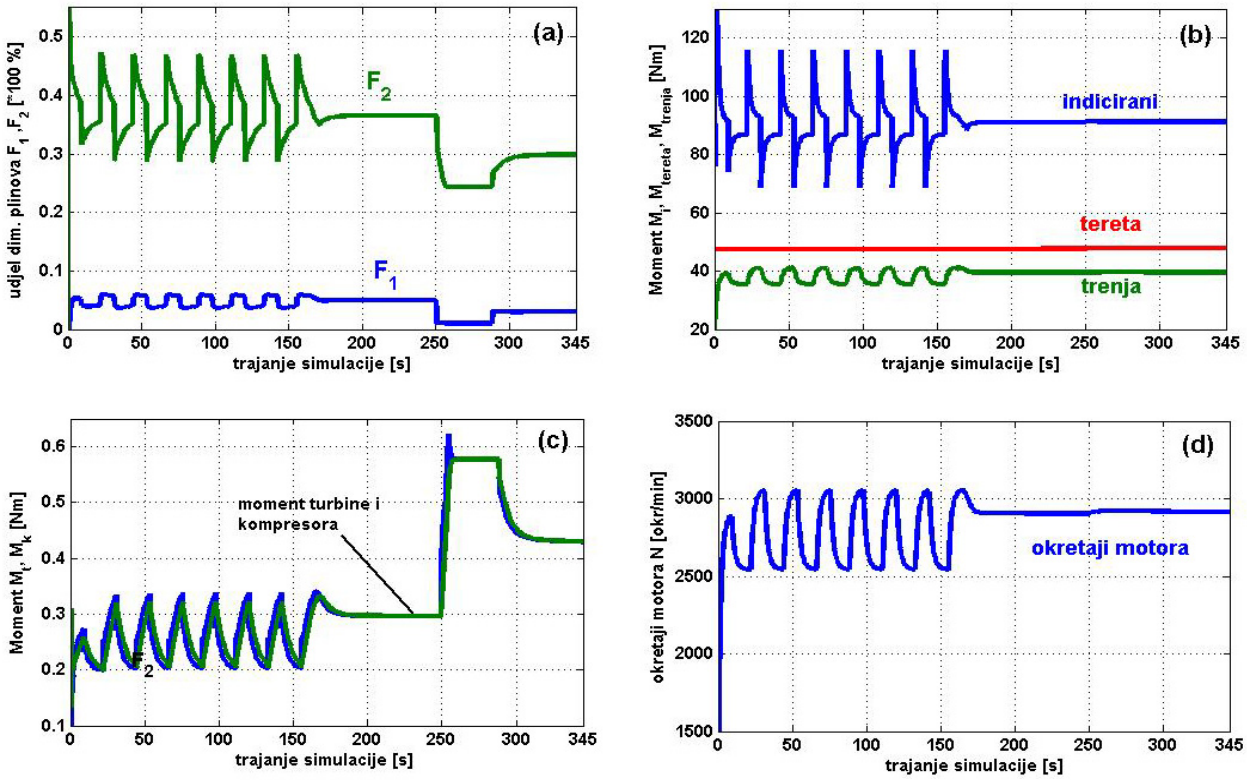
Prva simulacija je jednostavnija, te se kod nje mjenjaju samo dvije veličine, a to su maseni protok goriva i položaj EGR ventila kako to i prikazuje slika 4.39. Vrijednost otvorenosti turbine cijelo se vrijeme drži na konstantnom vrijednosti koja iznosi 0.43. To znači da je turbina 43% otvorena tokom cijelog vremena trajanja simulacije, odnosno α_{vgt} = 0.43. Opterećenje na spojci motora se ne mijenja i drži se na konstantnom vrijednosti u iznosu od 47 Nm, M_{tereta} = 47 Nm. U prvih 155 sekundi trajanja simulacije, signal ubrizganog goriva ima pravokutni oblik (sl. 4.39 a) i kontinuirano se mijenja između vrijednosti od $1.1*10^{-3}$ i $1.5*10^{-3}$, kg/s. Na ovaj se način, promatra reakcija motora na promjenu količine ubrizganog goriva, što uključuje njen utjecaj na brzinu vrtnje motora, promjenu temperauture, protoka i tlaka u usisnom i ispušnom kolektoru itd. U drugom dijelu simulacije, negdje oko 250 sekunde, mijenja se položaj otvorenosti EGR ventila kao što je i prikazano na slici 4.39 b. Prvo se otvorenost ventila smanjuje sa vrijednosti od 30% (α_{egr}



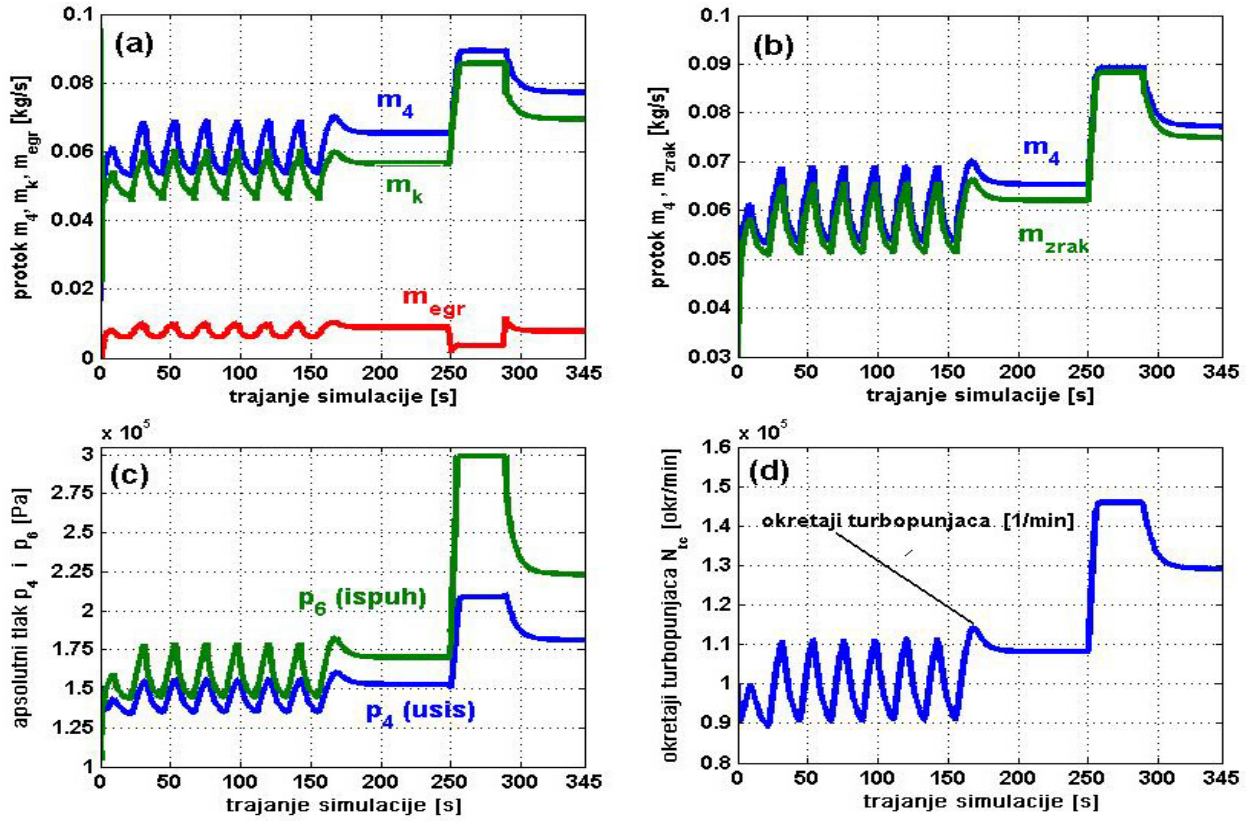
Slika 4.39 (a) ulazni pravokutni signal goriva, (b) ulazni signal EGR-ventila

= 0.3) na vrijednost od 10% (α_{egr} = 0.1), a nakon 30 sekundi rada, vrijednost otvorenosti EGR ventila ponovno se vraća na iznos od 20% (α_{egr} = 0.2). Na ovaj način promatramo da li motor ispravno reagira na otvaranje i zatvaranje EGR ventila, te se promatra utjecaj promijene položaja EGR ventila na promijenu brzine vrtnje turbopunjača, tlaka, protoka, temperature, faktora zraka itd.

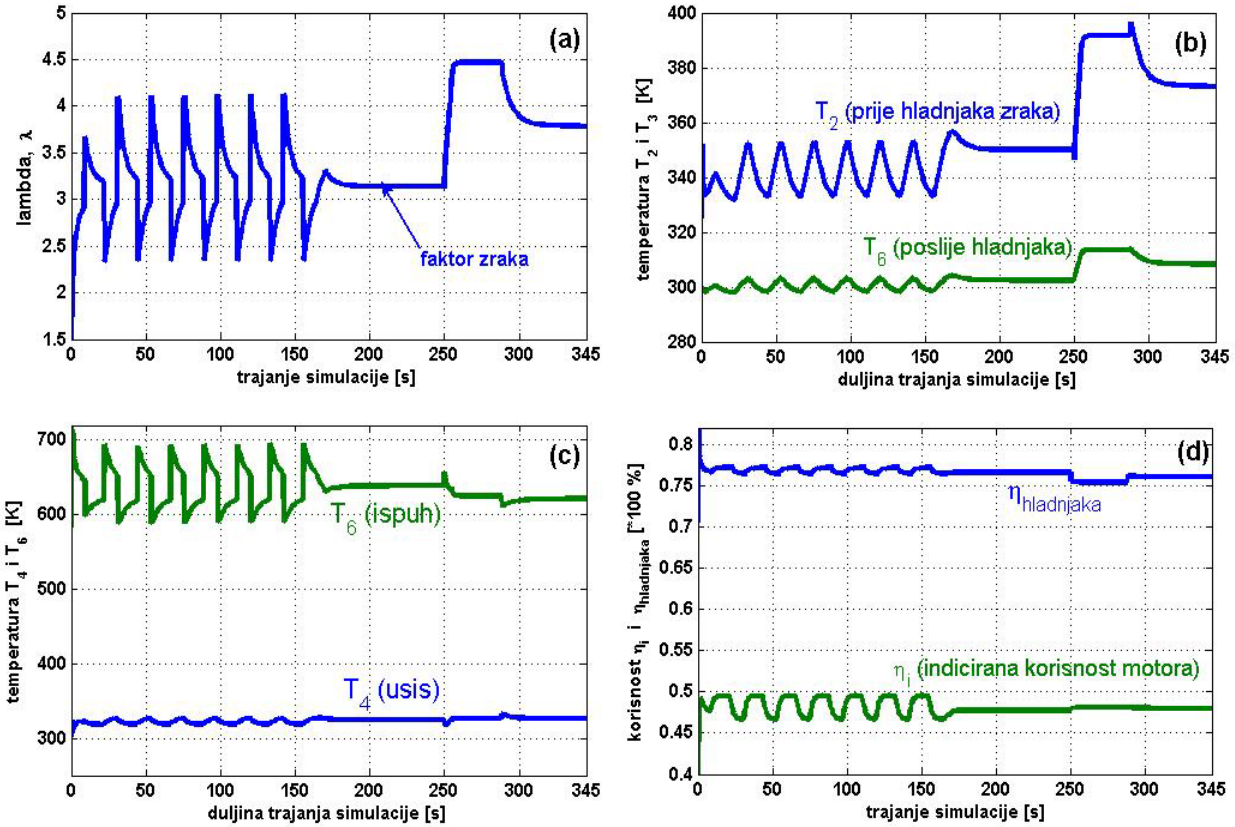
Rezultati prve simulacije u trajanju od 345 sekundi iznose:



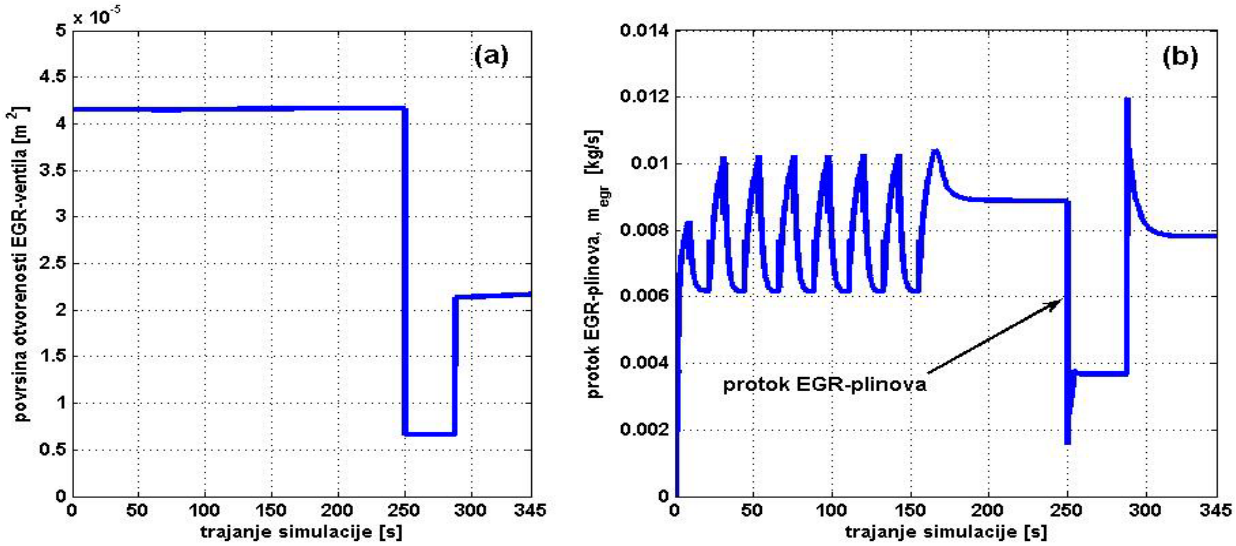
Slika 4.40 (a) maseni udjel dimnih plinova F_1 i F_2, (b) momenti tereta, trenja i indicirani moment motora, (c) momenti turbinskog i kompresorskog kola, (d) brzina vrtnje



Slika 4.41 (a) ukupan maseni protok, protok kompresora i EGR plinova, (b) ukupan maseni protok i protok zraka, (d) apsolutni tlak u ispuhu i usisu, (d) brzina vrtnje turbopunjača



Slika 4.42 (a) faktor viška zraka, (b) promijena temperatura zraka prije i poslije hladnjaka stlačenog zraka, (c) temperatura radnog medija u ispuhu i usisu, (d) indicirana korisnost motora i iskoristivost topline



Slika 4.43 (a) površina otvorenosti EGR-ventila, m^2, (b) maseni protok EGR-plinova u usisni kolektor, kg/s

<u>Komentar rezultata simulacije:</u>

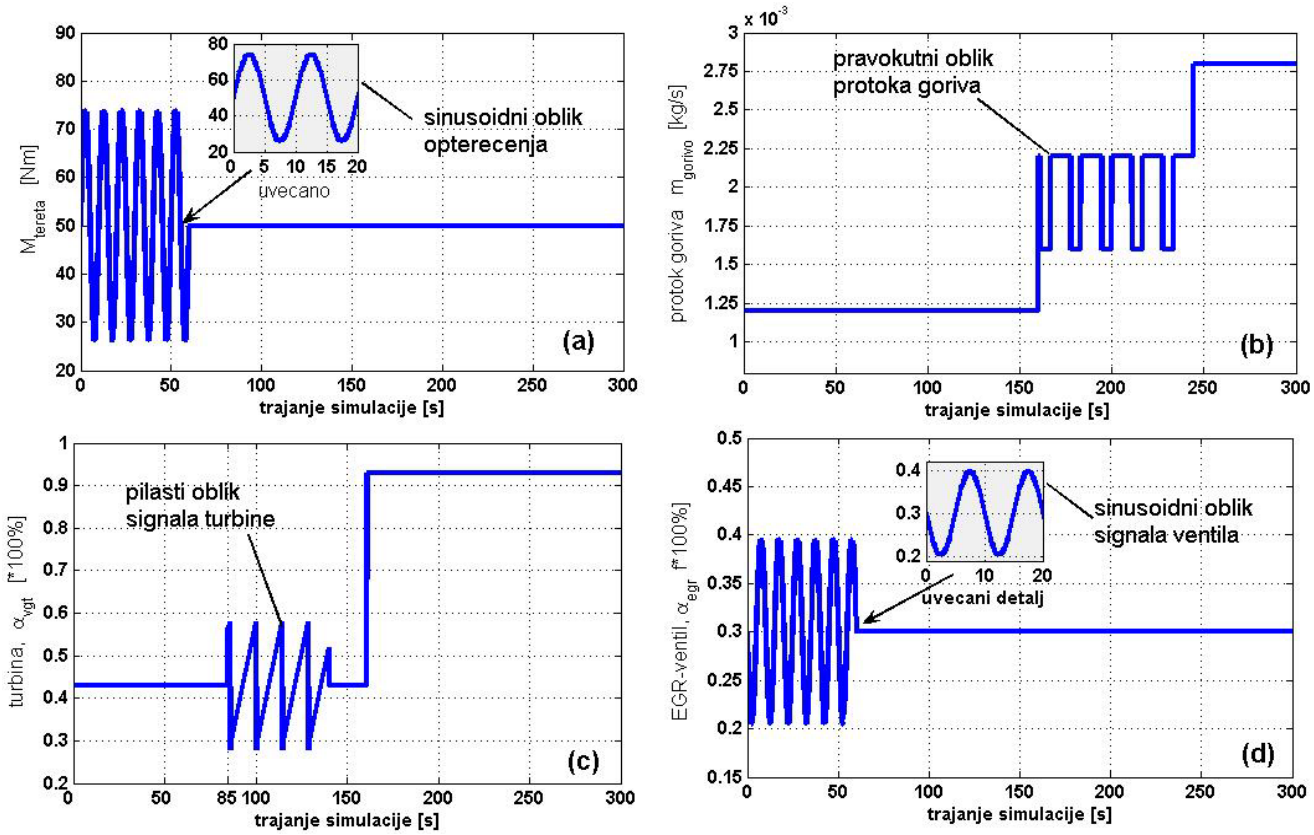
Model dizelskog motora pravilno reagira na oba dva ulazna signala. U prvih 150 sekundi na svim se prikazanim slikama mogu uočiti velike oscilacije svih promatranih varijabli kao reakcija na pravokutni oblik ubrizgavanja goriva. Nema nikakvih prekida simulacije, te solver koji rješava diferencijalne jednadžbe ne nailazi na nikakve poteškoće sa *derivabilnosti, neprekinutosti*, *pregibima* i *lokalnim ekstremima* raznih funkcija. Nakon toga motor ulazi u stacionarno stanje te se vrijednosti svih varijabli smire. Ponovno, u 250 sekundi model motora ispravno reagira na ulazni signal koji dolazi sa EGR-ventila. Na slici 4.43 b vidi se ispravna reakcija masenog protoka dimnih plinova kroz EGR-ventil. Vrijeme trajanja simulacije u iznosu od 345 sekundi izvodi se vrlo brzo (brže od realnog vremena) na prosječnom kućnom računalu, te je kao solver

odabrana funkcija ***ode23 (metoda Bogacki-Shampine).*** Kao alternativa za solver može se koristit i funkcija ***ode45 (metoda Domand-Prince)***, iako ju je bolje izbjegavati zbog problema s lokalnim ekstremima.

4.19.2 Rezultati druge simulacije sa četiri ulazne varijable

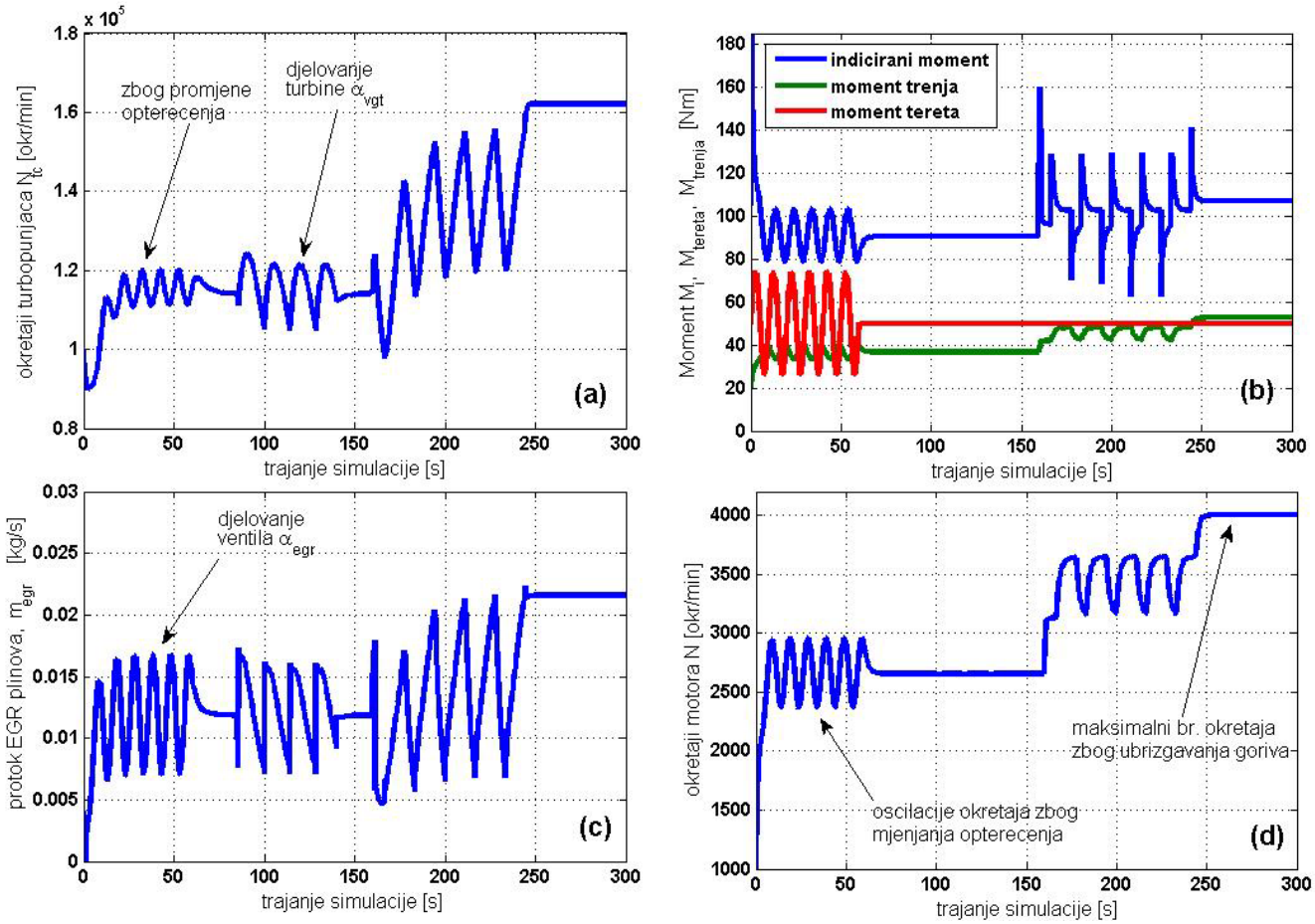
Druga simulacija je znatno složenija, te ima za cilj testiranje matematičkog modela dizelskog motora u dinamičnim uvjetima rada. Ovom će se simulacijim dokazati sposobnost matematičkog modela da može simulirati rad motora u složenim uvjetima rada. Cilj je testiranja dokazati ispravnost modeliranja matematičkog modela, te pokazati kako solver *ode23* nema problema sa izračunima diferencijalnih jednadžbi kad se više ulaznih složenih varijabli istodobno mijenja. Model se pobuđuje s četiri ulazne varijable različitog oblika, i to *pravokutnog*, *pilastog* i *sinusoidnog*. Važno je uočiti da li motor ispravno reagira na promijenu ulaznih upravljačkih varijabli koje se primjenjuju kod svih modernih turbodizelskih motora. Ako reakcije motora budu ispravne, tada se model može primjeniti za sve regulacijske zadatke. Ukupno vrijeme trajanja ove simulacije iznosi 300 sekundi. U prvih 60 sekundi model motora se pobuđuje sa dvijema ulaznim varijablama koje imaju *sinusoidni* oblik. Prva varijabla je vanjsko opterećenje čija se amplituda mijenja od maksimalne vrijednosti 74 Nm do minimalne vrijednosti od 26.22 Nm, slika 4.44(a). Nakon 60 sekunde, opterećenje se ne mijenja i poprima konstantnu vrijednost od 50 Nm. Druga ulazna varijabla u model motora je signal EGR ventila, α_{egr}. On isto ima *sinusoidni* oblik, ali se nalazi u protufazi sa signalom opterećenja, slika 4.44(d). To znači kad se opterećenje povećava EGR ventil se zatvara, kad se opterećenje smanjuje EGR ventil se otvara. Tako je to i u svakodnevnom upotrebi dizelskog motora. Kad malih opterećenja i malih brzina vrtnje EGR ventil je dosta otvoren, dok se s rastom opterećenja EGR ventil zatvara. Amplituda EGR ventila se mijenja od α_{egr} = 0.4 (40% otvoren) do α_{egr} = 0.2 (20% otvoren). Nakon 60 sekunde signal sa EGR ventila drži se na konstantnom vrijednosti od α_{egr} = 0.3 (30% otvoren) i ne sudjeluje više u pobuđivanju motora. Od 85 do 140 sekunde motor se pobuđuje signalom sa VGT turbine koji ima *pilasti* oblik frekvencije 0.07, slika 4.44(c). To znaći da se unutar vremenskog perioda od 14 sekundi površina otvorenosti turbine linearno mijenja sa vrijednosti od 28% (α_{vgt} = 0.28) na vrijednost 58% (α_{vgt} = 0.58). Nakon toga turbina se trenutno zatvara ponovno na vrijednost od 28%. U 160 sekundi turbina se otvara na vrijednost od 93% (α_{vgt} = 0.93) i njena vrijednost više se ne mijenja sve do kraja simulacije. Četvrta ulazna varijabla je maseni protok goriva, slika 4.44(b). Prvih 160 sekundi protok goriva je konstantan i iznosi 0.0012 kg/s. Od 160 sekunde do 245 sekunde motor se pobuđuje *pravokutnim* oblikom signala ubrizganog goriva čija se vrijednost mijenja od 0.0016 do 0.0022 kg/s. U 245 sekundi u motor se ubrizgava velika količina goriva u iznosu od 0.0028 kg/s koja bi trebala ubrzati motor na brzinu vrtnje od oko 4000 okr/min. Na donjoj slici 4.44 prikazane su četiri ulazne varijable u model motora. Na sl. 4.44(a) prikazan je *sinusoidni* oblik promjene opterećenja, na sl. 4.44(b) prikazana je ulazna varijabla signala masenog protoka goriva, $\dot{m}_{gorivo}$, na kojoj se može uočiti *pravokutni* oblik ove varijable, na sl. 4.44(c) može se uočiti *pilasti* oblik signala turbine α_{vgt}, a na sl. 4.44(d) prikazan je sinusoidni oblik pobudnog signala EGR-ventila, α_{egr}. Za složeni matematički model dizelskog motora koji se sastoji od raznih funkcija, diferencijalnih i algebarskih jednadžbi, tablica sa mjernim podacima itd, važno je ispitati da li odabrani solver u SIMULINK-u (*ode2*3) bez značajnih poteškoća može simulirati ovakvo složeno ponašanje motora.

Ulazni signali goriva, EGR ventila, VGT turbine i opterećenja imaju slijedeći oblik:

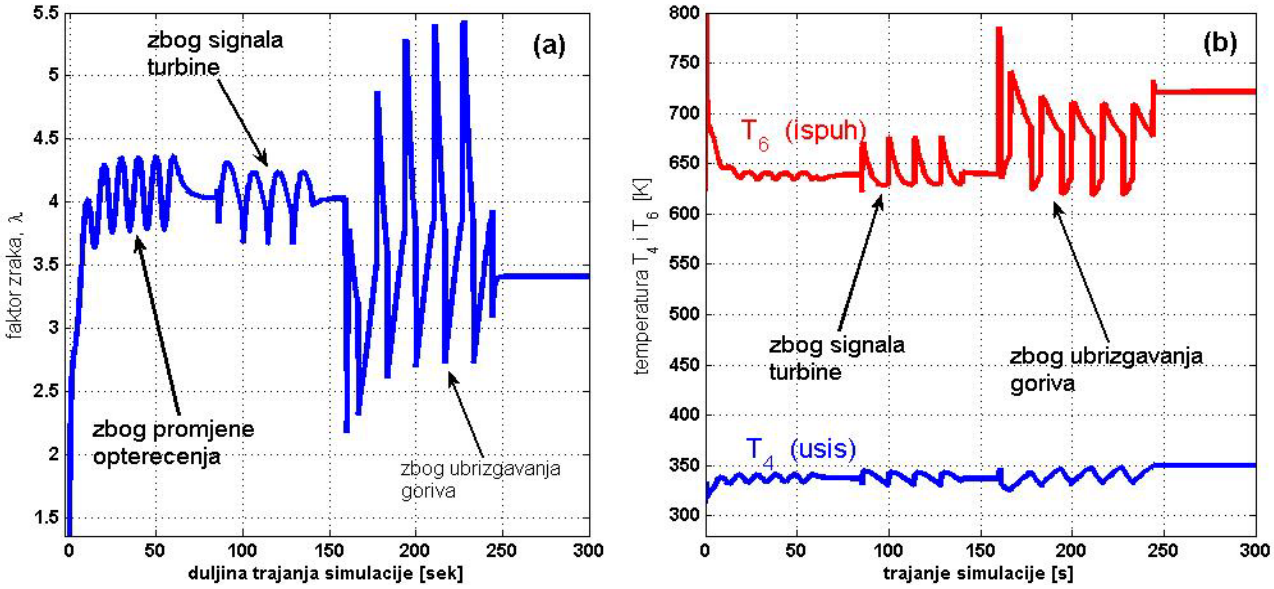


Slika 4.44 Četiri ulazne varijable u model motora: (a) opterećenje, (b) gorivo, (c) VGT-turbina, (d) EGR-ventil

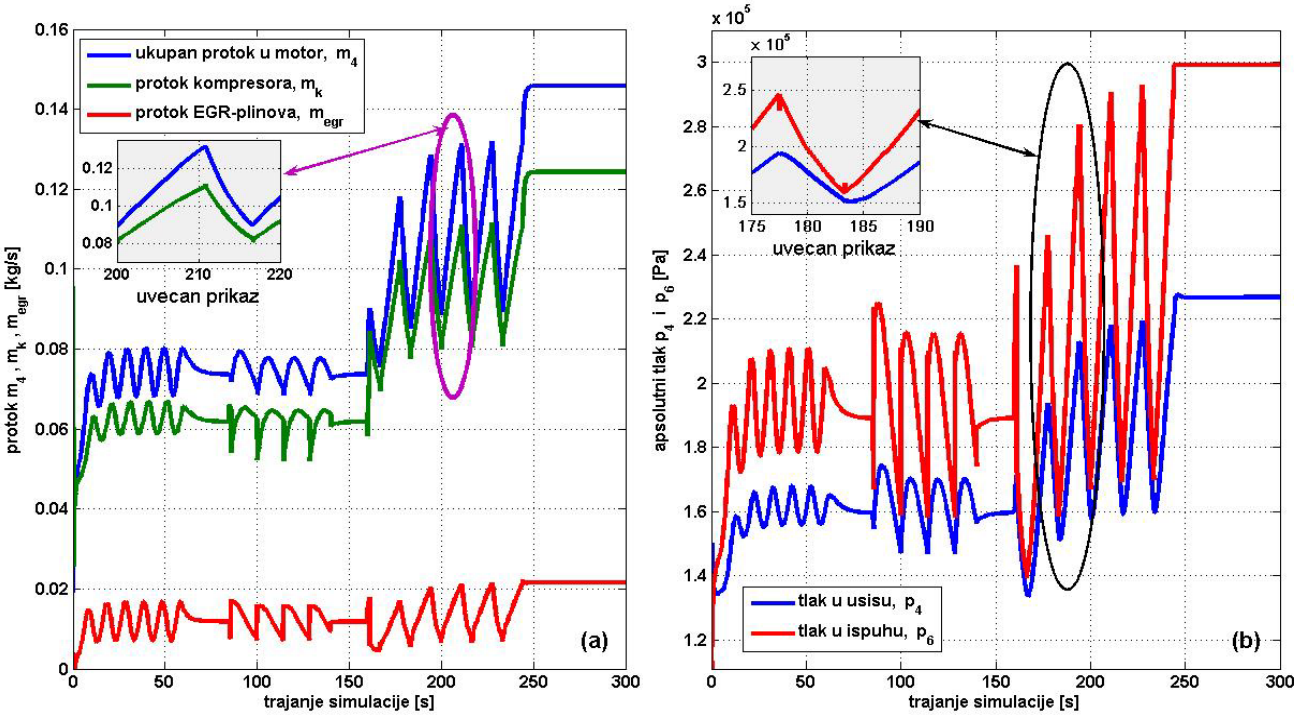
Rezultati druge simulacije u trajanju od 300 sekundi iznose:



Slika 4.45 (a) okretaji turbopunjača, (b) indicirani moment, moment tereta i trenja, (c) maseni protok EGR plinova, (d) brzina vrtnje motora



Slika 4.46 (a) faktor viška zraka λ, (b) temperatura plinova u ispuhu (T_6) i temperatura radnog medija u usisu (T_4)



Slika 4.47 (a) ukupni maseni protok radnog medija u motor m_4, protok zraka kroz kompresor m_k i protok EGR dimnih plinova m_{egr}, (b) tlak radnog medija u usisnom(p_4) i ispušnom

<u>Komentar rezultata simulacije:</u>

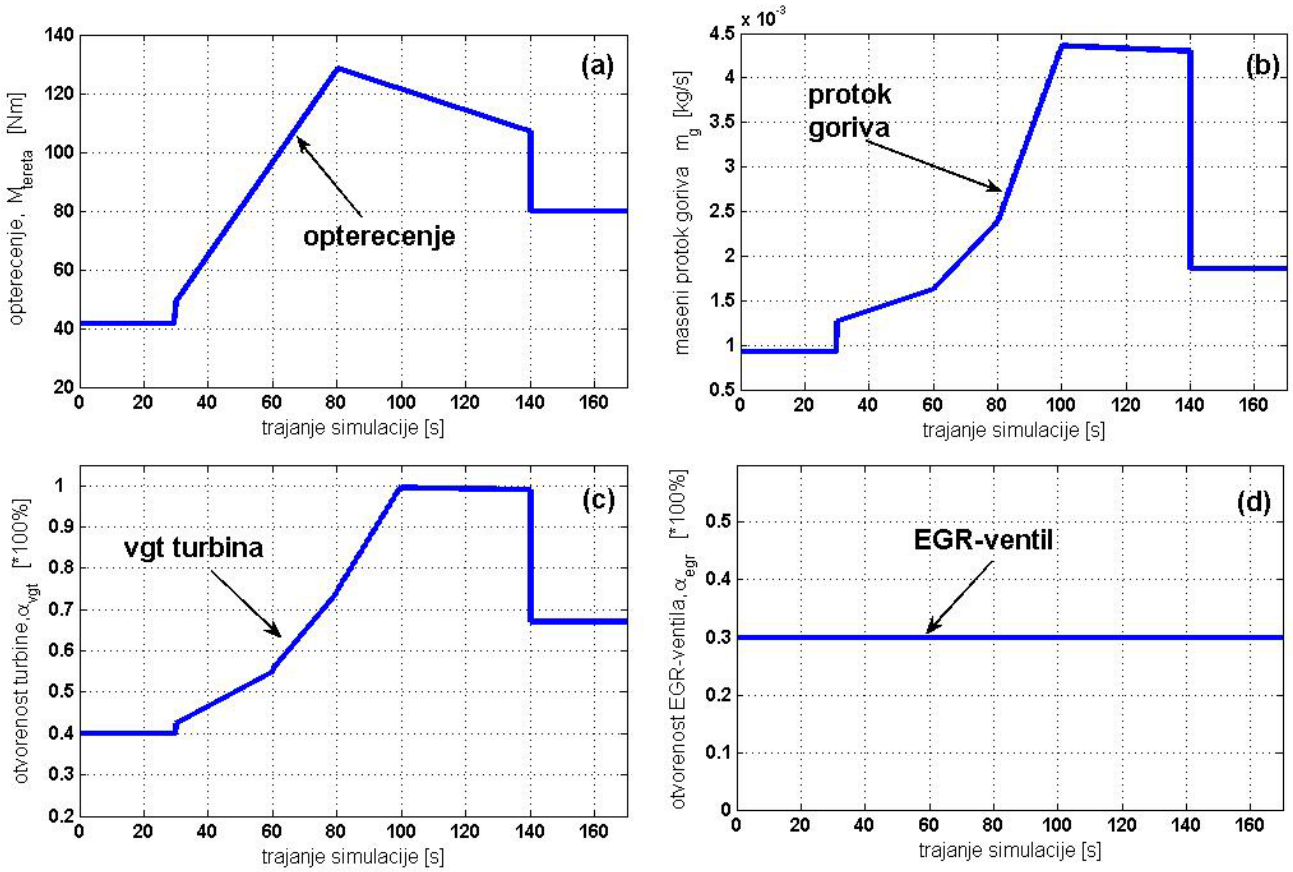
Model dizelslog motora ispravno je reagirao na sva četiri ulazna signala. U prvih 60 sekundi kod konstantne količine ubrizganog goriva brzina vrtnje motora se mijenja zbog promjene opterećenja na spojci, sl. 4.45(d). Od 160 pa sve do 250 sekunde brzina vrtnje motora se mijenja zbog promjene količine ubrizganog goriva, sl. 4.45(d). Nadalje, promjena masenog protoka goriva uzrokuje velike oscilacije temperature ispušnog kolektora, sl. 4.46(b). Mijenjanje površine otvorenosti turbine (α_{vgt}) između 85 i 140 sekunde, uzrokuje promjene na svim promatranim varijablama, a najviše se te promjene osjete na promjeni tlaka u ispušnom kolektoru, sl. 4.47(b). Mijenjanje površine otvorenosti EGR-ventila (α_{egr}) u prvih 60 sekundi uzrokuje, kao što je i očekivano, promjenu masenog protoka EGR plinova, sl. 4.45(c), kao i promjenu tlaka u usisnom i ispušnom kolektoru, sl. 4.47(b). Na sl. 4.47(b) važno je uočiti kako je tlak ispuha p_6 uvijek veći od tlaka usisa p_4 što je nužan uvjet da se može ostvariti recirkulacija ispušnih plinova natrag u motor, odnosno da

protok $\dot{m}_{egr}$ može teći. Projektirani model motora ispravno reagira na sve četiri ulazne varijable raznih oblika signala, kao što su to pravokutni, sinusoidni, pilasti i step oblik. Nakon ovog uspješnog testiranja, može se zaključiti da je model dizelskog motora **podoban za primjenu u regulacijske svrhe**, te će se u poglavlju 5. u ovaj model ugraditi diskretni PID regulator.

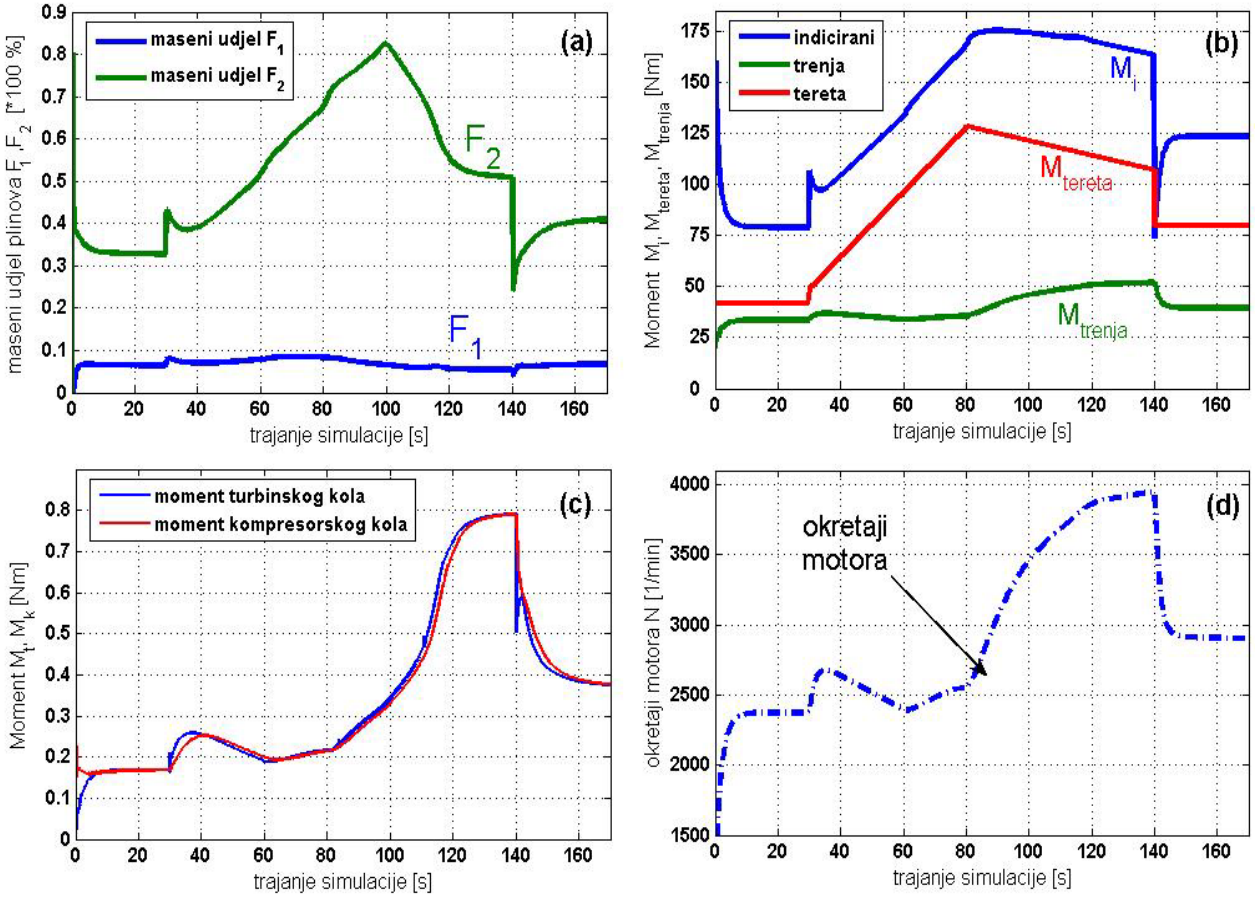
4.19.3 Jednostavna simulacija rada turbodizelskog motora.

