

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mislav Blažić, Borna Kovarik

**Analiza utjecaja radnih parametara
prednabijenog Ottovog motora s
recirkulacijom ispušnih plinova**

Zagreb, 2015.

Ovaj rad izrađen je u na Katedri za motore i vozila Zavoda za motore i transportna sredstva na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu pod vodstvom doc. dr. sc. Darka Kozarca i predan je na natječaj za dodjelu Rektorove nagrade u akademskoj godini 2014./2015.

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
CoV	%	Koeficijent varijacije (eng. <i>Coefficient of Variation</i>)
f	-	Funkcija cilja
g_e	g/kWh	Specifična efektivna potrošnja goriva
k	m^2/s^2	Turbulentna kinetička energija
n	min^{-1}	Brzina vrtnje
p	bar	Tlak u cilindru
p_e	bar	Srednji efektivni tlak
R	J/deg	Brzina oslobađanja topline
α	°KV	Kut zakreta koljenastog vratila
α_p	°KV	Kut prepaljenja
ε	m^2/s^3	Disipacija turbulentne kinetičke energije
λ	kg/kg	Faktor pretička zraka

Popis kratica

Oznaka	Opis
0-D	Bezdimenzijski model
A/F	Omjer zraka i goriva u gorivoj smjesi (eng. <i>A/F Ratio</i>)
CO	Ugljikov monoksid
CO ₂	Ugljikov dioksid
EGR	Recirkulacija ispušnih plinova (eng. <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
GMT	Gornja mrtva točka
H ₂ O	Vodena para
HC	Neizgorjeli ugljikovodik
KI	Intenzitet detonacije (eng. <i>Knock Intensity</i>)
KV	Koljenasto vratilo
N	Dušik
NO _x	Dušikovi oksidi
O	Kisik

Sadržaj

Popis oznaka	I
Popis kratica	I
Sadržaj	II
Popis slika.....	III
Popis tablica.....	IV
1. Uvod	1
1.1. Opis problema i motivacija	1
1.2. Recirkulacija ispušnih plinova	3
1.3. Turbopunjač.....	4
2. Ciljevi rada	6
3. Metode rada	8
3.1. Programski paket za simulaciju rada motora (AVL Boost)	8
3.2. Eksperimentalni motor	9
3.3. Parametrizacija simulacijskog modela	10
3.3.1. Definicija radne točke.....	10
3.3.2. Model turbulencije.....	10
3.3.3. Model stvaranja jezgre plamena	11
3.3.4. Model pojave detonacija.....	12
3.3.5. Rezultati optimiranja srednjeg ciklusa	12
3.3.6. Cikličke oscilacije	14
3.4. Utjecaj kuta pretpaljenja na proces izgaranja.....	17
3.5. Model četverocilindarskog nabijenog Ottovog motora.....	20
3.5.1. Simulacijski model	20
3.5.2. Plan simulacija.....	22
4. Rezultati i rasprava	23
4.1. Utjecaj kuta pretpaljenja i faktora pretička zraka.....	23
4.2. Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova	32
5. Zaključak	38
6. Zahvale	40
7. Popis literature.....	41
8. Sažetak.....	44
9. Summary.....	45

Popis slika

Slika 1. Omjer zraka i goriva u gorivoj smjesi	9
Slika 2. Specifična efektivna potrošnja goriva	9
Slika 3. Reducirani jednocilindarski model	10
Slika 4. Usporedba krivulja brzine oslobađanja topline dobivenih eksperimentom i simulacijama	13
Slika 5. Usporedba tlaka u cilindru dobivenog eksperimentom i simulacijama	13
Slika 6. Usporedba krivulja brzine oslobađanja topline dobivenih eksperimentom i simulacijama	14
Slika 7. Usporedba tlaka u cilindru dobivenog eksperimentom i simulacijama	14
Slika 8. Primjer cikličkih oscilacija visokotlačnog procesa	15
Slika 9. Cikličke oscilacije visokotlačnog procesa proračunate u programu AVL Boost	15
Slika 10. Primjer detonantnog izgaranja.....	17
Slika 11. Ovisnost pojave detonacije o kutu pretpaljenja.....	18
Slika 12. Utjecaj kuta pretpaljenja na srednji indicirani tlak.....	18
Slika 13. Usporedba visokotlačnih procesa s različitim kutom pretpaljenja.....	19
Slika 14. Prošireni simulacijski model četverocilindarskog motora	20
Slika 15. Usporedba visokotlačnog procesa u modelu nenabijenog i prednabijenog motora	21
Slika 16. Mapa rada kompresora turbopunjača	21
Slika 17. Tlak usisa u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktoru pretička zraka	23
Slika 18. Temperatura ispušnih plinova u ovisnosti o kutu pretpaljenja.....	24
Slika 19. Srednji indicirani tlak u ovisnosti o kutu pretpaljenja.....	24
Slika 20. Srednji efektivni tlak u ovisnosti o kutu pretpaljenja.....	25
Slika 21. Profil tlaka u cilindru za kut preskakanja iskre 0,8 °KV i 3 faktora pretička zraka.....	25
Slika 22. Profil tlaka u cilindru za kut preskakanja iskre 10 °KV i 3 faktora pretička zraka.....	26
Slika 23. Profil tlaka u cilindru za faktor pretička zraka 0,91 i 2 bitno različita kuta pretpaljenja.....	26

Slika 24. Intenzitet detonacije u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktoru pretička zraka.....	27
Slika 25. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktora pretička zraka.....	28
Slika 26. Specifična efektivna potrošnja goriva u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktoru pretička zraka	29
Slika 27. Duljina izgaranja u ovisnosti o kutu pretpaljenja.....	30
Slika 28. Profil tlaka u cilindru radnih točaka s najvećom snagom i najmanjom specifičnom efektivnom potrošnjom goriva	31
Slika 29. Srednji indicirani tlak s 0 % i 10 % EGR.....	32
Slika 30. Tlak usisa s 0 % i 10 % EGR	33
Slika 31. Srednji efektivni tlak s 0 % i 10 % EGR.....	33
Slika 32. Specifična efektivna potrošnja goriva s 0 % i 10 % EGR.....	34
Slika 33. Cikličke oscilacije srednjeg indiciranog tlaka s 0 % i 10 % EGR	35
Slika 34. Intenzitet detonacija s 0 % i 10 % EGR.....	36
Slika 35. Duljina izgaranja s 0 % i 10 % EGR.....	36
Slika 36. Temperatura ispušnih plinova s 0 % i 10 % EGR.....	37

Popis tablica

Tablica 1. Usporedba optimalnih radnih točaka.....	31
--	----

1. Uvod

1.1. Opis problema i motivacija

Glavni cilj razvoja konvencionalnih motora s unutrašnjim izgaranjem je povećanje učinkovitosti odnosno smanjenje potrošnje uz povećanje snage po jedinici radnog volumena i/ili mase. Također, moraju se zadovoljiti sve strože europske i svjetske norme vezane za emisije štetnih tvari [1]. Trend razvoja modernih Ottovih motora temelji se na smanjenju radnog volumena i povećanju tlaka usisa. Smanjenje radnog volumena motora može se nadoknaditi povećavanjem stupnja kompresije čime se povećava učinkovitost Ottovog procesa u motoru [2]. S druge strane, povećanje učinkovitosti uzrokuje i povećano termomehaničko opterećenje čime motori s unutrašnjim izgaranjem rade u sve ekstremnijim uvjetima pa su izloženi pojavi detonacije [3].

Detonacija ili detonatno izgaranje je najpoznatiji i najvažniji od svih oblika nenormalnog izgaranja u Ottovom motoru. Detonaciju je potrebno obavezno izbjeći jer ona može u vrlo kratkom vremenskom periodu uništiti motor [4]. Opasnost od pojave detonacije može se uspješno smanjiti odgovarajućom konstrukcijom prostora izgaranja, upotrebom goriva s visokim oktanskim brojem te promjenom brzine vrtnje i opterećenja motora [5, 6].

Kod normalnog izgaranja goriva smjesa se pali iskrom na svjećici te se odatle fronta plamena prostorno širi po cijelom prostoru izgaranja. Kako se u prostoru izgaranja nalaze dva bitno različita medija, produkti izgaranja i neizgorjela smjesa, zbog porasta temperature dolazi do samozapaljenja neizgorjele smjese. Brzine izgaranja tada rastu s normalnih vrijednosti između 20 i 40 m/s na približno 250 do 300 m/s te dolazi do pojave tlačnih valova koji zatim uzrokuju velika oštećenja elemenata motora [7].

Jedan od načina sprječavanja detonatnog izgaranja je obogaćivanje gorive smjese pri visokom opterećenju [8]. Faktor pretička zraka smanjuje se do 0,8, čime se povećava potrošnja goriva. Ipak, kako motorima s unutrašnjim izgaranjem masena potrošnja goriva raste u ovisnosti o snazi motora, usporedba masene potrošnje motora različitih snaga nije reprezentativna. Stoga se kao mjera potrošnje goriva, kao i efikasnosti samog procesa uvodi specifična efektivna potrošnja goriva koja je definirana kao omjer satne masene potrošnje goriva i efektivne snage motora.

Smanjenjem faktora pretička zraka, tj. obogaćivanjem gorive smjese uz povećanje potrošnje goriva rastu i emisije štetnih ispušnih plinova. Kao što je poznato [9], izgaranjem goriva u motorima cestovnih vozila nastaju ispušni plinovi koji u sebi sadrže preko stotinu različitih spojeva štetnih za okoliš i ljudsko zdravlje. Homologacijskim propisima određene su dopuštene granice emisija štetnih tvari i propisane metode ispitivanja količine ugljikovog monoksida (CO), ugljikovodika (HC) i dušikovih oksida (NO_x). Zbog toga smanjenje faktora pretička zraka ima izrazito negativan utjecaj i s ekološkog aspekta.

