

Simulacija rada Ottovog motora pri djelomičnim opterećenjima promjenom faktora pretička zraka

Kostanjevec, Mario

Undergraduate thesis / Završni rad

2022

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:852119>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-18**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mario Kostanjevec

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Mario Kostanjevec

Zagreb, 2022.

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

Zahvaljujem se svom mentoru, Momiru Sjeriću, na znanjima i savjetima koji su mi uveliko pomogli da napravim ovaj završni rad.

Zahvaljujem se svojoj obitelji što su mi omogućili sve potrebno za život te uvijek bili uz mene davajući mi maksimalnu podršku i slobodu.

Zahvaljujem se svojim prijateljima i kolegama koji su vjerovali u mene i bodrili me na mome putu.

Mario Kostanjevec



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 22 – 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Mario Kostanjevec** JMBAG: **0035223162**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Simulacija rada Ottovog motora pri djelomičnim opterećenjima promjenom faktora pretička zraka**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Simulation of spark ignited engine operation under part load conditions by change of air excess ratio**

Opis zadatka:

Simulacije radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem najčešće se koriste za analizu utjecaja glavnih radnih parametara na značajke rada motora u njegovom radnom području. Zbog potencijala smanjenja potrošnje i značajno manje emisije dušikovih oksida, sve više se razmatra mogućnost primjene Ottovih motora s pretkomorom. Kod njih se siromašna smjesa u glavnom prostoru izgaranja zapaljuje prodiranjem vrućih produkata izgaranja iz pretkomore u glavni prostor. Obzirom da se pokazuje mogućnost zapaljenja siromašnih smjesa do $\lambda \leq 2.2$ u ovom radu je potrebno analizirati rad motora pri djelomičnim opterećenjima koja se ostvaruju promjenom faktora pretička zraka ($0.85 \leq \lambda \leq 2.2$) i prigušenjem usisa. Analizu je potrebno provesti primjenom Vibeove funkcije u modelu motora pripremljenog u komercijalnom programskom paketu AVL Boost™.

U radu je potrebno:

- Odabrati suvremeni Ottov motor i za isti napraviti simulacijski model u programu AVL Boost™. Podesiti model tako da daje približne značajke rada onima koje su dostupne za taj motor.
- Provesti simulaciju rada pri djelomičnim opterećenjima uz stehiometrijsku smjesu, a uz prigušenje usisa.
- Provesti simulaciju rada pri djelomičnim opterećenjima uz povećanje faktora pretička zraka i prigušenje usisa ukoliko je potrebno.
- Usporediti značajke rada motora za oba slučaja u obliku topografskih dijagrama.
- Provesti simulaciju odabranog voznog ciklusa za oba slučaja rada motora i analizirati promjene.
- Prikazati rezultate i izvesti zaključke.

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

Zadatak zadan:

30. 11. 2021.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Datum predaje rada:

1. rok: 24. 2. 2022.
2. rok (izvanredni): 6. 7. 2022.
3. rok: 22. 9. 2022.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 28. 2. – 4. 3. 2022.
2. rok (izvanredni): 8. 7. 2022.
3. rok: 26. 9. – 30. 9. 2022.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK.....	V
SUMMARY	VI
1. UVOD.....	1
2. OTTOVI MOTORI.....	2
2.1. Konvencionalni motori	2
2.2. Višestruko ubrzigavanje goriva u usisnu cijev	3
2.3. Motori s pretkomorom	5
2.4. TJI = turbulent jet ignition = paljenje turbulentni mlazom.....	8
3. SIMULACIJSKI MODEL.....	9
3.1. Simulacijski model sa stehiometrijskom smjesom	11
3.2. Simulacijski model sa siromašnom smjesom.....	13
3.3. Opterećenja	13
3.3.1. 100% opterećenje.....	13
3.3.2. Djelomična opterećenja.....	14
3.3.2.1. Djelomična opterećenja kod stehiometrijske smjese	16
3.3.2.2. Djelomična opterećenja kod siromašne smjese	16
4. PRIKAZ I USPOREDBA REZULTATA SIMULACIJA	17
4.1. Specifična efektivna potrošnja goriva.....	17
4.2. Specifična indicirana potrošnja goriva.....	19
4.3. Udio zaostalih produkata izgaranja.....	21
4.4. Stupanj punjenja.....	23
4.5. Faktor pretička zraka.....	25
4.6. Najveći tlak u cilindru.....	27
4.7. Najveća temperatura u cilindru	29
4.8. Emisija dušikovih oksida	31
4.9. Srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija	33
5. Standardizirani ispitni vozni ciklus	35
5.1. UDC (gradski ciklus vožnje).....	37
5.2. EUDC (izvangradski ciklus vožnje)	38
5.3. Postupak izvedbe simulacije vožnje	39
5.4. Potrošnja goriva	40
6. ZAKLJUČAK.....	43
LITERATURA.....	44

POPIS SLIKA

Slika 2.1. Presjek ottovog motora [1].....	2
Slika 2.2. Višestruko ubrizgavanje goriva u usisnu cijev [2].....	3
Slika 2.3. Istodobno ubrizgavanje [1]	4
Slika 2.4. Grupno ubrizgavanje [1]	4
Slika 2.5. Slijedno ubrizgavanje [1]	5
Slika 2.6. Motor s pretkomorom [5].....	7
Slika 3.1. Golf 5 (proizvodnja 2004.) [7].....	9
Slika 3.2. Presjek motora [14].....	10
Slika 3.3. Simulacijski model sa stehiometrijskom smjesom	11
Slika 4.1. Snage u motoru	17
Slika 4.2. Specifična efektivna potrošnja goriva kod stehiometrijske smjese	18
Slika 4.3. Specifična efektivna potrošnja goriva kod siromašne smjese.....	18
Slika 4.4. Specifična indicirana potrošnja goriva kod stehiometrijske smjese	20
Slika 4.5. Specifična indicirana potrošnja goriva kod siromašne smjese.....	20
Slika 4.6. Udio zaostalih produkata izgaranja kod stehiometrijske smjese	22
Slika 4.7. Udio zaostalih produkata izgaranja kod siromašne smjese.....	22
Slika 4.8. Stupanj punjenja kod stehiometrijske smjese	23
Slika 4.9. Stupanj punjenja kod siromašne smjese.....	24
Slika 4.10. Faktor pretička zraka kod stehiometrijske smjese	25
Slika 4.11. Faktor pretička zraka kod siromašne smjese.....	26
Slika 4.12. Područje rada lambda sonde [10].....	27
Slika 4.13. Utjecaj faktora zraka na tlak u cilindru	28
Slika 4.14. Najveći tlak u cilindru kod stehiometrijske smjese	28
Slika 4.15. Najveći tlak u cilindru kod siromašne smjese.....	29
Slika 4.16. Srednja temperatura plinova u cilindru Ottovog i Dieselovog motora	30
Slika 4.17. Najveća temperatura cilindra kod stehiometrijske smjese	30
Slika 4.18. Najveća temperatura cilindra kod siromašne smjese	31
Slika 4.19. Emisija dušikovih oksida kod stehiometrijske smjese.....	32
Slika 4.20. Emisija dušikovih oksida kod siromašne smjese	32
Slika 4.21. Srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija kod konvecncionalnog motora. 33	
Slika 4.22. Srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija kod modificiranog motora	34
Slika 5.1. NEDC ispitni ciklus	35
Slika 5.2. Satna masena potrošnja konvecncionalnog motora	41
Slika 5.3. Satna masena potrošnja modificiranog motora	41

POPIS TABLICA

Tablica 3.1. Specifikacija Golf 5 automobila.....	9
Tablica 3.2. Srednji efektivni tlak za djelomična opterećenja	15
Tablica 5.1. Ulazni podaci.....	36
Tablica 5.2. Usporedba potrošnje goriva konvencionalnog motora i stvarnog motora	42
Tablica 5.3. Usporedba potrošnje goriva konvencionalnog motora i modificiranog motora ..	42

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
Z	kg _Z /kg _G	stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva
λ	-	faktor pretička zraka
Z_0	kg _Z /kg _G	stehiometrijske količine zraka za izgaranje
g_e	g/kWh	specifična efektivna potrošnja goriva
$\dot{m}_{G,h}$	kg/h	satna masena potrošnja goriva
P_e	kW	efektivna snaga
g_i	g/kWh	specifična indicirana potrošnja goriva
P_i	kW	indicirana snaga
z	-	broj cilindara
n	min ⁻¹	brzina vrtnje
V_h	m ³	radni volumen cilindra
p_i	Pa	srednji indicirani tlak
T	-	broj taktova
γ	-	udio zaostalih produkata izgaranja
m_{isp}	kg	masa ispušnih plinova zaostalih u cilindru od prethodnog ciklusa
m	kg	masa svježe radne tvari
λ_{pu}	-	stupanj punjenja
m_{ref}	kg	referentna masa

SAŽETAK

Ottovi motori s pretkomorom je tehnologija koja je unaprijedila običan Ottov motor te se sve više koristi u proizvodnji automobila. Omogućuje rad na nižim temperaturama što smanjuje emisije dušikovih oksida te smanjuje potrošnju goriva u usporedbi s konvencionalnim motorima. Usporednom dva načina rada istoga motora vidi se utjecaj faktora pretička zraka. Kod konvencionalnog motora on je u djelomičnim opterećenjima isti, dok je kod modificiranog rada motora promjenjiv. Analiza se provela preko specifičnih efektivnih i indiciranih potrošnji goriva, udjelu zaostalih produkata izgaranja, stupnju punjenja, faktoru pretička zraka, najvećem tlaku u cilindru i najvećoj temperaturi u cilindru te srednjeg indiciranog tlaka za izmjenu radnog medija. Na kraju rada provedena je analiza voznog ciklusa oba načina rada motora. Rezultati su pokazali kako modificirani način rada motora ima manju potrošnju goriva kod djelomičnih opterećenja u promatranim radnim točkama te ujedno i drastično smanjenu emisiju dušikovih oksida, a i općenito smanjenu emisiju štetnih plinova. Razlog tome je izgaranje u glavnoj komori u kojoj prevlada zrak odnosno siromašna smjesa.

Koristeći programski paket AVL BOOST uspoređivale su se i simulirale 6 različitih radnih točaka koje su podijeljene na različitim brzinama vrtnje. Početna je na 1000 min^{-1} , a zadnja je na 6000 min^{-1} . Uz to rad je podijeljen na 100% opterećenje i djelomična opterećenja.

Ključne riječi: Ottovi motori, pretkomora, regulacija snage, vozni ciklus

SUMMARY

Otto engines with a pre-chamber is a technology that improved the ordinary Otto engine and is increasingly used in car production. It enables operation at lower temperatures, which reduces nitrogen oxide emissions and reduces fuel consumption compared to conventional engines. By comparing the two modes of operation of the same engine, the influence of the lambda number can be seen. In the case of a conventional engine, lambda number is the same in partial loads, while it is variable in the case of modified engine operation. The analysis was carried out through the specific effective and indicated fuel consumption, the proportion of residual combustion products, charging efficiency, lambda number, the highest pressure in the cylinder and the highest temperature in the cylinder, and the average indicated pressure for changing the processing medium. At the end of the work, an analysis of the driving cycle of both modes of engine operation was carried out. The results showed that the modified operation mode of the engine has lower fuel consumption at partial loads in the observed operating points and at the same time drastically reduced emission of nitrogen oxides and generally reduced emission of harmful gases. The reason for this is combustion in the main chamber where air prevails, i.e. a lean mixture.

Using the AVL BOOST program package, 6 different operating points were compared and simulated, which were divided at different rotational speeds. The initial one is at 1000 min⁻¹, and the last one is at 6000 min⁻¹. Additionally, work is divided into 100% load and partial loads.

Key words: Otto engines, pre-chamber, power regulation, driving cycle

1. UVOD

Posljednjih nekoliko godina sve se više priča o zagađenju okoliša te kako bi se to smanjilo koliko god je moguće. Jedan od glavnih zagađivača okoliša su automobili. U današnje vrijeme, staklenički plinovi su porasli za 34% u odnosu na 1990. godinu. Plan Europske unije je smanjenje emisija stakleničnih plinova do 2050. godine za 90%. Zato se proizvođačima uvode takozvane Euro norme. Euro norme su norme emisije ispušnih plinova koje moraju zadovoljavati motorna vozila koja se prodaju, odnosno koja se uvoze u Europsku uniju [11]. Te norme se postrože svakih otprilike 5 godina. Zato proizvođači traže nova, bolja rješenja kako bi zadovoljili te norme. Jedan od načina smanjenja potrošnje goriva, a uz to i smanjenje štetnih plinova je svakako Ottov motor s pretkomorom. Izgaranje se odvija u siromašnoj smjesi pa su tako niže temperature u glavnoj komori. Te niže temperature dovode do znatno manjih emisija dušikovih oksida.

Napretkom tehnologije razvijeni su programski paketi koji olakšavaju u provođenju brojnih proračuna i simulacija u radu motora s unutarnjim izgaranjem. Jedan od takvih, u kojem je izrađen ovaj završni rad, je AVL BOOST.

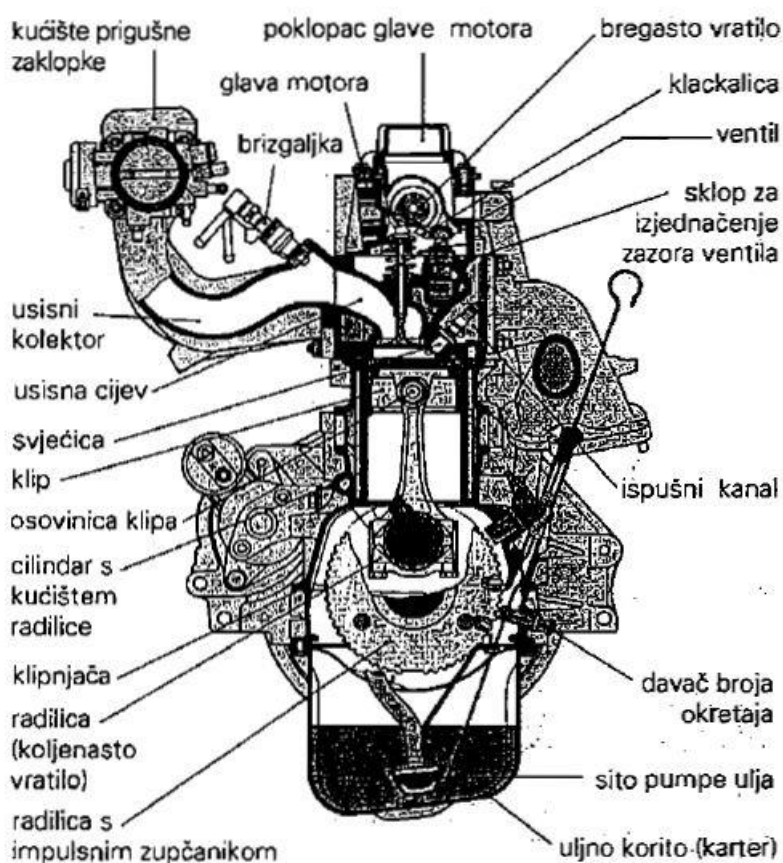
Cilj ovog rada je analizirati utjecaj promjene načina regulacije snage Ottovog motora na značajke rada i potrošnju pri standardiziranom voznom ciklusu. To će se analizirati preko simulacija rada motora. U jednoj simulaciji motor radi sa stehiometrijskom smjesom, a u drugoj simulaciji motor radi sa siromašnom smjesom. Nakon izvršenja tih simulacija radi se usporedba ta dva načina rada.

2. OTTOVI MOTORI

2.1. Konvencionalni motori

Četverotaktni motor je motor koji svoj radni ciklus obavi u 4 takta, tj. u dva okretaja koljenastog vratila. Četverotaktni Ottov motor, ima 4 osnovna dijela i dodatne sustave:

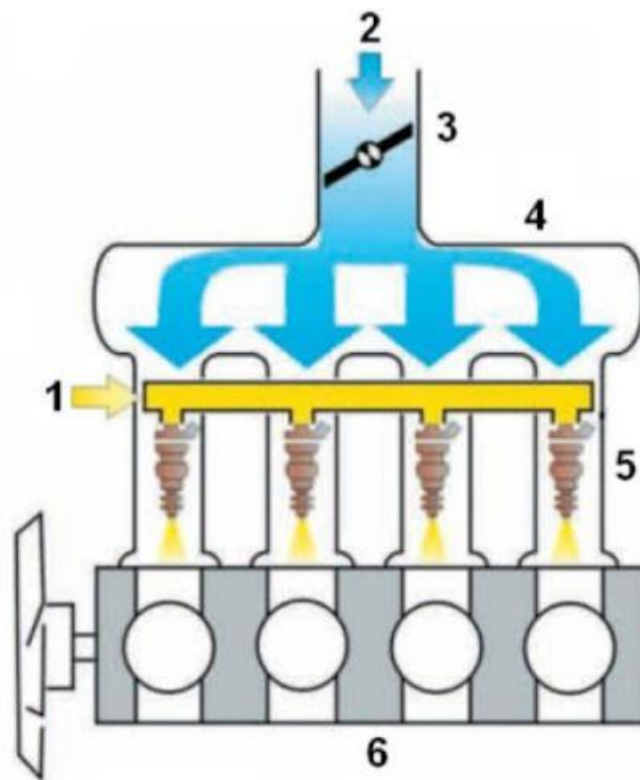
- Kućište motora - karter, blok motora, glava motora, poklopac glave, brtva
- Klipni mehanizam - klipovi, klipnjače, koljenasto vratilo
- Razvodni mehanizam - ventili, podizači ventila, opruge, bregasto vratilo, remeni ili lančani prijenos
- Sustav za stvaranje smjese - spremnik, pumpa, filter goriva, usisna cijev, sustav ubrizgavanja
- Dodatni sustavi – sustav za paljenje, podmazivanje, hlađenje. [1]



Slika 2.1. Presjek ottovog motora [1]

2.2. Višestruko ubrizgavanje goriva u usisnu cijev

Jedan od načina ubrizgavanja goriva ispred usisnih ventila je višestruko ubrizgavanje goriva u usisnu cijev. Radi se o vanjskom stvaranju smjese koja dolazi preko usisnog kanala (2). Nailazi na zaklopku (3) koja vrši regulaciju snage, tj. prigušuje usis. Zatim smjesa dolazi do razvodnog kanala (1) gdje se preko brizgaljki (5) smjesa ravnomjerno dijeli u svaki cilindar (6).

