

Nulto-dimenzionalni termodinamički model motora s unutrašnjim izgaranjem

Šušić, Lovre

Master's thesis / Diplomski rad

2022

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:957833>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-27**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**NULTO-DIMENZIONALNI TERMODINAMIČKI MODEL
MOTORA S UNUTRAŠNjim IZGARANJEM**

Rijeka, srpanj 2022.

Lovre Šušić

0069075412

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**NULTO-DIMENZIONALNI TERMODINAMIČKI MODEL
MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM**

Mentor: Prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić

Rijeka, srpanj 2022.

Lovre Šušić

0069075412

Rijeka, 12. ožujka 2021.

Zavod: **Zavod za termodinamiku i energetiku**
Predmet: **Motori**
Grana: **2.11.04 brodsko strojarstvo**

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Lovre Šušić (0069075412)**
Studij: **Diplomski sveučilišni studij strojarstva**
Modul: **Procesno i energetska strojarstvo**

Zadatak: **Nulto-dimenzionalni termodinamički model motora s unutrašnjim izgaranjem / Zero-dimensional thermodynamic model for internal combustion engine**

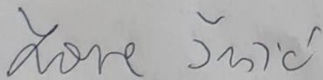
Opis zadatka:

U radu je potrebno opisati i izraditi nulto-dimenzionalni model motora s unutrašnjim izgaranjem. Model treba omogućiti proračun temperatura i tlakova u kontrolnim volumenima motora te snage i zakretnog momenta motora.

U radu je potrebno:

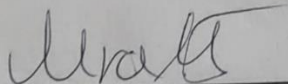
1. Opisati nulto-dimenzionalnog modela motora s unutrašnjim izgaranjem
2. Izraditi nulto-dimenzionalni model motora s unutrašnjim izgaranjem
3. Provesti validaciju rezultata dobivenih nulto-dimenzionalnim modelom motora usporedbom s rezultatima mjerenja na stvarnom motoru.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.



Zadatak uručen pristupniku: 15. ožujka 2021.

Mentor:



Prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:



Prof. dr. sc. Kristian Lenić

IZJAVA O AUTORSTVU RADA

Ja, Lovre Šušić, pod punom moralnom, materijalnom i kaznenom odgovornošću, izjavljujem da sam isključivi autor diplomskog rada pod naslovom „Nulto-dimenzionalni termodinamički model motora s unutrašnjim izgaranjem/Zero-dimensional thermodynamic model for internal combustion engine“ te da u navedenom radu nisu na nedozvoljeni način (bez pravilnog citiranja) korišteni dijelovi tuđih radova.



Lovre Šušić

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Tomislavu Mrakovčiću na ukazanom povjerenju i strpljenju, pruženoj pomoći te savjetima, danim materijalima i prenesenom znanju koji su mi omogućili da uspješno napišem ovaj diplomski rad.

Također se zahvaljujem i svim ostalim profesorima, asistentima i drugim suradnicima Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci na potpori te znanju, vještinama i iskustvu koje su mi prenijeli u svim prethodnim godinama preddiplomskog i diplomskog sveučilišnog studija strojarstva.

Zahvaljujem prijateljima i kolegama s fakulteta na pomoći, podijeljenom materijalu za učenje, zajedničkom druženju i međusobnoj podršci.

Cijeloj obitelji, a posebno roditeljima, bratu, teti i noni, veliko hvala na podršci tijekom studija, pogotovo u trenucima najveće nervoze.

Naposljedku, zahvaljujem se djedu na brojnim zajedničkim odlascima na gradilišta i brodogradilišta u mojim mlađim danima i sposobnosti razlikovanja „flekserice“ od „cirkulara“ i DAF-a od IVECO-a pogledom samo sa stražnje strane s nepune tri godine života. Iako to tada nisam znao, zasigurno je utjecao na moj odabir fakulteta i budućeg zanimanja. Bio bi ponosan.

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. TEORIJSKI OPIS MATEMATIČKOG MODELA MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM.....	3
2.1. Klase matematičkih modela prema dimenzionalnosti	4
2.1.1. Nultodimenzionalni (0D) modeli	5
2.1.2. Kvazidimenzionalni (qD) modeli	6
2.1.3. Ostale klase modela	7
2.2. Shema sustava motora	8
2.3. Jednadžbe očuvanja mase, energije i jednadžba promjene temperature realnog procesa u sustavu	10
2.4. Cilindar motora	14
2.4.1. Prijelaz topline u cilindru	17
2.4.2. Faze kompresije i ekspanzije	19
2.4.3. Izgaranje goriva u cilindru i jednadžba faze izgaranja u cilindru	20
2.4.4. Izmjena radnog medija.....	26
2.5. Usisni kolektor	29
2.5.1. Prijelaz topline u usisnom kolektoru.....	31
2.6. Hladnjak zraka.....	33
2.7. Ispušni kolektor	36
2.7.1. Prijelaz topline u ispušnom kolektoru.....	38
2.8. Turbopuhalo	40
2.8.1. Turbina turbopuhala.....	41
2.8.2. Kompresor turbopuhala	44
2.8.3. Dinamika turbopuhala.....	46
3. TEHNIČKI OPIS MOTORA N57D3000.....	48

3.1. Dijelovi kućišta motora	52
3.2. Sustav pogona ventila	59
3.3. Sustav ubrizgavanja goriva	62
3.4. Usisni i ispušni sustav.....	67
3.4.1. Usisni sustav	68
3.4.2. Ispušni sustav	71
3.4.3. Turbopuhalo.....	77
4. NUMERIČKA SIMULACIJA RADA MOTORA I DOBIVENI REZULTATI.....	81
4.1. Usporedba parametara stvarnog motora s onima dobivenim računalnom simulacijom.....	86
4.2. Utjecaj tlaka prednabijanja na performanse motora	92
4.3. Utjecaj temperature vanjskog zraka na rad motora i hladnjaka stlačenog zraka	98
5. ZAKLJUČAK.....	104
LITERATURA	106
POPIS OZNAKA I KRATICA.....	109
POPIS SLIKA	115
POPIS TABLICA.....	118
SAŽETAK.....	119
ABSTRACT	120

1. UVOD

Ako bi se za neki stroj moglo reći da je temelj modernog ljudskog društva i ključan za odvijanje cjelokupnog svjetskog gospodarstva to bi se zasigurno moglo reći, uz elektromotor, generator električne energije i turbinu, za motor s unutarnjim izgaranjem. Gotovo da nema gospodarske grane ili bilo kakve ljudske aktivnosti u kojoj nije sudjelovao ili ju na neki način omogućio motor s unutarnjim izgaranjem, od poljoprivrede i proizvodnje električne energije do prijevoza ljudi i robe te turizma. Svake godine se u svijetu proizvede preko stotinu milijuna motora s unutarnjim izgaranjem različitih tipova, veličina i namjene, od malih jednocilindričnih dvotaktnih motora koji pogone npr. motorne pile preko automobilskih i kamionskih četverotaktnih motora do velikih dvotaktnih sporohodnih motora koji pogone brodove.

S obzirom na njegovu važnost, velike proizvodne količine i utjecaj motora s unutarnjim izgaranjem na svjetsko gospodarstvo, klimatske promjene i zaštitu okoliša ključno je ispravno dizajnirati svaki pojedini motor ili generaciju motora i njegove podsustave kako bi se, ovisno o mjestu i načinu primjene motora, postigle tražene značajke motora poput odgovarajuće snage i okretnog momenta, dovoljno brzog odziva na promjenu opterećenja, niske emisije štetnih ispušnih plinova, niske specifične potrošnje goriva, prihvatljivih troškova održavanja, zadovoljavajuće razine buke i vibracija itd.

Iako se osnovni princip rada modernih četverotaktnih i dvotaktnih motora s električnim i kompresijskim paljenjem gorive smjese nije promijenio od njihovih izuma krajem 19. stoljeća, zahtjevi za sve većom snagom i okretnim momentom motora u što manjem „pakiranju“, što manjom potrošnjom goriva i ukupnim troškovima eksploatacije motora te sve strože norme o dopuštenim emisijama štetnih ispušnih plinova dovode do potrebe za sve većim ulaganjima u istraživanje i razvoj novih generacija motora s unutarnjim izgaranjem. Ta istraživanja se mogu vršiti pomoću eksperimentalnih ispitivanja na fizičkim prototipovima motora koja, iako su pouzdani način istraživanja i razvoja motora, zahtijevaju velika financijska sredstva i dugotrajna su. Kako bi se uštedjelo na vremenu i novcu sve veći dio razvoja motora s unutarnjim izgaranjem i sve više ispitivanja se provodi pomoću računala i numeričkih simulacija modela motora i raznih procesa koji se u njemu odvijaju čime se u konačnici može dobiti dobro dizajnirani virtualni motor na temelju kojega se mogu proizvesti fizički prototipovi koji već uvelike zadovoljavaju većinu traženih zahtjeva gotovog motora. Na navedenim fizičkim prototipovima se tada vrše razna završna ispitivanja i testovi izdržljivosti

i dugotrajnosti koji mogu dovesti do promjena u konačnom dizajnu gotovog motora no one su tada mnogo manje nego u slučaju dizajniranja motora bez korištenja računalnih numeričkih simulacija.

Odabir odgovarajućeg matematičkog modela koji će se koristiti u simulacijama pojedinih procesa u motoru ovisi o vrstama i karakteristikama tih procesa te o potrebnoj dimenzionalnosti modela kako bi simulacije bile valjane i relevantne. Modele po dimenzionalnosti dijelimo u više klasa, a u ovom radu će se za potrebe simulacija rada motora s unutarnjim izgaranjem kreirati nultodimenzionalni (0D) model motora. Sam naziv modela može zvučati nemoguće ili nelogično budući da nije moguće promatrati nekakav sustav bez barem jedne postojeće dimenzije, no zapravo je riječ o slučaju u kojem promatranu domenu (npr. prostor izgaranja gorive smjese u cilindru) ne dijelimo na više manjih kontrolnih volumena nego cijelu domenu smatramo jednim kontrolnim volumenom čiji oblik i dimenzije nisu poznati niti potrebni za provođenje proračuna, a stanje medija (npr. njegova temperatura, tlak, itd.) u svim točkama domene smatramo jednakim, tj. homogenim. Kod ovakvih modela jedina varijabla je vrijeme, a promjenu veličine domene, npr. volumena cilindra, mase i stanja medija u njemu promatramo u određenom vremenskom trenutku. Detaljniji opis ovakvih modela dan je u sljedećem poglavlju.

Za provedbu simulacija rada motora korišten je računalni program *Lotus Engine Simulation*, verzije V6.01A, kojeg je proizvela tvrtka *Lotus Engineering*, podružnica poznatog britanskog proizvođača lakih sportskih automobila *Lotus*. U navedenom programu se stanje medija u cilindrima motora modelira koristeći 0D model, a stanja medija u usisnom i ispušnom kolektoru motora i drugim cijevima koristeći jednodimenzionalne (1D) modele kako bi promjene u njima bilo moguće pratiti ako je to potrebno.

Kao predložak za izradu modela motora i validaciju rezultata dobivenih navedenim modelom usporedbom s rezultatima dobivenim mjerenjima na stvarnom motoru koristit će se suvremeni šesterocilindrični dizelski motor s prednabijanjem i hladnjakom zraka za izgaranje njemačkog proizvođača automobila *BMW*, serije motora *N57*, a oznake motora *N57D3000* koji se ugrađivao u pojedine proizvođačeve modele od 2008. do 2014. godine.

2. TEORIJSKI OPIS MATEMATIČKOG MODELA MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM

Matematičkim modelima moguće je opisati te zatim pomoću numeričkih rješavača i provesti simulacije više različitih procesa u motoru s unutarnjim izgaranjem, a koje možemo podijeliti u dvije glavne skupine, fizikalne i kemijske procese.

U fizikalne procese ubrajamo termodinamičke procese u pojedinim dijelovima motora kao što su procesi pretvorbe energije iz jednog oblika u drugi, npr. prijelaz toplinske energije oslobođene izgaranjem goriva u cilindru mehaničku energiju klipa, prijelaz toplinske energije ispušnih plinova u mehaničku energiju rotora turbine turbopuhala itd. Također u termodinamičke procese ubrajamo i prijenos topline između različitih medija u motoru (npr. iz ispušnih plinova preko stijenki motora na rashladnu tekućinu ili okolni zrak) ili između različitih dijelova motora. U fizikalne procese također ubrajamo i vrlo važne procese strujanja raznih fluida u motoru poput zraka i plinova izgaranja pri njihovom usisu u i ispuhu iz cilindra te pri njihovom strujanju unutar cilindra i miješanju s gorivom. Može se modelirati i gibanje kapljica goriva pri njegovom ubrizgavanju u cilindar te njegovo isparavanje pri dodiru s vrućim plinovima u cilindru, protok rashladne tekućine kroz prolaze u bloku motora i glavi cilindra, protok ulja kroz dobavne kanale itd.

Matematički je moguće modelirati i prijenos sila između različitih pokretnih i/ili stacionarnih dijelova motora te modelirati i dinamiku komponenti motornog mehanizma (klipovi, ojnice, koljenasto vratilo, zamašnjak, razvodni mehanizam ventila...). Također je moguće i pomoću vrlo kompleksnih modela modelirati i dinamiku npr. cijele pogonske grupe automobila pri promjeni opterećenja i brzine vozila.

Kemijskim procesima smatramo procese izgaranja goriva u cilindru i pretplamenih reakcija goriva (npr. isparavanje različitih sastojaka goriva u različitim trenutcima i pri različitim temperaturama čime se mijenja lokalni sastav gorive smjese u vrlo malom vremenskom intervalu), procese stvaranja štetnih plinova izgaranja kao što su dušikovi oksidi, sumporni oksidi, ugljikov monoksid itd. te procese obrade ispušnih plinova kako bi se količina njihovih štetnih sastojaka smanjila ili eliminirala. Zbog sve strožih normi i zahtjeva za čistoću ispušnih plinova modeliranju kemijskih procesa se mora posvetiti sve više vremena i resursa iako odstupanja između stvarnih vrijednosti emisija štetnih plinova izgaranja i čađe i onih dobivenih

simulacijama mogu iznositi i više od 30%. Tolika odstupanja se javljaju zato što se tijekom rada motora konstantno mijenja volumen prostora izgaranja te tlakovi i temperature u njemu zbog čega se konstantno mijenjaju uvjeti izgaranja goriva te brzina samog izgaranja i popratnih kemijskih reakcija. Da bi se što bolje obuhvatile sve navedene promjene rade se vrlo detaljni i komplicirani modeli u kojima je mnogo parametara pretpostavljeno ili eksperimentalno dobiveno i provode neke od najzahtjevnijih numeričkih simulacija u inženjerstvu što u konačnici dovodi do tako značajnih odstupanja rezultata simulacija od onih stvarnih.

Za razliku od kemijskih procesa pri modeliranju određenih općih karakteristika motora poput, snage, okretnog momenta i potrošnje goriva odstupanja između stvarnih rezultata i onih dobivenih simulacijama iznose u prosjeku 2,5 do 3% što je zadovoljavajuće.

2.1. Klase matematičkih modela prema dimenzionalnosti

Svi matematički modeli motora s unutarnjim izgaranjem se temelje na sljedećim zakonima očuvanja:

- Zakon očuvanja mase (jednadžba kontinuiteta) za sve sudionike procesa
- Zakon očuvanja energije
- Zakon očuvanja količine gibanja (Navier-Stokesove jednadžbe) za sve tri prostorne osi, x , y , z
- U slučaju da se modeliraju i kemijski procesi u motoru primjenjuje se i zakon očuvanja mase kemijskih sastojaka za svaki pojedini kemijski sastojak čija se masa posebno prati, a najčešće je riječ o sastojcima čija je ukupna masa mala. Masa sastojka s najvećim udjelom se izračunava posredno iz razlike ukupne mase svih sastojaka i sume masa ostalih sastojaka

Matematičke modele koji se mogu koristiti pri modeliranju procesa u motoru s unutarnjim izgaranjem možemo podijeliti u pet klasa prema dimenzionalnosti, a o broju dimenzija modela ovisit će koliko i koje od prethodno navedenih jednadžbi očuvanja će se u njemu primijeniti.

Klase modela su sljedeće:

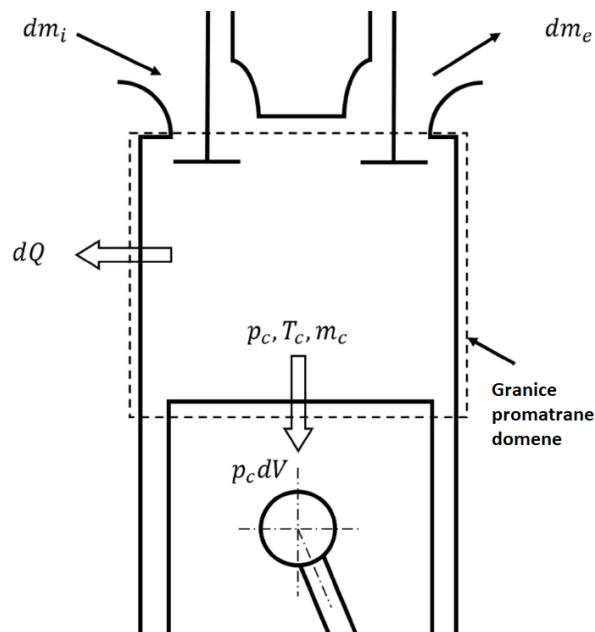
- Nultodimenzionalni (0D) modeli
- Kvazidimenzionalni (qD) modeli
- Jednodimenzionalni (1D) modeli
- Dvodimenzionalni (2D) modeli
- Trodimenzionalni (3D) modeli

2.1.1. Nultodimenzionalni (0D) modeli

Nultodimenzionalni modeli su oni kod kojih se domena (u ovom slučaju je to prostor izgaranja gorive smjese u cilindru) ne dijeli na veći broj manjih kontrolnih volumena već se kontrolnim volumenom smatra cijela domena. Također se kod ovih modela smatra da je stanje u cijelom kontrolnom volumenu homogeno, tj. da nema razlike svojstava u različitim dijelovima kontrolnog volumena, npr. tlak i temperatura gorive smjese ili plinova izgaranja u cilindru je jednaka u svim točkama domene. Sam oblik ili dimenzije kontrolnog volumena kod ovog modela nisu bitni već je bitno poznavati volumen ili zakonitost promjene volumena i mase medija unutar npr. prostora izgaranja te stanje medija u njemu (tlak, temperatura...), a prati se tok tvari i energije koji ulaze i izlaze iz kontrolnog volumena. Pojednostavljeni shematski prikaz primjene 0D modela na cilindar motora i promatrane domene dan je na Slici 2.1. u nastavku.

Kod nultodimenzionalnih modela za opisivanje stanja medija unutar kontrolnog volumena koriste se jednačba očuvanja mase i jednačba očuvanja energije. Jedina varijabla u ovisnosti o kojoj se proračunava promjena volumena i stanja medija je vrijeme.

Budući da se kod ove metode primjenjuju samo dvije jednačbe očuvanja na malom broju kontrolnih volumena (jedan volumen za jedan prostor izgaranja tj. jedan cilindar te po jedan volumen za usisni i ispušni kolektor ukoliko se oni modeliraju preko 0D modela) ukupan broj algebarskih jednačbi kojeg treba riješiti računalo je relativno malen pa se primjenom modernih računala ovakve simulacije mogu odvijati čak i brže od realnog procesa u stvarnom motoru. Zato su ovakvi modeli često korišteni i daju dobre rezultate kod grubih simulacija termodinamičkih procesa u motoru te kod simulacija svojstava motora (snage, okretnog momenta itd.) kao cjeline.



Slika 2.1 Pojednostavljeni shematski prikaz primjene 0D modela na prostor izgaranja u cilindru motora s prikazanom domenom [1]

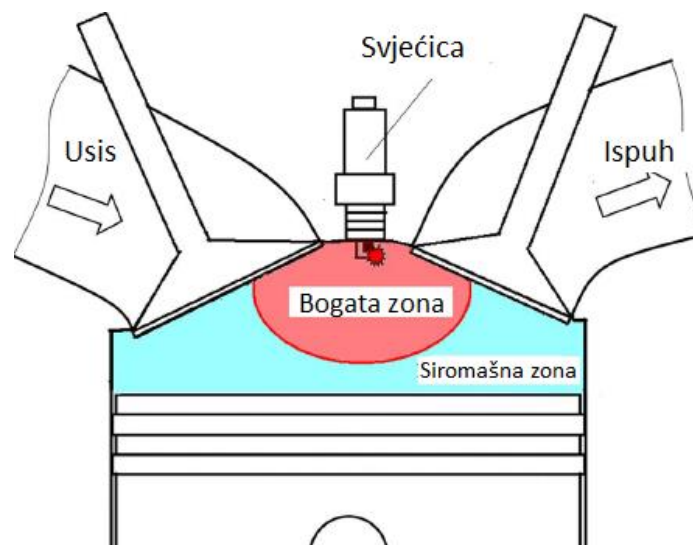
Budući da se kod ove metode primjenjuju samo dvije jednačbe očuvanja na malom broju kontrolnih volumena (jedan volumen za jedan prostor izgaranja tj. jedan cilindar te po jedan volumen za usisni i ispušni kolektor ukoliko se oni modeliraju preko 0D modela) ukupan broj algebarskih jednačbi kojeg treba riješiti računalo je relativno malen pa se primjenom modernih računala ovakve simulacije mogu odvijati čak i brže od realnog procesa u stvarnom motoru. Zato su ovakvi modeli često korišteni i daju dobre rezultate kod grubih simulacija termodinamičkih procesa u motoru te kod simulacija svojstava motora (snage, okretnog momenta itd.) kao cjeline.

2.1.2. Kvazidimenzionalni (qD) modeli

Kvazidimenzionalni modeli su nadograđena verzija nultodimenzionalnih modela budući da se kod njih domena, npr. prostor izgaranja može podijeliti na više manjih kontrolnih volumena (čiji oblik i dimenzije nisu poznati) unutar kojih vlada homogeno stanje medija, ali se stanja medija razlikuju od volumena do volumena, npr. trenutna temperatura medija je jednaka u svim točkama jednog kontrolnog volumena, no u svakom kontrolnom volumenu vlada različita temperatura. Prostor izgaranja u cilindru se kod ovih modela često dijeli na više zona

(kontrolnih volumena) na temelju sastava medija u njima pa se tako prostor izgaranja može podijeliti na područje u kojem je sastav medija takav da može doći do zapaljenja smjese goriva i zraka te stvaranja plinova izgaranja (tzv. bogata zona) te na područje u kojem je sastav medija takav da ne može doći do zapaljenja gorive smjese (tzv. siromašna zona). Pojednostavljeni shematski prikaz ovakvog slučaja dan je na Slici 2.2. u nastavku.

Kod kvazidimenzionalnih modela se također primjenjuju samo jednačba očuvanja mase i jednačba očuvanja energije za opisivanje stanje medija unutar prostora izgaranja u cilindru, a zbog podjele tog prostora na više kontrolnih volumena za koje se mogu zasebno računati npr. temperature medija ovakvi modeli omogućuju i grube procjene količina štetnih plinova izgaranja koji nastaju unutar cilindra nakon zapaljenja gorive smjese te je sam proces izgaranja moguće detaljnije simulirati.



Slika 2.2 Pojednostavljeni shematski prikaz primjene qD modela na prostor izgaranja u cilindru [2]

2.1.3. Ostale klase modela

Kod ostalih navedenih klasa modela (1D, 2D i 3D modela) uz jednačbu očuvanja mase i jednačbu očuvanja energije za opisivanje stanja medija koriste se i jednačbe očuvanja količine gibanja za svaku pojedinu prostornu os, ovisno o dimenzionalnosti modela mogu se

primjenjivati jedna, dvije ili tri te jednađbe. Kod ovih modela se promatrana domena dijeli na znatno više kontrolnih volumena te je stoga i znatno veći broj algebarskih jednađbi koje je potrebno računski riješiti prilikom simulacije procesa u motoru. Ovi modeli su stoga znatno složeniji i dugotrajniji od 0D i qD modela te se stoga rjeđe primjenjuju i to uglavnom samo u određenim dijelovima motora.

Jednodimenzionalni modeli se najčešće upotrebljavaju pri modeliranju promjena u mediju uzduž cijevi te se tada smatra da je stanje medija po poprečnom presjeku domene homogeno. Ovakvi modeli se često koriste pri modeliranju cijevi u usisnom dijelu motora i u usisnom kolektoru.

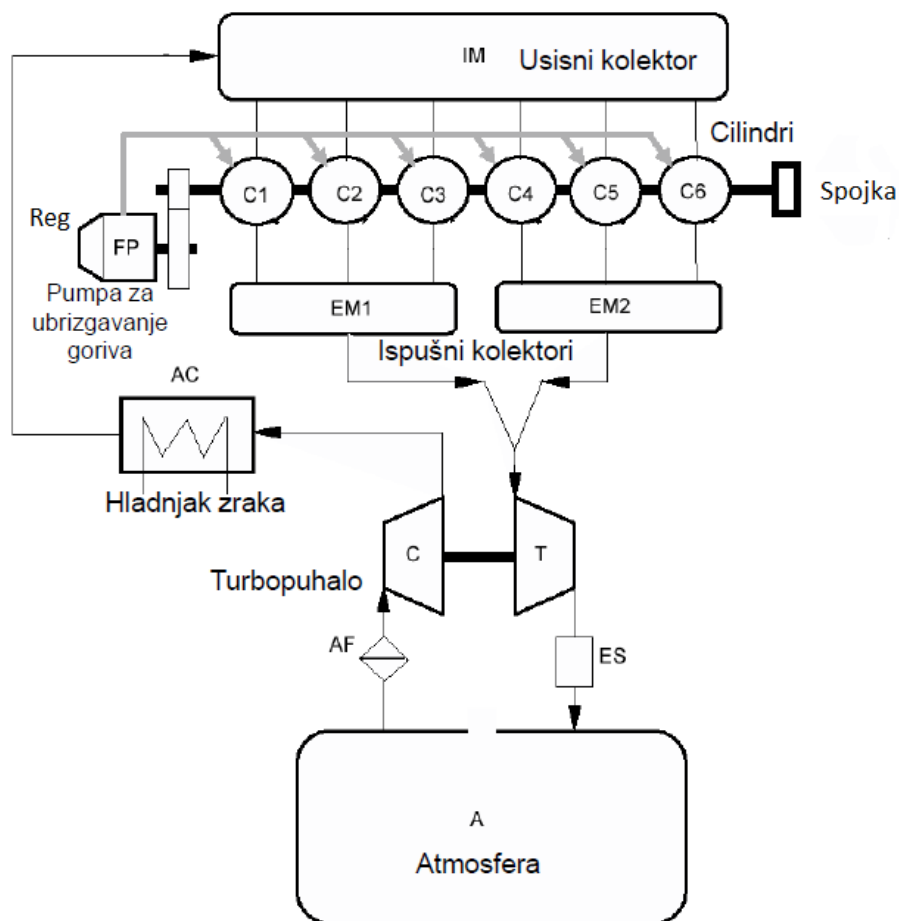
Dvodimenzionalni modeli se upotrebljavaju kada se želi pratiti promjene unutar medija u nekom poprečnom presjeku, često je riječ vertikalnim presjecima cilindra kada se žele pratiti promjene prilikom izmjene radnog medija, npr. prilikom ispiranja cilindra kod dvotaktnih motora.

Trodimenzionalni modeli su najsloženiji i koriste se uglavnom za izradu detaljnih simulacija procesa izgaranja i izmjene radnog medija u cilindru, npr. za izradu simulacija strujanja medija oko usisnih ili ispušnih ventila, simulacija vrtložnih strujanja medija unutar cilindra, ili za izradu simulacija širenja plamene fronte unutar cilindra.

2.2. Shema sustava motora

Sustav dizelskog motora s prednabijanjem i hlađenjem stlačenog zraka za izgaranje sastoji se od više dijelova koji se mogu promatrati i modelirati zasebno, a budući da su svi međusobno povezani, i u ovisnosti jednog o drugome. Osnovne komponente modeliranog dizelskog motora (i njihova međusobna povezanost) prikazane su na Slici 2.3. u nastavku. Prikazani sustav djeluje na sljedeći način. Regulator (na slici *Reg*, u slučaju ispitivanog motora *N57D3000* riječ je o elektronskom regulatoru koji upravlja visokotlačnom pumpom *common-rail* sustava) uspoređuje trenutnu brzinu vrtnje motora s onom zadanom regulatoru (npr. pritiskom papučice gasa) te ovisno o razlici tih vrijednosti određuje potrebnu količinu goriva koja će se visokotlačnom pumpom dovesti do rasprskaača i ubrizgati u cilindre motora. Izgaranjem goriva

u cilindrima razvija se okretni moment koji se preko koljenastog mehanizma prenosi do spojke motora. Ovisno o momentu potrebnom za savladavanje otpora potrošača vezanog za spojku motora, unutarnjih gubitaka trenja u motoru i tromosti koljenastog mehanizma, okretni moment razvijen izgaranjem goriva dovodi do povećanja brzine vrtnje motora dok ona ne postigne traženu vrijednost. Ispušni plinovi nastali izgaranjem goriva u cilindrima se skupljaju u ispušnom kolektoru motora i odvede do turbine turbopuhala gdje okreću njen rotor koji je spojen na rotor kompresora turbopuhala koji tada tlači svježi zrak za izgaranje na tlak veći od atmosferskog. Komprimirani zrak tada putuje kroz hladnjak zraka gdje se hladi kako bi mu se povećala gustoća te kroz usisni kolektor dolazi do cilindara motora. Za svaki od ovih dijelova se može napraviti vlastiti matematički model koji se tada pomoću izraza za prijenos mase i energije mogu povezati u jedan matematički model cijelog motora.



Slika 2.3 Shema šesterocilindričnog dizelskog motora s prednabijanjem i hlađenjem zraka za izgaranje [2]

2.3. Jednadžbe očuvanja mase, energije i jednadžba promjene temperature realnog procesa u sustavu

U ovom radu stanje medija koji se nalazi unutar komponenti motora koje se modeliraju poput cilindra, usisnog i ispušnog kolektora, turbopuhala itd. se smatra homogenim u svakom promatranom trenutku. Budući da je riječ o nultodimenzionalnom modelu, tlak i temperatura će se promatrati u ovisnosti o vremenu, a budući da je riječ o motoru koji kao produkt svog rada isporučuje okretni moment trenutci u vremenu u kojem se proračunavaju navedeni parametri će se izraziti preko promjene kuta koljenastog vratila φ . Također će se uzeti slučaj prema kojem se medij koji ulazi u neki kontrolni volumen (cilindar, usisni i ispušni kolektori itd.) potpuno miješa s medijem koji je već u njemu u jedinstvenu homogenu smjesu.

Za sve kontrolne volumene proračuna stanja medija u nekom trenutku se mogu opisati pomoću jednadžbi očuvanja mase i jednadžbi očuvanja energije.

Jednadžbu očuvanja mase u ovom slučaju možemo izraziti preko sljedećeg izraza u ovisnosti o promjeni kuta koljenastog vratila $d\varphi$:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_g}{d\varphi} + \frac{dm_u}{d\varphi} + \frac{dm_i}{d\varphi} + \frac{dm_{pr}}{d\varphi} \quad (2.1)$$

gdje su:

dm – promjena mase unutar kontrolnog volumena

dm_g – promjena mase goriva koje se ubrizgava

dm_u – promjena mase medija koji ulazi u volumen (kroz usisni ventil npr.)

dm_i – promjena mase medija koji izlazi iz volumena (npr. kroz ispušni ventil)

dm_{pr} – promjena mase medija koji zbog propuštanja izlazi iz kontrolnog volumena (npr. između klipnih prstenova i stijenke cilindra)

Izraz (2.1) može se primijeniti za sve kontrolne volumene unutar modela (sve komponente), a ovisno o tome o kojoj komponenti se radi i o kojem vremenskom trenutku ovi članovi mogu

poprimiti različito značenje (npr. u ciklusu ekspanzije u cilindru i u trenucima kada su svi ventili zatvoreni nema promjene mase medija koji ulazi i izlazi kroz njih).

Jednadžbu očuvanja energije ovakvog sustava možemo izraziti iz prvog zakona termodinamike prema kojem se toplina dovedena nekom sustavu (dQ u diferencijalnom obliku) troši na povećanje unutarnje energije tog sustava (dU) te na vršenje mehaničkog rada u sustavu koji je predstavljen umnoškom tlaka p i promjene volumena medija dV ($p dV$).

Prvi zakon termodinamike u diferencijalnom obliku glasi:

$$dQ = dU + p \cdot dV \quad (2.2)$$

Unutarnju energiju sustava možemo izraziti preko umnoška mase medija u sustavu, m (kg) i njegove specifične unutarnje energije u (kJ/kg) te derivirati:

$$dU = d(m \cdot u) = dm \cdot u + m \cdot du \quad (2.3)$$

Uvrštavanjem izraza (2.3) u izraz (2.2) slijedi:

$$dQ = dm \cdot u + m \cdot du + p \cdot dV \quad (2.4)$$

Deriviranjem ovog izraza po promjeni kuta koljenastog vratila dobivamo:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = u \cdot \frac{dm}{d\varphi} + m \cdot \frac{du}{d\varphi} + p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \quad (2.5)$$

Za bilo koji kontrolni volumen možemo postaviti bilancu toplinske energije koja u diferencijalnom obliku u odnosu na promjenu kuta koljenastog vratila glasi:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} + h_u \cdot \frac{dm_u}{d\varphi} + h_i \cdot \frac{dm_i}{d\varphi} + h_{pr} \cdot \frac{dm_{pr}}{d\varphi} \quad (2.6)$$

gdje su:

Q_g – toplina dovedena izgaranjem goriva, kJ

Q_{st} – toplina izmijenjena preko stijenki kontrolnog volumena (npr. stijenke cilindra), kJ

h – specifična entalpija, u ovom slučaju medija koji struji u ili iz volumena, kJ/kg

Izjednačavanjem izraza (2.5) i (2.6) slijedi bilanca energije medija:

$$u \cdot \frac{dm}{d\varphi} + m \cdot \frac{du}{d\varphi} = \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} + h_u \cdot \frac{dm_u}{d\varphi} + h_i \cdot \frac{dm_i}{d\varphi} + h_{pr} \cdot \frac{dm_{pr}}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \quad (2.7)$$

Budući da je u ovom modelu medij realni (ili idealni) plin uz ove izraze potrebno je koristiti i jednadžbu stanja plina (uz dodani faktor kompresibilnosti plina Z ako je riječ o realnom plinu):

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot Z \cdot T \quad (2.8)$$

Neka od svojstava plina (specifična unutarnja energija u , plinska konstanta R), ovisi o temperaturi T , tlaku p i sastavu plina (tj. pretičku zraka λ), odnosno matematički zapisano:

$$u = u(T, p, \lambda) \quad (2.9)$$

$$R = R(T, p, \lambda) \quad (2.10)$$

Deriviranjem izraza (2.9) i (2.10) po kutu koljenastog vratila slijedi:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \quad (2.11)$$

$$\frac{dR}{d\varphi} = \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\partial R}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \quad (2.12)$$

Uvrštavanjem jednadžbe stanja plina (2.8) i prethodno dobivenih derivacija (2.11 i 2.12) u bilancu energije medija (2.7) te uz mnogo sređivanja slijedi jednadžba za promjenu temperature medija u ovisnosti o promjeni kuta koljenastog vratila koja je prikazana u nastavku:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\frac{1}{m} \left[-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} + h_u dm_u + h_i dm_i + h_{pr} dm_{pr} - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left(\frac{du}{d\lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} - C \right]}{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{A}{B} \cdot \frac{\partial u}{\partial p}}$$

$$(2.13)$$

U ovom izrazu su radi pojednostavljenja uvedeni članovi A , B i C koji opisuju utjecaj kompresibilnosti i disocijacije realnih plinova na promjenu svojstava plina. Član A opisuje promjenu plinske konstante po temperaturi, član B po tlaku, a član C opisuje promjenu sastava plina i njegove specifične unutarnje energije u po tlaku. Članovi glase:

$$A = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \quad (2.14)$$

$$B = 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \quad (2.15)$$

$$C = \frac{p}{B} \frac{\partial u}{\partial p} \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] \quad (2.16)$$

Kako se kod dizelskih motora vrlo rijetko javljaju maksimalne temperature procesa veće od 2000 K disocijacija plinova se vrlo rijetko javlja (započinje na temperaturama iznad 1600 K), a kompresibilnost plinova je slabo izražena, svojstva realnog plina se mogu zamijeniti svojstvima idealnog plina čime se značajno pojednostavljuje proračun. U tom slučaju vrijedi:

$$\frac{\partial R}{\partial T} = 0 \rightarrow A = 1, \quad B = 1$$

$$\frac{\partial u}{\partial p} = 0 \rightarrow C = 0$$

Izraz (2.13) tada prelazi u sljedeći oblik (2.19) koji označava jednadžbu promjene temperature plina u ovisnosti o kutu koljenastog vratila uz prethodno pojednostavljenje pomoću suma izmijenjenih toplina kontrolnog volumena:

$$\sum_m \frac{dQ_m}{d\varphi} = \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} \quad (2.17)$$

$$\sum_n h_n dm_n = h_u dm_u + h_i dm_i + h_{pr} dm_{pr} \quad (2.18)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)} \left[-\frac{pdV}{d\varphi} + \sum_m \frac{dQ_m}{d\varphi} + \sum_n h_n \frac{dm_n}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left(\frac{du}{d\lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] \quad (2.19)$$

Potrebna svojstva plinova (zraka i plinova izgaranja) $\left(u, h, \kappa, \frac{\partial u}{\partial \lambda}, \frac{\partial u}{\partial T}, \frac{\partial u}{\partial p}, \frac{\partial R}{\partial \lambda}, \frac{\partial R}{\partial T}, \frac{\partial R}{\partial p} \right)$ mogu se dobiti koristeći analitičke izraze u ovisnosti o temperaturi i pretičku zraka, a koje su dali za realne plinove Zacharias [3], a za idealne plinove Jankov [4] ili Woschni [5].

2.4. Cilindar motora

Kod cilindra motora kontrolni volumen predstavlja prostor omeđen stijenkama cilindarske košuljice, cilindarskom glavom i čelom klipa, a koji je shematski prikazan na Slici 2.4. u nastavku. Na navedenoj slici su prikazani i smjerovi promjene mase medija u cilindru te smjerovi izmjene topline kod kontrolnog volumena.

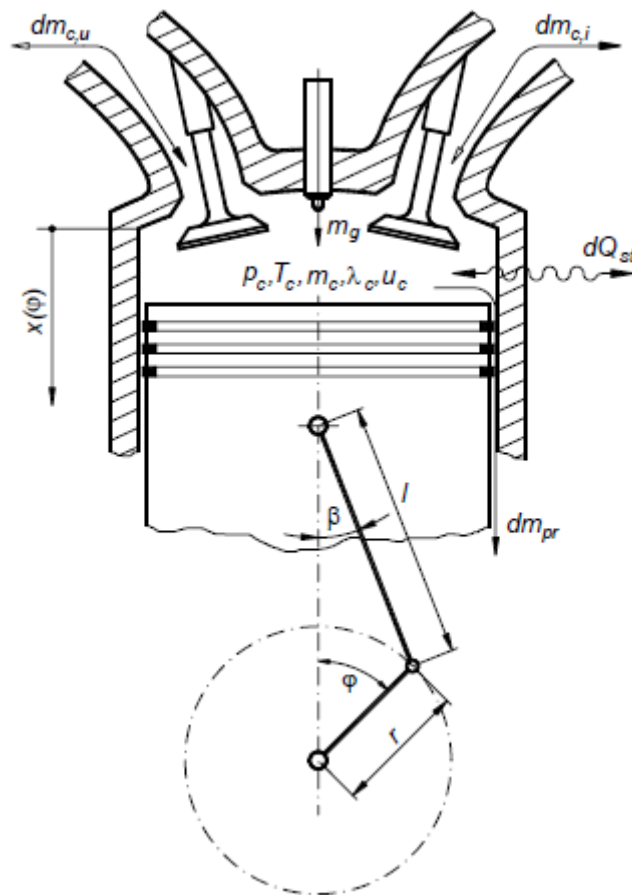
Na temelju izraza (2.19) jednadžba promjene temperature plinova u cilindru u ovisnosti o kutu koljenastog vratila glasi:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c dV_c}{d\varphi} + \sum_m \frac{dQ_{c,m}}{d\varphi} + \sum_n h_{c,n} dm_{c,n} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (2.20)$$

gdje su izmijenjene topline:

$$\sum_m \frac{dQ_{c,m}}{d\varphi} = \frac{dQ_{c,g}}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} \quad (2.21)$$

$$\sum_n h_{c,n} dm_{c,n} = h_{c,u} dm_{c,u} + h_{c,i} dm_{c,i} + h_{c,pr} dm_{c,pr} \quad (2.22)$$



Slika 2.4 Shematski prikaz kontrolnog volumena kod cilindra motora [6]

U cilindru se djelovanjem tlaka p te uz promjenu volumena cilindra V_c , vrši rad W pomicanjem klipa. Izraz za rad prikazan u diferencijalnom obliku u ovisnosti o kutu koljenastog vratila je:

$$\frac{dW_c}{d\varphi} = p_c \frac{dV_c}{d\varphi} \quad (2.23)$$

Tlak u cilindru, p_c , određujemo pomoću jednadžbe stanja plina (kao što je spomenuto u prethodnom potpoglavlju može se pretpostaviti idealni plin):

$$p_c = \frac{m_c R_c T_c}{V_c} \quad (2.24)$$

Volumen cilindra ispunjenog radnim medijem, V_c , se mijenja kako se pomiče klip, a pomak klipa ovisi o kutu koljenastog vratila pa se stoga taj volumen cilindra treba izraziti preko kuta koljenastog vratila φ .