Do sada se smanjivanje emisija štetnih tvari provodilo poboljšanjima procesa izgaranja u cilindru motora, pročišćavanjem ispušnih plinova na izlazu iz motora, poboljšavanjem kvalitete goriva, smanjivanjem otpora vožnje i optimiranjem upravljanja radom motora i vozila u cjelini. U novije vrijeme počinje se istraživati i recirkulacija ispušnih plinova koja u kombinaciji s turbopunjačem omogućuje smanjenje potrošnje goriva uz zadržavanje sličnih performansi. Postoji mnogo eksperimentalnih istraživanja koja ukazuju na obećavajuće rezultate, kojima se može postići poboljšanje efikasnosti [10] ili upotreba stehiometrijske gorive smjese [11]. Stehiometrijska goriva smjesa predstavlja onaj omjer goriva i zraka s kojom bi 1 kg goriva u idealnim uvjetima potpuno izgorio, ali tako da u produktima izgaranja ne bi bilo slobodnog kisika. Stehiometrijski omjer važno je postići kako bi se omogućio ispravan rad trokomponentnog katalizatora, koji omogućuje pretvorbu štetnih sastojaka iz ispušnih plinova u sastojke neškodljive za okolinu. Tako se ugljični monoksid CO pretvara u neotrovan CO₂, dušikovi oksidi NO_x razlažu se na kisik O i dušik N i kao treći proces od neizgorjelih ugljikovodika HC nastaju ugljikov dioksid CO₂ i vodena para H₂O. Watanabe et. al. [12] su pokazali kako upotreba recirkulacije ispušnih plinova uz smanjenje opasnosti od detonantnog izgaranja znatno poboljšava i specifičnu efektivnu potrošnju goriva.

U daljnjim poglavljima opisana je upotreba turbopunjača i sustava recirkulacije ispušnih plinova. Eksperimentalna istraživanja primjene navedenih sustava podrazumijevaju visoke troškove te se u novije vrijeme sve više koriste simulacijski alati koji na temelju matematičkih modela mogu dovoljnom točnošću opisati procese unutar motora. Takvim simulacijskim alatima znatno se smanjuju troškovi i vrijeme razvoja. Iz navedenog razloga potrebno je razviti numerički model koji će pomoći u istraživanju sustava recirkulacije ispušnih plinova.

1.2. Recirkulacija ispušnih plinova

Sustav za recirkulaciju ispušnih plinova, EGR (eng. *Exhaust Gas Recirculation*) uveden je prvenstveno sa svrhom smanjenja NO_x spojeva nastalih u Dieselovim motorima. Prvi puta u serijskoj proizvodnji automobila pojavljuje se u Sjevernoj Americi 1978. godine [13] kada su doneseni stroži zakoni u pogledu emisije štetnih tvari Dieselovih motora.

Prilikom povrata ispušnih plinova dolazi do njihova miješanja sa svježom smjesom zraka i goriva. U procesu izgaranja, dio energije koristi se za zagrijavanje ispušnih plinova u cilindru što uzrokuje pad vrijednosti vršne temperature čime dolazi do smanjenja nastalih NO_x spojeva u ispušnim plinovima. Pri djelomičnom opterećenju motora recirkulacija ispušnih plinova također pridonosi smanjenju potrošnje [14].

Postoje vanjski i unutarnji EGR sustavi [15]. Vanjski EGR sustav vraća ispušne plinove u usisnu cijev gdje dolazi do miješanja sa svježim zrakom. Postotak ispušnih plinova koji se vraća u usisnu cijev ovisi o opterećenju i brzini vrtnje motora, a kontrolira ga elektronički EGR ventil. Unutarnji EGR sustav postoji kod svih četverotaktnih motora, a posljedica je ispiranja cilindra, odnosno preklapanja usisnih i ispušnih ventila. Volumen ispušnih plinova koji ostaje u cilindru i koji se miješa sa svježom gorivom smjesom manji je u odnosu na volumen kod vanjskog EGR sustava. Produkti izgaranja koji se pomoću vanjskog EGR sustava vraćaju u usisnu cijev hlađeni su pomoću vanjskog izmjenjivača topline za razliku od vrućih ispušnih plinova koji ostaju u cilindru upotrebom unutarnjeg EGR sustava. Postotak ispušnih plinova kod unutarnjeg EGR sustava može se mijenjati varijabilnim upravljanjem ventila [16], koji se koriste se za postizanje optimalne snage i momenta u širem području rada motora.

Iako su na početku svog korištenja EGR sustavi služili za smanjenje NO_x spojeva kod Dieselovih motora, danas se promatra njihov utjecaj na rad motora s vanjskim paljenjem gorive smjese (Ottovih motora). Upotreba EGR sustava dovodi do smanjenja laminarne brzine širenja fronte plamena čime se produljuje proces izgaranja što za posljedicu ima povećanje temperature ispušnih plinova.

1.3. Turbopunjač

Snaga motora proporcionalna je stupnju punjenja motora, koji je jednak omjeru mase svjež radne tvari koja ostane u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila i referentne mase, tj. mase svjež radne tvari koja bi stala u radni volumen cilindra. Kako stupanj punjenja ovisi o količini zraka, odnosno gustoći zraka unutar cilindra, povećanjem tlaka i smanjenjem temperature zraka moguće je ostvariti veći stupanj punjenja, a time i veću snagu motora bez povećanja radnog volumena i brzine vrtnje. Također, na većim nadmorskim visinama nabijanjem se kompenzira manja gustoća zraka te se omogućuje razvijanje normalne snage motora. Prednabijanje je moguće ostvariti inercijskim natpunjenjem [17], mehaničkim pogonom kompresora [18] ili pogonom kompresora turbinom na ispušne plinove [19]. Kod svih vrsta nabijanja pomoću kompresora, komprimirani se zrak nakon kompresora u pravilu vodi kroz hladnjak kako bi mu se snizila temperatura. Na taj se način povećava punjenje cilindra te smanjuje toplinsko opterećenje motora. U okviru ovog rada prednabijanje se provodi turbopunjačem.

Turbopunjač se sastoji od kompresora i turbine koji su mehanički povezani vratilom. On povećava tlak zraka u usisnoj cijevi time što pretvara mehanički rad rotora, odnosno turbine u energiju tlaka, iskorištavajući proces strujanja ispušnih plinova u ispušnoj cijevi. Autor prvog patenta turbopunjača iz 1905. godine Alfred Buchi uspio je proizvesti prvi uspješni prototip 1925. godine i time je postigao povećanje snage od 40 % . Tijekom sljedećih godina počeo je intenzivan razvoj te su turbopunjači postali jedan od najčešćih načina povećanja snage motora. Prednost turbopunjača je što za rad kompresora ne treba trošiti snagu motora pa se time doprinosi povećanju učinkovitosti motora. No, korištenjem turbopunjača dolazi do povećanja termo-mehaničkog opterećenja što zahtijeva robusniju konstrukciju motora. Također, kod većih tlakova prednabijanja dolazi do pojave samozapaljenja ili detonacije, a viša temperatura ispušnih plinova uzrokuje veća opterećenja turbinske strane turbopunjača što može dovesti do mehaničkih oštećenja turbopunjača.

Isto tako, rad turbopunjača je potrebno uskladiti s radom motora kako bi se izbjeglo zagušenje, odnosno nepravilan rad motora. Mala turbina omogućuje dobro ubrzanje motora pri nižim brzinama vrtnje na štetu smanjenja momenta pri višim brzinama vrtnje motora, dok velika turbina daje visoki moment pri višim brzinama vrtnje, na štetu ubrzanja pri nižim brzinama vrtnje motora.

Iz gore navedenih razloga vidljivo je da je odabir turbopunjača veoma složen postupak te ga je potrebno izabrati u skladu sa željenim karakteristikama motora. Simulacijskim alatima omogućeno je jednostavnije promatranje utjecaja turbopunjača na radne parametre Ottovog motora čime se smanjuju troškovi i vrijeme potrebno za pravilan odabir turbopunjača.

2. Ciljevi rada

Iz navedenih uvodnih postavki vidi se da poboljšanje učinkovitosti motora može postići povećanjem opterećenja motora pa je stoga potrebno proučiti utjecaj turbopunjača. Također, postoje naznake da se poboljšanje ekonomičnosti motora može ostvariti primjenom recirkulacije ispušnih plinova, tj. EGR-a u Ottovim motorima. Time se smanjuje sklonost prema pojavi detonantnog izgaranja pri uvjetima visokog opterećenja. Zbog svega navedenog cilj ovoga rada je proučiti utjecaj primjene prednabijanja turbopunjačem i primjene sustava recirkulacije ispušnih plinova u različitim uvjetima rada motora. Uz to je potrebno pronaći radne točke motora u kojima će se postići najveća snaga odnosno najmanja specifična efektivna potrošnja goriva.

Ova analiza bit će temeljena na rezultatima simulacija pa je na temelju dostupnih eksperimentalnih podataka potrebno napraviti simulacijski model višecilindarskog Ottovog motora pogonjenog benzinom koji će u potpunosti opisivati procese unutar cilindra. Nakon validacije osnovnog modela potrebno je proširiti model dodavanjem turbopunjača te sustava za recirkulaciju ispušnih plinova. Pri velikom opterećenju, ostvarenim primjenom nabijanja motora, raste opasnost od pojave detonantnog izgaranja te se u svrhu njenog smanjenja obogaćuje smjesa goriva i zraka a time raste specifična efektivna potrošnja goriva. Potrebno je utvrditi može li se dodatnim sustavima omogućiti korištenje stehiometrijskog omjera smjese goriva i zraka. Navedeno se može postići promjenom udjela recirkulacije ispušnih plinova čime se povećavaju cikličke oscilacije, ali se smanjuje sklonost prema detonantnom izgaranju. Porastom tlaka prednabijanja turbopunjača smanjuju se cikličke oscilacije, ali se povećava opasnost od pojave detonantnog izgaranja. Uz navedeno potrebno je mijenjati faktor pretička zraka i točku pretpaljenja. S obzirom da su navedeni zahtjevi suprotstavljeni, očekuje se postojanje kompromisnog rješenja.

Kod kompromisnog rješenja u potpunosti se mora spriječiti pojava detonantnog izgaranja, a cikličke oscilacije, tj. koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka, moraju biti unutar dozvoljenog područja. Pri tome će, ovisno o karakteristikama turbopunjača, biti ograničena temperatura ispušnih plinova.