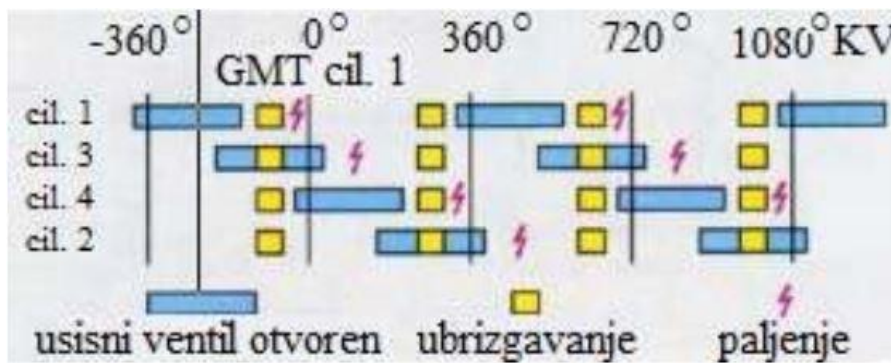


Slika 2.2. Višestruko ubrizgavanje goriva u usisnu cijev [2]

Svaki cilindar ima svoju brizgaljku te dobijaju jednako kvalitetnu smjesu. MPI sustavi razlikovati se mogu prema načinu ubrizgavanja:

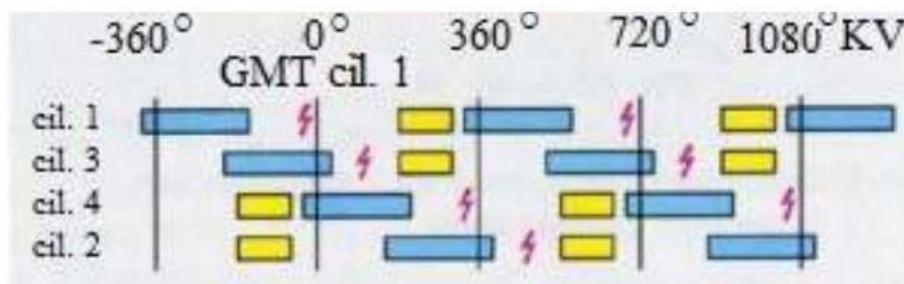
- istodobno ili simulativno ubrizgavanje,
- grupno ubrizgavanje,
- slijedno ili sekvencijalno ubrizgavanje. [1]

Kod istodobnog ubrizgavanja sve se brizgaljke istodobno otvaraju bez obzira na odvijanje taktova u pojedinim cilindrima pa su i vremena za stvaranje smjese vrlo različita. Kako bi se unatoč tome stvorila smjesa više-manje podjednake kvalitete po svim cilindrima, ukupna količina goriva ubrizgava se u dva navrata (za svaki okretaj radilice pola količine). [1]



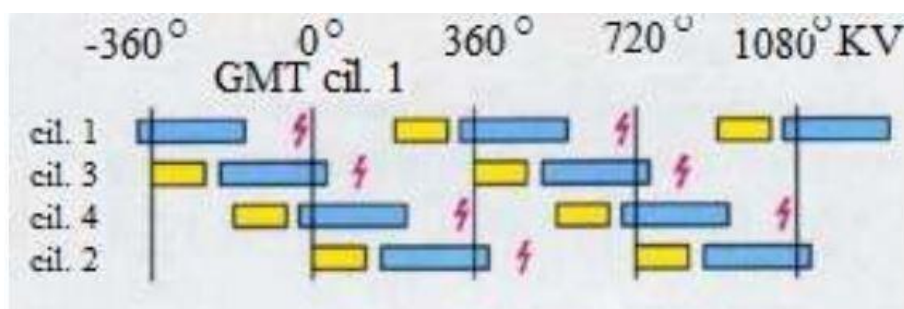
Slika 2.3. Istodobno ubrizgavanje [1]

Grupno ubrizgavanje povoljnije je od istodobnog i kod njega se brizgaljke prvog i trećeg, te brizgaljke drugog i četvrtog cilindra izmjenično otvaraju tako da ubrizgavaju uvijek prije takta usisa. Ubrizgava se kompletna količina goriva, ali vremena za stvaranje smjese su različita za različite cilindre. [1]



Slika 2.4. Grupno ubrizgavanje [1]

Slijedno ubrizgavanje je ono kod kojeg se svaka brizgaljka aktivira neposredno prije početka takta usisa odnosno cilindra kada se ubrizgava ukupna količina goriva. Prednosti ovakvog načina ubrizgavanja su optimalna smjesa za sve cilindre i bolje unutarnje hlađenje cilindra dok je vrijeme za stvaranje smjese jednako za sve cilindre. [1]



Slika 2.5. Slijedno ubrizgavanje [1]

2.3. Motori s pretkomorom

Budući benzinski motori u hibridnim pogonskim sklopovima za osobne automobile i laka komercijalna vozila će također i dalje zahtijevati daljnje smanjenje potrošnje goriva i emisija. Veliki korak prema povećanju učinkovitosti predstavljaju motori s predkomorom. Nude potencijal ostvarivanja siromašnog izgaranja u kombinaciji s najnižim sadržajem dušika emisije oksida. Postižu i smanjenje potrošnje goriva za 30% u usporedbi s konvencionalnim motorima što daje do znanja većeg efektivnog stupnja djelovanja. [3]

Kako svaki sustav tako i ovaj ima svoje prednosti i nedostatke.

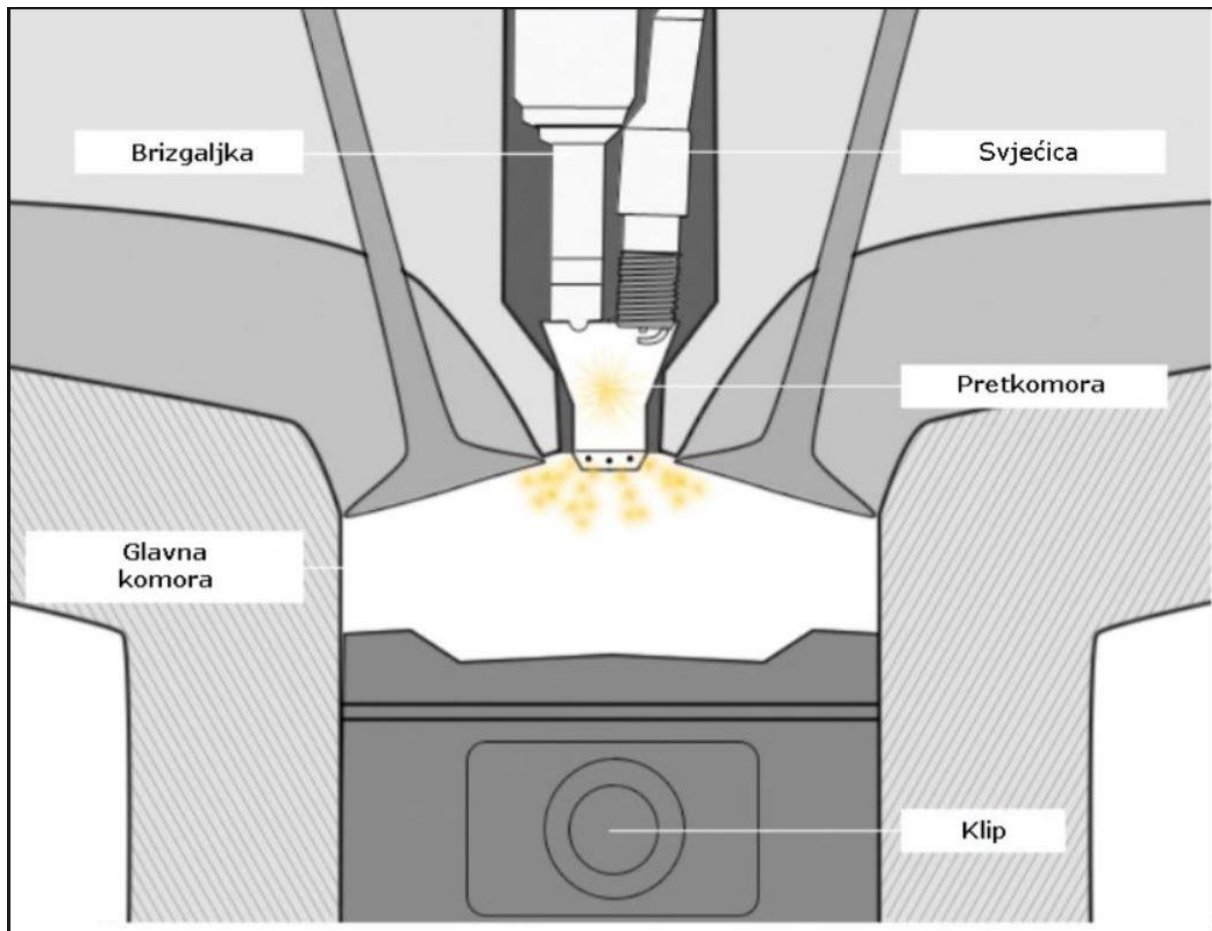
Prednosti:

- postiže se niže temperaturno izgaranje koje minimiziraju NOx spojeve,
- veća toplinska učinkovitost zbog manjih toplinskih gubitaka kroz stijenke komore za izgaranje,
- povećanje omjera specifične topline,
- smanjeni gubici crpljenja pri djelomičnim opterećenjima zbog rada bez prigušnice,
- ublažavanje detonacija čime se omogućuje rad s velikim opterećenjem,
- viši omjeri kompresije. [4]

Nedostaci:

- ozbiljan izazov za stabilno izgaranje – povećano razrjeđivanje dovodi do kritičnih problema s paljenjem i širenjem plamena,
- postaje sve teže pouzdano zapaliti siromašnije smjese goriva i zraka,
- povećana vjerojatnost gašenja plamena, djelomičnih ciklusa izgaranja,
- prestanak paljenja,
- grub rad,
- veća uključenost sustava za naknadnu obradu ispušnih plinova,
- onemogućen je rad trokomponentnog katalitičkog konvertera. [4]

Kako bi se riješile ove poteškoće ugrađuju se napredni sustavi paljenja, a jedan od njih je paljenje s iskrom u predkomori. Može se koristiti za veće brzine gorenja i stabilno izgaranje raspodjelom izvora paljenja na različitim mjestima. Sustavi za predkomorno paljenje iskrom, također poznati kao turbulentni sustavi paljenja mlaza, nude relativno pojednostavljeno rješenje jer zahtijeva minimalnu modifikaciju motora. Koristi se komora malog volumena koja je spojena na glavnu komoru za izgaranje kroz jedan ili više malih otvora, a sadrži svjećicu i mlaznicu goriva. Sustavi za predkomorno paljenje iskrom koriste jedno gorivo, a uspješno paljenje postiže se paljenjem pomoću iskre prethodno pomiješanog punjenja prisutnog u predkomori s aktivnim ili pasivnim gorivom. Kod sustava s aktivnim gorivom mlaznica goriva pomaže u kontroli omjera zraka i goriva unutar predkomore. U toj predkomori se nalazi približno stehiometrijska smjesa što omogućuje normalno paljenje smjese te se plamen širi do cilindra u kojem dolazi do paljenja siromašne smjese. Kod sustava s pasivnim gorivom nema dodatne mlaznice te punjenje nije izravno upravljano. [4]



Slika 2.6. Motor s pretkomorom [5]

Izgaranje započeto unutar pretkomora stvara brz porast tlaka i temperature, stvarajući time pogon sila koja tjera plinove iz pretkomore u glavnu komoru (cilindar) kroz otvor u obliku turbulentnih mlazova. To služi kao izvor paljenja, odnosno početak izgaranja na više mjesta siromašne smjese u cilindru te se time povećava tlak i oslobađa toplinu. Na taj način se poboljšava stabilnost izgaranja uz minimalne varijacije od ciklusa do ciklusa. Također, osigurava pouzdan izvor paljenja i povećane brzine izgaranja homogene smjese što je olakšalo razvoj motora s visokom toplinskom učinkovitošću te niskom emisijom NO_x spojeva. [4]

2.4. TJI = turbulent jet ignition = paljenje turbulentni mlazom

Turbulentni mlaz plamena djeluje kao distribuirani izvor energije za pokretanje intenzivnog procesa izgaranja. Što se tiče primjene TJI na stvarnim motorima, eksperimentalno istraživanje *Attarda* izvijestili su o neto toplinskoj učinkovitosti od 42% i ultraniskim emisijama NOx (<10 ppm). Također su otkrili da je TJI sustav učinkovit način za proširenje granice detonacije, što omogućuje korištenje goriva od 65 oktana. Proučavajući mjesto iskre u pretkomori, *Thelen* istaknuo je da mjesta najudaljenija od otvora osiguravaju bolje paljenje glavne komore i dovode do bržeg izgaranja u glavnoj komori. [6]

3. SIMULACIJSKI MODEL

U programskom paketu AVL BOOST napravljena su dva simulacijska modela koja koriste za usporedbu i analizu. Jedan model je napravljen kao konvencionalni motor, odnosno s pretičkom zraka (stehiometrijska smjesa), dok je drugi model napravljen s pretičkom zraka do (siromašna smjesa). Oba simulacijska modela su temeljena na motoru iz Volkswagen Golf 5.



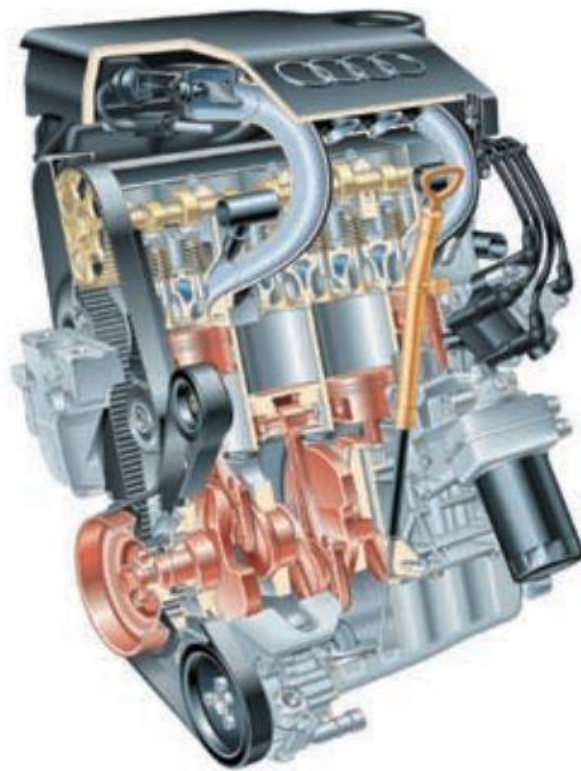
Slika 3.1. Golf 5 (proizvodnja 2004.) [7]

Oznaka motora je BGU. Preko te oznake traže se određeni parametri koji su potrebni za simulacijski model. Specifikacija motora nalazi se u tablici 3.1.

Tablica 3.1. Specifikacija Golf 5 automobila

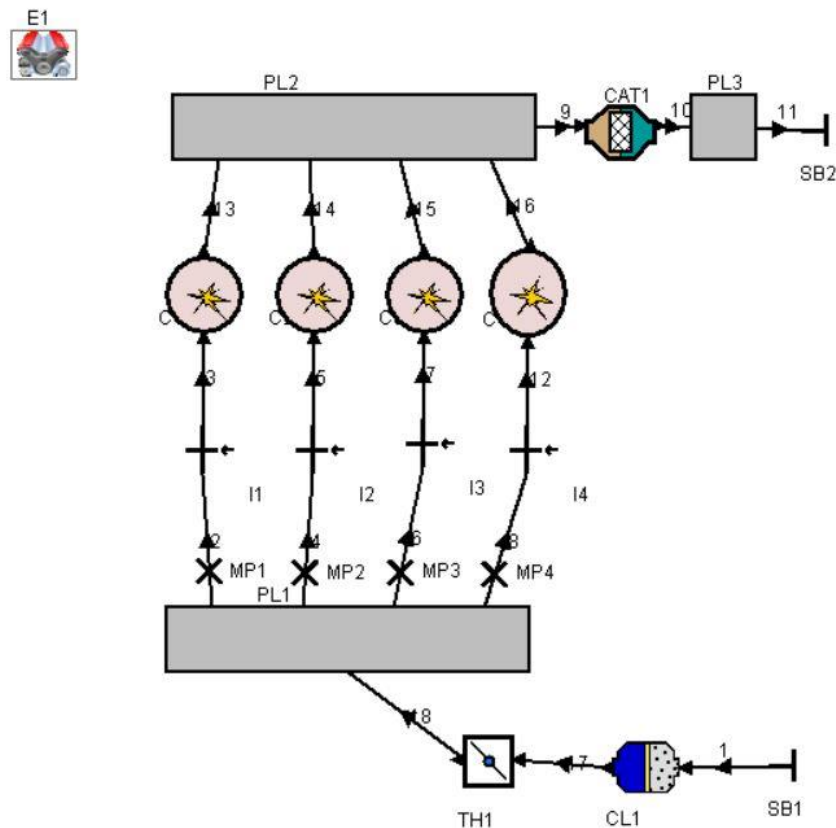
Radni volumen motora	1595 cm ³
Maksimalna snaga	75 kW kod 5600 min ⁻¹
Maksimalni moment	148 Nm kod 3800 min ⁻¹
Broj cilindara	4
Kompresijski omjer	10,3:1
Promjer cilindra	81 mm
Hod klipa	77,4 mm
Duljina klipnjače	136 mm
Upravljanje ventilima	DOHC
Ubrzanje 0-100 km/h	11,4 s
Potrošnja (kombinirano)	7,3 l/100km

*DOHC = Dual overhead camshaft (po 2 bregasta vratila u svakoj glavi motora, jedno za otvaranje usisnih ventila, drugo za otvaranje ispušnih ventila).