Položaj klipa x u ovisnosti o kutu koljenastog vratila je određen izrazom dobivenim prema Slici 2.4:

$$x = r + l - r \cos \varphi - l \cos \beta = r(1 - \cos \varphi) + l \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \varphi} \right) \quad (2.25)$$

gdje su:

r – polumjer koljenastog vratila, m

l - duljina ojnice, m

Volumen cilindra V_c će za neki položaj klipa x biti:

$$V_c = \frac{d_c^2 \pi}{4} x + V_0 \quad (2.26)$$

gdje je:

d_c – promjer cilindra, m

V_0 – kompresijski volumen, m³ ili cm³

Kompresijski volumen V_0 možemo izračunati preko izraza za omjer kompresije ε i stapajnog volumena cilindra V_s koji glase:

$$V_s = \frac{d_c^2 \pi}{4} r \quad (2.27)$$

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_0}{V_0} \quad (2.28)$$

Uvrštavanjem izraza (2.27) i (2.28) u izraz (2.26) slijedi:

$$V_c = \frac{V_s}{2r}x + \frac{V_s}{\varepsilon-1} = \frac{V_s}{2} \left(\frac{x}{r} + \frac{2}{\varepsilon-1} \right) \quad (2.29)$$

Uvrštavanjem izraza (2.25) za pomak klipa x u izraz (2.29) slijedi konačni izraz za volumen cilindra ispunjenog radnim medijem V_c u ovisnosti o kutu koljenastog vratila φ :

$$V_c = \frac{V_s}{2} \left[\frac{2}{\varepsilon-1} + (1 - \cos\varphi) + \frac{l}{r} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2\varphi} \right) \right] \quad (2.30)$$

Brzina promjene volumena cilindra ispunjenog radnim medijem se dobije derivacijom gornjeg izraza (2.30) po kutu koljenastog vratila φ te slijedi:

$$\frac{dV_c}{d\varphi} = \frac{V_s}{2} \left[\sin\varphi + \frac{r}{l} \frac{\sin\varphi \cdot \cos\varphi}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2\varphi}} \right] \quad (2.31)$$

2.4.1. Prijelaz topline u cilindru

Izmjena topline s okolinom se u cilindru motora odvija prijelazom topline na stijenke cilindarske košuljice, glave cilindra i čela klipa. Najveći dio topline se izmjenjuje konvekcijom (koja je intenzivnija kod Otto motora nego kod dizelskih motora no kako kod Otto motora izgaranje traje kraće, a tijekom izgaranja su gubitci topline prema stijenkama motora najveći, može se reći da su ukupni gubitci topline približno jednaki kod oba tipa motora) te manji dio i zračenjem s plamena na stijenke cilindra u fazi izgaranja dok u cilindru postoji plamena fronta. Budući da u stvarnosti temperature medija unutar cilindra nisu svugdje jednake tj. stanje medija nije homogeno dolazi do pojave različitih vrijednosti koeficijenta prijelaza topline u različitim dijelovima cilindra te je stoga potrebno izračunati prosječnu vrijednosti koeficijenta prijelaza topline. Kako je kod ovog modela uzeto da je stanje medija u cilindru homogeno može se za

proračun trenutnog koeficijenta prijelaza topline uzeti izraze za izračunavanje njegove prosječne vrijednosti. Jedan od tih eksperimentalno dobivenih izraza za izračunavanje koeficijenta prijelaza topline koji se može primijeniti na cilindre te usisne i ispušne kolektore i kanale u glavi motora, a koji se primjenjuje kod OD modela, je izraz kojeg je dao Woschni 1976. godine, a koji je u nastavku zapisan za cilindar motora [5].

$$\alpha_c = 130,5 d_c^{-0,2} p_c^{0,8} T_c^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_s T_{c,UZ}}{p_{c,UZ} V_{c,UZ}} (p_c - p_{c,KI}) \right] \quad (2.32)$$

gdje je:

α_c – prosječni koeficijent prijelaza topline u cilindru, W/m²K

p_c – tlak u cilindru, ali izražen u bar

c_m – srednja stapna brzina, m/s

indeks UZ – stanje sa zatvorenim usisnim ventilima

indeks KI – stanje nakon, na kraju izgaranja

Faktori C_1 i C_2 ovise o vrsti motora i trenutnoj fazi motora

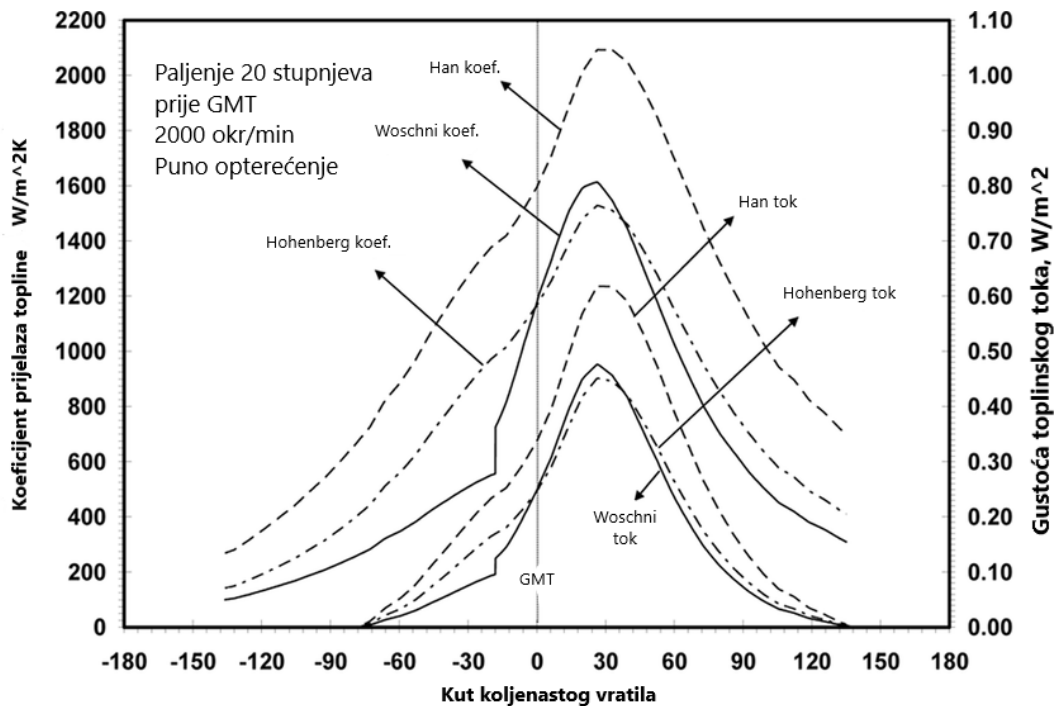
$C_1 = 6,18 + 0,417 c_{vr}/c_m$ - u fazama izmjene radnog medija

$C_1 = 2,28 + 0,308 c_{vr}/c_m$ - u fazama kompresije i ekspanzije

$C_2 = 0,00324 \text{ m/(s K)}$ - za dizelski motor s direktnim ubrizgavanjem goriva

c_{vr} – maksimalna stapna brzina, m/s

Dijagram promjene koeficijenta prijelaza topline α i toplinskog toka kroz stijenke q izračunatih koristeći navedenu Woschnijevu korelaciju te za usporedbu i pomoću Hanove i Hohenbergove korelacije dan je na Slici 2.5 u nastavku.



Slika 2.5 Dijagram koeficijenta prijelaza topline i gustoće toplinskog toka dobivenih navedenim korelacijama [7]

2.4.2. Faze kompresije i ekspanzije

Tijekom faza kompresije i ekspanzije radnog medija u cilindru (usisni i ispušni ventili su tada zatvoreni, u taktovima kompresije i ekspanzije ventili mogu neko vrijeme ostati otvoreni ovisno o profilu bregastog vratila) pretpostavljamo da nema izmjene radnog medija ni ubrizgavanja goriva u tim trenucima pa se masa medija u cilindru m_c te pretičak zraka λ_c ne mijenjaju.

Također pretpostavljamo da je motor ispravan te da su klipni prstenovi, ventili i sjedišta ventila u dobrom stanju pa kroz njih nema propuštanja radnog medija ili je ono zanemarivo malo pa je tada $m_{pr} \approx 0$. Također u nekim slučajevima na stijenkama cilindra može zaostati vrlo mala količina ulja za podmazivanje no njena masa kao i toplinska energija oslobođena njegovim izgaranjem u fazi izgaranja se mogu zanemariti.

Za faze kompresije i ekspanzije koristeći prethodno navedene pretpostavke slijedi:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = 0 \quad \frac{d\lambda_c}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dQ_{c,g}}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dm_{c,pr}}{d\varphi} = 0 \quad (2.33)$$

Uvrštavanjem izraza (2.33) u izraz (2.20) jednadžba promjene temperature plinova u cilindru u fazama ekspanzije i kompresije glasi:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_c} \left[-p_c dV_c + \frac{dQ_{c,st}}{d\varphi} \right] \quad (2.34)$$

2.4.3. Izgaranje goriva u cilindru i jednadžba faze izgaranja u cilindru

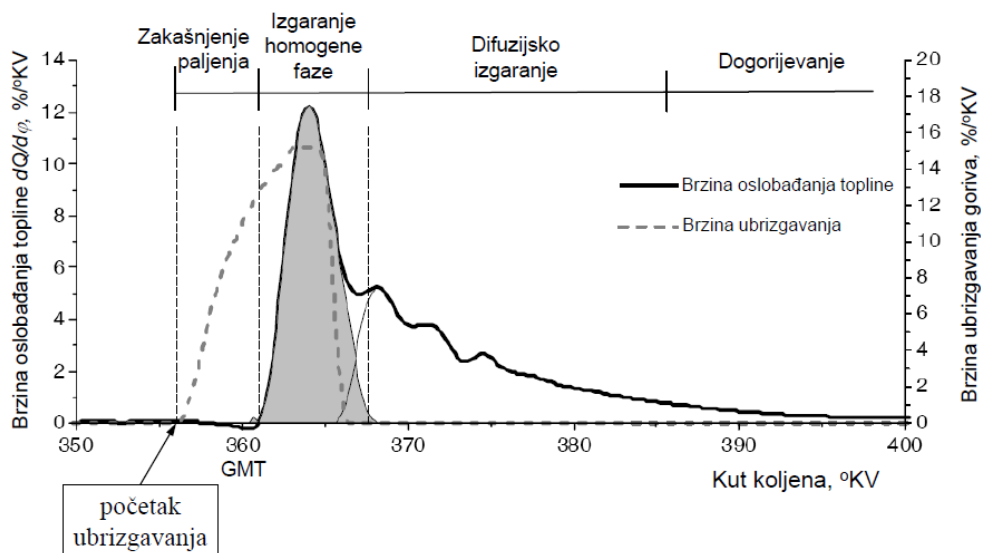
Da bi u dizelskom motoru došlo do samozapaljenja gorive smjese goriva i zraka moraju se stvoriti za to povoljni uvjeti, a koji se postižu visokim stupnjem kompresije, vrtložnim strujanjima u cilindru za što bolje miješanje goriva i zraka te vrlo visokim tlakom ubrizgavanja kako bi kapljice goriva bile što manje te se tako što bolje izmiješale sa zrakom i što prije isparile kako bi došlo do samozapaljenja smjese.

Od trenutka ubrizgavanja goriva u cilindar do zapaljenja smjese protekne određeno vrijeme koje se naziva zakašnjenje paljenja, a koje se može podijeliti na fizikalno zakašnjenje paljenja (u njega ulazi vrijeme potrebno da bi se mlaz goriva raspao na pojedine kapljice, vrijeme da se te kapljice zagriju i ispare te nastale pare pomiješaju sa zrakom) na koje se može utjecati na razne načine konstrukcijom i vođenjem procesa u motoru te na kemijsko zakašnjenje paljenja (vrijeme potrebno za kemijske reakcije pretpaljenja i samo upaljivanje gorive smjese) na koje se može utjecati promjenom sastava goriva.

Na smanjenje zakašnjenja paljenja utječe povećanje temperature medija u cilindru motora jer time dolazi do bržeg isparavanja kapljica goriva te povećanje tlaka ubrizgavanja goriva i smanjivanje promjera sapnica rasprskavača goriva jer se time smanjuje veličina kapljica goriva i

povećava njihov broj pa one tada još brže isparavaju i nastale pare se brže miješaju s medijem u cilindru.

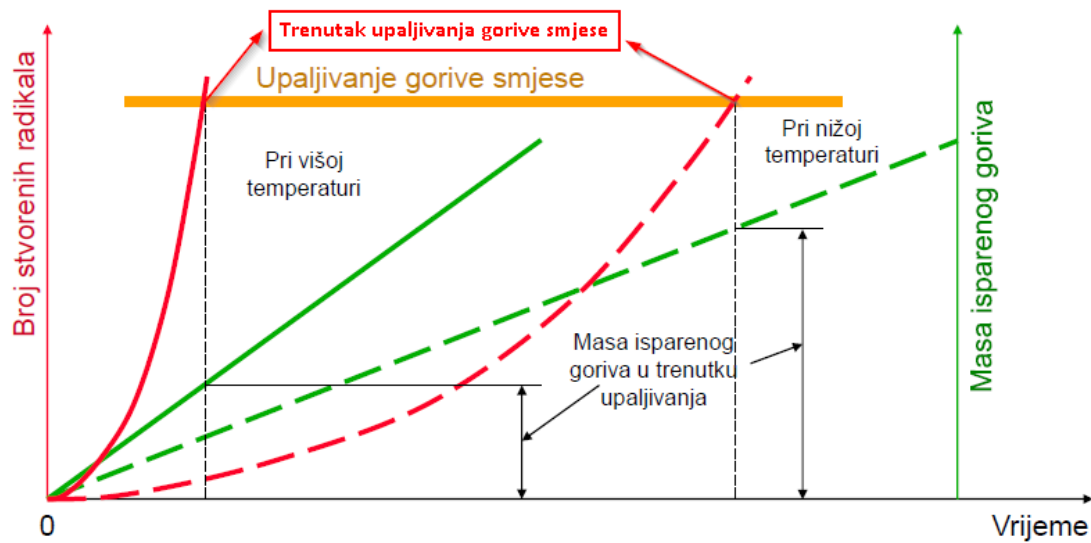
Nakon zakašnjenja paljenja kod izgaranja dizelskog goriva dolazi do izgaranja homogene faze koja je najproblematičniji dio procesa izgaranja. U toj fazi dolazi do zapaljenja homogene smjese goriva i zraka te se tada javlja najveća brzina oslobađanja topline (kao što je prikazano na Slici 2.6 u nastavku) i u vrlo kratkom vremenu se oslobodi velika količina topline koja se troši na ekspanziju medija u cilindru i potiskivanje klipa te na dodatno povećanje temperature u cilindru koje uzrokuje isparavanje ostalih, dotada neisparenih, kapljica goriva i njihovo izgaranje u fazama difuzijskog izgaranja i dogorijevanja smjese.



Slika 2.6 Dijagram faza izgaranja dizelskog goriva u cilindru motora [8]

Problem kod izgaranja homogene faze je u tome što naglim oslobađanjem velike količine topline u motoru dolazi do jakih udara koji uzrokuju grub rad motora, buku i vibracije. Ove pojave su posebno izražene kod starijih motora s indirektnim ubrizgavanjem goriva ili s visokotlačnim mehaničkim pumpama goriva i mehaničkim rasprskičima kod kojih je tlak ubrizgavanja goriva (znatno niži od onoga kod modernih *common-rail* sustava koji iznosi i do 2000 bar) relativno nizak zbog čega je i zakašnjenje paljenja veće, a što je veće zakašnjenje paljenja to se mogla nakupiti veća količina zapaljive smjese goriva i zraka koja uzrokuje „jaču, snažniju“ homogenu fazu te time i grublji rad motora.

Osim toga iz dijagrama na Slici 2.7 u nastavku vidljiv je i utjecaj temperature medija u cilindru na zakašnjenje paljenja i masu isparenog goriva u trenutku upaljivanja smjese. Vidljivo je da brzina isparavanja goriva linearno raste s porastom temperature (zelene krivulje), ali brzina kemijskih reakcija (crvene krivulje) raste eksponencijalno zbog čega se javlja slučaj da je kod viših temperatura u cilindru masa isparenog goriva u trenutku paljenja smjese manja, samim time je „jačina“ homogene faze izgaranja manja, a difuzijske veća te se postiže mirniji i tiši rad motora.



Slika 2.7 Utjecaj zakašnjenja paljenja na izgaranje goriva u dizelskom motoru [8]

U ovom slučaju se za modeliranje procesa izgaranja koristio 0D model u kojem se za opis procesa izgaranja koristi Wiebeov zakon izgaranja autora Ivana Ivanovića Wiebea (ili Vibebe), a koji je dobiven analizom izgaranja goriva u Otto motoru no može se primijeniti i na izgaranje goriva u dizelskom motoru.

Količina topline dovedena izgaranjem, Q_g se može izraziti u obliku funkcije kuta koljenastog vratila φ te glasi:

$$Q_g = f(\varphi) = x_g m_g H_d \eta_{izg} \quad (2.35)$$

gdje je:

m_g – masa dovedenog goriva u fazu izgaranja, kg

H_d – donja ogrjevna moć goriva, J/kg

η_{izg} – stupanj djelovanja izgaranja

Udio goriva koji je izgorio do nekog promatranog trenutka u fazi izgaranja, x_g se može izračunati kao:

$$x_g = \frac{Q_g}{m_g H_d \eta_{izg}} = 1 - \exp \left[-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^{m+1} \right] \quad (2.36)$$

Brzina izgaranja se dobiva deriviranjem izraza za udio izgorenog goriva po kutu koljenastog vratila te glasi:

$$\frac{dx_g}{d\varphi} = C(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^m \exp \left[-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^{m+1} \right] \quad (2.37)$$

U gornjim izrazima članovi su:

φ – kut koljena, °

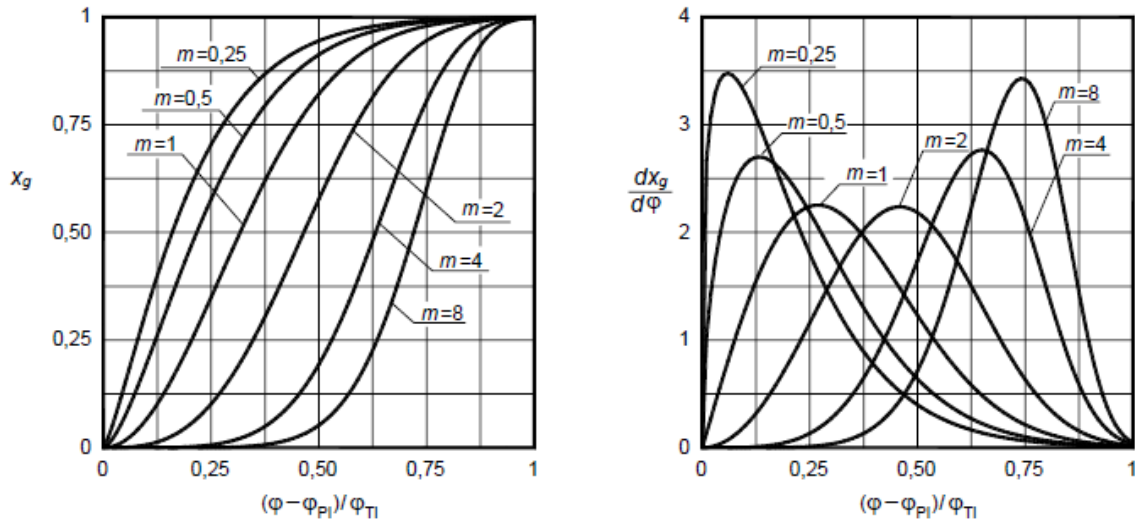
φ_{PI} – kut početka izgaranja, °

$\varphi_{TI} = \varphi_{PI} - \varphi_{KI}$ – kut trajanja izgaranja, °

$C = 6,901$ – konstanta

m – Wiebeov eksponent

Iz prethodnih izraza je vidljivo da se izgaranje odvija po krivulji eksponencijalne funkcije, a Wiebeov eksponent m određuje kada se javlja najveći intenzitet oslobađanja topline, a što je vidljivo na dijagramima udjela izgorenog goriva x_g i brzine izgaranja $dx_g/d\varphi$ prikazanim na Slici 2.8 u nastavku.



Slika 2.8 Dijagrami ovisnosti udjela izgorjenog goriva i brzine izgaranja o Wiebeovom eksponentu m [6]

Prethodno spomenutim stupnjem djelovanja izgaranja η_{izg} definiramo koliko se energije oslobodilo izgaranjem goriva, Q_g , u odnosu na ukupnu raspoloživu energiju sadržanu u gorivu ubrizganom u jednom procesu izgaranja $m_{g,proc} H_d$.

$$\eta_{izg} = \frac{Q_g}{m_{g,proc} H_d} \quad (2.38)$$

Teoretski vrijedi da je stupanj djelovanja izgaranja jednak 1 u slučajevima da je pretičak zraka λ veći od 1 kao kod dizelskog motora (ili približno jednak 1 za stehiometrijsku količinu zraka, $\lambda = 1$) te da je raspoloživo dovoljno vremena za potpuno izgaranje. Često to nije slučaj jer je vrijeme raspoloživo za pripremu gorive smjese i izgaranje goriva kod dizelskog motora ograničeno, a također pri promjenama opterećenja može se dogoditi da pretičak zraka nakratko padne ispod 1. U tim slučajevima dolazi do nepotpunog izgaranja goriva i stvaranja čađe. Kako do toga nebi došlo pretičak zraka λ mora biti veći od graničnog pretička zraka kod kojega ne dolazi do stvaranja čađe, λ_{RB} , a koji se mogu eksperimentalno odrediti ispitivanjima na manjim laboratorijskim motorima. Za motore s visokim vrtloženjem zraka kao što je većina modernih dizelskih motora granični pretičak zraka iznosi $\lambda_{RB} = 1,25$.

Ako je poznat navedeni granični pretičak zraka λ_{RB} , stupanj djelovanja izgaranja η_{izg} se može odrediti preko eksperimentalno dobivenih izraza navedenih u radu [6].

U ovom modelu se pretpostavlja slučaj da se plinovi izgaranja odmah miješaju s ostalim plinovima u cilindru u homogenu smjesu te da su prilikom izgaranja zatvoreni usisni i ispušni ventili pa slijedi da su promjene mase medija koji struje kroz njih:

$$\frac{dm_{c,u}}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} = 0 \quad (2.39)$$

Uvrštavanjem izraza (2.39) u izraz za jednadžbu očuvanja mase (2.1) slijedi da je tijekom faze izgaranja promjena mase medija u cilindru u nekom trenutku jednaka promjeni mase goriva koje se ubrizgava u cilindar, a koja se pak može izraziti preko umnoška brzine izgaranja goriva po Wiebeu i ukupne mase goriva koja se ubrizga u jednom procesu izgaranja stoga slijedi:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{c,g}}{d\varphi} = \frac{dx_g}{d\varphi} m_{g,proc} = \frac{1}{\eta_{izg}} \frac{dQ_g}{d\varphi} \quad (2.40)$$

Jednadžba promjene temperature medija u cilindru u fazi izgaranja se dobiva uvrštavanjem izraza (2.39) u izraz (2.20) te slijedi da se toplina u cilindar dovodi samo izgaranjem goriva te prijelazom sa stijenki cilindra, a bez osjetne topline plinova koji ulaze ili izlaze u cilindar budući da se to u ovoj fazi ne događa:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[\frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{c,st}}{d\varphi} - \frac{p_c dV_c}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (2.41)$$

Promjenu pretička zraka u cilindru u ovisnosti o kutu izgaranja sadržanu u izrazu (2.41) dobijemo derivacijom izraza za trenutni pretičak zraka u cilindru koji se izračunava iz razlike ukupne mase medija u cilindru m_c i mase izgorenog goriva $m_{g,c}$ te potrebne stehiometrijske količine zraka za izgaranje goriva, L_{st} .

$$\lambda_c = \frac{m_c - m_{g,c}}{L_{st} m_{g,c}} \quad (2.42)$$

Derivacijom gornjeg izraza slijedi:

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = -\frac{\lambda_c}{m_{g,c}} \frac{dm_{g,c}}{d\varphi} \quad (2.43)$$

2.4.4. Izmjena radnog medija

Za vrijeme izmjene radnog medija kod četverotaktnog motora cilindar je preko otvorenih usisnih ili ispušnih ventila spojen s usisnim ili ispušnim kolektorom ovisno o tome o kojoj se od tih faza radi. Također je moguće i da su neko određeno vrijeme otvoreni i usisni i ispušni ventili te je tada cilindar u vezi s oba kolektora.

Za vrijeme izmjene radnog medija vrijedi da nema izgaranja ni ubrizgavanja goriva, $dm_{g,c} = 0$, pa će tada promjena mase medija u cilindru biti jednaka promjeni masa medija koji ulaze ili izlaze iz cilindra kroz ventile na glavi motora. Tada slijedi sljedeći izraz za jednadžbu očuvanja mase u cilindru tijekom faza izmjene radnog medija:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \quad (2.44)$$

Na temelju istih pretpostavki slijedi i jednadžba promjene temperature medija u cilindru u ovisnosti o kutu koljenastog vratila, izvedena iz izraza (2.20), a u koju se sada uvrštavaju osjetne topline medija koji ulaze ili izlaze iz cilindra:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[\frac{dQ_{c,st}}{d\varphi} - \frac{p_c dV_c}{d\varphi} + h_u \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} + h_i \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (2.45)$$

Strujanje medija iz jednog kontrolnog volumena u drugi tj. iz jednog od kolektora u cilindar ili obrnuto odvija se zbog razlike tlakova koji vladaju u njima. Maseni protok medija kroz usisne ili ispušne ventile u cilindar u ovisnosti o kutu koljenastog vratila se može izračunati prema slejedećem izrazu:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \alpha_v A_{v,geom} \psi p_1 \sqrt{\frac{2}{R_1 T_1}} \frac{dt}{d\varphi} = A_{v,ef} \psi p_1 \sqrt{\frac{2}{R_1 T_1}} \frac{dt}{d\varphi} \quad (2.46)$$

gdje je:

α_v – koeficijent protoka preko ventila

$A_{v, geom}$ – geometrijska protočna površina ventila, m²

$A_{v,ef} = \alpha_v A_{v,geom}$ – efektivna protočna površina ventila, m²

Ψ – funkcija protjecanja

t – vrijeme

U prethodnom izrazu, kao i u narednim izrazima indeks 1 označava stanje medija u kontrolnom volumenu prije mjesta protjecanja, a indeks 2 stanje medija u kontrolnom volumenu nakon mjesta protjecanja, npr. u slučaju usisa svježeg zraka iz usisnog kolektora preko usisnih ventila u cilindar indeksom 1 bi se označavalo stanje u usisnom kolektoru, a indeksom 2 stanje u cilindru.

Funkcija protjecanja ψ koja se nalazi u izrazu (2.46) se određuje pomoću sljedećih izraza koji se koriste ovisno o tome je li omjer tlakova s obje strane mjesta prestrujavanja podkritičan ili nadkritičan.

Za podkritični omjer tlakova $1 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}}$ se koristi sljedeći izraz:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.47)$$

Za nadkritični omjer tlakova $\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}}$ se koristi sljedeći izraz:

$$\psi = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa+1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (2.48)$$

Koeficijent protoka preko ventila, α_v ovisi o trenutnom podizanju ventila te o izvedbi usisnog ili ispušnog kanala i smještaju ventila u njima te se može računati pomoću eksperimentalno dobivenih izraza. U ovom slučaju taj koeficijent se nije računao već je efektivnu protočnu površinu ventila $A_{v, ef}$ korišteni program *Engine Simulation* odredio sam pomoću preporuka koje ovise o programu zadanim promjerima ventila i promjerima struka ventila.

U fazama izmjene radnog medija treba primijetiti i da se sastav plinova u cilindru ne mijenja u slučajevima kad plinovi struje iz cilindra u kolektore, bilo ispušne ili usisne, a promjena sastava plinova u cilindru, a time i pretička zraka se događa samo kad plinovi struje iz kolektora u cilindar, a što se može zapisati pomoću općenitog izraza u nastavku u kojem se kontrolni volumen ili nekakav spremnik iz kojeg medij struji u cilindar označio indeksom k .

Za slučaj da medij struji iz spremnika k u cilindar vrijediti će da je promjena mase tog medija pozitivna tj. medij struji u pozitivnom smjeru iz spremnika u neki drugi volumen tj. ako je $\frac{dm_{c,k}}{d\phi} > 0$ tada vrijedi:

$$\frac{d\lambda_c}{d\phi} = \frac{\frac{dm_{c,k}}{d\phi} \left(1 - \frac{m_c m_{g,c,k}}{m_{g,c} m_{c,k}}\right)}{L_{st} m_{g,c}} = \frac{\frac{dm_{c,k}}{d\phi} \left(1 - \frac{\lambda_c L_{st} + 1}{\lambda_i L_{st} + 1}\right)}{L_{st} m_{g,c}} \quad (2.49)$$

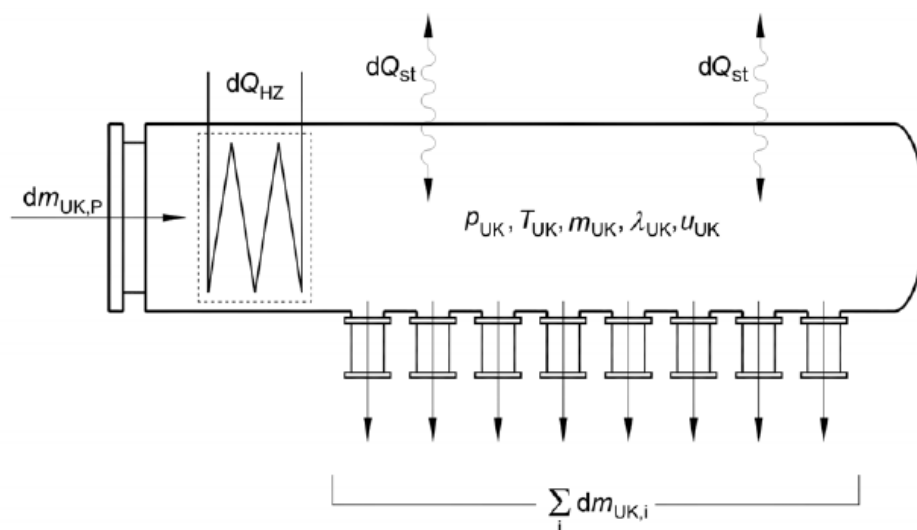
Za slučaj da medij struji iz cilindra u npr. neki kolektor k vrijediti će da je promjena mase tog medija negativna tj. medij struji u negativnom smjeru po pitanju spremnika k iz nekog drugog volumena u njega, tj. ako je $\frac{dm_{c,k}}{d\phi} < 0$ tada vrijedi:

$$\frac{d\lambda_c}{d\phi} = 0 \quad (2.50)$$

2.5. Usisni kolektor

Matematičkim modelom usisnog kolektora zapravo opisujemo promjenu tlaka u kolektoru u ovisnosti o kutu koljenastog vratila, a koja se javlja zbog pražnjenja i punjenja kolektora djelovanjem turbopuhala i otvaranjem usisnih ventila zbog kojeg zrak napušta usisni kolektor i preko usisnih kanala u cilindarskoj glavi ulazi u cilindre motora. Izmjena radnog medija u kolektoru se vrši preko površina čija je veličina fiksna, a zakoni po kojima se mijenja stanje medija koji kroz njih prestrujava su također poznate, a dijelom i opisane u prethodnom potpoglavlju. Količine radnog medija koje uđu ili izađu iz kolektora preko njegovih protočnih površina se pridodaju količini medija koji je već u njemu, te ako je potrebno (npr. u slučaju povratnog toka ispušnih plinova iz cilindra kroz usisne ventile u kolektor se vrši i korekcija pretička zraka λ_{UK}). Budući da također postoji i izmjena topline između medija u kolektoru i okoline dolazi i do promjene temperature medija u kolektoru u vremenu (opisano preko promjene kuta koljenastog vratila) koja se također može opisati jednadžbama. Uz poznate mase medija u kolektoru, njegovu temperaturu i sastav može se preko jednadžbe stanja plina izračunati tlak medija u kolektoru u nekom trenutku, odnosno i njegova promjena.

Shematski prikaz usisnog kolektora s hladnjakom zraka dan je na Slici 2.9 u nastavku na kojoj su označene promjena mase medija koji ulazi u kolektor iz puhala, $dm_{UK,P}$, promjena mase medija koji izlazi iz kolektora kroz usisne ventile, $\sum dm_{UK,i}$, promjena topline izmijenjene kroz stijenke kolektora, $dQ_{st,UK}$ te stanje medija u kolektoru (tlak p , temperatura T , pretičak zraka λ , masa m i specifična unutarnja energija u).



Slika 2.9 Shematski prikaz usisnog kolektora [6]

Promjena mase medija u usisnom kolektoru se može izraziti preko sljedećeg oblika jednadžbe kontinuiteta koji obuhvaća promjenu mase koja ulazi u kolektor iz puhala i koja izlazi iz kolektora kroz usisne ventile, a kroz koje je također moguć i povrat medija, smjese zraka i plinova izgaranja, u slučaju povratnog toka ako tlak medija u cilindru nadjača tlak medija u usisnom kolektoru.

$$\frac{dm_{UK}}{d\varphi} = \frac{dm_{UK,P}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} \quad (2.51)$$

U slučaju da dođe do prestrujavanja smjese zraka i plinova izgaranja iz cilindra preko usisnih ventila i usisnih kanala u cilindarskoj glavi do usisnog kolektora u njemu dolazi do promjene sastava medija odnosno do promjene pretička zraka koja se može opisati sljedećim izrazom:

$$\frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} = \frac{\frac{dm_{UK,c}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{UK} L_{st} + 1}{\lambda_c L_{st} + 1}\right)}{L_{st} m_{g,UK}} \quad (2.52)$$

gdje je:

$m_{UK,c}$ – masa medija koji je iz cilindra prestrujao u usisni kolektor, kg

$m_{g,UK}$ – masa goriva čiji su plinovi izgaranja završili u kolektoru i masa neizgorenog goriva koje je također možda završilo u kolektoru, kg

Budući da usisni kolektor pri radu motora ne mijenja volumen, te u njemu nema izgaranja goriva, čak i ako vrlo mali dio njega završi u usisnom kolektoru, vrijede zakonitosti dane izrazom (2.53) u nastavku koje uvrštavanjem u jednadžbu promjene temperature medija po kutu koljenastog vratila dane izrazom (2.19) slijedi jednadžba promjene temperature medija u usisnom kolektoru u ovisnosti o promjeni kuta koljenastog vratila.

$$\frac{dQ_{g,UK}}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dV_{UK}}{d\varphi} = 0 \quad (2.53)$$

$$\frac{dT_{UK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{UK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{UK}} \left[\frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} - u_{UK} \frac{dm_{UK}}{d\varphi} - m_{UK} \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_{UK} \frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} \right] \quad (2.54)$$

2.5.1. Prijelaz topline u usisnom kolektoru

Ovim modelom se uzima u obzir prijelaz topline s medija u kolektoru na njegove stijenke te na okolinu usisnog kolektora (također je moguć i slučaj toplinskog toka suprotnog smjera) kao i prijelaz topline s medija na stijenke usisnih kanala unutar cilindarske glave motora koja je toplinski znatno opterećenija od usisnog kolektora pa se u usisnim kanalima može očekivati znatno veća gustoća toplinskog toka i intenzivniji prijelaz topline (sama površina izmjene topline je doduše manja kod usisnih kanala nego kod kolektora).

Toplina predana s medija na stijenke kolektora i kanala se može izračunati prema sljedećem izrazu:

$$\frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} = \alpha_{UK} A_{UK} (T_{st,UK} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{Ukanal} A_{Ukanal} (T_{st,Ukanal} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (2.55)$$

gdje je:

α – koeficijent prijelaza topline, W/m²K

A – površina izmjene topline, m²

T – temperatura stijenki ili medija, K

indeks st - stijenka

indeks UK – odnosi se na medij ili stijenku usisnog kolektora

indeks $Ukanal$ – odnosi se na medij ili stijenku usisnih kanala u cilindarskoj glavi

Koeficijent prijelaza topline α se može računati prema različitim izrazima ovisno o obliku tijela na kojem se vrši prijelaz topline (cijevi, plohe itd.) te na vrstu strujanja koje se odvija (laminarno ili turbulentno). Budući da se u ovom slučaju modelira motor s prednabijanjem kod kojeg je tlak zraka veći od atmosferskog i razvijaju se veće brzine strujanja zraka strujanje će biti skoro uvijek turbulentno (vrijednost Reynoldsovog broja $Re \geq 2300$), a kolektor je oblika cijevi te se stoga koeficijent prijelaza topline može računati prema izrazu:

$$\alpha_{UK} = 0,024 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[1 + \left(\frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right)^{0,66} \right] Re^{0,786} Pr^{0,45} \quad (2.56)$$

gdje je:

λ_{UK} – koeficijent toplinske vodljivosti materijala kolektora, W/mK

d_{UK} – promjer kolektora, unutarnji ili vanjski, ovisno o tome za koju stranu stijenke se računa α , m

L_{UK} – duljina kolektora, m

Za Prandtlov broj Pr u izrazu (2.56) se može uzeti da je $Pr \approx 0,71$ budući da je na temperaturama od 20 do 1500 °C za zrak on približno konstantan, a Reynoldsov broj Re se može izračunati prema izrazu:

$$Re = \frac{4\dot{m}_{UK}}{\pi d_{UK} \eta_{UK}} \quad (2.57)$$

gdje je:

$\dot{m}_{UK} = \rho_{UK} A_{pop,UK} v_{UK}$ – maseni protok medija u kolektoru, kg/s

$A_{pop,UK}$ – površina poprečnog presjeka kolektora, m²

v_{UK} – brzina strujanja medija u kolektoru, m/s

η_{UK} – dinamička viskoznost medija u kolektoru, Pa s

Prema istraživanju W. Pflauma [9] vrijednosti koeficijenta toplinske vodljivosti i dinamičke viskoznosti zraka se mogu izračunati koristeći izraze:

$$\lambda_{UK} = 3,17 \cdot 10^{-4} T_{UK}^{0,772} \quad (2.58)$$

$$\eta_{UK} = 0,612 \cdot 10^{-6} T_{UK}^{0,609} \quad (2.59)$$

Također prema Pflaumu [9] koeficijent prijelaza topline u usisnim kanalima se može izračunati prema izrazu:

$$\alpha_{Ukanal} = 0,277 \left(1 - 0,765 \frac{h_{UV}}{d_{UV}}\right) (d_{sr,Ukanal})^{-1,675} T_{UK}^{0,362} \left(\frac{dm_{Ukanal}}{dt}\right)^{0,675} \quad (2.60)$$

gdje je:

h_{UV} – podizaj usisnih ventila, m

d_{UV} – promjer usisnih ventila, m

$d_{sr, Ukanal}$ – srednji promjer usisnih kanala, m

2.6. Hladnjak zraka

Prolaskom kroz kompresor turbopuhala zrak se zagrije zbog komprimiranja na tlak viši od atmosferskog te zbog toga dolazi do povećanja njegove temperature koja se na izlazu iz puhala, a na ulazu u hladnjak može izračunati prema sljedećem izrazu:

$$T_Z' = T_{atm} + \frac{T_{atm}}{\eta_P} \left[\left(\frac{p_Z'}{p_{atm}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2.61)$$

gdje je:

η_P – stupanj djelovanja puhala (njegovog kompresora)

κ – eksponent adijabate

indeks Z – zrak za izgaranje

indeks atm – stanje atmosferskog zraka

Kako se u ovom modelu ispituje stacionarni rad motora mogu se uzeti i zakonitosti za stacionarni rad hladnjaka zraka bez potrebe za uzimanjem u obzir njegove toplinske inercije (iako je ona kod ovakvih tipova hladnjaka zraka zbog vrlo male debljine njihovih stijenki također vrlo mala, ako ne i zanemariva).