Kako je opasnost od pojave detonantnog izgaranja najviše izražena pri niskim brzinama vrtnje i pri visokom opterećenju, odabrane radne točke nalazit će se u navedenom području rada motora pri referentnoj brzini vrtnje.

U ovome radu između ostalog potrebno je definirati metodologiju proučavanja utjecaja radnih parametara nabijenog Otto motora primjenom simulacije. Dobivene međusobne ovisnosti radnih parametara motora mogu se iskoristiti za optimiranje radnih točaka u cijelom području rada motora.

3. Metode rada

3.1. Programski paket za simulaciju rada motora (AVL Boost)

AVL Boost je programski paket pomoću kojeg je moguće simulirati rad četverotaktnog ili dvotaktnog motora s vanjskim izvorom paljenja ili s kompresijskim paljenjem. Raspon upotrebe varira od malih motora za pogon motocikala do velikih stacionarnih i onih za pogon brodova.

Programski paket sastoji se od interaktivnog grafičkog pretprocesora koji pomaže prilikom unosa ulaznih podataka. Ulazni podaci se obrađuju u glavnom proračunskom programu (eng. *solver*). Analiza rezultata obavlja se interaktivnim grafičkim postprocesorom.

U grafičkom radnom sučelju Boost-a (eng. *AVL Workspace Graphical User Interface*), proračunski model motora se konstruira odabirom i slaganjem odgovarajućih elemenata. Ponašanje svakog elementa opisano je pripadajućim algoritmima i jednadžbama.

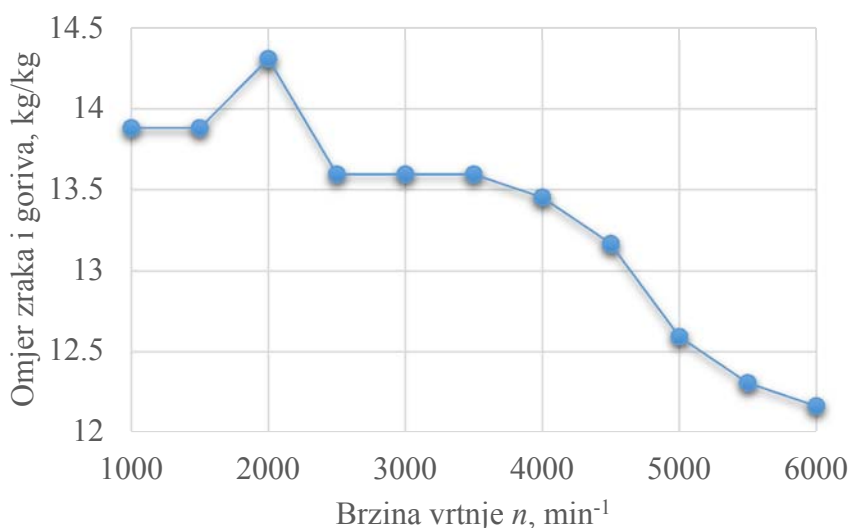
Solver pretvara postavljeni grafički model u matematički, te provodi simulaciju rada tog modela kroz zadanu radnu točku ili točke. Strujanje u cijevima promatrano je kao jednodimenzionalno, tj. vrijednosti tlakova, temperatura i brzina strujanja koje su dobivene rješavanjem jednadžbi dinamike plinova, predstavljaju srednje vrijednosti na poprečnom presjeku cijevi. Upotrebom koeficijenata i faktora dobivenih rješavanjem navedenih jednadžbi Boost višedimenzionalno strujanje može prikazati kao jednodimenzionalno. Ovim načinom proračuna postignute su znatne uštede u vremenu trajanja simulacije i izrade modela. Procesi unutar cilindra promatraju se u bezdimenzijskom (0-D) modelu koji je detaljnije opisan u poglavlju 3.3.

Postprocesorski alati Impress Chart PP2 i PP3 analiziraju i obrađuju rezultate dobivene simulacijom. Pomoću alata Chart PP2 moguće je jednostavno obraditi veliku količinu podataka te izraditi dvodimenzionalne dijagrame. Rezultati su razvrstani po elementima što olakšava snalaženje u velikom broju podataka i jednostavniju međusobnu usporedbu raznih elemenata ili istih elementa za različite zadane postavke proračunskog modela motora.

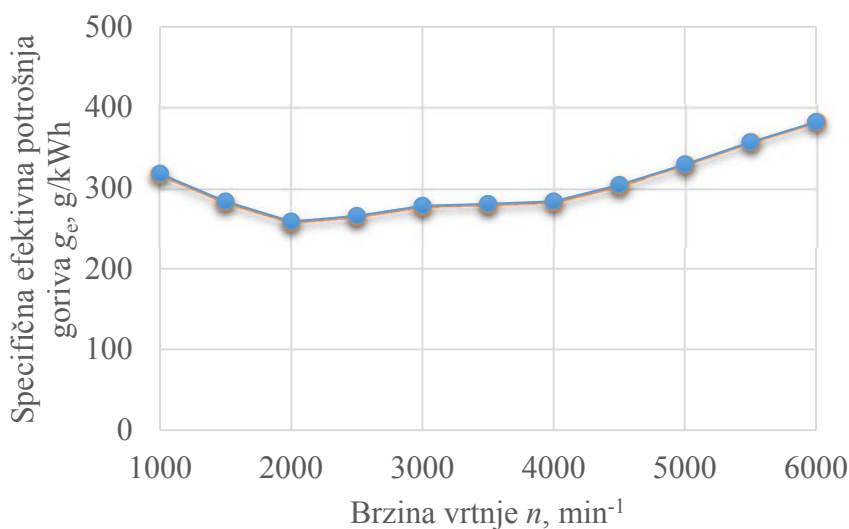
3.2. Eksperimentalni motor

Za validaciju simulacije procesa u Ottovom motoru koristit će se rezultati mjerenja četverocilindarskog motora koji obuhvaćaju tlak u cilindru, maseni protok zraka i goriva, temperature usisa i ispuha, specifičnu efektivnu potrošnju goriva, korišteni faktor pretička zraka itd.

Kako je u simulacijama korišten reducirani jednocilindarski model potrebno je uzeti usrednjene vrijednosti eksperimentalnih rezultata. Vrijednosti omjera zraka i goriva u gorivoj smjesi, tj. *A/F* (*Air to Fuel Ratio*) te specifične efektivne potrošnje goriva za puno opterećenje eksperimentalnog motora prikazane su na slikama 1 i 2.



Slika 1. Omjer zraka i goriva u gorivoj smjesi



Slika 2. Specifična efektivna potrošnja goriva

3.3. Parametrizacija simulacijskog modela

3.3.1. Definicija radne točke

Optimiranje parametara turbulencije i izgaranja provedeno je u radnoj točki motora s niskom brzinom vrtnje koja se nalazi u području visokog opterećenja.

Brzina vrtnje iznosi

$$n = 1500 \text{ min}^{-1}, \quad (3.1)$$

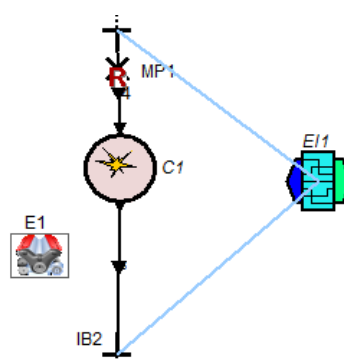
a srednji efektivni tlak iznosi

$$p_e = 8,41 \text{ bar}, \quad (3.2)$$

što odgovara najvećem opterećenju pri toj brzini vrtnje.

U ovoj fazi primijenjen je reducirani jednocilindarski model, prikazan na slici 3, koji služi za validaciju procesa izgaranja s eksperimentalnim podacima. Tablični dvozonski model izgaranja [21] opisuje s velikom točnošću proces izgaranja, no kako se takav model izgaranja zadaje pomoću tabličnih podataka dobivenih iz eksperimenta. Takav model nije fleksibilan i ne može se primijeniti na analizu promjena uvjeta rada. Stoga je potrebno primijeniti fizikalni model izgaranja, u ovom slučaju fraktalni model, koji uključuje nekoliko dodatnih pod-modela:

- turbulencije u cilindru motora ($k-\varepsilon$ model [22]),
- stvaranja jezgre plamena [23],
- detonantnog izgaranje [24].



Slika 3. Reducirani jednocilindarski model

3.3.2. Model turbulencije

Jedan od najvažnijih aspekata u opisivanju procesa izgaranja unutar cilindra je točno opisivanje turbulencije. Turbulentno strujanje i vrtlozi koji nastaju unutar cilindra uzrokuju deformaciju plamena, povećavanje brzine izmjene topline i mase unutar fronte plamena te

utječu na lokalnu laminarnu brzinu izgaranja. Kako bi se takve pojave točno opisale, korišten je k - ε model turbulencije, koji sadrži dvije međusobno ovisne jednačbe. Prva jednačba opisuje turbulentnu kinetičku energiju k , dok se druga odnosi na disipaciju turbulentne kinetičke energije ε . Za vrijeme izgaranja, smjesa unutar cilindra može se podijeliti u dva područja: izgorjelu i neizgorjelu zonu. Turbulencija neizgorjele zone igra veliku ulogu u deformaciji fronte plamena te time uvelike utječe na sam proces izgaranja. Iz tog razloga je potrebno primijeniti navedeni model turbulencije na izgorjelu i na neizgorjelu zonu te se takav model naziva dvozonski k - ε model turbulencije.

Samo izgaranje, odnosno termodinamički procesi unutar cilindra računaju se primjenom jednačbe očuvanja mase i prvog glavnog stavka termodinamike. To podrazumijeva da se prostorna diskretizacija cilindra motora ne provodi, a promjene pojedinih fizikalnih svojstava u cilindru motora računaju se kao funkcije vremena. Budući da se ne primjenjuje prostorna diskretizacija cilindra, simulacijski modeli temeljeni na ovakvom pristupu nazivaju se bezdimenzijski (0-D) ili termodinamički modeli. Za izračun brzine izgaranja u 0-D modelu koristi se tzv. kvazidimenzijski fraktalni model izgaranja, jer podjela prostora u cilindru na izgorjelu i neizgorjelu smjesu na neki način simulira utjecaj prostorne neujednačenosti, a uključuje geometrijski utjecaj prostora izgaranja, utjecaj položaja svjećice i utjecaj laminarne brzine širenja plamena i sl. Model izgaranja naziva se fraktalni jer se u svakom numeričkom koraku pomoću proračuna širenja fronte plamena računa brzina oslobađanja topline.