Slika 3.2. Presjek motora [14]

3.1. Simulacijski model sa stehiometrijskom smjesom



Slika 3.3. Simulacijski model sa stehiometrijskom smjesom

Model na slici nije nešto pretjerano komplicirani te prilikom izrade započeo se s rubnim uvjetima. Oznake rubnih uvjeta su SB1 i SB2 te se u njima zadaju početni odnosno krajnji očekivani iznosi tlaka i temperature. CL1 je oznaka za filter zraka u kojem se zadaje geometrija filtra. TH1 ili takozvani throttle, odnosno zaklopka, je element preko kojega se određuje protok zraka u motoru. Unutar tog elementa se određuje promjer zaklopke i njezina otvorenost koja se interpretira preko kuta otvorenosti zaklopke. Ako je taj kut 90° , onda je zaklopka potpuno otvorena, ako je 0° , onda je potpuno zatvorena. PL1, PL2 i PL3 su oznake za plenum te se u njima zadaje samo njihov volumen. Iz plenuma 1 izlaze četiri cijevi koje se spajaju s brizgaljkama (I1, I2, I3, I4). Pošto je motor MPI to znači da svaki cilindar ima svoju brizgaljku, zato su četiri prikazane. Ona je zapravo ventil koji propušta gorivo pod pritiskom u struju zraka unutar usisne cijevi. Definiira se preko stvarne količine zraka za izgaranje koja se dobije preko umnoška faktora pretiča zraka i stehiometrijske količine zraka za izgaranje:

$$Z = \lambda * Z_0 \left[\frac{kg_z}{kg_g} \right] \quad (1)$$

Pošto se radi o stehiometrijskoj smjesi $\lambda = 1$, a stehiometrijska količina zraka $Z_0 = 14,5$ [kg_z/kg_g] iznos stvarne količine zraka je $Z = 14,5$ [kg_z/kg_g]. Pored toga moraju postojati i mjerne točke (MP1, MP2, MP3, MP4 – crni X-evi na slici) na koje se referiraju brizgaljke. U ovom slučaju je izvedeno da svaka brizgaljka ima svoju mjernu točku što znači da kroz nju prođe 100% ukupnog protoka zraka na toj cijevi gdje se nalazi mjerna točka. Sljedeći elementi su cilindri (C1, C2, C3, C4). Cilindar je jedan od glavnih, ako ne i glavni element za definiranje podataka. U njemu se definira od promjera, hod, duljina klipnjače, temperature, tlaka, mape izgaranja, izmjene topline do podizaja ventila. Izgaranje je izvedeno preko Vibe 2-Zone funkcije kako bi se dobili podaci za emisije plinova. Podizaji nisu pronađeni za 1.6 MPI motor, već su uzeti za 1.4 MPI motor, ali su ventili kod 1.6 MPI nešto u promjeru veći pa je tu izvršena kompenzacija. Sljedeći element je CAT1, odnosno katalizator. Katalizator je element koji pretvara štetne plinove u ne štetne. E1 je oznaka za motor. Bez njega simulacija se ne bi ni pokrenula, a u njemu se definira broj cilindara te njihov red paljenja koji je u ovom slučaju 1-3-4-2. Zatim se odabire upravljanje ventilima (DOCH) te mogućnost provedbe simulacije kroz djelomična opterećenja.

Zrak iz atmosfere ulazi u filter zraka, nastavlja do zaklopke te ulazi u usnisnu granu sustava. Nakon toga u cilindar gdje se ubrizgava gorivo i dolazi do procesa izgaranja. Produkti izgaranja izlaze iz cilindra u ispušnu granu sustava te prolaze kroz katalizator gdje se reduciraju na ne štetne plinove te izbacuju u atmosferu.

3.2. Simulacijski model sa siromašnom smjesom

Simulacijski model motora sa siromašnom smjesom temeljen je na simulacijskom modelu motora sa stehiometrijskom smjesom. Izgled modela je potpuno isti slici 3.3. Jedina razlika je dodatak mjerne točke 5 (MP5) na samom ulazu modela. Dodana je zbog smanjenja gubitaka i boljeg prikazivanja rezultata. U ovom slučaju mjerne točke MP1, MP2, MP3 i MP4 nisu ni potrebne zato jer se brizgaljke referiraju na točku MP5. To ujedno znači da se prolaz ukupnog protoka zraka na toj cijevi dijeli na četiri jer postoje četiri brizgaljke. Tako da se umjesto 100%, upisuje 25%.

Uz tu manje bitnu promjenu u modelu, sama izvedba je drugačija. Pošto se pretičak zraka kreće od 0,9 do 2,2 kod nekih vrijednosti pretička zraka biti će moguće zapaljenje siromašne smjese. U trenutku kada to više fizički nije izvedivo tada se prigušuje usis kako bi se zapaljenje, ujedno i izgaranje izvršilo.

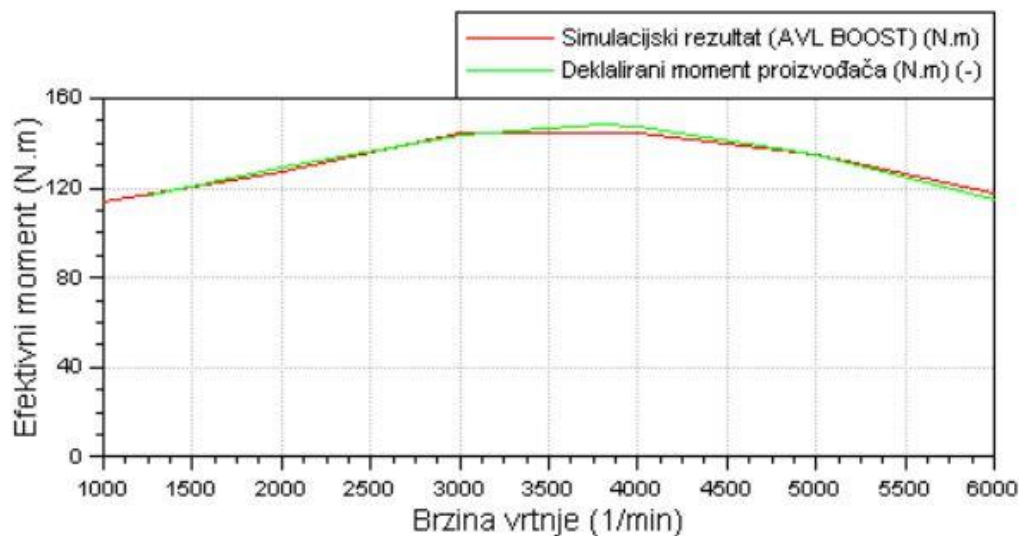
3.3. Opterećenja

U samom naslovu zadatka govori se o simulaciji rada motora pri djelomičnim opterećenjima. Tako se razlikuju 100% opterećenje i djelomična opterećenja (manja od 100%). Provedba se razlikuje, a objašnjenje ide u nastavku.

3.3.1. 100% opterećenje

Kod 100% opterećenja zaklopka je upotpunosti otvorena, tj. kut joj je 90° . Na brizgaljkama se podešava stvarna količina zraka za izgaranje koja u ovom slučaju iznosi $Z = 13$ [kg_z/kg_g]. Da bi se postiglo 100% opterećenje smjesa mora biti bogata. Pretičak zraka iznosi $\lambda = 0.9$ (odabrani) pa uvrštavanjem u jednadžbu (1) stvarna količina zraka za izgaranje iznosi $Z = 13$ [kg_z/kg_g]. Svi ostali elementi ostaju isti kao što su se podesili na početku.

Na slici 3.5. prikazuje se usporedba stvarnog i dobivenog momenta motora. Dobiveni moment je podešen koristeći parametar kuta početka izgaranja te promjerom i duljinom cijevi na usisnoj grani. Poklapanje je veoma dobro s obzirom da nisu podaci za podizaje ventila originalni stvarnom motoru.



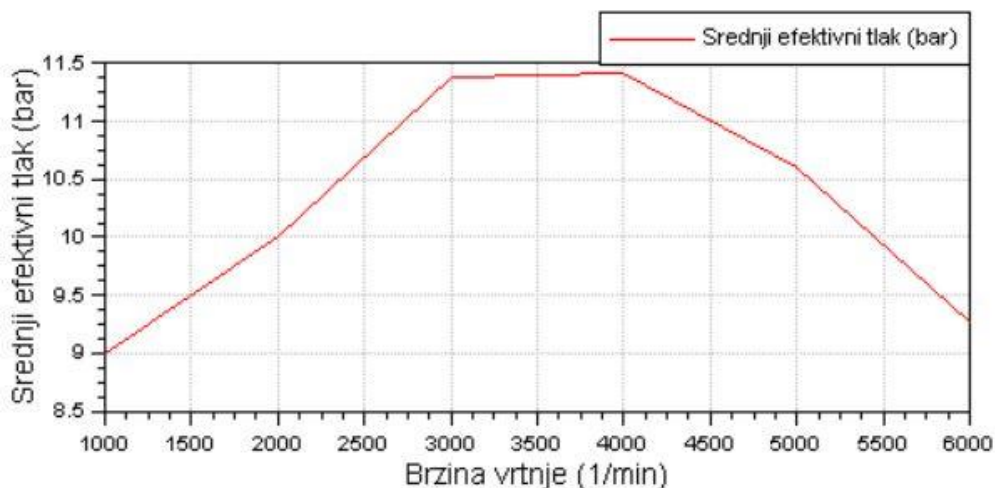
Slika 3.4. Usporedna stvarnog i dobivenog momenta motora

Dobiveni moment vrijedi i za slučaj sa stehiometrijskom smjesom i za slučaj sa siromašne smjese zato jer, kao što je navedeno gore, da bi se postiglo to puno opterećenje mora postojati bogata smjesa.

3.3.2. Djelomična opterećenja

Djelomična opterećenja su manja od punog opterećenja. Za razmatranje su odabrana 20%, 40%, 60% i 80% punog opterećenja. Postupak do konačnog rješenja se razlikuje kod stehiometrijske smjese i kod siromašne smjese. No, za početak pripremaju se ulazni podaci.

Nakon što se dobilo poklapanje stvarnog i dobivenog momenta, izvlači se BMEP, odnosno srednji efektivni tlak motora za puno opterećenje. Srednji efektivni tlak motora za puno opterećenje prikazan je na slici 3.6.



Slika 3.5. Srednji efektivni tlak motora za puno opterećenje

Sljedeći korak je očitavanje efektivnog tlaka kod različitih brzina vrtnje. Nakon očitanih podataka množi se srednji efektivni tlak kod punog opterećenja, za različite brzine vrtnje množi se s koeficijentima 0,8; 0,6; 0,4; 0,2; ovisno o kojem djelomičnom opterećenju je riječ. Izračunati podaci vide se u tablici 3.2.

Tablica 3.2. Srednji efektivni tlak za djelomična opterećenja

brzina vrtnje	tlakovi u cilindru [Pa]	tlakovi u cilindru [bar]	80% opterećenje	60% opterećenje	40% opterećenje	20% opterećenje
1000	903207	9,03207	7,225656	5,419242	3,612828	1,806414
2000	1004830	10,0483	8,03864	6,02898	4,01932	2,00966
3000	1139530	11,3953	9,11624	6,83718	4,55812	2,27906
4000	1141640	11,4164	9,13312	6,84984	4,56656	2,28328
5000	1060960	10,6096	8,48768	6,36576	4,24384	2,12192
6000	929343	9,29343	7,434744	5,576058	3,717372	1,858686

3.3.2.1. Djelomična opterećenja kod stehiometrijske smjese

Nakon dobivenih podataka za srednji efektivni tlak kod djelomičnih opterećenja, treba se napraviti mape za svako to djelomično opterećenje. U tim mapama zapisuju se brzine vrtnje, srednji efektivni tlakovi za određeno djelomično opterećenje te globalni parametar preko kojega će ti podaci konvergirati. Taj globalni parametar je kut zaklopke. On više nije 90° nego se mijenja ovisno o brzini vrtnje i efektivnom tlaku. Za taj parametar upisuje se vrijednost od koje simulacija kreće. Ponekad će se dogoditi da neće vrijednosti konvergirati, a to se vidi preko dijagrama (velike oscilacije, strmi padovi), zato je potrebno provesti nekoliko iteracija. Kod brizgaljki potrebno je podesiti stvarnu količinu zraka za izgaranje na fiksnih $Z = 14,5$ [kg_z/kg_g] kako bi pretičak zraka bio $\lambda = 1$ što odgovara stehiometrijskoj smjesi.

Uz tu promjenu, u komponenti E1 (motor) treba uključiti „*BMEP control*“ te odabrati zaklopku kao kontrolni element.

U kontroli simulacije potrebno je broj ciklusa u kojem će se simulacija odraditi te nakon toga pokrenuti simulaciju.

Rezultati će biti prikazani u poglavlju 4.

3.3.2.2. Djelomična opterećenja kod siromašne smjese

Postupak se malo razlikuje od stehiometrijske smjese. Isto treba napraviti mape u koje se zapisuju brzine vrtnje, srednji efektivni tlak za određeno djelomično opterećenje te kut zaklopke kao globalni parametar. No u komponenti E1 (motor) ne odabire se kao kontrolni element kut zaklopke već masa goriva. Ideja je da se bez prigušenja pokriju područja gdje će pretičak zraka biti najviše $\lambda = 2,2$ dok područja gdje bi bez prigušenja prolazila iznad pretička zraka $\lambda = 2,2$ uključi se prigušenje i fiksira pretičak zraka na tu vrijednost.

U prvom slučaju djelomična opterećenja vrijednosti 80% i 60% punog opterećenja nisu trebala biti prigušena, tj. na svim brzinama vrtnje pretičak zraka je bio manji od 2,2.

U drugom slučaju djelomična opterećenja 40% i 20% punog opterećenja treba prigušiti. U komponenti E1 (motor) vraća se kontrolni element kut zaklopke te se na brizgaljkama fiksira stvarna količina zraka za izgaranje na $Z = 31,9$ [kg_z/kg_g], što je pretičak zraka $\lambda = 2,2$. Kut zaklopke se stavlja kao globalni parametar te se ponavlja postupak kao i kod djelomičnog opterećenja sa stehiometrijskom smjesom.

4. PRIKAZ I USPOREDBA REZULTATA SIMULACIJA

Simulacija je odrađena u programskom paketu AVL BOOST-u te su prikazani dijagrami obrađeni u programskom paketu MATLAB.

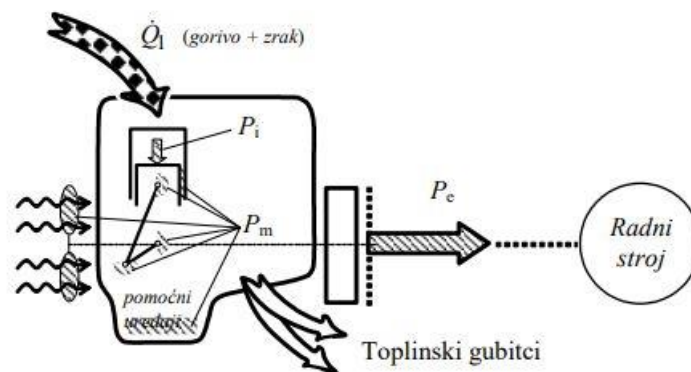
Napomena: na sljedećim slikama biti će prikazani rezultati simulacija. Gornja slika će uvijek prikazivati motor kod stehiometrijske smjese, a donja slika će prikazivati motor kod siromašne smjese.