Prije sljedećeg poglavlja u kojem se ugrađuje diskretni regulator u postojeći model motora, prikazat će se jedna jednostavna, tipična simulacija rada turbodizelskog motora u kojoj ulazne varijable imaju jednostavan oblik, bez velikih amplitudnih oscilacija. Praćenje radnih varijabli motora time je pojednostavljeno. Ukupno vrijeme trajanja ove jednostavne simulacije iznosi 170 sekundi. Mjenjač se nalazi u prvom stupnju prijenosa. Simulacija je zamišljena na sljedeći način. Sa povećanjem vanjskog opterećenja (od 42 Nm do 130 Nm), povećava se i maseni protok goriva (od 3.6 kg/h do 15.6 kg/h). Istovremeno površina otvorenosti turbine sa porastom opterećenja mijenja se od vrijednosti 40% do vrijednosti od 100%. Površina otvorenosti EGR-ventila cijelo vrijeme ove simulacije se drži na konstantnom iznosu od 30%. Nakon prve faze, slijedi druga faza simulacije koja počinje u 140 sekundi. Površina otvorenosti turbine se smanjuje na vrijednost od 68%, vanjsko opterećenje smanjuje svoj iznos na 80 Nm, maseni protok goriva se smanjuje na iznos od 6.85 kg/h, a otvorenost EGR-ventila i dalje ostaje na iznosu od 30%. Vrijednosti izlaznih radnih varijabli motora prikazane su na slikama 4.49, 4.50 i 4.51.

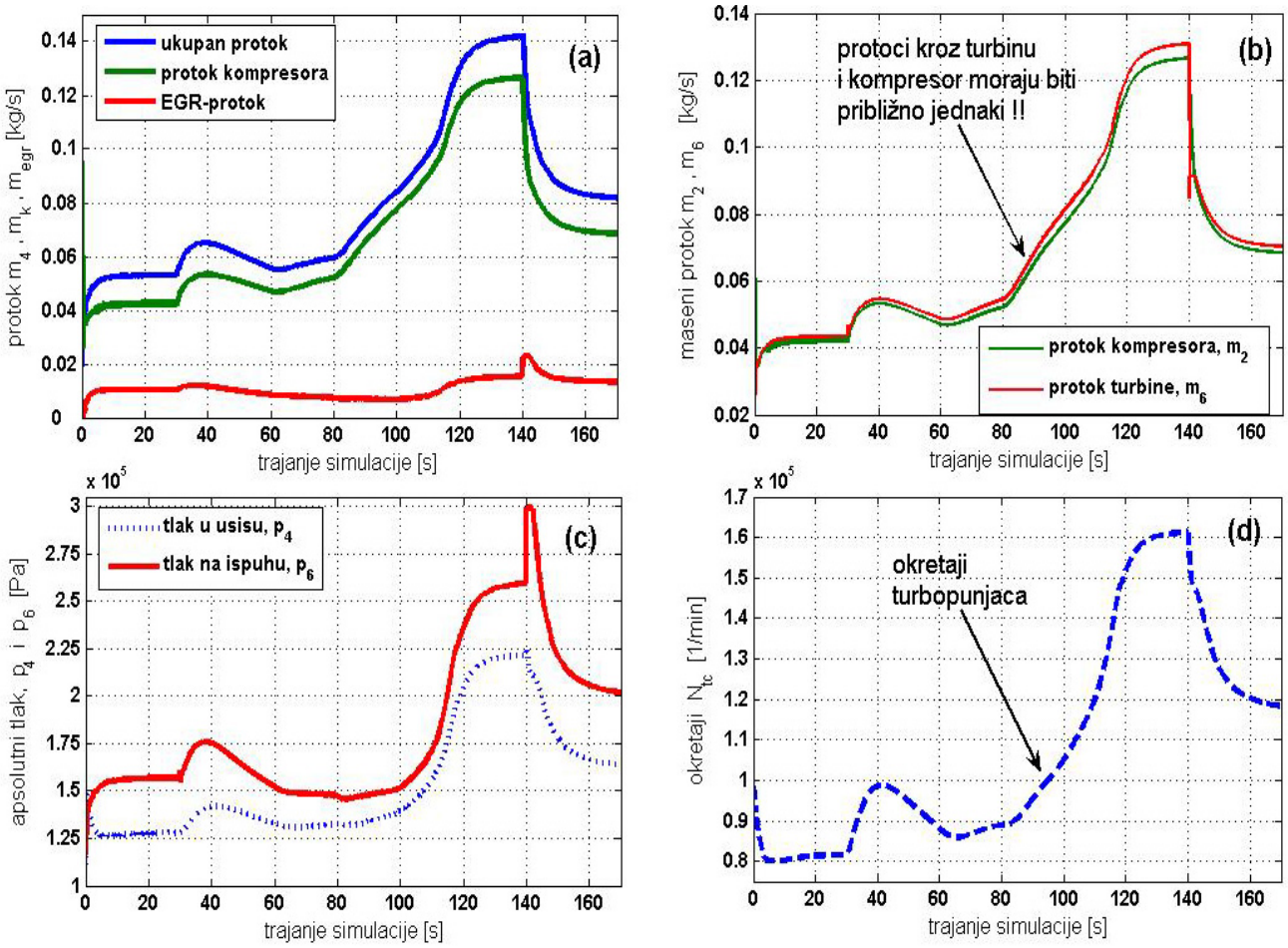
Ulazni signali:



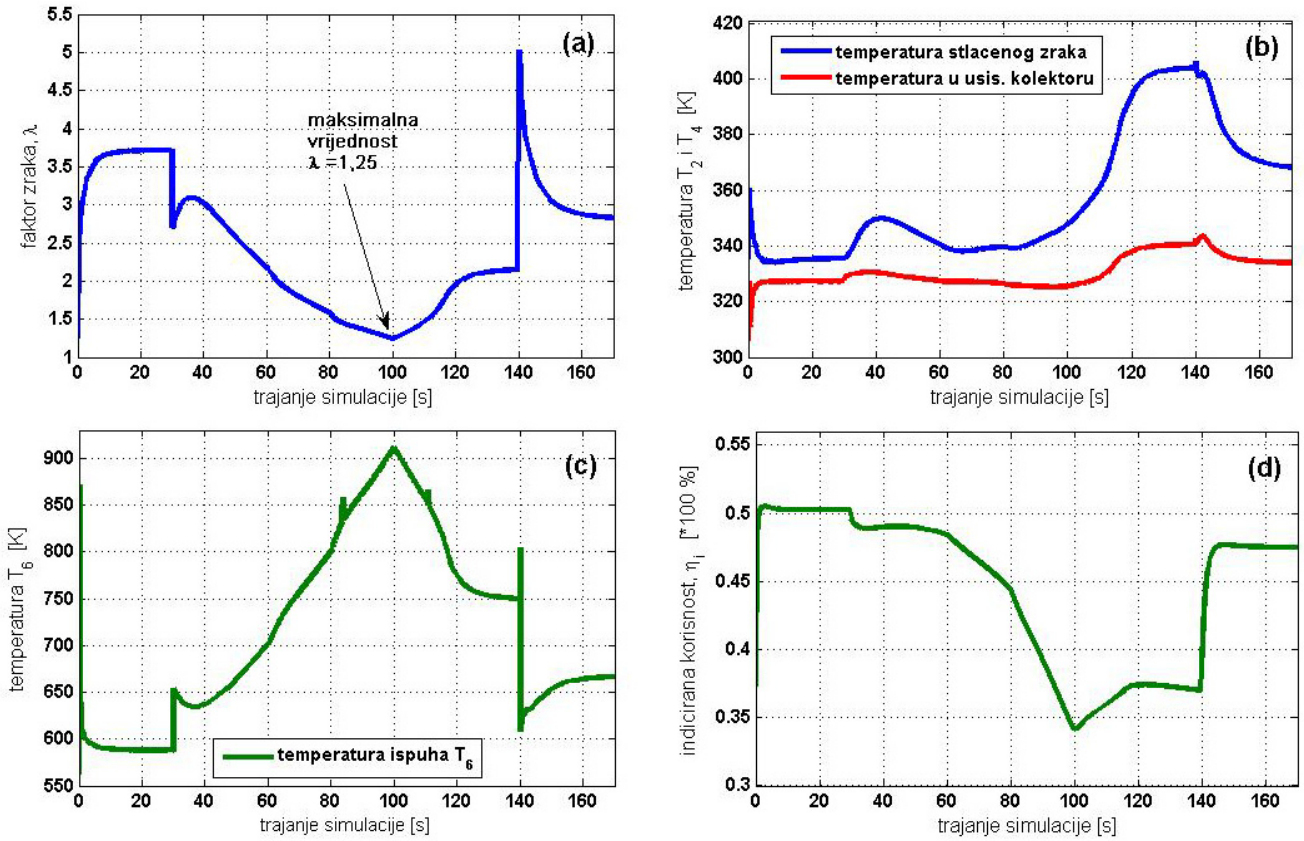
Slika 4.48 (a) ulazni signal vanjskog opterećenja na spojci motora, (b) maseni protok ubrizganog goriva u motor, (c) površina otvorenosti VGT turbine, (d) površina otvorenosti EGR-ventila



Slika 4.49 (a) maseni udjel dimnih plinova u usisnom i ispušnom kolektoru F_1 i F_2, (b) indicirani moment motora, kao i moment tereta (opterećenja) i moment trenja, (c) moment turbinskog M_t i kompresorskog kola M_k, (d) brzina vrtnje motora N



Slika 4.50 (a) ukupan maseni protok u motor m_4, protok kompresora m_k i protok koz EGR-ventil m_{egr}, (b) prikaz masenih protoka kroz turbinu m_6 i kompresor m_k, (c) tlakovi radnog medija u usisnom (p_4) i ispušnom (p_6) kolektoru, (d) brzina vrtnje turbopunjača



Slika 4.51 (a) faktor zraka λ, (b)temperatura stlačenog zraka T_2 (nakon kompresora, ali ispred intercoolera) kao i temperatura zraka u usisnom kolektoru T_4, (c) temperatura plinova izgaranja u ispušnom kolektoru T_6, (d) indicirana korisnost motora η_i

5. Regulacija turbodizelskog motora upotrebom digitalnog PID regulatora

U poglavlju 3. naveden je popis svih glavnih funkcija koje EDC-računalo obavlja tijekom rada motora pomoću upravljačkih algoritama pohranjenih u njegovu memoriju. U ovom poglavlju bit će prikazani primjeri primjene digitalnih PID regulatora za regulaciju triju različitih upravljačkih funkcija koje su bitne za ispravni rad dizelskog motora. Te funkcije su:

1. Regulacija brzine vozila (njem. die Fahrgeschwindigkeitsregelung, engl. cruise control)
2. Regulacija elektroničkog EGR-ventila (njem. die AGR-Ventilregelung, engl. EGR control)
3. Regulacija tlaka nabijanja motora (njem. die Ladedruckregelung, engl. boost control)

5.1. Prijenosna funkcija digitalnog PID regulatora

Za regulaciju matematičkog modela turbodizelskog motora, koristi se digitalni PI ili PID regulator. Stoga je, u ovome poglavlju potrebno dati osnove iz teorije digitalnih regulatora, te izvesti kompaktni oblik prijenosne funkcije digitalnog PID regulatora. Za potpuno razumijevanje sljedećih izraza, potrebno je predznanje iz teorije "digitalnih sustava upravljanja", [52],[53],[54]. Izvod započinje iz izraza kojim se opisuje kontinuirani PID regulator:

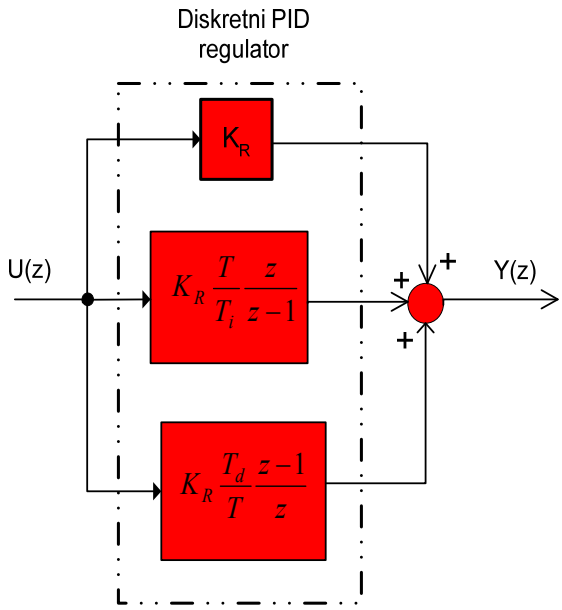
T_i integralna vremenska konstanta

T_d derivacijska vremenska konstanta

K_R pojačanje PID regulatora

T vrijeme uzorkovanja kontinuiranih signala

$$y(t) = K_R\left[u(t) + \frac{1}{T_i}\int_0^t u(\tau)d\tau + T_d \cdot \frac{du(t)}{dt}\right] \qquad (5.1)$$



Sl. 5.1 Diskretni PID regulator

Za izvod kompaktnog oblika diskretnog PID regulatora, kontinuirani integrator y= ∫ u(t) dt se aproksimira pomoću obrnute Eulerove (implicitne) formule, te se koristi *jednadžba diferencije* koja glasi [53]:

$$y(k) = y(k-1) + Tu(k) \qquad (5.2)$$

Analogno tome, za aproksimaciju *diskretnog derivatora* koristi se sljedeći izraz, [53]:

$$y(k) = \frac{u(k) - u(k-1)}{T} \qquad (5.3)$$

Primjenjujući izraze (5.2) i (5.3), izraz (5.1) može se prevesti u diskretni oblik na sljedeći način:

$$y_P(k) = K_R u(k) \qquad \text{P djelovanje} \qquad (5.4)$$

$$y_I(k) = y_I(k-1) + \frac{K_R}{T_i} Tu(k) \qquad \text{I djelovanje} \qquad (5.5)$$

$$y_D(k) = K_R T_d \frac{u(k) - u(k-1)}{T} \qquad \text{D djelovanje} \tag{5.6}$$

$$y(k) = y_P(k) + y_I(k) + y_D(k) \tag{5.7}$$

Iz (5.7) slijedi:

$$y_I(k-1) = y(k-1) - y_P(k-1) - y_D(k-1) \tag{5.8}$$

$$y_I(k-1) = y(k-1) - K_R u(k-1) - \frac{K_R T_d}{T} u(k-1) + \frac{K_R T_d}{T} u(k-2) \tag{5.9}$$

Kombinirajući izraze od (5.4) do (5.9) dobije se slijedeći izraz za zapis diskretnog PID regulatora:

$$y(k) = u(k)\left[K_R + \frac{K_R}{T_i}T + \frac{K_R T_d}{T}\right] + y(k-1) + u(k-1)\left[\frac{-2K_R T_d}{T} - K_R\right] + K_R \frac{T_d}{T} u(k-2) \tag{5.10}$$

Ako se uvedu sljedeće substitucije:

$$q_0 = K_R\left(1 + \frac{T}{T_i} + \frac{T_d}{T}\right); \qquad q_1 = -K_R\left(1 + \frac{2T_d}{T}\right); \qquad q_2 = \frac{K_R T_d}{T}$$

tada se jednadžba (5.10) može napisati u skraćenom obliku:

$$y(k) = y(k-1) + q_0 u(k) + q_1 u(k-1) + q_2 u(k-2) \tag{5.11}$$

Dobiveni izraz (5.11) prebacuje se u $\mathcal{Z}$ područje koristeći se *teoremom pomaka* koji glasi:

$$\mathcal{Z}[f(t - \mu T)] = z^{-\mu} \cdot F(z) \tag{5.12}$$

$$Y(z) = z^{-1}Y(z) + q_0 U(z) + q_1 z^{-1} U(z) + q_2 z^{-2} U(z) \tag{5.13}$$

$$Y(z) \cdot \left[1 - z^{-1}\right] = U(z) \cdot \left[q_0 + q_1 z^{-1} + q_2 z^{-2}\right] \tag{5.14}$$

Pa kompaktni zapis prijenosne funkcije diskretnog PID regulatora glasi:

$$\boxed{G_R(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{q_0 + q_1 z^{-1} + q_2 z^{-2}}{1 - z^{-1}}} \tag{5.15}$$

Do istog se rezultata može doći, ako se jednadžba (5.1), koja opisuje kontinuirani PID regulator, prebaci Laplaceovom transformacijom u frekvencijsko područje. Tada se dobije sljedeći izraz:

$$Y(s) = K_R U(s) + \frac{K_R}{T_i}\frac{1}{s}U(s) + K_R T_d s U(s) \tag{5.16}$$

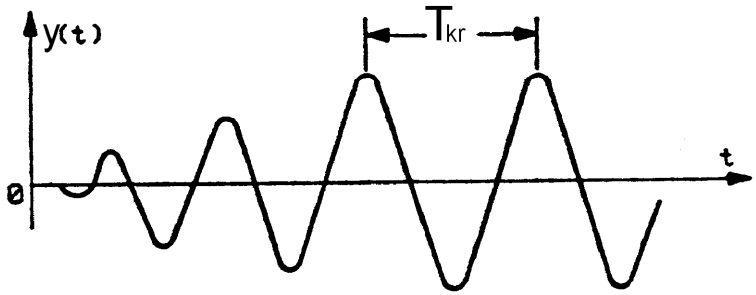
Ako se u gornju jednadžbu (5.16) uvrsti supstitucija za vrijednost $s = (z-1)/T \cdot z$, nakon sređivanja dobije se prijenosna funkcija:

$$\boxed{G_R(z) = K_R\left[1 + \frac{T}{T_i}\frac{z}{z-1} + \frac{T_d}{T}\frac{z-1}{z}\right]} \tag{5.17}$$

Ova jednadžba u potpunosti je indentična sa jednadžbom (5.15), samo što je zapisana u drugom obliku. Shematski prikaz jednadžbe (5.17) prikazan je na slici 5.1.

Za podešavanje parametara digitalnog PID regulatora, u ovom se radu koristi ***Takahasijev postupak***. Kod ovog postupka digitalni PID regulator se najprije namjesti kao *P* – regulator na način da se isključi integralno i derivacijsko djelovanje. To se radi na način da se derivacijsko djelovanje stavi na $T_d = 0$, a integralno djelovanje namjesti na neku maksimalnu moguću vrijednost $T_i \to \infty$. Pri tome se pojačanje K_R

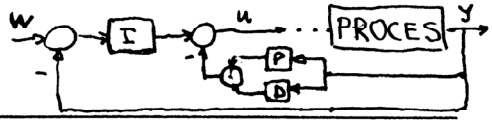
postavi na neku malu vrijednost pri kojoj je kontura regulirane veličine stabilna. Zatim se u malim iznosima, korak po korak povećava K_R, te se na registratoru snima regulirana veličina. Eksperiment se ponavlja sve dok se u nekom koraku sustav ne nađe na oscilacijskoj granici stabilnosti. Tada se regulirana veličina ne vraća u prvobitno stacionarno stanje, već u stacionarnom stanju poprima periodične oscilacije konstantne amplitude, kao što je ilustrirano na sl. 5.2. Dostignuta vrijednost pojačanja $K_R = (K_R)_{kr}$ koja odgovara granici stabilnosti se naziva *kritičnim pojačanjem*, a vrijeme $t = T_{kr}$ između dva sukcesivna maksimuma u oscilacijama regulirane veličine – *kritičnom periodom osciliranja*. Sad kad su poznate vrijednosti T_{kr}, T, i $(K_R)_{kr}$ ulazi se u desni dio tablice 5.1 za Takahasijev postupak podešavanja parametara regulatora, te se pomoću nje odrede vrijednosti K_r, T_i i T_d. Prikazana tablica sa Takahasijevom procedurom za podešavanje parametara digitalnih P, PI i PID regulatora objavljena je u knjizi R.Issermann, *"Digital Control Systems"*, izdavač Springer Verlag, 1989. U ovoj tablici drugačije su oznake, pa je tako sa T_0 označeno vrijeme uzrokovanja T, a sa T_p kritični period osciliranja T_{kr}.



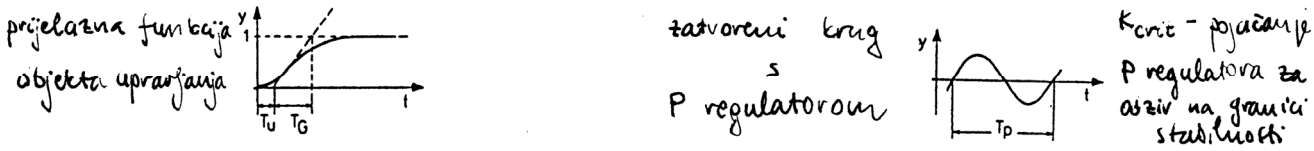
Sl. 5.2. Određivanje kritične periode osciliranja, T_{kr}

Table 5.6. Tuning rules for controller parameters according to Takahashi [5.16] based on the rules of the Ziegler–Nichols control algorithm tuning rules:

$$u(k)-u(k-1)=K\left[y(k-1)-y(k)+\frac{T_0}{T_I}[w(k)-y(k)]+\frac{T_D}{T_0}[2y(k-1)-y(k-2)-y(k)]\right]$$



	Step response measurement			Oscillation measurement		
	K	$\frac{T_0}{T_I}$	$\frac{T_D}{T_0}$	K	$\frac{T_0}{T_I}$	$\frac{T_D}{T_0}$
P	$\frac{T_G}{T_u+T_0}$	–	–	$\frac{K_{crit}}{2}$	–	–
PI	$\frac{0.9\,T_G}{T_u+T_0/2}-\frac{0.135\,T_GT_0}{(T_u+T_0/2)^2}$	$\frac{0.27\,T_GT_0}{K(T_u+T_0/2)^2}$	–	$0.45\,K_{crit}-0.27\,K_{crit}\frac{T_0}{T_p}$ smaller values if $T_0\approx 4\,T_u$	$0.54\frac{K_{crit}}{K}\frac{T_0}{T_p}$	
PID	$\frac{1.2\,T_G}{T_u+T_0}-\frac{0.3\,T_GT_0}{(T_u+T_0/2)^2}$ Not applicable for $T_u/T_0\to 0$	$\frac{0.6\,T_GT_0}{K(T_u+T_0/2)^2}$	$\frac{0.5}{K}\frac{T_G}{T_0}$	$0.6\,K_{crit}-0.6\,K_{crit}\frac{T_0}{T_p}$ Range of validity: $T_0\leqq 2\,T_u$.	$1.2\frac{K_{crit}}{K}\frac{T_0}{T_p}$ Not recommended for $T_0\approx 4\,T_u$.	$\frac{3}{40}\frac{K_{crit}}{K}\frac{T_p}{T_0}$

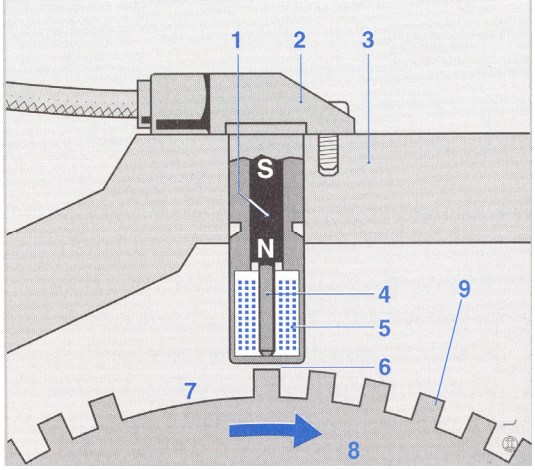


Tablica 5.1 Takahasijeva procedura podešavanja parametara digitalnih regulatora tipa P, PI i PID.

5.2. Regulacija brzine vozila (njem. die Fahrgeschwindigkeitsregelung, engl. cruise control)

Prvi primjer regulacije koji će se primjeniti na matematički model dizelskog motora bit će ***uređaj za regulaciju brzine vozila***. On je također poznat pod nazivom ***tempomat***. Takav uređaj omogućuje vožnju vozila sa konstantnom brzinom bez obzira na promjenu opterećenja na koje vozilo nailazi uslijed promjene konfiguracije terena (npr. nailazak na uspon ili nizbrdicu) ili udara vjetra. Uređaj je vrlo koristan na autocestama čija površina nikad nije idealno ravna, pogotovo onim brdskog tipa. *Tempomat* je sastavni dio

opreme svakog automobila visoke klase. Još se masovno koristi u svim putničkim autobusima i teškim gospodarskim vozilima. On omogućuje ugodnu vožnju vozila, bez naglih i često puta nepotrebnih ubrzanja, uz optimalan potrošak goriva, te samim tim i minimalan utjecaj na okoliš uslijed kretanja vozila po autocesti. Regulator održava brzinu vozila na jednoj željenoj vrijednosti, bez potrebe da vozač pritiska papučicu akceleratora (gasa). Vozač preko polugice smještene pokraj upravljača odredi željenu brzinu vožnje (npr. 120 km/h). Uređaj djeluje na sustav za ubrizgivanje goriva, na način da se količina ubrizganog goriva smanjuje ili povećava sve dok se vrijednost mjerene regulirane veličine (a to je brzina vozila ili brzina vrtnje motora) ne izjednači sa vrijednosti referentne (vodeće) veličine koju određuje vozač pritiskom na tipku uređaja. Uređaj automatski povečava količinu ubrizganog goriva kada otpori vožnje rastu, odnosno kad vozilo nailazi na uspon. I obrnuto, količina ubrizganog goriva se automatski smanjuje kad vozilo nailazi na nizbrdicu. Ukoliko vozač iz bilo kojeg razloga dok je tempomat uključen odluči ubrzati vozilo, on će pritisnuti papučicu gasa i vozilo se počinje ubrzavati iznad referentne vrijednosti. Ukoliko se papučica gasa ponovno otpusti, uređaj nastavlja sa reguliranjem brzine vozila prema prethodno odabranoj referentnoj brzini. Regulacija brzine prestaje onog trenutka kada vozač vozila preko dugmeta na upravljaču isključi uređaj ili čim nogom dotakne papučicu kočnice, odnosno kvačila. Tempomat se može projektirati na dva načina. Na osnovi dobivenih podataka iz simulacijskog modela, donijet će se zaključak koji je od dva načina regulacije bolji. U prvom primjeru ***regulirana veličina*** je brzina vrtnje motora. Glavni zadatak regulatora je održavati broj okretaja motora konstantnim. Vozilo će se kretati konstantnom brzinom po cesti jedino ukoliko se brzina vrtnje motora ne mijenja. Brzina vrtnje motora mjeri se pomoću senzora (vidi sl. 5.3) koji se ugrađuje u kučište (3) motora u blizini radilice, te se izvodi kao induktivni davač impulsa. Senzor se sastoji od trajnog magneta (1), konektora i kućišta (2), magnetske kotve (4) i namota (5) u kojima se inducira napon. Senzor je vrlo malom zračnošću (6) odvojen od impulsnog kotača (8) izrađenog od feromagnetskog materijala, a koji se ugrađuje na koljenastu osovinu motora. Rotacijom impulsnog kotača u kotvi se zbog promijene magnetskog toka inducira izmjenični napon, pa upravljački sklop može odrediti brzinu vrtnje motora. Impulsni kotač ima po svom obodu nazubljenja (9). Preko ovih nazubljenja prolaze magnetske silnice između impulsnog kotača i senzora zatvarajući pri tome magnetsko polje. Namjerno na jednom mjestu na obodu nedostaje jedan do dva zuba, te se na njegovom mjestu nalazi ***šupljina*** (7). Prolaskom dijela kotača bez zuba preko senzora, zbog veće zračnosti i veće promijene magnetskog toka, inducira se viši napon. Ovaj jači impuls ima dvostruko manju frekvenciju od ostalih impulsa, a informacija je EDC računalu za određivanje položaja radilice koji na temelju toga proračunava trenutak početka ubrizgavanja goriva.

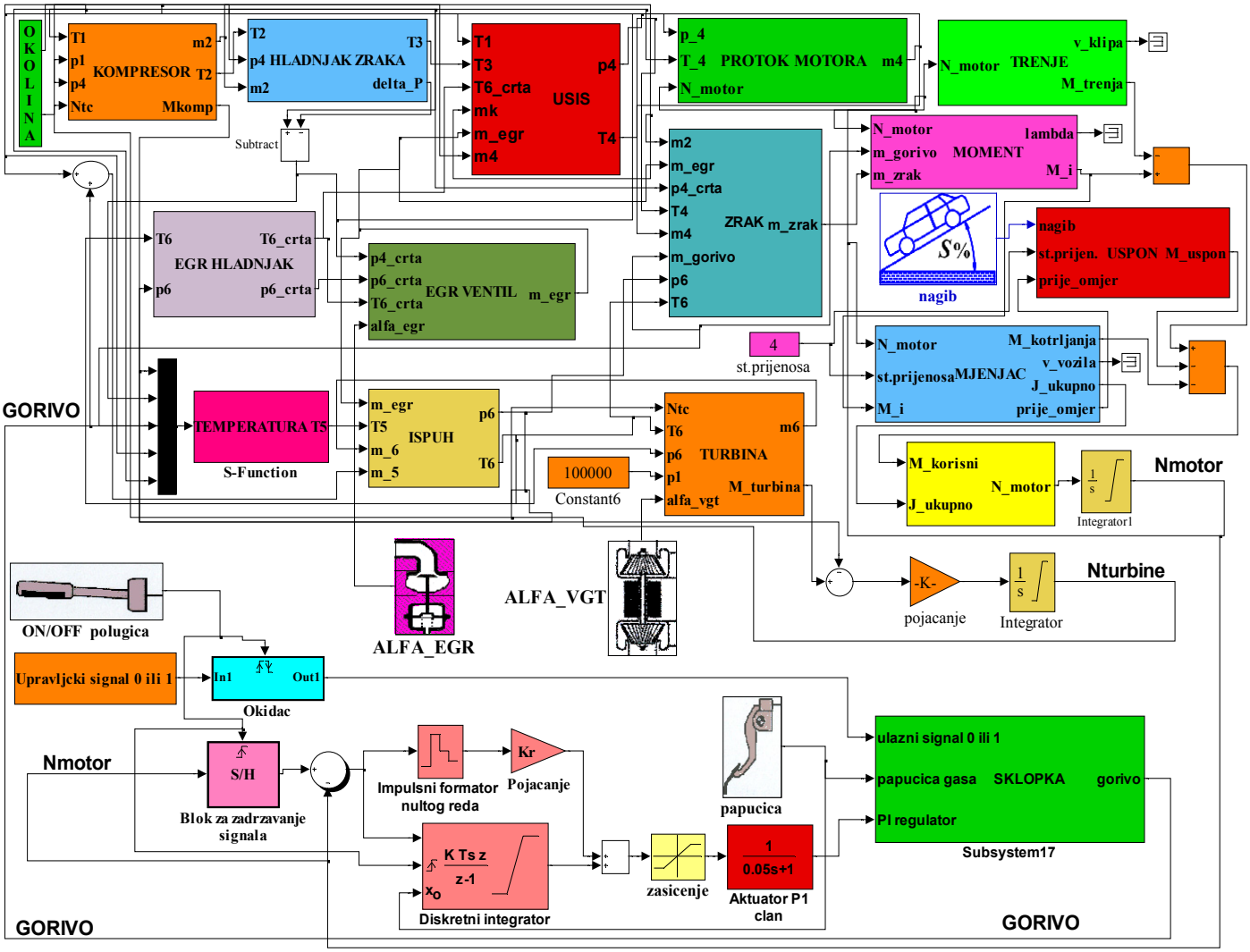


Sl. 5.3 Kombinirani induktivni senzor brzine vrtnje i položaja radilice, [5]

Vodeću ili nazivnu veličinu određuje vozač uključivanjem uređaja preko tipke na upravljaču, pri čemu je vodeća veličina jednaka dostignutoj brzini vozila u trenutku uključivanja tipke na upravljaču. Ove dvije

veličine, vodeća i regulirana, uspoređuju se u komparatoru, te se njihova razlika naziva ***regulacijsko odstupanje***. Ono djeluje na ulaz u PI regulator. Regulacijski signal iz PI regulatora vodi se dalje na izvršni član, koji se sastoji od postavnog pogona (obično motor ili elektromagnet) i postavnog člana (obično neki ventil). Postavni pogon se nalazi na sustavu za ubrizgivanje goriva, i to na dva mjesta kod *common-rail* načina ubrizgavanja goriva.

To su *regulacijski ventil tlaka* opisan u poglavlju 3.2.5 i *piezo-modul* unutar *piezo-brizgaljke* goriva opisan u poglavlju 3.2.6. Djelovanjem na ova dva člana može se utjecati na količinu ubrizganog goriva u motor. U promatranom slučaju to je maseni protok goriva, kg/s, koji kao ***postavna veličina*** zahvaća na ulaz u model motora i suprostavlja se ***poremećajnoj veličini*** momenta tereta motora kako bih održao broj okretaja motora konstantnim**.** Poremećajna veličina u ovom primjeru je postotak nagiba autoceste po kojoj se vozilo kreće, i označava se oznakom *s*. Postotak nagiba ima pozitivnu vrijednost kad se simulira kretanje vozila po usponu i negativnu vrijednost kad se simulira kretanje vozila na nizbrdici. Maksimalni uspon na autocestama je zakonski propisan i ne smije prelaziti vrijednost veću od ± 5 %. Simulacijski model ovog uređaja izrađen u ***MATLAB SIMULINK-u*** prikazan je na sl. 5.4.



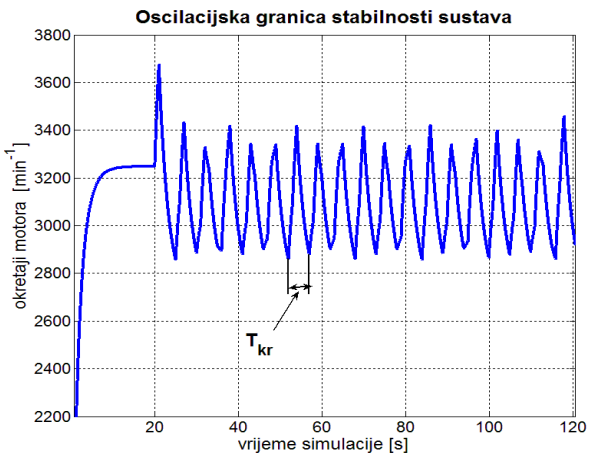
Sl. 5.4 Simulacijski model uređaja za regulaciju brzine vozila pogonjenog turbodizelskim motorom, **TEMPOMAT**

Matematički model tempomata sastoji se od dva glavna dijela. To su turbodizelski motor i regulacijski sklop. Model motora detaljno je objašnjen u poglavlju 4. Za potrebe ove simulacije bilo je potrebno proširiti

model s još jednim specifičnim podmodelom. On se naziva ***"uspon"***, i u njemu se izračunava moment u Nm koji je potrebno potrošiti na svladavanje uspona. Ovaj moment označava se sa M_u, te iznosi:

$$M_u = \frac{m_v \cdot g \cdot s \cdot r_k}{100 \cdot i_{uk} \cdot \eta_m} \qquad \text{Nm} \tag{5.18}$$

gdje je, m_v masa vozila, g gravitacijsko ubrzanje, s uspon u postocima, r_k radijus kotača vozila, i_{uk} ukupni prijenosni omjer u mjenjaču i diferencijalu, η_m mehanički gubici u transmisiji (mjenjač, diferencijal, spojka, kardan ako ga vozilo ima). U prva tri stupnja mjenjača η_m se kreće od 0.87 do 0.91. U 4. stupnju prijenosa $\eta_m = 0.93$, a u 5. stupnju prijenosa $\eta_m = 0.945$. Ovako izračunati moment naziva se ***moment uspona***. On se zajedno s momentom koji je potreban za svladavanje unutrašnjeg trenja u motoru, momentom koji je potreban za svladavanje otpora kotrljanja i otpora zraka oduzima od indiciranog momenta motora. ***Regulacijski sklop*** na slici 5.4 sastoji se od sljedećih članova: ON/OFF polugice na upravljaču, upravljačkog signala, "okidača", bloka za zadržavanje signala, digitalnog PI regulatora, aktuatora brizgaljke koji se opisuje kao P1 član, limitatora ili zasićenja, papučice gasa i digitalne logičke sklopke. Prije početka simulacije, potrebno je podesiti parametre PI regulatora pomoću prethodno opisane *Takahasijeve procedure* za podešavanje parametara.



Sl. 5.5 Oscilacijska granica stabilnosti

Postupnim povećavanjem pojačanja K_R, objekt regulacije (dizelski motor) dovodi se do oscilacijske granice stabilnosti. Regulirana veličina, a to je u ovom slučaju broj okretaja motora, poprima periodične oscilacije konstantne amplitude, kao na slici 5.5. Pojačanje kod kojeg se javlja ovakav odziv naziva se ***kritičnim*** i njegova vrijednost za ovaj turbodizelski motor ima vrijednost $\boldsymbol{(K_R)_{kr} = 5.88 \cdot 10^{-6}}$ kod vremena uzrokovanja od $T = 0.01$ sekunda. Sa slike 5.5 očita se kritični period oscilacija koji iznosi $\boldsymbol{T_{kr}}$ **= 2.09 sekundi**.

S ovim podacima ulazi se u tablicu 5.1 za Takahasijevu proceduru, te se pomoću nje dobiju slijedeće vrijednosti za podešavanje parametara diskretnog PI regulatora: integralna vremenska kostanta $\boldsymbol{T_i}$ **= 1.7367 sekunde**, pojačanje regulatora $\boldsymbol{K_R = 2.6384 \cdot 10^{-6}}$ kg/s^2, te pojačanje integralnog člana $\boldsymbol{K_I = K_R / T_i = 1.519234 \cdot 10^{-6}}$. Ovi podaci se unesu u model prikazan na sl. 5.4, te se tada može pokrenuti simulacija da se dobiju signali odziva regulacijskog sustava (*regulirana, vodeća, poremećajna i postavna veličina*). Na ovaj način može se ocijeniti kvaliteta ponašanja projektiranoga regulacijskog kruga.