Temperatura zraka za izgaranje nakon njegovog prolaska kroz hladnjak, T_Z'' može se izračunati preko sljedećeg izraza:

$$T_Z'' = T_Z' - (T_Z' - T_{ZHlad}') \frac{1 - \exp\left[\left(\frac{W_Z}{W_{ZHlad}} - 1\right) \frac{A_H k_H}{W_Z}\right]}{1 - \frac{W_Z}{W_{ZHlad}} \exp\left[\left(\frac{W_Z}{W_{ZHlad}} - 1\right) \frac{A_H k_H}{W_Z}\right]} \quad (2.62)$$

gdje su stanja medija (zraka za izgaranje Z i zraka za hlađenje $ZHlad$) prije prolaska kroz hladnjak označena s ', a nakon prolaska kroz hladnjak s ''.

Također je iz izraza (2.62) potrebno poznavati i:

A_H – površinu izmjene topline hladnjaka zraka, m^2

k_H – koeficijent prolaza topline hladnjaka, W/m^2K

W – toplinski kapacitet struja ili vodena vrijednost (zraka za izgaranje Z i rashladnog zraka $ZHlad$), W/K

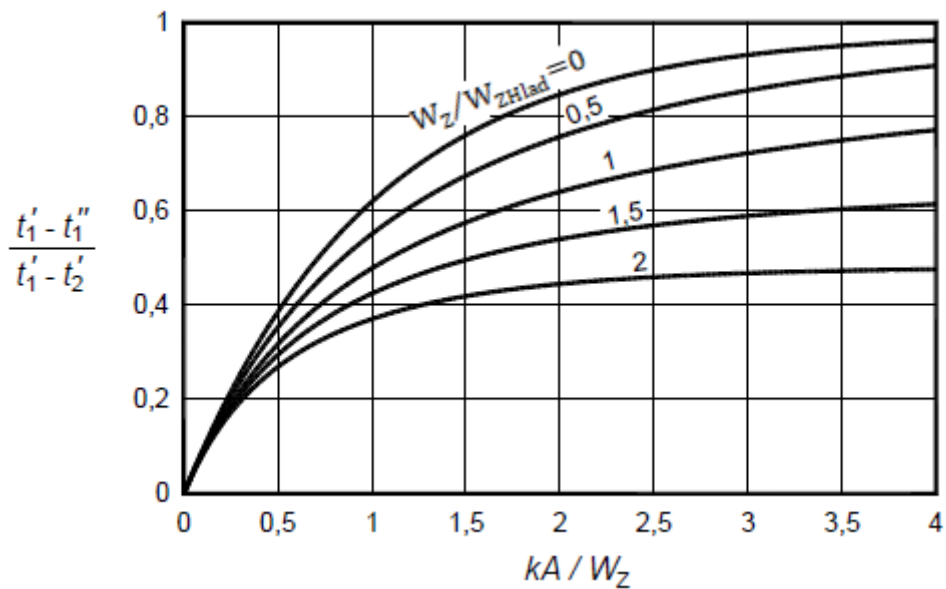
$$W = c \cdot \dot{m}$$

gdje je:

c – specifični toplinski kapacitet struje, J/kgK

\dot{m} – maseni protok struje, kg/s

Za ovaj proračun je moguće, a ponekad i potrebno, koristiti dijagram bezdimenzijske promjene temperature, a koji je za unakrsni izmjenjivač poput onih u automobilima prikazan na Slici 2.11 u nastavku.



Slika 2.10 Bezdimenzijska promjena temperature medija za unakrsni izmjenjivač [6]

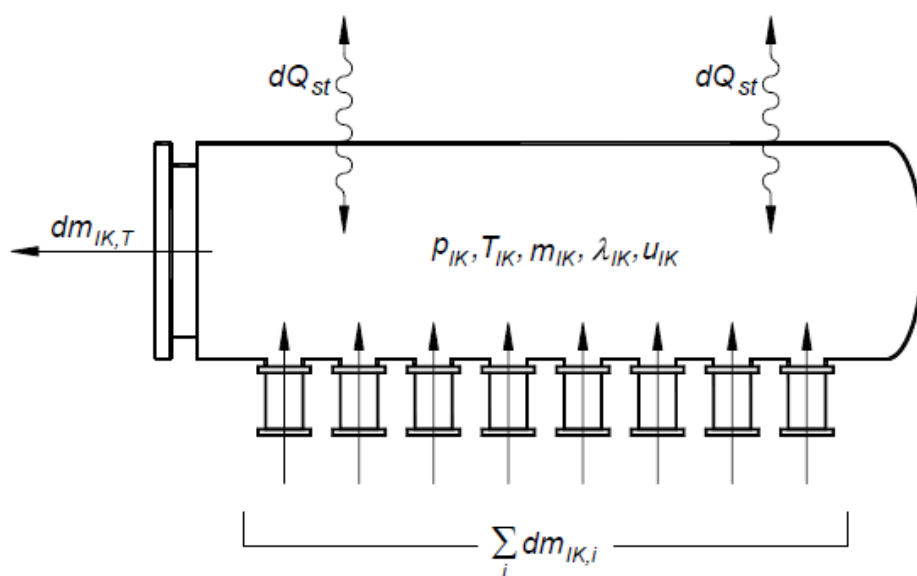
Količina topline koja se u hladnjaku odvodi sa zraka za izgaranje na rashladni zrak po kutu koljenastog vratila može se izračunati poznavajući trenutnu brzinu vrtnje motora n_{Mot} prema izrazu iz [6]:

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = W_z (T'_z - T''_z) \frac{1}{6 n_{Mot}} \quad (2.63)$$

2.7. Ispušni kolektor

Matematički model ispušnog kolektora se postavlja po vrlo sličnom principu kao i onaj usisnog kolektora. Budući da se u ovom radu modelira stacionarni rad motora bez dinamičke promjene njegovog opterećenja kod ispušnog kolektora se neće razmatrati pojave naglih pulzacija tlaka u ispušnom kolektoru do kojih dolazi zbog prestrujavanja plinova izgaranja iz cilindara preko ispušnih ventila i kanala u kolektor, a koje su posebno problematične za rad motora i turbopuhala pri „hvatanju opterećenja“ tj. pri radu motora u prijelaznom režimu između dvije razine opterećenja u slučajevima kad se ono mijenja s većeg na manje ili obrnuto.

Shematski prikaz ispušnog kolektora dan je na Slici 2.11 u nastavku.



Slika 2.11 Shematski prikaz ispušnog kolektora [6]

Na navedenoj Slici 2.11 su označene promjena mase medija koji izlazi iz ispušnog kolektora i ulazi u turbinu turbopuhala, $dm_{IK, T}$, promjena mase medija koji ulazi u kolektor kroz ispušne ventile cilindara, $\sum dm_{UK, i}$, promjena toplote izmijenjene kroz stijenke kolektora, $dQ_{st, IK}$ te stanje medija u kolektoru (tlak p , temperatura T , prečišćak zraka λ , masa m i specifična unutarnja energija u).

Promjena mase medija u ispušnom kolektoru se može izraziti preko sljedećeg oblika jednadžbe kontinuiteta koji obuhvaća promjenu mase koja ulazi u kolektor kroz ispušne ventile i promjenu mase koja izlazi iz ispušnog kolektora prema turbini turbopuhala.

$$\frac{dm_{IK}}{d\varphi} = \frac{dm_{IK,T}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \quad (2.64)$$

Ispušni plinovi iz cilindra motora preko ispušnih ventila i kanala prestrujavaju u ispušni kolektor gdje se pretpostavlja da se trenutno i potpuno miješaju s medijem koji je već u kolektoru u homogenu smjesu te stoga dolazi do promjene sastava trenutnog medija u kolektoru i promjene trenutnog pretička zraka u njemu, a koja se može izraziti preko izraza:

$$\frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} = \frac{\sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{IK} L_{st} + 1}{\lambda_{c,i} L_{st} + 1}\right)}{L_{st} m_{g,IK}} \quad (2.65)$$

gdje je:

$m_{IK, i}$ – masa medija koji je iz cilindra prestrujao u ispušni kolektor po jednom ventilu, kg

$m_{g, IK}$ – masa goriva čiji su plinovi izgaranja završili u kolektoru i masa neizgorenog goriva koje je također možda završilo u kolektoru, kg

Budući da ispušni kolektor, kao i usisni, pri radu motora ne mijenja volumen, te u njemu nema izgaranja goriva, čak i ako vrlo mali dio njega završi u ispušnom kolektoru, vrijede zakonitosti dane izrazom (2.66) u nastavku koje uvrštavanjem u jednadžbu promjene temperature medija po kutu koljenastog vratila dane izrazom (2.19) slijedi jednadžba promjene temperature medija u ispušnom kolektoru u ovisnosti o promjeni kuta koljenastog vratila.

$$\frac{dQ_{g,IK}}{d\varphi} = 0 \quad \frac{dV_{IK}}{d\varphi} = 0 \quad (2.66)$$

$$\frac{dT_{IK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{IK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{IK}} \left[\frac{dQ_{st,IK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} - u_{IK} \frac{dm_{IK}}{d\varphi} - m_{IK} \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_{IK} \frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} \right] \quad (2.67)$$

2.7.1. Prijelaz topline u ispušnom kolektoru

Zbog visokih temperatura ispušnih plinova prijelaz topline u ispušnom kolektoru i ispušnim kanalima cilindarske glave je vrlo intenzivan (zato se kod većine motora ispušni kanali i sjedišta ispušnih ventila hlade rashladnim sredstvom motora) te se prolaz topline kroz stijenku odvija u smjeru od ispušnih plinova preko stijenke kolektora do okolnog zraka.

Toplina predana s medija na stijenke kolektora i kanala se može izračunati prema sljedećem izrazu:

$$\frac{dQ_{st,IK}}{d\varphi} = \alpha_{IK} A_{IK} (T_{st,IK} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{Ikanal} A_{Ikanal} (T_{st,Ikanal} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (2.68)$$

gdje je:

α – koeficijent prijelaza topline, W/m²K

A – površina izmjene topline, m²

T – temperatura stijenki ili medija, K

indeks st - stijenka

indeks IK – odnosi se na medij ili stijenku ispušnog kolektora

indeks $Ikanal$ – odnosi se na medij ili stijenku ispušnih kanala u cilindarskoj glavi

Koeficijenti prijelaza topline se računaju na isti način kao i kod usisnog kolektora uz iste pretpostavke prema izrazima (2.56) i (2.57), a koji su u nastavku zapisani koristeći oznake za ispušni kolektor (s indeksima IK):

$$\alpha_{IK} = 0,024 \frac{\lambda_{IK}}{d_{IK}} \left[1 + \left(\frac{d_{IK}}{L_{IK}} \right)^{0,66} \right] Re^{0,786} Pr^{0,45} \quad (2.69)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}_{IK}}{\pi d_{IK} \eta_{IK}} \quad (2.70)$$

Koeficijent toplinske vodljivosti i dinamičku viskoznost ispušnih plinova također računamo koristeći izraze dobivene istraživanjima W. Pflauma [9], a po kojemu za ispušne plinove vrijedi:

$$\lambda_{IK} = 2,02 \cdot 10^{-4} T_{IK}^{0,837} \quad (2.71)$$

$$\eta_{IK} = 0,355 \cdot 10^{-6} T_{IK}^{0,679} \quad (2.72)$$

Također prema Pflaumu [9] računamo koeficijent prijelaza topline u ispušnim kanalima prema izrazu:

$$\alpha_{Ikanal} = 3,27 \left(1 - 0,797 \frac{h_{IV}}{d_{IV}} \right) (d_{sr,Ikanal})^{-1,5} T_{IK}^{0,517} \left(\frac{dm_{Ikanal}}{dt} \right)^{0,5} \quad (2.73)$$

gdje je:

h_{IV} – podizaj ispušnih ventila, m

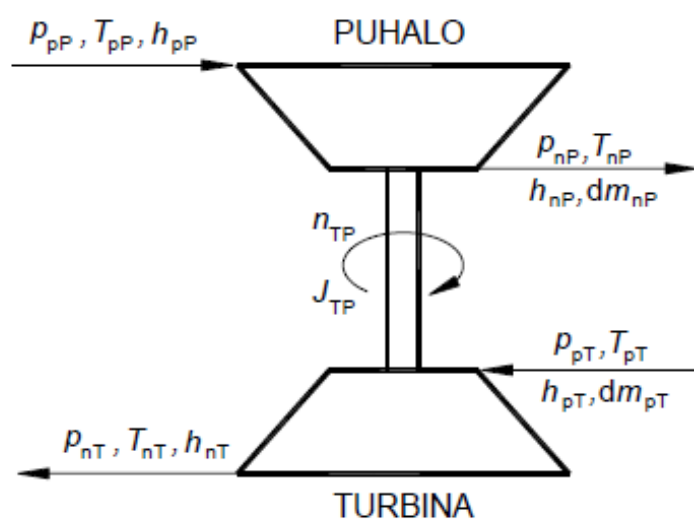
d_{IV} – promjer ispušnih ventila, m

$d_{sr, Ikanal}$ – srednji promjer ispušnih kanala, m

2.8. Turbopuhalo

Model turbopuhala čine zasebni modeli turbine na ispušne plinove motora i kompresora svježeg zraka (puhala). Brzina vrtnje turbopuhala se određuje izjednačavanjem momenta kojeg stvara turbina i momenta kojeg zahtijeva puhalo zajedno s ostalim gubitcima u turbopuhalu poput gubitaka trenja i gubitaka potrebnih za savladavanje inercije rotora turbine i kompresora. Navedena povezanost rotora turbine i puhala se može prikazati jednadžbom dinamike turbopuhala pomoću koje se može izračunati promjenu brzine vrtnje turbopuhala na temelju razlike trenutnih momenata rotora turbine i kompresora i njihovih momenata tromosti (inercije).

Na Slici 2.12 u nastavku prikazan je pojednostavljeni shematski prikaz turbopuhala s naznačenim veličinama koje se koriste za njegov proračun poput tlaka p , temperature T , entalpija zraka i ispušnih plinova h te brzine vrtnje turbopuhala n_{TP} i momenta tromosti sklopa rotora turbine i puhala J_{TP} . Indeksom pP je označeno stanje zraka prije ulaska u puhalo, a indeksom nP nakon prolaska kroz puhalo. Analogno vrijedi označavanje stanja ispušnih plinova prije turbine s pT , a nakon prolaska kroz turbinu s nT .



Slika 2.12 Pojednostavljeni shematski prikaz turbopuhala s naznačenim fizikalnim veličinama [6]

2.8.1. Turbina turbopuhala

Trenutni maseni protok ispušnih plinova kroz turbinu u ovisnosti o kutu koljenastog vratila motora se određuje preko izraza:

$$\frac{dm_T}{d\varphi} = \alpha_T A_{T,geom} \psi p_{pT} \sqrt{\frac{2}{R_{pT} T_{pT}} \frac{dt}{d\varphi}} \quad (2.74)$$

gdje je:

α_T – koeficijent protoka

$A_{T, geom}$ – geometrijska površina protočnog presjeka turbine, m²

Ψ – funkcija protoka koja se određuje prema izrazima (2.47) i (2.48) iz poglavlja 2.5.4.

indeksi pT označavaju stanje ispušnih plinova prije ulaska u turbinu, a koje odgovara stanju plinova u ispušnom kolektoru označeno indeksom IK u prethodnim izrazima

Za opisati turbinu potrebno je poznavati i njen stupanj djelovanja η_T koji se još naziva i izentropskim stupnjem djelovanja budući da je on omjer stvarnog entalpijskog pada ispušnih plinova pri njihovom prolasku kroz turbinu Δh_T i izentropskog entalpijskog pada (idealni teoretski slučaj) $\Delta h_{s, T}$, a koji se može izračunati prema izrazu (2.76).

$$\eta_T = \frac{\Delta h_T}{\Delta h_{s,T}} \quad (2.75)$$

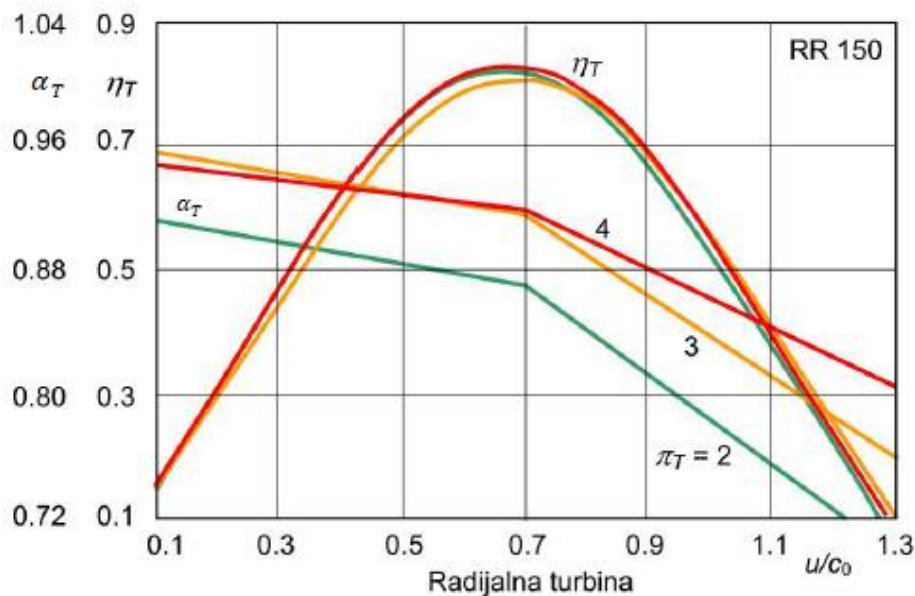
$$\Delta h_{s,T} = \frac{\kappa_{pT}}{\kappa_{pT}-1} R_{pT} T_{pT} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa_{pT}-1}{\kappa_{pT}}} \right] \quad (2.76)$$

Poznavajući stupanj djelovanja turbine (koji se može očitati iz dijagrama dobivenih ispitivanjima na turbini) i izentropski entalpijski pad moguće je izračunati stvarni entalpijski pad plinova pri njihovom prolasku kroz turbinu, a time i njihovo stanje na izlasku iz turbine.

U izrazu (2.76) π_T predstavlja omjer tlakova ispušnih plinova na ulazu u turbinu i na izlasku iz nje (koji iznosi zbroj atmosferskog tlaka i pada tlaka u ispušnom sustavu), a koji je jedna od ključnih bezdimenzijskih značajki turbine te se pomoću nje i bezdimenzijske brzine v pomoću funkcija i dijagrama za pojedinu turbinu mogu odrediti koeficijent protoka i izentropski stupanj djelovanja. Bezdimenzijska brzina se izračunava pomoću omjera obodne brzine rotora turbine u_T (m/s) i izentropske brzine strujanja plinova kroz turbinu c_0 koja ovisi o izentropskom padu entalpije pri prolasku plinova kroz turbinu $\Delta h_{s,T}$.

$$v = \frac{u_T}{c_0} = \frac{u_T}{\sqrt{2\Delta h_{s,T}}} \quad (2.77)$$

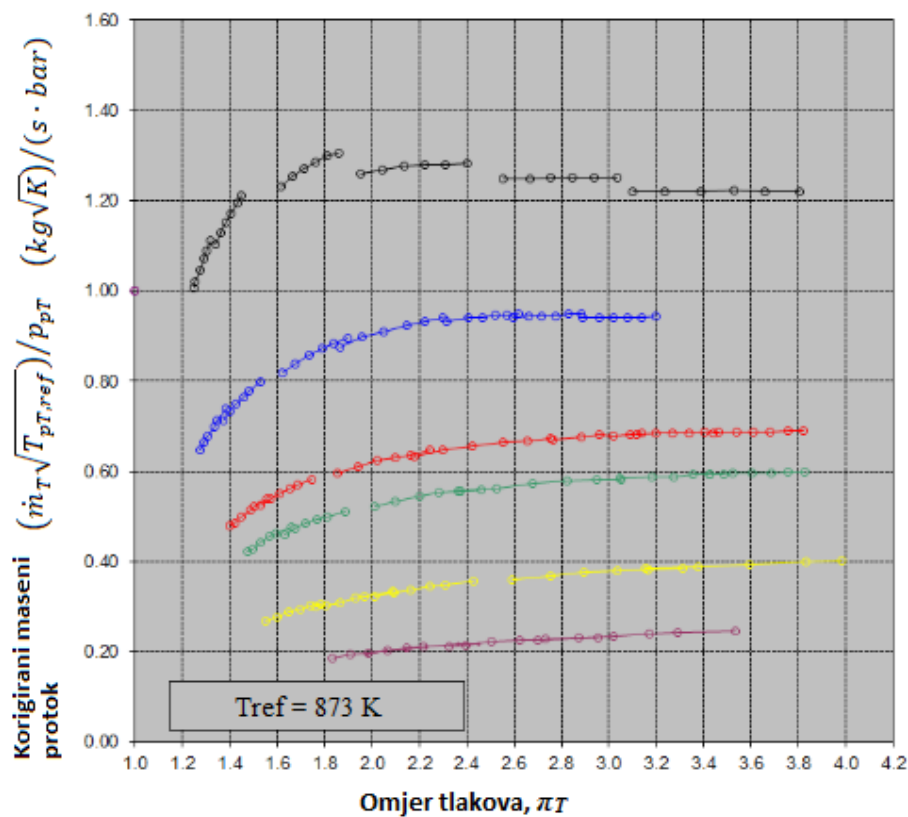
Primjer dijagrama bezdimenzijskih karakteristika za veliku radijalnu turbinu (ovakav tip turbine samo mnogo manjih dimenzija se koristi na automobilskim motorima) prikazan je na Slici 2.13 u nastavku.



Slika 2.13 Dijagram bezdimenzijskih značajki radijalne turbine ABB RR 150 [10]

Sa Slike 2.13 je vidljivo da se krivulje stupnja djelovanja i koeficijenta protoka mijenjaju u ovisnosti o omjeru tlakova π_T (krivulja stupnja djelovanja neznatno jer uglavnom ovisi o konstrukciji turbine i izgledu lopatica rotora i statora), a koeficijenti protoka su zapravo linearne funkcije bezdimenzijske brzine v .

Osim ovog dijagrama, za turbine se rade i dijagrami ovisnosti korigiranog masenog protoka plinova o omjeru tlakova π_T koji se nazivaju i turbinskim mapama, a jedan takav primjerak za turbinu s varijabilnom geometrijom statora (kakva se koristi i kod motora *BMW N57D3000* koji je predložak za model motora u ovom radu) prikazan je na Slici 2.14 u nastavku na kojoj je vidljivo više karakteristika turbine koje ovise o položaju statorskih lopatica.



Slika 2.14 Dijagram ovisnosti korigiranog masenog protoka o omjeru tlakova za turbinu s varijabilnom geometrijom [11]

Rad W_T (J) dobiven na turbini u jednom koraku proračuna može se izračunati integracijom diferencijalne jednačbe za promjenu rada po kutu koljenastog vratila te se dobije izraz:

$$W_T = \int \frac{dm_T}{d\varphi} \Delta h_{s,T} \eta_T d\varphi \quad (2.78)$$

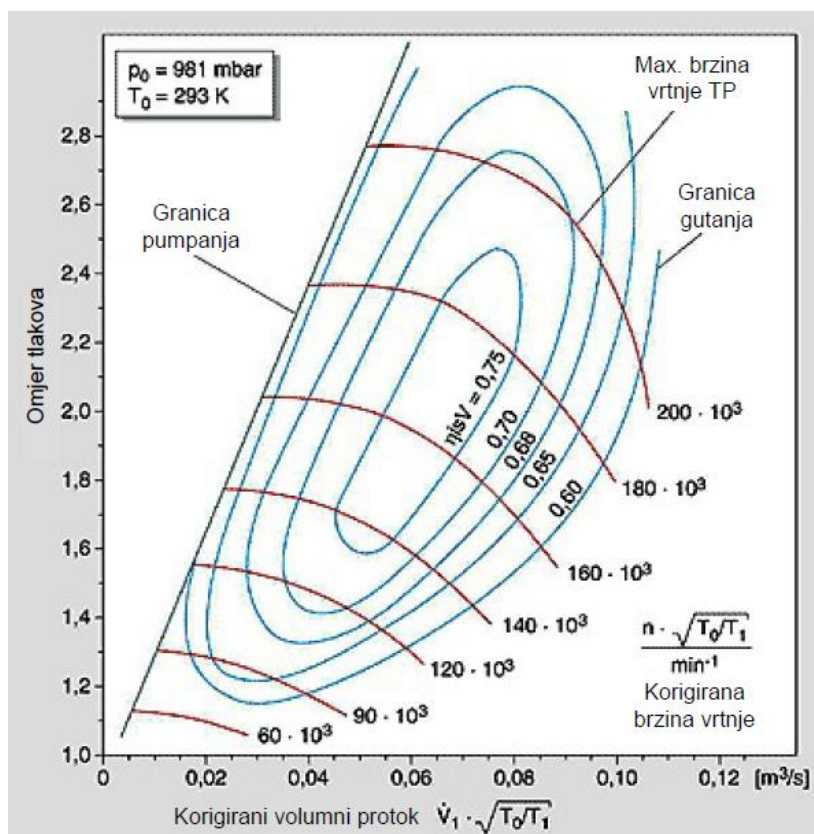
2.8.2. Kompresor turbopuhala

Za modeliranje kompresora turbopuhala potrebno je moći odrediti protok zraka koji prolazi kroz puhalo i njegov stupanj djelovanja, a koji ovise o trenutnoj brzini vrtnje puhala n_P , omjeru tlakova zraka na izlazu i ulazu u puhalo i stanju okolnog zraka koji se usisava u puhalo. Protok zraka i stupanj djelovanja puhala se mogu odrediti iz karakteristike puhala poput one prikazane na Slici 2.16 u nastavku teksta, a kakve se izrađuju za pojedini model puhala pomoću laboratorijskih mjerenja. Budući da pri radu puhala usisavaju zrak različitih stanja okoline karakteristike puhala se izvode korigirane na određenu referentnu temperaturu T_0 i referentni tlak zraka p_0 koji po ISO propisima iznose $p_0 = 1$ bar i $T_0 = 298,15$ K (25 °C), no mogu biti i drukčiji kao u slučaju na Slici 2.15.

Polje karakteristike puhala poput onoga na Slici 2.15 se može opisati pomoću funkcija omjera tlakova i stupnja djelovanja koje ovise o korigiranoj brzini vrtnje turbopuhala $n_{TP,0}$ i korigiranom volumnom protoku zraka \dot{V}_0 kroz njega odnosno o njegovoj promjeni u vremenu no u ovom radu to nije potrebno budući da se za proračun koristila gotova karakteristika kompresora turbopuhala.

U izrazu (2.79) član $\Delta h_{s,P}$ predstavlja teoretski izentropski porast entalpije zraka pri njegovoj kompresiji u puhalu (J/kg), a član Δh_P stvarni porast entalpije zraka (J/kg) te se njihovim omjerom može odrediti stupanj djelovanja turbopuhala.

$$\eta_P = \frac{\Delta h_{s,P}}{\Delta h_P} \quad (2.79)$$



Slika 2.15 Primjer korigirane karakteristike kompresora turbopuhala [10]

Za potrebe modela promjena masenog protoka zraka kroz puhalo u ovisnosti o kutu koljenastog vratila motora se može odrediti pomoću izraza:

$$\frac{dm_P}{d\varphi} = \frac{d\dot{V}_0}{dt} \sqrt{\frac{T_0}{T_{atm}}} \frac{p_{atm}}{R_{atm} T_{atm}} \frac{dt}{d\varphi} \quad (2.80)$$

gdje je:

indeks *atm* – stanje atmosferskog zraka koji ulazi u puhalo

indeks *0* – korigirane vrijednosti za referentno stanje zraka za koje je konstruirana karakteristika puhala

Navedene korigirane vrijednosti protoka i brzine vrtnje puhalo možemo izračunati preko sljedećih izraza:

$$\frac{d\dot{V}_0}{dt} = \sqrt{\frac{T_0}{T_{atm}}} \frac{dV_Z}{dt} \quad (2.81)$$

$$n_{TP,0} = n_{TP} \sqrt{\frac{T_0}{T_{atm}}} \quad (2.82)$$

gdje je:

V_Z – stvarni volumni protok zraka kroz puhalo, m³/s

n_{TP} – stvarna brzina vrtnje turbopuhala, min⁻¹

Rad W_P (J) potreban za pogon puhalo u jednom koraku proračuna može se izračunati integracijom diferencijalne jednadžbe za promjenu rada po kutu koljenastog vratila te se dobije izraz:

$$W_P = \int \frac{dm_P}{d\varphi} \frac{\Delta h_{s,P}}{\eta_{s,P} \eta_{mech} \eta_{vol}} d\varphi \quad (2.83)$$

2.8.3. Dinamika turbopuhala

Rotori turbine i kompresora turbopuhala su spojeni u jednu zajedničku cjelinu krutom vezom što znači da se oba rotora rotiraju jednakom brzinom te dolazi do prijenosa okretnog momenta generiranog na rotoru turbine na rotor kompresora. Razlika između ta dva momenta se troši na savladavanje momenta tromosti samog rotora turbopuhala što dovodi do porasta brzine vrtnje turbopuhala u slučaju da je moment generiran na turbini veći od onoga potrebnog kompresoru ili smanjenja brzine vrtnje u slučaju obrnute situacije.

Promjena brzine vrtnje turbopuhala se može izračunati prema izrazu:

$$\frac{dn_{TP}}{dt} = \frac{M_T - M_P}{J_{TP}} \frac{1}{2\pi} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{M_T - M_P}{J_{TP}} \frac{1}{120\pi n_{Mot}} \quad (2.84)$$

gdje je:

J_{TP} – moment tromosti turbopuhala, kg m^2

n_{Mot} – brzina vrtnje motora, min^{-1}

Moment dobiven na turbini, M_T i utrošen na rotoru puhalo M_P možemo izračunati pomoću izraza:

$$M_T = \frac{dW_T}{dt} \frac{1}{2\pi n_{TP}} = \frac{dm_T}{d\varphi} \Delta h_{s,T} \eta_T \frac{1}{2\pi n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt} \quad (2.86)$$

$$M_P = \frac{dW_P}{dt} \frac{1}{2\pi n_{TP}} = \frac{dm_P}{d\varphi} \frac{\Delta h_{s,P}}{\eta_{s,P} \eta_{meh} \eta_{vol}} \frac{1}{2\pi n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt} \quad (2.87)$$

3. TEHNIČKI OPIS MOTORA *N57D3000*

Navedeni motor je jedan od modela *BMW*-ove serije šesterocilindričnih, vodom hlađenih dizelskih motora s prednabijanjem kodne oznake *N57* koja se proizvodila od 2008. do 2019. godine u *BMW*-ovoj tvornici motora u austrijskom gradu Steyru. Riječ je o nagrađivanoj seriji motora koja je 2014. navedena na prestižnom popisu 10 najboljih motora *Ward's 10 Best Engines* te koja čini dio nagrađivane obitelji *BMW-ovih* šesterocilindričnih dizelskih motora čija povijest seže do prve *BMW-ove* serije dizelskih motora *M21* predstavljene 1983. godine kao odgovor na zahtjeve za sve manjom potrošnjom goriva (uzrokovane naftnim krizama 1973. i 1979. godine) uz zadržavanje visokih performansi (E28 serija 5 opremljena navedenim motorom je u trenutku predstavljanja bila najbrži serijski proizvedeni automobil s dizelskim motorom) svojstvenih sportskim limuzinama koje su zaštitni znak bavarskog proizvođača.

Navedeni motor *N57D3000* se proizvodio od 2008. do 2014. godine, a navedeni kod označava sve motore s jednim turbopuhalom varijabilne geometrije dizajniranim prije tehničke revizije 2011. godine (koji pak nose oznaku *N57D3001*). Uz ove modele seriju *N57* čine i motori s dva turbopuhala varijabilne geometrije i sekvencijalnim prednabijanjem (oznake *N57D30T0* i *N57D30T1*) te motor *N57D30S1* s tri turbopunjača s varijabilnom geometrijom turbine pri čemu se prvo manje turbopuhalo s vrlo malim momentom inercije uključuje pri vrlo niskim okretajima (do 1500 min^{-1}) i osigurava brz odziv bez tzv. „turbo rupe“, veće turbopuhalo se uključuje na cca. 1500 min^{-1} te radi paralelno s manjim turbopuhalom do 2500 min^{-1} kada se uključuje i drugo manje turbopuhalo čime se ostvaruje dodatno povećanje protoka zraka za izgaranje pri najvećim brzinama vrtnje motora (do 5400 min^{-1}) kada se zahtjeva najveća snaga motora [12].

Ova serija motora je s vremenom stekla reputaciju serije motora s poželjnom kombinacijom razvijanja velike snage i okretnog momenta uz relativno nisku potrošnju goriva u realnim uvjetima, a također i s potencijalom razvijanja mnogo veće snage i okretnog momenta u odnosu na tvorničke specifikacije pomoću naknadnih modifikacija poput modifikacija sustava ubrizgavanja goriva, dovoda zraka, zamjene turbopuhala i tzv. „remapiranjem“. Zbog toga, a i činjenice da je proizveden veliki broj vozila s ugrađenom ovom serijom motora, navedena serija se često koristi i u raznim trkaćim vozilima (poput onih rađenih za utrke izdržljivosti zbog znatno manje potrošnje goriva u odnosu na benzinske motore slične snage te onih rađenih za *rally* Dakar). Također se može koristiti i kao zamjena za tvornički ugrađene motore kod

različitih vozila, posebice terenaca kojima je za terensku vožnju potreban veliki okretni moment pri malom broju okretaja, a što ova serija motora lako postiže. Na Slici 3.1 u nastavku je prikazan primjer instalacije *N57D30T1* i *N57D30O1* motora u *Land Rover Defender 110 DCPU*.



Slika 3.1 N57 serija pod poklopcem motora dva Defendera 110 [13]

Motor *N57D30O0* prikazan na Slici 3.2 u nastavku se tvornički ugrađivao u sljedeće modele proizvođača *BMW* u dvije izvedbe snage i okretnog momenta:

180 kW pri 4000 min⁻¹ i 520 Nm pri 1750 – 3000 min⁻¹

- serija 3 generacije E90/ E91/ E92/ E93; modeli 330d i 330xd

180 kW pri 4000 min⁻¹ i 540 Nm pri 1750 – 3000 min⁻¹

- serija 5 generacije F10/F11; modeli 530d
- serija 5 GT generacije F07; modeli 530d GT i 530 xDrive GT
- serija 7 generacije F01/F02; model 730d i 730Ld
- X5 generacije E70; model xDrive30d
- X6 generacije E71; model xDrive30d



Slika 3.2 Motor N57D3000 s povezanim hladnjakom zraka za izgaranje [14]

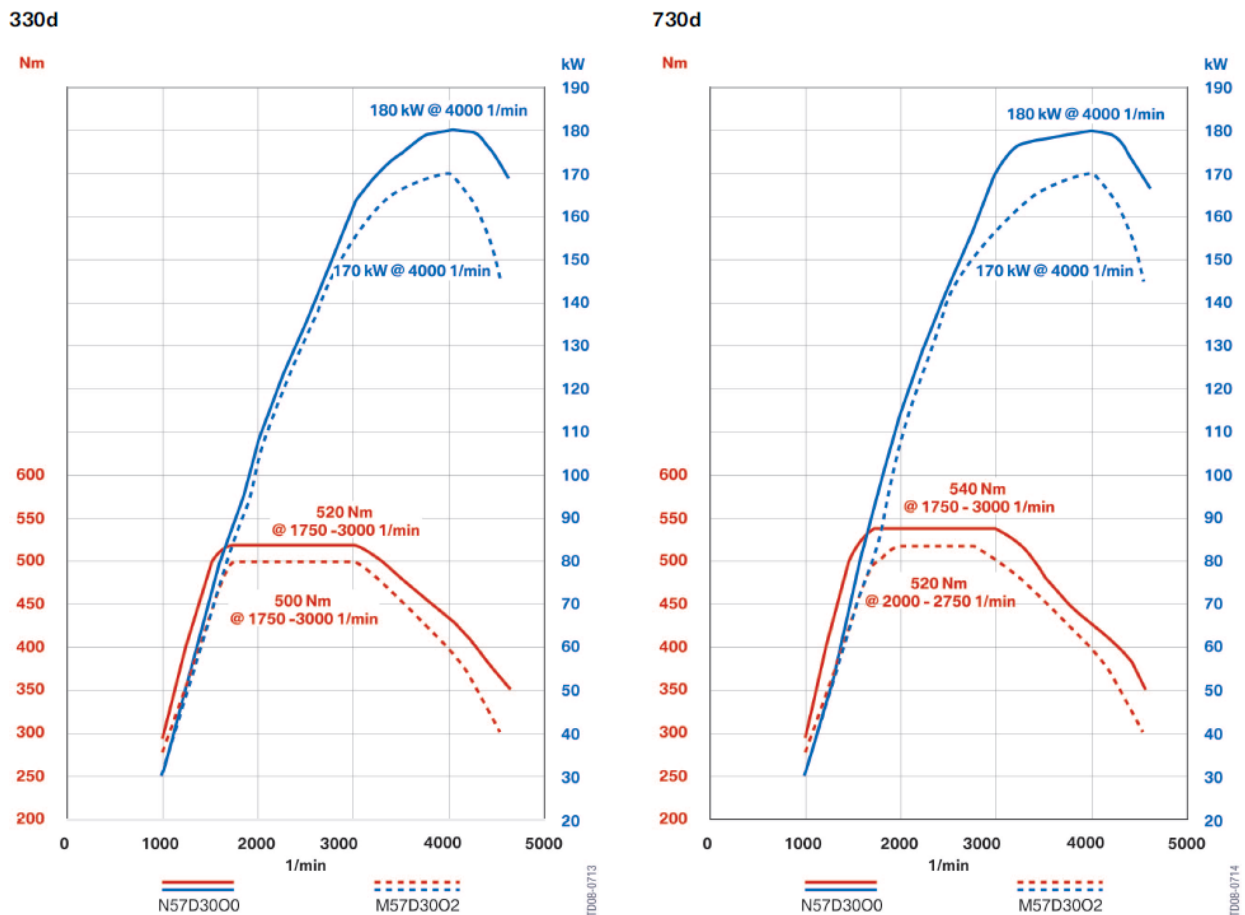
Osnovne tehničke karakteristike modeliranog motora su prikazane u Tablici 3.1 u nastavku teksta, dok je detaljniji opis najvažnijih dijelova motora i njegovih sustava (posebno onih koji su značajni za stvaranje modela motora u programu *Engine Simulation*) dan u sljedećim potpoglavljima.

Tablica 3.1 Osnovne tehničke karakteristike motora N57D3000

OPIS	VRIJEDNOST/SPECIFIKACIJA
Broj cilindara i raspored	6 u liniji
Taktnost	4 takta
Redoslijed paljenja	1-5-3-6-2-4
Radni volumen	2993 cm ³
Promjer cilindara	84 mm
Hod klipa (stapaj)	90 mm

Razmak između cilindara	91 mm	
Maksimalna snaga	180 kW pri 4000 min ⁻¹	
Maksimalni okretni moment	520 Nm (540 za 730d) pri 1750 – 3000 min ⁻¹	
Specifična snaga (po litri radnog volumena)	60,1 kW/l	
Maksimalna brzina vrtnje	5000 min ⁻¹	
Kompresijski omjer	16.5:1	
Broj i raspored ventila	24 (4 ventila po cilindru), DOHC	
Pogon ventila	Lančani s hidrauličkim kompenzatorima dilatacija, klackalicama i podizačima s kotačićima	
Promjer sjedišta ventila	Usis	27,2 mm
	Ispuh	24,6 mm
Promjer glavnih ležajeva koljenastog vratila	55 mm	
Promjer letećih ležajeva	50 mm	
Sustav ubrizgavanja goriva	<i>Common-rail</i> treće generacije, CP4.2 VT pumpa, piezoelektrični rasprskaci, tlak ubrizgavanja 1800 bar	
Upravljačka jedinica (ECU/ECM)	DDE7.3	
Turbopuhalo	<i>Garrett GTB2260VK</i> s varijabilnim upravljanjem statorskih lopatica turbine (VGT)	
Tlak prednabijanja	2,2 bar, maksimalno 2,5 bar	
Standard emisija ispušnih plinova	EURO 5/EURO 6	
Sustav obrade ispušnih plinova	<u>EURO 5</u> : elektronski upravljani sustav recirkulacije ispušnih plinova (EGR) s hladnjakom EGR-a, dizelski oksidacijski katalizator (DOC) i filter dizelskih čestica (DPF) <u>EURO 6</u> : EURO 5 oprema uz dodatni adsorpcijski katalizator dušičnih oksida umjesto DOC-a te uz SCR kod kasnijih modela	

Dijagrami karakteristika ovisnosti razvijene snage i okretnog momenta u ovisnosti o brzini vrtnje motora prikazani su na Slici 3.3 u nastavku uz usporedbu vrijednosti s onima ekvivalentnog motora prethodne generacije, *M57D3002*, u slučaju ugradnje u 330d i 530d/730d/xDrive30d modele vozila.