4.1. Specifična efektivna potrošnja goriva

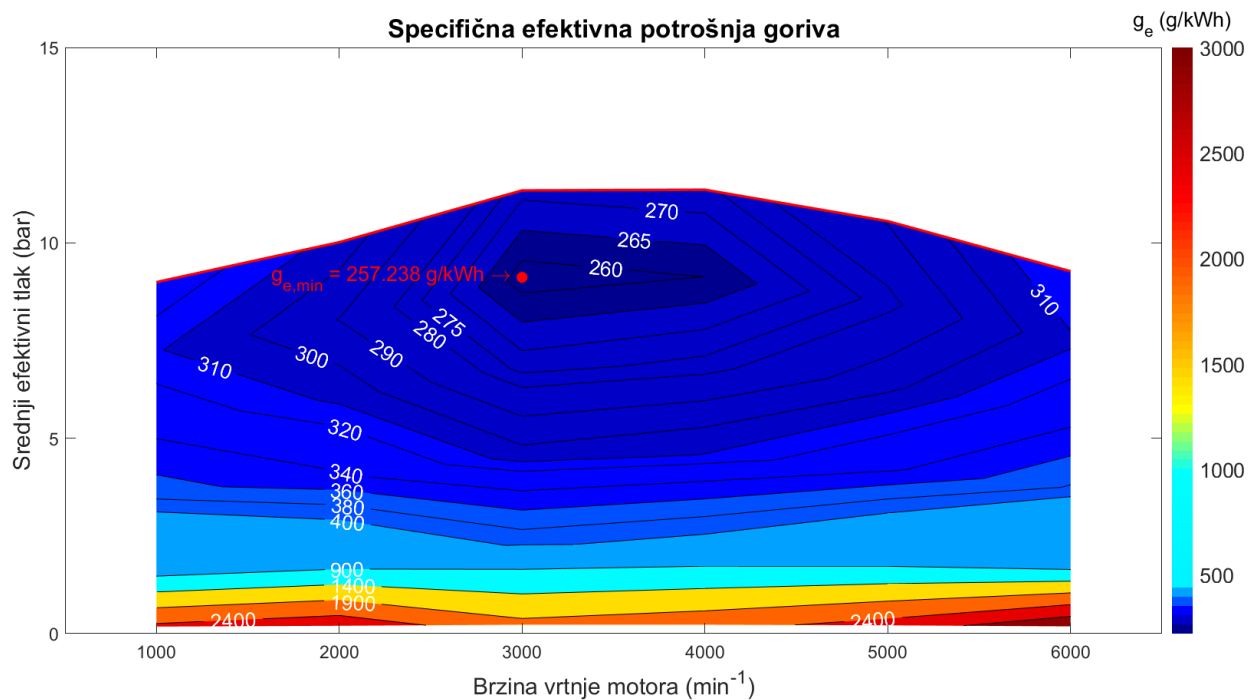
Specifična efektivna potrošnja goriva je omjer satne masene potrošnje goriva $\dot{m}_{G,h}$ i efektivne snage motora P_e .

$$g_e = \frac{\dot{m}_{G,h}}{P_e} \left[\frac{g}{kWh} \right] \quad (2)$$

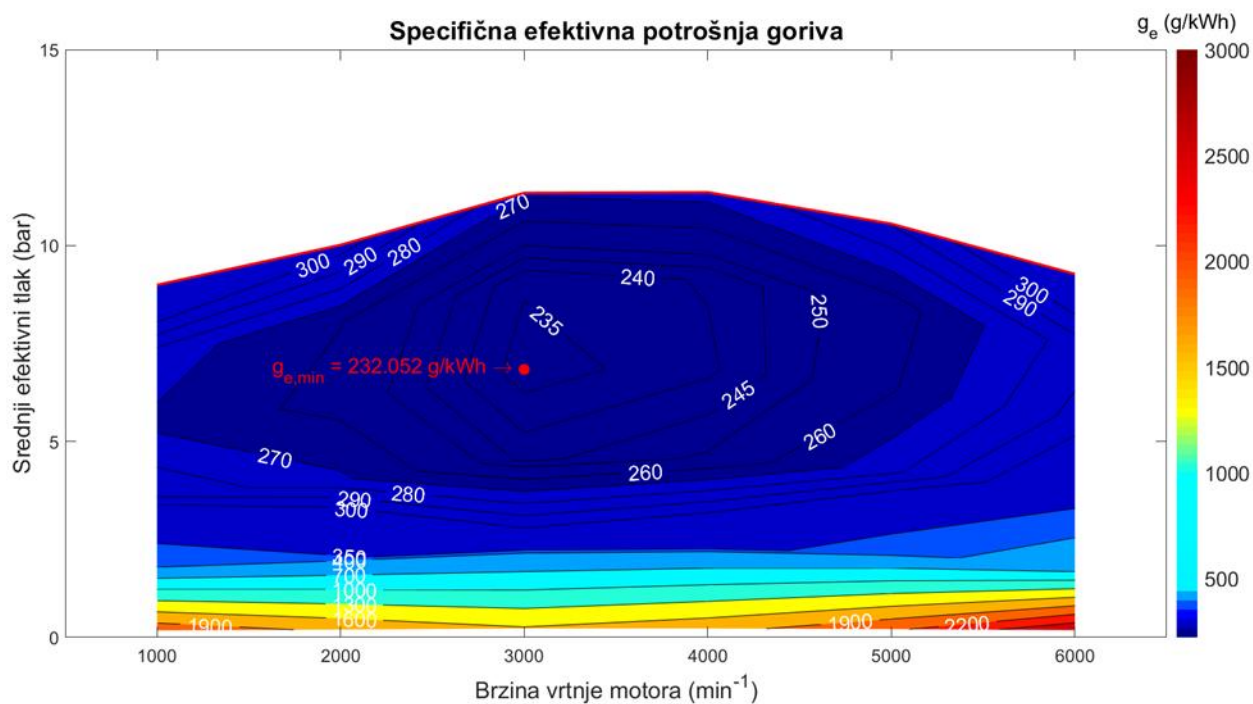
Specifična efektivna potrošnja goriva je pokazatelj ekonomičnosti rada motora. Satna masena potrošnja goriva, kao i sam naziv govori o potrošnji goriva kroz jedan sat. Dok je efektivna snaga motora, snaga koja je na spojci određena mjerenjem na kočnici. Na slici 4.1. se vidi kako postoji više snaga. Inducirana snaga P_i koja je vezana za procese u cilindru, mehanička snaga P_m koja se odnosi na mehaničke gubitke u motoru te efektivna snaga P_e .



Slika 4.1. Snage u motoru



Slika 4.2. Specifična efektivna potrošnja goriva kod stehiometrijske smjese



Slika 4.3. Specifična efektivna potrošnja goriva kod siromašne smjese

Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti specifičnih efektivnih potrošnji goriva su označene na dijagramima. Vrijednost kod konvencionalnog motora je $g_e = 257,238$ [g/kWh] dok je kod modificiranog rada motora $g_e = 232,052$ [g/kWh]. Dakle manja vrijednost je kod modificiranog motora što je i za očekivati. Taj podatak govori da motor manje troši uz istu efektivnu snagu motora što je i cilj ovog završnog rada. Siromašna smjesa u glavnom prostoru izgaranja rezultira smanjenjem potrošnje goriva i povećava efektivni stupanj djelovanja.

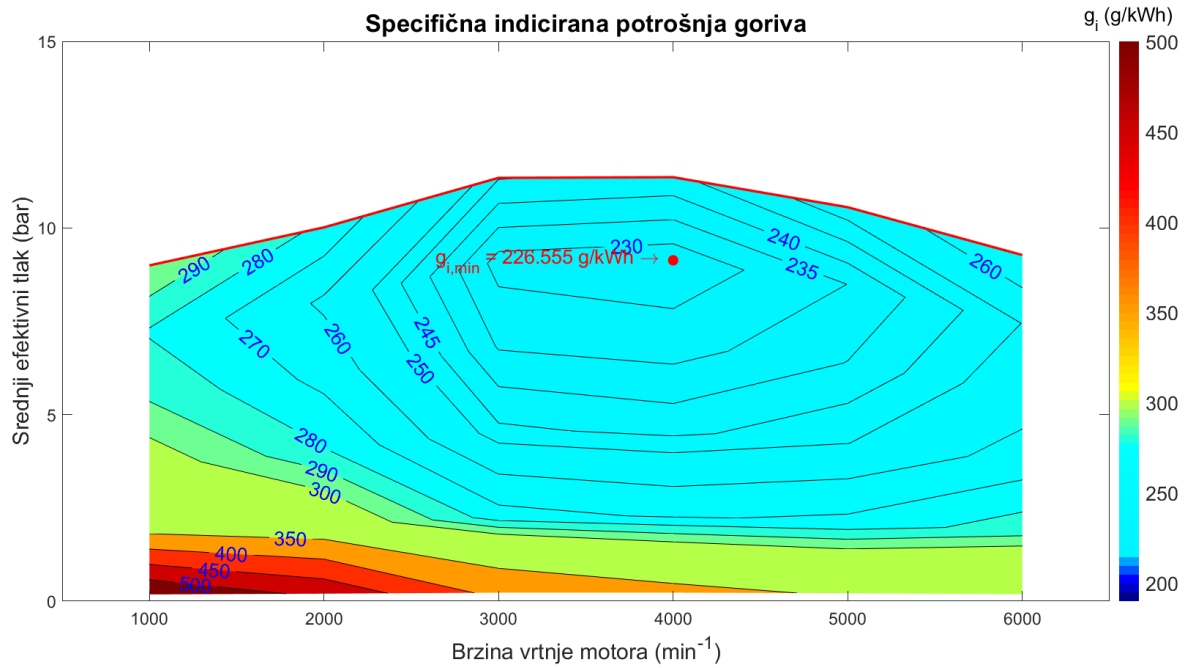
4.2. Specifična indicirana potrošnja goriva

Specifična indicirana potrošnja goriva je omjer satne masene potrošnje goriva $m_{G,h}$ i indicirane snage motora P_i .

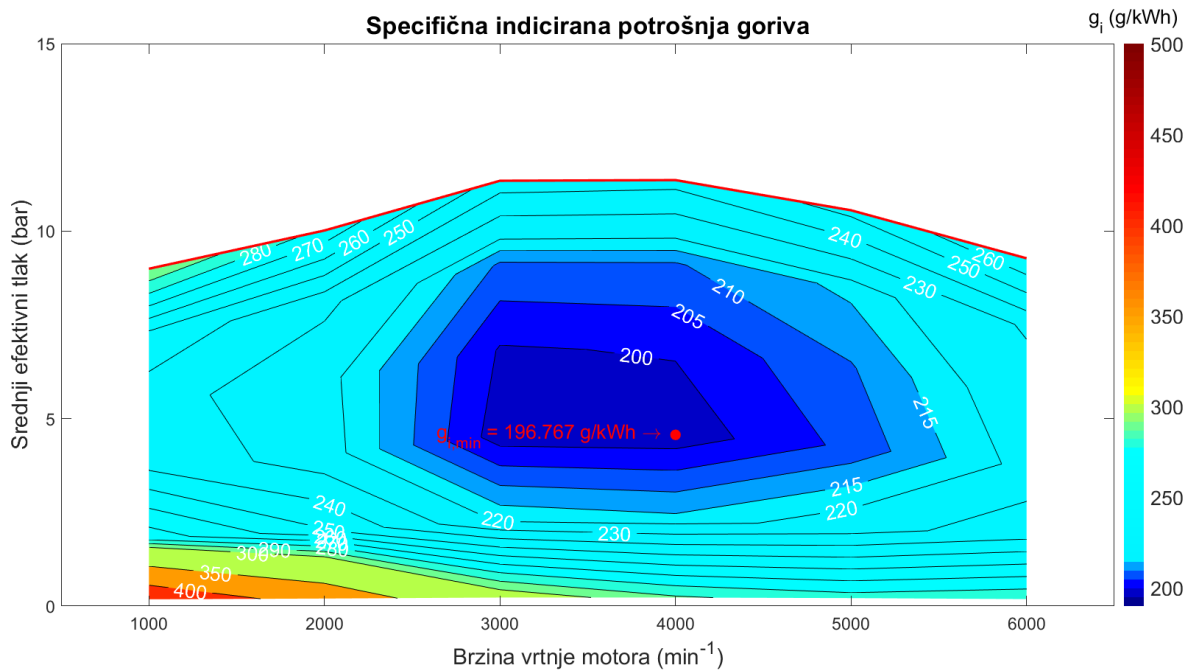
$$g_i = \frac{m_{G,h}}{P_i} \left[\frac{g}{kWh} \right] \quad (3)$$

Slično kao i specifična potrošnja goriva, satna masena potrošnja goriva, kao i sam naziv govori o potrošnji goriva kroz jedan sat dok je indicirana snaga vezana za indikatorski dijagram. Indicirana snaga dobije se snimanjem indikatorskog dijagrama. Računski se dobije umnoškom srednjeg indiciranog tlaka p_i , radnog volumena V_H te frekvencije procesa $Z * \frac{2n}{T}$.

$$P_i = z \cdot V_h \cdot p_i \cdot \frac{2n}{T} [W] \quad (4)$$



Slika 4.4. Specifična indicirana potrošnja goriva kod stehiometrijske smjese



Slika 4.5. Specifična indicirana potrošnja goriva kod siromašne smjese

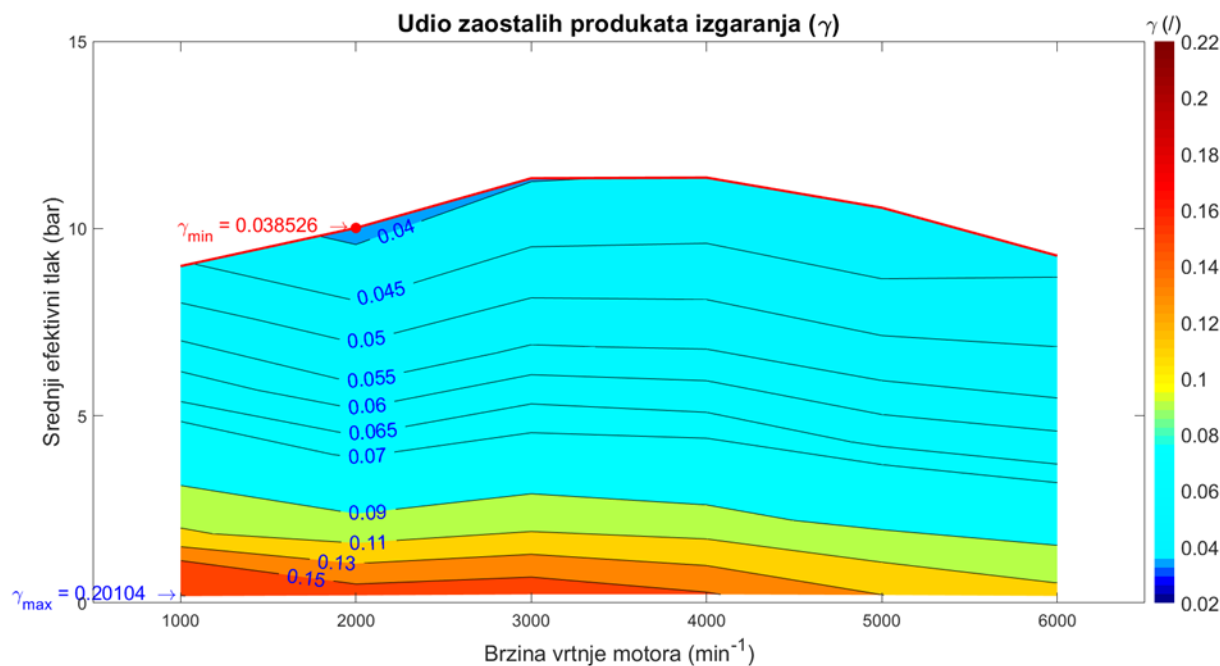
Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti specifičnih indiciranih potrošnji goriva su označene na dijagramima. Vrijednost kod konvencionalnog motora je $g_i = 226,555$ [g/kWh] dok je kod modificiranog rada motora $g_i = 196,767$ [g/kWh]. Manja vrijednost je opet kod modificiranog rada motora što je i za očekivati zbog manje potrošnje goriva općenito. Vrijednosti su niže od specifične efektivne potrošnje goriva zato jer uz istu satnu masenu potrošnju goriva, indicirana snaga je veća jer je ona zbroj efektivne snage i snage mehaničkih gubitaka. Tako se dobije manja vrijednost.