5.2.1. Prva simulacija brzine vozila s ručnim mjenjačem u 4. stupnju prijenosa.

Simulacija je zamišljena na sljedeći način. Sveukupno vrijeme trajanja simulacije iznosi 330 sekundi. Testiranje tempomata se obavlja u 4. stupnju prijenosa. Prijenosni omjer u 4. stupnju prijenosa iznosi 1, tj. motor je preko kvačila direktno spojen sa ulaznim vratilom diferencijala. Prijenosni omjer diferencijala iznosi 3.5, tako da je ukupni prijenosni omjer jednak $i_{uk} = 1 \cdot 3.5 = 3.5$. Ukupna masa automobila sa dva putnika iznosi 1500 kg. U prvih 26 sekundi motorom se upravlja preko signala sa papučice gasa. Model je nemoguće pokrenuti u 4. stupnju prijenosa, te se ovih prvih 26 sekundi ujedno koristi za postepeno

mijenjanje brzina od prvog do četvrtog stupnja prijenosa kako bi se model motora na koji je spojen mijenjač ubrzao. U 21 sekundi simulacijski model u četvrtom stupnju prijenosa pri 3400 min^{-1} postiže brzinu od 116.1 km/h (vidi sl. 5.8) uz dimenzije naplatka od 15" (col, 1 inch = 25.4 mm). U slijedećih 5 sekundi motor se pusti da uđe u stacionarno stanje kako bi se svi parametri rada motora stacionirali. U 26 sekundi vozač odlučuje uključiti tempomat preko polugice na upravljaču (sl. 5.4), te digitalna logička sklopka prebacuje signal upravljanja radom motora sa papučice gasa na PI regulator koji sada preuzima kontrolu nad količinom ubrizganog goriva. U istom trenutku blok za zadržavanje signala (*engl. sample and hold blok*) "upamti" vrijednost onog broja okretaja u kojem se motor nalazio kad je vozač preko polugice uključio uređaj. Ova vrijednost naziva se *referentna ili nazivna* veličina i ona za dani primjer iznosi 3400 okr/min, sl. 5.6. Označena je crvenom linijom u dijagramu na sl. 5.6. Također u trenutku kad se uključuje regulator, diskretni integrator mora se resetirati s prijašnje vrijednosti i poprimiti novu vrijednost početnog uvjeta x_0 (sl. 5.4) kako bi se izbjegao jaki trzaj prilikom uključenja regulatora. Resetiranjem se, dakle, omogućava "mekano" uključivanje regulatora u sustav upravljanja motorom. To je iznimno važno, jer bi u protivnom putnici u automobilu mogli osjetiti trzaj prilikom uključivanja regulatora, budući da bi on u trenutku uključivanja mogao ubrizgati preveliku ili premalu količinu goriva. Između 30 i 293 sekunde, dakle u slijedeće 4 minute i 23 sekunde, model motora opterećuje se na način da se postepeno mijenja kut nagiba uspona *s*, i to od vrijednosti 0% (ravnica) pa sve do najveće vrijednosti od + 5% koliko dopušta zakon (sl. 5.7 (a)). Nakon toga kut nagiba se postupno mijenja od + 5% pa sve do vrijednosti od –5% da se testira ponašanje tempomata na najvećoj nizbrdici koja se može pojaviti na autocesti (sl. 5.7 (a)). U posljednjih 38 sekundi, dakle između 255 i 293 sekunde, kut nagiba se mijenja sa vrijednosti od –5% pa do 0%. Cijelo ovo vrijeme, bez obzira da li se vozilo nalazi na najvećoj uzbrdici kada ima tendenciju usporenja, ili se pak nalazi na najvećoj nizbrdici gdje vozilo ima tendenciju ubrzanja, tempomat **ne smije dopustiti** promjenu brzine vrtnje motora sa vrijednosti od 3400 min^{-1} (sl. 5.6), odnosno ne smije dopustiti promjenu brzine vozila sa zadane vrijednosti koju je odredio vozač, a koja iznosi 116.1 km/h (sl. 5.8). Naravno da kod svake regulacije mora postojati određeno ***regulacijsko odstupanje*** regulirane veličine od referentne veličine, ali to odstupanje mora biti u granicama koje se mogu tolerirati. U konkretnom slučaju to znači da ne smije doći do značajnog odstupanja brzine vozila od vrijednosti 116.1 km/h. Što je regulacijsko odstupanje manje, to je kvaliteta projektiranog regulacijskog kruga bolja. U posljednjoj fazi simulacije, slijedi testiranje isključivanja tempomata uslijed naglog pritiskanja papučice gasa zbog želje vozača da ubrza vozilo zbog pretjecanja sporijeg vozila ispred sebe. Posljednja faza počinje u 300 sekundi kada vozač naglo pritišće papučicu gasa, tempomat se isključuje, te kontrolu napajanja gorivom ponovno preuzima signal sa papučice gas. Slijedi naglo povećanje broja okretaja motora sa 3400 min^{-1} na 4000 min^{-1}, te se vozilo ubrzava u 4. stupnju prijenosa sa brzine 116.1 km/h na brzinu od 136.6 km/h (sl. 5.8). Ovdje je potrebna napomenuti da ovaj matematički model motora nije u mogućnosti postići brzine vrtnje iznad 4000 okr/min zbog toga što su sve radne mape koje su ugrađene u motor limitirane za vrijednosti do 4000 min^{-1}. Inače moderni dizelski motori se vrte do brzina od 4500 – 4600 min^{-1} kada se uključuje regulator koji spriječava tzv. bježanje dizelskog motora u područje velikih brzina koje bi dovele do njegovog oštećenja. U ovoj posljednjoj fazi

promatra se ispravno isključivanje regulatora, odziv motora na naglo dodavanje gasa, kao i njegovo ponašanje kod brzine vrtnje od 4000 min^{-1}. Broj okretaja motora je regulirana veličina i označena je plavom bojom na sl. 5.6, a postotak nagiba ceste *s*, odnosno moment kojeg motor treba potrošiti za svladavanje uspona je poremećajna veličina i prikazan je na sl. 5.7 (b). PI regulator na svaku promjenu postotka uspona *s* istovremeno odgovara promjenom protoka goriva u motor, te na taj način sprječava promjenu brzine vrtnje motora.

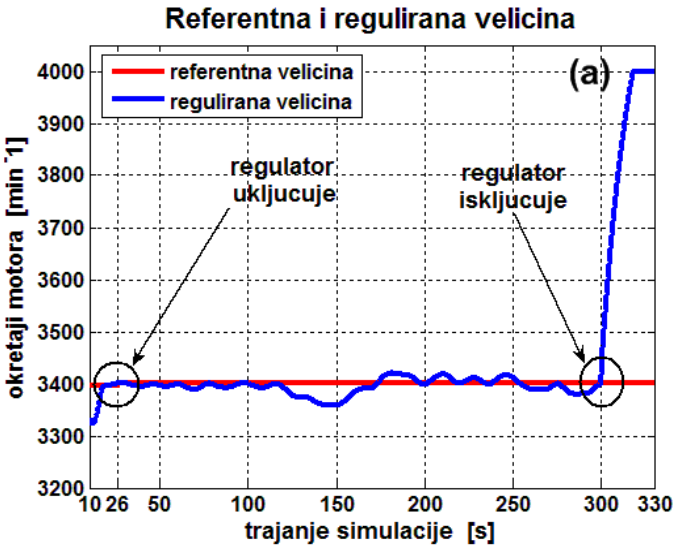
Rezultati simulacije i zaključak:

PI regulator dobro je podešen i svoj zadatak obavlja na zadovoljavajući način budući da je *regulacjsko odstupanje* malo, vidjeti sliku 5.6 (a). Na uvećanom prikazu regulirane i referentne veličine, koji je prikazan na sl. 5.6 (b), mogu se uočiti oscilacije regulirane veličine, te također trajno regulacijsko odstupanje od 41 okr/min kada uspon na autocesti poprimi maksimalnu vrijednost od 5%. Ovo regulacijsko odstupanje dovodi do najveće promijene u brzini kretanja vozila, tj brzina se na najvećem usponu smanji sa vrijednosti od 116.1 km/h na vrijednost od 114.7 km/h, slika 5.8 (b) prikazuje promjenu brzine vozila.

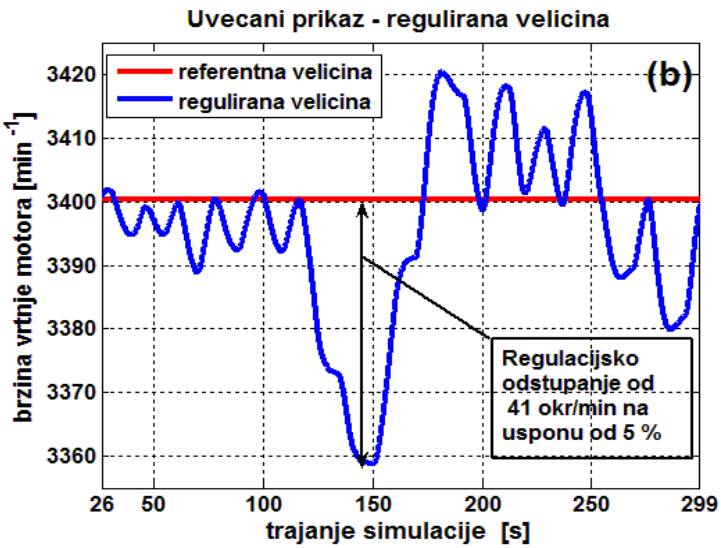
Najveća gornja odstupanja dešavaju se na nizbrdici gdje brzina vozila poraste sa vrijednosti 116.1 km/h na vrijednost od 116.8 km/h, odnosno broj okretaja motora se poveća za 20 min^{-1}, točnije sa referentne vrijednosti 3400 min^{-1} na 3420 min^{-1}. Sva se ova odstupanja nalaze u granicama koja se mogu tolerirati, tj. putnici u vozilu ove blage oscilacije najvjerojatnije ne bi ni osjetili. Također test isključivanja regulatora koji započinje u 300 sekundi zbog naglog dodavanja gasa dao je dobre rezultate, tj. vozilo se u vremenu od 15 sekundi ubrzava sa vrijednosti od 116.1 km/h na vrijednost od 136.6 km/h, vidjeti sliku 5.8 (a). Protok goriva je *postavna veličina* i njegova promjena prikazana je na sl. 5.9. U 26 sekundi vozač uključuje regulator, te regulator preuzima upravljanje količinom ubrizganog goriva (plava linija na sl.5.9). Na svaku promijenu postotka uspona, regulator istovremeno odgovara promijenom količine ubrizganog goriva. U 300 sekundi vozač odlučuje naglo ubrzati vozilo, stišće papučicu gasa, tempomat se isključuje, te sada količinom ubrizganog goriva upravlja vozač preko papučice gasa (crvena linija na sl.5.9). Promjene indiciranog momenta motora, indicirane snage i svih otpora vožnje preračunatih u momente koje motor mora svladati dok se vozilo kreće u 4. stupnju prijenosa prikazane su na sl. 5.10. Prikaz promjene temperature u ispušnom kolektoru prikazan je na sl. 5.11 (a), a promjena brzine vrtnje turbopunjača i apsolutni tlak nabijanja prikazani su na sl. 5.11 (b). Prikazi masenog protoka radnog medija u motor i temperature u usisnom kolektoru mogu se pogledati na sl. 5.12 (a), a promjena faktora viška zraka, tzv. lambde (λ) prikazana je na sl. 5.12 (b).

Najveća mana ovako projektiranog tempomata je u tome što se on ne može primjeniti na vozila sa automatskiim mjenajčem, već je podoban samo za vozila sa mehaničkim ručnim mjenjačem. Problem je u tome što je regulirana veličina broj okretaja motora, a tek onda indirektno brzina vozila. Regulator ne dopušta nikakvu promjenu broja okretaja motora, pa prema tome niti promjenu brzine u mjenjaču, npr. iz 4. u 5. stupanj prijenosa kada vozilo nailazi na nizbrdicu. Tada bi broj okretaja motora opao sa vrijednosti 3400 min^{-1} na 2800 min^{-1} što regulator ne bi dopustio. Znači ovako projektirana regulacija je pogodna kod jeftinijih vozila sa ručnim mjenjačem kada vozač nakon što u željenom stupnju prijenosa postigne željenu

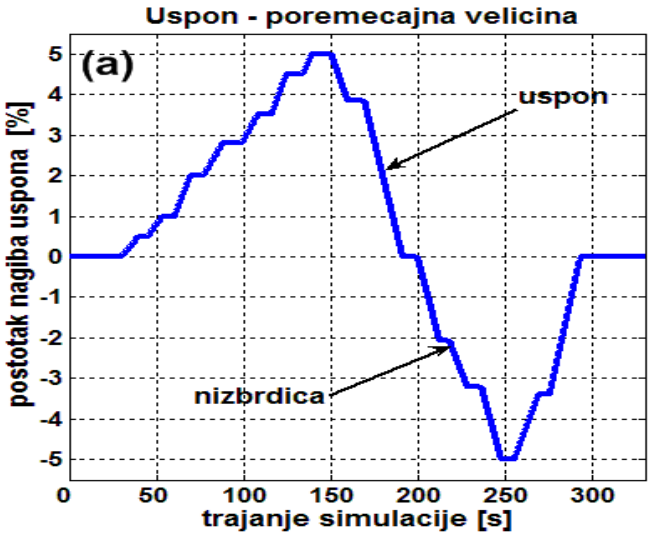
brzinu vozila, uključi tempomat. Ukoliko vozač želi izvršiti promjenu stupnja prijenosa, tada on pritišće kvačilo koje isključuje tempomat, te vozač mora naknadno u novom stupnju prijenosa uključiti tempomat. Znači potpuno automatski rad sa mogućnošću automatskog mijenjanja brzina nije moguć kod ovako projektirane regulacije.



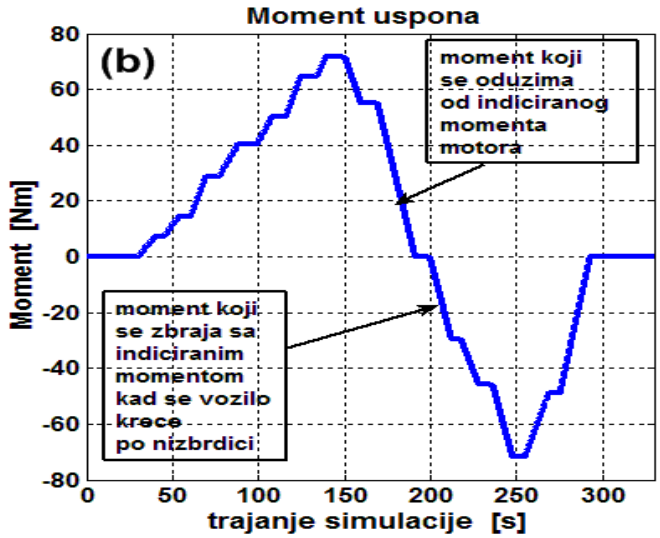
Slika 5.6 (a) Referentna i regulirana veličina,



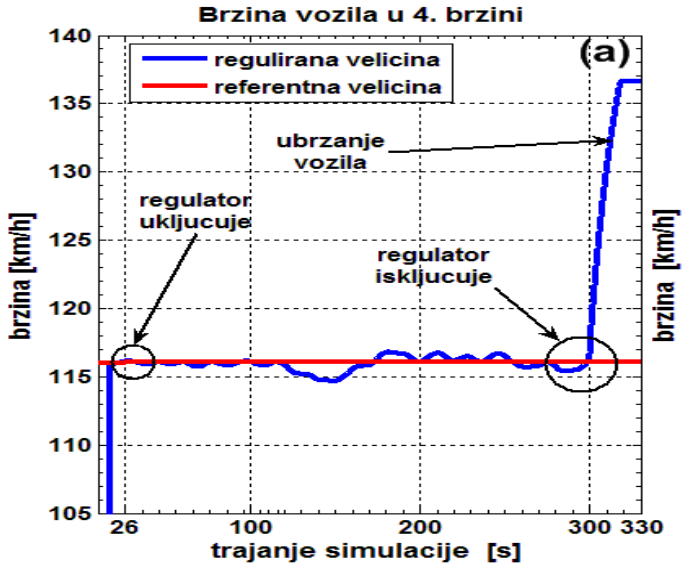
Slika 5.6 (b) Uvećani prikaz referentne i regulirane veličine



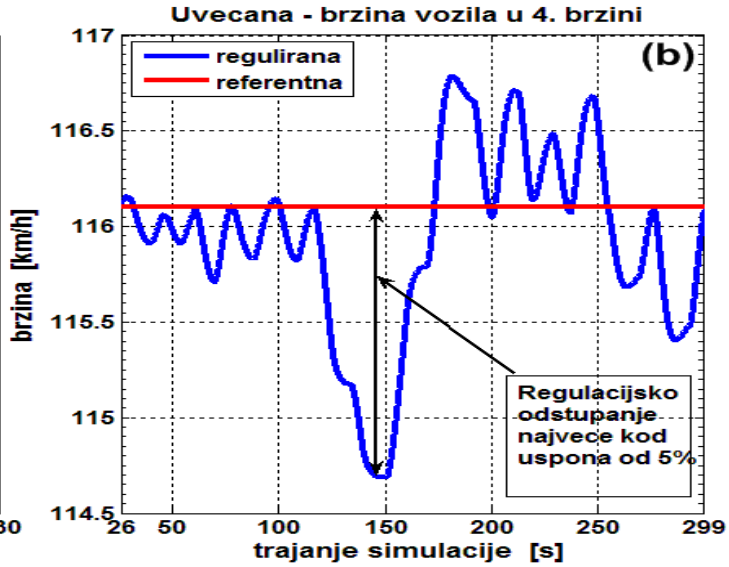
Slika 5.7 (a) Postotak nagiba uspona ceste



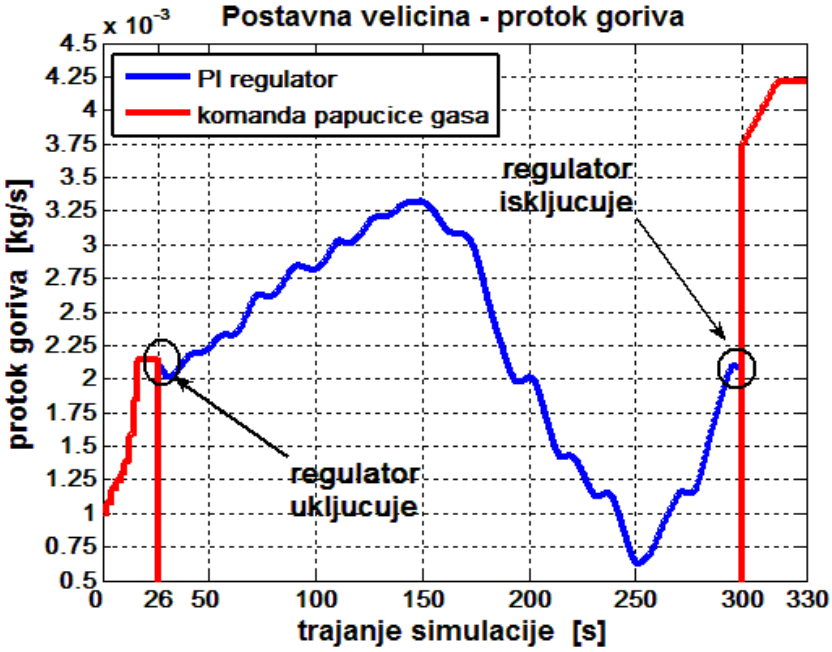
Slika 5.7 (b)Moment motora potreban za savladavanje uspona



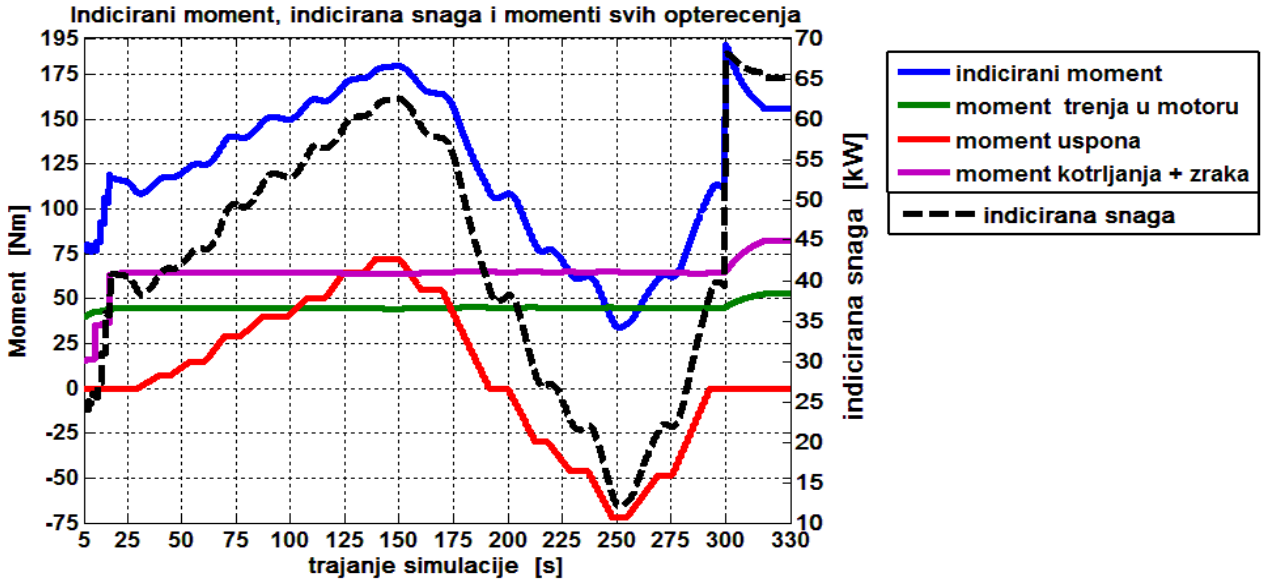
Slika 5.8 (a) Prikaz brzine vozila u 4. brzini



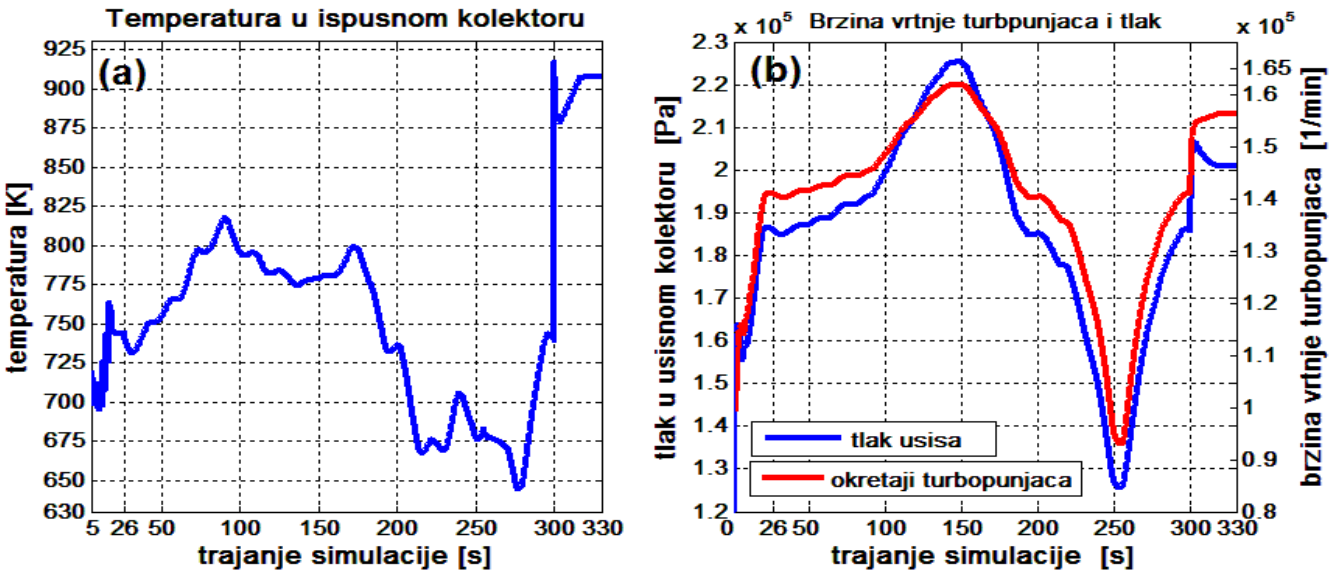
Slika 5.8 (b) Uvećani prikaz brzine vozila u 4. brzini



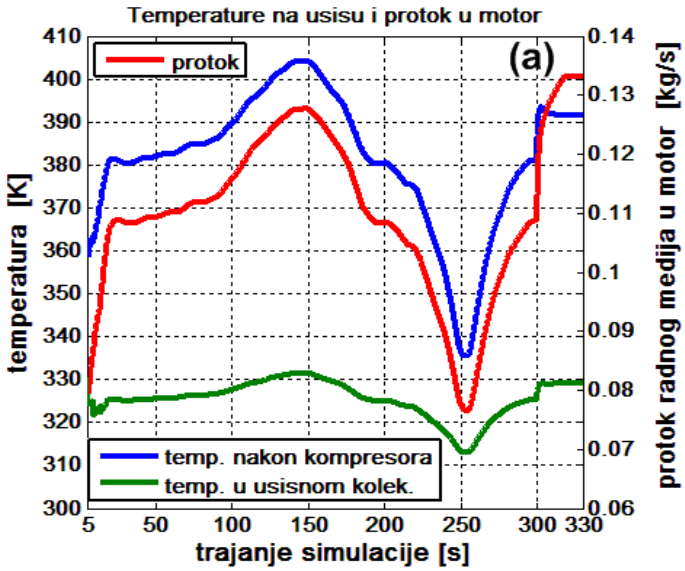
Slika 5.9 Prikaz postavne veličine, maseni protok goriva



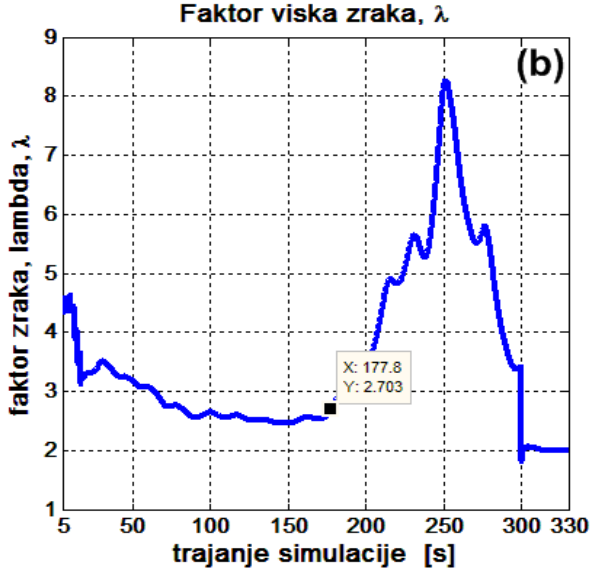
Slika 5.10 Prikaz indiciranog momenta motora, kao i momenata trenja, uspona i kotrljanja



Slika 5.11 (a) Temperatura u ispušnom kolektoru motora (b) Tlak prednabijanja i brzina vrtnje turbine



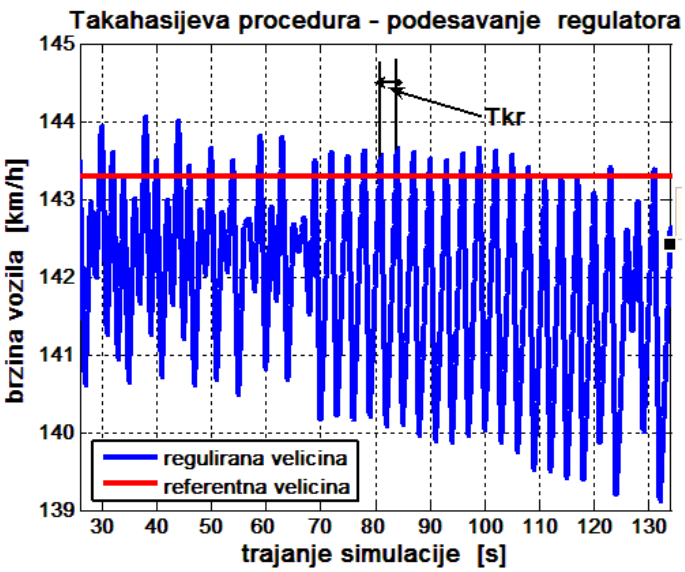
Slika 5.12 (a) Temperature na usisu u motor



Slika 5.12 (b) Faktor viška zraka, lambda (λ)

5.2.2. Druga simulacija brzine vozila u 5. stupnju prijenosa, poboljšana regulacija

U ovom odjeljku prikazuju se rezultati simulacije kretanja vozila u 5. stupnju prijenosa uz korištenje poboljšanog regulacijskog kruga. U prethodnom odjeljku, regulirana veličina bila je brzina vrtnje motora *N*, a tek onda indirektno brzina kretanja vozila. Brzina vrtnje motora mjerila se pomoću induktivnog senzora brzine vrtnje ugrađenog na radilicu motora. Održavanjem broja okretaja motora *N* na približno konstantnoj vrijednosti održavala se i približno konstantna brzina kretanja vozila. Najveće regulacijsko odstupanje iznosilo je **41 okr/min** na najvećem usponu od 5%. Kod većih brzina kretanja, regulacijsko odstupanje bilo bi još i veće, te ovako projektirana regulacija ne bi zadovoljila kod većih brzina kretanja automobila, primjerice u 5. stupnju prijenosa kod brzine od oko 130 km/h. Osim toga, kao što je već bilo napisano, ovako projektirana regulacija ne dozvoljava promjenu brzina, te se ne može primijeniti kod automobila sa ugrađenim automatskim mjenjačem. Kod poboljšane regulacije regulirana veličina nije broj okretaja motora, već brzina kretanja vozila, *v_vozila*. Ova varijabla nalazi se ugrađena u podmodelu **"mjenjač"** na slici 5.4. U prethodnom odjeljku ova veličina nije se koristila, dok u ovom odjeljku ova veličina se umjesto broja okretaja motora koristi kao negativna povratna veza u regulacijskom krugu. U stvarnosti, brzina kretanja vozila mjeri se pomoću senzora broja okretaja kotača sa ugrađenim impulsnim prstenom. Ovaj senzore ima svako vozilo koje ima ugrađen uređaj za sprečavanje blokiranja kotača pri kočenju, tzv. *ABS sustav*. Prednost ove poboljšane regulacije je u tome, što se informacije sa ABS senzora osim za kočenje mogu upotrijebiti i u regulacijskom krugu tempomata, čime se pojeftinjuje cijena izvedbe ovog uređaja. Simulacijski model uređaja u potpunosti je isti kao na slici 5.4 samo što je u ovom slučaju



Sl. 5.13 Oscilacijska granica stabilnosti

regulirana i referentna veličina brzina kretanja vozila, a ne broj okretaja motora. Stoga se simulacijski model ovdje ne prikazuje. Naravno da parametri diskretnog PI regulatora nisu isti, te se njihove nove vrijednosti moraju pronaći pomoću prethodno opisane *Takahasijeve procedure* za podešavanje parametara digitalnih regulatora. Postupnim povećavanjem pojačanja K_R, objekt regulacije (dizelski motor) dovodi se do oscilacijske granice stabilnosti. Regulirana veličina, a to je u ovom slučaju brzina vozila, poprima periodične oscilacije koje ne mogu da se smire. Pojačanje kod kojeg se javlja ovakav odziv naziva se ***kritičnim*** i njegova vrijednost za ovaj turbodizelski motor ima vrijednost $\boldsymbol{(K_R)_{kr}}$ **= 0.002** kod vremena uzrokovanja od $\boldsymbol{T}$ **= 1 sekunde**. Sa slike 5.13 očita se kritični period oscilacija koji iznosi $\boldsymbol{T_{kr}}$ **= 2 sekunde.** Sa ovim podacima ulazi se u tablicu 5.1 za *Takahasijevu proceduru*, te se pomoću nje dobiju slijedeće vrijednosti za podešavanje parametara diskretnog PI regulatora. Pojačanje regulatora:

$$K_R = 0.45\cdot(K_R)_{kr} - 0.27\cdot(K_R)_{kr}\cdot(T/T_{kr}) = 0.45\cdot 0.002 - 0.27\cdot 0.002\cdot 0.5 = 6.3\cdot 10^{-4} \tag{5.19}$$

$\boldsymbol{K_R = 6.3\cdot 10^{-4}}$

Integralna vremenska kostanta računa se pomoću izraza:

$$T/T_i = 0.54\cdot((K_R)_{kr}/K_R)\cdot(T/T_{kr}) = 0.54\cdot(0.002/6.3\cdot 10^{-4})\cdot(1/2) = 0.857143 \tag{5.20}$$

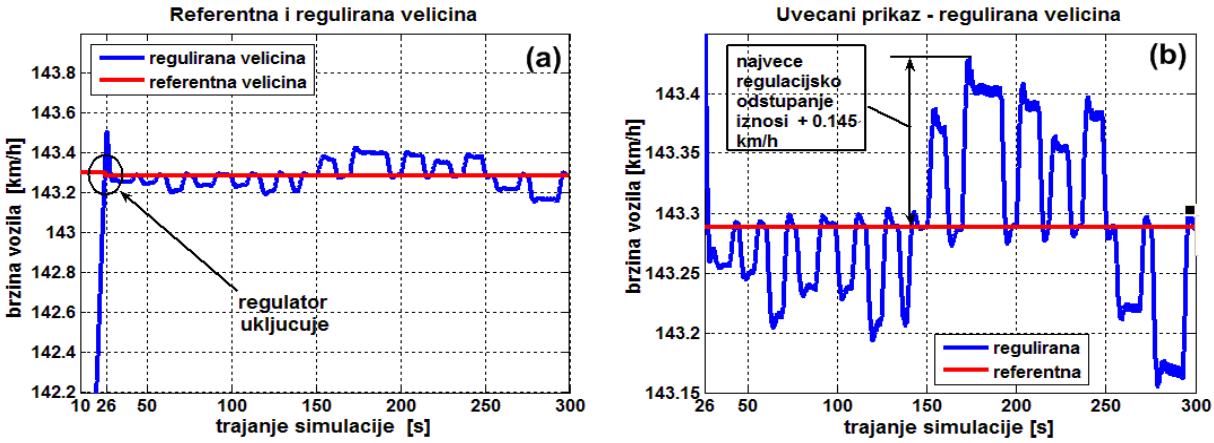
$$T/T_i = 0.857143 \quad \Rightarrow \quad \mathrm{T_i} = 1.166667 \text{ sek}$$

Pojačanje integralnog člana iznosi $\boldsymbol{K_I = K_R / T_i = 6.3\cdot 10^{-4} / 1.166667 = 5.4\cdot 10^{-4}}$. Ovi podaci unesu se u matematički model dizelskog motora, te se tada može pokrenuti simulacija da se dobiju signali odziva regulacijskog sustava. Dobiveni rezultati kretanja vozila u 5. stupnju prijenosa sa uključenim tempomatom i poboljšanom regulacijom koja koristi senzore brzine kretanja vozila prikazani su na slijedeće dvije stranice.

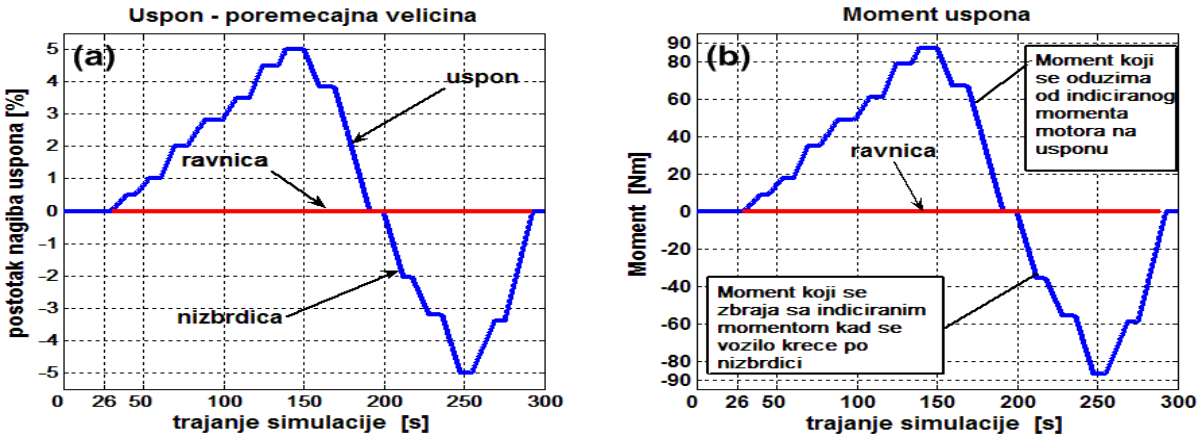
<u>Prikaz rezultata simulacije i zaključak</u>

Regulator se uključje u 26 sekundi. Odabrana referentna vrijednost brzine iznosi 143.3 km/h. Na sl. 5.14 (a) prikazana je regulirana i referentna vrijednost brzine vozila. Može se uočiti kako regulirana vrijednost dosta dobro prati referentnu vrijednost uz minimalno regulacijsko odstupanje. Na sl. 5.14 (b) prikazan je uvećani prikaz ovih dviju vrijednosti između 26 i 300 sekunde. Najveće regulacijsko odsupanje regulirane brzine vozila od referentne brzine koju je odredio vozač iznosi +0.145 km/h. To je dobar rezultat. U 150. sekundi vozilo mora svladati najveći uspon od 5%, sl. 5.15 (a). U tom trenutku moment uspona iznosi 88 Nm (sl. 5.15 (b)), otpori kotrljanja vozila i aerodinamički otpori zraka iznose 100 Nm, a otpori trenja unutar motora iznose približno 50 Nm (sl. 5.16). Da svlada sve ove otpore, na usponu od 5% indicirani moment kojeg razvija motor je najveći i iznosi 235 Nm (sl. 5.16). Na sl. 5.17 (a) prikazan je maseni protok goriva. Maseni protok goriva je postavna veličina koja djeluje na sustav ubrizgavanja goriva. Svaki put kada postotak nagiba ceste raste, maseni protok goriva raste (sl. 5.17 (a)) i nedozvoljava smanjivanje brzine vozila na usponu. Svaki put kad se postotak nagiba ceste smanjuje, regulator smanjuje protok goriva, te na taj način onemogučava de se vozilo na nizbrdici ubrzava, te da postigne brzinu koja je veća od referentne brzine (143 km/h). Najveći potrošnja goriva je na najvećem usponu te iznosi $4.65\cdot 10^{-3}$ kg /s (16.74 kg/h), vidjeti sliku 5.17 (a). Najveća efektivna snaga koju motor razvija tijekom simulacije troši se na svladavanje najvećeg uspona od 5% i iznosi 67.5 kW, sl. 5.17 (b). Na usponu temperatura u ispušnom kolektoru kreće se između

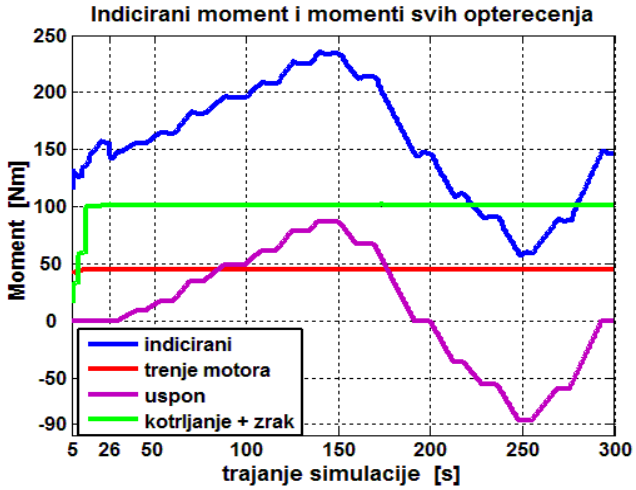
875K i 900 K, a na nizbrdici ova temperatura usljed manjeg opterećenja se smanji na vrijednosti između 750 i 775 K, vidjeti sliku 5.18 (a). Faktor viška zraka je najmanji na najvećem usponu i iznosi λ = 1.9, a najmanji je na najvećoj nizbrdici (uspon –5%) kada je opterećenje najmanje, te tada poprima vrijednost od oko λ = 4.5, vidjeti sliku 5.19 (b). Brzina vrtnje turbopunjača razmjerna je količini ubrizganog goriva. Pa tako, na najvećem usponu od 5% kad se i ubrizgava najveća količina goriva, brzina vrtnje turbopunjača je najveća i iznosi 168000 min^{-1}, te apsolutni tlak nabijanja u usisnom kolektoru u tom trenutku iznosi 2.35 bar, vidjeti sliku 5.18 (b). Na posljednjoj slici 5.20 prikazana je brzina vrtnje motora. Ovdje se može vidjeti veliko poboljšanje u odnosu na prethodni primjer. Maksimalno regulacijsko odstupanje brzine vrtnje motora od referentne veličine iznosi svega **3 okr/min**, dok je u prethodnom primjeru maksimalno regulacijsko odstupanje iznosilo čak **41 okr/min**. Ostvareno je značajno poboljšanje.