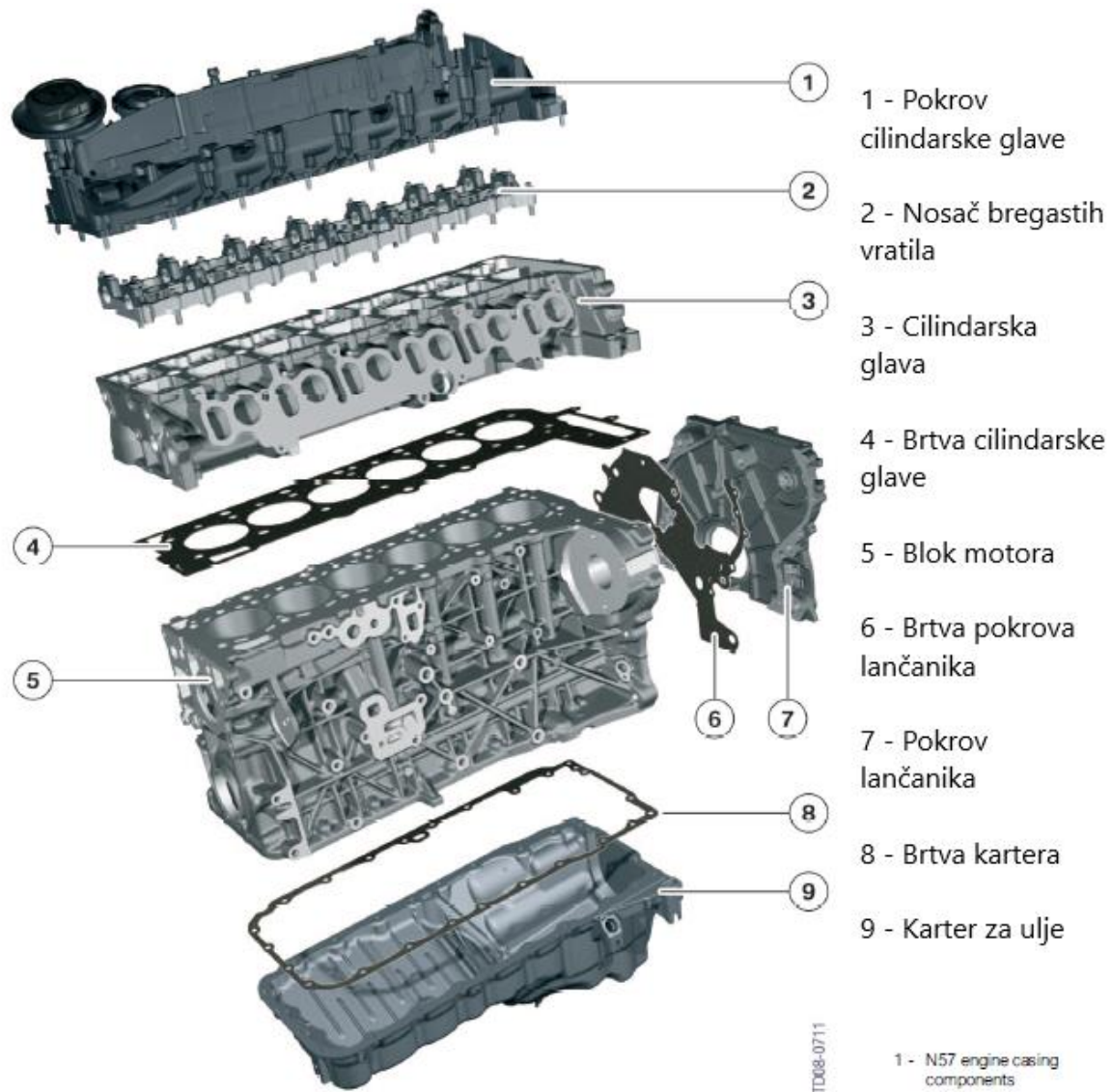
Slika 3.3 Krivulje karakteristika snage i okretnog momenta motora *N57D3000* i usporedba s prethodnom generacijom ekvivalentnog motora [14]

3.1. Dijelovi kućišta motora

Kućištem motora smatramo sve dijelove koji su zaduženi za podnošenje sila koje nastaju radom motora, zadržavanje svih medija potrebnih za rad motora (zraka i ispušnih plinova, rashladnog

sredstva, ulja za podmazivanje itd.) te za pridržavanje svih pokretnih dijelova poput koljenastog mehanizma, sustava pogona ventila, pumpi goriva i ulja itd.

Dijelovi kućišta motora *N57D3000* prikazani su na Slici 3.4 u nastavku.



Slika 3.4 Dijelovi kućišta motora *N57D3000* [14]

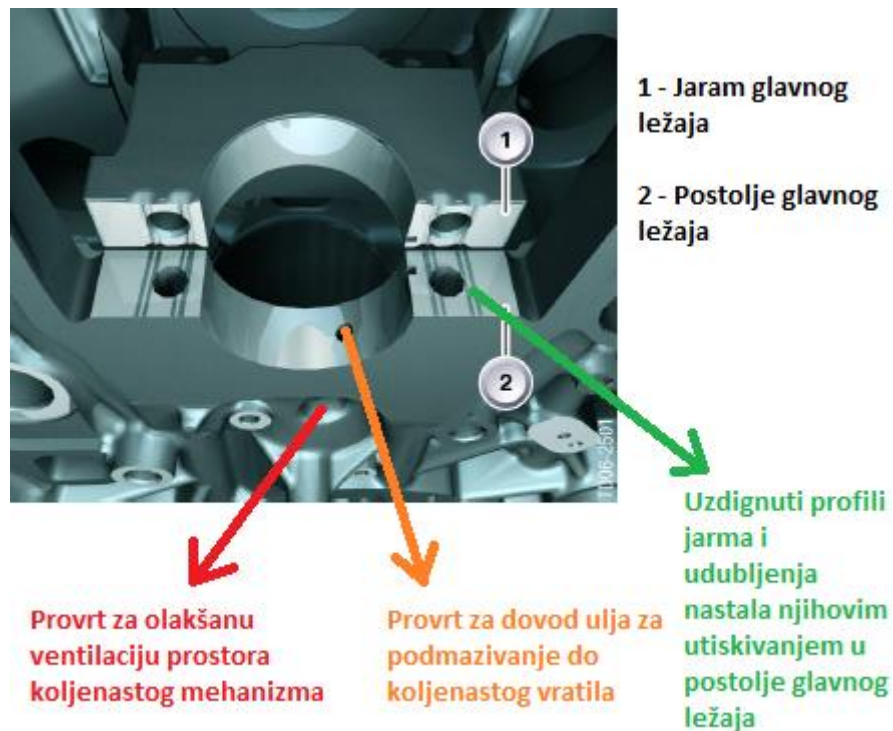
Blok ovog motora (označen brojem 5 na Slici 3.4) je rađen od hladno lijevane legure aluminija i silicija s primjesama bakra i magnezija $AlSi7CuMg0,5$ sa suhim košuljicama od sivog lijeva koje su toplinski spojene s blokom (što znači da njihova naknadna izmjena nije moguća). Blok je rađen od aluminijske legure kao i kod prethodne generacije motora *M57TÜ2* kako bi se što više smanjila težina motora te time smanjila ukupna masa vozila, ali također i masa pozicionirana iznad prednje osovine vozila koja značajno utječe na vozna svojstva vozila (što

je veća ta masa potrebne su prednje opruge veće krutosti koje mogu učiniti vožnju nepotrebno neudobnom te što je veća ta masa to je veća sklonost vozila podupravljanju prilikom skretanja što je u suprotnosti s tradicionalnim voznim svojstvima *BMW-ovih* automobila). Sam blok *N57* generacije motora teži 40 kg što je čak 19 kg manje od čeličnog bloka prethodnih generacija motora (*M57TU*) usprkos činjenici da je kod ovog motora sam blok viši nego kod prethodnika kako bi se osiguralo dodatno ojačanje prostora izgaranja oko gornje mrtve točke (GMT) zbog povećanog tlaka prednabijanja i maksimalnog tlaka u cilindru pri izgaranju u odnosu na prethodne generacije motora. Zbog istog razloga je blok motora izveden po *closed-deck* principu kod kojeg je prostor između cilindarskih košuljica i vrha bloka motora ispod brtve glave većinom zatvoren. Iako takav dizajn utječe na smanjene mogućnosti hlađenja prostora izgaranja, također značajno povećava čvrstoću i krutost bloka što omogućuje znatno veće maksimalne tlakove plinova u cilindru te smanjuje mogućnost deformacije cilindra i dodatno apsorbira buku nastalu izgaranjem.

Postolja glavnih ležajeva su lijevana zajedno s ostatkom bloka te su izvedena s probušenim rupama za lakšu ventilaciju prostora koljenastog mehanizma kako bi se dodatno snizio tlak u tom prostoru i poboljšao rad PCV sustava (engl. *positive crankcase ventilation*). Jarmovi glavnih ležajeva su napravljeni od sinteriranog čelika visoke čvrstoće i tvrdoće znatno veće od one aluminijska. Jarmovi su također izvedeni s uzdignutim profilom na dodirnoj površini jarma i postolja glavnih ležajeva koji pri prvom spajanju stvara odgovarajuće udubljenje u mekšem aluminijskom postolju ležajeva čime se postiže spoj s većom otpornošću na uzdužne i poprečne sile koje djeluju na jaram nego što bi to bio slučaj kod potpuno ravne dodirne površine. Ovaj postupak također uzrokuje potpuno savršeno prijanjanje jarma i postolja bez mogućnosti stvaranja zazora između njih, a što u konačnici omogućuje postojanost dimenzija provrta u kojeg se postavlja glavni ležaj i koljenasto vratilo i nemogućnost njegove deformacije čak i nakon višestrukog rastavljanja i ponovnog sastavljanja bloka motora i koljenastog mehanizma. Prikaz postolja glavnog ležaja i njegovog odgovarajućeg jarma dan je na Slici 3.5 u nastavku.

Cilindarske košuljice motora su u ovom slučaju napravljene od sivog lijeva budući da nijedna aluminijska legura sama po sebi ne bi mogla izdržati tlakove i toplinska naprezanja koja se javljaju u cilindru pri radu motora. Košuljice su toplinski spojene s blokom na način da se hladne košuljice umeću u zagrijani blok motora čijim hlađenjem dolazi do stezanja bloka motora oko košuljica čime se stvara spoj kojeg je vrlo teško, često i nemoguće rastaviti (ovime se također onemogućuje ili značajno umanjuje mogućnost pomicanja ili klizanja košuljica pri radu motora). Navedene košuljice su izvedene kao suhe što znači da materijal košuljica nije u

doticaju s rashladnim sredstvom koje struji kroz blok motora već se toplina nastala izgaranjem goriva prenosi s košuljice na blok motora, a potom s bloka motora na rashladno sredstvo (budući da su blok motora i glava cilindra te svi ostali dijelovi kroz koje struji rashladno sredstvo aluminijski ovakva izvedba onemogućuje hrđanje cilindarskih košuljica i pojavu hrđe u rashladnom sustavu motora).

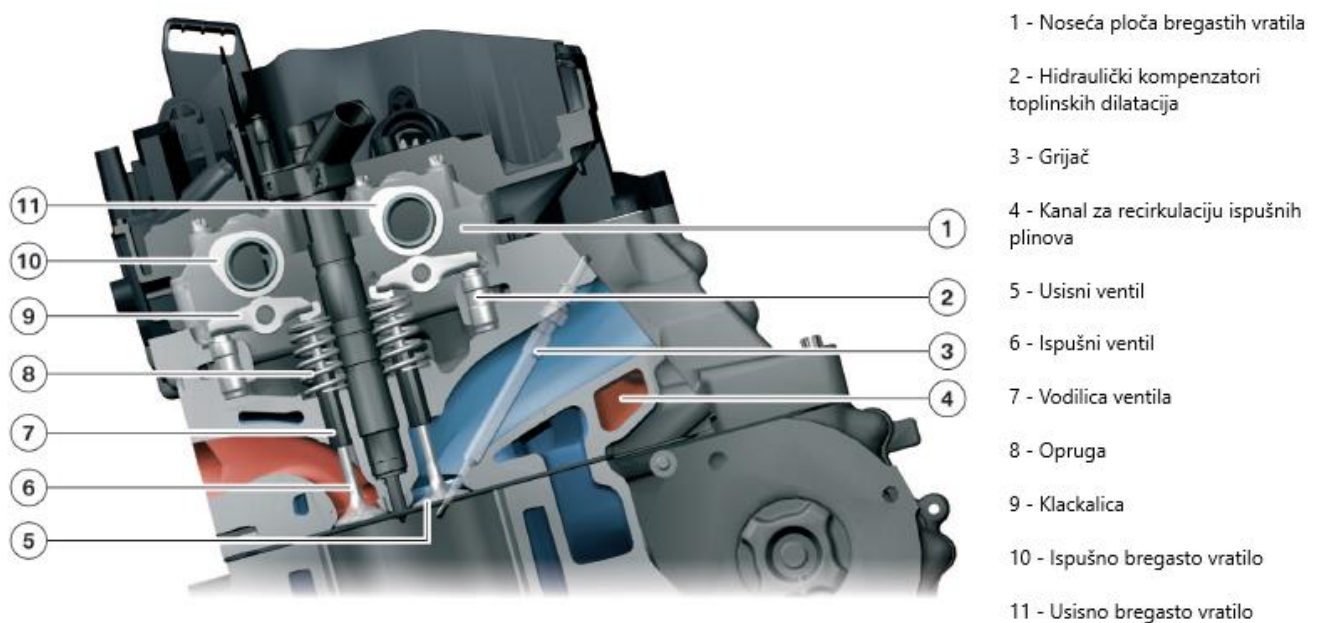


Slika 3.5 Detalj izvedbe postolja i jarma glavnog ležaja motora [14]

Cilindarska glava motora je, kao i blok motora, napravljena od aluminijske legure $AlSi7CuMg0,5$ te je po prvi put kod nekog *BMW-ovog* motora napravljena u dva dijela, same glave s usisnim i ispušnim kanalima, sjedištima ventila i rasprskavača goriva te noseće ploče bregastih vratila (napravljene od legure $AlSi9Cu(3)Fe$ povećane tvrdoće koja smanjuje mogućnost habanja ležajeva bregastih vratila). Ovakva izvedba značajno olakšava i ubrzava proizvodnju i sastavljanje motora.

Ovaj motor, kao i njegov prethodnik, koristi sustav s četiri ventila po cilindru, dva usisna (većih promjera od ispušnih) i dva ispušna ventila budući da takav raspored ventila omogućuje značajno bolje ispiranje cilindra i bolji stupanj punjenja cilindra kod motora s direktnim

ubrizgavanjem goriva pogotovo pri većim brzinama vrtnje motora. Ovaj raspored ventila je također jedini koji omogućuje smještanje rasprskaača goriva („injektora“) u središte cilindra, a što je potrebno kako bi se postiglo učinkovito raspršenje goriva i njegovo ravnomjerno izgaranje u cijelom prostoru izgaranja čime se postiže visoka specifična snaga motora uz zadržavanje dovoljno niske emisije štetnih plinova nastalih samim izgaranjem. Kod N57 generacije motora usisni i ispušni ventili su postavljeni paralelno s uzdužnom osi cilindra zbog čega je ravan krov prostora izgaranja, za razliku od prethodne generacije motora, M57, kod koje su usisni i ispušni ventili bili postavljeni pod kutom od 45° u odnosu na središnju os cilindra te se tvorio hemisferični prostor izgaranja. Iako je kod hemisferičnog prostora izgaranja omjer volumena i površine izmjene topline manji te su samim time i manji toplinski gubitci, miješanje goriva i zraka je, uz primjenu naprednijih rasprskaača goriva i poboljšanu organizaciju strujanja zraka u cilindru, poboljšano s ovom novijom izvedbom prostora izgaranja. Maksimalni tlakovi u cilindru su također povećani u odnosu na prošlu generaciju motora te iznose do 180 bar zbog čega je cilindarska glava posebno toplinski obrađena kako bi se prvo uklonila unutarnja naprezanja nastala lijevanjem te potom povećala tvrdoća njene površine u dodiru s prostorom izgaranja kako bi bila otpornija na trošenje i visoke maksimalne tlakove u cilindru. Shematski prikaz presjeka cilindarske glave prikazan je na Slici 3.6 u nastavku.



Slika 3.6 Presjek cilindarske glave [14]

Na Slici 3.6 vidljiv je i kanal za recirkulaciju ispušnih plinova EGR sustava (označen brojem 4) koji je kod ovog motora integriran u cilindarsku glavu (također kod drugih motora može biti zaseban ili nepostojeći u slučaju da se ohlađeni ispušni plinovi vraćaju u motor spajanjem na sustav usisa svježeg zraka). Uz navedeni kanal za recirkulaciju ispušnih plinova u cilindarskoj glavi se nalaze po dva usisna i po dva ispušna kanala za svaki cilindar.

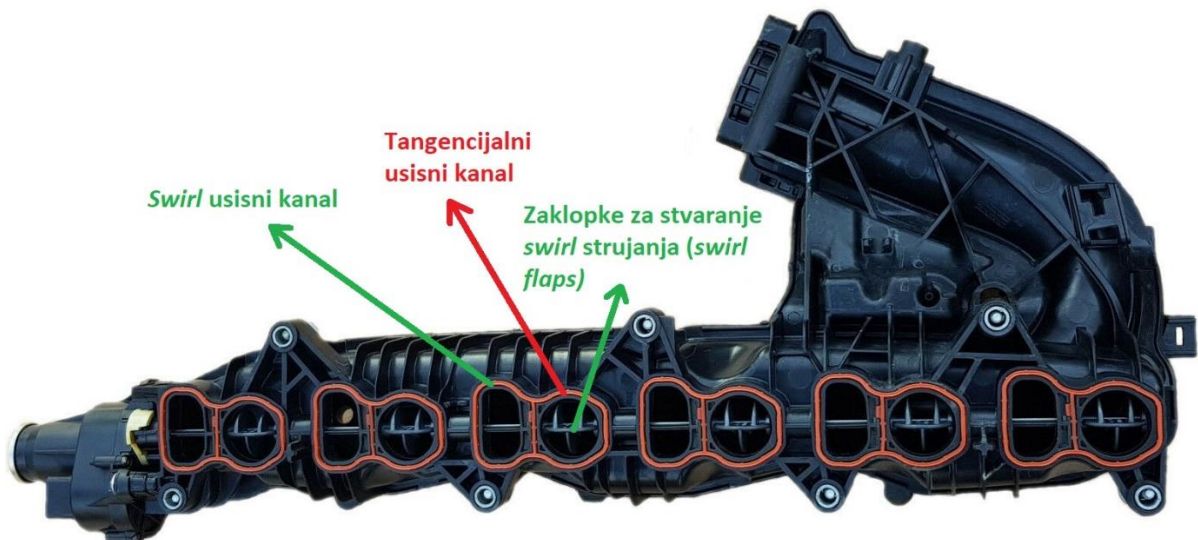
Usisni kanali se granaju na navedena dva kanala u usisnom kolektoru (prikazanom na Slici 3.7 u nastavku) i zasebno ulaze u cilindarsku glavu, a dijele se na kanal za organizaciju vrtložnog strujanja (engl. *swirl*) i na tangencijalni kanal za organizaciju prevrtanja (engl. *tumble*), a koji su takovog oblika da se strujanjem zraka kroz njih postižu navedene vrste strujanja zraka u cilindru kako bi se pospješilo ispiranje cilindra i njegovo punjenje svježim zrakom te miješanje goriva s njime. Pri manjim brzinama vrtnje (dok je na raspolaganju više vremena za pripremu gorive smjese) i manjem opterećenju se želi postići vrtložno strujanje zraka oko osi cilindra (*swirl*), a pri većim brzinama vrtnje, iznad 2000 min^{-1} se želi postići prevrtanje zraka (*tumble*). To se postiže pomoću niza zaklopki (engl. *swirl flaps*) postavljenih u tangencijalne kanale u usisnom kolektoru kojima preko zglobnog spoja i DC motora upravlja kontrolna jedinica motora (ECU). Pri malim brzinama vrtnje te zaklopke su zatvorene zbog čega je zrak prisiljen putovati samo kroz *swirl* usisni kanal čime se postiže vrtložno strujanje zraka u cilindru. Povećanjem brzine vrtnje zaklopke se sve više otvaraju do nešto više od cca. 2000 min^{-1} kada su potpuno otvorene te zrak struji kroz oba usisna kanala čime se postiže prevrtanje zraka u cilindru, *tumble*.

Ispušni kanali su jednakog oblika te se spajaju u jedan veći kanal unutar cilindarske glave te stoga ispušni plinovi izlaze iz cilindarske glave u ispušni kolektor kroz samo jedan provrt po cilindru (za razliku od svježeg zraka koji ulazi u cilindarsku glavu kroz dva provrta po cilindru, po jedan za pojedini usisni kanal).

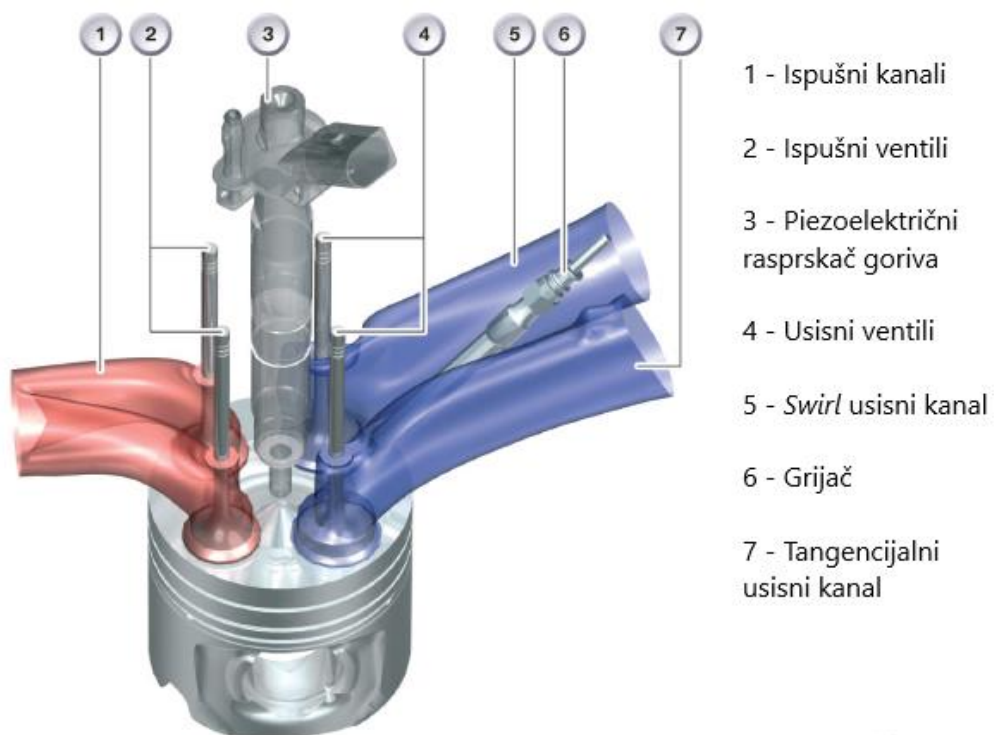
Detaljniji prikaz usisnih i ispušnih kanala motora te smještaja rasprskavača goriva i grijača (keramički s maksimalnom temperaturom do $1300 \text{ }^{\circ}\text{C}$) dan je na Slici 3.8 u nastavku.

Također vrijedi spomenuti kako je hlađenje cilindarske glave izvedeno u *crossflow* verziji, kao i kod svih ostalih modernih *BMW*-ovih dizelskih motora, kod koje rashladno sredstvo ulazi u cilindarsku glavu na vrućoj, ispušnoj strani te prvo hladi ispušne kanale i ventile, a zatim prelazi kroz kanale u cilindarskoj glavi na hladniju, usisnu stranu glave. Time se postiže ravnomjerno toplinsko opterećenje cilindarske glave te se sprječava pojava dodatnih gubitaka pri strujanju

rashladnog sredstva kroz glavu motora te se također smanjuje mogućnost pojave džepova zraka ili pare unutar kanala rashladnog sredstva.



Slika 3.7 Usisni kolektor motora s naznačenim pripadajućim provrtima pojedinog usisnog kanala [15]

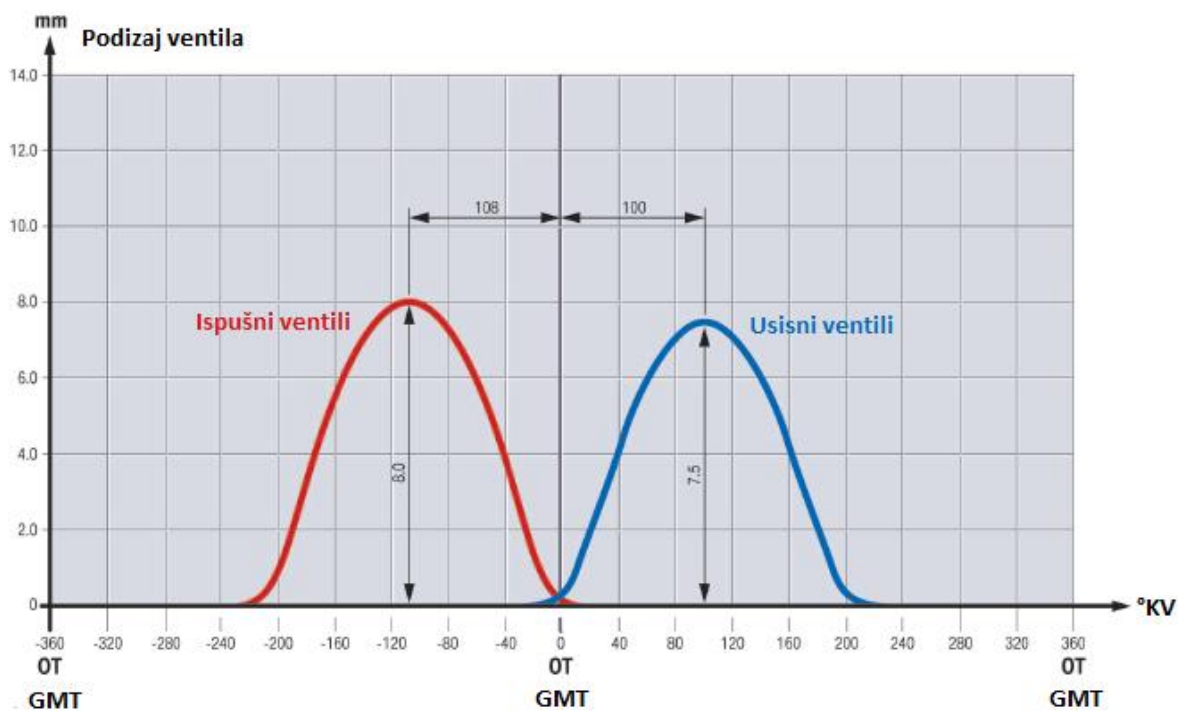


Slika 3.8 Detaljniji prikaz rasporeda usisnih i ispušnih kanala te smještaja rasprskiča goriva i grijača u cilindarskoj glavi motora [14]

3.2. Sustav pogona ventila

Sustav pogona ventila motora *N57D3000* izveden je u varijanti bez varijabilnog upravljanja ventilima s dva bregasta vratila (jedno pogoni usisne ventile, a drugo ispušne) smještenih u glavi motora iznad samih ventila (engl. *DOHC – double overhead camshaft*). Svako bregasto vratilo ima jedan brijeg za svaki ventil (12 brjegova za 12 ventila), a koji potiskuju pojedinu klackalicu ventila koja se jednim krajem oslanja sa vrh struka samog ventila, a drugim krajem na hidraulički kompenzator toplinskih dilatacija koji se kotačićem upire o klackalicu (kako bi se smanjile sile trenja koje se javljaju pri radu motora, a time smanjili gubitci energije potrebni za pogon ventila i povećala trajnost dijelova), a drugim krajem o udubljenje u cilindarskoj glavi. Budući da je riječ o hidrauličkom kompenzatoru on pri radu kompenzira i promjenu debljine zazora između njega i klackalice kao i klackalice i ventila koji nastaje trošenjem tih dijelova pri dugotrajnom radu motora. Svi navedeni dijelovi su prikazani u presjeku cilindarske glave na Slici 3.6 u prethodnom potpoglavlju 3.1.

Same postavke sustava pogona ventila prikazane su dijagramom hoda ventila u ovisnosti o kutu koljenastog vratila na Slici 3.9 te u Tablici 3.2 u nastavku.



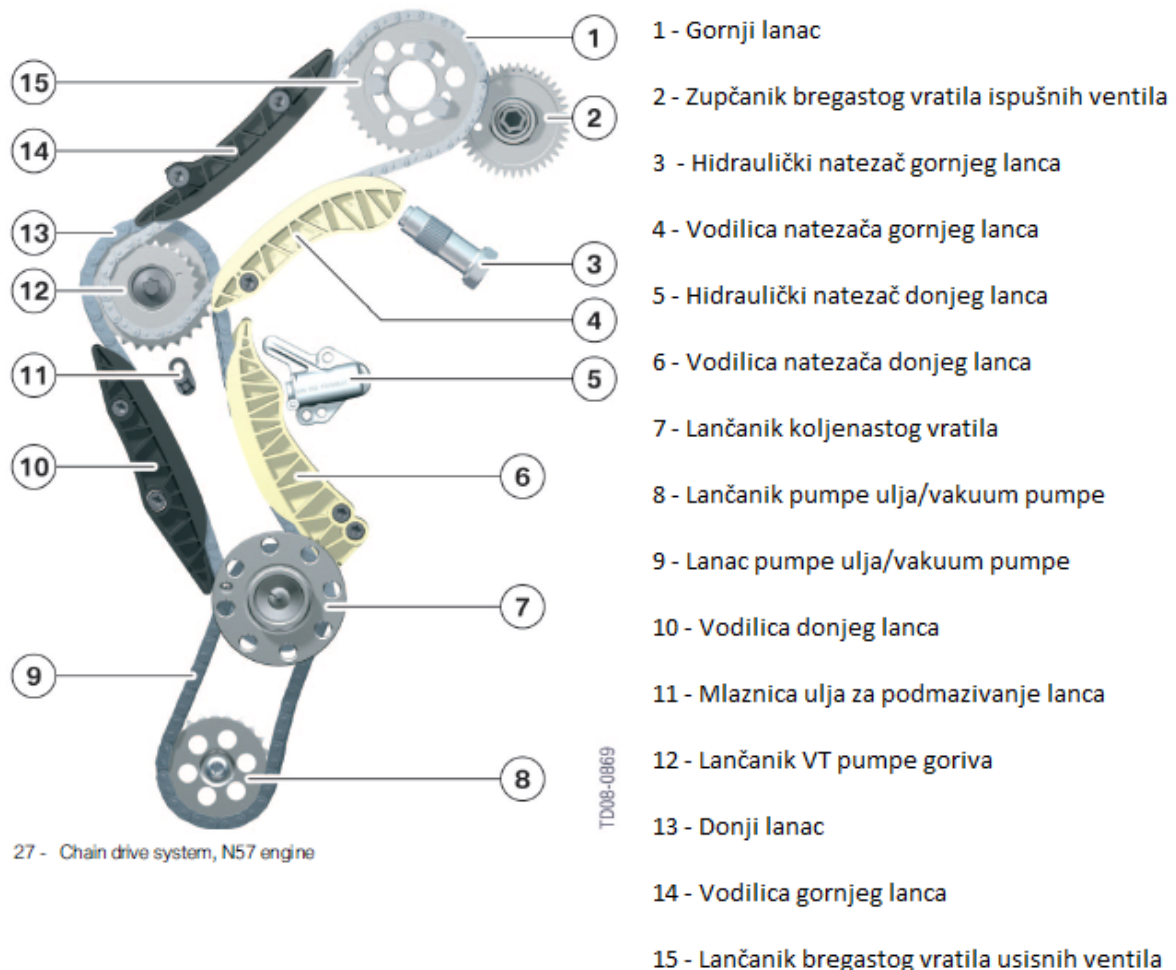
Slika 3.9 Krivulja hoda usisnih i ispušnih ventila motora *N57D3000* [14]

Tablica 3.2 Vrijednosti parametara sustava pogona ventila

PARAMETAR	VRIJEDNOST	
	Usis	Ispuh
Promjer sjedišta ventila	27,2 mm	24,6 mm
Maksimalni podizaj ventila	7,5 mm	8 mm
Promjer struka ventila	5 mm	5 mm
MOP (u odnosu na GMT)	100 °KV nakon GMT	108 °KV prije GMT
Kut otvaranja ventila	8 °KV prije GMT	218,9 °KV prije GMT
Kut zatvaranja ventila	208 °KV nakon GMT	2,9 °KV nakon GMT
Trajanje perioda otvorenosti ventila	216 °KV	221,8 °KV
Prekrivanje ventila	10,9 °KV	

Pogon bregastih vratila je izveden lančano pomoću lančanika i dva lanca, donjeg koji s koljenastog vratila pogoni visokotlačnu pumpu goriva *common-rail* sustava te gornjeg koji s lančanika visokotlačne pumpe goriva pogoni lančanik bregastog vratila usisnih ventila, a koje preko zupčanika pogoni bregasto vratilo ispušnih ventila. Dodatni lanac s koljenastog vratila pogoni pumpu ulja i vakuum pumpu koje se nalaze u prostoru ispod koljenastog vratila te obje dijele isti lančanik. Za razliku od prethodne generacije motora *M57* kod *N57* i *N47* (motori s 4 cilindra i 2000 cm³ radnog volumena) generacije motora lančani pogon je smješten na stražnjoj strani motora uz zamašnjak, a ne na prednjoj strani uz prigušivač vibracija i višekanalni remen. Ovakav smještaj lančanog pogona omogućuje smanjenje visine motora u prednjem dijelu što pak omogućuje dodatno spuštanje poklopca motora što pridonosi smanjenju aerodinamičkog otpora vozila u kojeg se ugrađuje te povećava sigurnost pješaka u slučaju naleta prednjeg dijela vozila na njih. Također se ovakvim smještajem lanca značajno smanjuju torzijske vibracije koje djeluju na lančanik koljenastog vratila, a time posredno i na lanac i sve ostale lančanike, zbog utjecaja inercije prijenosnog sustava (automatskog ili ručnog mjenjača brzina) i zamašnjaka koji su smješteni uz lančanike, a čija masa rotacijskih dijelova značajno smanjuje vibracije u tom dijelu motora. Nažalost ovakav smještaj lanca uzrokuje i određene nedostatke, posebice otežano servisiranje vozila budući da je za izmjenu lanca potrebno odvojiti motor od prijenosnog sustava i izvaditi ga iz vozila, a također i dijelovi koje lanac pogoni se sada nalaze na teže dostupnim mjestima i dublje u motornom prostoru, nego u slučaju da je lančani pogon

smješten na prednjoj strani motora. Shematski prikaz lančanog pogona bregastih vratila i njegovih dijelova prikazan je na Slici 3.10 u nastavku.



Slika 3.10 Shematski prikaz sustava lančanog pogona bregastih vratila, VT pumpe i pumpe ulja/vakuum pumpe [14]

Vrijedi napomenuti kako su kod svih *BMW-ovih* motora, pa tako i kod ovoga, natezači lanca hidraulički, s plastičnim vodilicama koje smanjuju trenje prilikom klizanja lanca preko njih i time mu produljuju životni vijek. Sami lanci su *simplex* tipa s čahurama kod kojeg su zubi lančanika uvijek u kontaktu s čahurama na istom mjestu te je stoga podmazivanje lanca kod ovog tipa nužno, no za razliku od lanca s valjčićima kod ovog tipa je kontaktna površina lanca i lančanika veća te je stoga pritisak na dijelove lanca manji, a time je i njegova trajnost veća.

Sama bregasta vratila su rađena od dva različita materijala pomoću *thyssenkrupp Presta* procesa proizvodnje spajanjem vratila i brjegova steznim spojem. Vratilo i brjegovi su napravljeni od različitih materijala čija svojstva najbolje odgovaraju opterećenjima kojima su izloženi, umjesto tradicionalnog načina proizvodnje lijevanjem ili kovanjem bregastih vratila u jednom dijelu. Materijal vratila je duktilniji i žilaviji, a materijal brjegova tvrdi kako bi bio otporniji na trošenje budući da je u stalnom kontaktu s klackalicom [16].

Lančanik i zupčanici bregastih vratila su fiksno spojeni za sama vratila, a na njima se nalaze i odzivni prstenovi koji se opiru o odzivni ležaj u nosaču bregastih vratila te se time sprječava aksijalni pomak vratila u radu.

Usisni ventili ovog motora su rađeni kao monometalni tj. od samo jednog materijala te su kovanjem oblikovani u svoj konačni oblik. Ispušni ventili su zbog znatno povećanog toplinskog opterećenja u odnosu na usisne ventile izvedeni kao bimetalni od dva dijela proizvedenih od različitih materijala koji su zavareni trenjem u jednu cjelinu. Glava ispušnog ventila napravljena je od posebne legure nikla *Nimonic* (NiCr20TiAl) otporne na visoke temperature s vrlo visokom granicom tečenja, a struk ventila od standardnog čelika visoke tvrdoće od kojeg se inače izrađuju ventili kako bi bili otporni na trošenje izazvano dodiranjem klackalice i struka ventila.

3.3. Sustav ubrizgavanja goriva

Ovaj motor je opremljen *common-rail* (engl. zajednička sabirnica) sustavom ubrizgavanja goriva treće generacije s tlakom ubrizgavanja od 1800 bar (kod *T1* i *T2* te *S* motora on iznosi 2000 bar zbog potrebe za povećanom količinom ubrizganog goriva po procesu) i piezoelektričnim rasprskaçima goriva.

Kod *common-rail* sustava gorivo se visokotlačnom (VT) pumpom koja se pogoni s koljenastog vratila motora tlači u glavnu sabirnicu na koju su spojeni elektromagnetski (kod starijih generacija) ili piezoelektrični rasprkači goriva. Glavna prednost ovog sustava je mogućnost tlačenja goriva na znatno više tlakove nego kod sustava s mehaničkim pumpama i rasprkačima goriva te sam tlak ubrizgavanja ne ovisi o brzini vrtnje motora već se drži konstantnim. Također u samoj sabirnici je uvijek na raspolaganju određena količina stlačenog goriva pa se time eliminira vrijeme potrebno da gorivo od VT pumpe kroz cijevi dođe do mehaničkih rasprkača

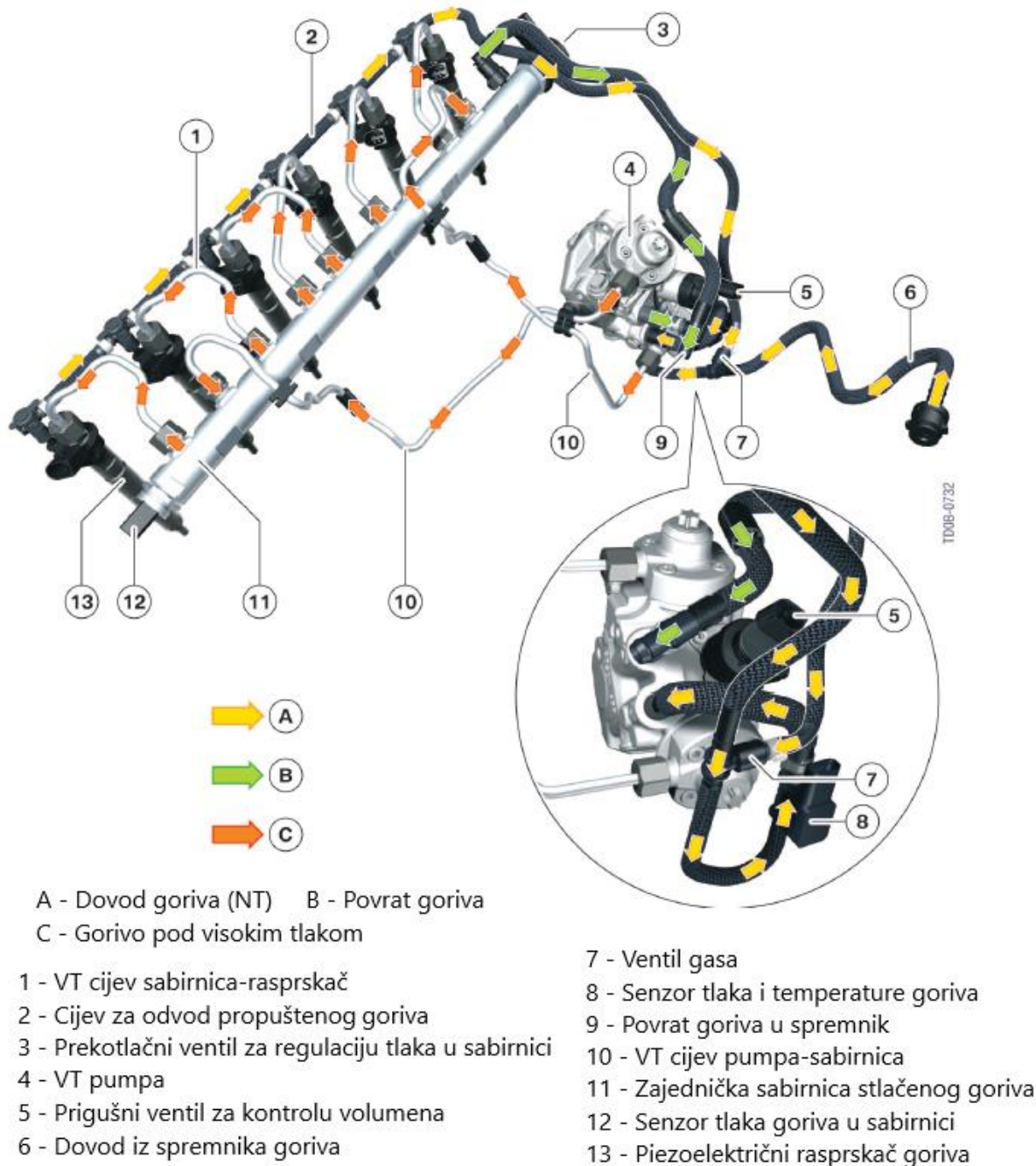
goriva, a također se eliminiraju pulzacije tlakova u navedenim dobavnim cijevima (one još uvijek postoje u samoj sabirnici). S ovakvim sustavom se mogu primjenjivati elektromagnetski i piezoelektrični rasprskaci kojima se može znatno preciznije upravljati nego mehaničkim rasprskacima pa je tako moguće ubrizgavati gorivo potrebno za jedan proces izgaranja u više ciklusa neovisno o brzini vrtnje motora te je moguće elektronski mijenjati trenutke, količinu i broj ubrizgavanja goriva ovisno o brzini vrtnje i opterećenju motora čime se smanjuje potrošnja goriva i emisije čađe i štetnih ispušnih plinova motora.