4.3. Udio zaostalih produkata izgaranja

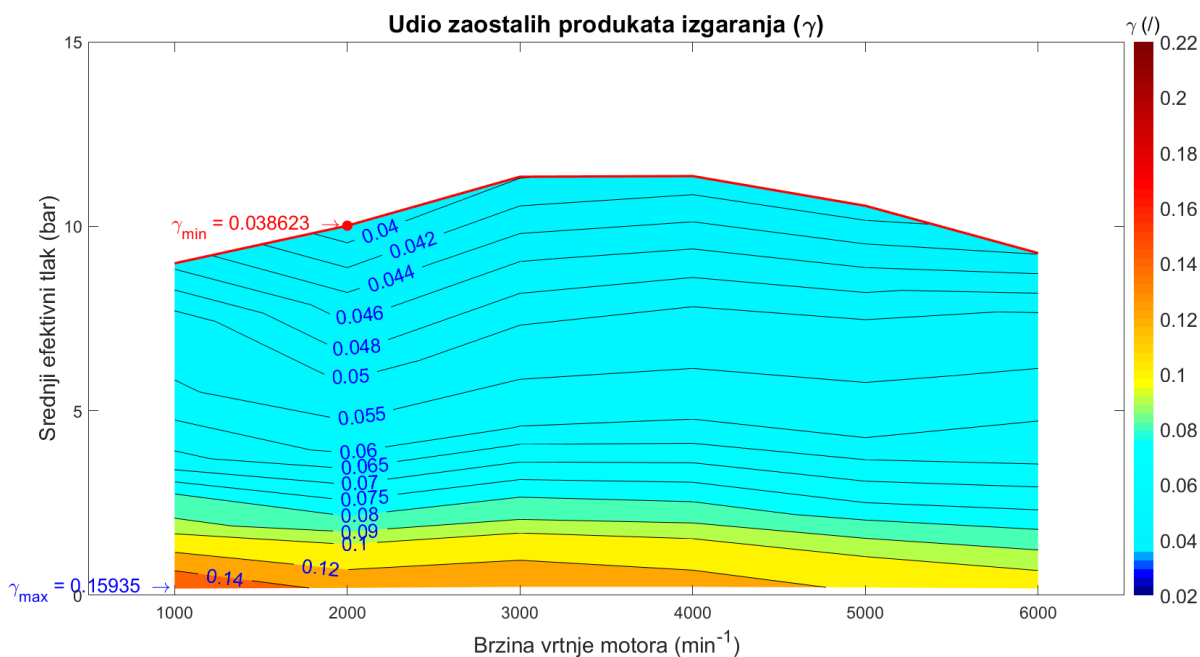
Udio zaostalih produkata izgaranja je omjer između mase ispušnih plinova zaostalih u cilindru od prethodnog ciklusa m_{isp} i mase svježe radne tvari (svježeg punjenja) m koja ostane u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila. [8]

$$\gamma = \frac{m_{isp}}{m} \quad [/] \quad (5)$$

Masa ispušnih plinova zaostalih u cilindru može se dobiti preko jednadžbe stanja idealnog plina dok se masa svježeg punjenja može dobiti iz izmjerene potrošnje po procesu. Od nje treba odbiti količinu koja pobjegne u ispuh za vrijeme ispiranja cilindra. Mjerenje količine svježeg punjenja pobjeglog u ispuh je vrlo teško te se provodi samo u fazi razvoja motora. [8]



Slika 4.6. Udio zaostalih produkata izgaranja kod stehiometrijske smjese



Slika 4.7. Udio zaostalih produkata izgaranja kod siromašne smjese

Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti udjela zaostalih produkata izgaranja prikazane su crveno oznakom, a maksimalne vrijednosti udjela zaostalih produkata izgaranja plavom bojom. Vidljivo je iz dijagrama da se vrijednosti kod punog opterećenja ne razlikuju u tolikoj mjeri dok je kod modificiranog rada motora

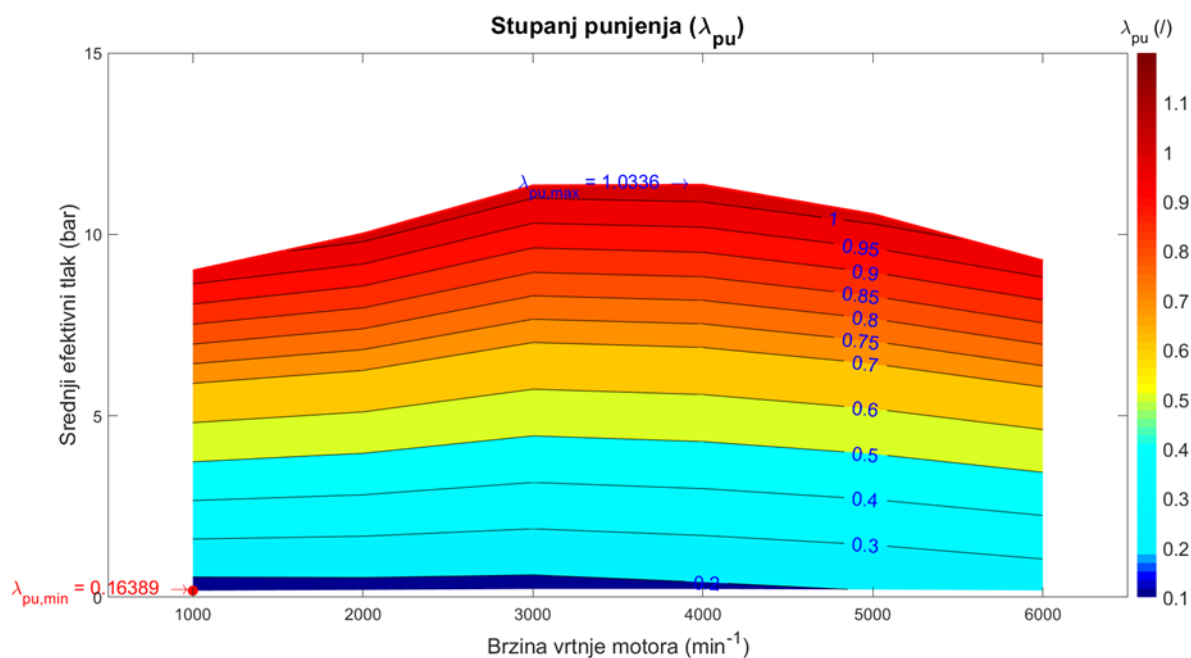
maksimalna vrijednost za 20% manja od vrijednosti konvencionalnog motora. Općenito vrijednosti zaostalih produkata izgaranja su veće kod nižih brzina vrtnji zato jer je slabije ispiranje cilindra odnosno odvođenje zaostalih produkata izgaranja što za posljedicu ima nepotpuno izgaranje smjese, a ujedno i povećanje temperature pri početku kompresije.

4.4. Stupanj punjenja

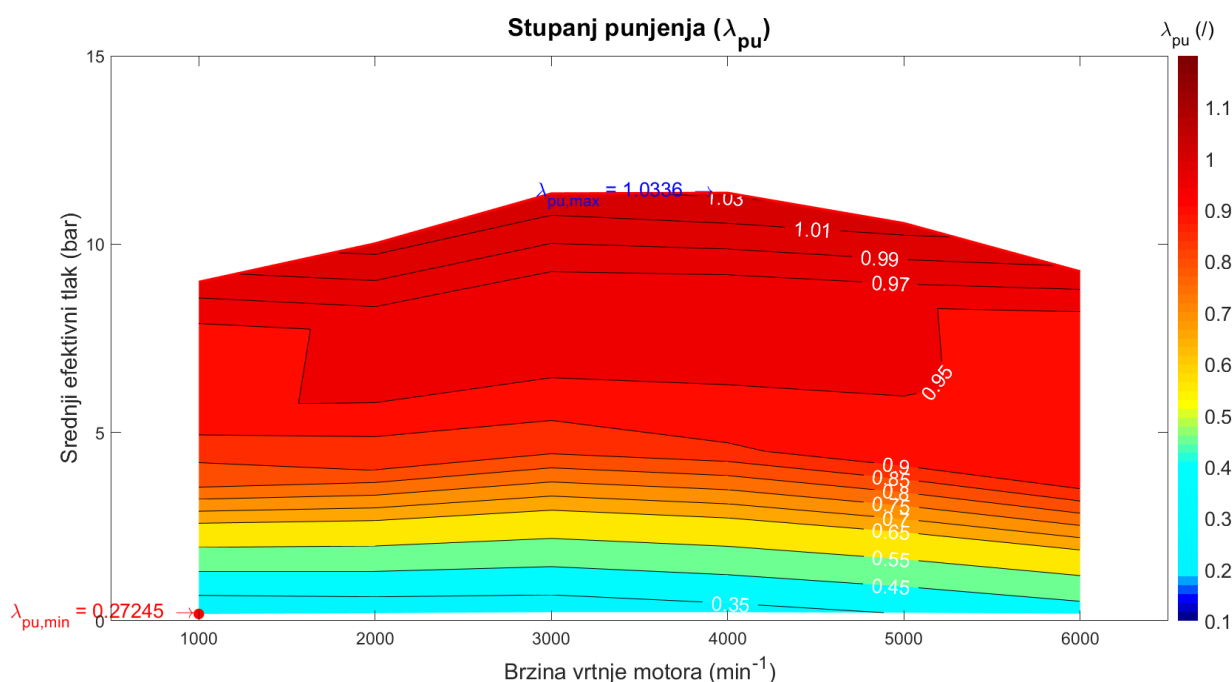
Stupanj punjenja iskazuje napunjenost cilindra svježom radnom tvari, a jednak je omjeru mase svježe radne tvari koja ostane u cilindru m (svježeg punjenja) nakon zatvaranja usisnog ventila i referentne mase m_{ref} tj. mase svježe radne tvari koja bi stala u radni volumen cilindra V_H kod stanja okolne atmosfere (p_0, T_0).

$$\lambda_{pu} = \frac{m}{m_{ref}} \quad [/] \quad (6)$$

Masa svježeg punjenja može dobiti iz izmjerene potrošnje po procesu. Od nje treba odbiti količinu koja pobjegne u ispuh za vrijeme ispiranja cilindra. Mjerenje količine svježeg punjenja pobjeglog u ispuh je vrlo teško te se provodi samo u fazi razvoja motora. Referentna masa, za poznato atmosfersko stanje i radni volumen cilindra, može se izračunati iz plinske jednadžbe stanja.



Slika 4.8. Stupanj punjenja kod stehiometrijske smjese



Slika 4.9. Stupanj punjenja kod siromašne smjese

Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti stupnja punjenja prikazane su crveno oznakom, a maksimalne vrijednosti stupnja punjenja plavom bojom. Vidljivo je iz dijagrama da se vrijednosti kod punog opterećenja ne razlikuju u tolikoj mjeri dok je kod modificiranog rada motora minimalna vrijednost za 40% veća od vrijednosti konvencionalnog motora. Prilikom raspisivanja formule vidljivo je da stupanj punjenja ovisi o tlaku u cilindru. Što je veći taj tlak time je veći i stupanj punjenja. Zato je maksimalna vrijednost stupnja punjenja kod maksimalnog opterećenja zbog maksimalnog tlaka u cilindru. Analogno vrijedi i za minimalnu vrijednost.

4.5. Faktor pretička zraka

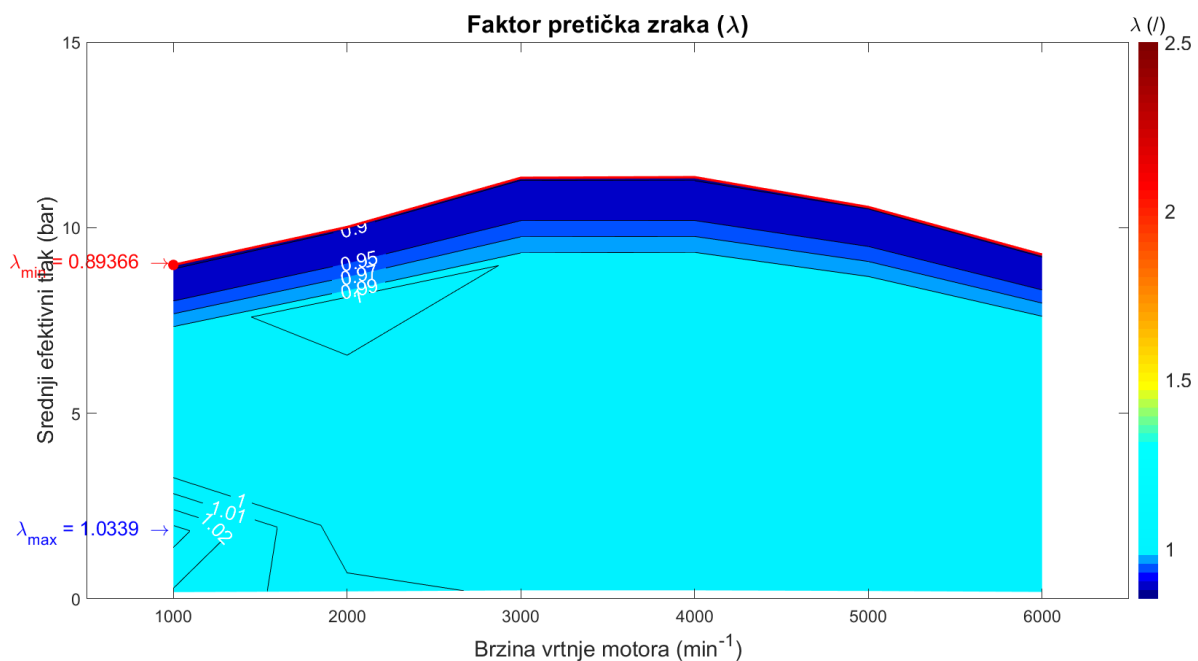
Faktor pretička zraka je omjer stvarne količine zraka Z i stehiometrijske količine zraka za izgaranje Z_0 .

$$\lambda = \frac{Z}{Z_0} \quad [/] \quad (7)$$

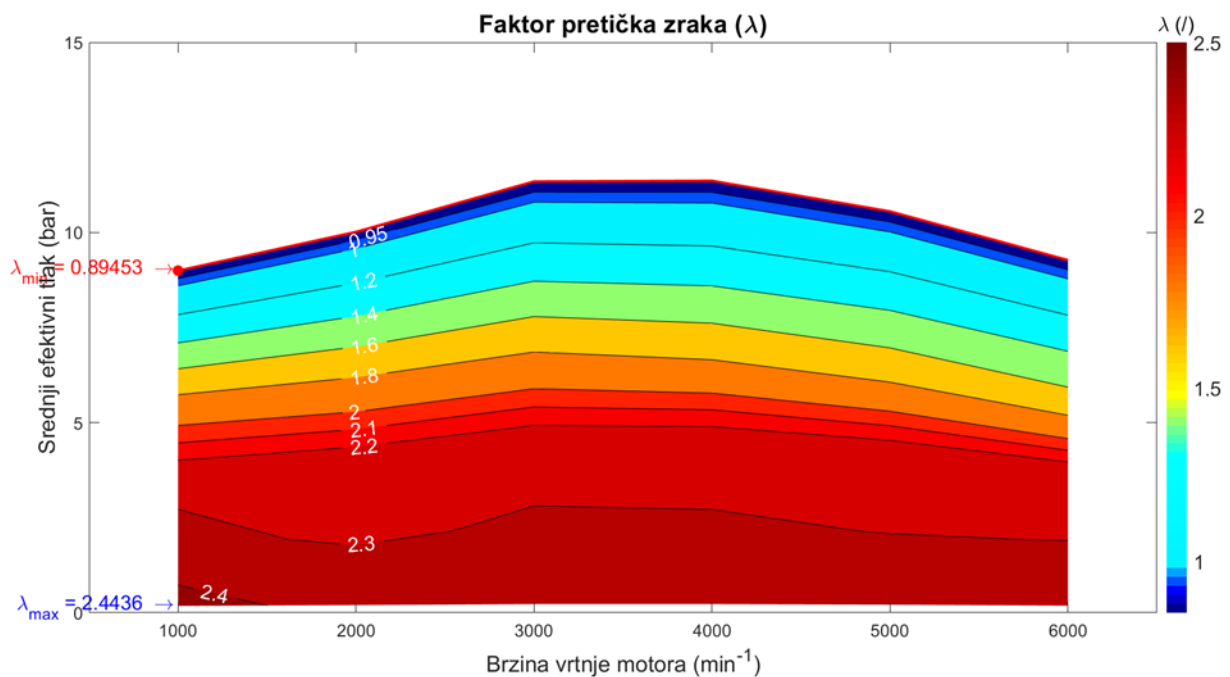
Stvarna količina zraka izračuna se preko omjera satne potrošnje zraka i satne potrošnje goriva, a stehiometrijska količina zraka se po dogovoru uzima 14,5. Stehiometrijska količina zraka za izgaranje 1 kg goriva je ona količina zraka s kojom bi 1 kg_G u idealnim uvjetima potpuno izgorio, ali tako da u produktima izgaranja ne ostane slobodnog kisika. Stvarna količina zraka za izgaranje Z je ona količina zraka za izgaranje 1 kg goriva koja se u stvarnim uvjetima nalazi u cilindru motora. [9]

Pomoću faktora pretička zraka mogu se definirati tri područja rada motora:

- $\lambda < 1 \rightarrow$ višak goriva (manjak zraka) \rightarrow bogata goriva smjesa
- $\lambda = 1 \rightarrow Z = Z_0 \rightarrow$ stehiometrijska smjesa
- $\lambda > 1 \rightarrow$ manjak goriva (višak zraka) \rightarrow siromašna goriva smjesa [9]



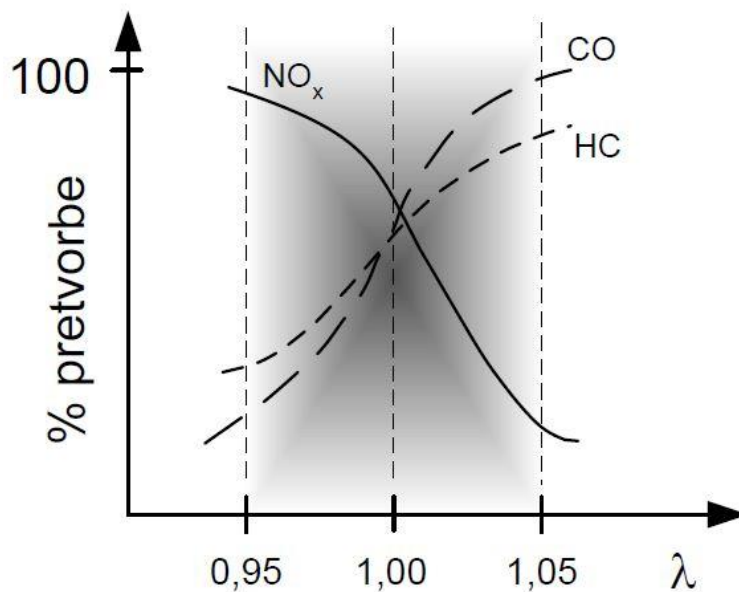
Slika 4.10. Faktor pretička zraka kod stehiometrijske smjese



Slika 4.11. Faktor pretička zraka kod siromašne smjese

Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti faktora pretička zraka prikazane su crveno oznakom, a maksimalne vrijednosti faktora pretička zraka plavom bojom. Kao što je spomenuto i prije, da bi se postiglo puno opterećenje (100%) smjesa mora biti blago bogata zato se na oba dijagrama vrijednosti minimalnog pretička zraka ne razlikuju previše.