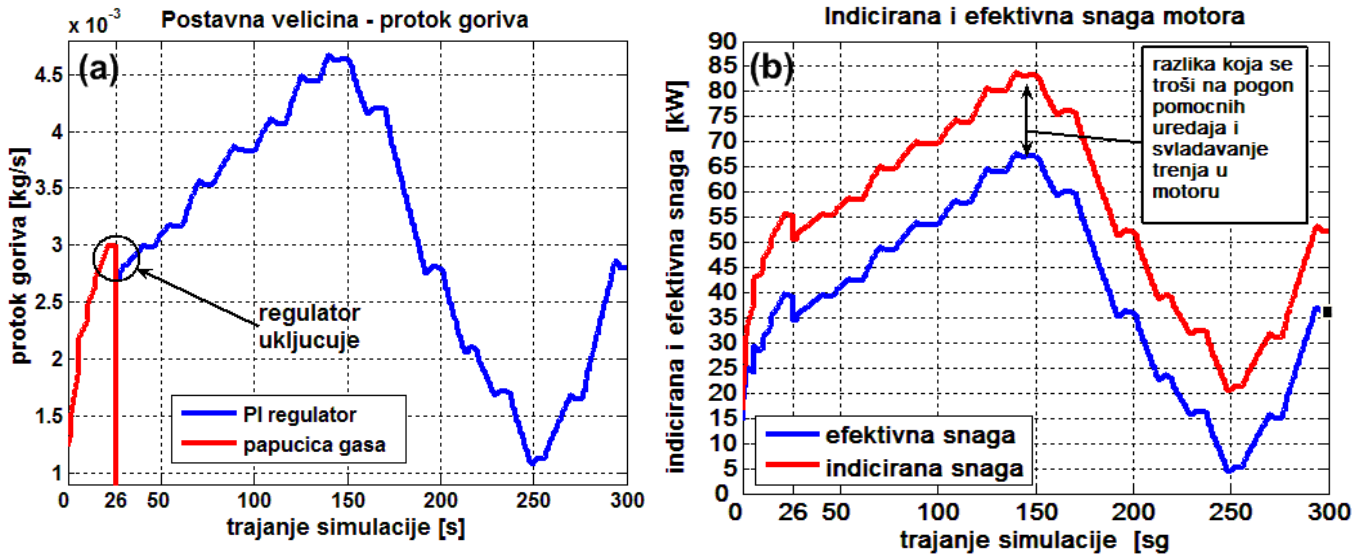
Slika 5.14 (a) Referentna i regulirana veličina (b) Uvećani prikaz referentne i regulirane veličine



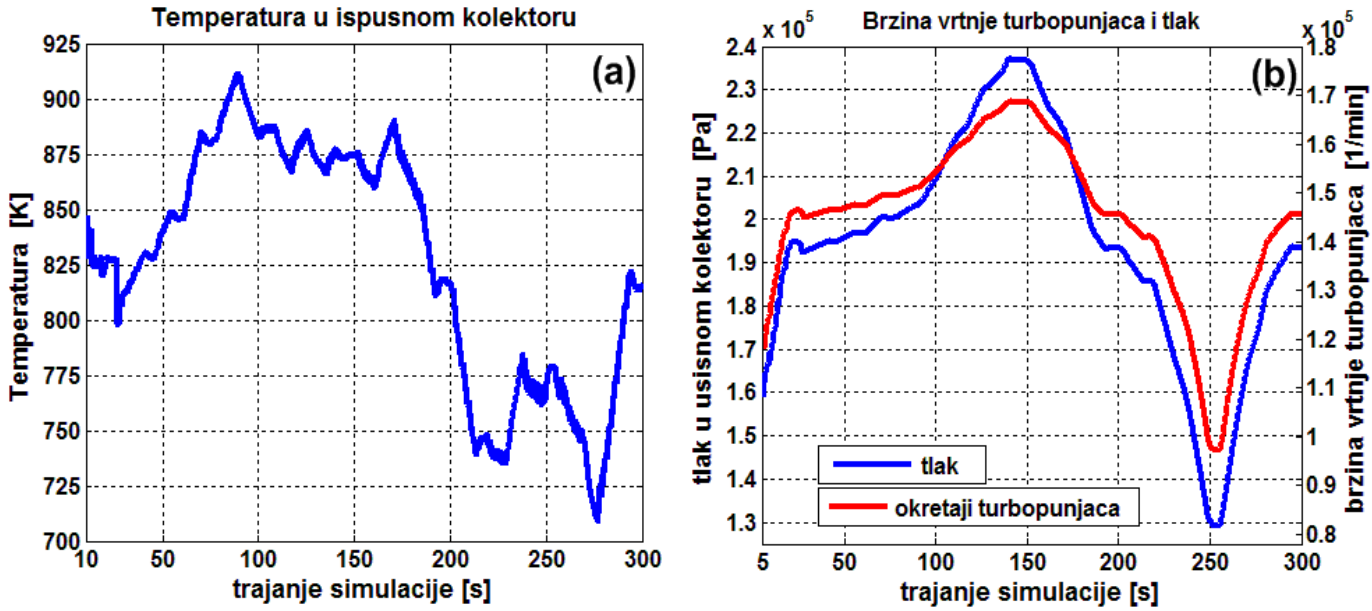
Slika 5.15 (a) Postotak nagiba uspona ceste (b) Moment motora koji se troši na savladavanje uspona



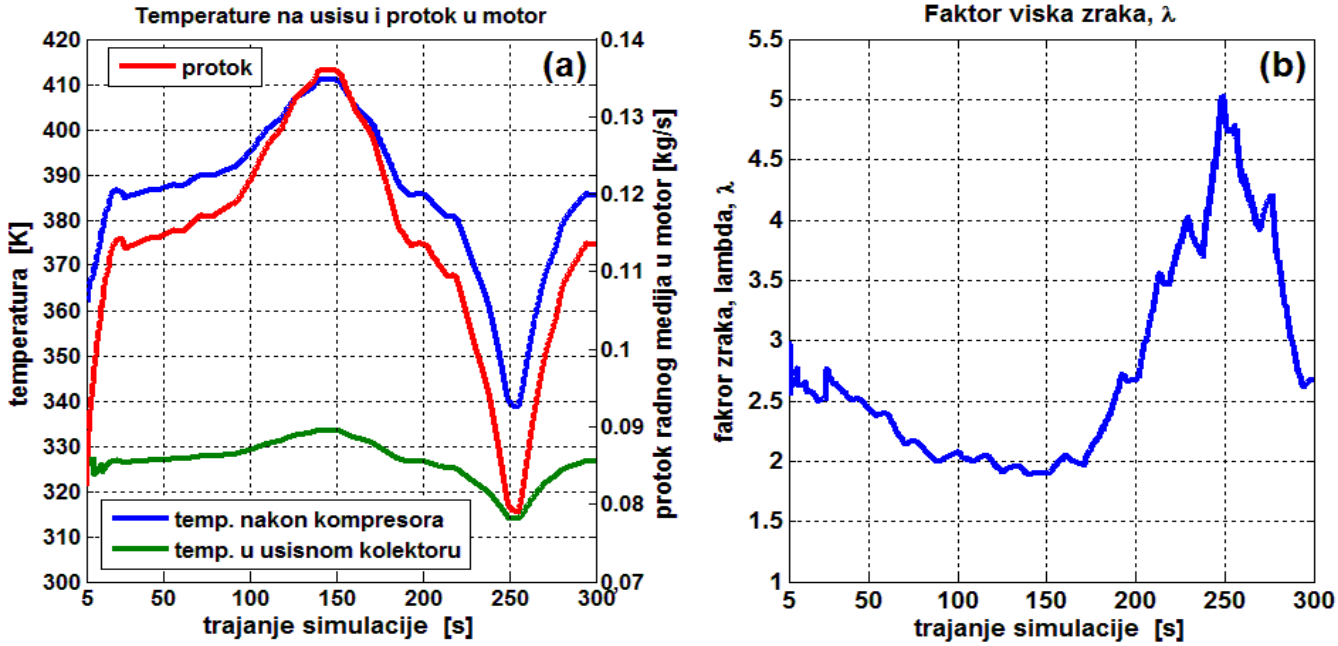
Slika 5.16 Prikaz indiciranog momenta motora



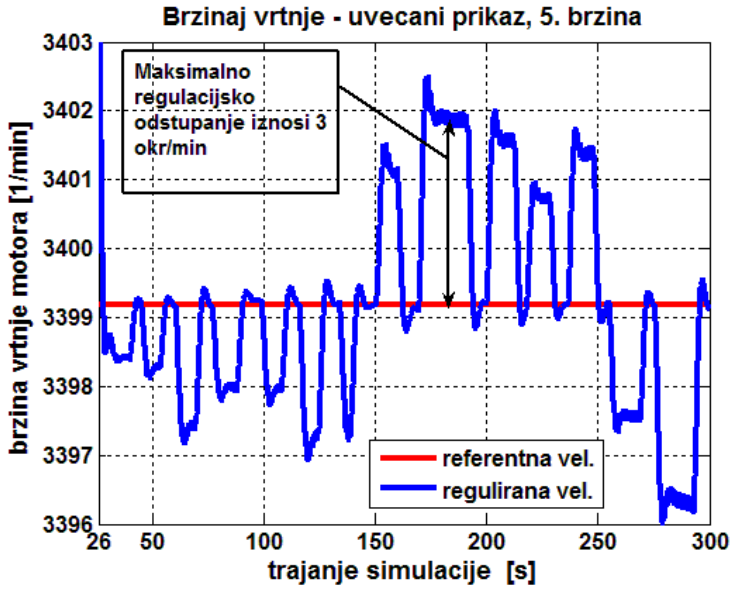
Slika 5.17 (a) Upravljačka veličina, maseni protok goriva (b) Indicirana i efektivna snaga motora



Slika 5.18 (a) Temperatura plinova u ispušnom kolektoru (b) Tlak prednabijanja i brzina vrtnje turbine



Slika 5.19 (a) Temperature zraka na usisu u motor (b) Fakror viška zraka, lambda (λ)



Slika 5.20 Uvećani prikaz brzine vrtnje motora

5.3 Regulacija elektroničkog EGR – ventila (njem. die AGR-Ventilregelung, engl. EGR control)

Ovu vrstu regulacije posjeduje svaki moderni turbodizelski motor. Glavni zadatak je osiguranje točnog **omjera** između masenih protoka recirkuliranih ispušnih plinova i komprimiranog zraka u usisnom kolektoru. Ovaj omjer se mora vrlo precizno održavati i to iz dva razloga. Prvi razlog je što odstupanje od željenog omjera dovodi do nepravilnog rada motora koje se manifestira u gubitku snage, crnom dimu u ispuhu, nakupljanjem čađe u usisnom kolektoru itd. Drugi razlog je naravno ekološki, jer pravilan rad cijelog EGR sustava je nužan uvjet za ispunjanje postojeće norme EURO 4 i to onog dijela koji se odnosi na dušične okside (NO_x).

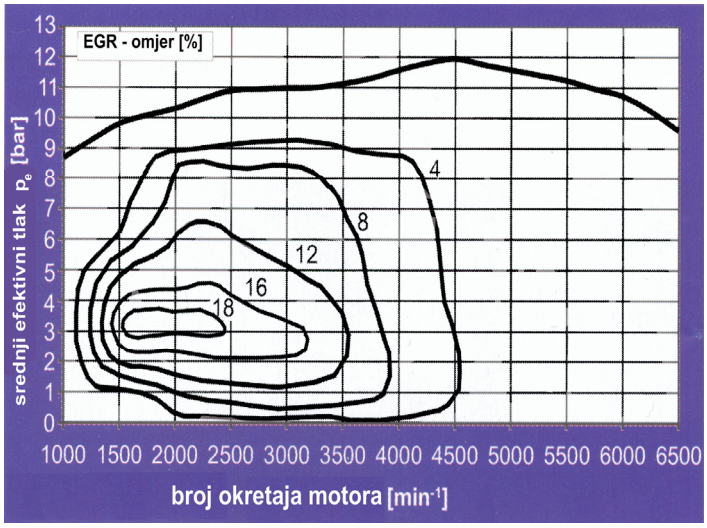
Potrebni omjer masenih protoka je mapiran i memoriran u memoriju glavnog računala motora, te on kao takav predstavlja ***referentnu***, odnosno ***vodeću*** veličinu u regulacijskom krugu. Spomenuti omjer (u daljnjem tekstu $\boldsymbol{EGR_{omjer}}$) u stručnom literaturi se označuje sa engleskom oznakom $\boldsymbol{EGR_{ratio}}$, a definira se kao omjer protočne mase recirkuliranih ispušnih plinova prema ukupnom protočnom masi radnog medija u usisnom kolektoru:

$$EGR_{omjer} = \frac{\dot{m}_{egr}}{\dot{m}_{egr} + \dot{m}_2} \quad \text{ili} \quad EGR_{omjer}[\%] = \frac{\dot{m}_{egr}}{\dot{m}_{egr} + \dot{m}_2} \cdot 100\% \tag{5.21}$$

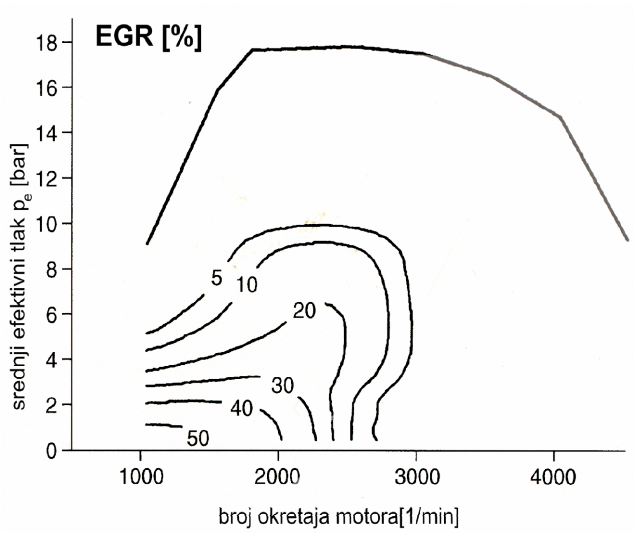
gdje je $\dot{m}_{egr}$ protok recirkuliranih ispušnih plinova, a $\dot{m}_2$ protok kompresora. EGR_{omjer} ovisi o broju okretaja motora i o opterećenju, odnosno o srednjem efektivnom tlaku p_e [bar], $EGR_{omjer} = f\,(N_{motora}, p_e)$.

EGR_{omjer} značajno se razlikuje kod benzinskog i dizelskog motora. Kod benzinskog motora, EGR_{omjer} nikad ne prelazi vrijednost od 20%, dok kod dizelskog motora ovaj omjer prelazi vrijednost od čak 50%, kod nekih motora i 55% – 60% kod rada dizelskog motora u praznom hodu. Primjer tipičnih EGR referentnih "mapa" za ottov i dizelski motor prikazane su redom na sl. 5.21 [55] i 5.22 [10]. Dizelski motor starije generacije (EURO 2 ili čak EURO 3 norma), nije u mogućnosti ostvariti EGR_{omjere} koji su veći od 20 %. Da bi motor mogao ostvariti EGR vrijednosti od 40% , 50% ili čak 55%, potrebno je u usisni kolektor ugraditi dodatni aktuator, koji se naziva **elektronička EGR zaklopka** *(njem. die AGR – Drosselklappen, engl. EGR electronic throttle*). Ova zaklopka se ugrađuje u usisnu cijev svakog modernog dizelskog motora, te ima

zadatak da stvara pad tlaka u usisnom kolektoru kako bi se mogla realizirati velika količina protoka kroz EGR ventil u onom trenutku kada računalo motora zatraži da vrijednosti EGR_{omjera} postanu veće od 20%. Posjetimo, **<u>nužan uvjet</u>** da protok $\dot{m}_{egr}$ može teći kroz EGR ventil je taj, da tlak u ispušnom kolektoru bude veći od tlaka u usisnom kolektoru ($p_6 > p_4$). Stoga, može se reći da EGR zaklopka ima zadatak stvaranja prisilnog pada tlaka u usisnom kolektoru kako bi se osigurao gore spomenuti uvjet.



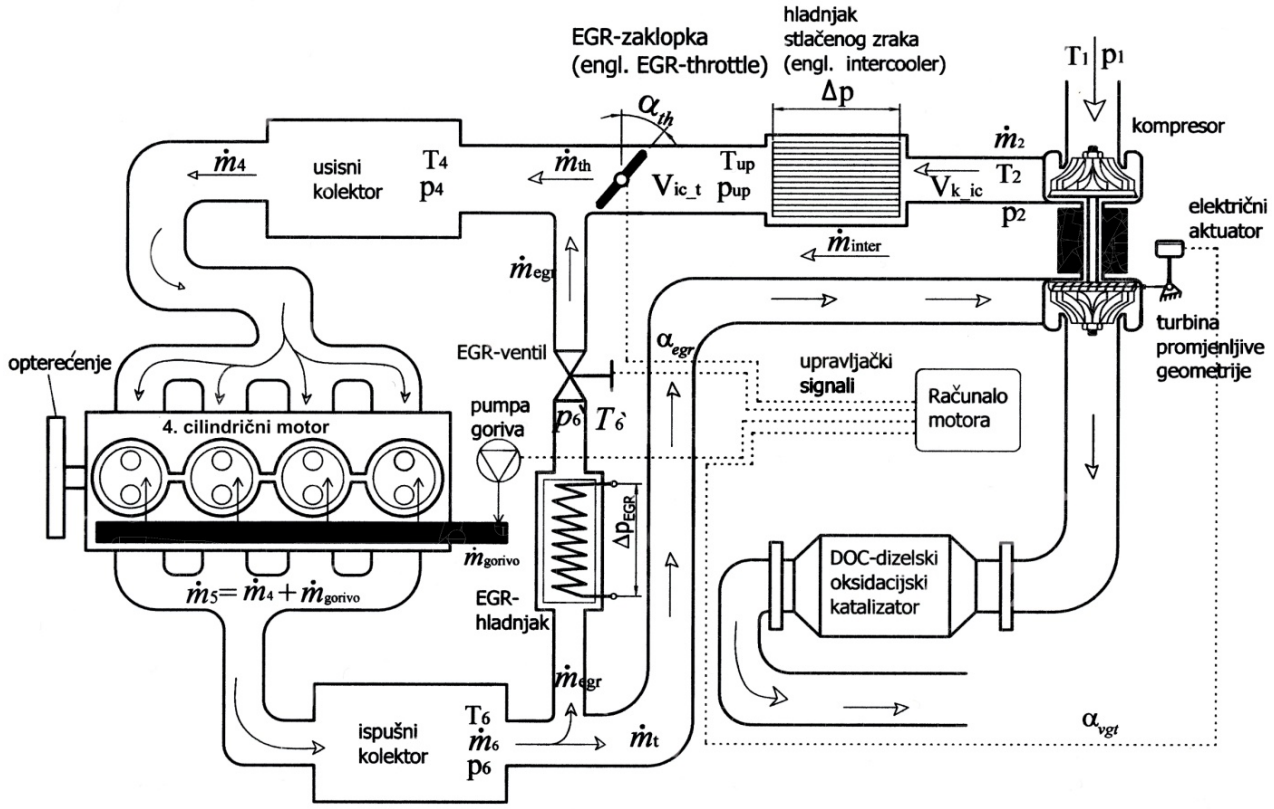
Sl. 5.21 Referentna EGR mapa, Otto motor, FORD 2.0 litre



Sl. 5.22 Referentna EGR mapa, Dieselov motor

Da bi se mogla realizirati EGR regulacija u širokom radnom opsegu, bilo je nužno u postojeći matematički model dizelskog motora ugraditi podmodel EGR zaklopke. Ugradnja ove zaklopke u MVEM model turbodizelskog motora predstavljala je priličan problem, budući da nije pronađena odgovarajuća literatura u kojoj je detaljnije objašnjen način modeliranja EGR-zaklopke kako bi se izbjegli problemi ***algebarske petlje*** (*engl. algebaric loops problems*). Jedini članak koji obrađuje EGR-zaklopku kod dizelskog motora objavili su talijanski stručnjaci iz FIAT-ovog istraživačkog centra (FIAT Powertrain Technologies – R&T – Orbassano –Italy) u referenci [57], ali bez podrobnijih teorijskih objašnjenja. U ovom se članku isto ukazuje na probleme pojave *algebarske petlje* ukoliko se EGR-zaklopka ne modelira na ispravan način. Za dovoljno neupućene čitatelje, kad u SIMULINKU, model ima *algebarsku petlju*, tada se on ne može pokrenuti, što naravno predstavlja veliki problem. Za rješavanje navedenog problema, korištena su iskustva vezana uz modeliranja turbobenzinskih motora, budući da oni imaju ugrađenu zaklopku, ali ne EGR-zaklopku, već **zaklopku gasa**. Elektronička zaklopka gasa kod benzinskih motora i EGR zaklopka kod dizelskih motora, konstrukcijski su potpuno jednake, samo im je funkcija različita. Obje zaklopke prigušuju protok iz kompresora, ali kod benzinskog motora zaklopka stvara pad tlaka da bi se iza nje "izvlačio" promjenljiv maseni protok goriva, dok kod dizelskog motora zaklopka stvara pad tlaka da bi se iza nje "izvlačio" EGR maseni protok. Kod modeliranja EGR-zaklopke koristile su se preporuke i iskustva kod modeliranja SAAB-ovog 2.3 turbobenzinskog motora, koja su objavljena u referencama [38], [39], [56]. Da bi se rješio problem algebarske petlje, bilo je potrebno promijeniti postojeći model postavljanjem dviju dodatnih diferencijalnih jednadžbi kod opisivanja podmodela koji se odnosi na hladnjak stlačenoga zraka (*engl. intercooler*). Na ovaj način dobivena su dva nova početna uvjeta pomoću kojih se eliminira algebarska petlja iz modela, te se može pokrenuti simulacija u SIMULINK-u. Hladnjak stlačenog zraka

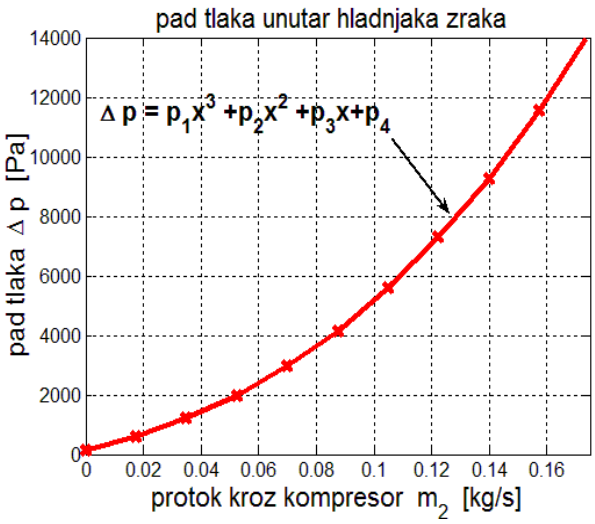
sastoji se od tri dijela: dijela usisne cijevi koja povezuje izlaz kompresora i ulaz hladnjaka, samog hladnjaka u kojem nastaje pad tlaka Δp i kroz kojeg struji protok $\dot{m}_{inter}$, te dijela cijevi između izlaza iz hladnjaka i EGR-zaklopke (*engl. EGR-throttle*). Volumen prvog dijela cijevi na sl. 5.23 označen je oznakom V_{k_ic} i iznosi 3.5 dm^3 (oko 3.5 litre). Volumen drugog dijela cijevi na sl. 5.23 označen je oznakom V_{ic_t} i iznosi oko 3 dm^3. Ovi volumeni tretiraju se kod modeliranja na sličan način kao volumen usisnog kolektora (vidi poglavlje 4.), te vrijedi:



Slika 5.23 Prikaz sheme turbodizelskog motora s ugrađenom EGR-zaklopkom

$$\frac{\partial p_2}{\partial t} = \frac{R \cdot T_2}{V_{k_ic}} \left(\dot{m}_2 - \dot{m}_{inter} \right) \tag{5.22}$$

$$\frac{\partial p_{up}}{\partial t} = \frac{R \cdot T_{up}}{V_{ic_t}} \left(\dot{m}_{inter} - \dot{m}_{th} \right) \tag{5.23}$$



Sl. 5.24 Pad tlaka u hladnjaku zraka

$$\dot{m}_{inter} = \sqrt{\frac{(p_2 - p_{up}) \cdot p_2}{K_{inter} \cdot T_2}} = \sqrt{\frac{\Delta p \cdot p_2}{K_{inter} \cdot T_2}} \tag{5.24}$$

gdje su $\dot{m}_{inter}$ protok zraka kroz hladnjak (intercooler), $\dot{m}_{th}$ protok zraka kroz EGR-zaklopku , K_{inter} $\left[\frac{Pa^2 s^2}{K\, kg^2}\right]$ dimenzijski parametar hladnjaka, odredi se mjerenjem i ovisi o padu tlaka Δp, T_2 temperatura zraka na izlazu iz kompresora, T_{up} temperatura ohlađenog zraka na izlazu iz hladnjaka, odnosno ispred zaklopke, p_{up} je pritisak zraka ispred EGR-zaklopke, p_2 pritisak zraka na izlazu iz kompresora. Pad tlaka u hladnjaku ovisi o protoku zraka kroz kompresor,

$\Delta p = f(\dot{m}_2)$. Za potrebe ove simulacije, koriste se podaci objavljeni u referenci [56], stranica 90. Obrađujući objavljene podatke, pronađena je slijedeća funkcija koja poprilično dobro opisuje pad tlaka: $\Delta p = p_1\dot{m}_2^3 + p_2\dot{m}_2^2 + p_3\dot{m}_2 + p_4$, te su u MATLAB-u pronađeni slijedeći parametri; $p_1 = 3.722\cdot10^5$, $p_2 = 2.348\cdot10^5$, $p_3 = 2.772\cdot10^4$, $p_4 = 106.2$. Prikaz ove funkcije u dijagramu prikazan je na sl. 5.24. Vrijednosti za parametar hladnjaka $\boldsymbol{K_{inter}}\left[\frac{Pa^2s^2}{K\,kg^2}\right]$ odrede se mjerenjem, a kreću se u rasponu od **$27\cdot10^7$ do $34\cdot10^7$**. U ovom radu najboljom se pokazala vrijednost od **$28\cdot10^7$** $\left[\frac{Pa^2s^2}{K\,kg^2}\right]$.

5.3.1 Model elektroničke EGR-zaklopke:

Kod modeliranja EGR-zaklopke dizelskog motora, koristit će se model puno poznatije zaklopke gasa kod Ottovog motora. U tehničkoj literaturi postoje brojni članci i različite metode modeliranja ove zaklopke. Dobar teoretski opis ove zaklopke opisan je u sljedećim referencama: [7], [58], [38], [39], [56]. Svi opisani modeli međusobno se razlikuju u malim detaljima, te je u ovaj rad ugrađen model iz reference [56] budući da se on pokazao najjednostavniji i najfunkcionalniji za potrebe EGR-regulacije.

Sve varijable i parametri koji se odnose na zaklopku sadrže indeks *"th"*, što je skraćenica od engleske riječi *Throttle = zaklopka*. Maseni protok kroz zaklopku ovisi o kutu otklona zaklopke α. Ovaj kut je označen na sl. 5.23. Kut otvorenosti EGR zaklopke u ovom radu, kreće se od 3° pa sve do 48°. Kut je najmanji za najveće vrijednosti EGR_{omjera}, budući da tada treba najviše prigušiti protok kompresora, tj. stvoriti najveći podtlak u usisnom kolektoru. Kut je najveći, odnosno EGR zaklopka je najviše otvorena kad su vrijednosti EGR_{omjera} male ili jednake nuli. Protok kroz zaklopku računa se na sljedeći način, prema [56]:

$\Pi_{th} = p_4 / p_{up}$ omjer tlakova iza i ispred EGR-zaklopke (5.25)

$$\dot{m}_{th} = \frac{p_{up}}{\sqrt{R\cdot T_{up}}}\cdot Q(\alpha)\cdot\Psi(\Pi_{th}) \tag{5.26}$$

$$\Psi(\Pi_{th}) = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}\cdot\left[(\Pi_{th})^{\frac{2}{\kappa}} - (\Pi_{th})^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \quad \text{za} \quad \Pi_{th} > \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{5.27}$$

$$\Psi(\Pi_{th}) = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}\cdot\left[\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}\right]} \quad \text{za} \quad \Pi_{th} \le \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{5.28}$$

Član $Q(\alpha)$ naziva se ***Q – funkcija*** i njezini parametri dobiju se empirijski, tj. mjerenjem veličina stanja ispred i iza zaklopke. Ako se kut α uvrštava u stupnjevima, tada vrijedi slijedeći izraz za *Q – funkciju,* m^2, prema [59]:

$$Q(\alpha) = a_3\cos^3(\alpha\cdot\pi/180) + a_2\cos^2(\alpha\cdot\pi/180) + a_1\cos(\alpha\cdot\pi/180) + a_0 \qquad ,m^2 \tag{5.29}$$

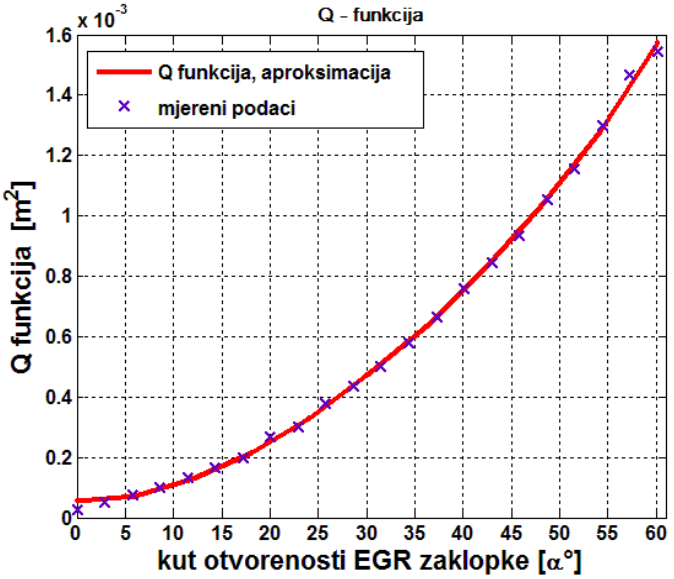
gdje su pronađeni slijedeći koeficijenti: **a_0 = 0.004466; a_1 = –0.00892; a_2 = 0.007953; a_3 = –0.003445**;

Prikaz *Q – funkcije* dan je na sl. 5.25. Vrijednosti *Q – funkcije* rastu sa porastom kuta otvorenosti zaklopke. Da bi EGR-zaklopka bila u potpunosti modelirana, potrebno je pronaći funkcijsku vezu između EGR_{omjera} kao referentne veličine i kuta zakreta zaklopke. Ovu vezu prikazuje funkcija koja se ovdje naziva ***alfa-funkcija***. Kada je potreban veliki EGR_{omjer}, kut zakreta treba biti mali. Kod malenog EGR_{omjera} zaklopka

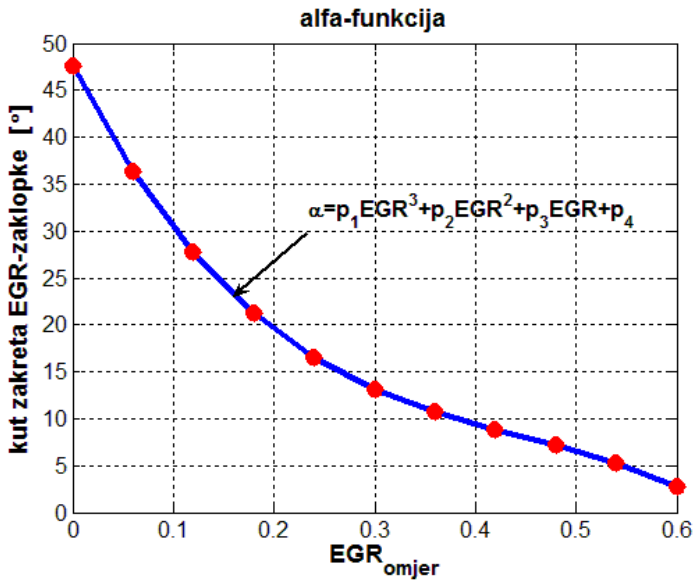
treba biti po mogućnosti što više otvorena (maksimalni kut otvorenosti je 48°) kako bi što manje prigušivala maseni protok zraka u usisnom kolektoru. Jedna od mogućih rješenja *alfa-funkcije* koja se pokazala sasvim zadovoljavajućom za potrebe EGR-reguacije je (sl. 5.26):

$$\alpha\,[°] = p_1\cdot(EGR_{omjer})^3 + p_2\cdot(EGR_{omjer})^2 + p_3\cdot(EGR_{omjer}) + p_4, \qquad (5.30)$$

$p_1 = -277.8$; $p_2 = 383.3$; $p_3 = -204.8$; $p_4 = 47.69$. Izgled ove alfa-funkcije prikazan je na sl. 5.26.

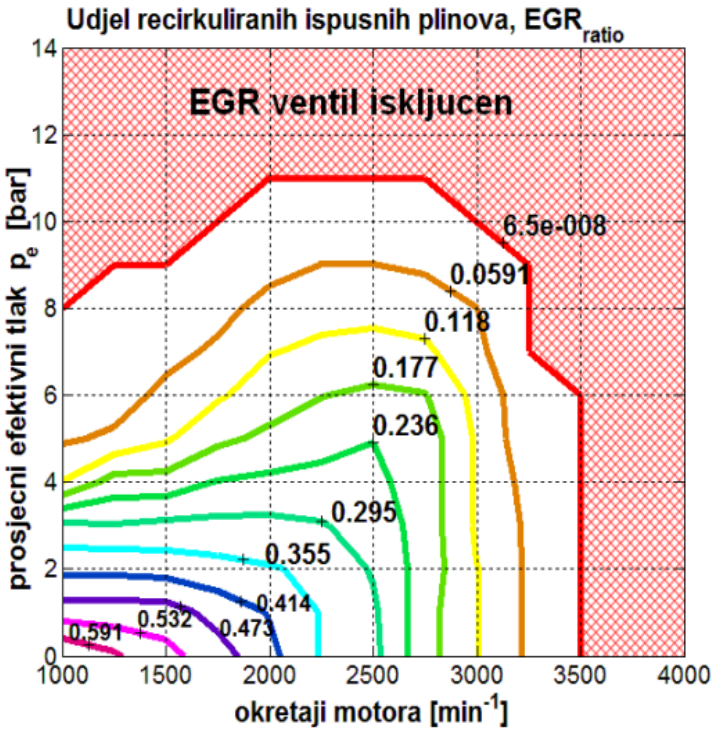


Slika 5.25 Izgled *Q – funkcije*



Slika 5.26 Izgled *alfa – funkcije*

Da bi se kvalitetna EGR–regulacija mogla obaviti, prikazana *Q* i *alfa-funkcija*, jednadžbe od 5.29 do 5.30, kao i model EGR–zaklopke (jednadžbe od 5.25 do 5.28) moraju se ugraditi u postojeći model turbodizelskog motora. Također u regulacijski dio modela motora, potrebno je ugraditi *referentnu EGR mapu* dizelskog motora (vidi sl. 5.22) koja je načinjena u SIMULINK-u. Za potrebe ovog rada koristi se EGR mapa motora Mercedes–Benz, tip motora OM 611, 220 CDI, objavljena u [60]. U ovoj mapi nalaze se pohranjene vrijednosti EGR_{omjera} koje se cijelo vrijeme mijenjaju sa promjenom broja okretaja motora N i sa promjenom opterećenja, odnosno srednjeg efektivnog tlaka p_e. Izgled ove mape napravljene u MatLab-u može se vidjeti na sl. 5.27. Na slici se mogu uočiti krivulje EGR_{omjera} označene različitim bojama. Pa tako krivulja sa oznakom 0.236, označava EGR_{omjer} od 23.6%. Također potrebno je uočiti šrafirano crveno područje. To je područje u kojem nema protoka recirkuliranih ispušnih plinova, odnosno EGR_{omjer} je jednak nuli.



Sl. 5.27 Prikaz referentne EGR mape izađene u **Matlab-u**

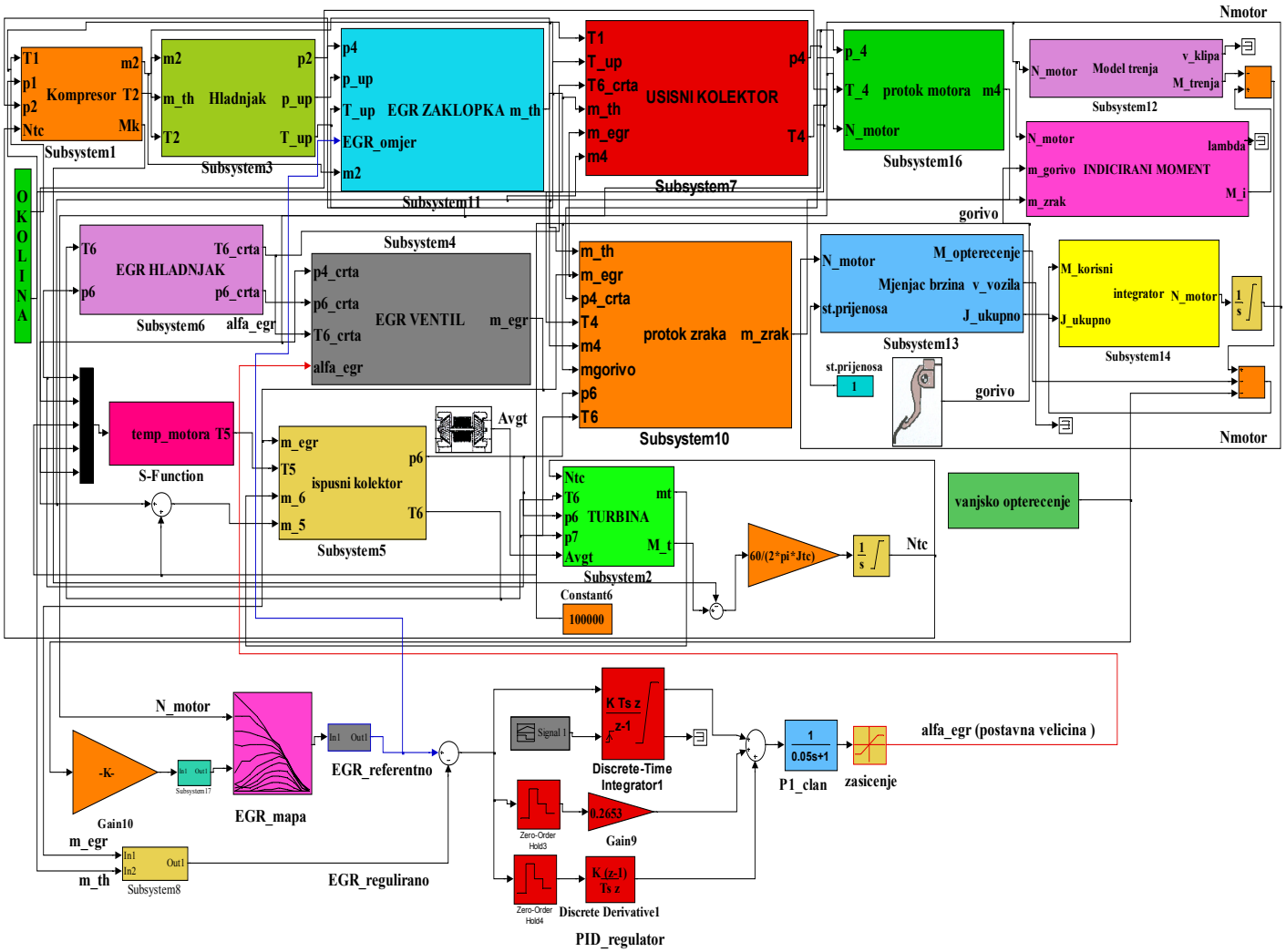
U tom području regulator mora u potpunosti zatvoriti EGR-ventil, kako motor ne bi gubio snagu kod velikih opterećenja ili velikih brzina vrtnje. Glavni zadatak regulacije, je da djelujući direktno na EGR ventil, te indirektno na EGR zaklopku, prisili motor, da regulirana vrijednost EGR_{omjera} u motoru vjerno slijedi referentnu vrijednost EGR_{omjera} danu mapom na slici 5.27. Regulacija se obavlja pomoću diskretnog PID regulatora koji djeluje na EGR-ventil. Simulacija je provedena na sljedeći način. Ukupno vrijeme trajanja simulacije iznosi 295 sekundi, te je simulacija podijeljena u tri glavna dijela. Potrebno je testirati sposobnost rada motora u dva rubna stanja koja su prikazana na slici 5.27.

Ova dva rubna stanja su ujedno najteža i najvažnija za ispravan rad motora. Simulacija se dovodi u rubna stanja koristeći ***poremećajne veličine***. Kod EGR regulacije poremećajne veličine su protok goriva (mijenja se brzina vrtnje N) i opterećenje, odnosno prosječni efektivni tlak p_e. Prvih 15 sekundi pustimo da motor uđe u neko stacionarno stanje, te da se sve veličine stanja, npr. tlakovi i temperature, smire. U ovom primjeru stacionarno stanje se postigne kod 3000 min^{-1}. Nakon toga motor se uvodi u prvo rubno stanje, tj. testira se sposobnost motora da postigne vrijednost EGR_{omjera} od oko 50%. Da bi motor ušao u ovo rubno stanje, prema slici 5.27, potrebno je smanjiti broj okretaja ispod 1150 min^{-1} i smanjiti opterećenje na svega p_e = 1 bar. Nakon toga promatra se da li je motor u mogućnosti održavati vrijednosti velikog EGR_{omjera} minimalno 15 – 20 sekundi. Ne smije se zaboraviti, da u ovim trenucima motor traži pomoć i podršku EGR-zaklopke, kako bi bio u mogućnosti realizirati vrijednosti EGR_{omjera} od preko 45%.

U drugom dijelu simulacije motor se dovodi u drugo rubno stanje, tj. želi se postići vrijednost EGR_{omjera} od 0%. Prema sl. 5.27, to je crvenom bojom šrafirano područje. Najlakši način ulaska u ovo stanje je ostvarujući brzinu vrtnje motora veću od 3500 min^{-1}, što se provodi postupnim ubrizgavanjem velike količine goriva. U ovom rubnom uvjetu EGR-ventil se **mora zatvoriti**. U slijedećih 40 sekundi prati se stanje zatvorenost EGR-ventila, stanje otvorenosti EGR zaklopke, zatim sposobnost motora da prati referentnu vrijednost EGR_{omjera} od 0%, kao i sveukupan rad motora kod broja okretaja većeg od 3600 min^{-1}.

U trećem dijelu simulacije koji počinje u trenutku od oko 210. sekunde, testira se sposobnost regulacije da naglo uključi EGR-ventil. Prema sl. 5.27, sada motor iz crvenog, za EGR-ventil neaktivnog područja naglo ulazi u područje aktivnosti. Aktiviranje ventila ostvaruje se naglim oduzimanjem gasa, broj okretaja sa 4000 min^{-1} pada na vrijednost od oko 2400 min^{-1}, te EGR_{omjer} raste sa vrijednosti 0% na vrijednost od 30%. Posljednih 50 sekundi, ponovnim davanjem gasa EGR_{omjer} se spušta na 10 %, te se prati rad motora u stacionarnim uvjetima sve do kraja simulacije.

Pronađeni su slijedeći parametri regulatora koji najbolje odgovaraju EGR-regulaciji: pojačanje regulatora (proporcionalno) $\boldsymbol{K_R}$ **= 0.2653**, pojačanje integralnog člana $\boldsymbol{K_I}$ **= 0.51537358**, pojačanje derivacijskog člana $\boldsymbol{K_D}$ **= 0.08**, integralna vremenska konstanta $\boldsymbol{T_i}$ **= 0.515 sekunde**, derivacijska vremenska konstanta $\boldsymbol{T_D}$ **= 0.3 sekunde**. Model turbodizelskog motora izrađen u Matlab SIMULINK-u s ugrađenom EGR zaklopkom, Q i *alfa-funkcijom*, referentnom EGR mapom, te sa PID regulatorom koji djeluje na EGR-ventil prikazan je na slici 5.28. Q i *alfa-funkcija* ugrađeni su unutar novog podmodela označenog plavom bojom, a koji nosi naziv "EGR ZAKLOPKA".



Slika 5.28 Regulacijski model turbodizelskog motora s ugrađenom EGR regulacijom

<u>Komentar rezultata dobivenih simulacijom:</u>

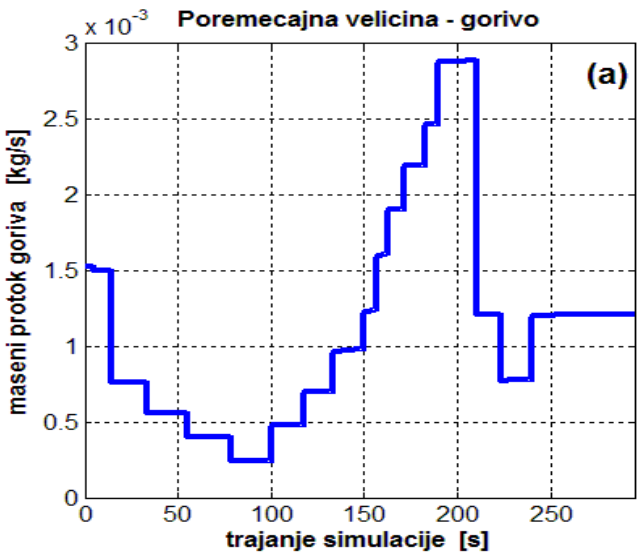
Na slici 5.29 prikazane su poremećajne veličine regulacijskog sistema, i to na sl. 5.29 (a) je prikazan maseni protok goriva, a na sl. 5.29 (b) je prikazana promjena vanjskog opterećenja. Nakon prvih 15 sekundi, započinje se sa smanjenjem količine ubrizganog goriva i sa smanjenjem opterećenja kako bi se ušlo u područje gdje su referentne veličine EGR_{omjera} veće od 45%. Nakon toga slijedi postupno povećavanje količine ubrizganog goriva, kako bi se motor testirao u uvjetima EGR_{omjera} od 0%. Zatim slijedi test naglog uključivanja EGR-ventila koji se postiže naglim smanjenjem količine ubrizganog goriva, te rastom EGR_{omjera} sa vrijednosti od 0% na 30%, sl. 5.29 (b).