3.3.3. Model stvaranja jezgre plamena

Početak izgaranja u Ottovim motorima definiran je trenutkom preskakanja iskre između elektroda svjećice. Izbojem električne iskre u smjesu goriva i zraka koja se nalazi između elektroda svjećice dolazi do brzog stvaranja jezgre plamena koja se počinje širiti i napredovati kroz prostor izgaranja. U početnoj fazi izgaranja, dok je polumjer jezgre plamena manji od 5-6 mm, polje strujanja u području svjećice uzrokuje pomicanje središte jezgre plamena u odnosu na početni položaj između elektroda svjećice. Istovremeno, slobodna ploha plamena, budući da se nalazi u polju turbulentnog strujanja, postaje sve više deformirana i naborana uslijed utjecaja turbulentnih vrtloga različitih veličina i intenziteta, što značajno utječe na površinu slobodne plohe plamena kojom se zahvaća svježa smjesa goriva i zraka, a time određuje i brzina izgaranja.

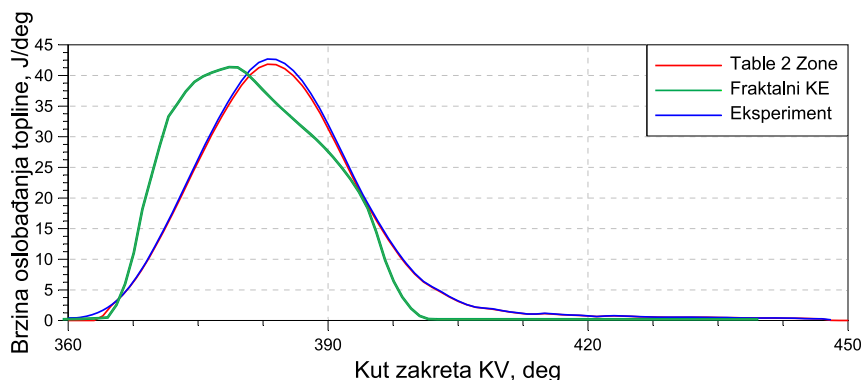
Zbog opisanog, potrebno je primijeniti pod-model za proračun ranog razvoja, tj. stvaranja jezgre plamena koji će dati dobar opis fizikalnih procesa te dobre početne uvjete za razmatranje početka izgaranja.

3.3.4. Model pojave detonacija

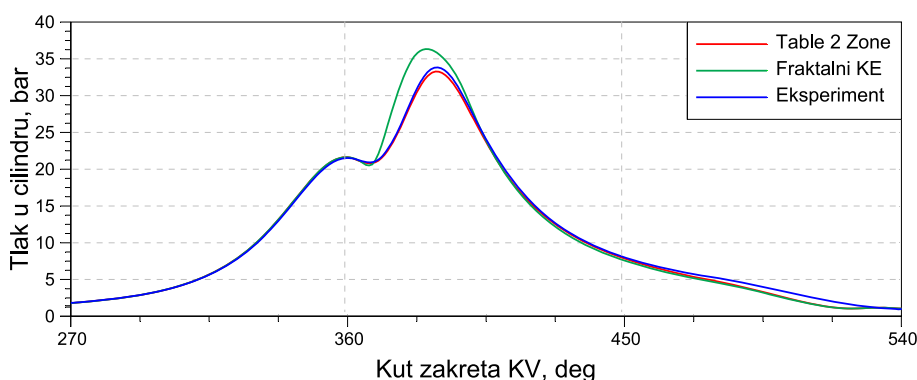
Kako bi se postigla visoka efikasnost procesa u motoru s unutarnjim izgaranjem potrebno je povećati opterećenje motora. Rastom opterećenja motora, udio mehaničkih gubitaka pada te time raste efikasnost procesa. Kao što je opisano, jedan od najčešćih načina povećanja opterećenja je povećanje tlaka usisa. Međutim, time se vrlo brzo dolazi u područje detonantnog izgaranja, koje je izuzetno štetno za motor. Kako bi eksperimentalno proučavanje takvih pojava bilo vrlo skupo te bi predstavljalo veliki utrošak vremena, razvijen je simulacijski pod-model detektiranja detonantnog izgaranja [24], koji je korišten u daljnjem proračunu. Takav pod-model promatra temperaturu i tlak izgorjele i neizgorjele zone, te predviđa trenutak nastajanja detonacije na osnovu spremljenih informacija o karakteristikama samozapaljenja smjese goriva i zraka u različitim uvjetima koji uključuju tlak, temperaturu, faktor pretička zraka i udio produkata izgaranja. Također, svakoj pojavi detonacije pridružena je vrijednost intenziteta detonacije koja omogućuje interpretaciju i usporedbu detonantnog izgaranja kroz cikličke oscilacije.

3.3.5. Rezultati optimiranja srednjeg ciklusa

Rezultati dobiveni početnim parametrima prikazani na slikama 4 i 5 pokazuju odstupanje fraktalnog k - ε modela izgaranja u odnosu na eksperimentalne rezultate. Isto tako, vidljivo je da je optimiranjem tabličnog dvozonskog modela [21] postignuto poklapanje s eksperimentalnim rezultatima, pa je zato potrebno provesti optimiranje parametara fraktalnog k - ε modela izgaranja.



Slika 4. Usporedba krivulja brzine oslobađanja topline dobivenih eksperimentom i simulacijama



Slika 5. Usporedba tlaka u cilindru dobivenog eksperimentom i simulacijama

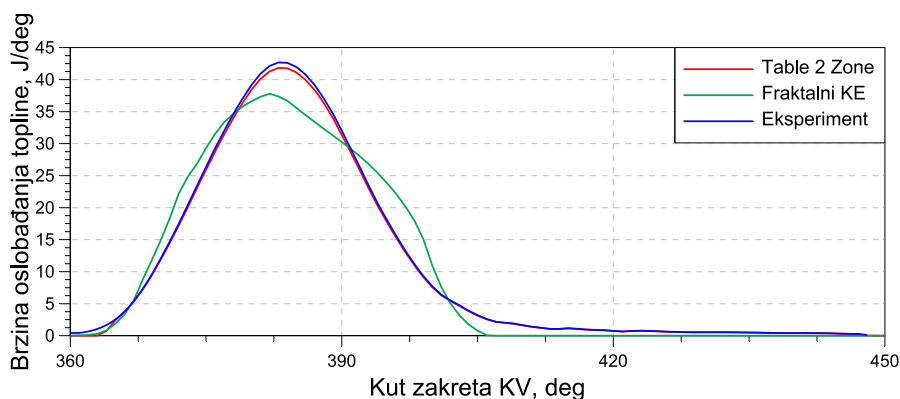
Kako bi se podesili parametri izgaranja i turbulencije napravljeno je optimiranje u programskom paketu AVL Design Explorer. Korištena je metoda fleksibilnog poliedra pomoću koje je optimirana krivulja brzine oslobađanja topline, a funkcija cilja ima oblik:

$$f_{opt} = \int \left[\frac{R_{Table}(\alpha)}{R_{Table,max}} - \frac{R_{Fractal}(\alpha)}{R_{Table,max}} \right]^2 d\alpha. \quad (3.3)$$

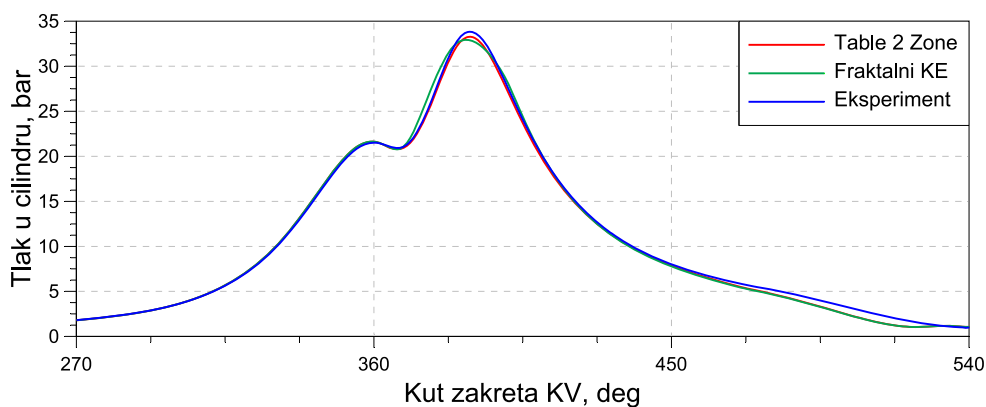
Jednadžba (3.3) zapravo predstavlja integral kvadrirane razlike normaliziranih krivulja brzine oslobađanja topline. Krivulje su normalizirane kako bi utjecaj točaka s različitim vršnim vrijednostima u slučaju upotrebe više radnih točaka pri optimiranju bio jednak. Također, razlika dviju krivulja je kvadrirana kako bi se odredile apsolutne vrijednosti pomoću kojih se računa integral, odnosno površina ispod dobivene krivulje kvadrata razlike. Minimizacijom tog integrala smanjuje se i razlika između krivulja brzina oslobađanja topline čime se približavamo optimalnom obliku izgaranja.

Nakon provedenog postupka optimiranja, dobiven je jedinstveni set parametara koje su unesene u reducirani jednocilindarski model, a dobiveni rezultati su prikazani na slikama 6

i 7. Može se primijetiti da tok tlaka dosta dobro odgovara eksperimentalnom, pa stoga možemo smatrati da je dobiveni proračun procesa izgaranja validiran.