Kod djelomičnih opterećenja, na prvom dijagramu vidljivo je kako je pretičak zraka podešen u uskom području rada. To je zbog ispravnog rada lambda sonde. Zbog nemogućnosti izravnog mjerenja faktora pretička zraka za vrijeme izgaranja, mjeri se koncentracija kisika u ispušnim plinovima. Zbog toga se koristi lambda sonda. Područje u kojem radi prikazano je na slici 4.12. To je područje u kojem se postiže najviši stupanj pretvorbe štetnih plinova u ne štetne.



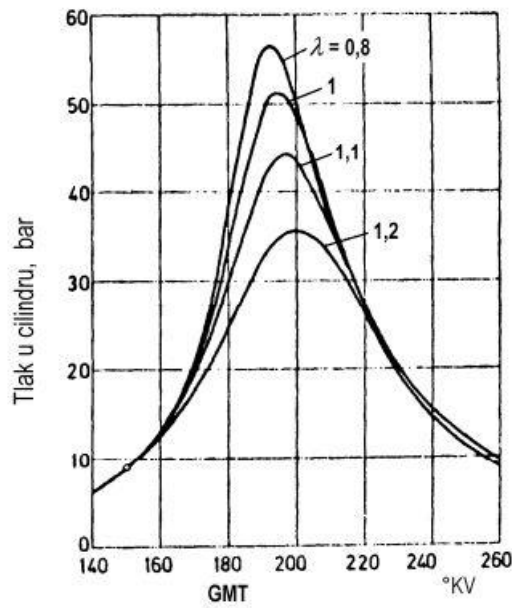
Slika 4.12. Područje rada lambda sonde [10]

Na slici 4.11. vidljiva je promjena pretička zraka modificiranog rada motora kod djelomičnih opterećenja. Nedostatak takvog rada je onemogućenost rada lambda sonde zbog većeg pretička zraka.

4.6. Najveći tlak u cilindru

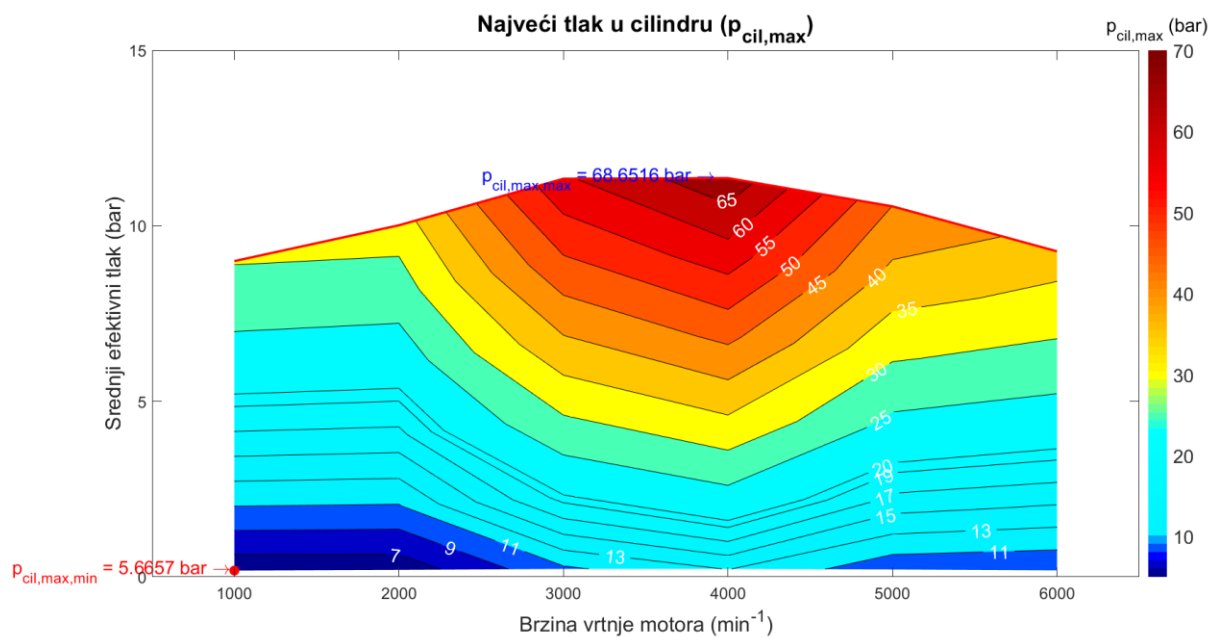
Najveći vršni tlak u cilindru imaju nabijeni motori, a on kod automobilskih Ottovih motora iznosi do 60 bar, kod trkaćih i preko 90 bar. Vršni tlak ovisi o faktoru zraka, o kutu prepaljenja, o stupnju punjenja, o kompresijskom omjeru, o konstrukcijskim parametrima poput oblika prostora izgaranja, položaja svjeće i slično. [9]

Pri konstantnoj brzini vrtnje i konstantnom stupnju punjenja, utjecaj faktora pretička zraka na najveći tlak u cilindru prikazan je na slici 4.13.

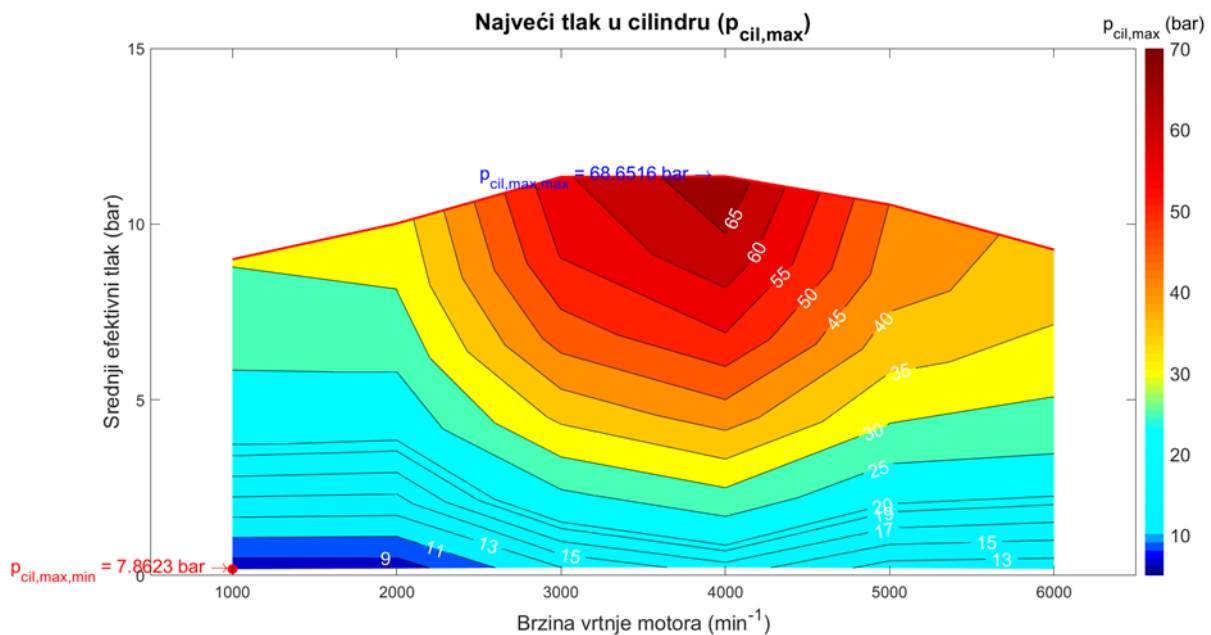


Slika 4.13. Utjecaj faktora zraka na tlak u cilindru

Najveći tlak u cilindru dobiva se kod istog faktora zraka kao i najveća snaga.



Slika 4.14. Najveći tlak u cilindru kod stehiometrijske smjese

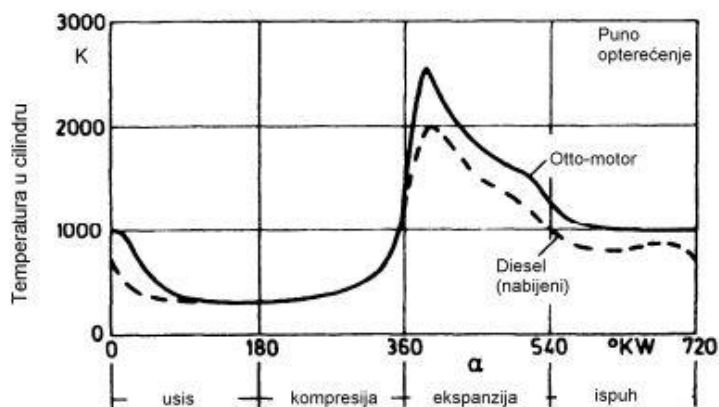


Slika 4.15. Najveći tlak u cilindru kod siromašne smjese

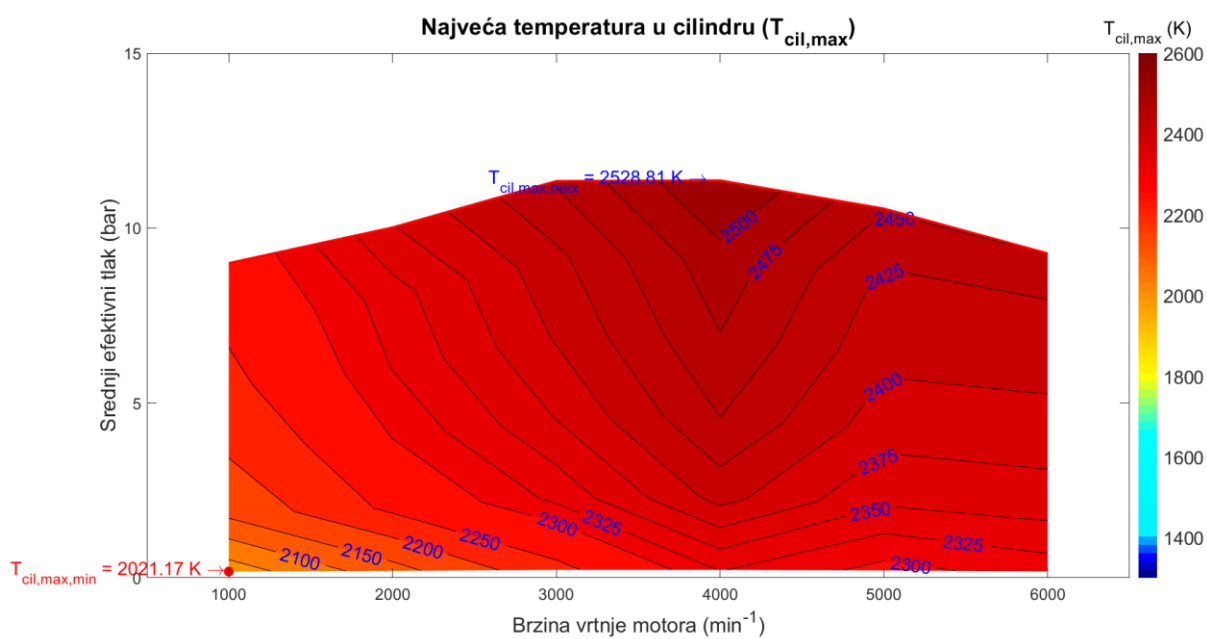
Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti tlaka u cilindru prikazane su crveno oznakom, a maksimalne vrijednosti tlaka u cilindru plavom bojom. Maksimalna vrijednost se ne mijenja na oba dijagrama jer je isti faktor pretička zraka, dok se minimalne vrijednosti malo razlikuju.

4.7. Najveća temperatura u cilindru

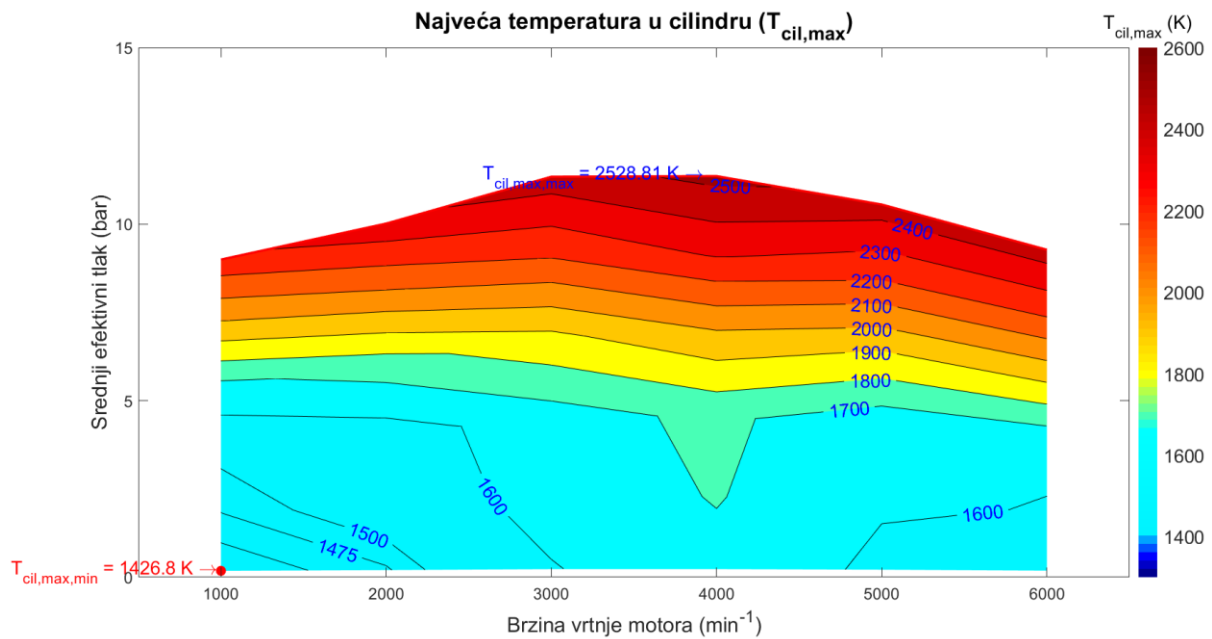
Najveća temperatura u cilindru može lokalno dostići i 3000 K. Srednje temperature plinova u cilindru dostiže najveće vrijednosti od 2500 K, malo iza GMT. Usporedba s Dieselovim motorom prikazana je na slici 4.16.



Slika 4.16. Srednja temperatura plinova u cilindru Ottovog i Dieselovog motora



Slika 4.17. Najveća temperatura cilindra kod stehiometrijske smjese

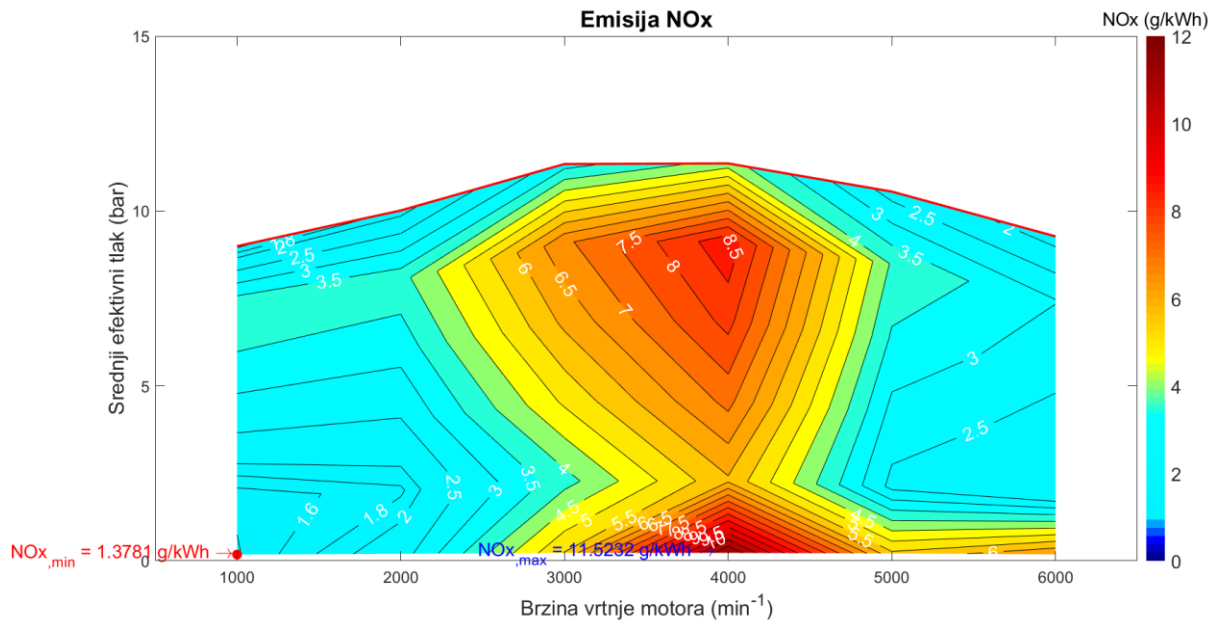


Slika 4.18. Najveća temperatura cilindra kod siromašne smjese

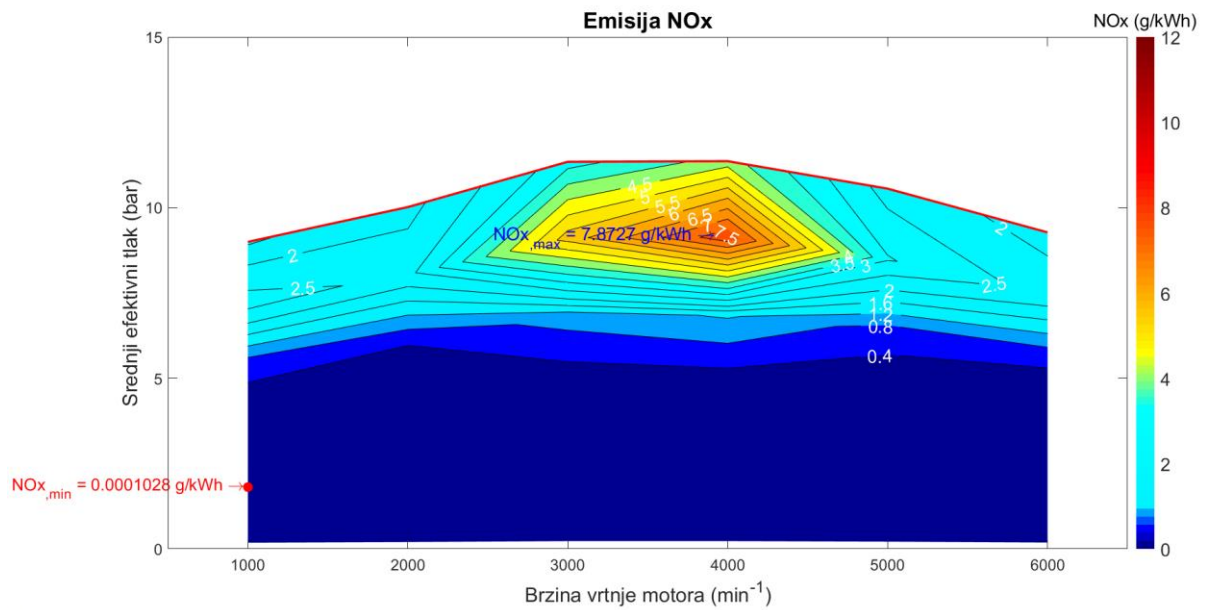
Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti temperature u cilindru prikazane su crveno oznakom, a maksimalne vrijednosti temperature u cilindru plavom bojom. Maksimalna vrijednost se ne mijenja na oba dijagrama zato jer je faktor prelička zraka isti kod punog opterećenja. Minimalne temperature se malo razlikuju.