Na slici 5.30 prikazana je referentna (vodeća) i regulirana veličina EGR_{omjera}. Ovo je ujedno i najvažniji prikaz koji govori o kvaliteti regulacije. U cijelom periodu od 295 sekundi, regulirana veličina EGR_{omjera} (plava linija) jako dobro prati vodeću veličinu EGR_{omjera} (crvena linija) koja dolazi iz računala. Na slici 5.30 se vidi da je model motora u stanju kvalitetno pratiti i ostvarivati vrijednosti EGR_{omjera} veće od 45%, kao i one vrijednosti EGR_{omjera} koje iznose 0%. Također i test naglog otvaranja ventila koji se dešava nakon 200. sekunde pokazuje dobre rezultate. I ovdje je regulacijsko odstupanje regulirane od vodeće veličine **minimalno**. Na slici 5.31 prikazana je površina otvorenosti EGR ventila u postocima. Na ovoj se slici može uočiti kako regulator ispravno upravlja EGR-ventilom. Kad se želi postići EGR_{omjer} od 50% regulator zahtijeva da se ventil 70% otvori, kako bi omogučio veliku količinu masenog protoka recirkuliranih

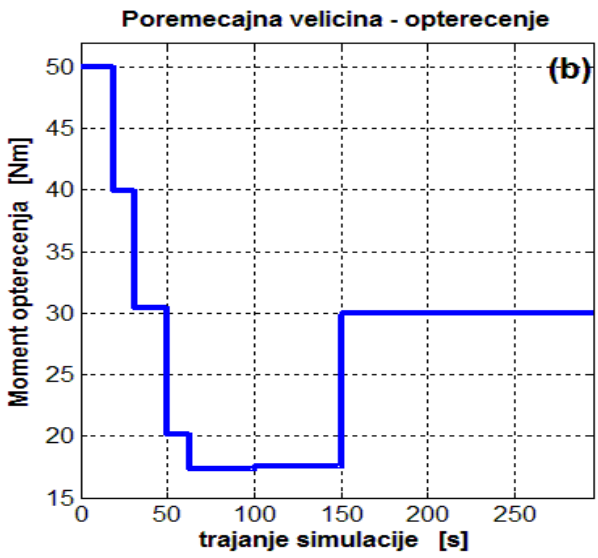
ispušnih plinova natrag na usis motora, $\dot{m}_{egr}$. Kad se želi postići EGR_{omjer} od 0%, regulator zatvara ventil, tj. zahtijeva da površina njegove otvorenosti bude manja od 2%, što je zanemarivo malo. Na taj način maseni protok kroz EGR-ventil, $\dot{m}_{egr}$, je približno jednak nuli. Vidi sliku 5.34.

Prikaz kuta zakreta EGR zaklopke prikazan je na sl. 5.32. EGR zaklopka potpomaže rad EGR-ventila. Jednostavno rečeno, kad se EGR-ventil otvara, zaklopka se mora zatvarati, i obrnuto. Na slici 5.32 vidi se ispravan rad zaklopke. Kad je EGR_{omjer} 50%, zaklopka se zatvara na vrijednost od oko 6°, prigušujući usis, stvarajući pritom povoljnu razliku tlaka koja je potrebna da bi se mogao ostvariti veliki maseni protok kroz EGR-ventil, $\dot{m}_{egr}$. Kad je EGR_{omjer} 0%, zaklopka se otvara na maksimalnu vrijednost od 48°, omogućavajući pri tome ulazak velike količine zraka iz kompresora u motor uz minimalno prigušenje usisa. Na slici 5.33 prikazan je maseni protok zraka kroz kompresor i EGR zaklopku. Na ovoj slici jasno se vidi prigušenje protoka koji dolazi iz kompresora ($\dot{m}_2$) u trenucima kada kutevi otvorenosti EGR-zaklopke postaju mali. Kad kut otvorenosti EGR-zaklopke poraste iznad određene vrijednosti, dolazi do izjednačenja protoka zaklopke ($\dot{m}_{th}$) sa protokom kompresora ($\dot{m}_2$). Prikaz masenog protoka dimnih plinova kroz EGR-ventil prikazan je na slici 5.34. Na ovoj se slici može uočiti da u 100. sekundi kad se EGR ventil otvori preko 74% (vidi sl.5.31) maseni protok $\dot{m}_{egr}$ je dosta velik i iznosi 0.032 kg/s (115.2 kg/h). Kad se EGR-ventil zatvori, tada je i maseni protok $\dot{m}_{egr}$ jednak nuli. Na taj način vrijednost EGR omjera poprimi vrijednost od 0%. I možda najjasniji prikaz ispravnosti rada EGR regulacije prikazan je na slici 5.35. Na ovoj su slici zajednički prikazane vrijednosti referenentne veličine (EGR_{omjer}) i postavne veličine (otvorenost EGR-ventila). **Na slici se jasno vidi ispravno djelovanje regulacije**. Kad računalo motora želi ostvariti velike EGR_{omjere} tada PID-regulator otvara EGR ventil. I obrnuto. Kada računalo traži od motora male vrijednosti EGR_{omjere}, regulator zatvara EGR ventil. Na slikama 5.36 i 5.37 prikazane su promjene vrijednosti raznih varijabli motora poput brzine vrtnje motora i turbopunjača, tlaka nabijanja kompresora, omjera tlakova iza i ispred EGR-ventila (Π_{egr}) i EGR zaklopke (Π_{th}), temperature plinova u usisnom i ispušnom kolektoru itd.

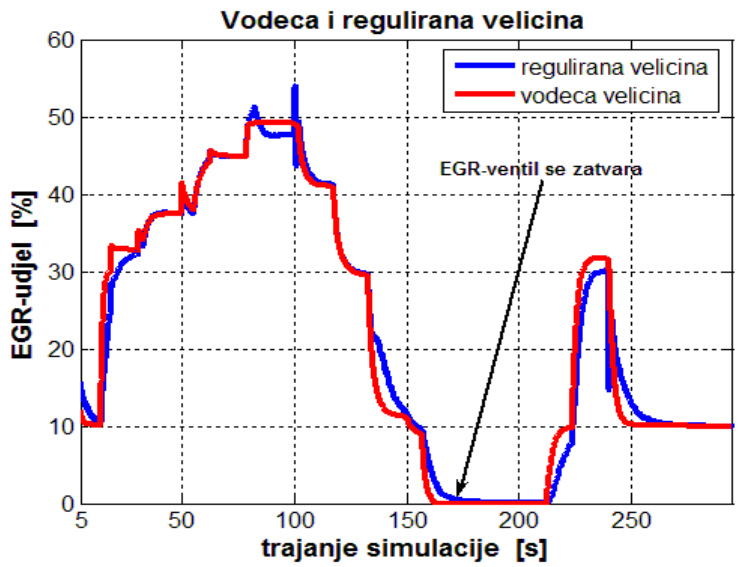
5.3.2 Prikaz rezultata prve EGR-simulacije s dvije poremećajne veličine



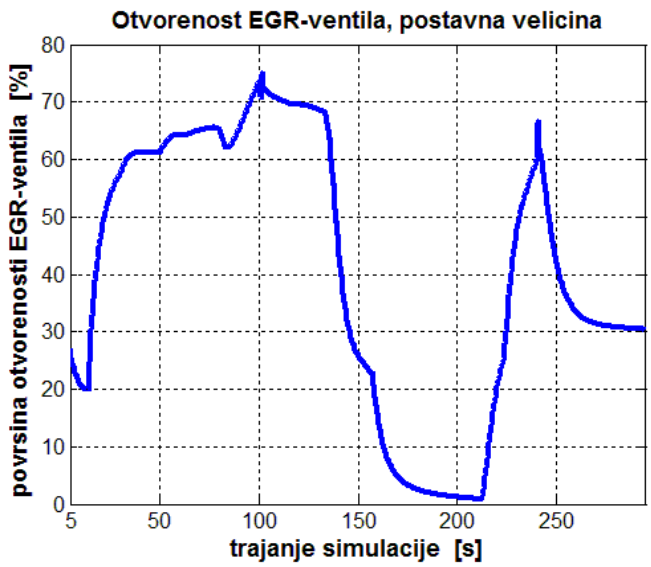
Slika 5.29 (a) Maseni protok goriva



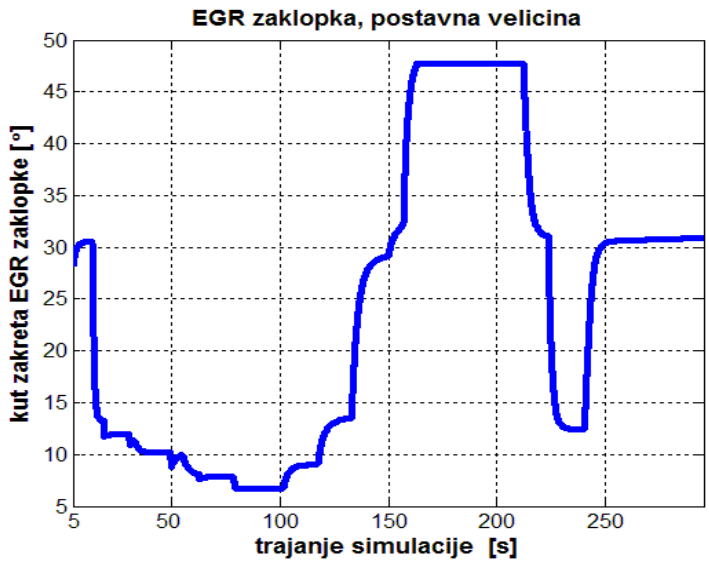
Slika 5.29 (b) Moment opterećenja



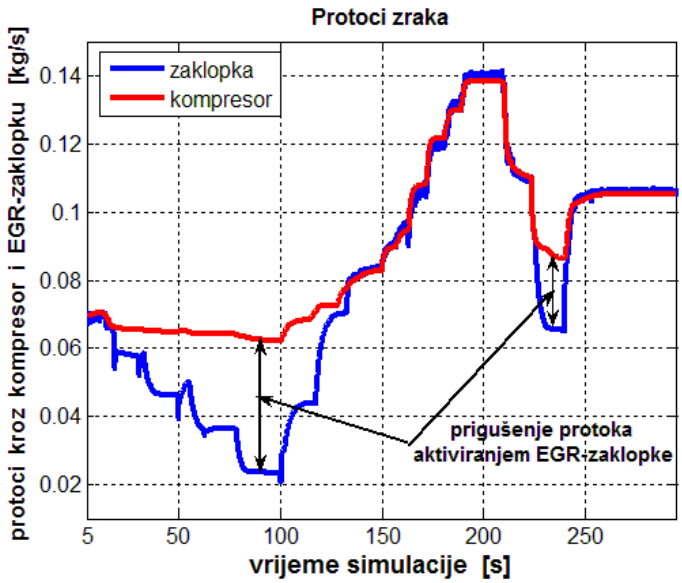
Slika 5.30 Regulirana i referentna veličina EGR_{udjela}



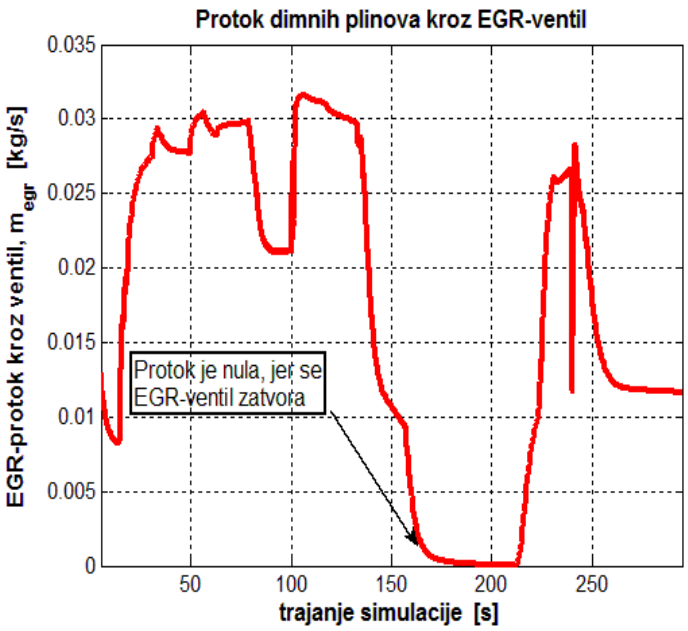
Slika 5.31 Površina otvorenosti EGR-ventila



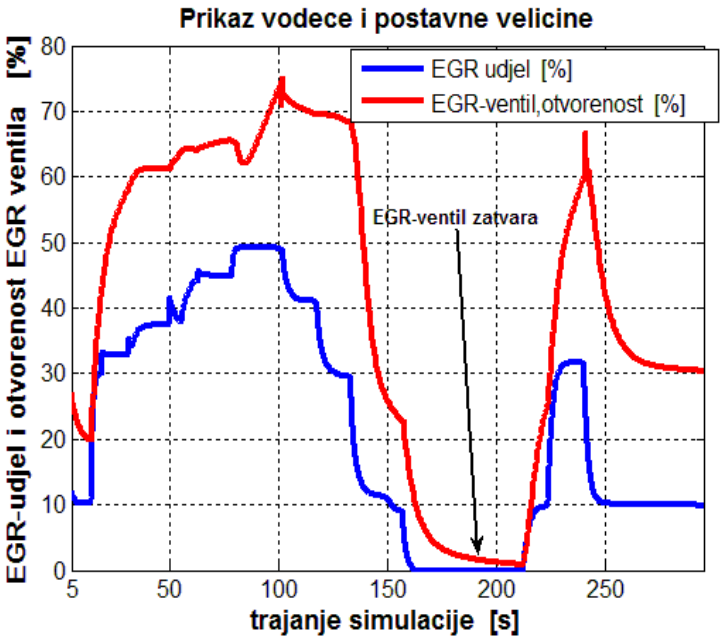
Slika 5.32 Kut zakreta EGR-zaklopke



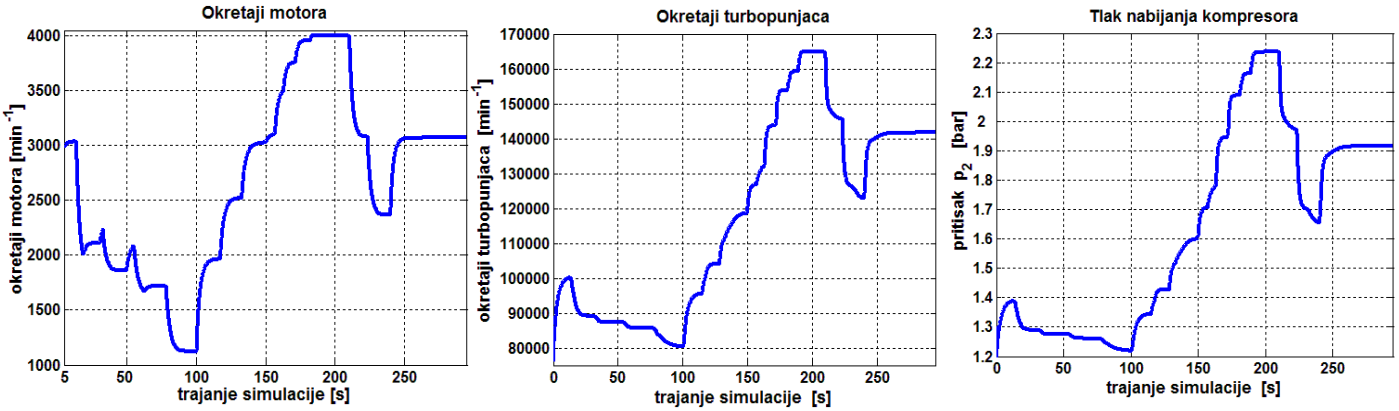
Slika 5.33 Protoci kroz kompresor i EGR zaklopku



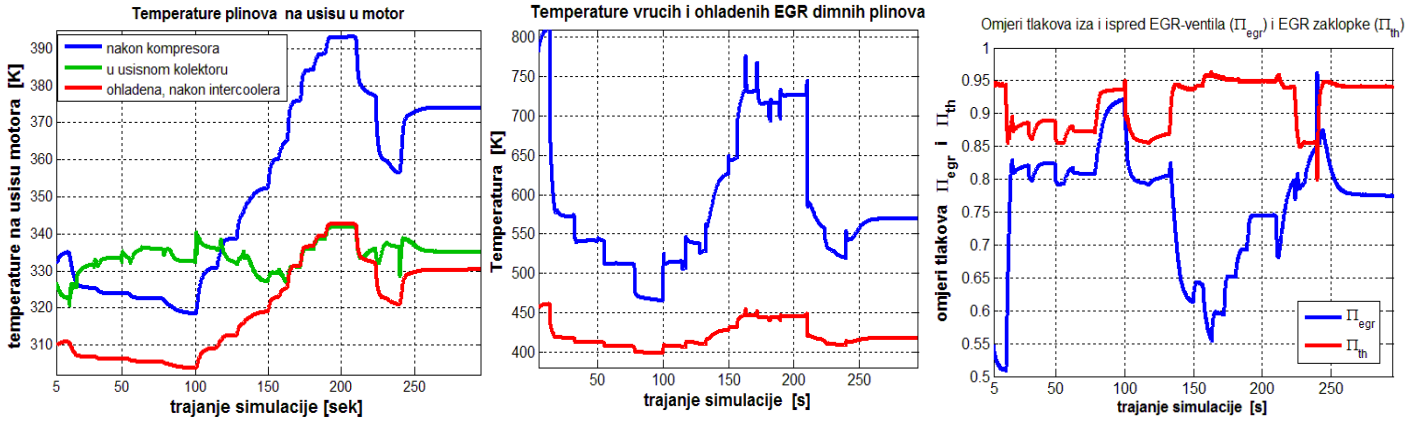
Slika 5.34 Protok dimnih plinova kroz EGR-ventil



Slika 5.35 Prikaz EGR_{udjela} i otvorenosti EGR-ventila



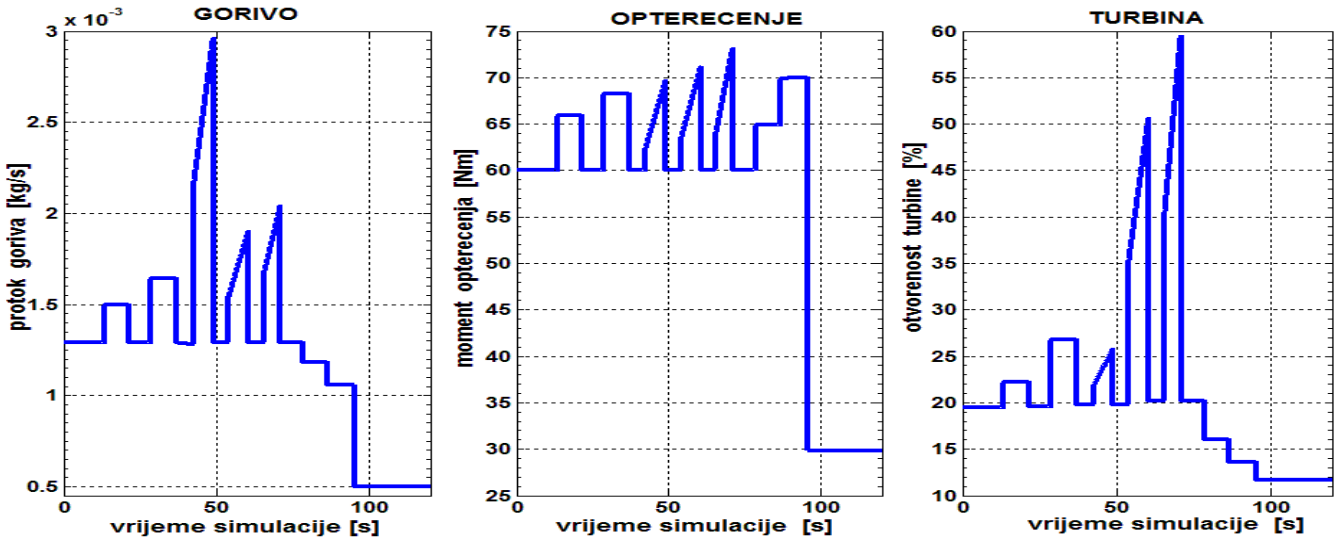
Sl. 5.36 Prikaz brzine vrtnje motora (N_{motor}), brzine vrtnje turbopunjača (N_{tc}) i tlaka nabijanja kompresora (p_2)



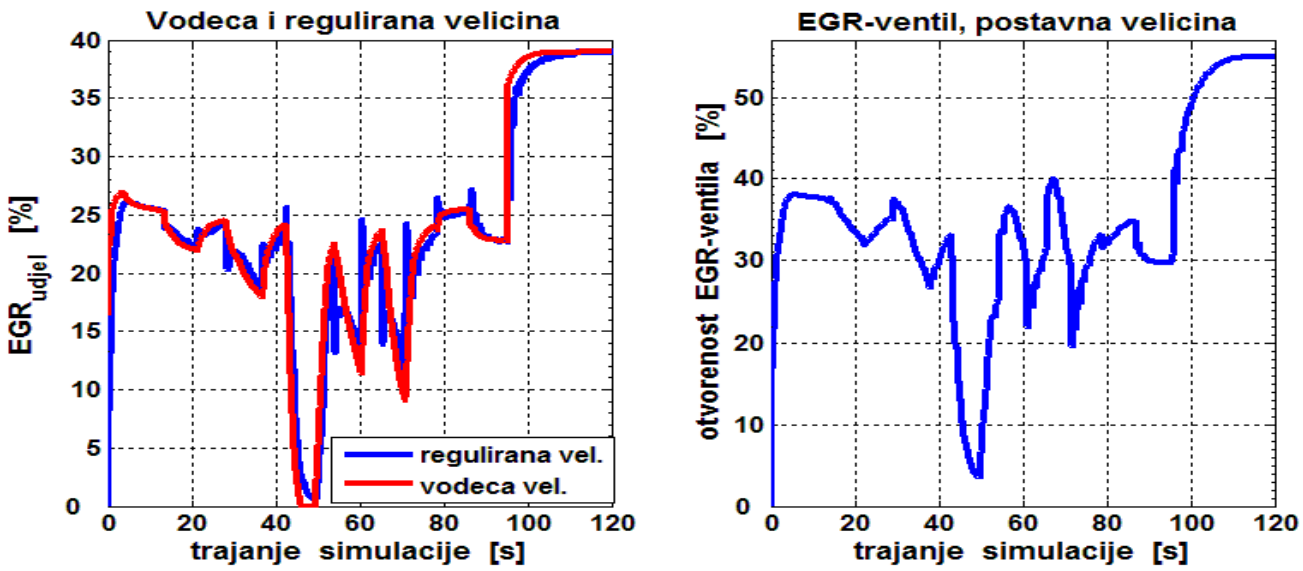
Sl. 5.37 Prikaz temperatura na usisu, temperature EGR plinova, te omjera tlakova iza i ispred EGR zaklopke (Π_{th}) i EGR-ventila (Π_{egr})

5.3.3 Prikaz rezultata druge EGR-simulacije s tri poremećajne veličine

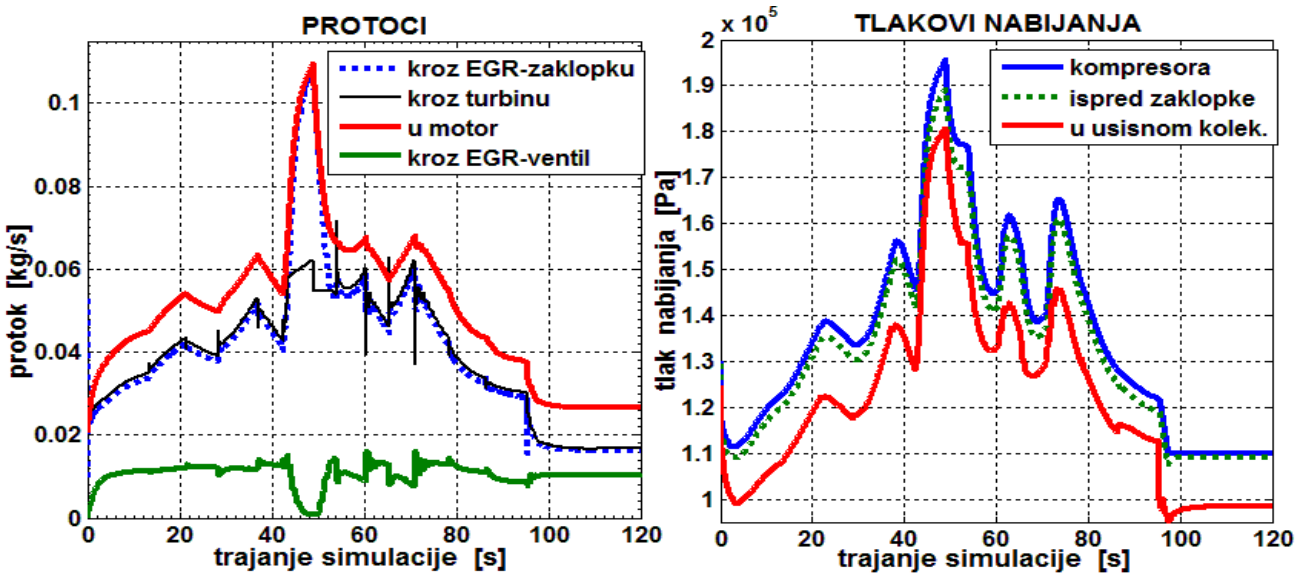
Kod druge simulacije, koristit će se **tri** poremećajne veličine, te će samim tim zahtijevi koji se stavljaju pred regulaciju biti još i veći. Poremećajne veličine su protok goriva, opterećenje i **stupanj otvorenosti turbine (α_{vgt})** čija se vrijednosti kreće između 0.1 i 1. Vrijednost α_{vgt} = 0.1 znači da je površina otvorenosti turbine 10%, dok vrijednost α_{vgt} = 1 znači da je turbina maksimalno otvorena, tj. površina otvorenosti iznosi 100%. Potrebno je dokazati da EGR regulacija može ispravno funkcionirati i kod ovih otežanih uvjeta rada, budući da će se otvaranjem turbine tlak u ispušnom kolektoru prisilno smanjivati, dok će se njenim zatvaranjem tlak u ispušnom kolektoru naglo povećavati. Promjenom tlaka u ispušnom kolektoru, direktno se utječe na promjenu omjera tlakova iza i ispred EGR-ventila (Π_{egr}), te samim tim i na protok recirkuliranih ispušnih plinova $\dot{m}_{egr}$. Potrebno je pronaći vrijednosti parametara diskretnog PID-regulatora, kako bi i u ovim uvjetima EGR-regulacija mogla ispravno funkcionirati. Ova EGR-simulacija je ujedno i najrealnija, budući da kod rada motora u automobilu, sa promjenom ubrizgavanja goriva mijenja se opterećenje (aerodinamički otpori vožnje rastu ili se smanjuju, nagib uzbrdice ili nizbrdice se mijenja itd), ali i otvorenost turbine. Da bi se kvalitetno mogla izvršiti simulacija i u ovim uvjetima, bilo je potrebno blago korigiranje parametara diskretnog regulatora. Parametri PID regulatora, koji najbolje odgovaraju zahtijevima regulacije u ovim uvjetima su: pojačanje regulatora (proporcionalno) $\boldsymbol{K_R}$ = **0.2753**, pojačanje integralnog člana $\boldsymbol{K_I}$ = **1.25537358**, pojačanje derivacijskog člana ostalo je nepromijenjeno, te iznosi $\boldsymbol{K_D}$ = **0.08**, integralna vremenska konstanta $\boldsymbol{T_i}$ **= 0.2193 sekunde**, derivacijska vremenska konstanta $\boldsymbol{T_D}$ **= 0.29 sekunde**. Ukupno vrijeme trajanja ove druge simulacije je nešto kraće i iznosi 120 sekundi. Rezultati simulacije neće biti komentirani, već će biti dana jedna zajednička ocjena. Rezultati EGR-simulacije sa tri poremećajne veličine su vrlo zadovoljavajući. Najvažniji rezultat se vidi na sl. 5.39. Može se uočiti da i u ovim otežanim uvjetima PID regulator kvalitetno upravlja EGR ventilom, te prisiljava motor da regulirana vrijednost EGR_{omjera} uz minimalna regulacijska odstupanja prati referentnu vrijednost EGR_{omjera} koja dolazi iz upravljačkog računala turbodizelskog motora. Osim ovog najvažnijeg rezultata na ostalim dijagramima su prikazane promjene sljedećih veličina stanja dizelskog motora: brzina vrtnje motora i turbopunjača, tlak kompresora, tlak zraka ispred EGR zaklopke, tlak radnog medija u usisnom i ispušnom kolektoru, temperatura zraka nakon kompresije u kompresoru, i hlađenja u hladnjaku (intercooleru), temperature vrućih i ohlađenih EGR plinova u EGR hladnjaku, lambda zraka, maseni protoci zraka kroz kompresor, kroz EGR zaklopku, maseni protok radnog medija u motor, kao i protoci kroz turbinu i EGR ventil. Također se na dijagramima mogu vidjeti promjene površine otvorenosti EGR ventila kao i promjene kuta zakreta EGR zaklopke. Na slici 5.38 prikazane su promijene tri poremećanje veličine, a to su protok goriva, opterećenje i promijena geometrije turbinskog kola koja se mijenja preko upravljačkog signala α_{vgt}. Ove poremećajne veličine služe kao uzbuda za model motora, te su one tako namještene, da ne dozvoljavaju da motor uđe u stacionarno stanje na neko duže vrijeme. Pomoću poremećajnih veličina, motor se prisiljava na ulazak u područja malog i velikog EGR_{omjera}. Na ovaj način moguće je ocjeniti kvalitetu reakcije PID regulatora kao odgovor na poremećajne veličine, te pratiti na koji način on upravlja EGR ventilom kako bi regulacijsko odstupanje između regulirane i referentne veličine bilo minimalno.



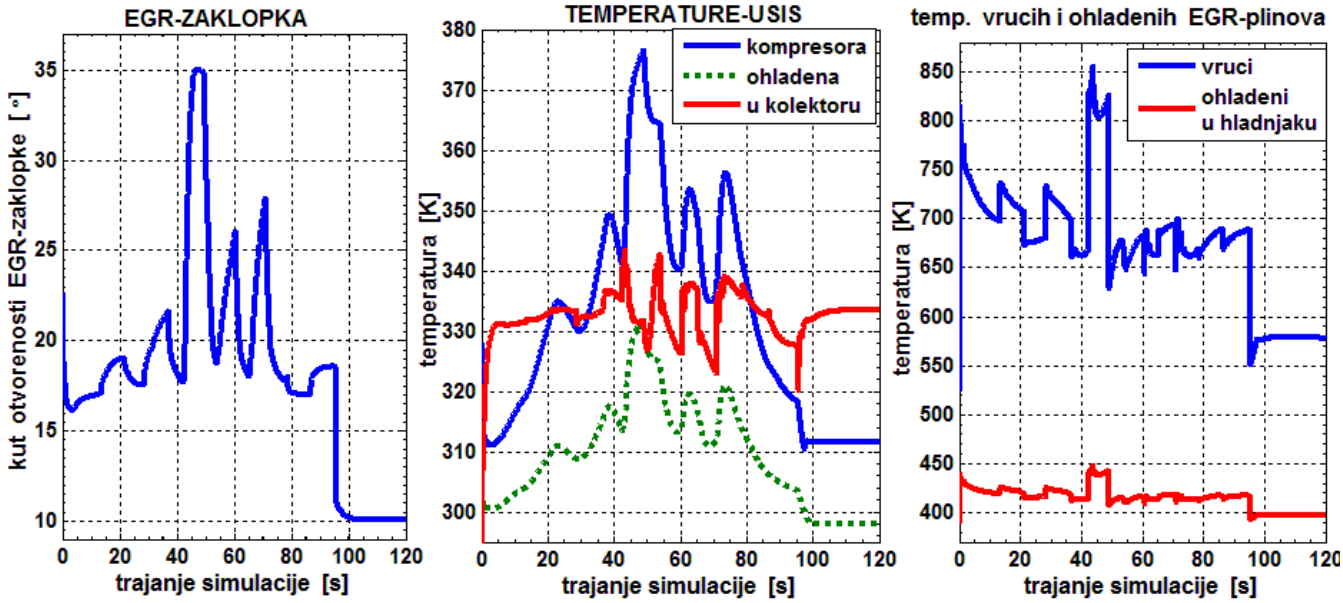
Sl. 5.38 Poremećajne veličine: protok goriva, opterećenje i promjena geometrije turbinskog kola



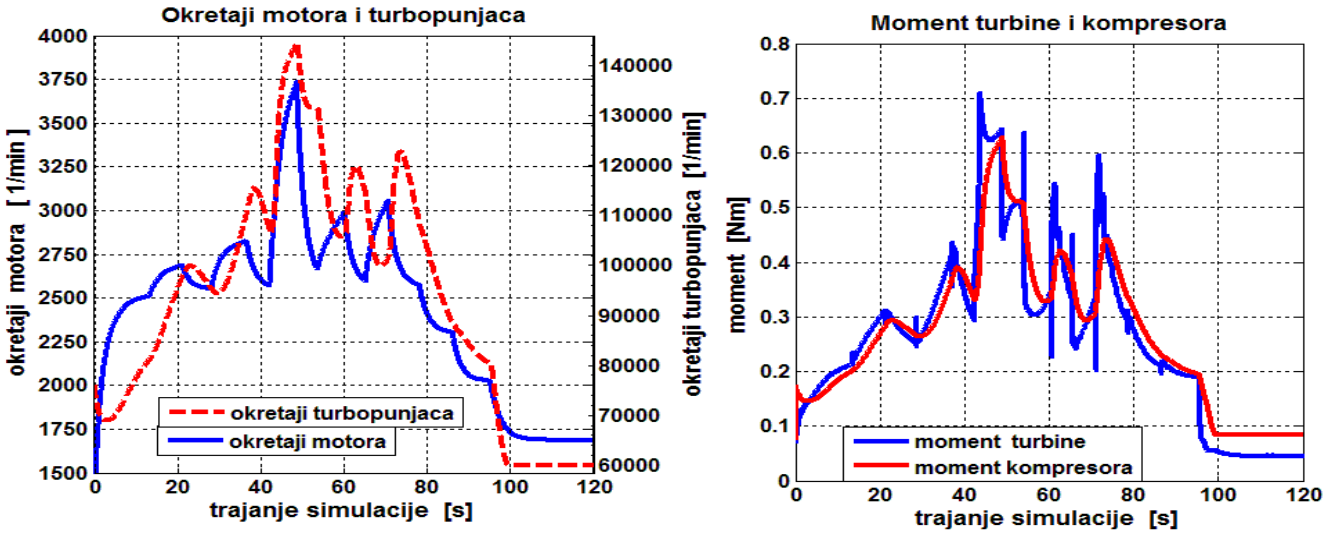
Sl. 5.39 Prikaz vodeće, regulirane i postavne veličine regulacijskog kruga



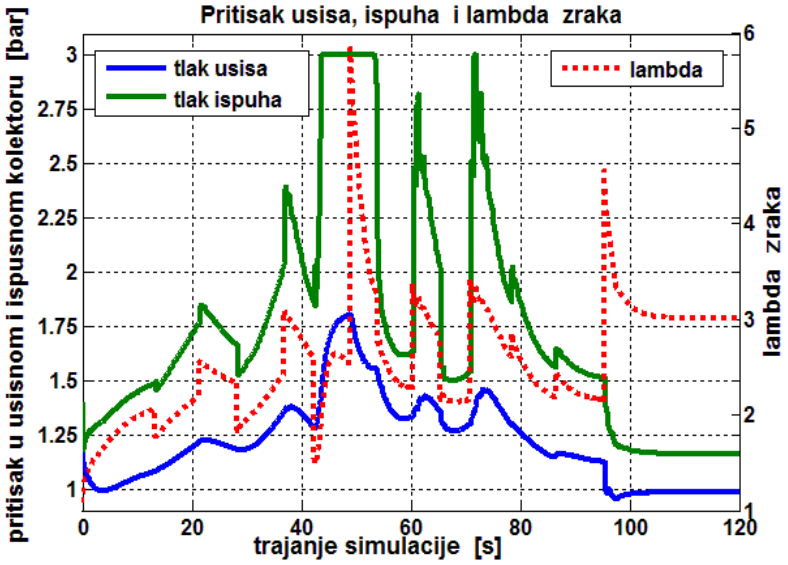
Sl. 5.40 Prikaz masenog protoka kroz turbinu, EGR-zaklopku, EGR-ventil, te masenog protoka u motor, kao i prikaz tlaka kompresora, te tlakova ispred i iza EGR zaklopke



Sl. 5.41 Prikaz promjene kuta otvaranja EGR-zaklopke, promjene temperatura iza kompresora, iza hladnjaka (intercoolera) i u usisnom kolektoru, kao i prikaz promjene temperature vrućih i ohlađenih EGR plinova u EGR-hladniaku



Sl. 5.42 Prikaz promjene brzine vrtnje motora, brzine vrtnje turbopunjača, kao i promjene momenta turbinskog i kompresorskog kola

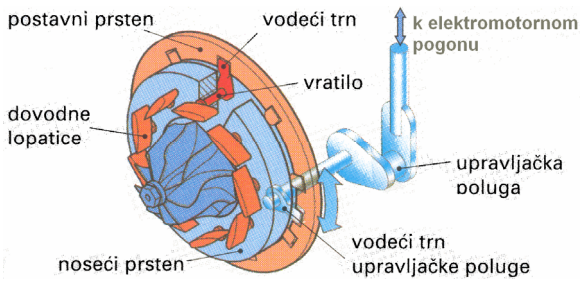


Sl. 5.43 Promjena tlaka u usisnom i ispušnom kolektoru, kao i prikaz faktora viška zraka,(λ-lambda*)*

5.4 Regulacija tlaka prednabijanja kod motora s turbinom sa zakretnim lopaticama *(njem. Ladedruckregelung bei dem Motor rüstet mit verstellbaren Leitschaufelnturbine aus)*

Regulacija tlaka prednabijanja kod turbodizelskih motora opremljenih turbinom sa zakretnim lopaticama je iznimno važna, ali i vrlo složena. Pri tom je vrlo važno uočiti, da se ovom regulacijom ne regulira samo tlak prednabijanja u usisnom kolektoru, već se i direktno utječe na maseni protok dimnih plinova kroz turbinu, ali i na brzinu vrtnje turbopunjača. Radi boljeg razumijevanja, u uvodnom dijelu ovog potpoglavlja daju se teorijska objašnjenja i opisi ispravno projektirane regulacije tlaka prednabijanja kod dizelskih motora. Regulacija tlaka nabijanja iznimno je važna za ispravan rad turbodizelskog motora. Prema referentnoj literaturi [7], kako tlak nabijanja raste, gotovo proporcionalno sa njim rastu toplinska i konstrukcijska opterećenja samog motora. S rastom tlaka nabijanja, direktno raste i tlak u prostoru izgaranja, što direktno dovodi do rasta mehaničkih opterećenja i velikih naprezanja u svim dijelovima klipnog mehanizma, počevši od prstenova, male osovinice klipa, klipnjače, pa sve na dolje do glavnih ležajeva i rukavaca radilice motora. Sve to govori da regulacija tlaka nabijanja mora biti izvedena iznimno kvaliteno kako bio se spriječila teška oštećenja u motoru, koja bi mogla nastati zbog pojave visokog tlaka nabijanja uslijed otkazivanja ili nepravilnog rada regulatora. Regulacija tlaka kod motora koji nemaju turbinu promjenljive geometrije obavlja se pomoću posebnog ventila koji vodi jedan dio ispušnih plinova mimo plinske turbine u ispuh. Kad tlak prednabijanja dostigne graničnu vrijednost, on djeluje na membranu ventila i propušta dio ispušnog plina mimo turbine te time ograničava njezinu snagu. Ovaj ventil se i u njemačkom i engleskom govornom području naziva ***Waste – Gate ventil*** (engl. Wastegate control of boost pressure). Ovaj je ventil kod najmodernijih motora elektronički, te je kompjuterski upravljan.

U ovom magistarskom radu u model motora ugrađena je najmodernija turbina sa zakretnim lopaticama koje svojim zakretanjem mijenjaju geometriju odnosno površinu strujanja dimnih plinova kroz turbinu. Ovakva vrsta turbopunjača i način rada detaljno je opisan u poglavlju 3.3. Na sl. 5.45 vidi se električni aktuator koji preko upravljačke poluge pomiće postavni prsten kojim se mijenja napadni kut strujanja turbinskih lopatica. Mjenjajuči napadni kut, mijenja se količina protoka dimnih plinova, a time i pogonski moment turbinskog kola koje pogoni turbopunjač. Prema jednadžbi (5.31), pogonski moment turbine osim o protoku $\dot{m}_t$, ovisi još i o temperaturi dimnih plinova ispred turbine T, broju okretaja turbopunjača N_{tc}, kao i o stupnju ekspanzije kroz turbinu, Π_t.