Nedostaci sustava su činjenica da su određeni dijelovi motora izloženi vrlo visokim tlakovima tijekom cijelog rada motora, a u slučaju pucanja nekog od spojeva nastali mlaz goriva može značajno oštetiti druge dijelove motora ili ozlijediti pa čak i usmrтитi osobu koja se nađe na putu takvog mlaza. Također prilikom ubrizgavanja goriva u cilindar dolazi do kratkotrajnog smanjenja tlaka i volumena goriva u sabirnici koji se moraju pokriti elastičnim deformacijama same sabirnice ili dodatnog akumulatora goriva. Navedeno smanjenje tlaka i volumena goriva uzrokuje kratkotrajne pulzacije tlakova koje značajno opterećuju navedene dijelove. Značajna količina energije se troši na pogon VT pumpe koja je kod sustava prve generacije morala konstantno tlačiti protok goriva potreban pri maksimalnom opterećenju motora, a višak neiskorišten pri manjim opterećenjima se preko rasteretnog ventila spuštao na tlak u spremniku goriva što je uzrokovalo značajno zagrijavanje goriva pa se npr. na većim kamionskim motorima morao ugrađivati hladnjak goriva. Kod sustava druge i treće generacije taj problem se riješio postavljanjem prigušnog ventila (ili ventila za kontrolu protoka) na usis VT pumpe koji regulira količinu goriva koja se tlači pumpom ovisno o trenutnim potrebama za gorivom koje izračunava kontrolna jedinica motora (ECU).

Shema sustava ubrizgavanja goriva s naznačenim dijelovima sustava prikazana je na Slici 3.11 na sljedećoj stranici.

Ovaj sustav ubrizgavanja goriva proizvodi njemački proizvođač *Robert Bosch GmbH*, a koristi CP4.2 visokotlačnu pumpu s dva klipa koja može ostvariti maksimalni tlak ubrizgavanja od 2000 bar (kod ovog motora je ograničena na prethodno spomenutih 1800 bar). Pumpa je pogonjena lancem s koljenastog vratila, a prijenosni omjer lančanika od 0,75 je odabran tako da je tlačenje goriva sinkronizirano s trenutkom ubrizgavanja goriva u cilindar čime se postiže da se u trenutku ubrizgavanja goriva u cilindar, kada dolazi do smanjenja volumena i pada tlaka goriva u sabirnici, u nju VT pumpom tlači nova količina goriva koja nadomješta dio potrošene.

Time se smanjuju fluktuacije tlaka i volumena goriva u sabirnici te se stoga javljaju i manje pulzacije tlaka što doprinosi dugovječnosti sustava.



Slika 3.11 Shema common-rail sustava ubrizgavanja goriva [14]

Solenoidnim ventilom za kontrolu volumena goriva (br. 5 na Slici 3.11) koji ulazi u VT pumpu upravlja kontrolna jedinica motora na temelju mape potrebnog goriva u ovisnosti o trenutnom

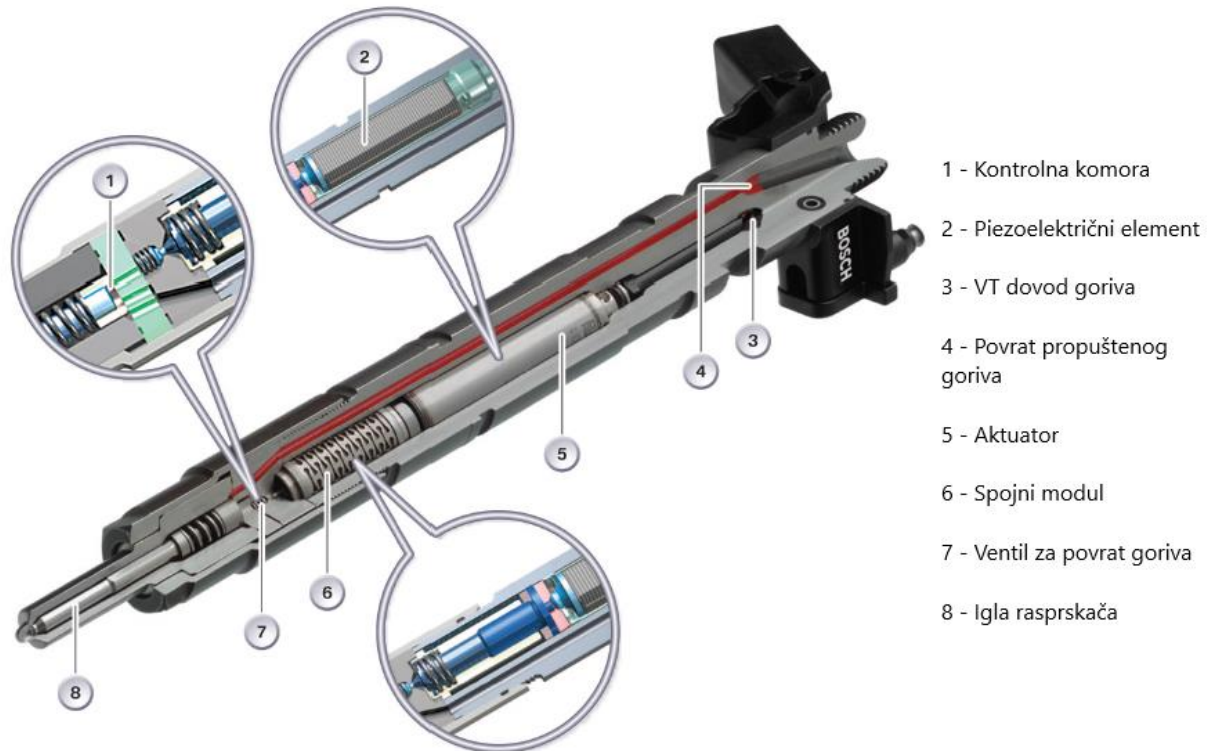
opterećenju motora. Potrebna količina goriva se propušta u tijelo pumpe, a višak se vraća povratnim vodom u spremnik goriva vozila. Time se VT pumpom ne stvara nepotrebno visoki tlak i protok goriva pri parcijalnom opterećenju motora kojeg bi prekotlačni ventil sabirnice (br. 3) morao propustiti i prigušiti na tlak u spremniku goriva, te time zagrijati gorivo. Također se na ovaj način smanjuje potrebna snaga za pogon VT pumpe koja se pogoni s koljenastog vratila te se time smanjuje i potrošnja goriva motora.

Senzor tlaka goriva u sabirnici (br. 12) pomoću dijafragme koju tlači gorivo stvara signal proporcionalan tlaku goriva koji se nakon obrade šalje u kontrolnu jedinicu motora (DDE7.3 ECU).

Kod ove generacije *common-rail* sustava prekotlačni ventil za regulaciju tlaka u sabirnici (br. 3) se pri normalnom radu sustava ne otvara već se tlak u sabirnici regulira preko prethodno spomenutog prigušnog ventila za kontrolu volumena na VT pumpi. Prekotlačni ventil se uglavnom koristi u slučaju naglog otpuštanja papučice gasa čime se naglo smanjuje potrebna količina goriva koja se ubrizgava u cilindre čime tlak u sabirnici naglo raste te se ovaj ventil otvara kako bi se tlak u sabirnici snizio na traženu razinu. Također se koristi pri hladnom startu motora kada prigušni ventil propušta maksimalni protok goriva u VT pumpu kako bi se tlačenjem to gorivo što prije zagrijalo, a višak goriva u sabirnici se tada propušta kroz prekotlačni ventil sabirnice i snižava mu se tlak na onaj koji vlada u spremniku goriva.

Piezoelektrični rasprskачi goriva djeluju po istom principu kao i oni elektromagnetski samo što se za kontrolu ventila za povrat goriva u VT pumpu ne koristi elektromagnet već piezoelektrični element koji se nalazi unutar aktuatora. Piezoelektrični element se sastoji od keramičkog materijala koji direktno pretvara električnu energiju u mehaničku (u smislu stvaranja sile na nekoj udaljenosti). Kad se kristalu navedenog keramičkog materijala dovede napon kristal se proširi te širenjem može generirati silu na kruti element (u ovom slučaju na „čep“ aktuatora) koji je na njega pričvršćen. Da bi se ta sila i hod povećali element unutar rasprskачa se sastoji od 264 sloja keramičkih kristala. Treba napomenuti da se navedeni materijal ponaša na način da prekidom strujnog kruga u njemu zaostaje naboj pa element zadržava svoje stanje stoga bi pri prekidu signala iz kontrolne jedinice rasprskач ostao u otvorenom položaju i gorivo bi se kontinuirano ubrizgavalo. Kako bi se to spriječilo piezoelektrični element se spaja u paralelni spoj s otpornikom kroz kojeg se prazni zaostali naboj u njemu pa se kristali skupljaju i element prestaje djelovati na ventil za povrat goriva

unutar rasprskaa. Presjek piezoelektričnog rasprskaa prikazan je na Slici 3.12 u nastavku na kojoj su, uz prethodno navedene, vidljivi i ostali dijelovi rasprskaa.



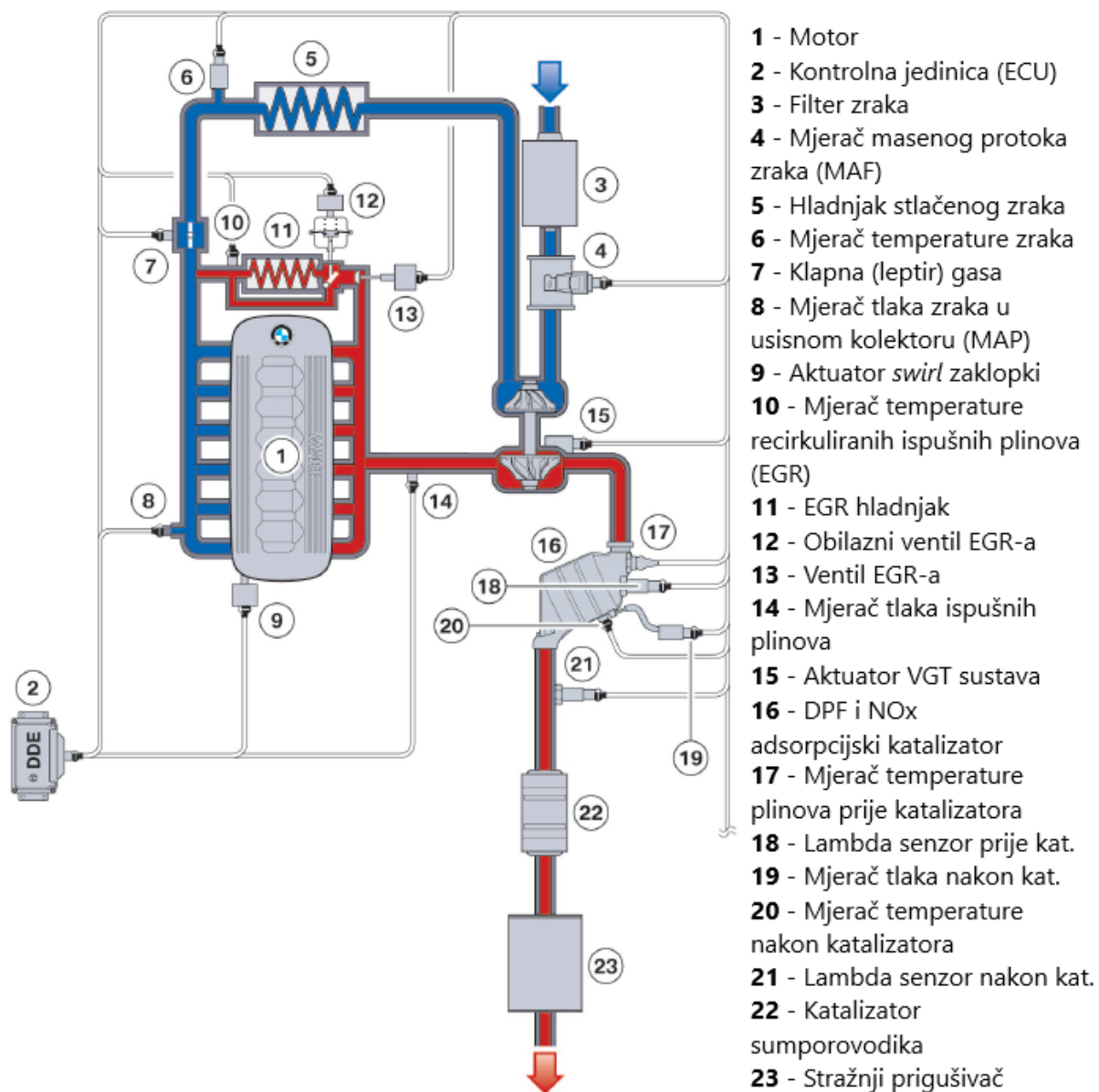
Slika 3.12 Presjek piezoelektričnog rasprskaa goriva s naznačenim glavnim dijelovima [14]

Kad električni signal za ubrizgavanje goriva dođe do rasprskaa piezoelektrični element se proširi te aktuator preko spojnog modula (koji služi za kompenzaciju toplinskih dilatacija dijelova zbog zagrijavanja rasprskaa, posebice njegovog vrha koji je izložen vrlo visokim temperaturama u prostoru izgaranja cilindra motora) otvori ventil za povrat goriva čime dolazi do pada tlaka goriva u kontrolnoj komori koji pritišće oprugu igle zbog čega se opruga rasterećuje i podiže iglu rasprskaa te tada gorivo pod visokim tlakom prostruji oko nje kroz otvore na mlaznici i rasprši se unutar cilindra motora.

Prednosti piezoelektričnih rasprskaa u odnosu na elektromagnetske su mogućnost preciznije kontrole trenutka i trajanja ubrizgavanja goriva zbog čega se ono može ubrizgati više puta unutar jednog ciklusa izgaranja te manje dimenzije, masa i potrošnja električne energije pri radu.

3.4. Usisni i ispušni sustav

Shematski prikaz usisnog i ispušnog sustava motora dan je na Slici 3.13 u nastavku i to u njegovoj EURO 6 verziji.



Slika 3.13 Shematski prikaz usisnog i ispušnog sustava motora N57D3000 u EURO 6 verziji [14]

EURO 5 i EURO 6 verzije motora se razlikuju samo u ispušnom sustavu budući da je kod EURO 6 motora sklop filtera čestica (DPF) i standardnog katalizatora dizelskih čestica (DOC) zamijenjen sklopom DPF-a s adsorpcijskim katalizatorom dušičnih oksida (NO_x) uz dodane

dodatne senzore temperature recirkuliranih ispušnih plinova (EGR) (br. 10 na Slici 3.13) te senzore temperature ispušnih plinova (20) i sadržaja kisika u ispušnim plinovima (lambda senzor, 21) smještene nizvodno od katalizatora kako bi kontrolna jedinica mogla pratiti njihov rad i sukladno tome mijenjati trenutne parametre rada sustava ubrizgavanja goriva, turbopuhala i sustava recirkulacije ispušnih plinova (engl. *exhaust gas recirculation*, EGR).

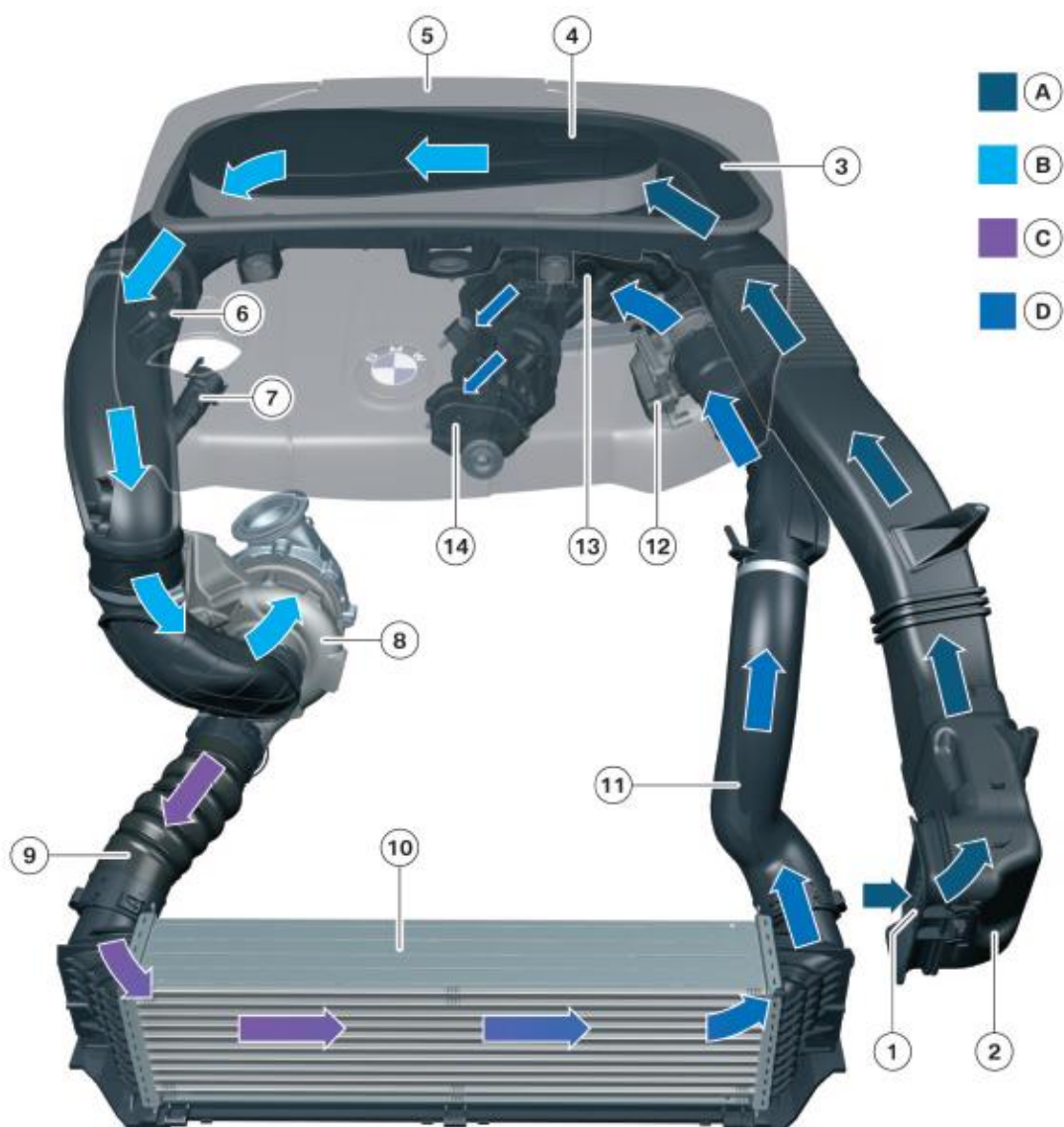
Djelovanje usisnog i ispušnog sustava motora i nekih od njihovih najznačajnijih dijelova te djelovanje turbopuhala s varijabilnom geometrijom statorskih lopatica turbine bit će ukratko objašnjeno u sljedećim potpoglavljima.

3.4.1. Usisni sustav

Usisni sustav motora sastoji se od dijelova prikazanih na Slici 3.14 u nastavku, a čiji se točan smještaj, raspored i izgled razlikuje ovisno o modelu vozila u kojeg je motor ugrađen, no svi od prikazanih dijelova su u njemu prisutni.

Usisani nečisti okolni zrak (A na Slici 3.14) prolazi kroz grubi filter (br. 1 na Slici 3.14) koji uklanja veće čestice (poput lišća ili kamenja) u usisnik zraka (2) preko kojega dolazi do kućišta filtera zraka (3), a koje ujedno služi i kao prigušivač zvuka koji nastaje usisom zraka (budući da je riječ o dizelskom motoru koji u većini slučajeva ne pogoni sportske verzije modela automobila, zvuk usisa nije poželjan kao kod sportskih automobila). Kućište filtera zraka je ovisno o modelu pričvršćeno za karoseriju vozila (E9x modeli) ili za sam motor ispod dekorativnog pokrova (5, F01 modeli) i to pomoću deformabilnih spojeva od *Elastollana* kako bi se u slučaju sudara ili udara pješaka deformirali i tako ublažili silinu udara.

Prolaskom zraka kroz filter zraka (4) on postaje filtrirani zrak (B) te se kanalima odvodi do kompresora turbopuhala (8), a prije kojega prolazi kroz mjerac masenog protoka zraka (engl. *mass air flow*. MAF) koji je u ovom slučaju izveden kao mjerac s vrućim filmom. Kod ovakvih mjerača zrak struji preko senzora na kojem se nalazi grijani film prije i poslije kojega su postavljeni termistori kod kojih se promjenom njihove temperature mijenja i električni otpor. Iz izmjerenog električnog otpora ta dva termistora se izračunava temperatura zraka koji struji preko njih te tada i razlika njihovih temperatura. Uz poznati učin grijaćeg filma i navedene razlike temperatura se izračunava maseni protok zraka koji struji kroz mjerac, što je navedena razlika temperatura veća, veći je i maseni protok zraka i obrnuto [17].



- | | | |
|--------------------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| A - Nečisti zrak | 4 - Filter zraka | 13 - Uisni kolektor |
| B - Filtrirani zrak | 5 - Pokrov filtera zraka | 14 - Aktuator swirl zaklopki |
| C - Neohlađeni stlačeni zrak | 6 - MAF | |
| D - Ohlađeni stlačeni zrak | 7 - Dovod iz PCV sustava | |
| | 8 - Turbopuhalo | |
| 1 - Grubi filter zraka | 9,11 - Cijevi stlačenog zraka | |
| 2 - Uisnik zraka | 10 - Hladnjak zraka | |
| 3 - Nečisti dio sklopa filtera zraka | 12 - Leptir gasa | |

Slika 3.14 Uisni sustav motora s naznačenim dijelovima [14]

Prije nego što filtrirani zrak dođe do turbopuhala u njega se dovode ventilirani plinovi PCV sustava (7) iz prostora koljenastog vratila (prethodno navedeni u potpoglavlju 3.1) koji uz zrak

sadrže i uljne pare i malo plinova izgaranja. U slučaju da se nizvodno od njihovog spoja te unutar turbopuhala nađe preveliki sloj ulja to može biti znak potencijalnog curenja vanjskog zraka kroz neku od brtvi kućišta motora ili znatne istrošenosti klipnih prstenova, a što može negativno utjecati na rad turbopuhala i uzrokovati poteškoće pri strujanju zraka kroz hladnjak zraka.

Tlačenjem filtriranog zraka u turbopuhalu povećava mu se temperatura (C), a što uzrokuje povećanje njegovog volumena i smanjenje gustoće. Samim time se manje kisika sadržanog u takvom zraku može dovesti do cilindra motora u jednom ciklusu usisa čime se smanjuje količina goriva koja se može ubrizgati, a time i snaga motora. Kako bi se taj efekt smanjio ili potpuno poništio stlačeni zrak se provodi kroz hladnjak zraka (koji je u ovom slučaju hlađen okolnim zrakom koji struji kroz prednje rešetke vozila) gdje se hladi (D) čime mu se povećava gustoća te se tako više molekula kisika može dovesti do cilindra motora u jednom usisu, a sukladno tome se može u cilindar ubrizgati više goriva čime se razvija veća snaga motora.

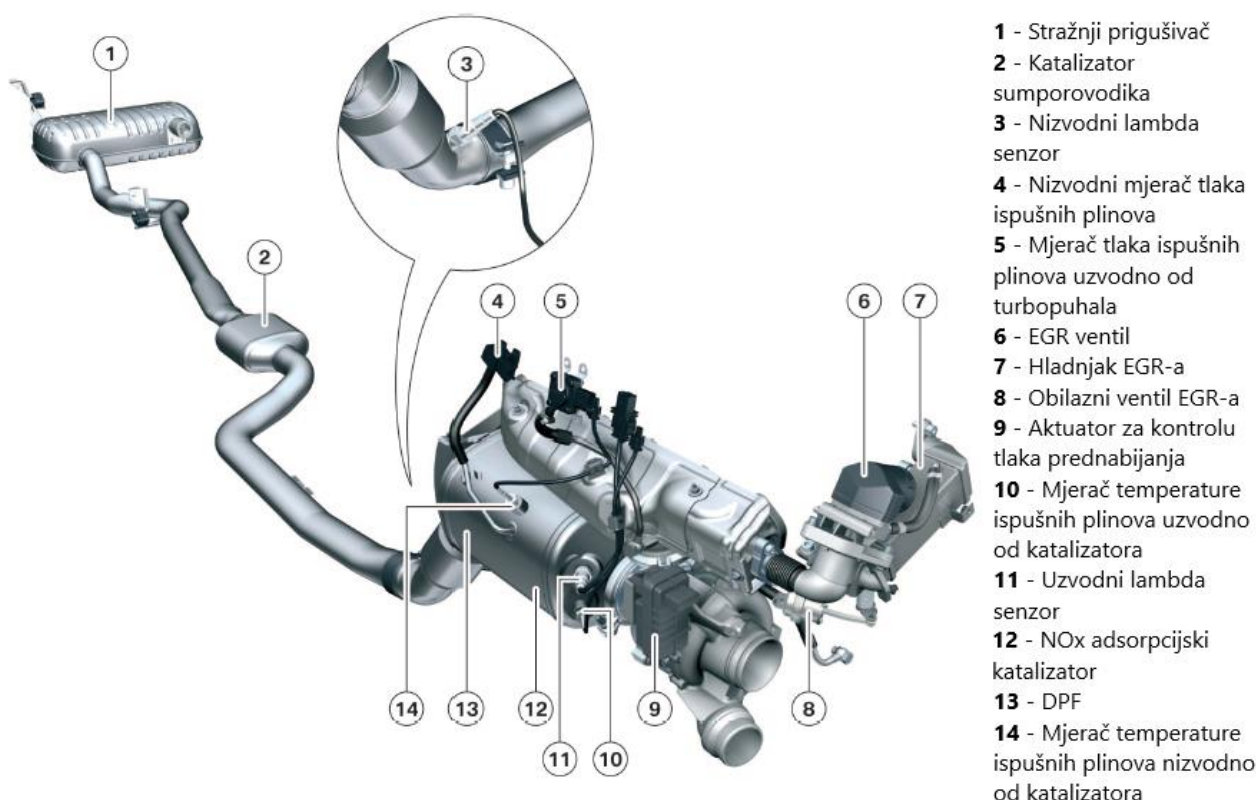
Mjerač temperature stlačenog zraka (br. 6 na Slici 3.13) se koristi za dodatno potvrđivanje izračunate vrijednosti masenog protoka zraka pomoću MAF mjerača ili se u slučaju kvara MAF mjerača pomoću njega mogu privremeno izračunavati vrijednosti masenog protoka zraka potrebne za izračunavanje potrebne količine ubrizganog goriva i udjela recirkuliranih ispušnih plinova u ukupnoj količini medija koji se dovodi u cilindre.

Leptir ili klapna gasa se kod dizelskih motora ne koristi za povećanje brzine vrtnje kao što je to slučaj kod Ottovih motora, štoviše kod starijih generacija dizelskih motora s mehaničkim rasprskaćima i klasičnim VT pumpama te kod motora bez filtera krutih čestica ona se ni ne koristi. Leptir gasa je potreban kod motora s ugrađenim filterom krutih čestica (DPF) kako bi se mogle postići visoke temperature ispušnih plinova potrebne za regeneraciju filtera tj. za periodičko spaljivanje nakupljene čađe i drugih čestica u njemu. Također se koristi pri zaustavljanju motora kako ne bi došlo do trešnje motora pri zaustavljanju, a nakon kojega se leptir otvara, te se koristi kao mehanizam zaštite motora od prekoračenja maksimalne brzine vrtnje, na način da se ona pritvara kada kontrolna jedinica motora detektira povećanje brzine vrtnje motora bez da se povećala količina goriva ubrizganog u jednom ciklusu ubrizgavanja.

Nakon prolaska kroz leptir gasa ohlađeni zrak ulazi u usisni kolektor u kojem se grana u odgovarajuće *swirl* ili tangencijalne kanale na način koji je opisan u potpoglavlju 3.1.

3.4.2. Ispušni sustav

Ispušni sustav motora u njegovoj EURO 6 verziji s označenim glavnim dijelovima prikazan je na Slici 3.15 u nastavku.

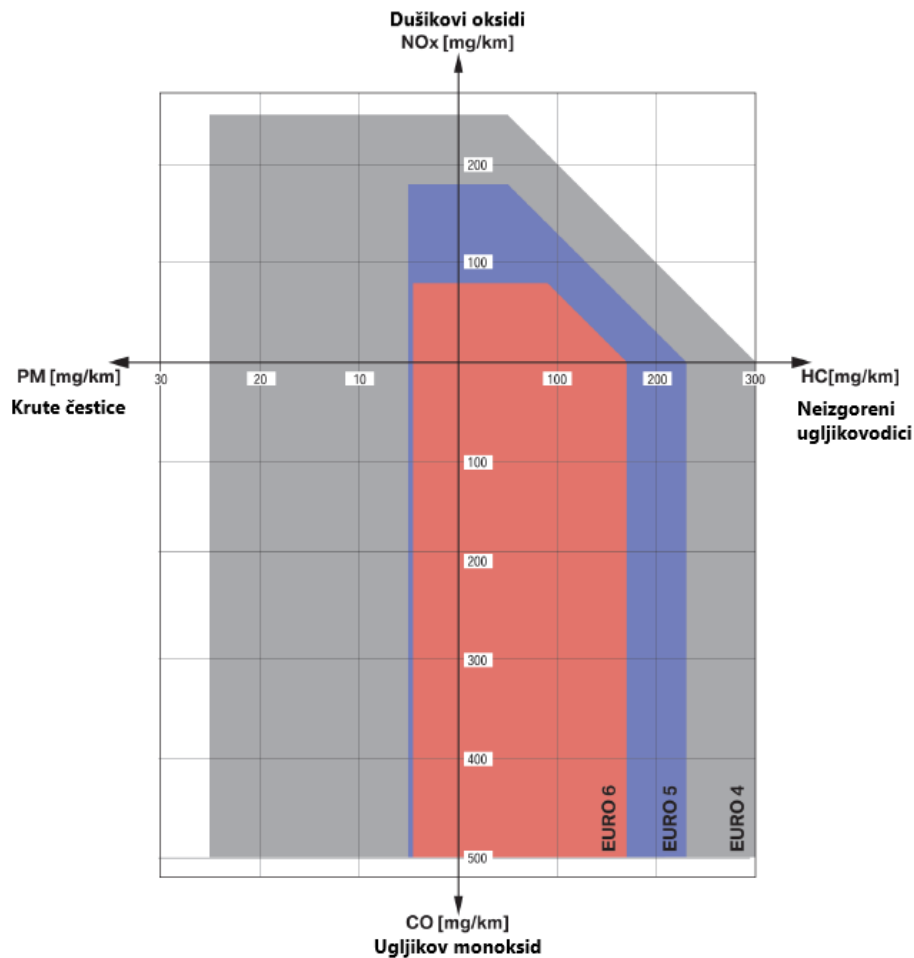


Slika 3.15 Ispušni sustav motora s naznačenim glavnim dijelovima [14]

EURO 5 verzija motora u odnosu na dijelove prikazane na Slici 3.15 nema adsorpcijski katalizator već klasični oksidacijski katalizator dizelskih čestica (DOC), nema nizvodni lambda senzor ni nizvodni mjerac temperature ispušnih plinova te je katalizator sumporovodika zamijenjen središnjim prigušivačem zvuka ispušnog sustava. Usporedba dopuštenih emisija čestica i štetnih ispušnih plinova različitih EURO normi prikazana je dijagramom na Slici 3.16 u nastavku.

Ispušni kolektor motora (lijevo od EGR ventila na Slici 3.15) je lijevan u jednom komadu od materijala SIMO1000+ razvijenog posebno za nove generacije dizelskih motora zbog povećanih temperatura ispušnih plinova u odnosu na starije generacije istih. Budući da

korišteno turbopuhalo ima jednostruki ulaz plinova u kućište turbine (nije dvostruki kao kod tzv. *twin-scroll* turbopuhala) kolektor je rađen po principu 6-u-1 gdje se kanali svih šest cilindara spajaju u jedan veći koji se nalazi po sredini motora na kojeg se spaja turbopuhalo. Na prednju stranu kolektora se pak spaja ventil za kontrolu protoka ispušnih plinova koji se miješaju sa svježim zrakom za izgaranje pomoću EGR sustava.

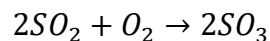
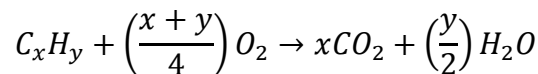
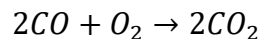
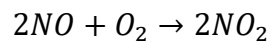


Slika 3.16 Dijagramska usporedba dopuštenih emisija krutih čestica i štetnih plinova različitih EURO normi [14]

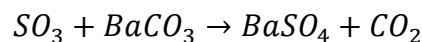
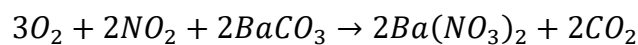
Kako bi se postiglo dodatno smanjenje emisija da se zadovolji EURO 6 norma u odnosu na EURO 5 normu (posebice po pitanju emisija NO_x) bilo je potrebno ugraditi umjesto klasičnog oksidacijskog katalizatora novi adsorpcijski katalizator dušikovih oksida (koji obavlja i sve funkcije klasičnog oksidacijskog katalizatora) koji se, kao i prije, nalazi tik do turbopuhala kako bi se mogle postići vrlo visoke temperature ispušnih plinova potrebne za određene njegove funkcije, a nakon kojega se unutar istog kućišta smješta i filter krutih čestica (DPF).

Adsorpcijski katalizator (engl. *NO_x adsorption catalyst* ili *Lean NO_x Trap*, LNT) može raditi na temperaturama ispušnih plinova od cca. 220 °C do 450 °C, a sastoji se od katalitičkih i adsorpcijskih komponenti. Katalitičke komponente omogućuju oksidaciju neizgorenih ugljikovodika CH i ugljikovog monoksida CO u ugljikov dioksid CO₂ i vodenu paru H₂O te dušikovog (II) oksida NO u dušikov dioksid NO₂ koji se, uz prisustvo kisika O₂, akumulira u slojevima barijevog karbonata BaCO₃ gdje tvori barijev nitrat Ba(NO₃)₂. Ovisno o sadržaju sumpora u gorivu može se dogoditi i oksidacija sumporovog dioksida SO₂ nastalog izgaranjem sumpora u sumporov trioksid SO₃ koji se tada također spaja s barijevim karbonatom u barijev sulfat BaSO₄ čime se dodatno zasićuje adsorpcijska komponenta katalizatora zbog čega on može adsorbirati manje dušikovih oksida. Navedene reakcije su prikazane sljedećim kemijskim jednadžbama.

Na površini katalitičkih komponenti:



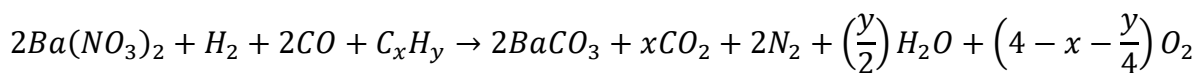
U adsorpcijskim komponentama:



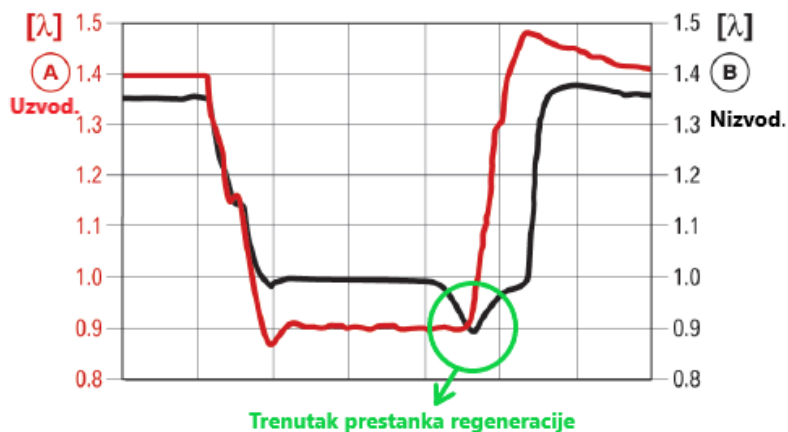
Prethodni procesi se odvijaju pri normalnom radu motora s pretičkom zraka $\lambda > 1$. Količina dušikovih oksida koji se mogu adsorbirati u katalizatoru je ograničena pa se stoga on mora regenerirati. Pomoću spremljenih modela u memoriji kontrolne jedinice motora ona na temelju izmjerene trenutne temperature katalizatora, prethodnog profila vožnje vozila i spremljenih podataka o starenju i zasićenosti katalizatora izračunava zasićenost adsorpcijskih komponenti

katalizatora te kada ona dosegne odgovarajuću razinu započinje proces regeneracije (to se događa svakih 5 do 10 minuta).

Tada kontrolna jedinica na razdoblje od cca. 3 sekunde prilagođava količinu ubrizganog goriva tako da nastane blago bogata smjesa s pretičkom zraka od $\lambda = 0,93$. Time dolazi do nepotpunog izgaranja svog goriva u motoru te nastaje povišena razina neizgorenih ugljikovodika CH, ugljikovog monoksida CO i vodika H₂ u ispušnim plinovima. Tada dolazi do redukcije barijevog nitrata akumuliranog u katalizatoru natrag na barijev karbonat i dušikov dioksid NO₂ koji se na katalitičkim komponentama katalizatora spaja s vodikom i neizgorenim ugljikovodicima i reducira na atmosferski dušik N₂. Jednadžba ove reakcije je:

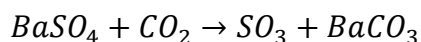


Kako bi kontrolna jedinica mogla prepoznati kraj ovog procesa konverzije adsorbiranih dušikovih oksida u dušik koristi se usporedbom signala lambda sonde uzvodno i nizvodno od katalizatora koje mjere koncentraciju kisika u ispušnim plinovima. Tijekom procesa regeneracije dok motor radi s bogatom smjesom uzvodna lambda sonda (A na Slici 3.17 u nastavku) će pokazivati vrijednost $\lambda = 0,93$ koja se želi postići da bi se regeneracija odvijala. Budući da se reakcijom redukcije barijevog nitrata, oslobađanja NO₂ i njegove konverzije u N₂ oslobađa određena količina kisika (što je vidljivo i u prethodnoj kemijskoj jednadžbi te reakcije) lambda sonda nizvodno od katalizatora (B) će pokazivati vrijednost veću od 0,93. U trenutku kad se reducira sav nastao barijev nitrat i prestane reakcija konverzije NO₂ u N₂ prestat će i stvaranje dodatnog kisika u ispušnim plinovima tom reakcijom pa će izmjerena vrijednost pretička zraka na nizvodnoj lambda sondi (B) također pasti na $\lambda = 0,93$. U tom trenutku kontrolna jedinica zna da je regeneracija katalizatora prestala te se količina ubrizganog goriva može smanjiti na onu potrebnu da u cilindru bude siromašna smjesa s $\lambda \geq 1$.