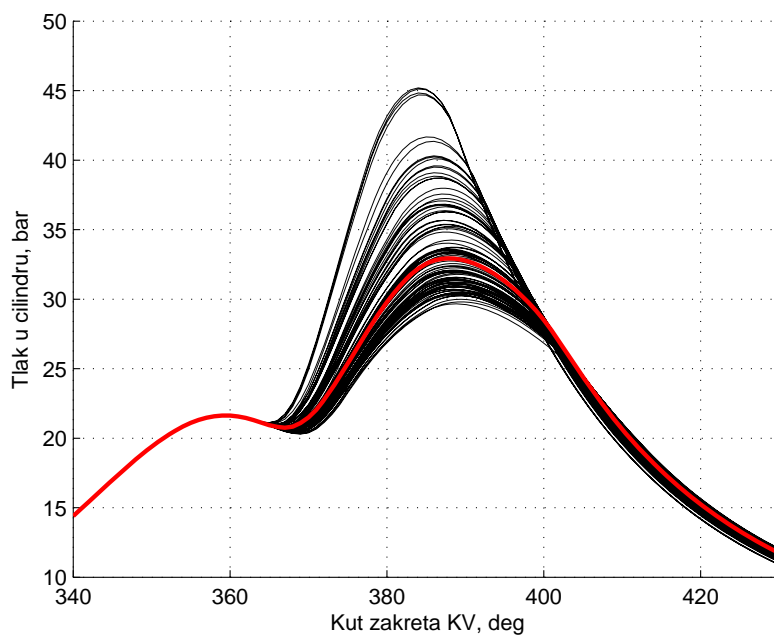
Slika 6. Usporedba krivulja brzine oslobađanja topline dobivenih eksperimentom i simulacijama



Slika 7. Usporedba tlaka u cilindru dobivenog eksperimentom i simulacijama

3.3.6. Cikličke oscilacije

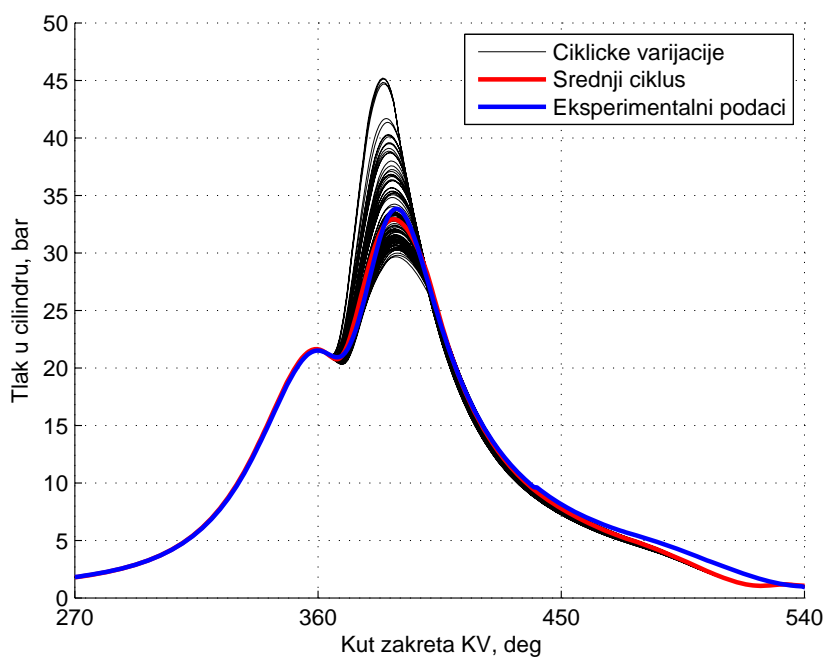
Pri radu motora dolazi do oscilacija u visokotlačnom procesu koje su uzrokovane promjenama u procesu izgaranja između različitih ciklusa koje se nazivaju cikličke oscilacije. Promjena profila tlaka od ciklusa do ciklusa, vidljiva na slici 8, dovodi do promjene u srednjem indiciranom tlaku, a to u konačnici dovodi do oscilacija momenta. Zbog svega ovoga nakon određenog broja ciklusa potrebno je izračunati srednju vrijednost srednjeg indiciranog tlaka te koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka. Bitno je napomenuti da se rezultati prikazani u prethodnom poglavlju odnose na srednji ciklus, koji je na slici 8 prikazan crvenom linijom.



Slika 8. Primjer cikličkih oscilacija visokotlačnog procesa

Kako bi mogli analizirati utjecaj promjene radnih parametara na cikličke oscilacije, numeričkim modelom potrebno je obuhvatiti i pojavu oscilacija. Da bi se postigle oscilacije srednjeg indiciranog tlaka dovoljno je varirati iznose turbulencije u cilindru motora podešavanjem standardne devijacije turbulencijske konstante [25].

Cikličke oscilacije dobivene simulacijom prikazane su na slici 9.



Slika 9. Cikličke oscilacije visokotlačnog procesa proračunate u programu AVL Boost

Dobiveni koeficijent varijacije u simulacijskom modelu iznosi:

$$CoV = 1,90 \%, \quad (3.4)$$

a koeficijent varijacije dobiven eksperimentalnim putem iznosi:

$$CoV_{\text{exp}} = 1,89 \%. \quad (3.5)$$

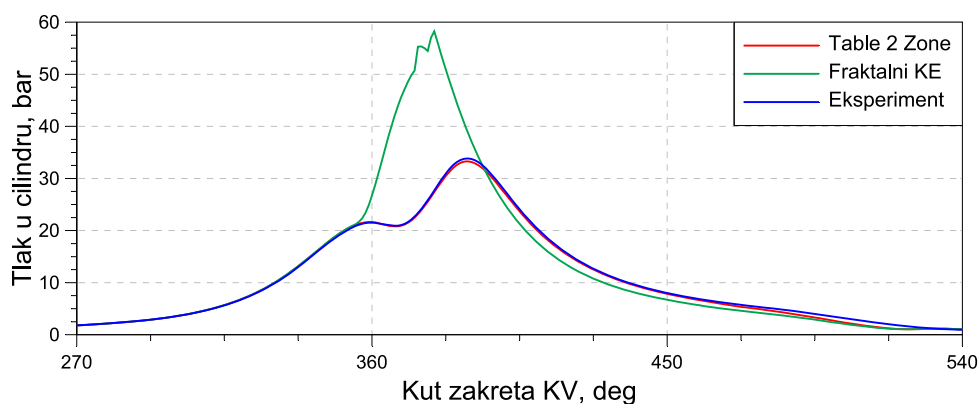
Usporedbom jednadžbi (3.4) i (3.5) vidljivo je da simulacijski model procesa unutar cilindra motora u potpunosti odgovara eksperimentalnim podacima u pogledu cikličkih oscilacija.

Time je u potpunosti validiran proces izgaranja u jednocilindarskom modelu te je omogućena primjena dobivenih parametara modela turbulencije i izgaranja u proširenom četverocilindarskom modelu motora.

3.4. Utjecaj kuta pretpaljenja na proces izgaranja

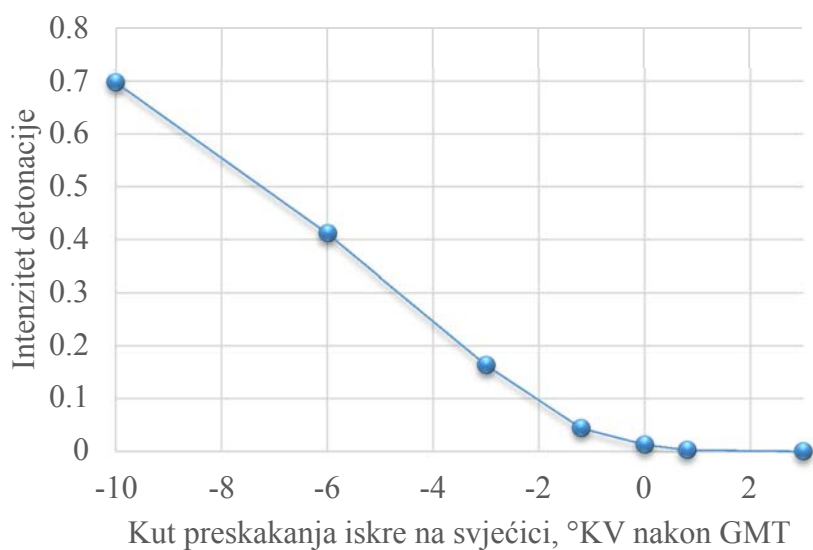
Kut preskakanja iskre na svjećici naziva se kutom pretpaljenja, a mjeri se u stupnjevima zakreta koljenastog vratila prije gornje mrtve točke (GMT). Tipične vrijednosti kuta pretpaljenja iznose 10-15 °KV prije GMT [13], no povećanjem opterećenja zbog opasnosti od detonantnog izgaranja, kut pretpaljenja pomiče se prema GMT.

Na reduciranom modelu jednocilindarskog motora promatran je utjecaj pomaka kuta pretpaljenja na pojavu detonantnog izgaranja. Detonantno izgaranje promatra se pomoću posebnog pod-modela u programskom paketu AVL Boost. Ukoliko se u simulaciji uoči pojava detonantnog izgaranja vrijednost intenziteta detonacije KI (eng. *Knock Intensity*) poraste iznad nule. Primjer detonantnog izgaranja prikazan je zelenom linijom na slici 10, na kojoj se jasno vidi trenutak detonacije pri vršnoj vrijednosti tlaka u obliku šiljatog vrha. Raniji kut pretpaljenja dovodi do ranijeg i većeg porasta tlaka što u kombinaciji s visokim vršnim vrijednostima temperature dovodi do detonantnog izgaranja, odnosno do nekontroliranog samozapaljenja neizgorjele smjese koja izgara gotovo trenutno.