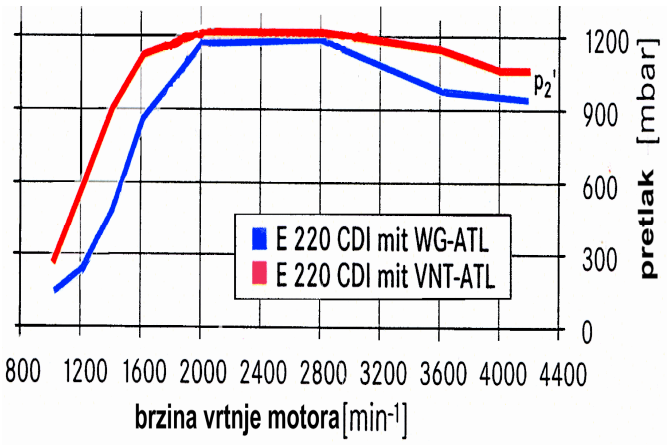
Sl. 5.45 Pokretanje dovodnih lopatica

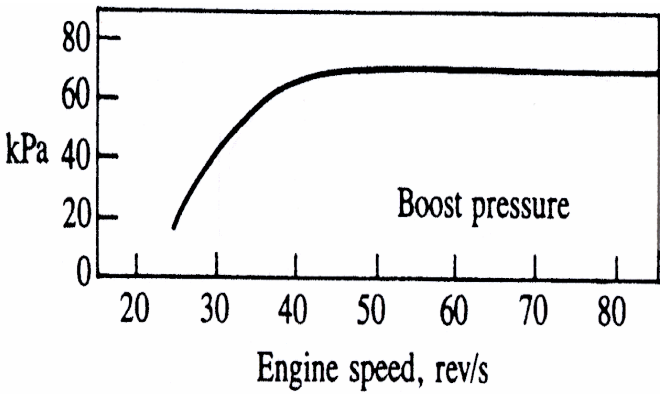
$$M_t = \frac{30 \cdot \dot{m}_t \cdot \eta_{s,t} \cdot \eta_m \cdot c_p \cdot T}{\pi \cdot N_{tc}} \cdot \left[1 - \left(\Pi_T \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right] \tag{5.31}$$

Signal iz digitalnog PI regulatora je ***postavna veličina*** koja djeluje na električni aktuator kojim se direktno mijenja napadni kut turbinskih lopatica, odnosno indirektno protok plinova kroz turbinu. Aktuator je ugrađen pokraj kućišta turbopunjača i to na onoj strani gdje se nalazi kompresorsko kolo kako bi se izbjegle iznimno velike temperature koje dolaze sa turbinskog kola (vidi sl. 3.18). *Postavna veličina* može poprimiti

bilo koju vrijednost između 0 i 1. Nula znači da je turbina maksimalno zatvorena, te da je protok kroz turbinu minimalan, dok ukoliko se na aktuator pošalje vrijednost 1 turbina se tada maksimalno otvara i može propustiti maksimalnu količinu dimnih plinova (pogledati sl. 4.9 koja prikazuje programiranu radnu mapu turbine). Ove se vrijednosti u upravljačkoj elektronici dalje lako obrađuju. O ovim detaljima ovaj se rad neće baviti. Napomenimo samo još i to, da ukoliko se radi o malom koračnom motoru, tada vrijednost 0 simbolizira minimalni, a vrijednost 1 simbolizira maksimalni kut kojeg može zauzet rotor koračnog motora. Ukoliko se radi o elektromotoru kojim se upravlja preko potenciometra, tada ove vrijednosti simboliziraju vrijednosti minimalnog i maksimalnog napona kojeg može poprimiti upravljački analogni signal, npr. od 1 V do 10 V. ***Regulirana veličina*** je apsolutna vrijednost tlaka prednabijanja u usisnoj cijevi. Ovaj tlak se mjeri pomoću senzora apsolutnog tlaka (*njem. der Ladedrucksensor*) koji se ugrađuje u usisni kolektor motora. Ovaj senzor ima ugrađena četri promjenljiva otpornika spojena u *Wheatstoneov most*. Mjerni napon se mjenja linearno sa promjenom tlaka u usisnom kolektoru. Pa tako za senzor firme Bosch, apsolutnom tlaku od 100000 Pa (1 bar) odgovara vrijednost mjerenog napona od 1.87 V, dok apsolutnom tlaku od 250000 Pa (2.5 bar) odgovara vrijednost od 4.65 V. ***Referentna veličina*** tlaka prednabijanja je mapirana i pohranjena u memoriju računala motora. Ova veličina ovisi o brzini vrtnje motora koji se lako mjeri pomoću senzora ugrađenog na radilici motora. Kao što se to može vidjeti na slikama 5.46 i 5.47, u području od 1000 do 2000, 2200 min^{-1}, tlak prednabijanja naglo raste do približno 90%, 95% svoje maksimalne vrijednosti, a nakon toga bez obzira na rast broja okretaja motora, bez obzira na povećanje količine ubrizganog goriva, odnosno temperature ispušnih plinova, tlak prednabijanja treba biti približno konstantan. Dakle, regulacija treba omogućiti nagli rast tlaka između 1000 i 2000 min^{-1}, a zatim kod velike brzine vrtnje motora regulator treba održavati tlak na približno konstantnoj vrijednosti, kako bi se spriječio daljni nekontrolirani rast tlaka prednabijanja koji bi mogao oštetiti motor. Također, regulator ne smije dopustiti da na brojevima okretaja iznad 2000 okr/min tlak naglo padne na neke niske vrijednosti. Cilj je regulacije, da u trenutku kada motor postiže maksimalni iznos svog pogonskog momenta i tlak prednabijanja postigne gotovo maksimalnu vrijednost.

Na primjer, kod vožnje automobila na nizbrdici, zbog male količine ubrizganog goriva, male temperature ispuha, rotor turbine ima tendenciju da smanji broj okretaja te bi tada tlak pao. To se vrlo često događa kod turbopunjača sa *Waste – Gate* ventilom jer oni imaju mogućnost reguliranja samo velikog, nedopuštenog tlaka, ali nemaju mogućnost regulacije koja bi spriječila pad tlaka. Za razliku od njih, turbina sa zakretnim lopaticama ima obje mogućnosti. Izgled dijagrama sa referentnim veličinama tlaka prednabijanja koje ovise o broju okretaja motora prikazane su na donjim slikama. Na sl. 5.46 i sl. 5.47 prikazani su tlakovi prednabijanja kod Mercedesovog motora OM 611 220 CDI, [60] i GM-ovog 6 cilindarskog motora zapremine 2.38-dm^3 tipa Comet V, [7]. Obje slike pokazuju slične karakteristike, što uključuje nagli rast tlaka u području do 2000 okr/min, a zatim približno konstantnu vrijednost tlaka prednabijanja u područjima iznad 2000 okr/min. Jedino je vrijednost maksimalnog tlaka prednabijanja kod GM-ovog motora nešto manja i iznosi 0.75 bara pretlaka (sl. 5.47), a kod Mercedesovog motora tlak prednabijanja je veći i iznosi oko 1.2 bara pretlaka (sl. 5.46).



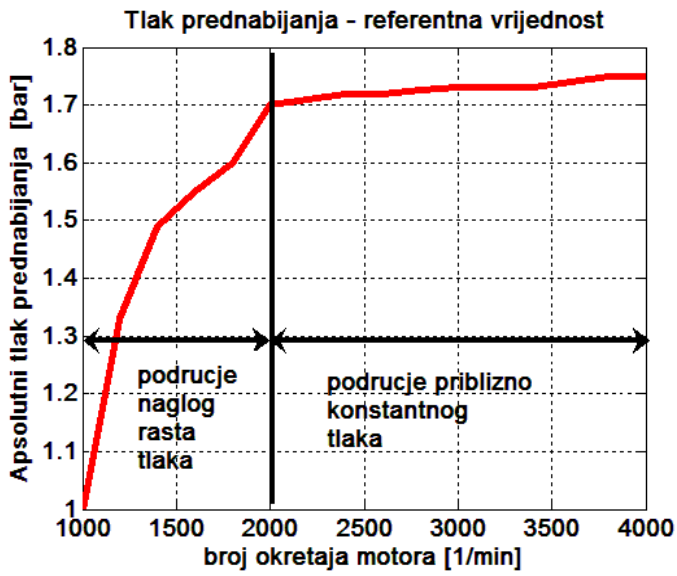


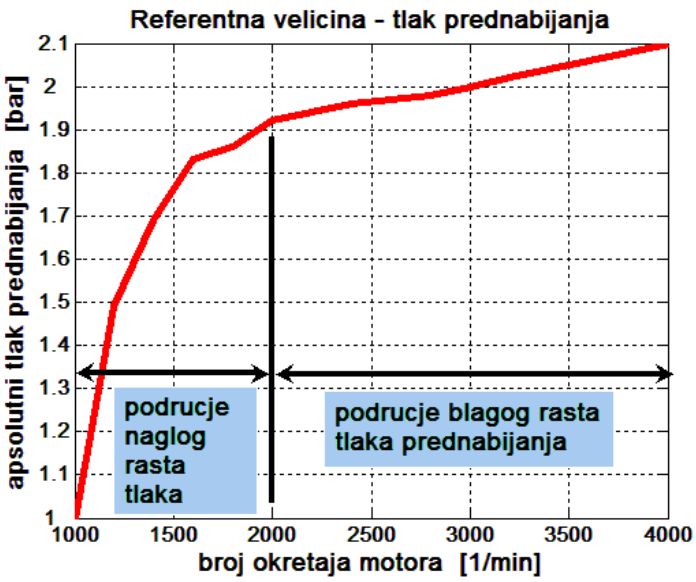
Sl. 5.46 Tlak prednabijanja, Mercedes-Benz, 220 CDI, [60]

Sl. 5.47 Tlak prednabijanja, GM Comet V, [7]

Referentna mapa tlaka prednabijanja koja je u ovom radu ugrađena u simulacijski model regulacijskog sustava može imati dva oblika. Prva mapa je prikazana na sl. 5.48. Ona je po svojem karakteru slična krivuljama sa sl. 5.46 ili sl. 5.47. Druga mapa koja će se isto tako koristiti u simulacijskom modelu prikazana je na sl. 5.49. Ona je specifična po tome što nakon brzog rasta tlaka u području do 2000 okr/min, krivulja tlaka prednabijanja nastavlja sa blagim rastom i u području nakon 2000 okr/min, te pri 4000 okr/min tlak prednabijanja iznosi 2.1 bar apsolutno. Ovakva krivulja tlaka upotrebljava se kod svih sportskih dizelskih motora i kod svih motora namijenjenih gospodarskim vozilima, dakle autobusima i kamionima.

Jedino kod gospodarskih vozila krivulja rasta je još oštrija. To se smije primijeniti kod gospodarskih motora, jer oni imaju vrlo robusnu konstrukciju, tako da bez problema mogu podnijeti velike tlakove nabijanja, te veća toplinska i konstrukcijska opterećenja koja ti tlakovi sa sobom donose. Također maksimalna brzina vrtnje kod takvih motora nije tako velika i iznosi oko 2000 okr/min, a ne 4500 okr/min kao kod dizelskih motora za putničke automobile. Prva mapa (sl.. 5.48) ima niže tlakove prednabijanja sa vrijednostima od oko 1.7 bara apsolutno, dok druga mapa (sl. 5.49) ima veće tlakove nabijanja s prosječnim vrijednostima od 1.9 bar pa sve do 2.1 bar apsolutno kod velikih brzina vrtnje. Sposobnosti simulacijskog modela ispitati će se i testitirati s obje mape, jer se one najčešće pojavljuju u praksi.

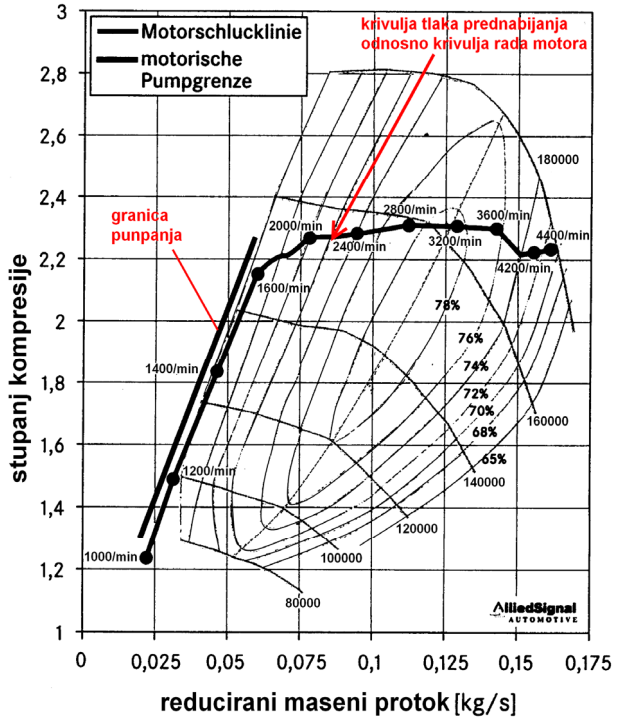




Sl. 5.48 Mapa I, referentna veličina tlaka prednabijanja

Sl. 5.49 Mapa II, referentna veličina tlaka ptrednabijanja

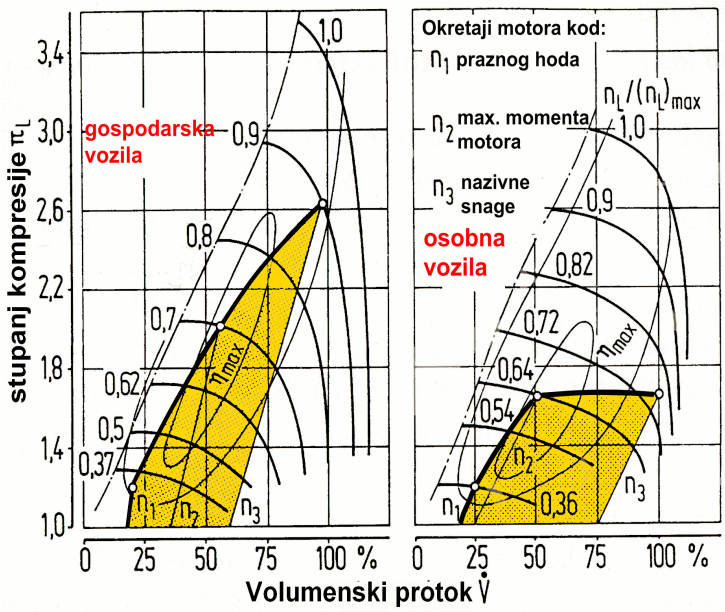
Svaka krivulja tlaka prednabijanja koja je funkcija brzine vrtnje motora i stupnja kompresije, $f = (N_{motora}, \Pi_K)$, može se preslikati u mapu kompresora. Drugim riječima, svakoj točki u krivulji tlaka prednabijanja odgovara neka radna točka u mapi kompresora. Tek kada se ucrta krivulja tlaka prednabijanja u mapu kompresora, moći će se ocijeniti kvaliteta regulacije. Da bi se to pojasnilo, biti će navedeno i prikazano nekoliko karakterističnih primjera iz prakse.



Sl. 5.50 Tlak prednabijanja i mapa kompresora kod motora OM611, 220 CDI, Mercerdes-Benz, [60]

Prvi primjer je motor tvornice Mercedes-Benz tip OM 611, 220 CDI, slika 5.50. Prikazana mapa kompresora sa ucrtanom krivuljom tlakan prednabijanja objavljena je u referenci [60]. Ovdje je potrebno uočiti da u području do 2000 okr/min, krivulja tlaka prednabijanja mora prolaziti što bliže granici pumpanja, ali je **ne smije dodirivati**. Nakon toga, u područjima iznad 2000 okr/min tlak prednabijanja je približno konstantan. Regulator mora omogućiti da se krivulja prednabijanja što više približi granici pumpanja. S time se osigurava nagli porast tlaka kod malih masenih protoka, manja je "turborupa", te se maksimalno iskorištava mapa kompresora po cijeloj njenoj širini.

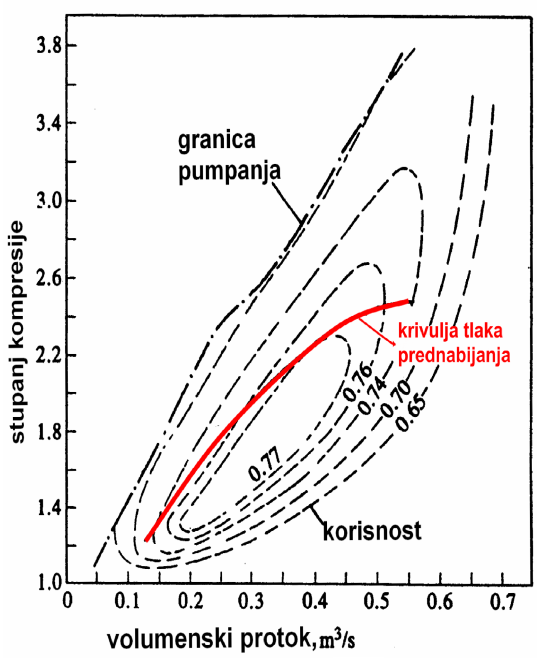
Drugi primjer koji će se prikazati objavljen je u referenci [2], te prikazuje razliku između tlak prednabijanja kod gospodarskih vozila i osobnog automobila, slika 5.51. Na ovom primjeru potrebno je uočiti da kod gospodarskih vozila, nakon što se postigne vrijednost maksimalnog momenta kod broja okretaja n_2, tlak prednabijanja nastavlja i dalje sa snažnim rastom sve do vrijednosti stupnja kompresije u iznosu od 2.6. Kao što se je objasnilo, ovi motori imaju vrlo robusnu konstrukciju, te im tako visoki tlakovi prednabijanja ne predstavljaju nikakav problem. Jedini preduvjet je da imaju ugrađen hladnjak stlačenog zraka, tzv. *intercooler*. Za razliku od njih, mali motori za osobne automobile, nakon dostignute brzine vrtnje n_2, održavaju tlak prednabijanja na konstantnoj vrijednosti. Na ovoj slici taj tlak ne prelazi vrijednost od 1.7 bara apsolutno.



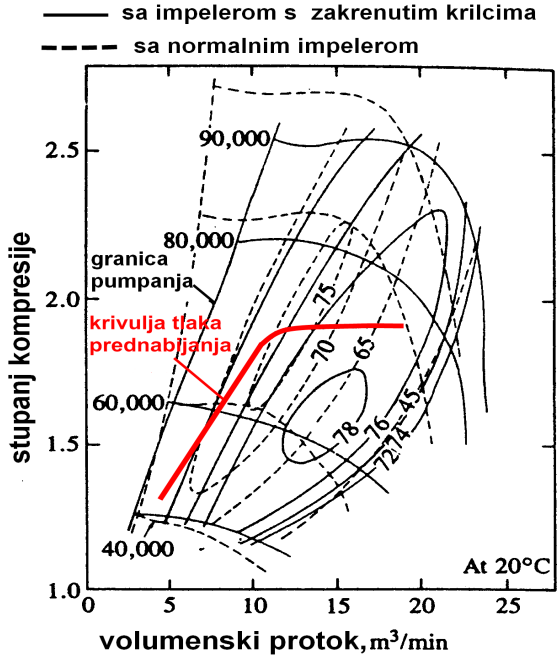
Sl. 5.51 Tlak prednabijanja kod velikih i malih motora

I na kraju, još će biti prikazana dva primjera velikog američkog proizvođača dizelskih motora Cummins, [7]. Prvo će se prikazati karakteristika velikog V8 motora, zapremine 14.41 dm^3 koji ima ugrađen hladnjak stlačenog zraka, vidjeti

sliku 5.52. Kod velikog protoka zraka i velikog broja okretaja (oko 2100 okr/min) ovaj motor ostvaruje veliki tlak prednabijanja od 2.6 bara apsolutno. Krivulja tlaka prednabijanja je tipična za kamionske motore, tj ona se cijelo vrijeme nalazi u uzlaznoj putanji. S regulacijskog stanovišta, ne može se reći da je regulacija



Sl.5.52 Krivulja tlaka prednabijanja kod V8 motora



Sl. 5.53 Krivulja tlaka kod 6 cilindričnog motora

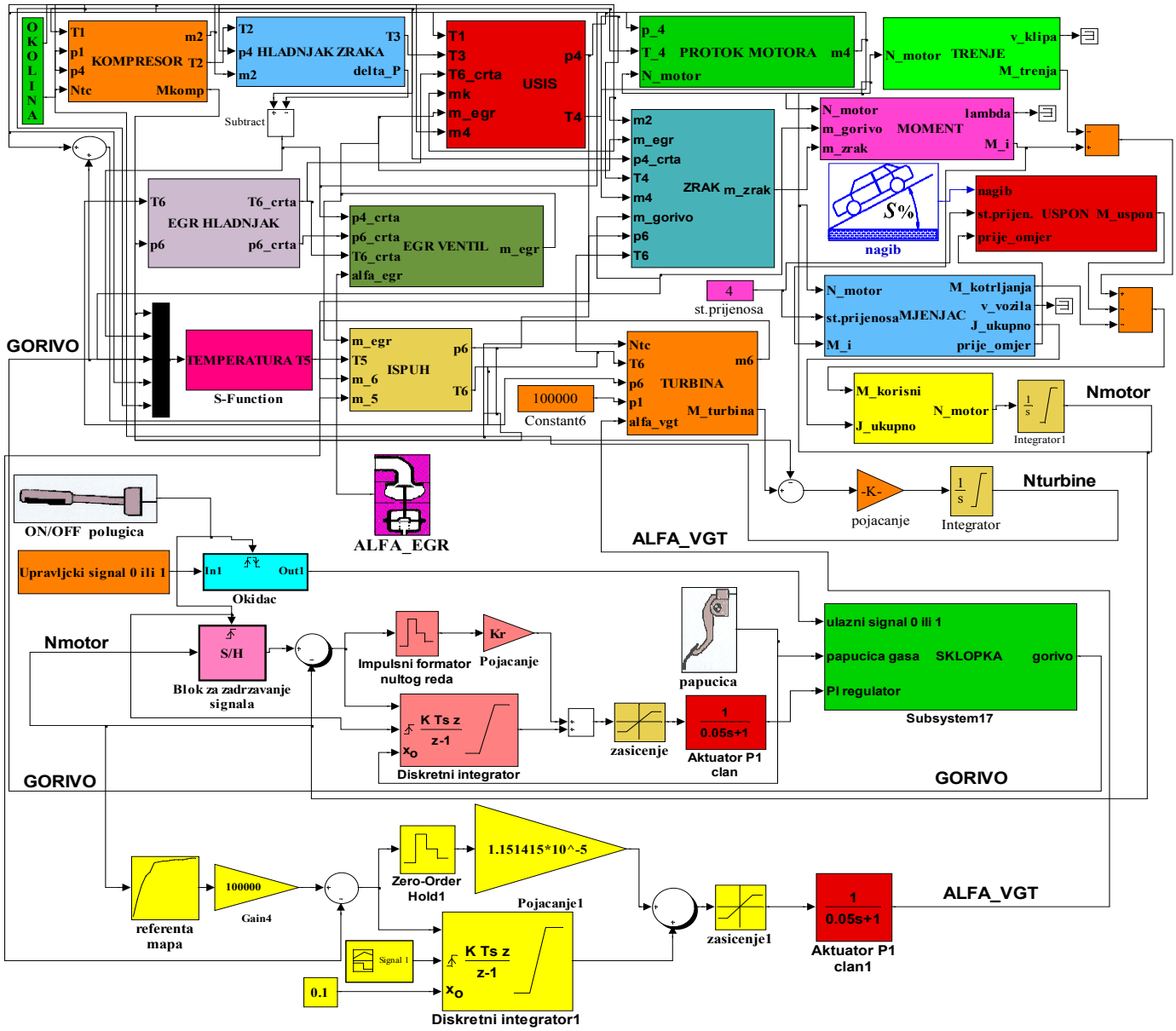
tlaka dobro projektirana. Krivulja prednabijanja je dosta udaljena od granice pumpanja, te kod malih protoka i male brzine vrtnje motora nedostaje strmi, rapidni rast tlaka. Posljedica toga je da će ovaj motor kod malih protoka i malog broja okretaja biti dosta inertan.

Na slici 5.53 je dana mapa 6 cilindarskog motora, zapremine 12 dm^3, koji nema ugrađen hladnjak stlačenog zraka, pa prema tome tlakovi prednabijanja ne smiju biti preveliki. Na slici se može vidjeti, da tlak motora u početku naglo raste, te nakon što motor postigne iznos maksimalnog momenta, tlak prednabijanja prestaje s rastom. te *Waste – gate ventil* održava iznos stupnja kompresije na jednom konstantnom vrijednosti u iznosu od oko Π_K = 1.9. Ovdje je regulacija projektirana puno bolje nego kod V8 motora, te je postavljena puno bliže granici pumpanja. Jedna od zanimljivosti je da ovaj motor koristi kompresorsko kolo s blago zakrenutim krilcima (*engl. backward-vaned impeller*) čime se znatno poboljšavaju performanse.

Nakon ovog uvodnog dijela, u kojem su bili opisani primjeri iz prakse, može se dati kratka definicija uspješne regulacije tlaka. **Regulacija tlaka prednabijanja biti će uspješna ukoliko krivulja tlaka prednabijanja prolazi što je moguće bliže granici pumpanja u područjima malih brzina vrtnje motora. Regulacija mora osigurati nagli rast tlaka kod malih brzina vrtnje i kod malih masenih protoka zraka kroz kompresor. U trenutku kad se postigne brzina vrtnje kod koje se postiže maksimalni pogonski moment motora, regulator mora spriječiti daljni rast tlaka prednabijanja kako bi se izbjegla konstrukcijska i toplinska oštećenja dizelskog motora.**

Slijedi specifikacija zadatka kako bi se simulacija mogla uspješno provesti i njezini rezultati kvalitetno analizirati. Zadatak će se izvršiti u 6 točaka.

1. Ugraditi regulator tlaka prednabijanja u već postojeći simulacijski model uređaja za regulaciju brzine vozila, tzv. TEMPOMATA. Nakon ugradnje, u simulacijskom modelu nalazit će se dva regulatora (vidjeti sliku 5.54), jedan za regulaciju brzine vrtnje motora ili brzine kretanja vozila, a drugi za regulaciju tlaka prednabijanja. Izlaz iz regulatora tlaka mora djelovati na aktuator koji je zadužen za promijenu kuta lopatica turbinskog kola. Izlaz iz regulatora brzine vrtnje motora i dalje djeluje na sustav za ubrizgavanje goriva. Izgled ovog regulacijskog sustava s dva regulatora izrađenog u SIMULINKU prikazan je na slici 5.54.



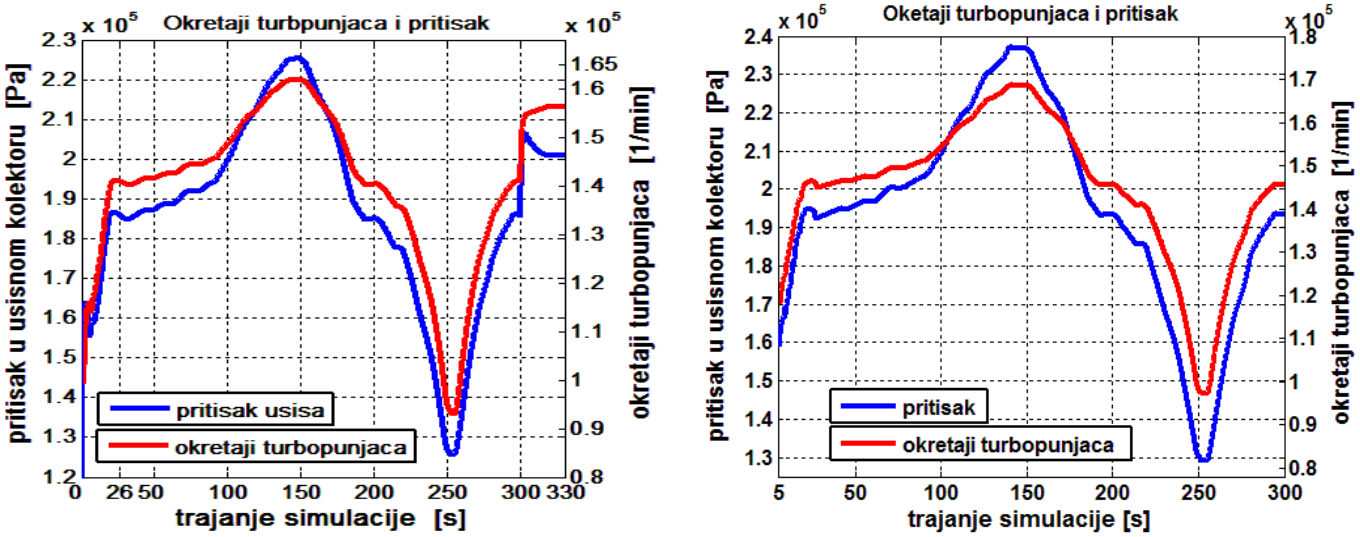
Slika 5.54 Model turbodizelskog motora s ugrađenim diskretnim regulatorima za regulaciju tlaka prednabijanja i regulaciju brzine vozila **(TEMPOMAT)**

2. Odrediti veličinu parametara regulatora prednabijanja pomoću *Takahasijeve* procedure.

   Parametri PI regulatora su: Vrijeme uzrokovanja $\boldsymbol{T}$ **= 0.1 sekunda**, pojačanje proporcionalnog člana $\boldsymbol{K_R}$ **= 1.151415·10**$^{-5}$, a pojačanje integralnog člana $\boldsymbol{K_I}$ **= 2.5587·10**$^{-5}$. Na integratoru je potrebno namjestiti početni uvjet koji ovdje iznosi $\boldsymbol{\alpha_{vgt}}$ **= 0.1** (vidjeti sl. 5.54).

3. Ponovno prikazati rezultate tlaka prednabijanja iz prvog zadatka kada tempomat nije imao ugrađen regulator tlaka. Potrebno je analizirati i **ukazati na pogrešku** koja je pri tome nastala kako u 4. tako i u

5. stupnju prijenosa. Ovi rezultati su već bili prikazani na sl. 5.11 i sl. 5.18, te su ponovljeni ovdje na sl. 5.55. Prije svega potrebno je reći da je tempomat ispravno obavljao svoju funkciju i bez regulacije tlaka. No vrijednosti tlakova koje se pri tome pojavljuju nisu dopuštene. Pri tome se turbopunjač ponašao na sasvim prirodan način. Sa povećanjem uspona, povećavala se i količina ubrizganog goriva, temperatura ispušnih plinova je rasla, njihova entalpija je rasla, te se je turbopunjač ubrzavao sa vrijednosti od 140000 min^{-1} na ravnom dijelu ceste do vrijednosti od 177000 min^{-1} na najvećemu usponu od 5%. Cijelo vrijeme brzina vrtnje motora je konstantna i iznosi oko 3400 okr/min Tu je



Sl. 5.55 Prikaz promijene tlaka prednabijanja i broja okretaja turbopunjača u 4. (lijevo) i 5. (desno) stupnju prijenosa kod motora bez regulacije turbopunjača

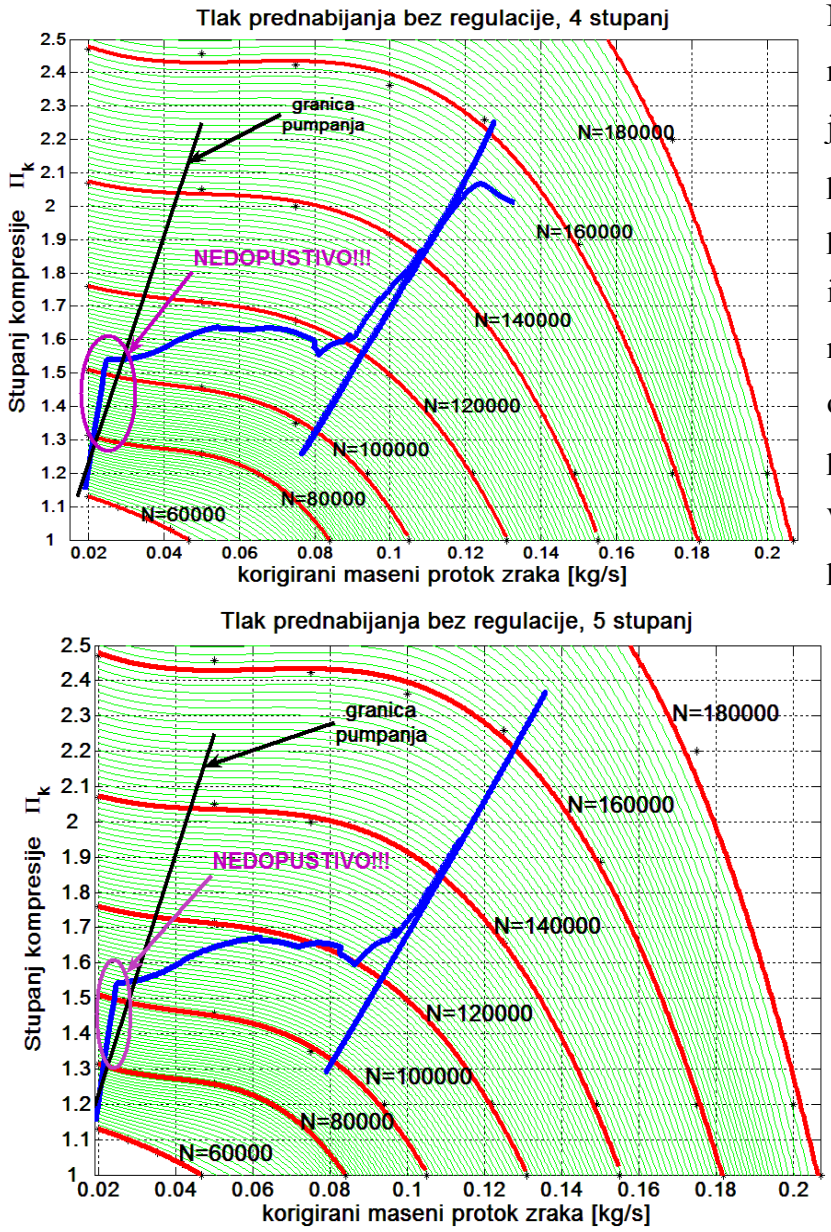
nastala prva pogreška. Naime, nedopustivo je da se okretaji turbopunjača mijenjaju za čak 37000 okr/min, u trenucima kada je zbog uključenog tempomata brzina vrtnje motora konstantna.

Pritom je tlak prednabijanja rastao kontinuirano sa vrijednosti od 1.8 bara na ravnom dijelu pa sve do vrijednosti od skoro 2.4 bara u 5 stupnju na usponu od 5%. To je isto tako nedopustivo ponašanje. Prije svega tlak od oko 2.4 bara je iznimno visok i nedopustiv za mali automobilski motor. Također za vrijeme dok je tempomat uključen, nedopustivo je da tlak raste za vrijednost od čak 0.6 bara (1.8–2.4), a da je pri tome brzina vrtnje motora cijelo vrijeme bila konstantna i iznosila oko 3400 min^{-1}. Ukoliko bi se koristila referentna mapa I (vidi sl. 5.48), tlak prednabijanja na tom bi broju okretaja trebao cijelo vrijeme iznositi oko 1.73 bara. Ukoliko bi se koristila referentna mapa II (vidi sl. 5.49) tlak prednabijanja na tom bi broju okretaja trebao cijelo vrijeme iznositi oko 2.05 bara (vidi sl. 5.50). Drugim riječima, **za vrijeme dok je tempomat uključen tlak prednabijanja treba biti konstantan.**

Ponašanje turbopunjača na nizbrdici još je lošije. Na nizbrdici tempomat smanjuje količinu ubrizganog goriva, što uzrokuje smanjenje temperature ispušnih plinova i smanjenje njihove entalpije. Pritom se turbopunjač ponaša sasvim prirodno. Broj okretaja turbopunjača počinje se naglo smanjivati, a tlak prednabijanja počinje naglo opadati. Na najvećoj nizbrdici koja se pojavljuje u 250 sekundi (nagib –5%) brzina vrtnje turbopunjača se smanji na vrijednost od oko 90000 min^{-1}, a tlak prednabijanja poprimi vrijednost od oko 1.27 bara u 4. stupnju prijenosa. Ovo je isto tako nedopustivo ponašanje, jer se broj okretaja motora zbog dijelovanja tempomata nije promijenio, te bi isto tako i na nizbrdici tlak

prednabijanja trebao iznositio 1.73 odnosno 2.05 bara ovisno o tome koju referentnu mapu koristimo (vidi sl. 5.48 i 5.49). Tlak od 1.27 bara koji se pojavio na najvećoj nizbrdici pri 3400 min^{-1} je nedopustivo malen.

4. Osmisliti i napisati posebni program u *Mathlabu*, koji će nakon što simulacija bude završena iscrtati krivulju simuliranog tlaka prednabijanja na mapi kompresora koja se koristi u matematičkom modelu motora.



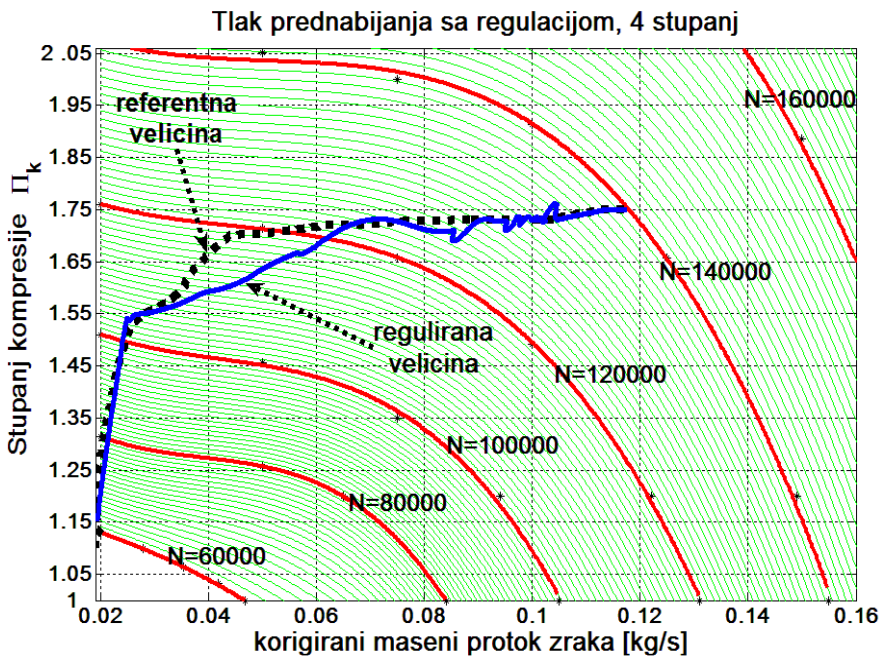
Sl. 5.56 Prikaz tlaka prednabijanja unutar radne mape kompresora kod turbopunjača bez regulacije u 4. i 5. stupnju prijenosa

Na ovaj se način može ocijeniti kvaliteta regulacije tlaka prednabijanja na način koji je bio objašnjen u uvodnom dijelu ovog potpoglavlja sa prikazanim primjerima iz prakse. Potrebno je vidjeti da li krivulja ima nagli rast tlaka kod malih okretaja i malih protoka motora, položaj krivulje u odnosu na granicu pumpanja, kao i ponašanje krivulje kod velikih protoka i velikih brzina vrtnje motora. Kod velikih protoka krivulja tlaka mora biti stabilna, bez velikih oscilacija, upravo onako kao što to zahtijevaju referentne mapa tlaka prednabijanja prikazane na slikama 5.48 i 5.49. Na sl. 5.56 prikazana je **plavom bojom krivulja** tlaka prednabijanja u 4. (gornja slika) i 5. (donja slika) stupnju prijenosa u slučaju kad turbopunjač nema regulaciju. U oba slučaja vidi se nedopustivo ponašanje. Prije svega kod malih protoka krivulja tlaka presjeca granicu pumpanja i ulazi u nedopustivo područje rada. Nadalje, kod velikih protoka i velikog broja okretaja, umjesto da je tlak prednabijanja približno konstantan, prisutne su velike oscilacije tlaka. Na usponu tlak naglo počinje rasti prema nedopustivim vrijednostima od 2.3, 2.4 bara apsolutno, a turbopunjač se počinje približavati velikim brzinama vrtnje od 170000 okr/min. Na nizbrdici tlak prednabijanja počinje se naglo smanjivati na vrijednost od 1.25 bara aposolutno, već ovisno o tome u kojem stupnju brzine se vozilo nalazi. Brzina vrtnje turbopunjača počinje se približavati malim brzinama vrtnje od oko 90000 okr/min. Slika 5.56 na lijepi način prikazuje kao **nesmije da izgleda** odziv krivulje tlaka prednabijanja kad se prikaže unutar mape kompresora.

5. Pokrenuti simulacijski model tempomata sa dva regulatora, koji je opisan u točki 1 i prikazan na slici 5.54. Nakon što simulacija završi, potrebno je pomoću novonapisanog programa iz točke 4 prikazati rezultate za 4. i 5. stupanj prijenosa, kako bi se provjerilo ispravno djelovanje regulatora tlaka.