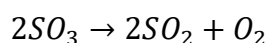


Slika 3.17 Vrijednosti pretička zraka izračunate iz mjerenja lambda sondama tijekom procesa regeneracije katalizatora [14]

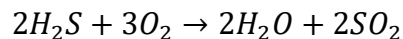
Odsumporavanje adsorpcijskih komponenti katalizatora kako bi se odstranio u njemu nakupljeni barijev sulfat koji sprječava adsorpciju dušikovih oksida u slojevima barijevog karbonata se događa svakih cca. 1000 km ili u trenutku kad kontrolna jedinica motora ne detektira odvijanje procesa redukcije barijevog nitrata i konverziju dušikovog dioksida NO_2 u dušik N_2 (ne stvara se dodatni kisik u ispušnim plinovima tom reakcijom i nema razlike u vrijednostima uzvodne i nizvodne lambda sonde) iako je započet proces regeneracije katalizatora. Tada se temperatura ispušnih plinova u katalizatoru mora podići na cca. $650\text{ }^\circ\text{C}$ do $720\text{ }^\circ\text{C}$ ubrizgavanjem znatno veće količine goriva u cilindre i njegovim dogorijevanjem u ispušnom sustavu. Ovaj proces se uvijek odvija u isto vrijeme ili zajedno s regeneracijom filtera krutih čestica (DPF-a). Jednadžba reakcije odsumporavanja je:



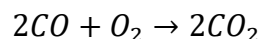
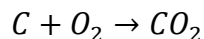
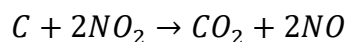
Odgovarajućom kontrolom količine goriva i pretička zraka tijekom faze odsumporavanja nastali sumporni trioksid se zbog visokih temperatura procesa (koje su više od potrebnih $600\text{ }^\circ\text{C}$) raspada na sumporov dioksid i molekularni kisik prema jednadžbi reakcije:



Tijekom prethodno opisanog procesa odsumporavanja katalizatora kao nusprodukt nastaje mala količina štetnog sumporovodika H_2S vrlo neugodnog mirisa (sličnog pokvarenim jajima). Kako se putnici u vozilima te svi ostali sudionici u prometu koji se nalaze u okolini vozila ne bi izložili tom neugodnom mirisu u ispušni sustav se ugrađuje i katalizator sumporovodika (umjesto središnjeg prigušivača kod EURO 5 vozila) u kojem se uz pomoć zeolita obogaćenih željezom sumporovodik oksidira u sumporov dioksid SO_2 i vodenu paru H_2O prema jednadžbi reakcije:



Filter krutih čestica (engl. *diesel particulate filter*, DPF) pri normalnom radu motora filtrira tj. „hvata“ krute čestice nastale izgaranjem goriva, uglavnom čađe, koje se talože na membranama filtera. Kad udio nataloženih čestica prijeđe određenu vrijednost u odnosu na maksimalnu moguću, najčešće je to 45% do 50%, pokreće se postupak regeneracije DPF-a na isti ili sličan način kao i proces odsumporavanja te dolazi do oksidacije (izgaranja) nakupljenih čestica čađe na stijenkama „saća“ filtera prema sljedećim jednadžbama kemijskih reakcija:



Uz prethodno navedene katalizatore motor je opremljen i sustavom recirkulacije ispušnih plinova (engl. *exhaust gas recirculation*, EGR) natrag u cilindre. Ovaj postupak dovodi do smanjenja količine kisika i dušika u gorivoj smjesi (budući da dio svježeg zraka zamjenjuju inertni ispušni plinovi) te do značajnog smanjenja maksimalnih temperatura izgaranja koje se javljaju u cilindru (i do 500 °C manje u odnosu na izgaranje bez recirkulacije ispušnih plinova). Time se smanjuje količina dušičnih oksida nastalih izgaranjem (NO i NO_2) budući da bi došlo do njihovog stvaranja, u cilindru mora biti velika koncentracija kisika (veliki pretičak zraka) te se moraju pojaviti maksimalne temperature veće od 1300 °C (za termalne NO_x koji čine glavni dio emisija i na koje se može najviše utjecati), a do naglog eksponencijalnog rasta dolazi na temperaturama iznad 1800 K (po Zeldoviču).

EGR sustav ovog motora se sastoji od EGR ventila za kontrolu protoka recirkuliranih ispušnih plinova. Navedeni ventil (br. 6 na Slici 3.15) je spojen na otvor na ispušnom kolektoru kroz kojeg se dio ukupnih ispušnih plinova odvodi natrag u cilindre prije nego što prođu kroz turbopuhalo. Budući da su ti ispušni plinovi vrlo visoke temperature navedeni ventil je jako toplinski opterećen te se stoga mora hladiti rashladnim sredstvom motora. Pladanj EGR ventila (koji je opremljen i pozicijskim senzorom za preciznu kontrolu podizaja) pogoni koračni motor kojim upravlja kontrolna jedinica motora te se time omogućuje precizna regulacija količine recirkuliranih ispušnih plinova u svakom trenutku.

Nakon prolaska kroz EGR ventil ispušni plinovi se u hladnjaku recirkuliranih plinova (br. 7 na Slici 3.15) hlade rashladnim sredstvom motora. Time se postiže dodatno smanjenje temperatura izgaranja u cilindru te se manje toplinski opterećuje zasebni kanal unutar cilindarske glave (br. 4 na Slici 3.6) i usisni kolektor kroz kojeg ispušni plinovi potom prolaze. Hladnjak EGR-a je također opremljen i obilaznim ventilom (br. 8 na Slici 3.15, koji djeluje po *on-off* principu) kroz kojeg pri hladnom startu motora plinovi obilaze hladnjak kako bi se povećala temperatura izgaranja u cilindru i temperatura tako nastalih ispušnih plinova kako bi se katalizatori što prije zagrijali na radnu temperaturu.

3.4.3. Turbopuhalo

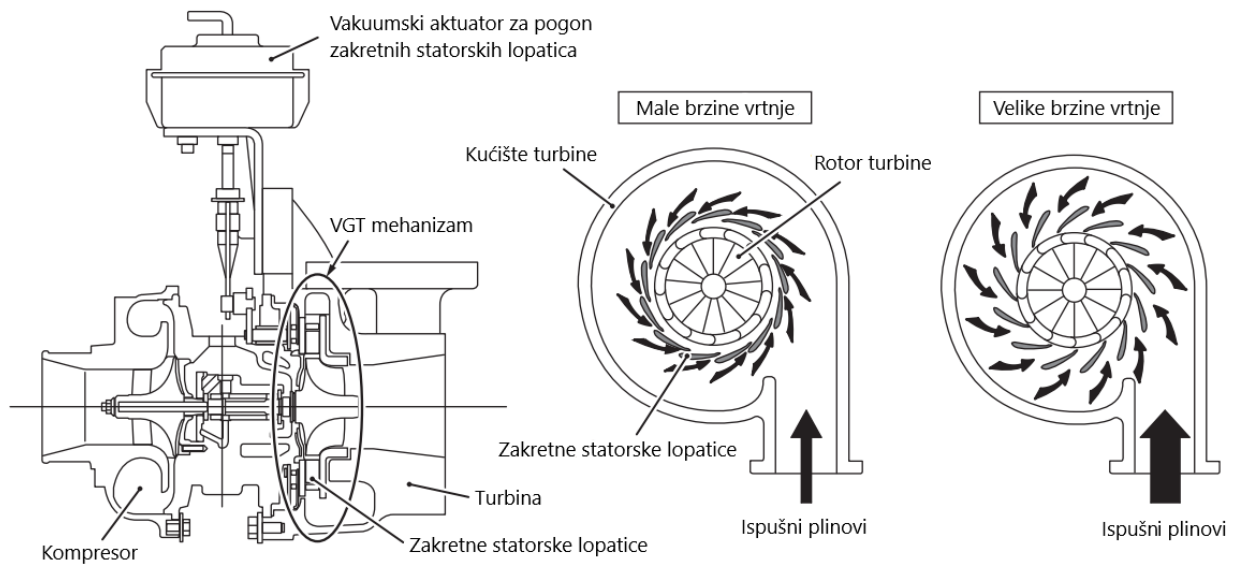
Ovaj motor u tvorničkoj verziji koristi sustav impulsnog prednabijanja turbopuhalom opremljenim turbinom promjenjive geometrije statora (engl. *variable geometry turbine*, VGT, a često je korišten i drugi naziv, *variable nozzle turbine*, VNT).

Kod impulsnog prednabijanja volumen ispušnog kolektora i cijevi kojima se ispušni plinovi dovode do turbopuhala je relativno malen u odnosu na stvorenu količinu ispušnih plinova. Ovakvi sustavi se obično konstruiraju tako da je volumen kolektora i cijevi dvostruko manji od stapajnog volumena cilindra priključenih na pojedini kolektor (motori se mogu izvesti i s više zasebnih kolektora ili jednim podijeljenim na više dijelova na koje se spajaju turbopuhala s više ulaza kako bi se odvojili cilindri kod kojih se preklapaju taktovi ispuha kako ne bi došlo do punjenja jednog cilindra ispuhom drugog i smanjenja ukupnog tlaka plinova koje umanjuje učinkovitost turbopuhala). Time se postiže velika promjena tlaka ispušnih plinova pri promjeni

masenog protoka plinova koji struje kroz kolektor i turbopuhalo što dovodi do bržeg savladavanja inercije rotora turbopuhala, a time i brže reakcije motora na promjenu njegovog opterećenja (smanjuje se tzv. „turbo rupa“). Mana ovakve izvedbe prednabijanja (u odnosu na ono konstantnim tlakom koje se koristi kod većih motora koji rade duže vrijeme u jednom režimu rada) jest manja iskoristivost turbine budući da zbog stalne promjene tlaka i volumena ispušnih plinova uvjeti njihovog strujanja kroz turbinu će biti optimalni samo u jednom dijelu ukupnog raspona brzine vrtnje motora. Stoga su dugi niz godina konstruktori motora morali odabrati prioritetne karakteristike motora i sukladno njima primijeniti odgovarajuće turbopuhalo. Tako su se npr. kod sportskih automobila s velikom maksimalnom brzinom koristila turbopuhala s velikom protočnom površinom koja su pri velikim brzinama vrtnje omogućavala značajno povećanje snage motora, no pri manjim brzinama vrtnje kada je protok i tlak ispušnih plinova relativno malen on nije bio dovoljan za savladavanje inercije velikog rotora te je motor bio trom i bez snage s izraženom, već spomenutom, „turbo rupom“.

Kako bi se djelomično ili potpuno uklonio taj problem razvijena su turbopuhala s promjenjivom geometrijom statora turbine, a koja se može postići primjenom zakretnih statorskih lopatica ili primjenom kliznog prstena kućišta turbine. Sustavi sa zakretnim statorskim lopaticama (koje se najčešće zakreću pomoću električnog aktuatora, a rjeđe pneumatskog) se najčešće koriste kod manjih, automobilskih motora dok se sustavi s kliznim prstenovima češće koriste kod većih, kamionskih dizelskih motora.

Zakretanjem lopatica statora turbine se mijenja površina protočnog presjeka turbine ovisno o količini ispušnih plinova koji kroz turbinu prolaze. Pri manjim brzinama vrtnje motora se stvara manja količina ispušnih plinova pa njihovim prolaskom kroz veliku protočnu površinu se ne stvara dovoljna razlika tlakova na ulazu i izlazu iz turbine da se svladaju otpori i inercija rotora turbopuhala te da se time ono i pokrene i počne tlačiti ulazni zrak. Pri većim brzinama vrtnje motora se stvara veća količina ispušnih plinova pa bi u slučaju premale protočne površine statora turbine došlo do zagušenja turbine, a time i motora. Stoga se postavljanjem sustava zakretanja statorskih lopatica osigurava odgovarajući protočni presjek statora turbine za trenutnu brzinu vrtnje motora. Time se dobiva motor s dobrim „odzivom na gas“ pri raznim brzinama vrtnje i opterećenju te s velikim okretnim momentom na širokom rasponu brzine vrtnje motora („ravna“ krivulja okretnog momenta), a koji se neće zagušiti pri većim brzinama vrtnje te će tada proizvesti traženu snagu. Shematski prikaz VGT turbopuhala sa zakretnim lopaticama dan je na Slici 3.18 u nastavku.



Slika 3.18 Shematski prikaz VGT turbopuhala IHI RHV5S VT12 s motora Mitsubishi 4M41 3.2 DI-D [18]

Motor N57D3000 je tvornički opremljen VGT turbopuhalom proizvođača *Honeywell Garrett* model *GTB2260VK* s elektronski upravljanim aktuatorom zakretnih statorskih lopatica. Tlak prednabijanja je elektronički ograničen na 2.2 bar, a maksimalni mogući tlak 2.5 bar. Navedeno turbopuhalo je prikazano na Slici 3.19, a njegove specifikacije navedene u Tablici 3.3 u nastavku.

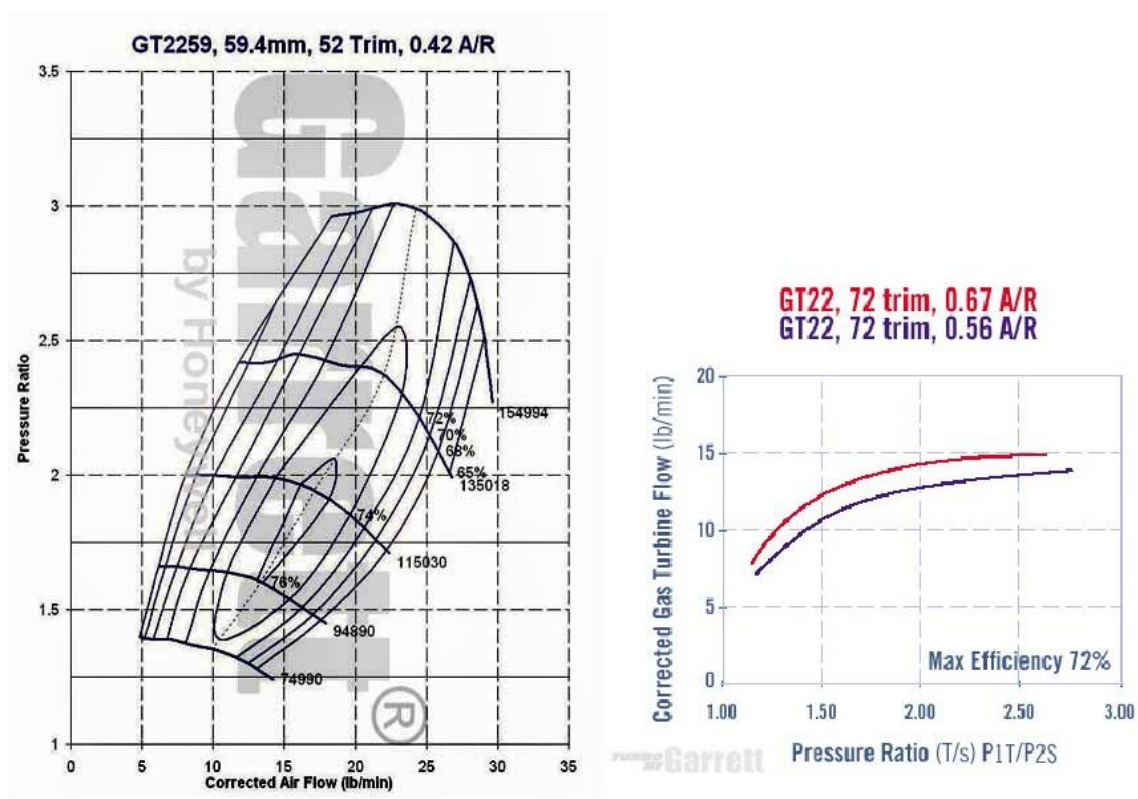


Slika 3.19 Turbopuhalo Garrett GTB2260VK [19]

Tablica 3.3 Osnovne specifikacije turbopuhala Garrett GTB2260VK [20]

PARAMETAR	VRIJEDNOST	
	Kompresor	Turbina
Ulazni otvor (<i>Ind</i>) Φ , mm	44,5	50
Izlazni otvor (<i>Exd</i>) Φ , mm	60	45
Omjer površina: $[(Ind^2/Exd^2) \cdot 100]_K$ $[(Exd^2/Ind^2) \cdot 100]_T$	55	81
A/R (<i>Area/Radius</i>)	0,45	0,74

Karakteristike kompresora i turbine sličnog turbopuhala (najsličnijih dimenzija i omjera površina) prikazane su na Slici 3.20 u nastavku.



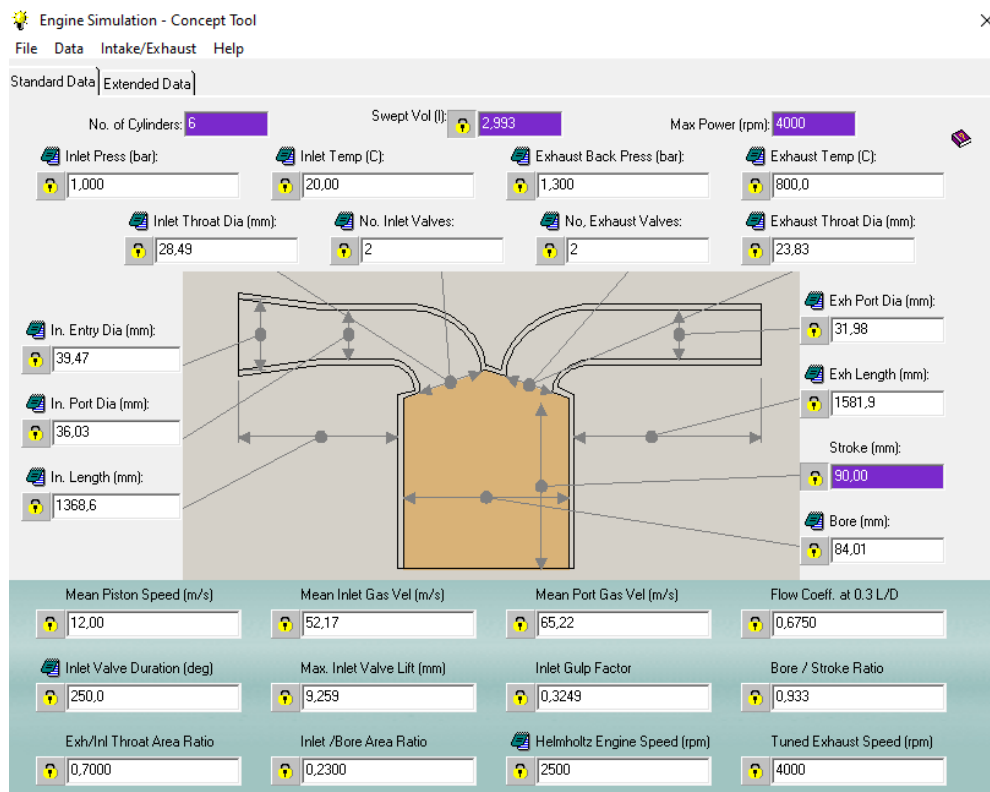
Slika 3.20 Karakteristika kompresora (lijevo) i turbine (desno) Garrett turbopuhala serije GT22 [lijevo 21, desno 22]

4. NUMERIČKA SIMULACIJA RADA MOTORA I DOBIVENI REZULTATI

Za rješavanje opisanog matematičkog modela motora i provedbu numeričkih simulacija istoga korišten je računalni program *Lotus Engine Simulation* verzije V6.01A, a kojeg je proizvela tvrtka *Lotus Engineering*, podružnica poznatog britanskog proizvođača lakih sportskih automobila *Lotus*. U navedenom programu je moguće kreirati model motora unoseći u korisničko sučelje razne parametre motora i njegove okoline, a koji su potrebni kako bi se definirali dijelovi samog motora, rubni uvjeti za pojedine kontrolne volumene modela, uvjeti prijelaza topline i strujanja medija između kontrolnih volumena te uvjete oslobađanja topline izgaranjem goriva određenih karakteristika.

Virtualni model ispitivanog motora se izradio koristeći opciju *Concept Tool* pomoću koje se unoseći određene parametre i veličine dijelova motora automatski kreira funkcionirajući model motora sa svim potrebnim elementima i postavkama kako bi on radio, a od kojih su neke naknadno izmijenjene kako bi se model motora što više uskladio sa stvarnim motorom. Neki od poznatih parametara motora navedenih u Tablici 3.1 prikazanoj u prethodnom poglavlju su uneseni u odgovarajuća polja unutar opcije *Concept Tool*, a kako je prikazano na Slici 4.1 u nastavku.

Koristeći *Concept Tool* dobije se funkcionalni model motora, no bez prednabijanja. Budući da je motor *N57D3000* opremljen prednabijanjem i hladnjakom stlačenog zraka, kreiranjem modelu motora se modificirao usisni i ispušni sustav kako bi se na njega moglo dodati turbopuhalo i hladnjak stlačenog zraka. Ispušne cijevi su se skratile na prikladnije dimenzije za motor s turbopuhalom, 80 mm za vodove unutar cilindarske glave i 100 mm za dijelove ispušne grane od cilindarske glave do priрубnice turbine turbopuhala. Dijelovi usisnog kolektora kao i cijevi stlačenog zraka između kompresora turbopuhala i glave cilindra su se zamijenili virtualnim cijevima budući da kod motora s prednabijanjem nije potrebno poznavati valne pojave u usisnom kolektoru i optimizirati duljine pojedinih cijevi kako bi se navedene valne pojave iskoristile za bolje punjenje cilindra. Kako to nije potrebno računati primjenom virtualnih umjesto stvarnih cijevi se značajno ubrzava proračun jer se ne mora modelirati strujanje medija kroz navedene cijevi, a što znatno produljuje prosječno vrijeme potrebno za izvršenje proračuna.



Slika 4.1 Unos zadanih parametara motora u Concept Tool

Za proračun su korišteni podaci turbopuhala koje dolazi u sklopu programa *Engine Simulation*, a koji su modificirani kako bi karakteristike kompresora i turbine bolje odgovarali onima stvarnog turbopuhala korištenog kod motora od cca. 3 litre stapajnog volumena budući da su karakteristike kompresora i turbine koje dolaze s programskim paketom prikladnije za korištenje s motorom manjeg stapajnog volumena od cca. 2 do 2,5 litre.

Motor *N57D3000* opremljen je turbopuhalom s varijabilnim upravljanjem statorskih lopatica turbine (VGT) kojim je moguće regulirati tlak zraka u usisnom kolektoru promjenom protočne površine statorskih lopatica turbine, čime se utječe na brzinu vrtnje rotora turbopuhala i tlak prednabijanja. Primjenom takvog turbopuhala u kombinaciji s preciznim doziranjem goriva moguće je postići ravnu krivulju okretnog momenta motora poput onih na Slici 3.3 u prethodnom poglavlju.

Kako ovakvo turbopuhalo nije moguće simulirati korištenim programom, a tlak prednabijanja je potrebno ograničiti kako ne bi prekoračio dopuštene vrijednosti, turbopuhalo modela se opremilo optočnim ventilom ispušnih plinova (tzv. *wastegate* ventilom) koji ovisno o tlaku stlačenog zraka u plenumu nakon kompresora turbopuhala otvara obilazni ventil/zaklopku u

kućištu turbine turbopuhala te tada dio ispušnih plinova prolazi kroz navedeni ventil/zaklopku, a ne kroz turbinu čime se ograničava njena brzina vrtnje, a time i brzina vrtnje kompresora te maksimalni tlak prednabijanja. Budući da *wastegate* ventilom nije moguće u potpunosti točno imitirati rad turbine s varijabilnim statorskim lopaticama, krivulje okretnog momenta dobivenih simulacijom rada motora neće biti u potpunosti ravne u određenom rasponu brzine vrtnje motora već blago zakrivljene u tom istom rasponu.

U ovom modelu koristio se pneumatski aktuator optočnog ventila, a sila potrebna za njegovo otvaranje i krutost opruge koja drži pladanj ventila zatvorenim su određene tako da se ventil počne otvarati pri tlaku zraka u plenumu od 2 bar te da bude potpuno otvoren na tlaku od 2,2 bar. Izračun navedenih vrijednosti te funkcije prema kojoj se mijenja protočna površina optočnog ventila u odnosu na tlak stlačenog zraka u plenumu prikazan je u nastavku teksta.

Za promjer dijafragme aktuatora ventila od $d_{DIJAF} = 50,5$ mm sila koja mora djelovati na tu dijafragmu da se ona počne otvarati pri tlaku od 2 bar iznosi:

$$A_{DIJAF} = \frac{d_{DIJAF}^2 \pi}{4} = \frac{(50,5 \text{ mm})^2 \pi}{4} \approx 2000 \text{ mm}^2 = 0,002 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

$$F_{otv} = p_1 \cdot A_{DIJAF} = 200000 \text{ Pa} \cdot \frac{0,002 \text{ m}^2 \pi}{4} = 400 \text{ N} \quad (4.2)$$

Za zadani hod ventila od $l_{max} = 10$ mm krutost opruge potrebna da se ventil u potpunosti otvori na tlaku od 2,2 bar bit će:

$$k_{OPRUG} = \frac{F_{2,2} - F_{otv}}{l_{max}} = \frac{(p_{2,2} - p_2) \cdot A_{DIJAF}}{l_{max}} = \frac{(220000 - 200000) \text{ Pa} \cdot 0,002 \text{ m}^2}{0,01 \text{ m}} = 4000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.3)$$

Ako se pretpostavi da se trenutna protočna površina ventila mijenja linearno s položajem ventila, ona se može izračunati prema izrazu:

$$A [\text{mm}^2] = l [\text{m}] \cdot x \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \right] \quad (4.4)$$

gdje je:

x – koeficijent ovisnosti protočne površine o položaju ventila, mm^2/m

Trenutni položaj ventila l u ovisnosti o trenutnoj sili koja djeluje na dijafragmu F , a koja pak ovisi o trenutnom tlaku u plenumu, p , može se izračunati preko izraza:

$$l = \frac{F - F_{otv}}{k_{OPRUG}} = \frac{p \cdot A_{DIJAF} - F_{otv}}{k_{OPRUG}} = \frac{p [\text{Pa}] \cdot 0,002 \text{ m}^2 - 400 \text{ N}}{4000 \frac{\text{N}}{\text{m}}} \quad (4.5)$$

Trenutna protočna površina optočnog ventila u ovisnosti o tlaku stlačenog zraka u plenumu se tada može izračunati prema izrazu:

$$A [\text{mm}^2] = \frac{p [\text{Pa}] \cdot 0,002 \text{ m}^2 - 400 \text{ N}}{4000 \frac{\text{N}}{\text{m}}} \cdot x \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{m}} \right] \quad (4.6)$$

Za maksimalnu protočnu površinu optočnog ventila od npr. 600 mm^2 koeficijent ovisnosti površine o položaju ventila iznosi $x = 60000 \text{ mm}^2/\text{m}$, a za protočnu površinu od 1000 mm^2 iznosi $x = 100000 \text{ mm}^2/\text{m}$.

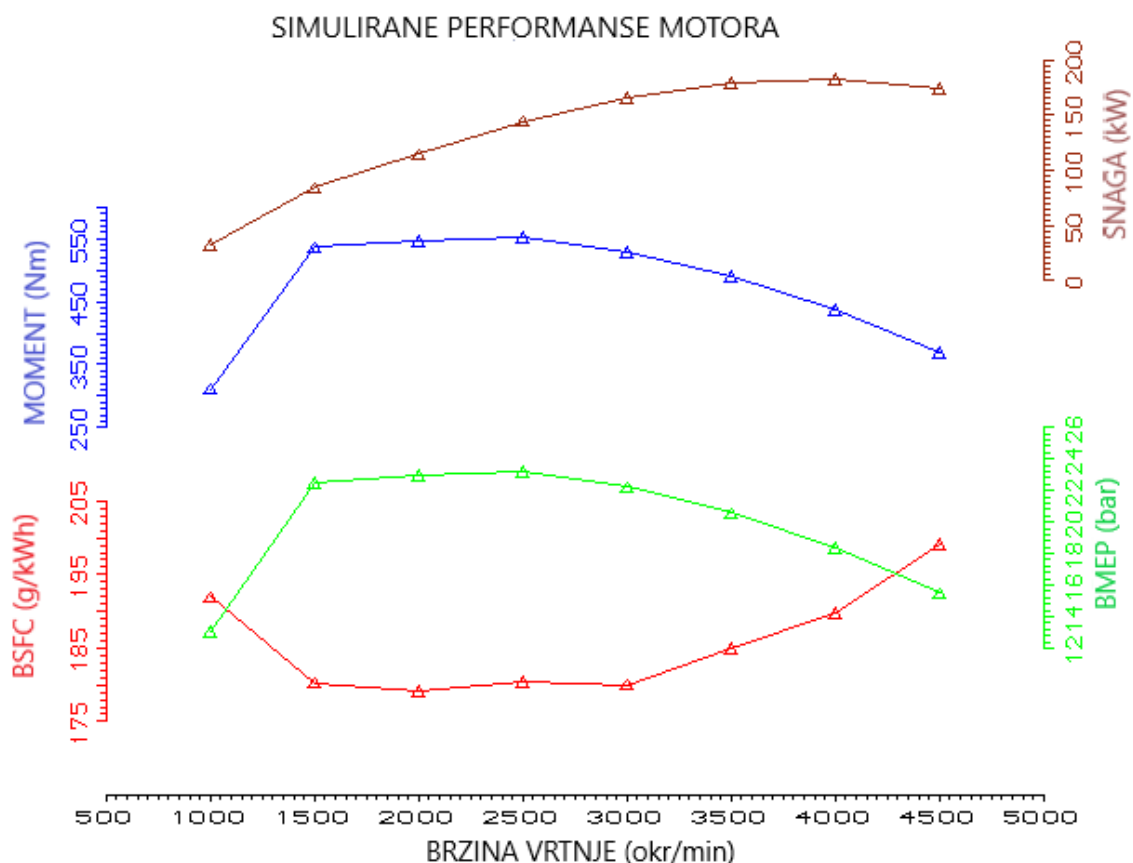
Cijeli *wastegate* sustav modela prikazan je na donjem dijelu Slike 4.2 u nastavku te se sastoji od senzora tlaka u plenumu nakon kompresora, aktuatora koji upravlja optočnim ventilom te samog ventila (u ovom slučaju je on predstavljen simbolom zaklopke) koji je cijevima spojen na ulaz ispušnih plinova u turbinu te na izlazni vod iz turbine turbopuhala.

Nakon izrade modela motora postavili su se granični uvjeti okoline koji vrijede za sve brzine vrtnje motora, a koji su:

- specifična vlažnost atmosferskog zraka: $0,005 \text{ kg}_w/\text{kg}_{zr}$
- apsolutni tlak atmosferskog zraka: 1 bar
- temperatura atmosferskog zraka: $20 \text{ }^\circ\text{C}$
- granični tlak zraka na usisu u motor: 1 bar

4.1. Usporedba parametara stvarnog motora s onima dobivenim računalnom simulacijom

Karakteristike motora dobivene računalnom simulacijom prikazane su krivuljama na dijagramu na Slici 4.3 te tablično u Tablici 4.1 u nastavku teksta.



Slika 4.3 Dijagram karakteristika motora dobivenih simulacijom

Na Slici 4.3 prikazane su krivulje osnovnih značajki motora: efektivne snage i okretnog momenta na kočnici motora, specifične potrošnje goriva (BSFC, g/kWh) i srednjeg efektivnog tlaka (BMEP, bar) izračunatog iz efektivnog momenta na kočnici. Dobivene krivulje su karakteristične za automobilski dizelski motor.

Efektivni okretni moment prikazan na Slici 4.3 se dobiva umanjnjem srednje vrijednosti indiciranog momenta (koji se javlja zbog tangencijalne sile na koljenasto vratilo koja ga okreće djelovanjem na kraku koljena r , a koja ovisi o ukupnoj sili plinova na klip koja ovisi o indiciranom tlaku plinova u cilindru) za vrijednosti mehaničkih gubitaka motora.

Maksimalni efektivni okretni moment se javlja pri relativno niskim okretajima, u ovom slučaju on iznosi 552 Nm pri 2500 min⁻¹. Krivulja momenta je blago zakrivljena između 1500 i 3000 min⁻¹ s blagim padom momenta na 529,3 Nm pri 3000 min⁻¹ te daljnjim strmijim padom kako brzina vrtnje motora raste do maksimalne, a što je karakteristično za dizelske motore s prednabijanjem. Iz dijagrama je vidljivo i kako se najveći okretni moment javlja kada je najveći srednji efektivni tlak u cilindru motora (BMEP) te da zbog ovisnosti okretnog momenta o srednjem efektivnom tlaku krivulja momenta prati krivulju srednjeg efektivnog tlaka u cilindru.

Tablica 4.1 Vrijednosti rezultata simulacije rada motora

Broj okretaja [min⁻¹]	Snaga [kW]	Okretni moment [Nm]	Srednji efektivni tlak, BMEP [bar]	Specif. potrošnja goriva, BSFC [g/kWh]	Volumetrijska učinkovitost [%]
1000	32,6	311	13,1	192	105,5
1500	78,7	517,9	22,5	180,3	170,9
2000	114,5	550,5	22,9	179,1	172,9
2500	144,5	552	23,2	180,1	175,9
3000	166,3	529,3	22,2	180	177,6
3500	179,4	489,5	20,6	185	172,7
4000	183,1	437	18,4	189,8	169,8
4500	173,9	369	15,5	199,2	164

Maksimalni srednji efektivni tlak iznosi 23,2 bar pri 2500 min⁻¹, navedeni tlak je znatno viši u odnosu na benzinske motore te kojeg omogućuje manja sklonost samozapaljenju dizelskog goriva u odnosu na benzinsko pa samim time i kompresijski omjer dizelskog motora može biti znatno viši, ovdje 16,5:1, a veći kompresijski omjer te time i BMEP ima za učinak i veću snagu i okretni moment motora pri manjim brzinama vrtnje.

Najniža specifična potrošnja goriva se javlja u rasponu od 1500 min⁻¹ do 3000 min⁻¹ kada se postižu i najveće vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka i okretnog momenta motora te iznosi 180,3 g/kWh pri 1500 min⁻¹, 179,1 g/kWh pri 2000 min⁻¹, 180,1 g/kWh pri 2500 min⁻¹ i 180

g/kWh pri 3000 min⁻¹. Padom srednjeg efektivnog tlaka i okretnog momenta motora pri manjim i većim brzinama vrtnje od navedenih specifična potrošnja goriva raste iznad 190 g/kWh. Relativno niska specifična potrošnja goriva u odnosu na benzinske motore pri malim i srednjim brzinama vrtnje (pri kojima se javlja i maksimalni okretni moment) je jedan od glavnih razloga korištenja dizelskih motora kod komercijalnih vozila, pogotovo teških, jer se time postižu manji troškovi goriva za dobivanje određene količine mehaničkog rada.

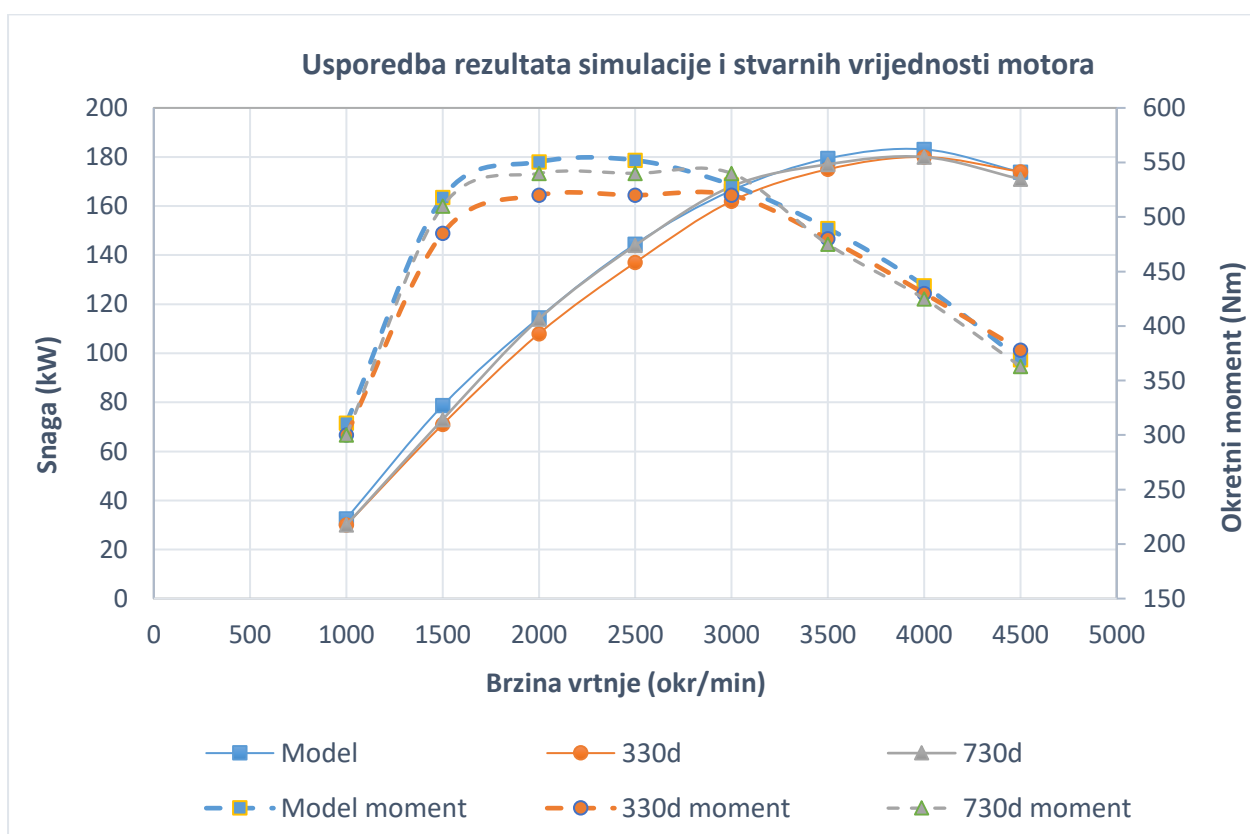
Snagu motora možemo definirati kao umnožak okretnog momenta i kutne brzine motora pri kojoj se javlja taj moment. Iz dijagrama na Slici 4.3 je vidljivo da s porastom brzine vrtnje raste i snaga motora, a najveći prirast snage se javlja tijekom najvećeg prirasta okretnog momenta motora, a s čijim opadanjem i snaga motora sporije raste do maksimalne snage od 183,1 kW koja se javlja pri brzini vrtnje od 4000 min⁻¹. Nakon navedene brzine vrtnje snaga motora počinje polako opadati zbog inercijskih sila rotirajućih dijelova motora koje predstavljaju dio mehaničkih gubitaka motora, a koje sve više rastu s porastom brzine vrtnje te se nakon određene brzine vrtnje motora tlak prednabijanja i količina ubrizganog goriva u cilindre mora smanjivati kako te sile ne bi porasle iznad dopuštenog iznosa. Posljedica toga je i smanjenje snage, momenta i srednjeg efektivnog tlaka pri najvećim brzinama vrtnje motora.

Volumetrijskom učinkovitošću mjerimo učinkovitost punjenja cilindra motora zrakom, tj. definiramo ju kao omjer stvarnog izmijenjenog volumena zraka i teorijskog izmijenjenog volumena zraka cilindra kad on djeluje samostalno (bez prednabijanja). Budući da se u ovom slučaju radi o motoru s prednabijanjem vrijednosti volumetrijske efikasnosti će biti veće od 100 %, a što zapravo znači da se u cilindre motora „gura“ više zraka nego što bi se moglo bez prednabijanja. Prema podacima iz Tablice 4.1 vidljivo je da se najveće vrijednosti volumetrijske učinkovitosti postižu pri onim brzinama vrtnje pri kojima se javljaju i najveće vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka u cilindru i okretnog momenta, a što je i logično budući da što se više zraka dovede u cilindar motora kompresijom će se postići veći tlak te će se zbog veće količine dovedenog zraka u motor moći ubrizgati više goriva te će se samim time povećati maksimalni tlak u cilindru, a time i srednji efektivni tlak te okretni moment motora.

Usporedba rezultata dobivenih simulacijom rada motora i stvarnih vrijednosti snage i okretnog momenta motora dana je dijagramom na Slici 4.4 i tablično Tablicom 4.2 u nastavku.