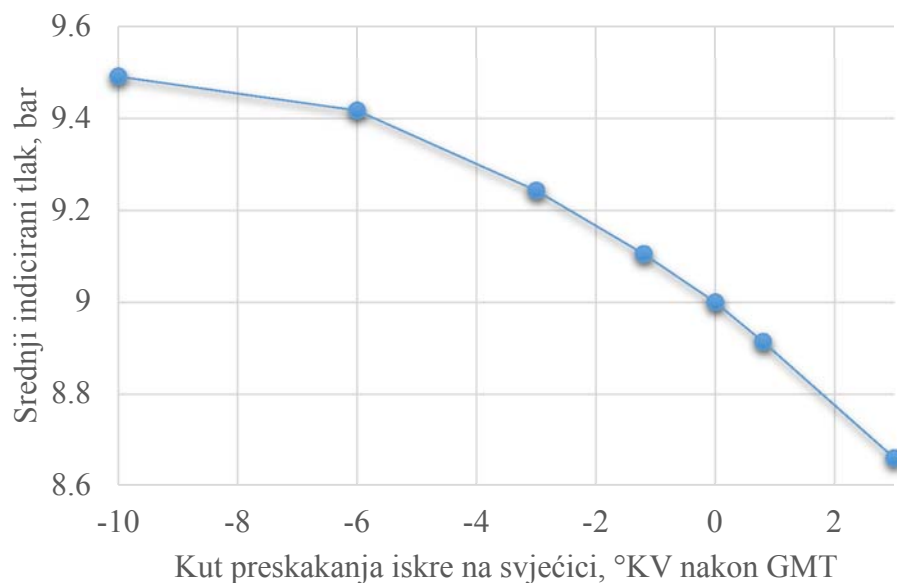
Slika 10. Primjer detonantnog izgaranja

Granični kut pretpaljenja je najveća vrijednost kuta pretpaljenja kod kojeg ne dolazi do pojave detonantnog izgaranja. Kako bi se odredio granični kut pretpaljenja, potrebno je analizirati utjecaj pomaka kuta pretpaljenja na pojavu detonantnog izgaranja, odnosno na intenzitet detonacije. Navedena analiza prikazana je na slici 11.



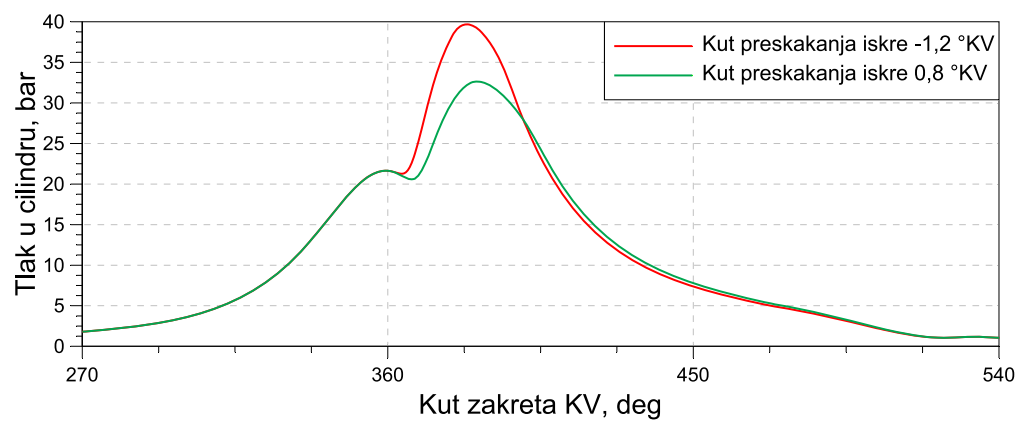
Slika 11. Ovisnost pojave detonacije o kutu pretpaljenja

Također, pomakom kuta pretpaljenja dolazi do pada vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka, što je vidljivo na slici 12, a čime se smanjuje snaga motora.



Slika 12. Utjecaj kuta pretpaljenja na srednji indicirani tlak

Vidljivo je da su zahtjevi za postizanje veće snage te smanjenje detonantnog izgaranja suprotstavljeni, pa je potrebno naći kompromis u obliku graničnog kuta pretpaljenja koji na temelju navedenih dijagrama iznosi $-1,2$ °KV. Usporedba visokotlačnih procesa za tri različita kuta pretpaljenja prikazana je na slici 13.

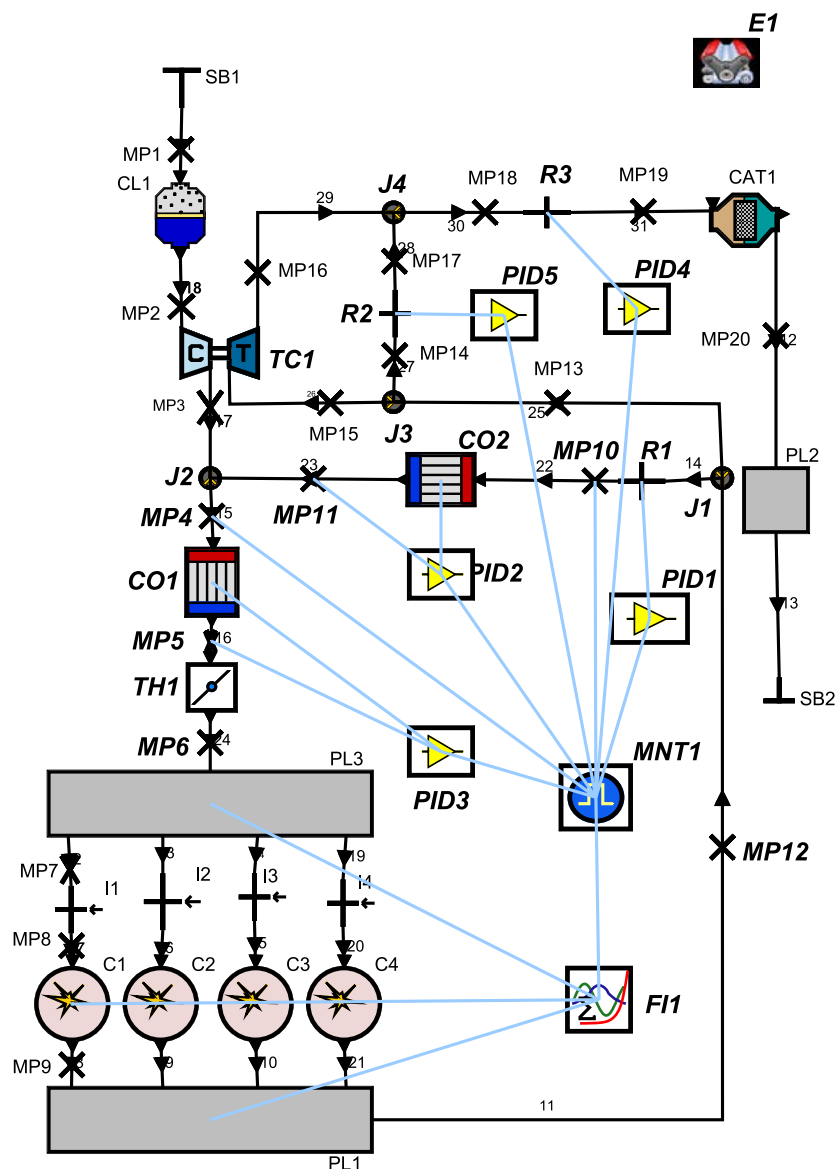


Slika 13. Usporedba visokotlačnih procesa s različitim kutom pretpaljenja

3.5. Model četverocilindarskog nabijenog Ottovog motora

3.5.1. Simulacijski model

Validirani jednocilindarski model proširen je na četverocilindarski model, prikazan na slici 14, kojemu su dodani turbopunjač, sustav recirkulacije ispušnih plinova te ostali pomoćni uređaji poput hladnjaka ispušnih plinova te komprimirane smjese, regulacijski ventil, prigušni ventil i pripadajući PID regulatori.

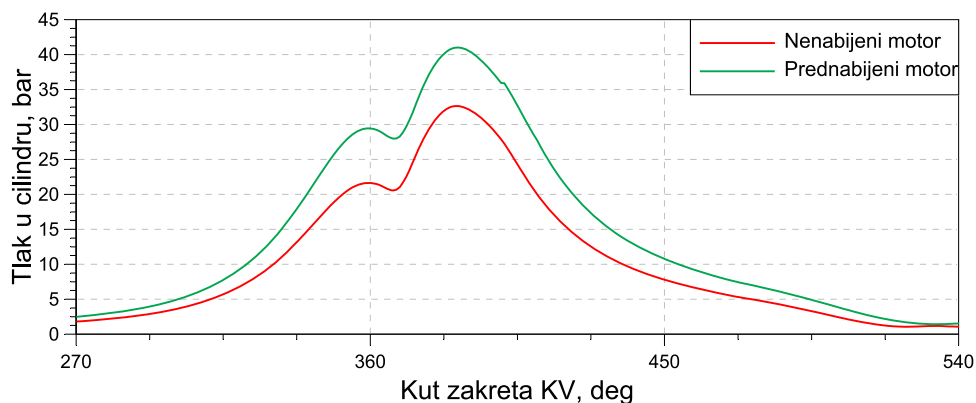


Slika 14. Prošireni simulacijski model četverocilindarskog motora

Dodavanjem turbopunjača u sustav povećava se tlak na usisu, prikazan na slici 15., što posljedično dovodi do povećanja tlakova u cilindru. Povećanjem vršnih tlakova u cilindru

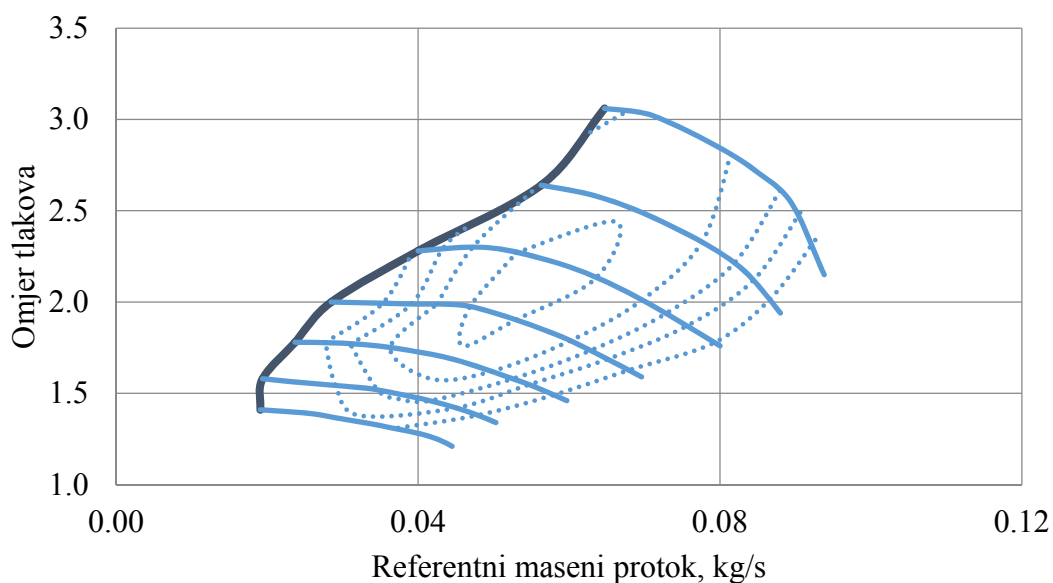
rastu toplinsko i mehaničko opterećenje motora te se povećava sklonost prema detonantnom izgaranju. Stoga je potrebno prilagoditi kut prepaljenja kako bi se izbjegla pojava detonantnog izgaranja te time pronaći novu stabilnu radnu točku.