   Prvo će biti prikazani rezultati u 4. stupnju prijenosa i to samo oni najosnovniji. Da se posjetimo, u 4. stupnju prijenosa regulirana veličina je brzina vrtnje motora. Za vrijeme dok je tempomat uključen brzina vrtnje motora je konstantna (oko 3400 min^{-1}), pa prema *referentnom mapi I* (sl. 5.48) koja je ugrađena u model slijedi zaključak da i **tlak prednabijanja mora biti konstantan**. Tempomat je uključen između 26 i 300 sekunde. U 300 sekundi slijedi test isključivanja regulatora uslijed naglog dodavanja gasa, komandu upravljanja motorom ponovno preuzima papučica gasa, te se motor u 4. stupnju prijenosa ubrzava na iznos od 4000 min^{-1}. Ovo je namjerno napravljeno tako da imamo mogućnost testiranja regulatora tlaka u širokom području brzine vrtnje, od 1000 min^{-1} do 4000 min^{-1}. Iz *referentne mape I* vidi se da tlak prednabijanja kod 4000 min^{-1} treba da iznosi oko 1.75 bara apsolutno.

5.4.1 Rezultati prve simulacije tlaka prednabijanja u 4. stupnju prijenosa



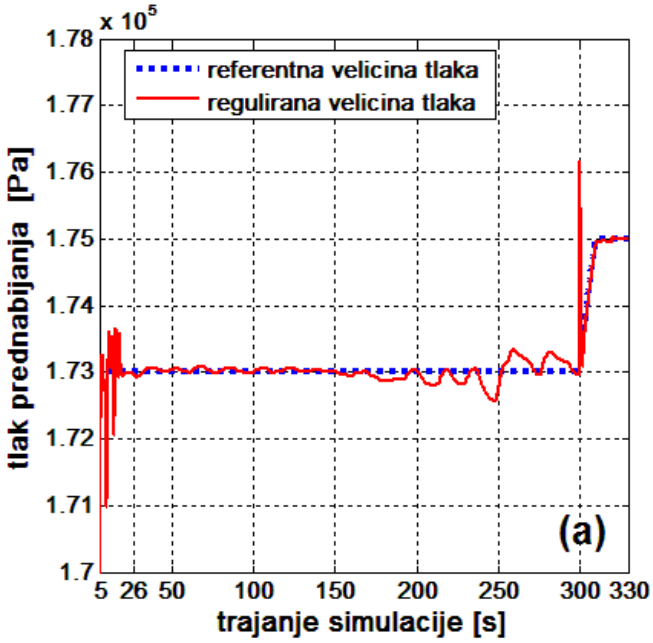
Sl. 5.57 Prikaz dobivene krivulje tlaka prednabijanja i krivulje referentne veličine unutar mape kompresora kod vozila u 4. stupnju prijenosa

Na **sl. 5.57** prikazana je dobivena krivulja tlaka prednabijanja unutar mape kompresora. Vrijednosti su dobivene iz simulacijskog modela prikazanog na sl. 5.54. Na slici se lijepo vidi kako regulirana veličina tlaka *(plava)* dobro prati referentnu veličinu *(crna)* koja dolazi iz mape I (sl. 5.48). Također, može se uočiti da vrijednost tlaka kod velikih protoka i velikih brzina vrtnje nikad ne prelazi vrijednost od **1.75 bara**. Veliki tlakovi prednabijanja u iznosu od **2.3 bara** koji su se pojavljivali na najvećem usponu, uslijed finog djelovanja regulacije su izbjegnuti. Nadalje, na velikim nizbrdicama izbjegnuta je pojava naglog pada tlaka na iznos od oko **1.3 bara**, kao što je to bilo prikazano na sl. 5.55 i sl. 5.56. Konačno, kod malih masenih protoka i male brzine vrtnje imamo nagli rast tlaka na iznos od oko 1.55 bara apsolutno, čime je zajamčeno vrlo dinamično ponašanje vozila kod kretanja iz mirovanja.

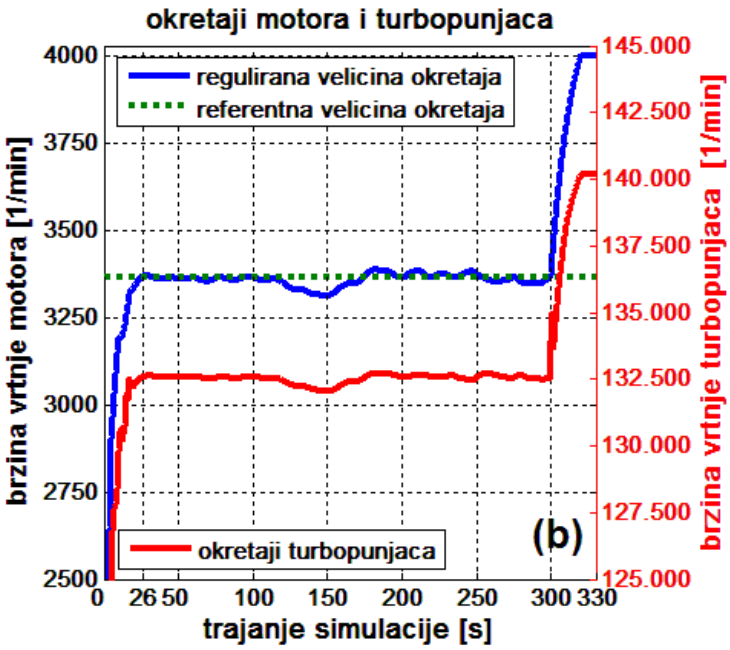
Na slici 5.58 se vidi ispravno djelovanje regulatora tlaka. Za vrijeme dok je tempomat uključen (između 26 i 300 sekunde), brzina vrtnje motora je konstantna i iznosi 3400 min^{-1}. Prema referentnoj mapi I (sl. 5.48), veličina tlaka prednabijanja treba iznositi 1.73 bara. Na slici 5.58 (a) prikazan je uvećani prikaz na kojem se vidi kako regulirana veličina tlaka (crvena) dobro prati referentnu veličinu tlaka prednabijanja (plava). U

300 sekundi isključuje se regulator, vozač naglo pritišće papučicu gasa, broj okretaja raste na iznos od 4000 min^{-1}, te tlak prednabijanja naraste na vrijednost od 1.75 bara kako to zahtijeva referentna mapa I.

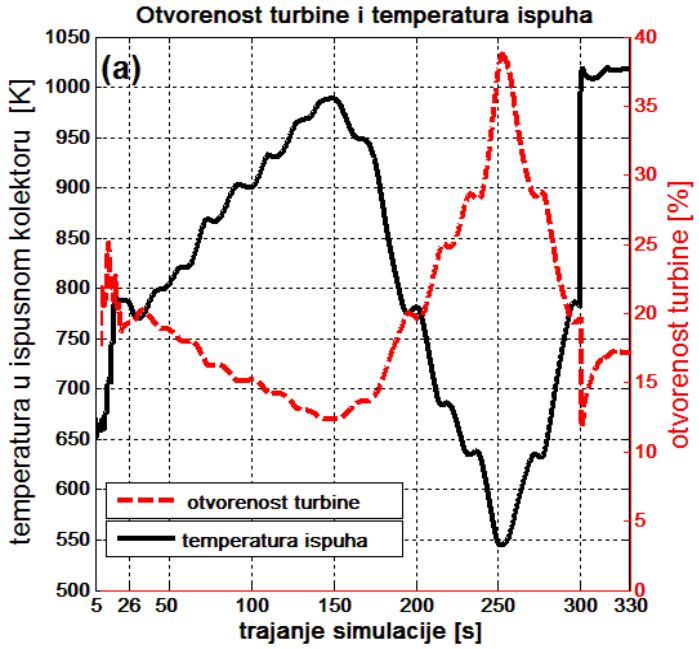
Također, na slici 5.58 (b), potrebno je obratiti pažnju na brzinu vrtnje turbopunjača za vrijeme dok je uključen tempomat. Budući da je brzina vrtnje motora konstantna, potrebno je da i brzina vrtnje turbopunjača bude konstantna. Na slici se može primjetiti kako regulator tlaka održava turbopunjač na konstantnom broju okretaja u iznosu od 132500 min^{-1}. U 300 sekundi zbog povećavanja brzine vrtnje motora na 4000, brzina vrtnje turbopunjča počinje rasti sve do vrijednosti od 140000 min^{-1}.



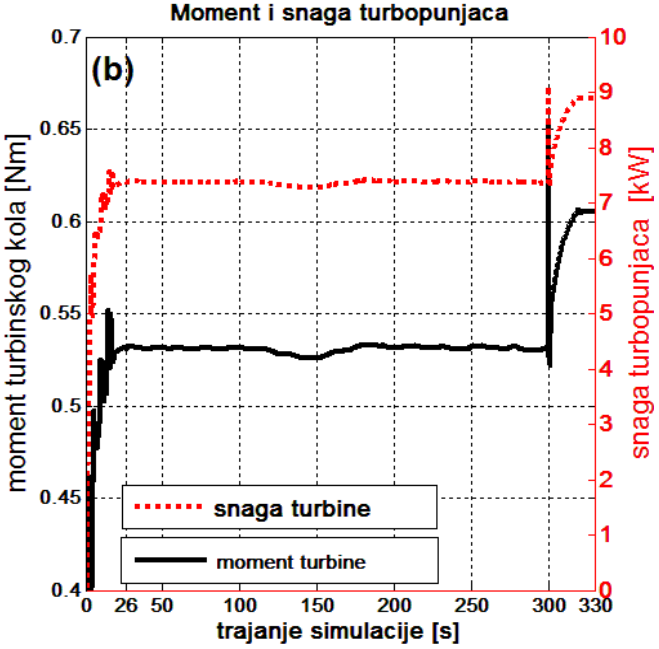
Slika 5.58 (a) Referentna i regulirana veličina tlaka



Slika 5.58 (b) Brzine vrtnje motora i turbopunjača



Slika 5.59 (a) Otvorenost turbine i temperatura ispuha



(b) Pogonski moment i snaga turbopunjača

Na slici 5.59 (a) prikazana je promjena postavne odnosno upravljačke veličine (crvena krivulja) koja djeluje na aktuator kojim se mijenja kut nagiba turbinskih lopatica. Također na slici 5.59 (a) prikazana je promjena

temperature plinova u ispušnom kolektoru (crna krivulja). Kod uključenog tempomata rad ovog regulatora vrlo je specifičan. Brzina vrtnje turbopunjača na usponu i na nizbrdici ne smije se mijenjati.

Prema tome, pogonski moment turbinskog kola treba biti konstantan. Zaista, prema sl. 5.59 (b) (crna krivulja), vrijednost momenta turbinskog kola je približno konstantna i iznosi oko **0.53 Nm**. To odgovara snazi od **7.35 kW** koja je potrebna za pogon turbopunjača (crvena krivulja). Regulator djeluje na sljedeći način. Na usponu uslijed povećanja količine ubrizganog goriva raste i temperatura ispušnih plinova. Na najvećem usponu od 5%, temperatura ispušnih plinova je najveća i iznosi blizu **1000 K**. Takvi plinovi imaju jako veliku entalpiju i veliku energiju, te oni imaju tendenciju da ubrzaju turbinsko kolo. Da održi turbopunjač na usponu u ravnoteži, diskretni regulator smanjuje otvorenost turbine sa vrijednosti od 21% na vrijednost od 11%, te na taj način smanjuje protok dimnih plinova kroz kroz turbinu i ne dopušta da povećana entalpija vrućih dimnih plinova ubrza turbopunjač.

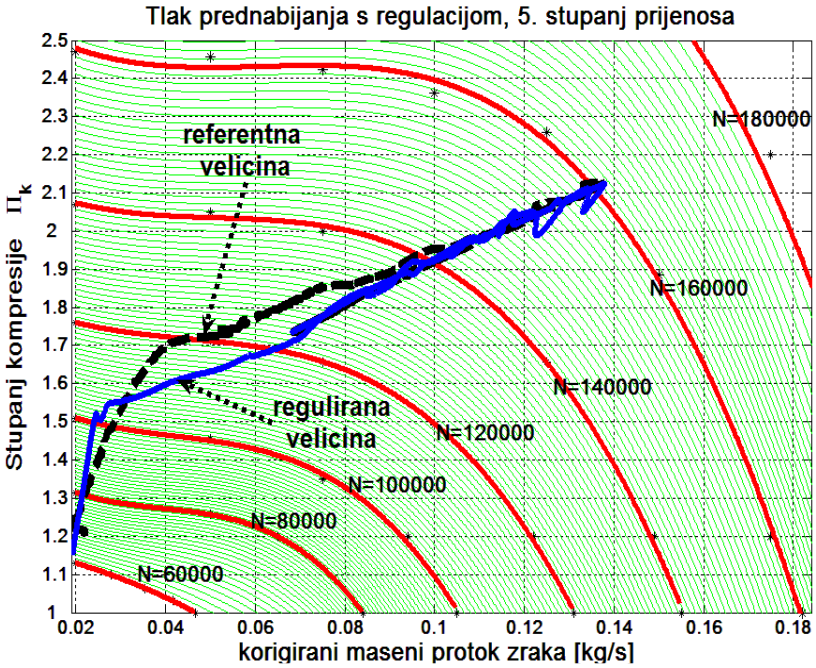
Na nizbrdici imamo obrnutu reakciju. Na nizbrdici, da bi održao brzinu vozila konstantnom, regulator tempomata smanjuje količinu ubrizganog goriva, što za posljedici ima da se smanjuje temperatura i entalpija ispušnih plinova. Na najvećem nagibu koji iznosi –5% temperatra dimnih plinova je vrlo mala i iznosi oko **550 K**. Takvi plinovi sadrže vrlo malu entalpiju i energiju u sebi, te oni bi usporili turbopunjač. Da se to spriječi tempomat otvara turbinu, te na najvećoj nizbrdici (nagib iznosi –5%) regulator otvara turbinu na iznos od 40%. Na taj način povećava se protok dimnih plinova kroz turbinu, te se spriječava usporenje turbopunjača, odnosno smanjenje momenta turbinskog kola. U 300. sekundi, tempomat se isključuje, vozač daje gas, povećava količinu ubrizganog goriva, temperatura ispušnih plinova naglo raste na vrijednosti iznad 1000 K, te regulator trenutno zatvara turbina na iznos od 10%. To turbinskom kolu daje snažan impuls, pogonski moment raste na iznos od **0.61 N**m (sl. 5.59 (b)), turbopunjač se ubrzava na iznos od **140000 min^{-1}**, a snaga potrebna za pogon turbopunjača raste na vrijednost od **9 kW** (sl. 5.59 (b)). Istovremeno, broj okretaja motora počinje rasti na vrijednost od 4000 min^{-1}.

5.4.2 Rezultati druge simulacije tlaka prednabijanja u 5. stupnju prijenosa

Sada slijedi prikaz rezultata u 5. stupnju prijenosa. Da se posjetimo, u 5. stupnju prijenosa regulirana veličina je brzina automobila koja se mjeri pomoću senzora ugrađenog u kotač automobila. Također u ovaj model bit će ugrađena ***referentna mapa II*** koja je prikazana na sl. 5.49. Ova mapa ima progresivnu krivulju tlaka, što je karakteristično za sportske i gospodarske dizelske motore. Vrijednosti tlakova prednabijanja su povećane, te se kreću sve do vrijednosti od **2.13 bara** pri 4000 min^{-1}. Cilj je testirati regulaciju i promatrati rad motora kod ovako velikih tlakova prednabijanja. Za vrijeme dok je tempomat uključen brzina kretanja vozila, pa prema tome i brzina vrtnje motora je konstantna (oko 3300 min^{-1}). Prema *referentnoj mapi II* (sl. 5.49) koja je ugrađena u model slijedi zaključak da i tlak prednabijanja mora biti konstantan, te treba da iznosi oko 2 bara apsolutno pri 3300 min^{-1} . Tempomat je uključen između 26 i 300 sekunde. U 300 sekundi slijedi test isključivanja regulatora uslijed naglog pritiskanja papučice gasa, komandu upravljanja motorom ponovno preuzima papučica gasa, te se motor u 5. stupnju prijenosa ubrzava na iznos od oko 3950 min^{-1}. Prema *referentnoj mapi II* sada tlak prednabijanja treba narasti na iznos od 2.13 bara. Nakon toga u 330

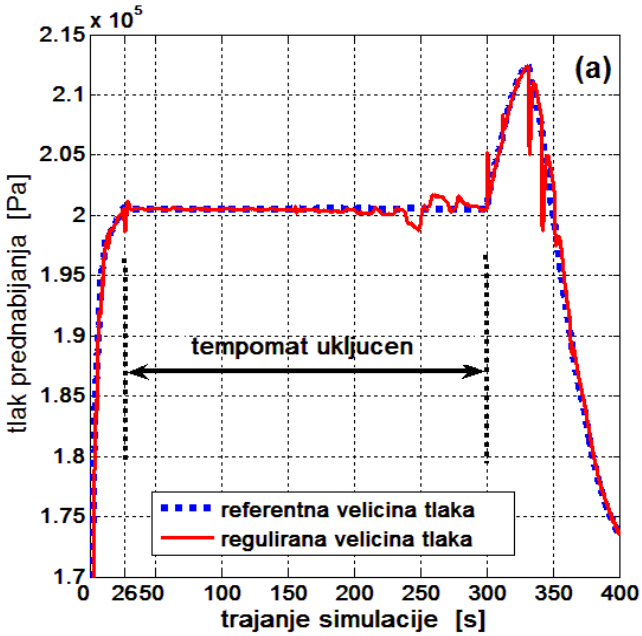
sekundi slijedi naglo otpuštanje papučice gasa, broj okretaja motora pada na vrijednost od 2250 min^{-1}, te sada prema ugrađenoj *mapi II* tlak prednabijanja treba iznositi oko 1.73 bara.

Ovo naglo dodavanje i oduzimanje gasa je ciljano izvedeno kako bi se testiralo ponašanje regulatora tlaka nabijanja u širokom području brzina vrtnje, od 1000 min^{-1} do 4000 min^{-1}. Slijedi prikaz rezultata simulacije. Na **sl. 5.60** prikazana je dobivena krivulja tlaka prednabijanja unutar mape kompresora. Na slici se vidi kako regulirana veličina tlaka *(plava)* dobro prati referentnu veličinu *(crna)* koja dolazi iz mape II. Kod malih protoka i male brzine vrtnje javlja se nagli rast tlaka na iznos od oko **1.6 bara**. Kod velikih protoka i velikih brzina vrtnje krivulja tlaka je izrazito progresivna. Kako to nalaže mapa II, tlak treba kontinuirano rasti s rastom brzine vrtnje motora sve do vrijednosti od **2.13 bara**. Ova se vrijednost ne smije prekoračiti. Također, na uzbrdici i na nizbrdici je izbjegnuta pojava naglog rasta i pada tlaka kao što je to bio slučaj s nereguliranim tlakom na slici 5.56.

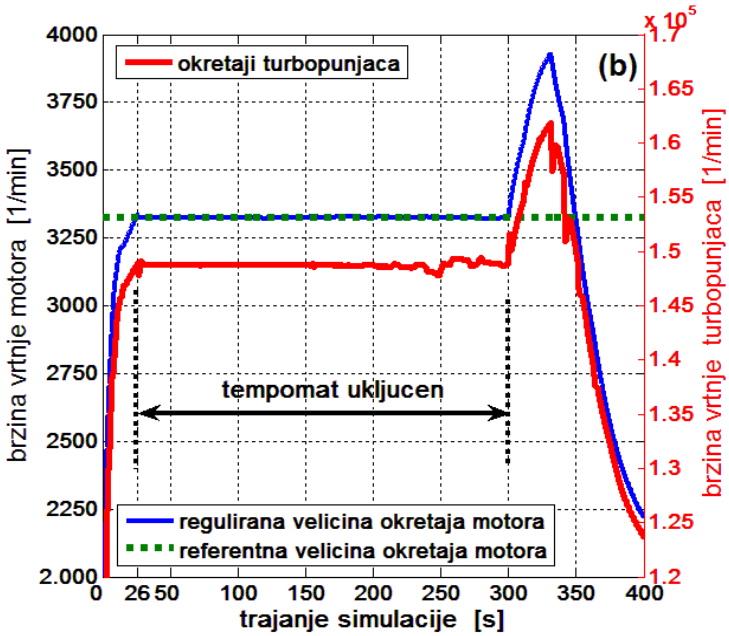


Slika 5.60 Tlak prednabijanja u 5. stupnju prijenosa

Na slici 5.61 vidi se ispravno djelovanje regulatora tlaka. Za vrijeme dok je tempomat uključen (između 26 i 300 sekunde), brzina vrtnje motora je konstantna i iznosi 3300 min^{-1} (sl. 5.61 (b)). Prema *referentnoj mapi*



Slika 5.61 (a) Referentna i regulirana veličina tlaka

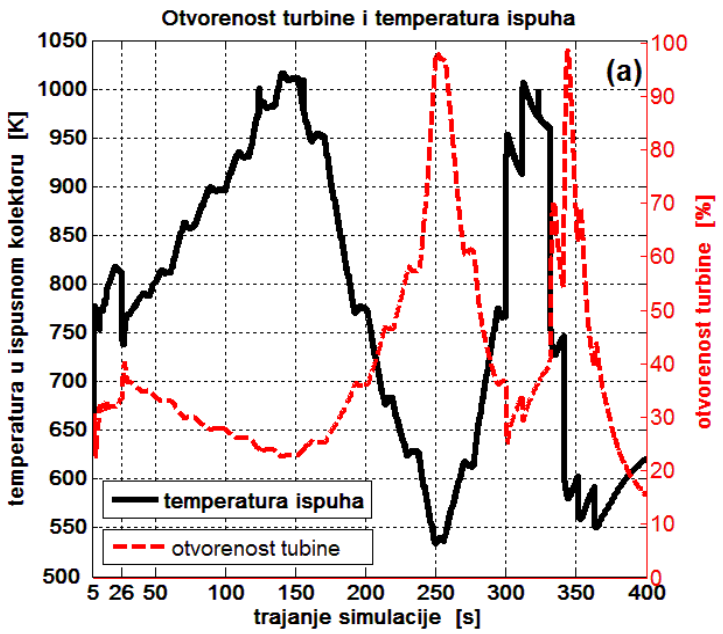


Slika 5.61 (b) Brzine vrtnje motora i turbopunjača

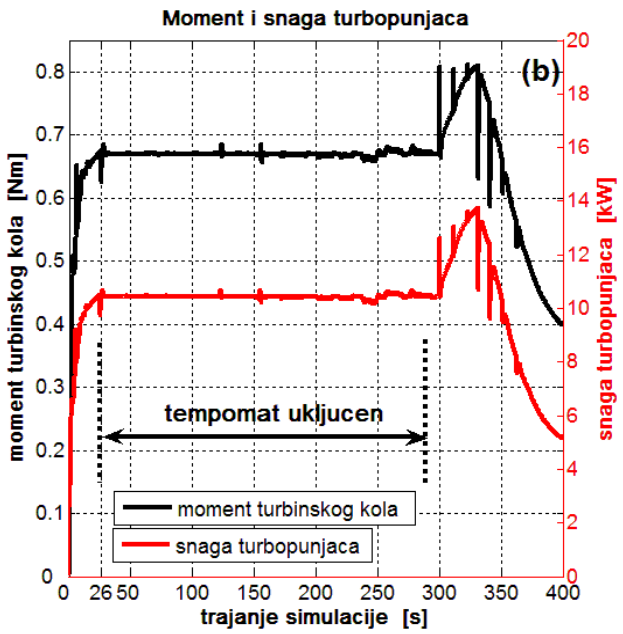
II, veličina tlaka prednabijanja treba biti oko **2 bara**. Na sl. 5.61 (a) prikazan je uvećani prikaz na kojem se vidi kako regulirana veličina tlaka (crvena) kroz svih 400 sekundi prati referentnu veličinu tlaka prednabijanja (plava). U 300. sekundi isključuje se regulator, vozač naglo pritišće papučicu gasa, broj

okretaja raste na iznos od 3950 min^{-1}, te tlak prednabijanja naraste na vrijednost od **2.13 bara** kako to i zahtijeva *referentna mapa II*. Nakon toga u 330 sekundi, vozač lagano otpušta papučicu gasa, brzina vozila se smanjuje, broj okretaja motora uslijed velike inercije vozila počinje lagano padati sve do vrijednosti od 2250 min^{-1}, sl. 5.61 (b), te regulator upravljajući turbinom smanjuje tlak nabijanja na vrijednost od **1.73 bara**, kako to i zahtijeva ugrađena referentna mapa II. Također na sl. 5.61 (b), potrebno je obratiti pažnju na brzinu vrtnje turbopunjača, za vrijeme dok je uključen tempomat, budući da je brzina vrtnje motora konstantna, potrebno je da i brzina vrtnje turbopunjača bude konstantan.

Na slici se može primjetiti kako regulator tlaka održava turbopunjač na konstantnoj brzini vrtnje u iznosu od **148000 min^{-1}**. U 300 sekundi zbog povećavanja broja okretaja motora na 3950 min^{-1} , brzina vrtnje turbopunjča počinje rasti sve do vrijednosti od **160000 min^{-1}**, a nakon otpuštanja papučice gasa brzina vrtnje pada na vrijednost od **125000 min^{-1}**.



Slika 5.62 (a) Otvorenost turbine i temperatura ispuha

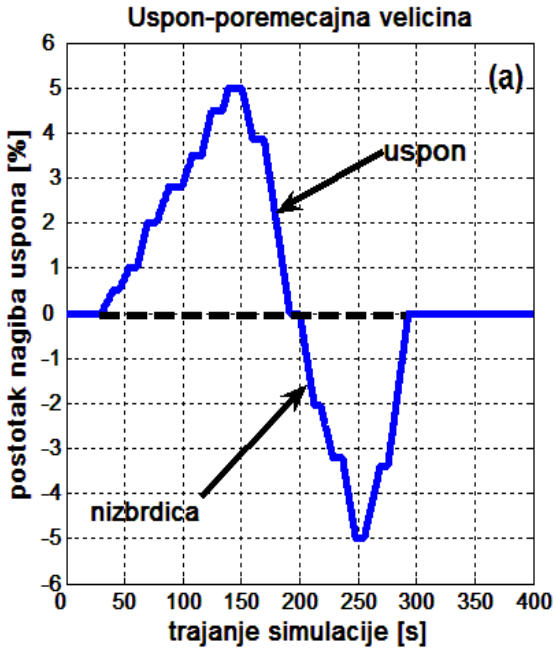


Slika 5.62 (b) Moment i snaga turbopunjača

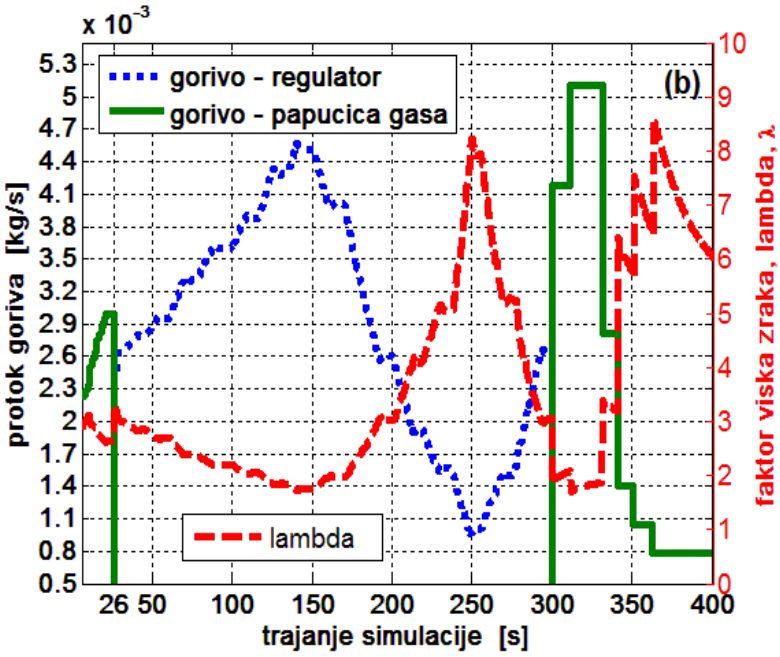
Upravljačka veličina od *drugog* regulacijskog kruga, a koji je prikazan na sl. 5.54 je signal kojim se mijenja položaj turbinskih lopatica. Na slici 5.62 (a) prikazana je promjena upravljačke veličine (crvena krivulja) koja djeluje na aktuator kojim se mijenja kut nagiba turbinskih lopatica. Također na istoj slici je prikazana i promjena temperature plinova u ispušnom kolektoru. Kod uključenog tempomata (između 26. i 300. sekunde) rad regulatora je vrlo specifičan budući da je brzina vrtnje motora konstantna, pa se i brzina vrtnje turbopunjača na usponu i na nizbrdici ne smije mijenjati. Prema tome, pogonski moment turbinskog kola treba da bude konstantan što se i vidi na sl. 5.62 (b) (crna krivulja). Vrijednost momenta turbinskog kola približno je konstantna i iznosi oko **0.67 Nm**. To odgovara snazi od **10.8 kW** koja je potrebna za pogon turbopunjača (crvena krivulja), sl. 5.62 (b). Regulator djeluje na slijedeći način. Na usponu uslijed povečanja količine ubrizganog goriva raste i temperatura ispušnih plinova. Na najvećem usponu od +5%, temperatura ispušnih plinova je najveća i iznosi preko **1000 K**. Takvi plinovi imaju jako veliku entalpiju i veliku energiju, te oni imaju tendenciju da ubrzaju turbinsko kolo. Da održi turbopunjač na usponu u ravnoteži, diskretni regulator smanjuje otvorenost turbine sa vrijednosti od **38%** na vrijednost od **23%**, te na

taj način smanjuje protok dimnih plinova kroz kroz turbinu i ne dopušta da povećana entalpija vrućih dimnih plinova ubrza turbopunjač. Na nizbrdici imamo obrnutu reakciju. Na nizbrdici, da bih održao brzinu vozila konstantnom, regulator tempomata smanjuje količinu ubrizganog goriva, što za posljedici ima da se smanjuje temperatura i entalpija ispušnih plinova. Na najvećem nagibu koji iznosi –5% temperatra dimnih plinova je vrlo mala i iznosi oko **550 K**. Takvi plinovi sadrže vrlo malu entalpiju i energiju u sebi, te bi oni usporili turbopunjač. Da to spriječi, tempomat otvara turbinu na iznos od čak **97%**. Na taj način povećava se protok dimnih plinova kroz turbinu, te se spriječava usporenje turbopunjača, odnosno smanjenje momenta turbinsko kola.U 300. sekundi, tempomat se isključuje, vozač pritišće papučicu gasa, povećava količinu ubrizganog goriva kao što je prikazanao na sl. 5.63 (b), temperaura ispušnih plinova naglo raste na vrijednosti od **950 K**, te regulator trenutno zatvara turbina na iznos od **28%**. To turbinskom kolu daje snažan impuls, pogonski moment raste na iznos od **0.8 N**m ubrzavajući pri tome turbopunjač na iznos od **160000 min^{-1}**, a snaga potrebna za pogon turbopunjača raste na vrijednost od **13.8 kW**. Istovremeno, brzina vrtnje motora počinje rasti na vrijednost od 3950 min^{-1}.

Kod naglog oduzimanja gasa u 330 sekundi, vidjeti zelenu liniju na sl. 5.63 (b), potrebno je započeti sa smanjenjem brzine vrtnje turbopunjača. Regulator reagira na način da prvo u 330 sekundi otvori turbinu na iznos od **100%**. To će izazvati početak usporenja turbopunjača, te njegov broj okretaja počinje da pada prema vijednosti od **125000 min^{-1}.** Kako bi sprijećio preveliki pad tlaka, te preveliko usporenje turbopunjača kod malih brojeva okretaja motora, PI regulator započinje s laganim pritvaranjem turbine, te u 400 sekundi turbina je otvorena svega **18%**. Ovim blagim zatvaranjem izbjegnut je pad tlaka prednabijanja usljed smanjenja brzine vrtnje turbopunjača na iznimno male vrijednosti od oko 1.25 bara kao što je to bio slučaj kad nije bilo regulacije tlaka prednabijanja, slika 5.56.



Slika 5.63 (a) Postotak nagiba uspona ceste



Slika 5.63 (b) Prikaz masenog protoka goriva i faktora zraka

Slika 5.63 (a) prikazuje poremećajnu veličinu, a to je postotak nagiba uspona koji se mijenja između 26 i 300 sekunde od +5% do –5%. Postotak nagiba od 5% je najveći uspon koji se smije prema zakonu pojaviti na autocesti. Na taj način se testira regulacijski sustav na najveće i najmanje opterećenje koje se može

pojaviti na autocesti kod kretanja vozila u 5. stupnju prijenosa (udari vjetra nisu uzeti u obzir, otpori kotrljanja i aerodinamički otpori zraka uzeti su u obzir). Upravljačka veličina *prvog* regulacijskog kruga koji je prikazan na sl. 5.54 je maseni protok goriva. Na slici 5.63 (b) prikazana je promijena upravljačke veličine masenog protoka goriva koja djeluje na sustav ubrizgavanja. Kad je tempomat uključen (između 26. i 300. sekunde), na sl. 5.63 (b) se vidi da maseni protok goriva proporcionalno raste s povećanjem uspona kako bi se brzina vozila održala konstantnom. Na najvećem usponu od **5%** protok goriva je $\mathbf{4.5 \cdot 10^{-3}}$ **kg/s** ($\boldsymbol{\lambda = 1.8}$). Da bi održao brzinu vozila konstantnom i na nizbrdici, tempomat započinje sa smanjenjem količine ubrizganog goriva. Kod najvećeg nagiba od **–5%**, protok goriva iznosi $\mathbf{1 \cdot 10^{-3}}$ **kg/s** ($\boldsymbol{\lambda = 8.2}$). U 300. sekundi, tempomat se isključuje i vozač pritišće papučicu gasa koja preuzima nadzor nad količinom ubrizganog goriva. Na slici se vidi kako u 300. sekundi zelena krivulja komande papučice gasa postaje dominantna, a plava krivulja koja izlazi iz PI regulatora u 300. sekundi se prekida. Vozač pritiskanjem papučice gasa u 300. sekundi povećava protok goriva na iznos od $\mathbf{5 \cdot 10^{-3}}$ **kg/s** ($\boldsymbol{\lambda = 1.85}$), broj okretaja se povećava na iznos od 3950 min^{-1}, a regulator turbine povećava tlak prednabijanja na **2.13 bara apsolutno**. Nakon toga, vozač u 330. sekundi oduzima gas, protok goriva se smanjuje na iznos od $\mathbf{1.4 \cdot 10^{-3}}$ **kg/s** ($\boldsymbol{\lambda = 6}$), broj okretaja motora u 5. stupnju prijenosa uslijed velike inercije vozila počinje lagano da se smanjuje prema vrijednosti od 2200 min^{-1}, a regulator turbine vrlo precizno smanjuje tlak prednabijanja na iznos od **1.73 bara** kako to zahtijeva ugrađena **referentna mapa II**.

Ova simulacija je pokazala da oba projektirana regulacijska kruga koja su prikazana na sl. 5.54 mogu kvalitetno i istovremeno obavljati zadatke regulacije modela dizelskog motora. *Prvi* regulacijski krug regulira tlak nabijanja djelujući na aktuator koji upravlja turbinom, dok *drugi* regulacijski krug regulira brzinu kretanja vozila (brzinu vrtnje motora) djelujući na maseni protok goriva.

ZAKLJUČAK

U ovom magistarskom radu predstavljen je matematički model modernog turbodizelskog motora. Model ima ugrađene sve komponente koje odlikuju današnje dizelske motore, poput EGR-ventila, EGR-hladnjaka, EGR-zaklopke, turbine sa zakretnim lopaticama i hladnjak stlačenog zraka. Matematički opis ovih komponenti dat je u 4. poglavlju. Kod ispušnog kolektora, osim uobičajnih mehanizama izmjene topline konvekcijom i kondukcijom ugrađen je i mehanizam izmjene topline zračenjem. Model motora razvijen je u sučelju MATLAB SIMULINK-a i sastoji se od 15 podmodela. Nekoliko programa, primjerice koji služe za izračun ispušne temperature iz motora kao i za izračun masenih protoka kroz turbinu i kompresor, napisano je u *M-file-u*. Ovi programi daju podršku modelu motora koristeći se pri tome *S-funkcijom* koja se nalazi u SIMULINKU. Izgled ovih programa kao i linije programskog koda prikazane su u 6. poglavlju. Svi rezultati dobiveni iz simulatora nalaze se u okvirima koji su tipični za rad dizelskog motora.

Model se pokazao iznimno pogodnim za projektiranje i ispitivanje tipičnih regulacijskih sustava poput onih vezanih uz EGR-regulaciju, regulaciju tlaka prednabijanja i regulaciju brzine vrtnje motora. EGR regulacija ostvaruje se kordiniranim djelovanjem dvaju aktuatora: EGR-ventila i EGR-zaklopke. Testiranja regulacijskog sustava na različitim brzinama vrtnje motora pokazala su da se uspješno mogu realizirati vrijednosti EGR_{omjera} u rasponu od 0 do 50%. Ovakav ispravan rad EGR regulacije nužan je preduvjet za uspješno smanjenje udjela dušićnih oksida (NO_x) u sastavu ispušnih plinova.

Regulacija tlaka prednabijanja također je pokazala dobre rezultate. Tlak se regulira pomoću PI regulatora koji djeluje na aktuator kojim se mijenja napadni kut turbinskih lopatica. Testiranja su pokazala minimalna regulacijska odstupanja regulirane vrijednosti tlaka od referentne vrijednosti tlaka, kako za vrijeme dok je tempomat uključen, tako i za vrijeme dok je tempomat isključen. Ovom regulacijom izbjegnute su velike vrijednosti tlaka prednabijanja koje su se javljale na usponu i koje su dovodile do povećanog toplinskog i mehaničkog naprezanja komponenti motora. Također izbjegnute su male vrijednosti tlaka prednabijanja koje su se javljale na nizbrdici i koje su uzrokovale slabije punjenje motora radnim medijem i lošije dinamičko ponašanje vozila (sporiji odziv vozila kod ponovnog pritiskanja papučice gasa). Ispravan rad regulacije tlaka prednabijanja štiti motor od pojave nedopušteno velikih tlakova, te se na taj način produljuju radni vijek motora i svim njegovim vitalnim komponentama.

Treći projektirani regulacijski sustav je uređaj koji se naziva TEMPOMAT. Ovim uređajem se regulira brzina kretanja vozila ili brzina vrtnje motora. On se koristi na autocesti i služi da održava konstantnu brzinu kretanja vozila bez potrebe da vozač pritišće papučicu gasa. Odabrana brzina vozila se ne smije mijenjati bez obzira da li vozilo nailazi na uzbrdicu ili dolazi na nizbrdicu. Regulacijski sustav je ispitan sve do maksimalnih vrijednosti nagiba koje se mogu prema zakonu pojaviti na autocesti (od +5% do –5%), te su uvijek regulacijska odstupanja regulirane vrijednosti brzine vrtnje motora od referentne vrijednosti bila u granicama koja su se mogla tolerirati. Izlazni signal iz regulatora djeluje na sustav za ubrizgavanje goriva na način da povećava maseni protok goriva ukoliko vozilo nailazi na uspon, odnosno smanjuje količinu goriva ukoliko vozilo nailazi na nizbrdicu. Na taj način se održava brzina kretanja vozila na konstantnoj vrijednosti

omogučavajući vozaču da bez pritiskanja papučice gasa upravlja vozilom po cesti. Tijekom vožnje vozač se manje umara, te vožnja postaje puno ekonomičnija jer se izbjegavaju, često puta bezpotrebna, nagla ubrzavanja i usporavanja vozila po autocesti.

Razvijeni matematički model motora može se upotrijebiti u buduće istraživačke svrhe. U okviru daljnjih istraživanja potrebno je provjeriti točnost matematičkog modela. Za ovu provjeru nužno je u budućnosti realizirati eksperimentalni postav s modernim turbodizelskim motorom, te izvršiti u laboratoriju mjerenja kako bi se mogli usporediti mjereni rezultati s rezultatima dobivenim simulacijom. Nadalje, u budućnosti bilo bi vrijedno projektirati estimator masenog protoka ispušnih plinova za potrebe EGR regulacije. Estimator je dodatni dinamički sistem koji se uvijek upotrebljava kada neka veličina stanja nije **praktično mjerljiva**. Maseni protok dimnih plinova kroz EGR-ventil je upravo takva veličina koja nije praktično mjerljiva, jer se nigdje u motoru ne nalazi senzor kojim se mjeri EGR-protok. Stoga je nužno razviti takav observer stanja koji će na temelju mjerenih ulaza i izlaza iz motora pomoću specijalno razvijenog algoritma moći procijeniti promatrani vektor stanja, a to je u našem slučaju maseni protok dimnih plinova.

Također, u budućnosti bilo bi interesantno razviti ***samopodesivi (adaptivni) sustav regulacije motora***. To je sustav koji automatski prilagođava parametre regulatora radi kompenzacije utjecaja promjena radnih uvjeta motora ili okoline. Tako bi se npr. različitim brzinama vrtnje motora, različitim opterećenjima, tlakovima (nadmorskim visinama) i temperaturama okoline, odnosno jednostavno rećeno različitim radnim točkama nelinearnog modela motora, pridruživao odgovarajući skup parametara regulatora. Taj bi skup parametara imao oblik tablice i bio bi pohranjen u memoriju upravljačkog računala motora U tu svrhu bilo bi potrebno razviti i razraditi vlastiti mehanizam adaptacije. I treći pravac u kojem bi se mogla kretati buduća istraživanja je ***eksterna linearizacija***. Primjenom odgovarajuće transformacije varijabli stanja i povratne veze, promatrani nelinearni model turbodizelskog motora preveo bi se u ekvivalentni linearni model nad kojem bi se mogla primjeniti linearna analiza odnosno linearna sinteza. Budući da bi pritom model motora i povratna veza interno ostali nelinearni, to bi se ovaj postupak nazvao eksterna linearizacija turbodizelskog motora. Pri tome bi trebalo osmisliti mehanizme transformacije varijabli iz nelinearnog u linearno područje.