Tablica 4.2 Usporedba rezultata simulacije i stvarnih vrijednosti motora

Brzina vrtnje [min ⁻¹]	Snaga [kW]			Okretni moment [Nm]		
	Model	330d	730d	Model	330d	730d
1000	32,6	30	30	311	300	300
1500	78,7	71	73	517,9	485	510
2000	114,5	108	114	550,5	520	540
2500	144,5	137	144	552	520	540
3000	166,3	162	168	529,3	520	540
3500	179,4	175	177	489,5	480	475
4000	183,1	180	180	437	430	425
4500	173,9	174	171	369	378	363



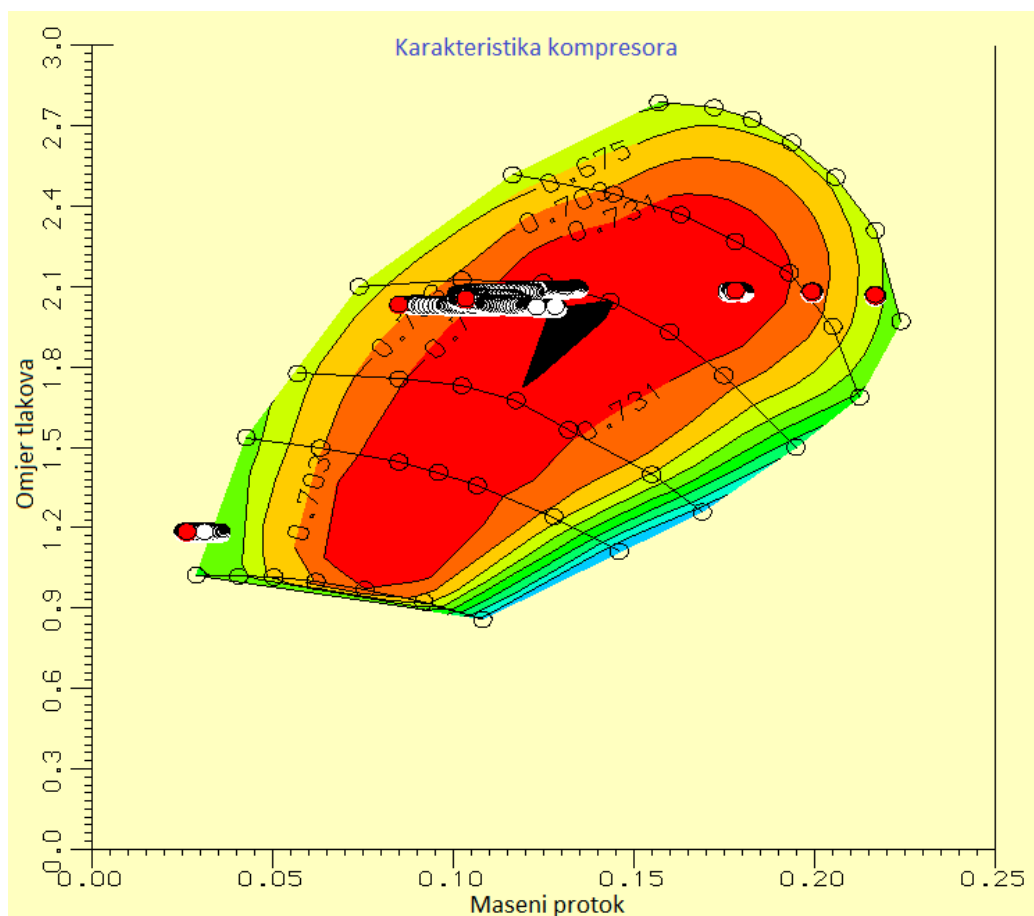
Slika 4.4 Usporedba rezultata simulacije i stvarnih vrijednosti motora

Iz prethodnog dijagrama i tablice vidljivo je kako model vjerno prati stvarne vrijednosti snage i okretnog momenta motora (stvarne vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka i specifične potrošnje goriva nisu poznate pa ih nije moguće usporediti s onima dobivenim simulacijom) te da uglavnom daje vrijednosti nešto veće od stvarnih no to odstupanje je relativno malo.

Najveća odstupanja modela od stvarnih vrijednosti i snage i okretnog momenta javljaju se pri 2000 min^{-1} i 2500 min^{-1} , a apsolutne vrijednosti odstupanja su nešto veće kod okretnog momenta nego kod snage motora. Treba imati na umu da su stvarne vrijednosti snage i okretnog momenta motora očitane s dijagrama na Slici 3.3 te je zbog relativno slabe rezolucije navedenog dijagrama moglo doći do pogreški pri očitavanju vrijednosti snage i momenta te stoga odstupanja modela od stvarnih vrijednosti prikazana Slikom 4.3 i Tablicom 4.2 mogu biti drukčija te potencijalno veća ili manja od navedenih.

Na Slici 4.5 u nastavku prikazana je karakteristika kompresora modela s naznačenim radnim točkama za svaku od ispitivanih brzina vrtnje motora. Karakteristika kompresora prikazuje odnos između masenog protoka zraka kroz kompresor i omjera tlakova zraka na izlazu i ulazu u kompresor. Šest krivulja na prikazanoj karakteristici prikazuju relativne brzine vrtnje rotora kompresora (brzina vrtnje rotora podijeljena s korijenom temperature zraka), a čiji iznos se povećava s porastom masenog protoka i omjera tlakova zraka (budući da je riječ o dinamičkom kompresoru da bi se povećao maseni protok i omjer tlakova medija koji struji kroz njega mora se povećati brzina vrtnje njegova rotora). Na prikazanoj karakteristici bojama su označena područja različite iskoristivosti kompresora (omjer rada iskorištenog za tlačenje zraka i rada dovedenog rotoru kompresora s rotora turbine turbopuhala) gdje su nijansama plave i zelene boje označena područja manje iskoristivosti, a nijansama crvene boje područja veće iskoristivosti dok bijelo područje u sredini karakteristike označava najveći moguću iskoristivost kompresora (u ovom slučaju ona iznosi cca. 80 %).

Na navedenoj karakteristici vidljivo je da radne točke nikada ne prelaze maksimalni tlak od 2,2 bar te da se pri brzinama vrtnje od 2500 min^{-1} , 3000 min^{-1} i 3500 min^{-1} nalaze u području najveće iskoristivosti kompresora (te pri 2000 min^{-1} u području nešto niže iskoristivosti) što je i za očekivati budući da se u intervalu između tih brzina vrtnje razvija najveći okretni moment motora, a i u njemu će motor raditi većinu svoga radnog vijeka. Crvenim krugovima su označene radne točke pri odabranom kutu koljenastog vratila (potrebno je odabrati određeni kut kako bi se mogla prikazati karakteristika), a bijelim krugovima radne točke pri ostalim kutovima koljenastog vratila (ukupno 720°KV). Vidljivo je kako se pri 1000 min^{-1} radne točke nalaze izvan radnog područja kompresora u kojem slučaju je vrlo loša iskoristivost kompresora budući da je tada protok ispušnih plinova kroz turbinu turbopuhala premalen da bi se rotor zavrteo dovoljno velikom brzinom da značajno doprinese povećanju protoka i tlaka zraka koji se usisavaju u motor.



Slika 4.5 Karakteristika kompresora s naznačenim radnim točkama pri različitim brzinama vrtnje motora

Pri 2500 min^{-1} i 3500 min^{-1} dolazi do pomaka radne točke u ovisnosti o kutu koljenastog vratila budući da se mijenja količina ispušnih plinova (a time i zraka) koji struje kroz turbinu kako se preklapaju ciklusi ispuha pojedinih cilindara te kako se otvara i zatvara *wastegate* ventil kako bi se ograničio tlak prednabijanja. U stvarnosti primjenom varijabilnih statorskih lopatica turbine bi se ravnomjernije mogao regulirati protok te bi, pretpostavlja se, došlo do manjeg pomaka radnih točki u ovisnosti o kutu koljenastog vratila motora. Pri najvišim brzinama vrtnje radne točke se sele u područje većeg masenog protoka zraka i manje iskoristivosti kompresora no još uvijek se nalaze unutar karakteristike što znači da turbopuhalo još uvijek normalno radi bez zagušenja. Također se može pretpostaviti kako je zbog većeg protoka ispušnih plinova i vremenski kraćih ciklusa ispuha protok plinova kroz turbopuhalo i *wastegate* ventil ujednačeniji te stoga dolazi do mnogo manjih pomaka radnih točki pri brzinama vrtnje od 3500 min^{-1} , 4000 min^{-1} i 4500 min^{-1} .

4.2. Utjecaj tlaka prednabijanja na performanse motora

Kako bi se detaljnije ispitalo ponašanje modela motora i korištenog turbopuhala te odredilo je li moguće dodatno optimizirati navedeni model ispitalo se utjecaj promjene maksimalnog tlaka prednabijanja na performanse motora i karakteristike kompresora turbopuhala.

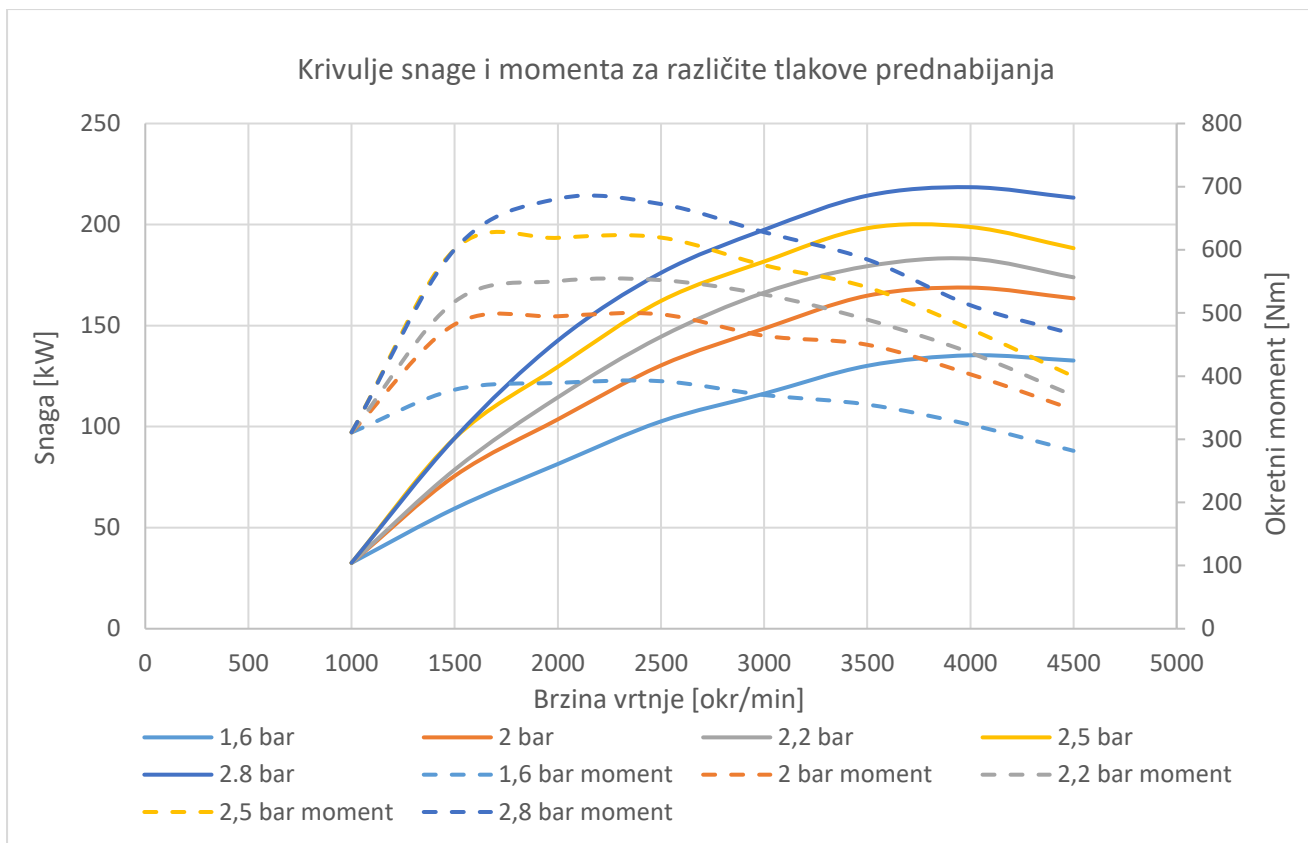
Maksimalni tlak prednabijanja se podesio pomoću *wastegate* ventila promjenom sile potrebne za njegovo otvaranje, F_{otv} , u postavkama aktuatora ventila, a koja je izračunata prema izrazu 4.2 iz prethodnog potpoglavlja uz zadržavanje postojeće površine dijafragme aktuatora ventila i krutosti njegove opruge. Ovaj postupak je moguće primijeniti u računalnom modelu, no u stvarnosti bi bilo potrebno promijeniti ili korištenu oprugu ventila ili korištenu dijafragmu, a ponekad i cijeli aktuator.

Ispitalo se ponašanje motora za sljedeće maksimalne tlakove prednabijanja: 1,6 bar, 2 bar, 2,2 bar (osnovni model motora), 2,5 bar (maksimalni dozvoljeni tlak kod stvarnog motora) i 2,8 bar. Vrijednosti tlakova pri kojima se počinje otvarati *wastegate* ventil i sila potrebnih za njegovo otvaranje za pripadajuće, prethodno navedene, maksimalne tlakove prednabijanja prikazane su u Tablici 4.3 u nastavku.

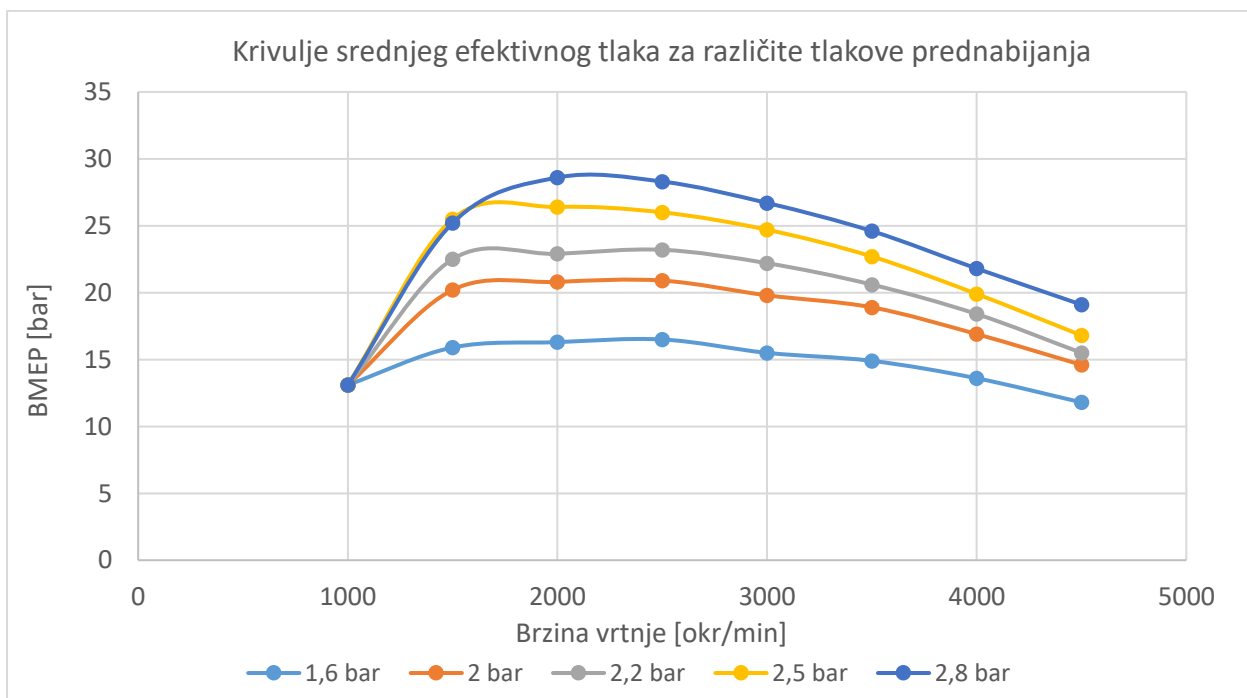
Tablica 4.3 Vrijednosti tlakova početka otvaranja *wastegate* ventila i sila na dijafragmi ventila potrebnih za njihovo otvaranje

Maksimalni tlak prednabijanja [bar]	Tlak početka otvaranja <i>wastegate</i> ventila [bar]	Sila potrebna za otvaranje ventila, F_{otv} [N]
1,6	1,4	280
2	1,8	360
2,2	2	400
2,5	2,3	460
2,8	2,6	520

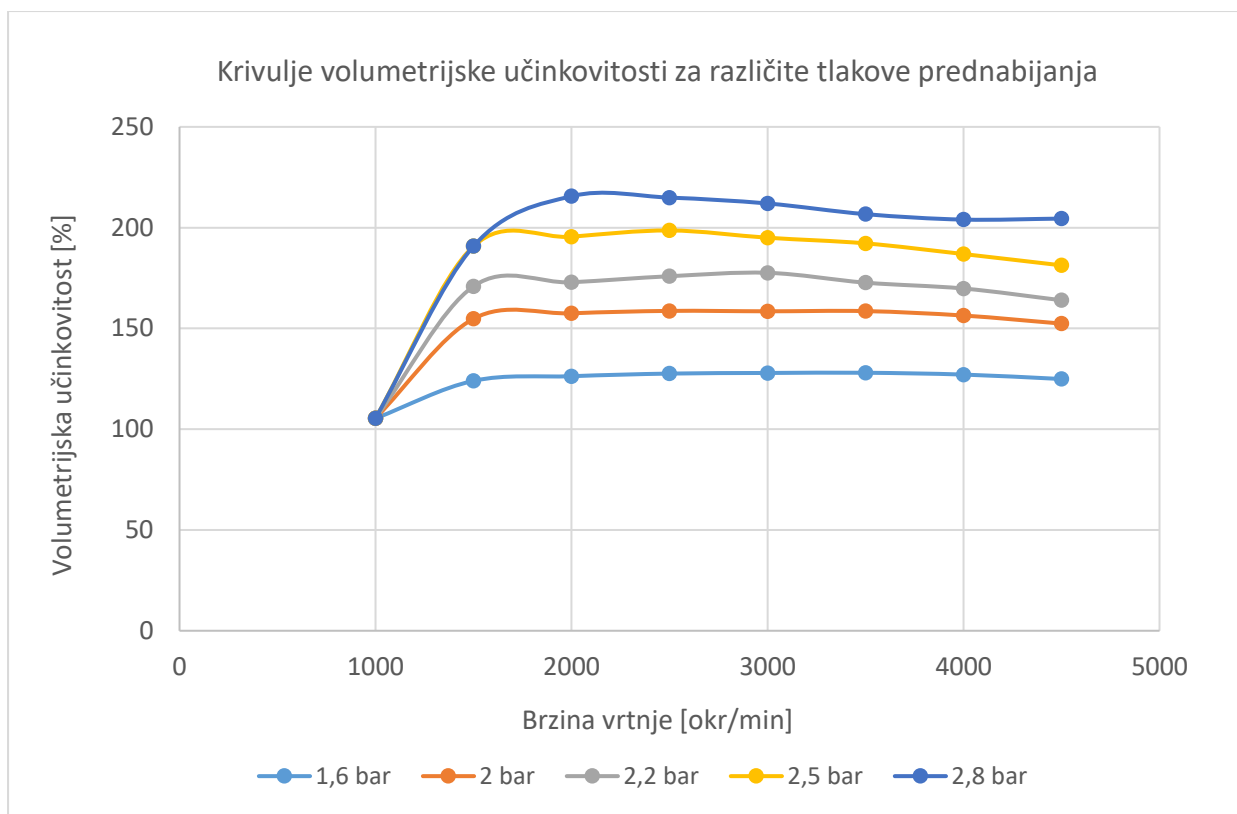
Rezultati dobiveni simulacijama rada motora sa zadanim navedenim postavkama prikazani su međusobnim usporedbama više promatranih glavnih parametara rada motora pomoću dijagrama na Slikama 4.6, 4.7 i 4.8 u nastavku teksta.



Slika 4.6 Usporedba vrijednosti snage i okretnog momenta za različite maksimalne tlakove prednabijanja



Slika 4.7 Usporedba vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka (BMEP) za različite maksimalne tlakove prednabijanja



Slika 4.8 Usporedba vrijednosti volumetrijske učinkovitosti za različite maksimalne tlakove prednabijanja

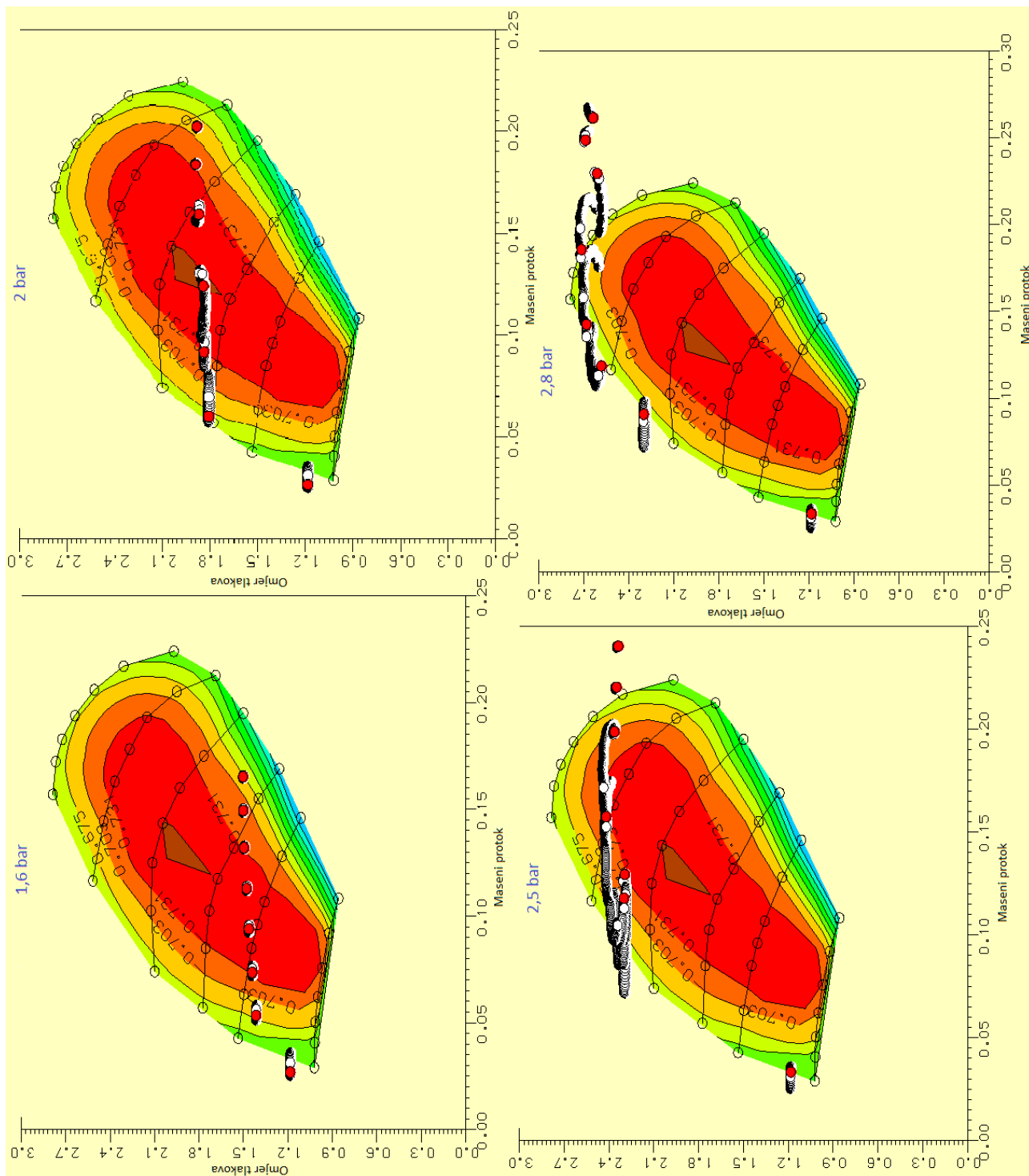
Iz navedenih dijagrama je vidljivo kako smanjenjem tlaka prednabijanja padaju vrijednosti snage, okretnog momenta i srednjeg efektivnog tlaka budući da se smanjenjem tlaka prednabijanja smanjuje masa zraka koja se može dovesti u cilindre motora. Samim time smanjuje se i količina goriva koje se može ubrizgati u cilindar da dođe do za osiguranje potpunog izgaranja goriva. Zbog tih ograničenja dolazi do manjeg maksimalnog tlaka u cilindru izazvanog izgaranjem zbog kojeg se smanjuju sile plinova na klip cilindra te se smanjuje i srednji indicirani, a time i efektivni, tlak u motoru.

Budući da se zbog smanjenja ili povećanja mase zraka koja se dovodi u cilindre motora mora promijeniti i količina ubrizganog goriva kako bi pretičak zraka ostao u zadanom rasponu dopuštenih vrijednosti za pojedine brzine vrtnje, ne dolazi do značajne promjene specifične potrošnje goriva po jedinici dobivene energije, BSFC. Pri svim ispitanim maksimalnim tlakovima prednabijanja međusobno odstupanje dobivenih rezultata od onih za osnovni model motora (s 2,2 bar maksimalnog tlaka) prikazanih u Tablici 4.1 je manje od 1,5 g/kWh neovisno o brzini vrtnje motora te stoga dijagram s usporedbom tih vrijednosti nije prikazan.

Prethodno navedene pojave dovode do logičnog smanjenja snage i okretnog momenta motora duž cijelog njegovog radnog područja (sve krivulje su slične oblikom i „prate“ jedna drugu) osim pri najmanjoj brzini vrtnje od 1000 min^{-1} pri kojoj se zbog premale količine i tlaka ispušnih plinova turbopuhalo nije stiglo zavrtiti pa samim time pri toj brzini vrtnje utjecaj bilo kakvih postavki prednabijanja nije primjetan. Zbog toga je na dijagramima vidljivo kako sve krivulje imaju istu ishodišnu točku u 1000 min^{-1} pri kojoj se razvija snaga od 32,6 kW, okretni moment od 311 Nm za srednji efektivni tlak od 13,1 bar.

Najmanje vrijednosti i najlošiji rezultati se postižu pri najmanjem tlaku prednabijanja od 1,6 bar. Maksimalna snaga se razvija pri 4000 min^{-1} kao i kod osnovne verzije motora ali iznosi 135,2 kW što je 26,1 % manje od 183,1 kW koliko se razvija kod osnovne verzije. Maksimalni okretni moment je pak 29 % manji i iznosi 392 Nm pri 2500 min^{-1} u odnosu na 552 koliko se razvija u osnovnoj verziji pri istoj brzini vrtnje. Također je manji i maksimalni srednji efektivni tlak za istih 29 % i iznosi 16,5 bar u odnosu na 23,2 bar kod osnovne verzije. Volumetrijska učinkovitost je u prosjeku 28 posto manja za sve brzine vrtnje motora, a do čijeg smanjenja dolazi zbog smanjenog tlaka prednabijanja zbog kojega se manji volumen zraka može „ugurati“ u cilindre motora. Na Slici 4.9 na sljedećoj stranici je vidljivo kako radne točke kompresora turbopuhala prelaze u niže područje karakteristike kompresora no još uvijek su u područjima visoke iskoristivosti te puhalo čak u većem rasponu brzina vrtnje radi u optimalnom području u odnosu na osnovni tlak prednabijanja od 2,2 bar, a što je pogodno za učinkovitost turbopuhala. Također dolazi do manjeg pomaka radnih točki za pojedine kutove koljenastog vratila budući da je protok ispušnih plinova na turbini manji i ujednačeniji nego pri višim tlakovima kada je u ovom slučaju izraženiji utjecaj pulzacija tlakova pri ispuhu i usisu zraka u cilindre, pogotovo pri srednjim vrijednostima brzine vrtnje motora.

Prema karakteristici kompresora na Slici 4.9 u nastavku te prema onoj na Slici 4.5 vidljivo je da su tlakovi prednabijanja od 2 bar i 2,2 bar optimalni za ovo turbopuhalo i njegov kompresor. Većina radnih točki se nalazi u području visoke iskoristivosti kompresora, a skoro sve (osim onih za 1000 min^{-1}) se nalaze unutar samog područja rada kompresora tako da ne prelaze granicu pumpanja i granicu gutanja kompresora i to u područjima s relativno visokim omjerom tlakova i masenim protokom zraka. Maksimalna snaga koja se razvija pri tlaku od 2 bar je 168,8 kW pri 4000 min^{-1} (8 % manje od osnovne verzije), a maksimalni okretni moment, srednji efektivni tlak i volumetrijska učinkovitost se razvijaju pri 2500 min^{-1} i iznose 497,8 Nm, 20,9 bar i 158,7 % te su 9,8 % manji od vrijednosti za 2,2 bar maksimalnog tlaka.



Slika 4.9 Usporedba karakteristika kompresora za različite maksimalne tlakove prednabijanja

Dodatnim povećanjem tlaka prednabijanja dolazi do znatnog povećanja snage, okretnog momenta i ostalih parametara motora no također, kao što je vidljivo na Slici 4.9, dolazi i do znatnog pogoršanja rada turbopuhala, pogotovo pri većim brzinama vrtnje kada radne točke izlaze iz područja rada kompresora i padaju ispod granice gutanja kompresora. Računalni model u ovom slučaju ekstrapolira vrijednosti karakteristike kompresora i za te masene protoke zraka i omjere tlakova kako bi se dobile smislene vrijednosti snage motora, okretnog momenta itd. no u stvarnosti ovo turbopuhalo bi otežano radilo, ako uopće, pri tlaku od 2,5 bar, a pogotovo onome od 2,8 bar, na brzinama vrtnje iznad 3500 min⁻¹. Kako bi se na stvarnom motoru postigli ti tlakovi bilo bi uputno primijeniti drugo turbopuhalo koje je prikladnije za tražene tlakove i masene protoke (no tada bi se vjerojatno smanjila mogućnost adekvatnog rada motora pri manjim brzinama vrtnje) ili primijeniti više turbopuhala. Treba imati na umu kako pri ovim tlakovima prednabijanja srednji efektivni tlak značajno raste, do maksimalnih 26,4 bar pri tlaku prednabijanja od 2,5 bar i 28,6 bar pri tlaku prednabijanja od 2,8 bar, čime se značajno opterećuju glavni konstrukcijski dijelovi motora i smanjuje njihova trajnost ukoliko nisu konstruirani za takve uvjete rada.

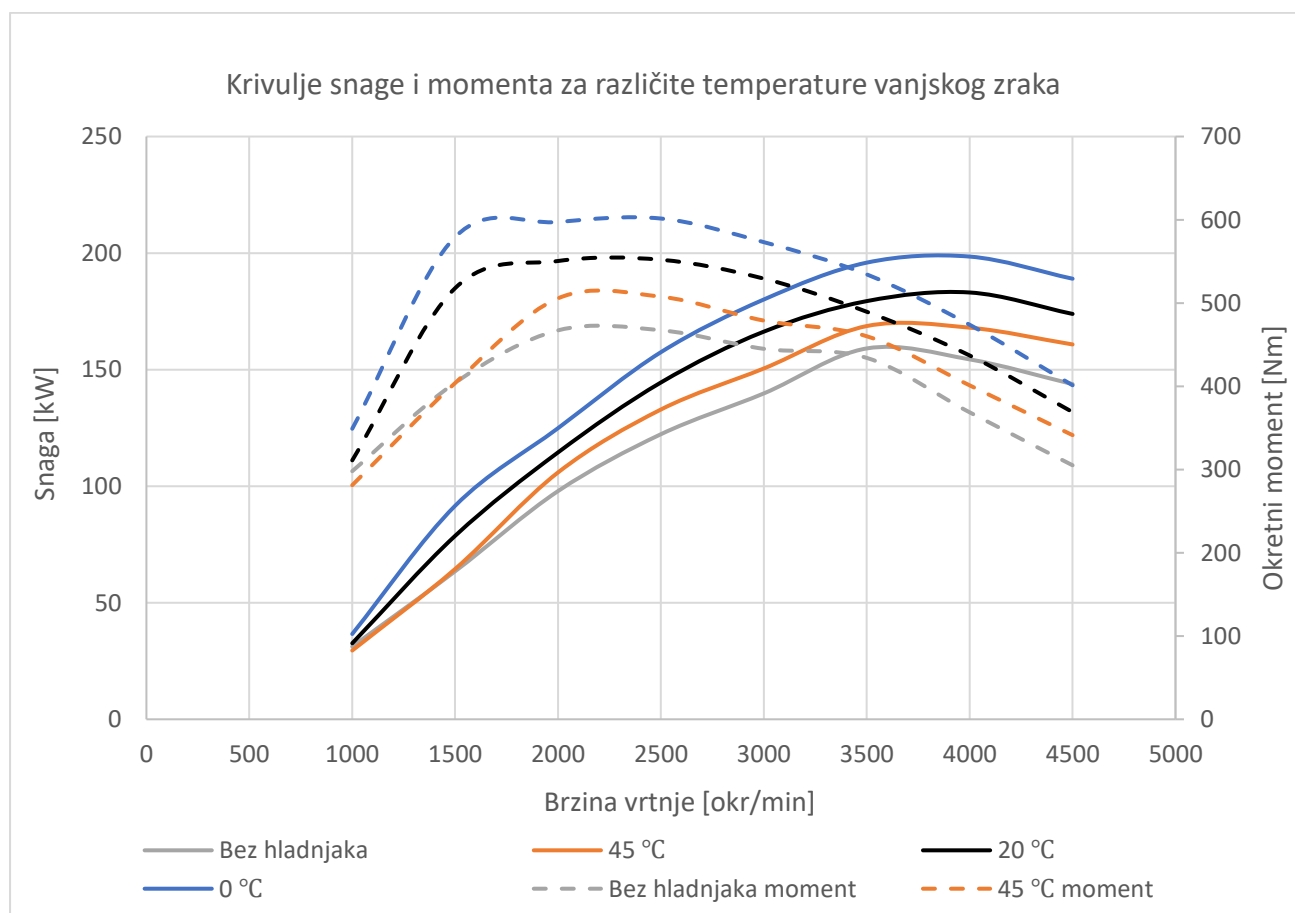
Pri tlaku prednabijanja od 2,5 bar maksimalna snaga iznosi 198,8 kW pri 4000 min⁻¹ (8,5 % više od osnovne verzije), a maksimalni okretni moment 619,4 Nm pri 2500 min⁻¹ (12,2 % više od osnovne verzije, isti postotak se može primijeniti i na srednji efektivni tlak). Volumetrijska efikasnost pak raste do skoro 200 % i iznosi maksimalnih 198,6 % pri 2500 min⁻¹ što je 12 % više nego kod osnovne verzije motora.

S tlakom prednabijanja od 2,8 bar snaga motora raste za 19,2 % na 218,5 kW pri 4000 min⁻¹ u odnosu na osnovnu verziju, maksimalni okretni moment iznosi 680,9 Nm te se u ovom slučaju javlja pri 2000 min⁻¹ (23,4 % više od maksimalnih 552 Nm pri 2500 min⁻¹ kod osnovne verzije motora), a maksimalni srednji efektivni tlak iznosi prethodno spomenutih 28,6 bar pri 2000 min⁻¹, a što je za 23,3 posto više od onoga kod osnovne verzije motora. Volumetrijska efikasnost je značajno porasla i prešla 200 % te iznosi maksimalnih 215,6 % pri 2000 min⁻¹ (21,4 % više nego kod osnovne verzije), a što je skoro 70 % više od maksimalne volumetrijske efikasnosti pri najmanjem ispitivanom tlaku prednabijanja od 1,6 bar koja iznosi 127,9 %.

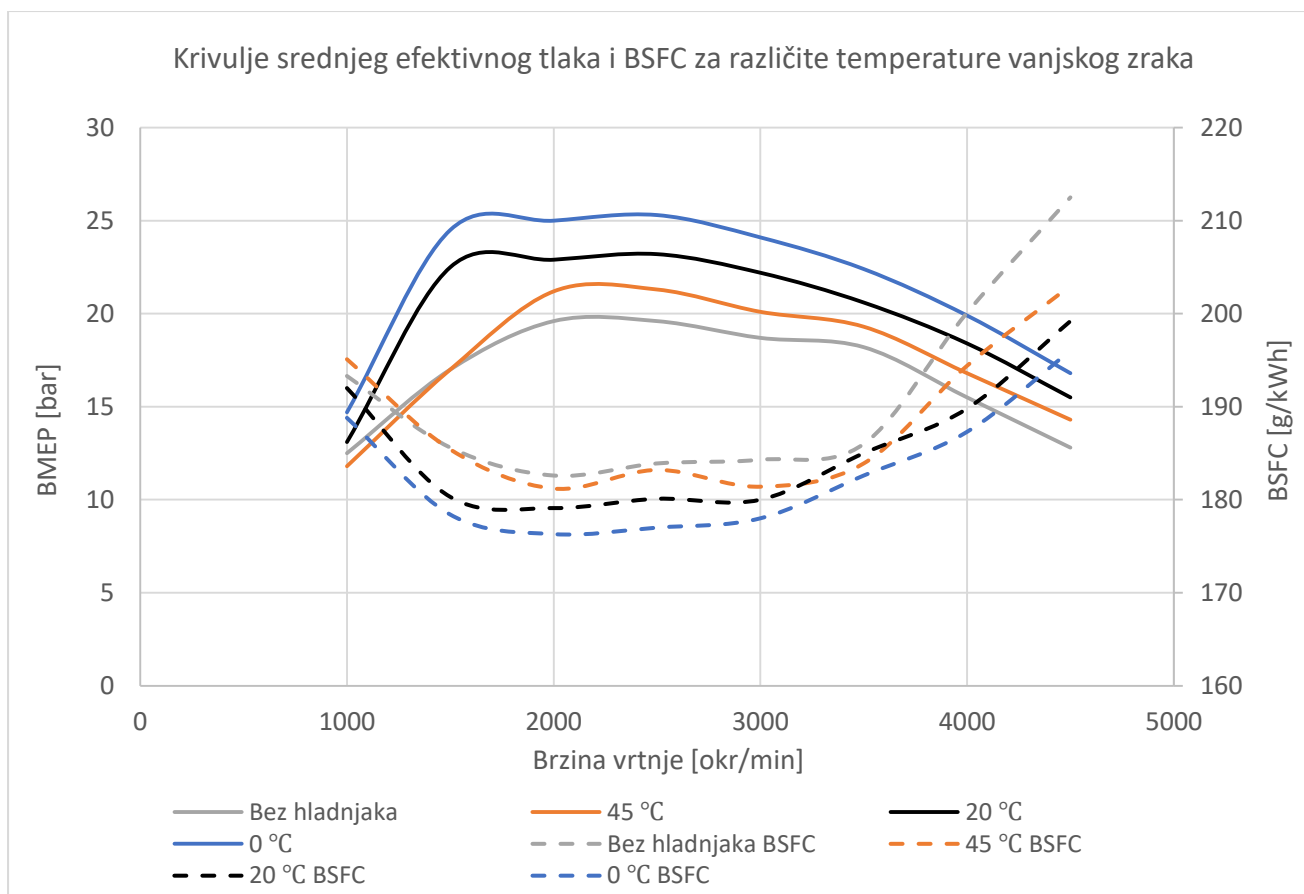
4.3. Utjecaj temperature vanjskog zraka na rad motora i hladnjaka stlačenog zraka

Kako bi se ispitaio utjecaj temperature vanjskog zraka u okolini motora na njegove performanse te na utjecaj hladnjaka zraka za izgaranje (budući da se u ovom slučaju on hladi istim zrakom koji se usisava i tlači turbopuhalom u cilindre motora) provele su se simulacije rada motora u slučaju njegovog rada bez hladnjaka zraka, s temperaturom vanjskog zraka od 45 °C (kakva se može javiti vrućeg ljetnog dana) i s temperaturom vanjskog zraka od 0 °C (kakva se može javiti zimi) te su se rezultati simulacija usporedili s onima osnovnog modela motora, a čija simulacija se provela s temperaturom vanjskog zraka od 20 °C. Rezultati simulacija su prikazani međusobnim usporedbama na dijagramima u nastavku.

Krivulje snage i okretnog momenta dobivene simulacijama prikazane su dijagramom na Slici 4.10 u nastavku, a krivulje srednjeg efektivnog tlaka i specifične potrošnje goriva dijagramom na Slici 4.11.