4.8. Emisija dušikovih oksida

Dušikovi oksidi, kako i sam naziv govori, su spojevi dušika i kisika opće formule NO_x . Nastaju u automobilskim motorima oksidacijom atmosferskog dušika pri visokim temperaturama izgaranja. Zagađivači su atmosfere pa se tako njihova emisija ograničava na dozvoljene količine. Emisije konvencionalnog motora i modificiranog motora su u nastavku.



Slika 4.19. Emisija dušikovih oksida kod stehiometrijske smjese

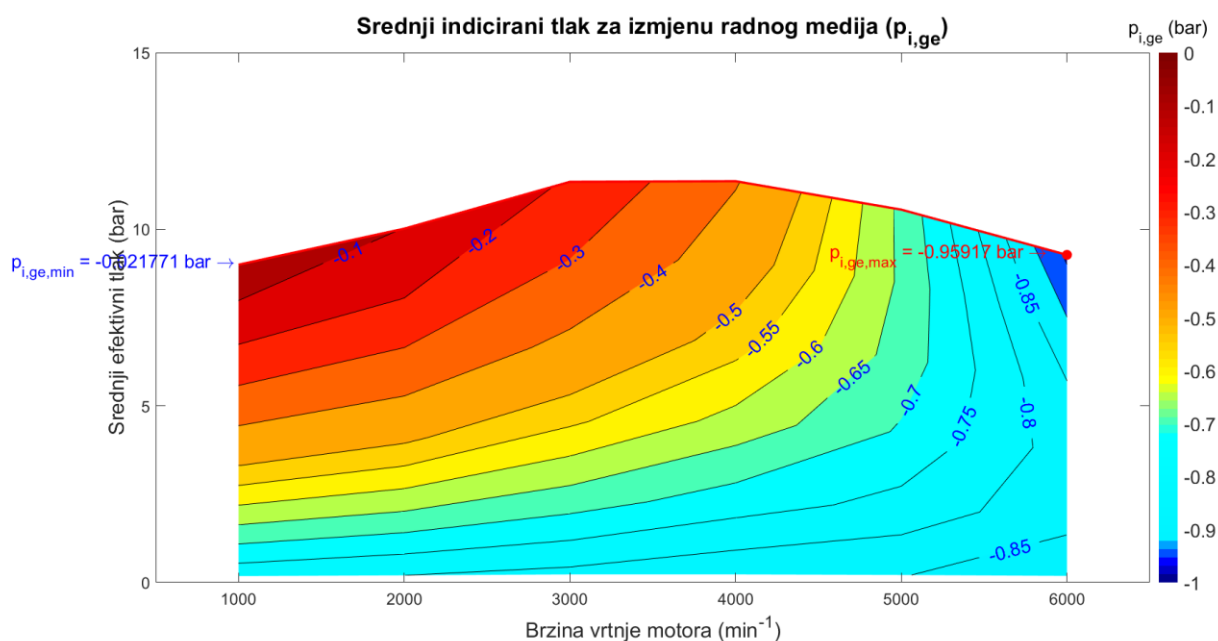


Slika 4.20. Emisija dušikovih oksida kod siromašne smjese

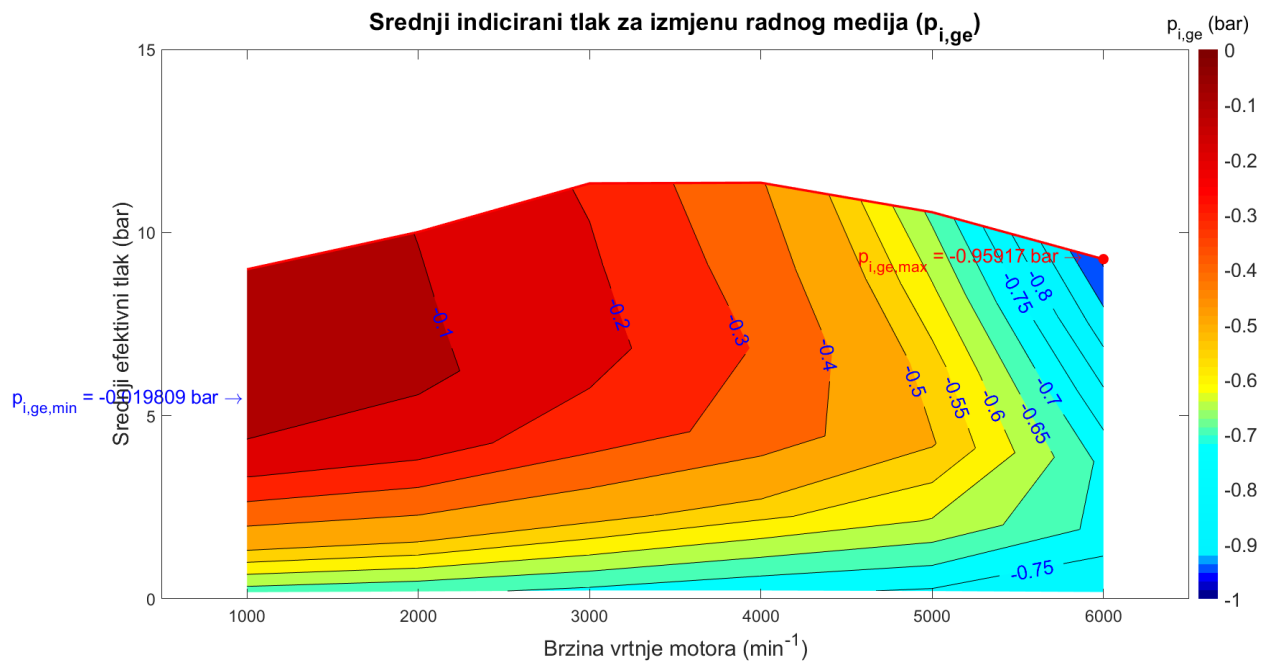
Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne vrijednosti emisije dušikovih oksida prikazane su crveno oznakom, a maksimalne vrijednosti emisije dušikovih oksida plavom bojom. Kao što je i bilo za očekivati kod modificiranog rada motora emisije dušikovih oksida drastično su se smanjile i to pogotovo kod nižih brzina vrtnji. To su pridonjele manje temperature izgaranja u cilindru.

4.9. Srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija

Srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija je dobar pokazatelj zašto se kod siromašnih smjesi i izmjenjenog načina regulacije snage smanjuje potrošnja goriva u odnosu na konvencionalni motor.



Slika 4.21. Srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija kod konvencionalnog motora

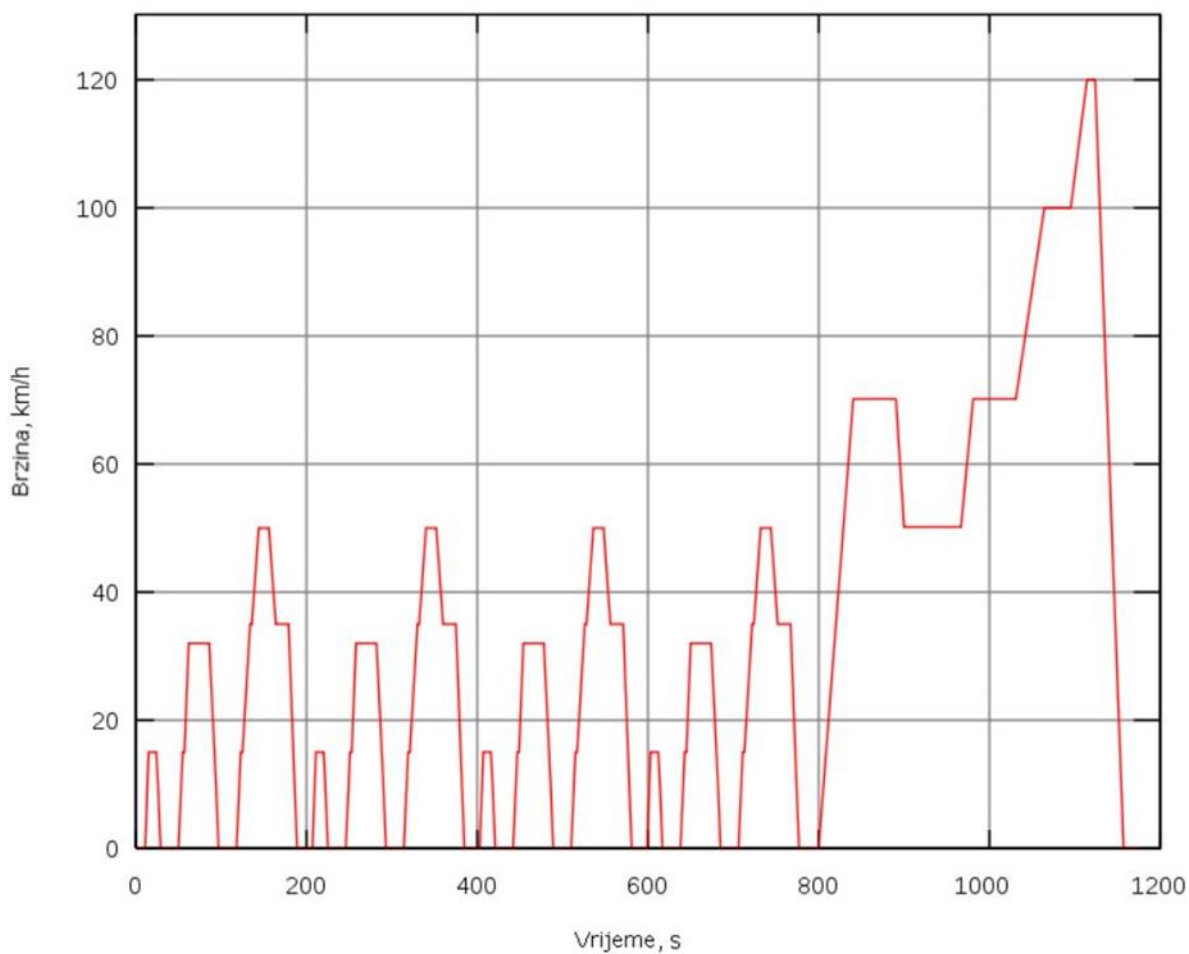


Slika 4.22. Srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija kod modificiranog motora

Dijagram na apscisi ima brzine vrtnje motora, a na ordinati srednji efektivni tlak, dok je s gornje strane omeđen krivuljom efektivnog momenta punog opterećenja. Minimalne negativne vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka za izmjenu radnog medija prikazana je plavom oznakom, a maksimalne vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka za izmjenu radnog medija crvenom bojom. Usporedbom dijagram može se uočiti kako je kod konvencionalnog motora potrebno veći indicirani tlak za izmjenu radnog medija nego kod modificiranog motora.

5. Standardizirani ispitni vozni ciklus

NEDC (eng. *New European Driving Cycle*) je europski ciklus vožnje namijenjen za ispitivanje emisije štetnih tvari automobilskih motora i procjena potrošnje goriva u osobnim automobilima. Može se koristiti i za ostala vozila, ako se promatra samo gradski dio ciklusa. NEDC se sastoji od dva dijela ispitivanja. Prvi dio je UDC (eng. *urban driving cycle*), tj. gradski ciklus vožnje, a drugi dio je EUDC (eng. *extra-urban driving cycle*), tj. izvangradski ciklus vožnje. Slika 5.1. prikazuje te cikluse. [11]



Slika 5.1. NEDC ispitni ciklus

Gradski ciklus vožnje (UDC) ponavlja se četiri puta te se kreće od 0 s do 780 s i prosječna brzina mu je 18,5 km/h. Izvangradski ciklus vožnje (EUDC) se kreće u intervalu od 780 s do 1180 s, uz prosječnu brzinu od 62,6 km/h.

Nedostataci ovakvog načina ispitivanja su:

- previše faza stajanja
- uvjeti ne odgovaraju upotpunosti realnim profilima vožnje
- ne uključuje previsoke brzine

Prije samog testiranja potrebni su ulazni podaci.

Tablica 5.1. Ulazni podaci

faktor otpora kotrljanja, $fk1$, -	0,009
faktor otpora kotrljanja, $fk2$, -	0,002
faktor otpora kotrljanja, $fk3$, -	0,0003
g , m/s^2	9,81
masa praznog vozila, m , kg	1173
gustoća zraka, ρ_{zrak} , kg/m^3	1,2
faktor otpora zraka, cw , -	0,32
frontalna površina vozila, A	2,61
dinamički radijus kotača, rd , m	0,3077325
gubici u transmisiji, η mehanički	0,93
brzina vrtnje praznog hoda, n_{min} , min-1	1000
gustoća goriva, ρ_{goriva} , kg/m^3	755
satna potrošnja prazni hod l/h	0,778
faktor rotirajućih masa 1. brzina, $km1$, -	1,32
faktor rotirajućih masa 2. brzina, $km1$, -	1,14
faktor rotirajućih masa 3. brzina, $km1$, -	1,08
faktor rotirajućih masa 4. brzina, $km1$, -	1,06
faktor rotirajućih masa 5. brzina, $km1$, -	1,05
Vh , dm^3	1,595
prijenosni omjer 1. brzina, $i1$, -	3,46
prijenosni omjer 2. brzina, $i2$, -	1,96
prijenosni omjer 3. brzina, $i3$, -	1,28
prijenosni omjer 4. brzina, $i4$, -	0,98

prijenosni omjer 5. brzina, i_5 , -	0,78
prijenosni omjer diferencijala, i_{or} , -	4,53
mCO ₂ /mg	3,13866667
maseni udio C (ugljika) u gorivu	0,856

5.1. UDC (gradski ciklus vožnje)

Postupak ciklusa sastoji se od:

- prilikom pokretanja automobila zaustavlja se na 11 s
 - 6 s u praznom hodu (uključena spojka)
 - 5 s u 1. stupnju prijenosa (isključena spojka)
- ubrzavanje do 15 km/h u 4 s
- konstantna brzina od 15 km/h sljedećih 8 s
- kočenje do potpunog zaustavljanja sljedećih 5 s
 - zaustavljanje 2 s
 - zaustavljanje s isključenom spojkom 3 s
- stajanje na mjestu 21 s
 - 16 s u praznom hodu (uključena spojka)
 - 5 s u 1. stupnju prijenosa (isključena spojka)
- ubrzavanje do 32 km/h u 12 s
 - 5 s u 1. stupnju prijenosa
 - 2 s pauza zbog promjene stupnja prijenosa
 - 5 s u 2. stupnju prijenosa
- konstantna brzina od 32 km/h sljedećih 24 s
- kočenje do potpunog zaustavljanja sljedećih 11 s
 - zaustavljanje 8 s
 - zaustavljanje s isključenom spojkom 3 s
- stajanje na mjestu 21 s
 - 16 s u praznom hodu (uključena spojka)
 - 5 s u 1. stupnju prijenosa (isključena spojka)
- ubrzanje do 50 km/h u 26 s
 - 5 s u 1. stupnju prijenosa
 - 2 s pauza zbog promjene stupnja prijenosa

- 9 s u 2. stupnju prijenosa
- 2 s pauza zbog promjene stupnja prijenosa
- 8 s u 3. stupnju prijenosa
- konstantna brzina od 50 km/h sljedećih 12 s
- kočenje na brzinu 35 km/h za 8 s
- konstantna brzina od 35 km/h sljedećih 13 s
- potpuno zaustavljanje u 12 s
 - 2 s pauza zbog promjene stupnja prijenosa
 - 7 s u 2. stupnju prijenosa
 - 3 s zaustavljanje s isključenom spojkom
- stajanje s uključenom spojkom u praznom hodu sljedećih 7 s

UDC se sastoji od četiri ciklusa od kojih svaki traje 195 s.