LITERATURA

[1] R. Rinolfi: *"Diesel – Boom 2015 wieder zu Ende"*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 107 godina izlaženja, broj časopisa ATZ 5/2005.g., stranica 367

[2] K. Mollenhauer, *"Handbuch Diesel Motoren"*, Springer, Berlin 2002.g, ISBN 3-540-41239-5

[3] R. Dorenkamp, T. Düsterdiek, *"Die saubere Zukunft der Dieselmotoren von Volkswagen"*, 25 Jahre Dieselmotoren von Volkswagen, Sonderausgabe von MTZ Motortechnische Zeitschrift, stranica od 70 do 78, svibanj 2001.g.

[4] G. Strempel, P. Beckwith, J. Fröhling, U. Baron, P. Sauermann, W. Dörmer, U.Balfanz, *"Ultimate – eine neue Generation von Otto – und Dieselkraftstoffen"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, stranica od 476 do 483, 66 godina izlaženja, lipanj 2005.g.

[5] Robert Bosch GmbH, *"Dieselmotor – Management "*, Vieweg Verlag, 2004.g, ISBN 3-528-23873-9

[6] P. Bartsch, G. Graf, G. Hrauda, *"Auslegung eines Hochlast-AGR-Systems mittels thermodynamischer Kreisprozessrechnung und CFD-Simulation einschließlich Messungsvergleiche"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 60 godina izlaženja, broj časopisa srpanj/kolovoz 1999.g., stranica od 498 do 504

[7] J. B. Heywood, *"Internal Combustion Engine Fundamentals"*, McGraw-Hill, New York, 1988.g.

[8] B. Gatellier, B. Gessier, J. Genoist, A. Ranini, *"Neue Technologien zur Erfüllung der Abgasnorm Euro 5"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, stranica od 434 do 443, 66 godina izlaženja, lipanj 2005.g.

[9] F. Steinparzer, W. Mattes, W. Hall, C. Bock, *"The Diesel Power Units in the New BMW 7-Series"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 63 godina izlaženja, listopad 2002.g., stranica od 790 do 801

[10] R. Van Basshuysen, F. Schäfer, *"Handbuch Verbrennungsmotor"*, 3. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden 2005.g.

[11] S. Ribarić; *"Arhitektura računala RISC i CISC"*, Školska knjiga, Zagreb 1996.g.

[12] S. Ribarić; *"Naprednije arhitekture mikroprocesora"*, 2. izdanje, ELEMENT, Zagreb 2002.g.

[13] R. Rinolfi, R. Imarisio, R. Buratti; *"The Potentials of a New Common Rail Diesel Fuel Injection System for the next Generation of DI Diesel Engines"*, 16. Internationales Wiener Motoren Symposium, VDI-Verlag Reihe12, n. 239

[14] R. Rinolfi, A. Piccone; *"Fiat Third Generation DI Diesel Engines"*, IMECHE-Ricardo Seminar, The Euro 4 Challenge – Future Technologies and Systems, London, 3.prosinac 1997.g.

[15] R. Pischinger, M. Klell, T. Sams; *"Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine"*, 2. Auflage, Springer Verlag, Wien 2002.g.

[15a] D. Jeras, *"Klipni motori: uređaji"*, Školska knjiga, Zagreb, 1991.g.

[16] *"Inženjerski priručnik IP1 – temelji inženjerskoh znanja"*, Školska knjiga, 1. izdanje, Zagreb 1996.g.

[17] L. Guzzella, C. H. Onder; *"Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems"*, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2004.g, ISBN 3-540-22274-X

[18] L. Guzzella, A. Amstutz; *"Control of Diesel Engines"*, IEEE Control Systems Magazine, vol.8, no. 9, pp. 55 – 71, 1998. godina

[19] X. Dovifaaz, M. Ouladsine, A. Rachid, G. Bloch; *"Neural modeling and control of a diesel engine with pollution constraints"*. In Proceedings of the American Control Conference, stranice 2008-2013, Anchorage, May 2002. godina

[20] P. Dupraz, N. Guerrassi, O. Sename and L. Dugard; *"A control-oriented model for high speed DI diesel engine"*. In Advances in Vehicle Control and Safety, stranice 93-98, Amiens, July 1998. godine, CNRS, IFAC, IEEE, INRIA.

[21] M. Jankovic, M. Jankovic, I. Kolmanovsky; *"Constructive Lyapunov Control Design for Turbocharged Diesel Engines"*, IEEE Transactions on control systems technology, Vol.8, No. 2, March 2000. godina.

[22] P. Lawrence, P. Lake, D. Turtle, T. Tayler, W. Carnochan, J. Finch, T. Gellett, M. Wölfle; *"Die neuen Duratorq Dieselmotoren für den Ford Transit"*, 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1999.godina.

[23] S. Digeser, M. Erdmann, F. Gulde, T. Mühleisen, J. Schommers, R. Tatzel; *"Der neuen Dreizylinder-Dieselmotor von Mercedes-Benz für Smart und Mitsubishi.",* MTZ Motortechnische Zeitschrift, 66 godina izlaženja, siječanj 2005.g., stranica od 6 do 12.

[24] A. Elsäßer, R. Braun, H. Jensen; *"Luftversorgungsmodule für die neuen Common-Rail-Dieselmotoren OM611 und OM612 von DaimlerChrysler"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 61 godina izlaženja, ožujak 2000.g., stranica od 158 do 163.

[25] K. Aistleitner, M. Grimm, J. Honeder, C. Landerl; *"Die Auflade und Abgasrückführ-regelung des neuen V8-Dieselmotors mit Direkteinspritzung von BMW"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 60 godina izlaženja, rujan 1999.g., stranica od 560 do 567.

[26] R. Bauder, W. Hatz, H. Pölzl, E. Michels, H. Schiffgens, C. Streng, W. Wimmer; *"The first Diesel Engine in the New Audi Family of V Engines, Part 2: Thermodynamics and Application",* MTZ Motortechnische Zeitschrift, 64 godina izlaženja, rujan 2003.g., stranica od 860 do 867.

[27] M. Bach, R. Bauder, W. Hatz, H. Hoffmann, H. Marckwardt, H. Pölzl, A. Fröhlich; *"The first Diesel Engine in the New Audi Family of V Engines, Part 1: Design and Mechanical Features",* MTZ Motortechnische Zeitschrift, 64 godina izlaženja, rujan 2003.g., stranica od 672 do 680.

[28] D. Krpan, D. Jeras; *"Laki motori, II. Dio "*, stranica 380; Sveučilišna naklada Liber, 1979. godina, Zagreb

[29] D. Upadhyay; *"Modeling and Model Based Control Design of the VGT-EGR System for Intake Flow Regulation in Diesel Engines"*, Columbus, Ohio, Department of Mechanical Engineering, The Ohio State University, Ph.D. dissertation, 2001. godina.

[30] M. Hopka, Y. Guezennec, D. Upadhyay, G. Rizzoni; *"Identification of a mean value model of a modern diesel engine for control design"*; Proceedings of IMECE`03, 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, Washington, D.C., November 15 – 21 , 2003. godina

[31] O. Grondin, R. Stobart, H. Chafouk, J. Maquet; " *Modelling the compression ignition engine for control: Review and future trends"*, SAE-Technical Paper, broj 2004-01-0423, 2004. godina, Detroit, Michigan, USA

[32] M. Kao, John. J. Moskwa; *"Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation"*; Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, ožujak 1995. godina, volumen 117, stranice od 20 do 30

[33] J. P. Jensen, A .F. Kristensen, S. C. Sorenson, N. Houbak, E. Hendricks; " *Mean value modeling of a small turbocharged diesel engine"*; SAE-Technical Paper, broj 910070, veljača 1991. godina, Detroit, Michigan, USA

[34] H. Bruggemann, R. Klingmann, W. Fick; *" Die neuen Common-Rail-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in der modellgepflegten E-klasse (2. dio)"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 60 godina izlaženja, broj časopisa rujan 1999. godina, stranice od 579 do 588.

[35] E. Kreyszig; *"Advanced engineering mathematics"*; 8.tiskano izdanje 1999. godina, ISBN 0-471-33328-X, izdavač John Wiley & Sons, INC

[36] S. S. Sorenson, E. Hendricks, S. Magnusson, A. Bertelsen; *"Compact and accurate turbocharger modelling for engine control"*; SAE-Technical Paper, broj 2005-01-1942, travanj 2005. godina, Detroit, Michigan, USA

[37] M. Jung, R. G. Ford, K. Glover, N. Collings, U. Christen, M. J. Watts; *"Parameterization and transient validation of a variable geometry turbocharger for mean-value modeling at low and medium speed-load points"*; SAE-Technical Paper, broj 2002-01-2729, listopad 2002. godina, Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, San Diego, California, USA

[38] J. Bergström, J. Brugärd; *"Modeling of a turbocharged spark ignited engine"*; Magistarski rad, Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweeden, 1999. godina

[39] F. Pettersson; *" Simulation of a turbo charged spark ignited engine "*; Magistarski rad, Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweeden, 2000. godina

[40] S. Öberg; *" Identification and improvements of an automotive diesel engine model purposed for model based diagnosis"*; Magistarski rad, broj rada: LiTH-ISY-EX-3161, Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweeden, godina 2001.

[41] D. Jeras, Predavanja iz kolegija *"Motori"*, satnica 6+2, ljetni semestar 1998. godine

[42] J. Deur, D. Hrovat, J. Petrić, Ž. Šitum; *" A control-oriented polytropic model of SI engine intake manifold "*; ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, November, 15-21, 2003, Washington, D.C., USA, IMECE2003-41086

[43] L. Eriksson; *" Mean value models for exhaust system temperatures"*; SAE-Technical Paper, broj 2002-01-0374, ožujak 2002. godina, SAE 2002 World Congress, Detroit, Michigan, USA

[44] D. N. Malkhede, B. Seth, H. C. Dhariwal; *"Mean value model and control of a marine turbocharged diesel engine"*; SAE-Technical Paper, broj 2005-01-3889, listopad 2005. godina, Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, San Antonio, Texas, USA

[45] M. Stöckli (1989*) "Reibleistung von 4-Takt Verbrennungsmotoren"*; LCC Technical Report, ETH Zürich, 1989.g.

[46] P. Skogtjärn; *"Modelling of the exhaust gas temperature for diesel engines"*; Magistarski rad, broj rada LiTH-ISY-EX-3378-2002, studeni 2002.g., Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweeden.

[47] J. Ritzén; *"Modelling and fixed step simulation of a turbo charged diesel engine"*; broj rada LiTH-ISY-EX-3442-2003, Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweeden, lipanj 2003.g.

[48] G. S. Baranenkov, B. P. Demidovič, V. A. Jefimenko, S. M. Kogan, G. L. Lunc, E. F. Poršneva, E. P. Syčeva, S. V. Frolov, R. J. Šostak, A. R. Janpoljskij; *"Zadaci i riješeni primjeri iz više matematike s primjenom na tehničke nauke"*, peto ispravljeno izdanje, Tehnička knjiga Zagreb, godina 1978

[49] I. Kolmanovsky, M. Van Nieuwstadt, P. Moraal; *"Optimal control of variable geometry turbocharged diesel engines with exhaust gas recirculation"*; Proceedings of the ASME Dynamics, DSC-Vol.67, godina 1999.

[50] A. Ammann, N. P. Fekete, L. Guzzella, A. H. Glattfelder; *" Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail diesel engine: Theory and passenger car implementation"*; SAE-Technical Paper, broj 2003-01-0357, ožujak 2003. godina, SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA

[51] J. Wahlström; *"Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines"*; Doktorska disertacija, broj disertacije: 1271, oznaka rada LiU-TEK-LIC-2006:52, ISBN 91-85643-83-1, Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweeden, 2006.g.

[52] R. Milić. Stojić; *"Digitalni sistemi upravljanja"*; Naučna knjiga Beograd, godina 1989, ISBN 86-23-42038-1

[53] J. Deur; Predavanja iz kolegija *"Mikroprocesorsko upravljanje"*, poslijediplomska nastava, FSB, akademska godina 2003.

[54] T. Šurina; *"Automatska regulacija"*, Školska knjiga – Zagreb, 4. izdanje, godina 1991, ISBN 86-03-00321-1

[55] U.Tielkes, Rudolf J. Menne, S.Hügen, J.Hansen; *"Der neue Ford Mondeo, Otto – find ich gut ! "*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, specijalno izdanje, stranica od 32 do 45, listopad 2000.g.

[56] P. Andersson; *" Air Charge Estimation in Turbocharged Spark Ignition Engines "*; Doktorska disertacija, broj disertacije: 989, oznaka rada ISSN 0345-7524, ISBN 91-85457-77-9, Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweeden,

[57] P. Fiorani, A. Gambarotta, M. Tonetti, E. Lanfranco; *"A real-time model for the simulation of transient behaviour of automotive diesel engines "*; SAE-Technical Paper, broj 2006-01-3007, 2006. godina, USA

[58] E. Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S. C. Sorenson, D. Trumpy, J. Asik; *" Modelling of the Intake Manifold Filling Dynamics "*; Electronic Engine Controls 1996, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, USA, February 26-29, 1996. godina, SAE Technical Paper Series 960037

[59] A. Chevalier, C. W. Vigild, E. Hendricks; *" Predicting the Port Air Mass Flow of SI Engines in Air/Fuel Ratio Control Applications"*, Electronic Engine Controls 2000, SAE 2000 World Congress, Detroit, Michigan, USA, March 6-9, 2000 godina, SAE Technical Paper Series 2000-01-0260

[60] H. Brüggemann, K. H. Hoffmann, A. Peters, D. Naber; *" Die neuen Common-Rail-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in der modellgepflegten E-klasse (2. Dio), Teil 2: Verbrennung und Motormanagement"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 60 godina izlaženja, broj časopisa rujan 1999. godina, stranice od 579 do 588.

[61] D. Bjelovučić; *"Motorna vozila"*, predavanja iz kolegija Motorna vozila u ljetnom semestru 1998. godine na dodiplomskom studiju Fakulteta strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu, satnica 4+2,

[62] D. Taboršak; *"Metode znanstveno istraživačkog rada"*, predavanja iz kolegija Metode znanstveno istraživačkog rada u zimskom semestru 2001. godine na poslijedodiplomskom studiju Fakulteta strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu

[63] *"Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik"*, 27. Auflage, (27. izdanje), izdavač Verlag Europa-Lehrmittel, Nourney, Vollmer GmbH & Co, 42781 Haan-Gruiten (Germany), naslov hrvatskog prijevoda *"Tehnika motornih vozila"*, 3. hrvatsko izdanje u prevodu Gorana Popovića, urednik izdanja Vladimir Vadjon, izdavač Pučko Otvoreno Učilište Zagreb, Zagreb, lipanj 2005., ISBN 953-6054-95-7

[64] Dr-Ing. R.Christmann, H.P.Schmalzl, Dr-Ing. F.Schmitt, A.Schwarz;*"Zweistufig geregelte Aufladung für PkW – und Nfz-Motoren"*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, stranica od 16 do 23, 66 godina izlaženja, siječanj, 1/2005.g.

[65] E. Krämer: *"Machinendynamik"*, izdavač Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York-Tokyo 1984.

[66] Ž. Parat: *"Brodski motori s unutarnjim izgaranjem"*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2005.g.

ŽIVOTOPIS

Mario Sjekavica rođen je u Dubrovniku 9. rujna 1974. godine. Nakon završene matematičke gimnazije u Dubrovniku, upisuje zagrebački Fakultet strojarstva i brodogradnje, smjer Konstrukcije motora i vozila, na kojem diplomira 1999. godine. U prosincu 1999. g. zapošljava se u tvrtki Končar gdje radi na razvoju novih kompaktnih elektromotornih pogona za liftove i teretna dizala. Godine 2001. odlazi u Austriju u Graz gdje se zapošljava u tvrtki AVL (www.avl.com), najvećoj svjetskoj privatnoj tvrtki za razvoj pogonskih agregata za automobile i teška gospodarska vozila s preko 2500 razvojnih inženjera. Tamo provodi dvije godine u konstrukcijsko-akustičkom odjelu gdje radi na razvoju novog 12 litrenog turbodizelskog motora za njemačku kompaniju MAN iz Münchena. Radi na razradi novih ideja i konstrukcijskih rješenja, koja će biti primjenjena na novom iznimno tihom dizelskom motoru čija je razina izmjerene buke na udaljenosti manjoj od jednog metra morala biti manja od 90 dB (decibela). Godine 2003. odlazi u Tirol i godinu dana provodi na usavršavanju kod austrijskog proizvođača motocikala, KTM iz Mattighofena pokraj Salzburga (www.ktm.com). Tu radi na daljnjem poboljšanju performansi i tehnologiji proizvodnje poznatog jednocilindričnog motora, serije LC4. 2004 g. vraća se u Hrvatsku i počinje pohađati nastavu na poslijediplomskom studiju na usmjerenju za robotiku i automatizaciju. Trenutno živi u rodnom Dubrovniku i zaposlen je u privatnoj tvrtki koja se bavi održavanjem i ugradnjom brodskih dizelskih motora proizvođača Yanmar, MAN, Caterpillar i Deutz.

RESUME

Mario Sjekavica was born in Dubrovnik on 9 September 1974. Having completed the Mathematical Secondary School in Dubrovnik, he enrolled in the Zagreb Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, Engine and Vehicle Construction major, and was graduated from it in 1999. In December 1999, he got a job with Končar, where he worked on the development of new compact electrical drives for lifts and cargo lifts. In 2001, he left for Graz, Austria and got a job with AVL (www.avl.com), the world's largest private company for the development of driving power units for automobiles and heavy freight vehicles, employing over 2,500 development engineers. There he spent two years in the Department for construction and acoustics, working on development of a new 12-litre turbo-diesel engine for MAN, a Munich-based German company. He was engaged in working out of new ideas and structural solutions to be applied to the new, extremely silent, Diesel engine in which the level of noise measured at a distance less than one metre had to be less than 90 decibels. In 2003, he left for Tirol and spent a year in further training with an Austrian manufacturer of motorcycles, KTM of Mattighofen near Salzburg (www.ktm.com). He worked there on further improvement of performances and manufacturing technology of the one-cylinder engine of LC4 series. In 2004, he returned to Croatia and started attending classes of the graduate program of studies in robotics and automation. He presently lives in his native town and is employed with a private firm dealing with maintenance and installation of marine Diesel engines manufactured by Yanmar, MAN, Caterpillar and Deutz.

6. Prilozi

6.1 Prilog 1

M-file s podacima, radnim parametrima i konstantama svih komponenti motora i mjenjača

```
%---------------------------------------------
% PODACI S VARIJABLAMA POTREBNIM ZA POKRETANJE MODELA MOTORA U SIMULINKU
disp('Učitavanje podataka');

% podaci za kompresor
   faktor=0.991715;
   Dc=0.05;                    % promjer kompresorskog kola
   kapa=1.4;
   R=287.1;
   cp=kapa*R/(kapa-1);
   etam_k=0.96;
 % podaci za turbinu
    Dt=0.050;                  % promjer turbinskog kola
    kapa6=1.34;
    R6=288.3;
    cp6=kapa6*R6/(kapa6-1);
    etat_max=0.7;              % kreće su u rasponu od 0.7 do 0.75
    cus_tilda_opt=0.65;        % kreče se u rasponu od 0.55 do 0.65
    etam_t=0.98;               %  mehanicka korisnost
  % dinamički moment tromosti turbokompresora
    Jtc=1.281*10^-4;           %kgm^2
  % podaci za usisni kolektor
   Vim=3.2*10^-3;              % volumen usisnog kolektora
   cv=R/(kapa-1);
   k1A1=2.215;                 %W/K
  % podaci za ispušni kolektor
   Vem=1*10^-3;                % volumen ispusnog kolektora
   cv6=R6/(kapa6-1);
   Ain=0.0553;                 %  unutrasnja povrsina izmjene topline
   h_conv_in=140;              %W/m^2K
   h_conv_out=40;              %W/m^2K
   emisija=0.624;              %faktor emisivnosti
   Stefan_Bolzman=5.667*10^-8;
   h_cond_out=20;              %W/m^2K
   Aout=0.0612;                %m^2
   m_wall=1.377;               %  masa stijenke
   c_wall=540;                 %J/kgK
 % podaci za hladnjak zraka
   T_okolina=288;
   K_hz=420;
   i_11=0.9612;
   i_22=0.6871;
   i_33=-0.112;
   k_hz=10;                    % faktor gubitaka strujanja unutar hladnjaka zraka
   v0=10;                      % prosjecna brzina strujanja zraka unutar hladnjaka zraka
```

```
% podaci za EGR hladnjak
 eta_egr=0.82;                % 0.82
 T_voda=358;                  % temperatura rashladne tekucine
% Radni obujam motora
 V_motor=2*10^(-3);           %  radni objam motora
% Stupanj kompresije motora
 r_c=18;                      % stupanj kompresije motora
% Indicirani moment motora
 a_1=0.386;
 a_2=1.218e-3;
 a_3=-2.935e-6;
 a_4=0.433;
 a_5=-2.91;
 H_donje=42.5e6;          % donja ogrijevna vrijednost goriva
% Model trenja
 C_1=75;                   % [kPa]
 hod=0.0944;              % [m]  %  hod klipa
 provrt=0.082;            % [m]  % provrt motora
% Opterecenje
 C_R=0.015;                % koeficijent otpora kotrljanja, krece se od 0.012.......0.015
 m_vozila=1500;           %masa vozila
 r_kotaca=0.317;          %radijus kotaca [m]
 ro_zraka=1.2042;        % [kg/m^3]  gustoca zraka
 C_D=0.36;                 % aerodinamicki koeficijent otpora, krece se od 0.3......0.5
 A_vozila=2.00;           %[m^2] prednja povrsina vozila
 % stupanj prijenosa u diferencijalu je fiksan i iznosi 3.5
 i_1=12.075;               % prvi stupanj prijenosa u mjenjacu:  3.45*3.5
 i_2=6.79;                 % drugi stupanj prijenosa u mjenjacu: 1.94*3.5
 i_3=4.48;                 % treci stupanj prijenosa u mjenjacu: 1.28*3.5
 i_4=3.5;                  % cetvrti stupanj prijenosa u mjenjacu: 1*3.5
 i_5=2.835;                % peti stupanj prijenosa u mjenjacu:  0.81*3.5
 g=9.81;
 disp('...učinjeno !');
 disp('>>');
```

6.2 Prilog 2

M-file za učitavanje krivulje tlaka prednabijanja unutar mape kompresora, kao i za izračun vrijednosti masenog protoka zraka kroz kompresor, kg/s

```
%-----------------------------------------------------
function   mk=mapa_kompresora6(PIk,Ntc_1,n_1,n_2,T_T,w_w,W)

% MAPA KOMPRESORA
%        program u M-file za učitavanje krivulje tlaka prednabijanja unutar mape kompresora, kao i za izračun
         masenog protoka zraka kroz kompresor
% pozivanje na dva načina:
% prvi način:  prva varijanta
% ---------------------------------------------
%    mapa_kompresora2('d',n1,n2)
% ---------------------------------------------
% prvi način:  druga varijanta
% ---------------------------------------------
%    mapa_kompresora2('d1',n1,n2)
% ---------------------------------------------
% Dobiva se uz dijagram aproksimiranih karakteritičnih krivulja mk/PI_k za
% Nct=const i dijagrami aproksimacije koeficijenata polinoma.
% Drugi način:
%---------------------------------------------
%    mk=mapa_kompresora2(PI_k,Ntc,n1,n2)
% ---------------------------------------------
% program izracunava maseni protok kroz kompresor
% ULAZI U BLOK KOMPRESORA:
% PI_k - omjer tlakova p2/p1  p1  tlak okoline
% Ntc - broj okretaja kompresora u min
% n1 - red polinoma s kojim se aproksimira mt za zadani PI_t i Avgt=const
%       (preporučljivo n1=3)
% n2 - red polinoma s kojim se aproksimiraju koeficijenti polinoma Avgt=const
%       (preporučljivo n2=6)
% IZLAZ:
% mk - protočna masa zraka kroz kompresor
% definiranje broja ulaza u funkciju
 if nargin == 3
   Oznaka=PIk;
   n=Ntc_1;
   n1=n_1;
 elseif  nargin ==4
    PI_k=PIk;
    Ntc=Ntc_1;
    n=n_1;
    n1=n_2;
 elseif  nargin == 5
    Oznaka=PIk;
    n=Ntc_1;
    n1=n_1;
    m4_izlaz=n_2;
    PI_k_izlaz=T_T;
 else nargin == 7
    Oznaka=PIk;
    n=Ntc_1;
    n1=n_1;
    mk_izlaz=n_2;
    PI_k_izlaz=T_T;
    p4_referentno=w_w;
    m4_izlaz=W;
```

```
 end
% broj okretaja turbopunjača
MAPAK_N=60000:20000:180000;

% točke kompresora, x ordinata
MAPAK_X_1=[0.02 0.0278 0.0354 0.04167 0.04672];
MAPAK_X_2=[0.02 0.05 0.065 0.084];
MAPAK_X_3=[0.02 0.05 0.075 0.094 0.105];
MAPAK_X_4=[0.02 0.05 0.075 0.1 0.122 0.131];
MAPAK_X_5=[0.02 0.05 0.075 0.1 0.125 0.149 0.155];
MAPAK_X_6=[0.02 0.05 0.075 0.1 0.125 0.15 0.175 0.182];
MAPAK_X_7=[0.02 0.05 0.075 0.1 0.125 0.15 0.175 0.2 0.207];

% točke kompresora, y ordinata
MAPAK_Y_1=[1.13 1.1 1.0632 1.0316 1];
MAPAK_Y_2=[1.315 1.257 1.2 1];
MAPAK_Y_3=[1.51 1.457 1.349 1.2 1];
MAPAK_Y_4=[1.76 1.7144 1.657 1.491 1.2 1];
MAPAK_Y_5=[2.07 2.051 2 1.914 1.657 1.2 1];
MAPAK_Y_6=[2.47 2.457 2.424 2.363 2.26 1.885 1.2 1];
MAPAK_Y_7=[2.96 2.957 2.920 2.883 2.814 2.643 2.2 1.2 1];

   r=7;
   korak_x=2.778e-4;
   for i=1:r
        Kp_tocke(i,:)=polyfit(eval(['MAPAK_X_', num2str(i)]),eval(['MAPAK_Y_', num2str(i)]),n);
          eval(['X_',num2str(i),'=[',num2str(min(eval(['MAPAK_X_',num2str(i)])):korak_x:max(eval(['MAPAK_X_',
          num2str(i)]))),'];']  );
        eval ([  'Y_apr_',num2str(i),'=[',num2str(polyval(Kp_tocke(i,:),eval(['X_',num2str(i)])) ),'];'  ]);
        % crtanje stvarnih vrijednosti točaka i  aproksimiranog polinoma
   end

   [r1 s1]=size(Kp_tocke);
   min1=min(MAPAK_N);
   max1=max(MAPAK_N);
   Xvr=min1:10:max1;
   X_k=min1:1000:max1;   %treba staviti 2500

   for j=1:s1
       Kpp(:,j)=polyfit(MAPAK_N',Kp_tocke(:,j),n1);
       Y_k(:,j)=polyval(Kpp(:,j),X_k);
       if nargin==3 & Oznaka == 'd1'
          hq(j)=figure;
          set(hq(j),'Position',[5 35 1020 660])
          plot(MAPAK_N,Kp_tocke(:,j),'*k')
          hold on
          Yvr(:,j)=polyval(Kpp(:,j),Xvr);
          plot(Xvr,Yvr(:,j),'r'),xlabel('broj okretaja'),ylabel('koeficijenti polinoma')
       end
   end
%-------------------------------------------------------------
   if nargin ==3 & (Oznaka == 'd' | Oznaka == 'd1')
%-------------------------------------------------------------
   v=figure;
   set(v,'Position',[5 35 1020 660])
   for i=1:size(Y_k,1)
        YY(i,:)=polyval(Y_k(i,:),0.02:2.778e-4:0.207);
        plot(0.02:2.778e-4:0.207,YY(i,:),'g')
        hold on
   end
      for i=1:r
```

```
            plot(eval(['MAPAK_X_', num2str(i)]),eval(['MAPAK_Y_', num2str(i)]),'*k');
        hold on
        plot(eval(['X_',num2str(i)]),eval(['Y_apr_',num2str(i)]),'r','LineWidth',2)
        hold on
      end

  axis([0 0.22 1 3.1]);
  xlabel('korigirani maseni protok [kg/s]','FontSize',11),ylabel('Stupanj kompresije PI_ k ','FontSize',11),title
('Programirana radna mapa kompresora','FontSize',12),grid on
 ,gtext({'N=180000';'N=160000';'N=140000';'N=120000';'N=100000';'N=80000';'N=60000'},'FontSize',12),line([0.023
0.075],[1.2 2.91],'Color','k','LineWidth',2)
%--------------
elseif nargin == 4
%--------------
 for i=1:size(Kpp,2)
     Ntc_k(i)=polyval(Kpp(:,i),Ntc);
 end
% Primjena Newtonove numeričke metode za rješavanje funkcije
 mk_p=0.175;
 mk=mk_p;
 Ntc_der=polyder(Ntc_k);
 k1=polyval(Ntc_k,mk);
 dPI_k=PI_k-polyval(Ntc_k,mk);
 while abs(dPI_k) >0.0001
        J_inv=1/polyval(Ntc_der,mk);
        mk=mk+J_inv*dPI_k;
        dPI_k=PI_k-polyval(Ntc_k,mk);
 end
 %---------------------------------------
   elseif nargin == 5 & (Oznaka == 'd' | Oznaka == 'd1')
 %---------------------------------------
  oo=figure;
   set(oo,'Position',[5 35 1020 660])
   for i=1:size(Y_k,1)
        YY(i,:)=polyval(Y_k(i,:),0.02:2.778e-4:0.207);
        plot(0.02:2.778e-4:0.207,YY(i,:),'g')
        hold on
   end
      for i=1:r
            plot(eval(['MAPAK_X_', num2str(i)]),eval(['MAPAK_Y_', num2str(i)]),'*k');
        hold on
        plot(eval(['X_',num2str(i)]),eval(['Y_apr_',num2str(i)]),'r','LineWidth',2)
        hold on
      end
  plot(m4_izlaz,PI_k_izlaz,'b','LineWidth',3)
  axis([0 0.22 1 3.1]);
  xlabel('korigirani maseni protok [kg/s]','FontSize',11),ylabel('Stupanj kompresije PI_ k ','FontSize',11),title
('Programirana radna mapa kompresora','FontSize',12),grid
on,gtext({'N=180000';'N=160000';'N=140000';'N=120000';'N=100000';'N=80000';'N=60000'},'FontSize',12),line([0.0
17 0.03333],[1.13 2.156],'Color','k','LineWidth',3)

 %---------------------------------------
 else nargin == 7 & (Oznaka == 'd' | Oznaka == 'd1')
 %---------------------------------------
  ov=figure;
   set(ov,'Position',[5 35 1020 660])
   for i=1:size(Y_k,1)
        YY(i,:)=polyval(Y_k(i,:),0.02:2.778e-4:0.207);
        plot(0.02:2.778e-4:0.207,YY(i,:),'g')
        hold on
   end
```

```
      for i=1:r
          plot(eval(['MAPAK_X_', num2str(i)]),eval(['MAPAK_Y_', num2str(i)]),'*k');
        hold on
        plot(eval(['X_',num2str(i)]),eval(['Y_apr_',num2str(i)]),'r','LineWidth',2)
        hold on
      end
  plot(m4_izlaz,(10^-5).*p4_referentno,'m','LineWidth',4)
  hold on
  axis([0 0.22 1 3.1]);
  plot(m4_izlaz,PI_k_izlaz,'b','LineWidth',3)
  axis([0 0.22 1 3.1]);
  xlabel('korigirani maseni protok [kg/s] pokusaj','FontSize',11),ylabel('Stupanj kompresije PI_ k
pokusaj','FontSize',11),title ('Programirana radna mapa kompresora','FontSize',12),grid on
 ,gtext({'N=180000';'N=160000';'N=140000';'N=120000';'N=100000';'N=80000';'N=60000'},'FontSize',12),line([0.017
0.03333],[1.13 2.156],'Color','k','LineWidth',3)

%----------------
end
%----------------
```

6.3 Prilog 3

M-file, programirana radna mapa turbine promjenjljive geometrije, program za aproksimiranje radnih točaka turbine pomoću polinoma drugog i četvrtog reda, kao i za izračun vrijednosti masenog protoka dimnih plinova kroz turbinu, kg/s

```
function   mt=mapa_turbine4(PIt,Avg_t,n_1,n_2)

% MAPA TURBINE
% pozivanje na dva načina:
% prvi način:  prva varijanta
% ---------------------------------------------
%    mapa_turbine2('d',n1,n2)
% ---------------------------------------------
% Dobiva se dijagram aproksimiranih karakteritičnih krivulja m_t/PI_t za različite
%  upravljacke signale Avgt=const.
% prvi način:  druga varijanta
% ---------------------------------------------
%    mapa_turbine2('d1',n1,n2)
% ---------------------------------------------
% Dobiva se uz dijagram aproksimiranih karakteritičnih krivulja m_t/PI_t za razlicite
% Avgt=const i dijagrami aproksimacije koeficijenata polinoma.
% Drugi način:
%---------------------------------------------
%    mt=mapa_turbine2(PI_t,Avgt,n1,n2)
% ---------------------------------------------
% ULAZI:
% PI_kt - omjer tlakova p6/p7   .....p7 tlak okoline
% Avgt -   u postocima od 0.1 do 1 otvorenost turbine
% n1 red polinoma s kojim se aproksimira m_t za zadani PI_t i Avgt=const
% (preporučljivo n1=2)
% n2 red polinoma s kojim se aproksimiraju koeficijenti polinoma Avgt=const
% (preporučljivo n2=4)
% IZLAZ:
% mt - protočna masa dimnih plinova kroz turbinu
 if nargin == 3
   Oznaka=PIt;
   n=Avg_t;
   n1=n_1;
```

```
 elseif  nargin ==4
    PI_t=PIt;
    Avgt=Avg_t;
    n=n_1;
    n1=n_2;
 end
% komanda (krivulje) otvorenosti turbine
 MAPAT_a=[0.1 0.2 0.4 0.6 0.8 1];   %Avgt
% radne točke turbine, x ordinata
MAPAT_X_1=[1 1.05 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2 2 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 2.6 2.7 2.8 2.9 3];
MAPAT_X_2=[1 1.05 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2 2 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 2.6 2.7 2.8 2.9 3];
MAPAT_X_3=[1 1.05 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2 2 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 2.6 2.7 2.8 2.9 3];
MAPAT_X_4=[1 1.05 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2 2 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 2.6 2.7 2.8 2.9 3];
MAPAT_X_5=[1 1.05 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2 2 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 2.6 2.7 2.8 2.9 3];
MAPAT_X_6=[1 1.05 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2 2 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 2.6 2.7 2.8 2.9 3];
 % radne točke turbine, y ordinata
MAPAT_Y_1=[0 35 50 70 80 87 96 105 110 115 120 125 125 128.13 131.25 134.4 137.5 143.75 144.4 145  146.25
149.4 150];
MAPAT_Y_2=[0 45 62.5 80 100 115 125 136 141 150 156 162.5 162.5 168.125 170 174.4 176.9 181.25 187.5 188.8
192.5 193.125 193.8];
MAPAT_Y_3=[0 63 87.2 118.6 141 159 175 187.5 200 212.5 218.75 228.1 228.1 234.4 243.75 250 256.25 262.5
268.75 273.75 275 280 281.25];
MAPAT_Y_4=[0 87.5 111.25 150 178.125 200 218.75 231.25 246.9 259.4 268.75 279.4 279.4 286.25 293.75 306.25
312.5 318.75 325 331.25 336.25 340.625 343.13];
MAPAT_Y_5=[0 100 137.5 181.25 212.5 237.5 256.25 271.9 284.38 293.75 306.25 315.625 315.625 325 334.38
343.8 350 361.25 363.75 371.9 378.125 386.25 393.125];
MAPAT_Y_6=[0 125 159.38 212.5 246.88 268.8 287.5 303.125 312.5 325 331.25 337.5 337.5 348.8 356.25 362.5
371.8 380 387.5 393.75 403.125 409.4 412.5];

   r=6;
   korak_x=0.01;
   for i=1:r
       Kp_tocke(i,:)=polyfit(eval(['MAPAT_X_', num2str(i)]),eval(['MAPAT_Y_', num2str(i)]),n);
         eval(['X_',num2str(i),'=[',num2str(min(eval(['MAPAT_X_',num2str(i)])):korak_x:max(eval(['MAPAT_X_',
         num2str(i)]))),'];']  );
       eval ([  'Y_apr_',num2str(i),'=[',num2str(polyval(Kp_tocke(i,:),eval(['X_',num2str(i)])) ),'];'  ]);
       % crtanje stvarnih vrijednosti točaka i  aproksimiranog polinoma
   end

   [r1 s1]=size(Kp_tocke);
   min1=min(MAPAT_a);
   max1=max(MAPAT_a);
   Xvr=min1:0.001:max1;
   X_k=min1:0.025:max1;
   for j=1:s1
       Kpp(:,j)=polyfit(MAPAT_a',Kp_tocke(:,j),n1);
       Y_k(:,j)=polyval(Kpp(:,j),X_k);
       if nargin==3 & Oznaka == 'd1'
         hq(j)=figure;
         set(hq(j),'Position',[5 35 1020 660])
         plot(MAPAT_a,Kp_tocke(:,j),'*k')
         hold on
         Yvr(:,j)=polyval(Kpp(:,j),Xvr);
         plot(Xvr,Yvr(:,j),'r')
       end
   end
%-----------------------------------------------------------
if nargin ==3 & (Oznaka == 'd' | Oznaka == 'd1')
%-----------------------------------------------------------
   v=figure;
   set(v,'Position',[5 35 1020 660])
```

```
   for i=1:size(Y_k,1)
        YY(i,:)=polyval(Y_k(i,:),1:0.01:3);
        plot(1:0.01:3,YY(i,:),'g')
        hold on
   end
      for i=1:r
          % crtanje stvarnih vrijednosti točaka i  aproksimiranog  polinoma
           plot(eval(['MAPAT_X_', num2str(i)]),eval(['MAPAT_Y_', num2str(i)]),'*k');
           hold on
           plot(eval(['X_',num2str(i)]),eval(['Y_apr_',num2str(i)]),'r','LineWidth',1.5)
           hold on
      end
   axis([1 3 0 415]);
  ylabel('korigirani maseni protok plinova kroz turbinu [kg/h]','FontSize',12),xlabel('Stupanj ekspanzije turbine PI _ t
','FontSize',12),title ('Programirana radna mapa turbine promjenljive geometrije','FontSize',12),grid on
  ,gtext({'vgt=0.1';'vgt=0.2';'vgt=0.4';'vgt=0.6';'vgt=0.8';'vgt=1'},'FontSize',12)
 %--------------
elseif nargin == 4
 %--------------
 for i=1:size(Kpp,2)
     Avgt_k(i)=polyval(Kpp(:,i),Avgt);
 end
      mt=polyval(Avgt_k,PI_t);
%----------------
end
%----------------
```

UPUTE ZA POKRETANJE SIMULACIJSKIH MODELA MOTORA IZRAĐENIH U MATLAB SIMULINKU 7.0

Napomena: S ovim uputama na jednostavan način mogu se pokrenuti svi simulacijski modeli koji su prikazani u magistarskom radu. Na kraju svake simulacije, prikaz promjene točno određene varijable stanja u ovisnosti o vremenu postiže se upotrebom naredbe **"plot"**:

>> plot (vrijeme, " ime varijable koju želimo prikazati u dijagramu")

Pa tako ako želimo vidjeti kako se mijenja tlak u usisnom kolektoru za vrijeme trajanja simulacije pozvat će se naredba:

>> plot (vrijeme, p4_izlaz)

Naravno da se imena varijabli koja se spremaju u workspace Matlaba mogu mijenati kako to korisnik želi, pa tako Vi možete naziv "p4_izlaz" promijeniti samo u "p4". Za ispis više dijagrama od jednom potrebno je napisati m_file koristeći naredbu "subplot".

Rezultati simulacije na str. 130 – 132, podpoglavlje 4.19.1 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: simulacija27_kasnjenje

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 345 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 134 – 135, podpoglavlje 4.19.2 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: simulacija28_kasnjenje

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 300 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 136 – 138, podpoglavlje 4.19.3 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: simulacija26_kasnjenje

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 170 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 147 – 149, podpoglavlje 5.2.1 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26_tempomat. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: tempomat_primjer6

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 330 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 151 – 153, podpoglavlje 5.2.2 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26_tempomat. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: tempomat_primjer5

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 300 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 160 – 162, podpoglavlje 5.3.2 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26_egr. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: Throttle_EGR_8

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 300 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 164 – 165, podpoglavlje 5.3.3 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26_egr. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: Throttle_EGR_11

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 120 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 174 – 175, podpoglavlje 5.4.1 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26_tempomat. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: Tempomat_pritisak_44

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 330 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.

Rezultati simulacije na str. 177 – 179, podpoglavlje 5.4.2 dobiju se:

Učitati podatke iz m_file datoteke: u radni prostor Matlaba upisati ime m-file podaci_26_tempomat. Nakon poziva, podaci s radnim varijablama motora automatski se upišu u workspace.

Otvoriti model u SIMULINKU pod nazivom: Tempomat_pritisak_55 ili Tempomat_pritisak_5_kasnjenje

Namjestiti vrijeme trajanja simulacije u SIMULINKU na iznos: 400 sekundi

Odabrati solver: ode 23

Pritisniti tipku za pokretanje simulacije "START" i pričekati da se simulacija završi. Nakon toga u radnom prostoru MATLABA može se koristiti naredba "plot" ili "subplot" da se prikažu rezultati simulacije u dijagramima kako je to i prikazano u magistarskom radu.