Prednost sustava s turbopunjačem je povećanje stupnja punjenja koji raste s povećanjem tlaka na usisu i smanjenjem temperature zraka ispred usisnog ventila, tj. raste s povećanjem gustoće zraka ispred usisnog ventila. Kao posljedica povećanja stupnja punjenja dolazi i do povećanja indiciranog odnosno efektivnog tlaka u cilindru.



Slika 15. Usporedba visokotlačnog procesa u modelu nenabijenog i prednabijenog motora

Dinamički model turbopunjača u programskom paketu AVL Boost dobiven je pomoću statičkih mapa turbine i kompresora. Cilj dinamičkog proračuna turbopunjača je uravnoteženje turbinske i kompresorske strane turbopunjača. Mapa kompresora odabranog turbopunjača prikazana je na slici 16, dok mapa turbine nije prikazana zbog povjerljivosti podataka proizvođača koji je ustupio podatke o turbopunjaču.



Slika 16. Mapa rada kompresora turbopunjača

3.5.2. Plan simulacija

Prošireni simulacijski model četverocilindarskog motora napravljen je na način da omogućuje simulacije rada motora uz promjenu upravljačkih parametara kao što su promjena točke pretpaljenja, bogatstva smjese, brzine vrtnje, udjela EGR-a, itd.

U ovom radu provedena je analiza rada motora s turbopunjačem na zadanoj brzini vrtnje pri čemu se proučava utjecaj promjene kuta pretpaljenja i faktora pretička zraka, čime će se pokriti široko radno područje motora.

Kut pretpaljenja se mijenja kako bi se proučio utjecaj kasnijeg odnosno ranijeg početka izgaranja. Promatrani raspon kuta pretpaljenja je od 0,8 °KV do 10 °KV.

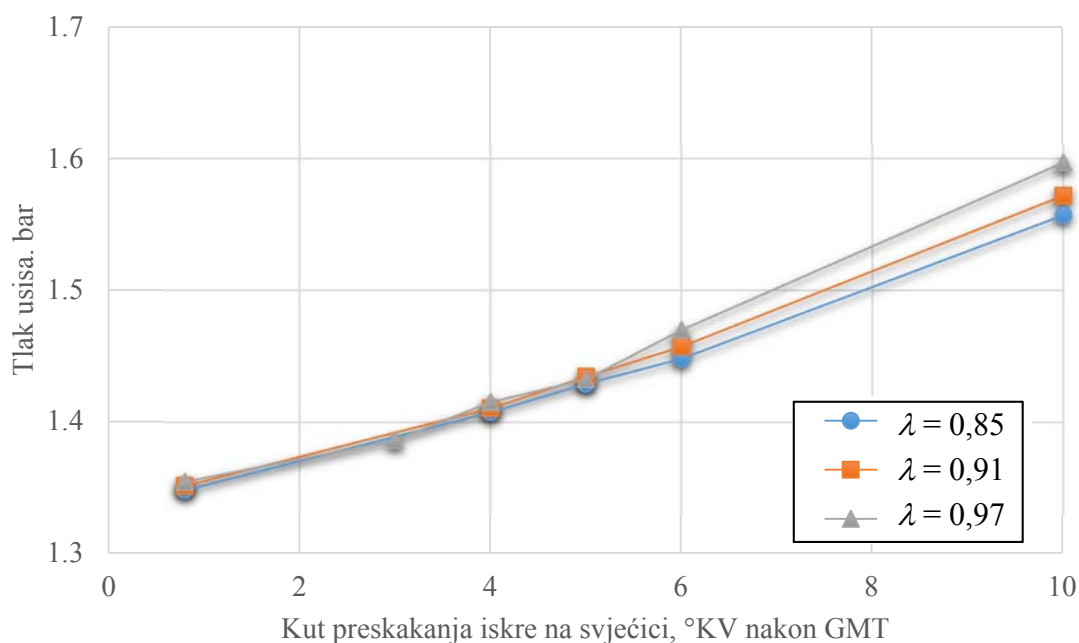
Faktor pretička zraka λ se mijenja od 0,85 do 0,97 čime je obuhvaćeno područje najvećeg opterećenja ($\lambda = 0,85$), teoretski najveće snage ($\lambda = 0,91$), te približno stehiometrijske smjese ($\lambda = 0,97$).

Slična analiza, samo uz jedan faktor pretička zraka ($\lambda = 0,97$), provedena je s uključenim sustavom recirkulacije ispušnih plinova kojim se 10 % ispušnih plinova vraća nazad u usis..

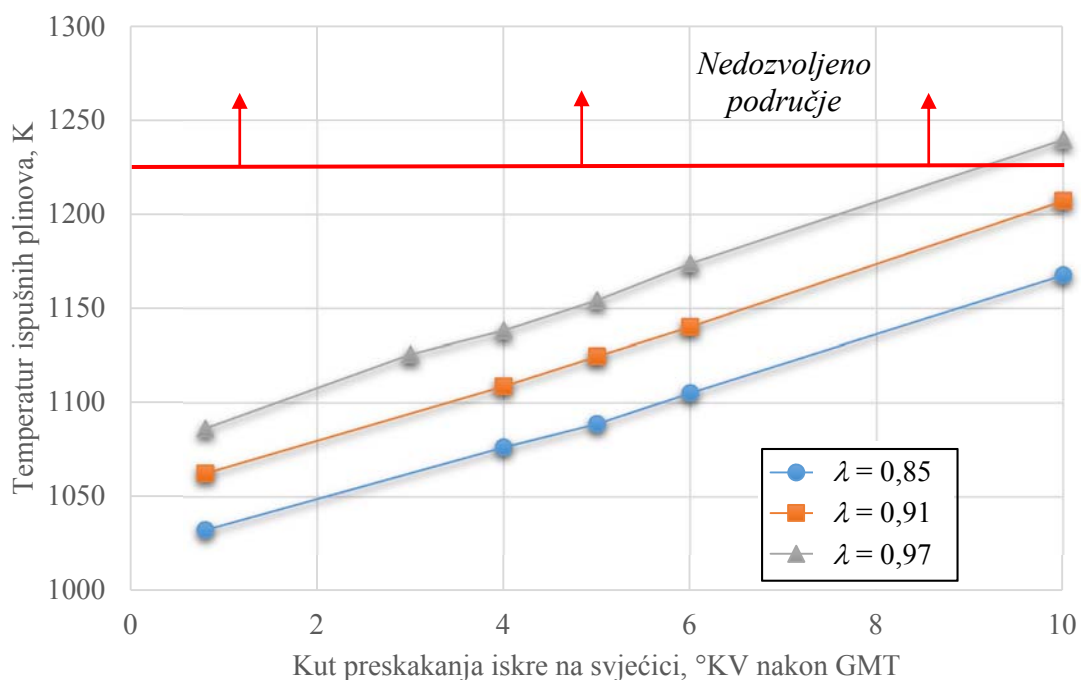
4. Rezultati i rasprava

4.1. Utjecaj kuta pretpaljenja i faktora pretička zraka

Promjenom kuta pretpaljenja uz promjenu faktora pretička zraka promatra se ponašanje motora te njegova svojstva. Primjenom turbopunjača postiže se povećanje tlaka usisa. Vrijednost tlaka usisa i njegova ovisnost o kutu pretpaljenja vidljiva je na slici 17. Iz navedenog dijagrama može se uočiti da kasnije paljenje dovodi do porasta tlaka na usisu. Razlog takve pojave može se pronaći u dijagramu prikazanom na slici 18, na kojem se vidi da povećanjem kuta pretpaljenja ujedno raste i temperatura ispušnih plinova zato što se smanjuje vrijeme hlađenja izgorjele smjese u cilindru. Ispušni plinovi tada sadrže više energije za pogon turbine što rezultira porastom tlaka usisa. Obogaćivanjem smjese goriva i zraka, tj. smanjenjem faktora pretička zraka, u cilindar se ubrizgava više goriva. Višak goriva uzrokuje hlađenje ispušnih plinova te posljedično dovodi do smanjenja temperature ispušnih plinova odnosno pada tlaka usisa.