5.2. EUDC (izvangradski ciklus vožnje)

Postupak ciklusa sastoji se od:

- stajanje u 1. stupnju prijenosa s isključenom spojkom 20 s
- automobil ubrzava do 70 km/h u sljedećih 41 s
 - 5 s u 1. stupnju prijenosa
 - 2 s pauza zbog promjene stupnja prijenosa
 - 9 s u 2. stupnju prijenosa
 - 2 s pauza zbog promjene stupnja prijenosa
 - 8 s u 3. stupnju prijenosa
 - 2 s pauza zbog promjene stupnja prijenosa
 - 13 s u 4. stupnju prijenosa
- promjena u 5. stupanj prijenosa i vožnja konstantnom brzinom od 70 km/h sljedećih 50 s
- usporavanje do 50 km/h za 8 s
 - 4 s u 5. stupnju prijenosa
 - 4 s u 4. stupnju prijenosa
- vožnja konstantnom brzinom od 50 km/h sljedećih 69 s
- ubrzanje na 70 km/h u 13 s
- vožnja konstantnom brzinom od 70 km/h u 5. stupnju prijenosa sljedećih 50 s

- ubrzanje do 100 km/h u 35 s
- konstantna brzina od 100 km/h sljedećih 30 s
- ubrzanje do 120 km/h u 20 s
- konstantna brzina od 120 km/h sljedećih 10 s
- potpuno zaustavljanje za 34 s
 - zadnjih 10 s s isključenom spojkom
- stajanje u praznom hodu sljedećih 20 s

EUDC se sastoji samo od jednog ciklusa koji traje 400 s.

5.3. Postupak izvedbe simulacije vožnje

Simulacija vožnje izvedena je u programskom paketu Excel. Nakon što su se ulazni podaci popunili, kreće se zapisivanje emisija štetnih plinova. U ovom radu izvršene su simulacije za dušikove okside (NO_x) i ugljikov monoksid (CO). Podaci se očitavaju iz simulacija koje su izvršene u programskom paketu AVL BOOST. Uz te podatke uzimaju se i podaci vezani za specifičnu efektivnu potrošnju goriva kod oba načina rada motora.

Simulacija se radi na način da se znaju brzina vožnje, ubrzanje, stupanj prijenosa, prijeđeni put, faktor kotrljanja, faktor rotirajućih masa, prijenosni omjer, otpori vožnje, moment i brzina vrtnje motora, masa potrošenog goriva pri opterećenju i pri praznom hodu te mase dušikovih oksida i ugljikovog monoksida pri opterećenju i pri praznom hodu, kod svake desetinke sekunde.

Otpori vožnje koji su uključeni u promatranje su:

- otpor kotrljanja, F_k
- otpor zraka, F_z
- otpor ubrzanju, tj. inercije, F_a

Otpor kotrljanja je posljedica gubitaka energije koji nastaje uslijed stalnog deformiranja gume kotača prilikom kotrljanja po podlozi. Računa se prema formuli:

$$F_k = f_k \cdot G_v \cdot \cos(\alpha) \text{ [N]} \quad (8)$$

Otpor zraka je posljedica gubitaka energije koji nastaje uslijed gibanja vozila kroz zrak. [13]

Računa se prema formuli:

$$F_z = p \cdot c_w \cdot A \text{ [N]} \quad (9)$$

Otpor ubrzanju je posljedica inercijskih sila kod ubrzavanja. Računa se prema formuli:

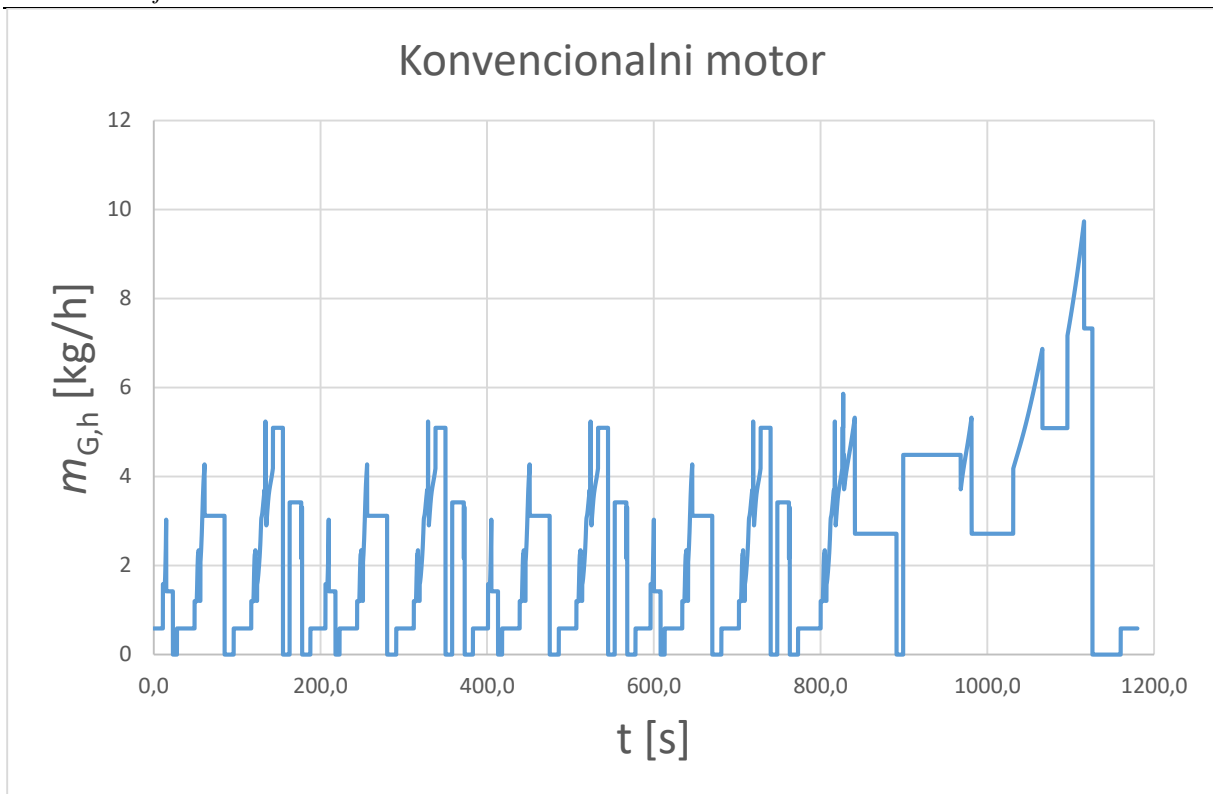
$$F_a = m_v \cdot k_m \cdot a \text{ [N]} \quad (10)$$

Rezultati za svaku desetinku sekunde specifične efektivne potrošnje goriva dobije se 2D interpolacijom. U 2D interpolaciju ulazi brzina vrtnje motora, moment i specifična efektivna potrošnja goriva. Ovisno o brzini vrtnje i momentu motora u tom trenutku interpolira se vrijednost specifične efektivne potrošnje goriva. Sličan postupak je i kod emisija dušikovih oksida i ugljikovog monoksida. Kod njih se uzimaju isto brzina vrtnje i moment motora uz same njihove podatke te se 2D interpolira.

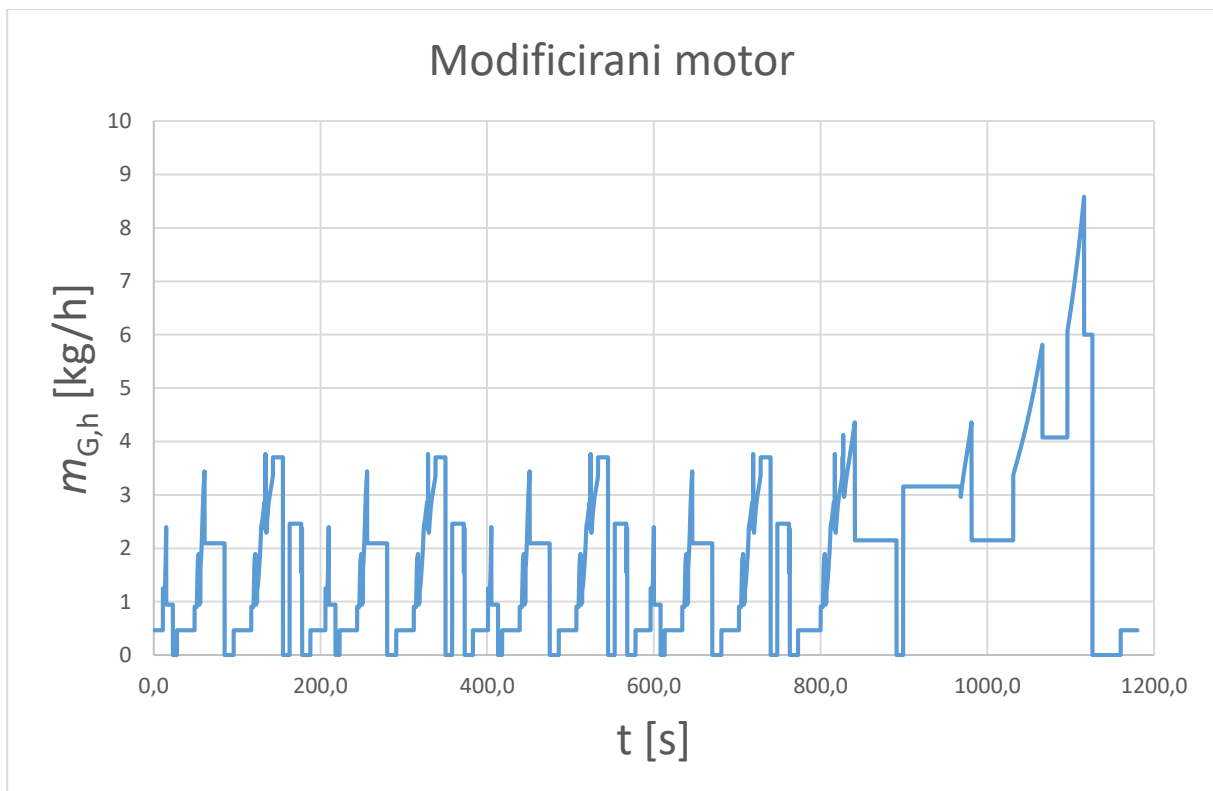
Postupak vrijedi i za modificirani način rada motora.

5.4. Potrošnja goriva

Nakon provedbe cijelog NEDC postupka za oba načina rada motora, rezultati prikazuju sličnu situaciju kao i slike u poglavlju 4. Na slikama su prikazane satne masene potrošnje goriva u tom cijelom vremenskom periodu ukupnog ciklusa od 1180 s. Kao što je i za očekivati modificirani način rada motora ima manju potrošnju goriva nego konvencionalni motor. To je vidljivo u svim područjima ciklusa, kako u gradskoj vožnji tako i u izvangradskoj vožnji. Rezultati su prikazani na sljedećim slikama.



Slika 5.2. Satna masena potrošnja konvencionalnog motora



Slika 5.3. Satna masena potrošnja modificiranog motora

Kako bi se vidjela točnost potrošnje konvencionalnog rada motora, uspoređuje se sa stvarnom potrošnjom goriva u litrama na 100 prijeđenih kilometara (L/100 km). Rezultati se nalaze u tablici 5.2.

Tablica 5.2. Usporedba potrošnje goriva konvencionalnog motora i stvarnog motora

/	Gradska vožnja	Izvangradska vožnja	Kombinirano	
Deklarirano	9,80	5,90	7,30	L/100 km
Izračunato	12,23	7,34	9,14	L/100 km
Razlika	24,83%	24,32%	25,26%	

Pogreška izračunatoga i deklariranoga se vrti oko 25%, odnosno 25% više goriva troši motor koji je u ovome radu pokušao biti simuliran kao stvarni motor. Greške dolaze zbog manjka stvarnih podataka pa se neki podaci trebaju pretpostaviti.

Izračunata vrijednost se dobije na način da se ukupna masa potrošenog goriva dijeli s gustoćom goriva te se to sve zajedno pomnoži sa 100, ali automobil u simulaciji nije prošao 100 km već 1018 m odnosno 1,018 km pa se tako gornji broj podijeli s tim prijeđenim brojem.

U sljedećoj tablici je prikazana potrošnja goriva u litrama na 100 km (L/100 km) izračunatog konvencionalnog motora te izračunatog modificiranog motora. Rezultati se nalaze u tablici 5.3.

Tablica 5.3. Usporedba potrošnje goriva konvencionalnog motora i modificiranog motora

/	Gradska vožnja	Izvangradska vožnja	Kombinirano	
Konvencionalni	12,23	7,34	9,14	L/100 km
Modificirani	8,99	5,78	6,97	L/100 km
Razlika	-26,50%	-21,18%	-23,81%	

Iz tablice je vidljivo kako modificirani način rada ima smanjenu potrošnju goriva u svim ciklusima vožnje za otprilike 24%. Razlog tome je rad sa siromašnom smjesom te regulacija snage odnosno prigušivanje usisa kako bi se faktor pretička zraka držao konstantnim.

6. ZAKLJUČAK

U ovom radu uspoređena su dva načina rada Otto-vog motora. Jedan je običan konvencionalni Otto motor sa stehimetrijskom smjesom dok drugi, nazvani modificirani motor, radi sa siromašnom smjesom. Primjer modificiranog motora naveden je motor s pretkomorom gdje se u pretkomori nalazi stehimerijska smjesa, a u cilindru siromašna smjesa. Tako se postižu znatno manje razine štetnih ispušnih plinova, a pogotovo drastično manji postotak dušikovih oksida. Navedene su prednosti i nedostaci pojedinog motora.

Za usporedbu dva načina rada motora napravljene su simulacije za oba motora u programskom paketu AVL BOOST. Analize su provedene primjenom dvostruke Vibeove funkcije kako bi se dobili podaci za ispušne plinove koji su kasnije iskorišteni za vozni ciklus NEDC. Dobiveni rezultati prikazuju kako motor koji rade sa siromašnom smjesom je učinkovitiji od konvencionalnog motora. Manje troši goriva što na početku prikazuje usporedbom specifične efektivne pa tako i indicirane potrošnje goriva. Kod specifične efektivne potrošnje goriva razlika je oko 10%, dok kod specifične indicirane potrošnje goriva ta razlika dolazi do 14% u korist motoru sa siromašnom smjesom. Također temperature kod nižih brzina vrtnje su se smanjile za 30% što je definitivno ključan faktor hlađenja i same izmjene topline s okolinom. Drugi pokazatelj smanjene potrošnje goriva je vozni ciklus NEDC. Sama usporedba konvencionalnog motora i modificiranog motora daje do znanja da modificirani motor troši otprilike sveukupno 25% manje goriva.

Jedan od razloga smanjenja potrošnje goriva je smanjeni srednji indicirani tlak za izmjenu radnog medija kod motora sa siromašnom smjesom te sama regulacija snage odnosno prigušenje usisa .

Motri s pretkomorom se koriste sve više iz razloga navedenog gore. Manjak potrošnje goriva je svakako dobar argument za kupnju takvog automobila, uz to da se daje na znanje kako su takvi motori, u usporedbi s konvencionalnim, prihvatljiviji današnjem stanju okoliša. Tako da, nema sumnje kako će daljnjom proizvodnjom takvih motora proizvođačima to biti glavna prednost kojom će primamiti svoje kupce.

LITERATURA

- [1] Tehnika motornih vozila, Pučko otvoreno učilište, Zagreb, 2004.
- [2] <https://www.autoexpose.org/2018/11/types-of-fuel-injection-system.html>
- [3] Muller_C_et_alDevelopment_of_prechamber_for_SI_Engines_in_Vehicle_Applications-Conference-Berlin-2018.pdf
- [4] <https://www.journals.elsevier.com/combustion-and-flame>
- [5] <https://f1i.com/magazine/76167-tji-antechamber-f1-power.html/2>
- [6] <https://www.journals.elsevier.com/fuel>
- [7] <https://gratka.pl/motoryzacja/volkswagen-golf-v-1-6-mpi-102ps-united-kamera-nawi-klimatronic/ob/9863525?oferta-archiwalna>
- [8] https://eucenje.fsb.hr/pluginfile.php/79711/mod_resource/content/3/05_MSUI_Procesi_u_motorima.pdf
- [9] https://eucenje.fsb.hr/pluginfile.php/79750/mod_resource/content/3/Predavanja/12_MSUI_Otto_izgaranje.pdf
- [10] https://e-ucenje.fsb.hr/pluginfile.php/84405/mod_resource/content/1/GM-19-20_predavanje%2006.pdf
- [11] <https://www.audi.hr/aktualno/wltp/nedc-i-wltp>
- [12] www.hak.hr
- [13] https://eucenje.fsb.hr/pluginfile.php/16369/mod_resource/content/7/Motorna_vozila_2021_02_Otpori_voznje.pdf
- [14] http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_290_d1.pdf