Slika 4.10 Utjecaj različitih temperatura vanjskog zraka na snagu i okretni moment motora



Slika 4.11 Utjecaj različite temperature vanjskog zraka na srednji efektivni tlak (BMEP) i specifičnu potrošnju goriva (BSFC) motora

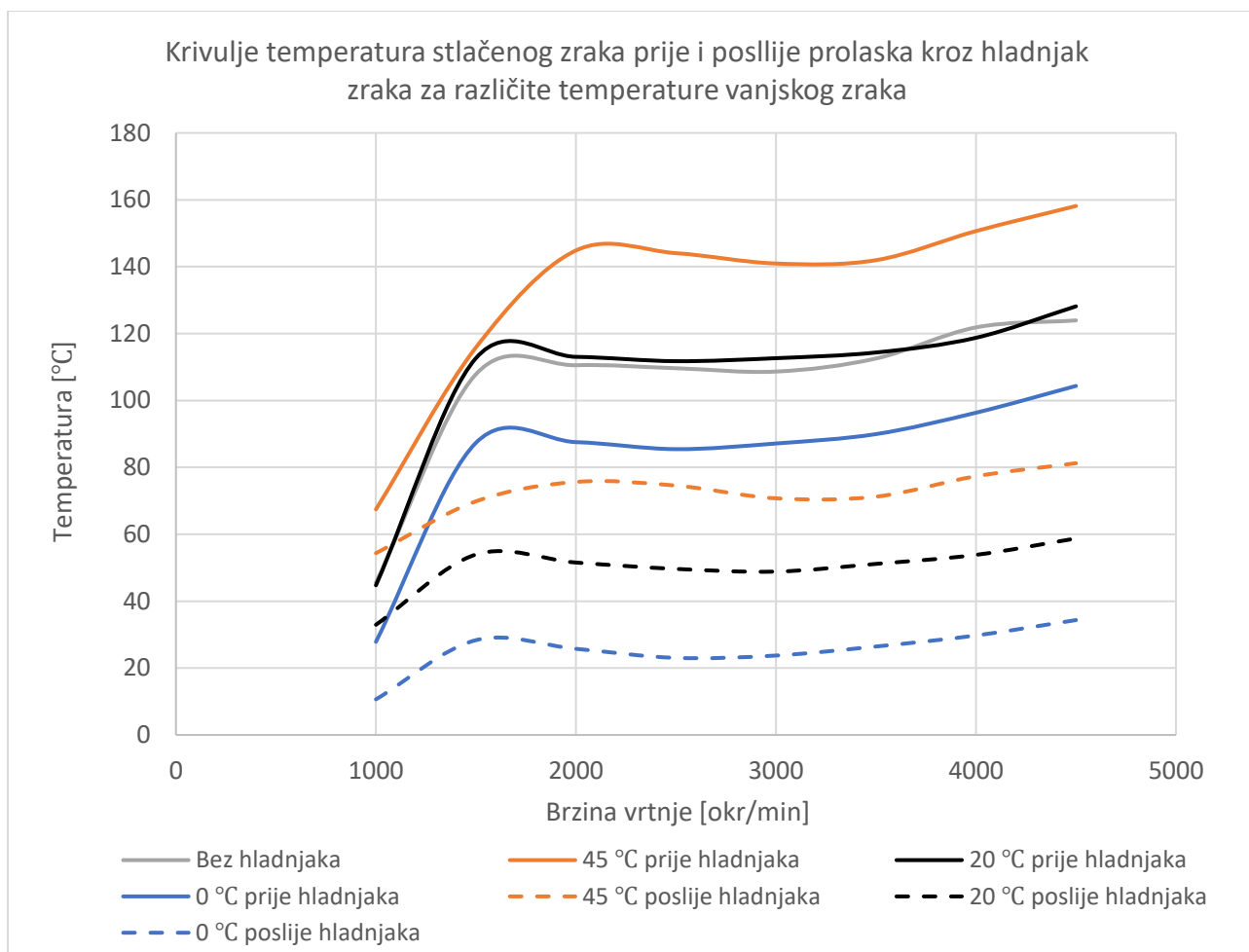
Na prethodnim dijagramima je vidljivo kako krivulje snage, okretnog momenta i srednjeg efektivnog tlaka nalikuju, tj. „prate“ jedna drugu bez obzira na temperaturu vanjskog zraka ili postojanja hladnjaka zraka. To je i za očekivati budući da hladnjak zraka djeluje u svim režimima rada motora, a budući da su njegova svojstva nepromjenjiva pad temperature i tlaka zraka prolaskom kroz njega će biti relativno sličan bez obzira na temperaturu zraka, a što je vidljivo i na slikama u nastavku. Specifična potrošnja goriva je najniža pri temperaturi vanjskog zraka od 0 °C pri brzinama vrtnje od 2000 min⁻¹ i 2500 min⁻¹ te iznosi 176,3 g/kWh pri 2000 min⁻¹ što je za 1,6 % manje od 179,1 g/kWh koliko iznosi specifična potrošnja pri istoj brzini vrtnje kod osnovne verzije motora s temperaturom vanjskog zraka od 20 °C. Iako se to ne čini mnogo, značajno je povoljnije od iznosa specifične potrošnje goriva dobivenih za ostale slučajeve u odnosu na osnovni, a kod kojih je specifična potrošnja goriva veća i raste s porastom temperature vanjskog zraka, a najviša je u slučaju rada bez hladnjaka zraka, Tada ona značajno raste pri većim brzinama vrtnje motora (i dolazi do 212,5 g/kWh) kada dolazi do

najvećeg porasta temperature zraka njegovim prolaskom kroz turbopuhalo te kada je hlađenje stlačenog zraka najpotrebnije.

Najveća snaga, okretni moment i srednji efektivni tlak zraka se javljaju u slučaju vanjske temperature zraka od 0 °C te iznose 195,9 kW pri 4000 min⁻¹, 601,5 Nm pri 2500 min⁻¹ i 25,3 bar pri istih 2500 min⁻¹. Može se primijetiti da su navedene vrijednosti bliske onima dobivenima povećanjem tlaka prednabijanja na 2,5 bar, a bez ikakvih promjena postavki osim temperature vanjskog zraka. Stoga se može kolokvijalno reći da zimi možemo dobiti besplatni „*tuning*“ motora.

Najniže vrijednosti maksimalne snage, momenta i srednjeg efektivnog tlaka se dobivaju u slučaju rada motora bez hladnjaka zraka te iznose 159,1 kW pri 4000 min⁻¹, 467,3 Nm pri 2500 min⁻¹ i 19,6 bar također pri 2500 min⁻¹. Postotna razlika između najvećih (pri 0 °C) i najmanjih navedenih vrijednosti (u slučaju rada bez hladnjaka zraka) iznosi 18,8 % u slučaju snage, 22,3 % u slučaju okretnog momenta i 22,5 % u slučaju srednjeg efektivnog tlaka.

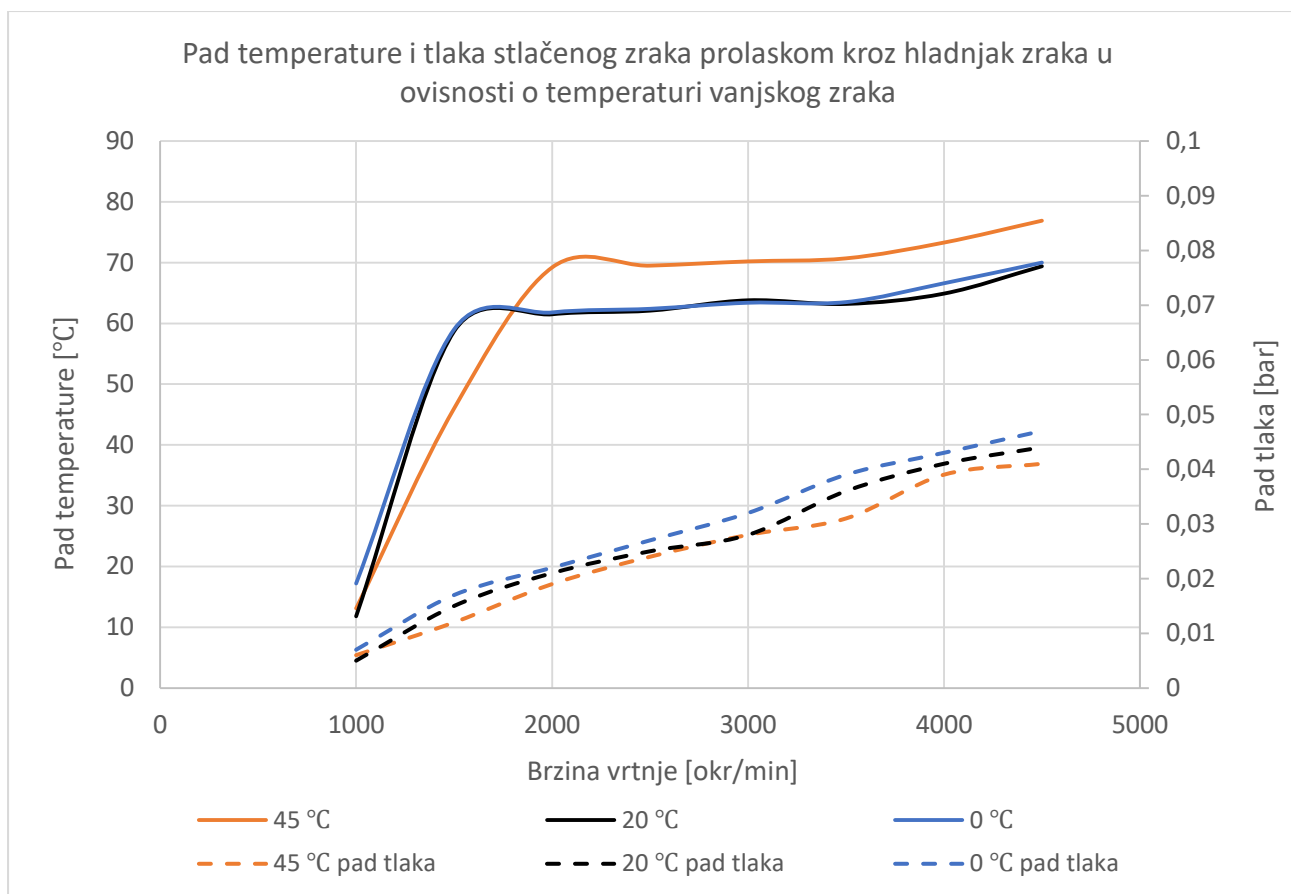
Iz navedenih dijagrama je također jasno vidljiv utjecaj hladnjaka zraka na performanse motora u teškim vremenskim uvjetima jer čak i u slučaju temperature vanjskog zraka od 45 °C dobivena snaga i okretni moment su veći od slučaja rada bez hladnjaka zraka s vanjskom temperaturom zraka od 20 °C, a specifična potrošnja goriva manja. Uzrok tome je činjenica da radom ovog turbopuhala pri maksimalnom tlaku prednabijanja od 2,2 bar temperatura zraka poraste između 85 °C (pri manjim brzinama vrtnje) i 110 °C u odnosu na onu na usisu u turbopuhalo te u slučaju vanjske temperature od 45 °C temperatura stlačenog zraka na izlazu iz turbopuhala dolazi i do 158 °C pri brzini vrtnje motora od 4500 min⁻¹. Može se zaključiti da se u takvim uvjetima čak i toplom vanjskom zraku temperature 45 °C može u hladnjaku zraka predati velika količina topline, a oduzeti zraku za izgaranje, čime se smanjuje temperatura stlačenog zraka za izgaranje, a povećava njegova gustoća te samim time i masa zraka koja se može dovesti u cilindar motora, a čime se u njega može ubrizgati više goriva i razviti veća snaga i okretni moment motora. Temperature stlačenog zraka nakon njegovog prolaska kroz turbopuhalo, a prije prolaska kroz hladnjak zraka i temperature ohlađenog stlačenog zraka prikazane su dijagramom na Slici 4.11 u nastavku, a u ovisnosti o brzini vrtnje motora i temperaturi vanjskog, usisanog, zraka.



Slika 4.12 Utjecaj temperature vanjskog zraka na temperature stlačenog zraka nakon prolaska kroz turbopuhalo (prije prolaska kroz hladnjak) te poslije prolaska kroz hladnjak zraka

Dijagramom na Slici 4.13 na sljedećoj stranici prikazan je pad temperature stlačenog zraka u ovisnosti o brzini vrtnje motora i temperaturi vanjskog zraka te pad tlaka stlačenog zraka njegovim prolaskom kroz hladnjak zraka u ovisnosti o istim varijablama.

Iz dijagrama je vidljivo kako pri najmanjoj brzini vrtnje motora nema značajnijeg pada temperature stlačenog zraka njegovim prolaskom kroz hladnjak zraka budući da se pri toj brzini vrtnje motora turbopuhalo nije značajnije aktiviralo i ne ostvaruje se značajno povećanje tlaka zraka pa se time on nije ni značajnije zagrijao. Također je vidljivo da se pad temperature zraka značajno povećava porastom brzine vrtnje od 1000 min^{-1} do 2000 min^{-1} budući da se tu aktivira turbopuhalo te dolazi do značajnog rasta tlaka i temperature zraka u odnosu ona onu okolnog zraka za hlađenje. Prolaskom stlačenog zraka kroz hladnjak zraka dolazi do prijenosa topline s njega na okolni zrak te time i do značajnijeg pada temperature stlačenog zraka.



Slika 4.13 Pad temperature i tlaka stlačenog zraka prolaskom kroz hladnjak zraka u ovisnosti o temperaturi vanjskog zraka

Na dijagramu je također vidljivo kako daljnjim povećanjem brzine vrtnje od 2000 min^{-1} do 4000 min^{-1} ne dolazi do značajne promjene pada temperature zraka bez obzira na temperaturu okolnog zraka budući da u tom intervalu brzine vrtnje ne dolazi ni do značajnijeg povećanja temperature stlačenog zraka nakon njegovog prolaska kroz turbopuhalo (vidljivo na Slici 4.12). Pri najvećim brzinama vrtnje motora od 4000 min^{-1} i 4500 min^{-1} se javljaju i najveće temperature stlačenog zraka te se time i povećava iznos pada temperature stlačenog zraka.

Treba primijetiti kako u slučajevima temperature vanjskog zraka od 0 °C i 20 °C nema značajnijeg odstupanja u iznosu pada temperature stlačenog zraka te se krivulje skoro potpuno poklapaju. Vrijednost pada temperature raste od 10 °C i 20 °C pri 1000 min^{-1} do cca. 62 °C u rasponu od 2000 min^{-1} do nešto prije 4000 min^{-1} kada opet počinje rasti do maksimalnih 70 °C pri 4500 min^{-1} .

U slučaju vanjske temperature zraka od 45 °C pad temperature stlačenog zraka je još veći i iznosi cca. 70 °C u rasponu brzine vrtnje motora od 2000 min^{-1} do nešto nakon 3500 min^{-1}

nakon čega raste do maksimalnih 77 °C pri 4500 min⁻¹. vrijednost pada temperature u ovom slučaju sporije raste u intervalu od 1000 min⁻¹ do 2000 min⁻¹ u odnosu na slučajeve vanjske temperature od 0 °C i 20°C budući da je temperatura vanjskog zraka od 45 °C viša od navedenih, a u tom rasponu brzina vrtnje tlak i temperatura stlačenog zraka nisu dostigli najviše vrijednosti. Samim time je i razlika temperatura stlačenog i vanjskog zraka za hlađenje manja nego u slučajevima temperatura vanjskog zraka od 0 °C i 20 °C pa je maksimalni mogući pad temperature stlačenog zraka manji nego u slučajevima temperature vanjskog zraka od 0 °C i 20 °C.

Krivulje pada tlaka zraka koji se javlja pri njegovom prolasku kroz hladnjak zraka se za različite vrijednosti temperatura vanjskog zraka međusobno značajno ne razlikuju budući da se pad tlaka zraka javlja uglavnom zbog dužinskih i lokalnih otpora strujanju zraka kroz hladnjak, a koji ovise prvenstveno o svojstvima hladnjaka, njegovom materijalu i konstrukciji, te o protoku zraka kroz hladnjak, što je on veći to će biti veći i pad tlaka zraka. Temperatura zraka utječe na gustoću zraka koja pak utječe na maseni protok zraka (iako ne značajno u odnosu na povećanje protoka zbog povećanja brzine vrtnje motora), a time i na pad tlaka zraka iako njen utjecaj u ukupnim otporima strujanju zraka nije dominantan. Upravo to je i vidljivo na dijagramu na Slici 4.13 budući da se povećanjem brzine vrtnje motora povećava i protok zraka kroz hladnjak zraka te samim time s porastom brzine vrtnje motora raste i pad tlaka zraka. U ovom slučaju on je najveći kod temperature vanjskog zraka od 0 °C budući da je tada najveća gustoća zraka, a najmanji u slučaju vanjske temperature zraka od 45 °C budući da je u tom slučaju (od svih ispitanih) temperatura stlačenog zraka najveća te mu je tada gustoća najmanja. Prosječne vrijednosti pada tlaka za sve slučajeve se kreću od cca. 0,006 bar pri 1000 min⁻¹ do 0,044 bar pri 4500 min⁻¹.

5. ZAKLJUČAK

Cilj ovog rada bio je opisati nultodimenzionalni model motora s unutarnjim izgaranjem, izraditi ga prema predlošku postojećeg motora, te usporediti rezultate dobivene simulacijom s onima poznatima za stvarni motor. Osim usporedbe rezultata simulacije sa stvarnim vrijednostima provele su se i analize utjecaja tlaka prednabijanja na performanse motora te utjecaja temperature atmosferskog zraka na performanse motora i rad hladnjaka zraka.

Nultodimenzionalni modeli poput ovoga su se pokazali kao vrlo dobro rješenje za modeliranje općeg rada motora i izračunavanje glavnih značajki motora poput njegove snage, okretnog momenta i specifične potrošnje goriva po jedinici dobivene korisne energije. Zbog relativno jednostavne ispitivane domene i malog broja diferencijalnih jednadžbi koje ih opisuju i koje je potrebno riješiti (u odnosu na modele s više dimenzija) vrijeme potrebno za njihovo rješavanje, kao i računalna snaga, je znatno manje u odnosu na modele s više dimenzija. Stoga se često prvo rade ovakvi modeli kako bi se mogle procijeniti glavne značajke određenog rješenja konstrukcije motora te ima li ono smisla i je li isplativo prije nego se složenijim modelima ispituju detaljnije pojedini dijelovi motora kako bi se optimizirao njihov rad, a time i rad cijelog motora.

Za svaki od glavnih dijelova motora čiji se rad korištenim programom *Engine Simulation* mogao ispitati opisan je njegov nultodimenzionalni model i dani su glavni diferencijalni i empirijski izrazi koji se na njega odnose te su također ti dijelovi povezani u jednu funkcionalnu cjelinu koja čini sustav motora.

U ovom slučaju je kao motor-predložak odabran šesterocilindrični automobilski dizelski motor s prednabijanjem i hlađenjem stlačenog zraka njemačkog proizvođača *BMW*, model *N57D3000*. Riječ je o modernom motoru novije generacije čijim predstavljanjem su uvedeni brojni noviteti uključujući i prvi automobilski motor s tri turbopuhala u verziji *N57D30S1*. Osim glavnih parametara motora potrebnih za izradu modela dan je i kratki tehnički opis glavnih sustava i dijelova navedenog motora koji su se mogli modelirati koristeći program *Engine Simulation*.

Usporedbom rezultata simulacije rada motora s vrijednostima stvarnog motora može se zaključiti da model vjerno opisuje rad stvarnog motora uz vrlo mala odstupanja vrijednosti dobivenih simulacijom od stvarnih vrijednosti te se stoga rezultate analiza utjecaja tlaka

prednabijanja i temperature vanjskog zraka na performanse motora može smatrati valjanima i realnima.

Smanjenjem maksimalnog tlaka prednabijanja u odnosu na osnovnu, tvorničku vrijednost tlaka od 2,2 bar smanjuju se snaga, okretni moment i srednji efektivni tlak koje razvija motor dok se specifična potrošnja goriva po jedinici dobivene korisne energije zanemarivo malo mijenja što je i očekivano budući da se zbog manje količine zraka dovedenog u cilindre motora zbog smanjenja tlaka prednabijanja u cilindre mora ubrizgati manje goriva kako bi trenutni pretičak zraka u cilindru ostao unutar dopuštenih vrijednosti. Povećanjem maksimalnog tlaka prednabijanja također ne dolazi do značajnih razlika u vrijednostima specifične potrošnje goriva no snaga, okretni moment, srednji efektivni tlak motora i volumetrijska učinkovitost značajno rastu. Ovaj rast je uvelike ograničen konstrukcijskim mogućnostima motora (srednji efektivni tlak raste iznad prihvatljive razine za motore ovog tipa) i turbopuhala koje je optimalnih dimenzija i karakteristika za tlakove prednabijanja od 1,8 bar do 2,2 bar te povećanjem tlaka prednabijanja iznad 2,2 bar dolazi do znatnog pada iskoristivosti kompresora i turbine turbopuhala i izlaska radnih točaka sustava motora i turbopuhala izvan radnog područja turbopuhala čime se onemogućuje njegov ispravan i učinkovit rad.

Smanjenjem temperature vanjskog zraka uz njegovo hlađenje se povećava snaga, okretni moment, srednji efektivni tlak i volumetrijska iskoristivost motora, a smanjuje se specifična potrošnja goriva budući da se snižavanjem temperature vanjskog zraka povećava njegova gustoća, a time i masa zraka koja se dovodi u cilindre motora čime se pospješuje izgaranje goriva pa se za približno istu ubrizganu količinu goriva može dobiti veći rad uz smanjenu količinu zaostalih neizgorelih čestica. Smanjenjem temperature stlačenog zraka koji se dovodi u cilindre se također smanjuje i vršna temperatura izgaranja čime se smanjuje i količina termičkih dušikovih oksida nastalih izgaranjem te se time smanjuje ukupna količina štetnih plinova nastalih izgaranjem, a što je posebno važno u današnje vrijeme. Hlađenje stlačenog zraka je iznimno korisno, posebno u uvjetima vrlo visokih vanjskih temperatura zraka budući da se njime može značajno ublažiti vrlo visoki porast temperature uzrokovan tlačenjem zraka turbopuhalom. U uvjetima vrlo visokih temperatura vanjskog zraka, iznad 45 °C ili 50 °C, nakon njegovog tlačenja temperatura mu može dosegnuti vrijednosti veće od 160 °C čime se značajno toplinski opterećuju razni dijelovi motora, povećava vršna temperatura izgaranja goriva, povećavaju emisije štetnih plinova izgaranja i povećava potrošnja goriva. Navedene pojave su sve vrlo negativne, a mogu biti posljedica neadekvatnog hlađenja stlačenog zraka za izgaranje u motoru.

LITERATURA

- [1] Khan, D.; Gül, M. Z.: „Zero-dimensional modelling of a four-cylinder turbocharged diesel engine with variable compression ratio and its effects on emissions“, SN Applied Sciences, Vol. 1, Izd. 10, br. čl. 1162, 2019., s Interneta, <https://doi.org/10.1007/s42452-019-1185-x>, 15.5.2022.
- [2] Mrakovčić, T.: „Podloge s predavanja kolegija Motori – Numeričko modeliranje procesa motora s unutarnjim izgaranjem“, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Rijeka, ak. god. 2020./2021.
- [3] Zacharias, F.: „Mollier-I, S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung“, Motortechnische Zeitschrift 31, br. 7, str. 296-303, 1970.
- [4] Jankov, R.: „Matematičko modeliranje strujno-termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora“, I/II dio, Naučna knjiga, Beograd, 1984.
- [5] Woschni, G.: „Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren“, Motortechnische Zeitschrift 31, br. 12, str. 491-499, 1970.
- [6] Mrakovčić, T.: „Osnivanje i vođenje broskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije“, doktorska disertacija, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Rijeka, 2003.
- [7] Sanlı, A. i dr.: „Numerical Evaluation by Models of Load and Spark Timing Effects on the In-Cylinder Heat Transfer of a SI Engine“, Numerical Heat Transfer, Part A, br. 56, str. 444-458, Taylor & Francis Group, 2009., s Interneta, https://www.researchgate.net/publication/228855636_Numerical_Evaluation_by_Models_of_Load_and_Spark_Timing_Effects_on_the_In-Cylinder_Heat_Transfer_of_a_SI_Engine, 19.5.2022.
- [8] Mrakovčić, T.: „Podloge s predavanja kolegija Motori – Izgaranje u motoru“, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Rijeka, ak. god. 2020./2021.
- [9] Pflaum, W.; Mollenhauer, K.: „Wärmübergang in der Verbrennungskraftmaschine“, Springer Verlag, Beč, 1977.

- [10] Mrakovčić, T.: „Podloge s predavanja kolegija Motori - Prednabijanje“, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Rijeka, ak. god. 2020./2021.
- [11] „Variable Geometry Turbo“, *Turbomap by sa-charging solutions AG*, s Interneta, <https://www.turbomap.ch/Home/VTG>, 23.5.2022.
- [12] Animacija rada motora *N57D30S1*, s Interneta, <https://www.youtube.com/watch?v=fteI0wDi1EQ>, 27.5.2022.
- [13] *Mwmachines 4x4*, Facebook stranica, s Interneta, <https://www.facebook.com/mwmachines4x4/photos/a.861427420873016/1656202691395481/?type=3&theater>, 27.5.2022.
- [14] „Technical Training – Product Information – N57 Engine“, informativni tehnički priručnik motora, BMW AG, VH 23, International Technical Training, München, 2008., preuzeto s Interneta, <https://www.docdroid.net/VX8TyXt/n57-en-pdf>, 27.5.2022.
- [15] Usisni kolektor motora *N57D3000*, s Interneta, <https://www.ebay.com/itm/123473955779>, 28.5.2022.
- [16] Opis *thyssenkrupp Presta* procesa proizvodnje bregastih vratila, *thyssenkrupp Presta*, s Interneta, <https://www.thyssenkrupp.com/en/newsroom/press-releases/the-thyssenkrupp-presta-assembled-truck-camshaft--2128.html>, 4.6.2022.
- [17] Opis mjerača masenog protoka zraka s vrućim filmom, *Bosch Mobility Solutions*, s Interneta, <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/solutions/sensors/hotfilm-airflow-sensor/>, 6.6.2022.
- [18] Shematski prikaz turbopuhala varijabilne geometrije statorskih lopatica turbine, ruski forum kluba vlasnika *Mitsubishi* vozila, s Interneta, http://faq.out-club.ru/download/pajero_iv/maintenance/Service_Manual_2008_2013/2013/15/html/M21500_0900040200ENG.HTM, 11.6.2022.
- [19] Turbopuhalo *Garrett GTB2260VK*, *XMan Turbos Ltd*, Facebook stranica, s Interneta, <https://www.facebook.com/264464090377661/posts/sale-bmw-n57d30-30d-245bhp-gtb2260vk-hybrid-turbocharger-fitted-with-65mm-gtx-st/1119263098231085/>, 11.6.2022.

[20] Dimenzije i specifikacije turbopuhala, *TDIClub* forum, s Interneta, <https://forums.tdiclub.com/index.php?threads/help-please-fitting-1756-vk.289365/page-4#post-3079412>, 11.6.2022.

[21] Specifikacije turbopuhala, *turbochargerspecs* blog, s Interneta, <https://turbochargerspecs.blogspot.com/search/label/GT22>, 11.6.2022.

[22] Baza podataka karakteristika kompresora i turbine turbopuhala i mehaničkih puhala, *RB Racing*, s Interneta, <https://rbracing-rsr.com/turbotech.html>, 11.6.2022.

POPIS OZNAKA I KRATICA

Latinične oznake

OZNAKA	MJERNA JEDINICA	NAZIV
A	m^2	površina, protočna površina
c	J/kgK	specifični toplinski kapacitet
c_0	m/s	izentropska brzina strujanja plinova
c_m	m/s	srednja stapna brzina
c_{vr}	m/s	maksimalna (vršna) stapna brzina
d	m	promjer
d_{sr}	m	srednji promjer
F	N	sila
h	J/kg	specifična entalpija
h	m	podizaj, hod ventila
H_d	J/kg	donja ogrjevna moć goriva
J	$kg\ m^2$	moment tromosti
k	W/m^2K	koeficijent prolaza topline
k	N/m	krutost opruge
l	m	duljina ojnice
l	m	podizaj, hod pladnja optočnog ventila
L	m	duljina
L_{st}	kg	stehiometrijska masa zraka za izgaranje

OZNAKA	MJERNA JEDINICA	NAZIV
m	kg	masa
m	-	Wiebeov eksponent
\dot{m}	kg/s	maseni protok
M	Nm	okretni moment
n	min ⁻¹	brzina vrtnje
p	Pa	tlak
Pr	-	Prandtlov broj
q	W/m ²	gustoća toplinskog toka
Q	J	toplina/toplinska energija
r	m	polumjer/radijus koljenastog vratila
R	J/kgK	plinska konstanta
Re	-	Reynoldsov broj
t	s	vrijeme
T	K	temperatura
u	J/kg	specifična unutarnja energija
u	m/s	obodna brzina
U	J	unutarnja energija sustava
v	m/s	brzina
V	m ³	volumen
V_0	m ³	kompresijski volumen
V_s	m ³	stapajni volumen
\dot{V}	m ³ /s	volumni protok

OZNAKA	MJERNA JEDINICA	NAZIV
w	m/s	brzina
W	J	rad
W	W/K	toplinski kapacitet (vodena vrijednost)
x	m	položaj klipa
x	mm ² /m	ovisnost protočne površine o hodu ventila
x_g	%	udio izgorenog goriva
Z	-	faktor kompresibilnosti plina

Grčke oznake

OZNAKA	MJERNA JEDINICA	NAZIV
α	W/m ² K	koeficijent prijelaza topline
α	-	koeficijent protoka kroz neki prolaz
ε	-	kompresijski omjer
η	Pa s	dinamička viskoznost
η	-	stupanj djelovanja (iskoristivost)
κ	-	eksponent adijabate
λ	W/mK	koeficijent toplinske vodljivosti
λ	-	pretičak zraka
ν	-	bezdimenzijska brzina

OZNAKA	MJERNA JEDINICA	NAZIV
π	-	omjer tlakova
ρ	kg/m ³	gustoća
φ	°	kut koljenastog vratila
ψ	-	funkcija protjecanja

Indeksi

INDEKS	NAZIV
<i>0</i>	referentno stanje
<i>atm</i>	atmosfera, atmosferski
<i>c</i>	cilindar
<i>c, g</i>	trenutno gorivo u cilindru
<i>DIJAF</i>	dijafragma
<i>ef</i>	efektivno/a
<i>g</i>	gorivo
<i>g, proc</i>	ukupno gorivo u jednom procesu/ciklusu
<i>geom</i>	geometrijski/a
<i>H</i>	hladnjak
<i>i</i>	izlaz, izlazi, ispuh
<i>IK</i>	ispušni kolektor

INDEKS	NAZIV
<i>IKanal</i>	ispušni kanal u cilindarskoj glavi
<i>IV</i>	ispušni ventil
<i>izg</i>	izgaranje
<i>KI</i>	kraj izgaranja, stanje nakon izgaranja
<i>meh</i>	mehanički
<i>Mot</i>	motor
<i>nP</i>	nakon puhala
<i>nT</i>	nakon turbine
<i>OPRUG</i>	opruga
<i>otv</i>	otvaranje
<i>pP</i>	prije puhala
<i>pT</i>	prije turbine
<i>P</i>	puhalo
<i>PI</i>	početak izgaranja
<i>pop</i>	poprečni/o
<i>pr</i>	propuštanje
<i>s</i>	stapaj
<i>s</i>	izentropski/a
<i>sr</i>	srednji
<i>st</i>	stijenka
<i>st</i>	stehiometrijski
<i>T</i>	turbina

INDEKS	NAZIV
<i>TI</i>	trajanje izgaranja
<i>TP</i>	turbopuhalo
<i>u</i>	ulaz, ulazi, usis
<i>UK</i>	usisni kolektor
<i>Ukanal</i>	usisni kanal u cilindarskoj glavi
<i>UV</i>	usisni ventil
<i>UZ</i>	usis zatvoren, stanje u trenutku sa zatvorenim usisnim ventilima
<i>v</i>	ventil
<i>vol</i>	volumetrijski
<i>Z</i>	zrak za izgaranje
<i>ZHlad</i>	rashladni zrak

POPIS SLIKA

Slika 2.1 Pojednostavljeni shematski prikaz primjene 0D modela na prostor izgaranja u cilindru motora s prikazanom domenom [1]	6
Slika 2.2 Pojednostavljeni shematski prikaz primjene qD modela na prostor izgaranja u cilindru [2]	7
Slika 2.3 Shema šesterocilindričnog dizelskog motora s prednabijanjem i hlađenjem zraka za izgaranje [2]	9
Slika 2.4 Shematski prikaz kontrolnog volumena kod cilindra motora [6]	15
Slika 2.5 Dijagram koeficijenta prijelaza topline i gustoće toplinskog toka dobivenih navedenim korelacijama [7].....	19
Slika 2.6 Dijagram faza izgaranja dizelskog goriva u cilindru motora [8].....	21
Slika 2.7 Utjecaj zakašnjenja paljenja na izgaranje goriva u dizelskom motoru [8].....	22
Slika 2.8 Dijagrami ovisnosti udjela izgorenog goriva i brzine izgaranja o Wiebeovom eksponentu m [6].....	24
Slika 2.9 Shematski prikaz usisnog kolektora [6].....	29
Slika 2.10 Bezdimenzijska promjena temperature medija za unakrsni izmjenjivač [6]	35
Slika 2.11 Shematski prikaz ispušnog kolektora [6].....	36
Slika 2.12 Pojednostavljeni shematski prikaz turbopuhala s naznačenim fizikalnim veličinama [6].....	40
Slika 2.13 Dijagram bezdimenzijskih značajki radijalne turbine ABB RR 150 [10]	42
Slika 2.14 Dijagram ovisnosti korigiranog masenog protoka o omjeru tlakova za turbinu s varijabilnom geometrijom [11]	43
Slika 2.15 Primjer korigirane karakteristike kompresora turbopuhala [10]	45
Slika 3.1 N57 serija pod poklopcem motora dva Defendera 110 [13].....	49
Slika 3.2 Motor N57D3000 s povezanim hladnjakom zraka za izgaranje [14]	50
Slika 3.3 Krivulje karakteristika snage i okretnog momenta motora N57D3000 i usporedba s prethodnom generacijom ekvivalentnog motora [14].....	52
Slika 3.4 Dijelovi kućišta motora N57D3000 [14]	53
Slika 3.5 Detalj izvedbe postolja i jarma glavnog ležaja motora [14]	55
Slika 3.6 Presjek cilindarske glave [14].....	56
Slika 3.7 Usisni kolektor motora s naznačenim pripadajućim provrtima pojedinog usisnog kanala [15]	58

Slika 3.8 Detaljniji prikaz rasporeda usisnih i ispušnih kanala te smještaja rasprskavača goriva i grijača u cilindarskoj glavi motora [14].....	58
Slika 3.9 Krivulja hoda usisnih i ispušnih ventila motora N57D3000 [14].....	59
Slika 3.10 Shematski prikaz sustava lančanog pogona bregastih vratila, VT pumpe i pumpe ulja/vakuum pumpe [14].....	61
Slika 3.11 Shema common-rail sustava ubrizgavanja goriva [14]	64
Slika 3.12 Presjek piezoelektričnog rasprskavača goriva s naznačenim glavnim dijelovima [14]	66
Slika 3.13 Shematski prikaz usisnog i ispušnog sustava motora N57D3000 u EURO 6 verziji [14].....	67
Slika 3.14 Usisni sustav motora s naznačenim dijelovima [14]	69
Slika 3.15 Ispušni sustav motora s naznačenim glavnim dijelovima [14].....	71
Slika 3.16 Dijagramska usporedba dopuštenih emisija krutih čestica i štetnih plinova različitih EURO normi [14]	72
Slika 3.17 Vrijednosti pretička zraka izračunate iz mjerenja lambda sondama tijekom procesa regeneracije katalizatora [14].....	75
Slika 3.18 Shematski prikaz VGT turbopuhala IHI RHV5S VT12 s motora Mitsubishi 4M41 3.2 DI-D [18]	79
Slika 3.19 Turbopuhalo Garrett GTB2260VK [19].....	79
Slika 3.20 Karakteristika kompresora (lijevo) i turbine (desno) Garrett turbopuhala serije GT22 [lijevo 21, desno 22]	80
Slika 4.1 Unos zadanih parametara motora u Concept Tool	82
Slika 4.2 Shema modela motora s turbopuhalom, optočnim ventilom i hladnjakom stlačenog zraka.....	85
Slika 4.3 Dijagram karakteristika motora dobivenih simulacijom	86
Slika 4.4 Usporedba rezultata simulacije i stvarnih vrijednosti motora	89
Slika 4.5 Karakteristika kompresora s naznačenim radnim točkama pri različitim brzinama vrtnje motora.....	91
Slika 4.6 Usporedba vrijednosti snage i okretnog momenta za različite maksimalne tlakove prednabijanja.....	93
Slika 4.7 Usporedba vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka (BMEP) za različite maksimalne tlakove prednabijanja.....	93
Slika 4.8 Usporedba vrijednosti volumetrijske učinkovitosti za različite maksimalne tlakove prednabijanja.....	94

Slika 4.9 Usporedba karakteristika kompresora za različite maksimalne tlakove prednabijanja	96
Slika 4.10 Utjecaj različitih temperatura vanjskog zraka na snagu i okretni moment motora	98
Slika 4.11 Utjecaj različite temperature vanjskog zraka na srednji efektivni tlak (BMEP) i specifičnu potrošnju goriva (BSFC) motora	99
Slika 4.12 Utjecaj temperature vanjskog zraka na temperature stlačenog zraka nakon prolaska kroz turbopuhalo (prije prolaska kroz hladnjak) te poslije prolaska kroz hladnjak zraka	101
Slika 4.13 Pad temperature i tlaka stlačenog zraka prolaskom kroz hladnjak zraka u ovisnosti o temperaturi vanjskog zraka	102

POPIS TABLICA

Tablica 3.1 Osnovne tehničke karakteristike motora N57D3000	50
Tablica 3.2 Vrijednosti parametara sustava pogona ventila	60
Tablica 3.3 Osnovne specifikacije turbopuhala Garrett GTB2260VK [20]	80
Tablica 4.1 Vrijednosti rezultata simulacije rada motora	87
Tablica 4.2 Usporedba rezultata simulacije i stvarnih vrijednosti motora.....	89
Tablica 4.3 Vrijednosti tlakova početka otvaranja wastegate ventila i sila na dijafragmi ventila potrebnih za njihovo otvaranje.....	92

SAŽETAK

U ovom radu opisan je multo-dimenzionalni model motora s unutarnjim izgaranjem, prednabijanjem i hlađenjem stlačenog zraka za izgaranje. Ukratko su objašnjeni teorijski principi rada te prednosti i nedostaci pojedinih klasa modela. Dan je opis matematičkog modela svakog od glavnih dijelova motora koji su međusobno povezani u jednu cjelinu koja čini matematički model cijelog motora. Model motora se izradio po uzoru na moderni šesterocilindrični dizelski motor s prednabijanjem i hlađenjem stlačenog zraka *N57D3000* njemačkog proizvođača vozila *BMW*. Dan je sažeti tehnički opis glavnih dijelova i sustava navedenog motora uz navedene glavne tehničke karakteristike motora. Za provedbu simulacija rada motora korišten je računalni program *Engine Simulation* britanske tvrtke *Lotus Engineering*. Usporedbom rezultata simulacije rada motora s vrijednostima snage i okretnog momenta stvarnog motora zaključilo se da je napravljeni model motora valjan te da vjerno opisuje rad stvarnog motora uz mala odstupanja vrijednosti dobivenih simulacijom od stvarnih vrijednosti motora. Analizirao se utjecaj tlaka prednabijanja na rad motora i turbopuhala te utjecaj temperature vanjskog zraka u okolini motora na njegov rad te na rad hladnjaka stlačenog zraka. Također su se usporedili rezultati simulacije rada motora sa i bez hladnjaka stlačenog zraka.

KLJUČNE RIJEČI

Nulto-dimenzionalni model

Dizelski motor

Prednabijanje

Turbopuhalo

Hladnjak stlačenog zraka

ABSTRACT

This master's thesis describes the workings of a zero-dimensional thermodynamic model of a diesel powered, turbocharged internal combustion engine with charge air cooling. Theoretical working principles of various mathematical model types (regarding their dimensionality) are briefly described, as are their respective advantages and disadvantages. Mathematical models of each of the main individual engine components are described. When combined, those individual models make up the model of the whole engine. The virtual engine model was modelled after a modern six-cylinder turbocharged engine with charge air cooling, the *BMW N57D3000* engine. A brief technical description of the main parts and systems of the aforementioned engine is given, as are its main technical parameters. *Engine Simulation*, a computer program made by *Lotus Engineering*, was used to carry out the engine run simulations. By comparing the results of the engine run simulations with the power and torque values of the real engine it is concluded that the engine model created is valid and that it correctly describes the operation of the real engine with small deviations between the values obtained by the simulation and the actual engine values. The influence of varying boost pressure on the engine and turbocharger operation was analysed, as well as the influence of the outside air temperature on its operation and the operation of the charge air cooler. The simulated results of the engine running with and without a charge air cooler were also compared.

KEY WORDS

Zero-dimensional model

Diesel engine

Turbocharging

Turbocharger

Charge air cooler