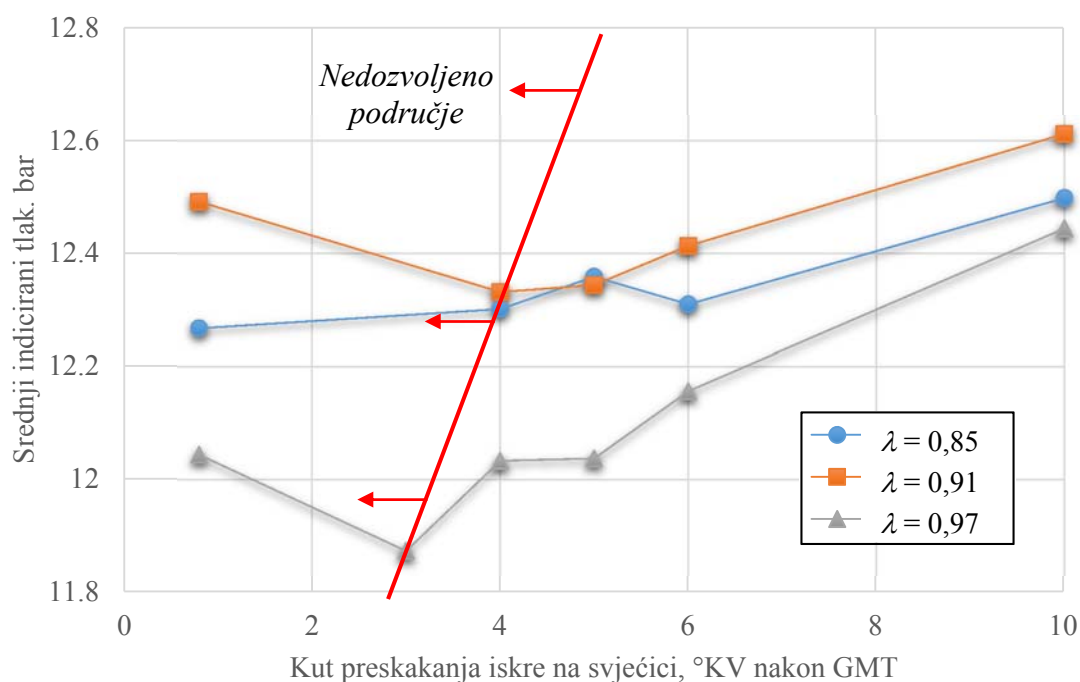


Slika 17. Tlak usisa u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktoru pretička zraka

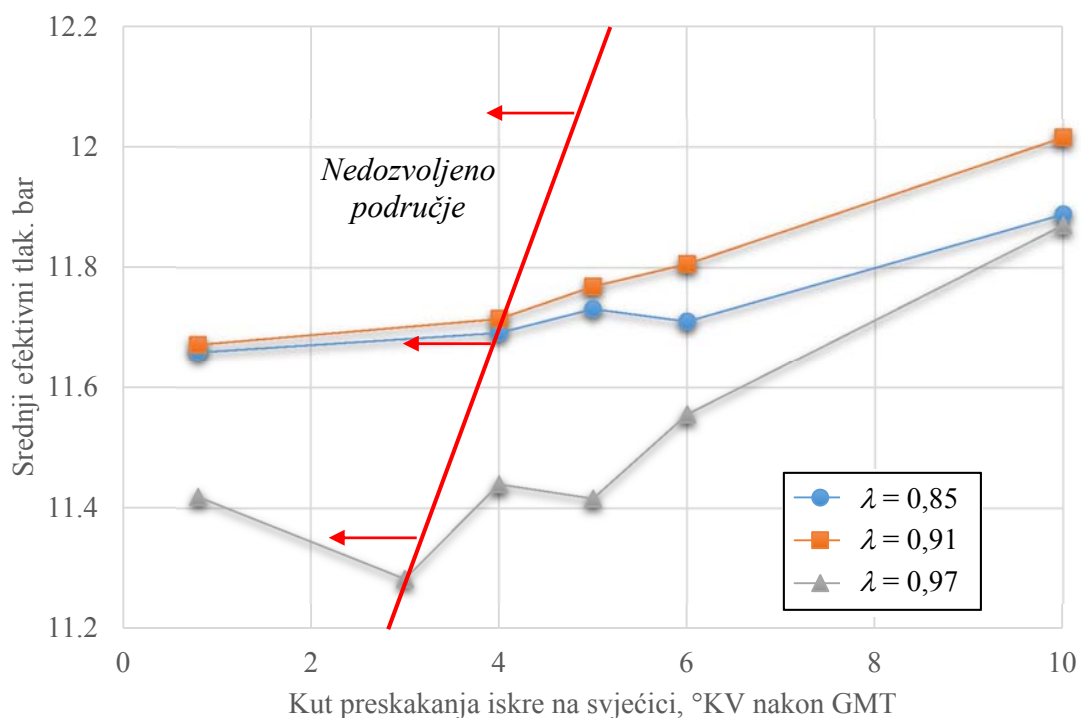


Slika 18. Temperatura ispušnih plinova u ovisnosti o kutu pretpaljenja

Iz dijagrama srednjeg indiciranog tlaka prikazanog na slici 19 te dijagrama srednjeg efektivnog tlaka prikazanog na slici 20 može se uočiti da se najveća snaga motora postiže s faktorom pretička zraka 0,91, koja opada dodatnim obogaćivanjem ili osiromašivanjem smjese goriva i zraka što odgovara početnim pretpostavkama.



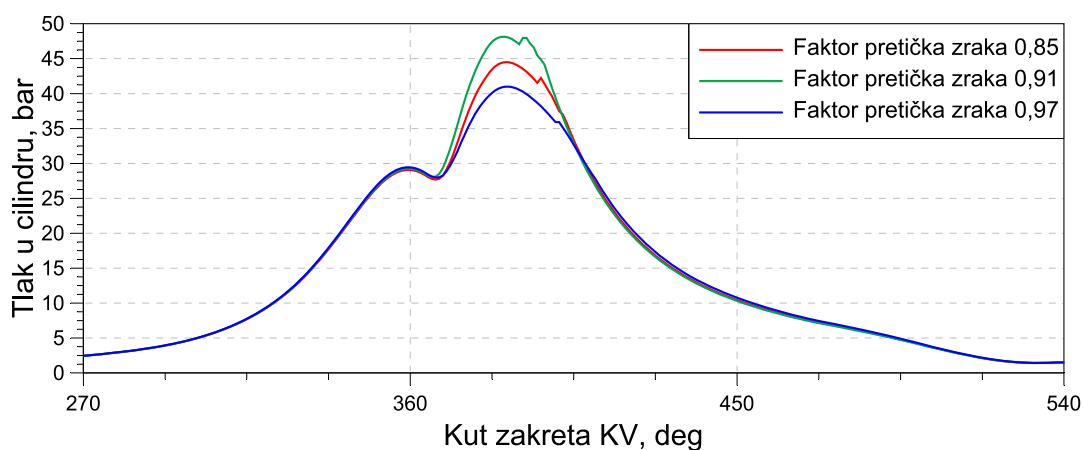
Slika 19. Srednji indicirani tlak u ovisnosti o kutu pretpaljenja



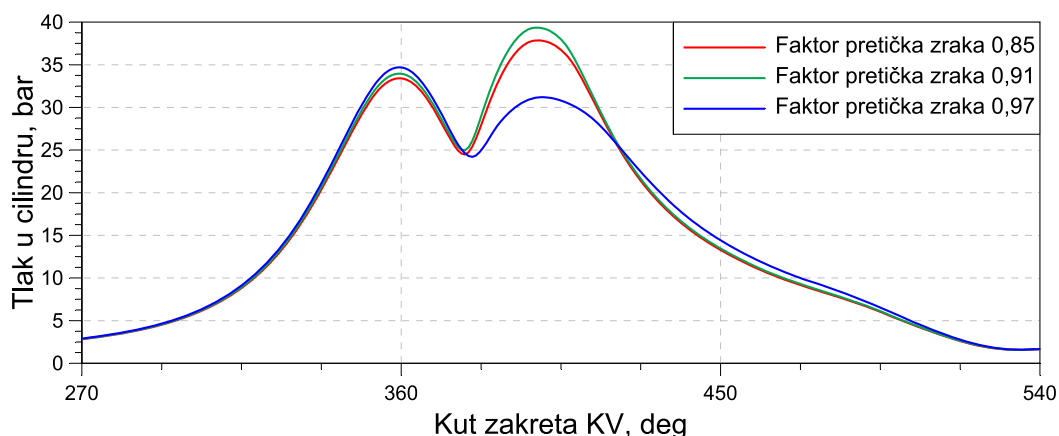
Slika 20. Srednji efektivni tlak u ovisnosti o kutu pretpaljenja

Kako se srednji efektivni tlak mjeri na kočnici, odnosno na samoj spojci promatranog motora, on u sebi sadrži mehaničke gubitke u motoru za razliku od srednjeg indiciranog tlaka koji se odnosi na procese u cilindru. Stoga je srednji efektivni tlak uvijek manji od srednjeg indiciranog tlaka. Srednjem efektivnom tlaku proporcionalna je snaga motora te je on direktan pokazatelj opterećenja motora.

Na slikama 21 i 22, koje prikazuju profile tlaka u cilindru za kut preskakanja iskre na svjeđici 0,8 °KV i 10 °KV poslije GMT, vidljivo je da se s navedenim pretičkom zraka 0,91 postižu najveći vršni tlakovi što rezultira većim vrijednostima srednjeg indiciranog tlaka. Na dijagramu prikazanom na slici 21 vidljiva je pojava detonantnog izgaranja.

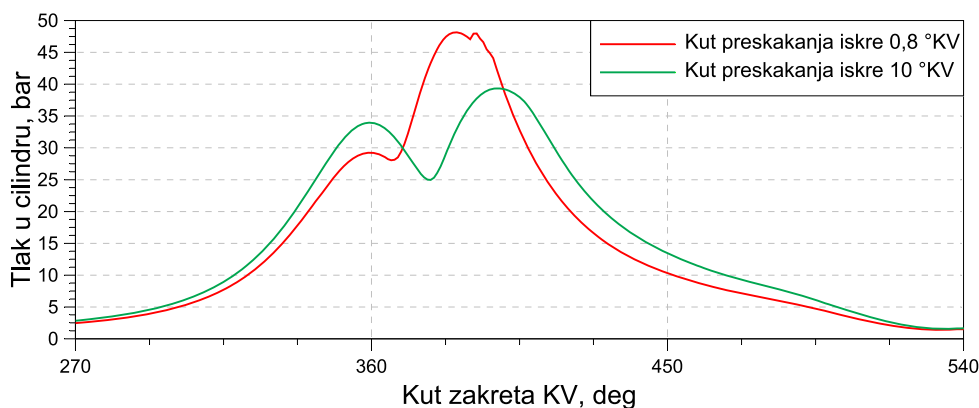


Slika 21. Profil tlaka u cilindru za kut preskakanja iskre 0,8 °KV i 3 faktora pretička zraka



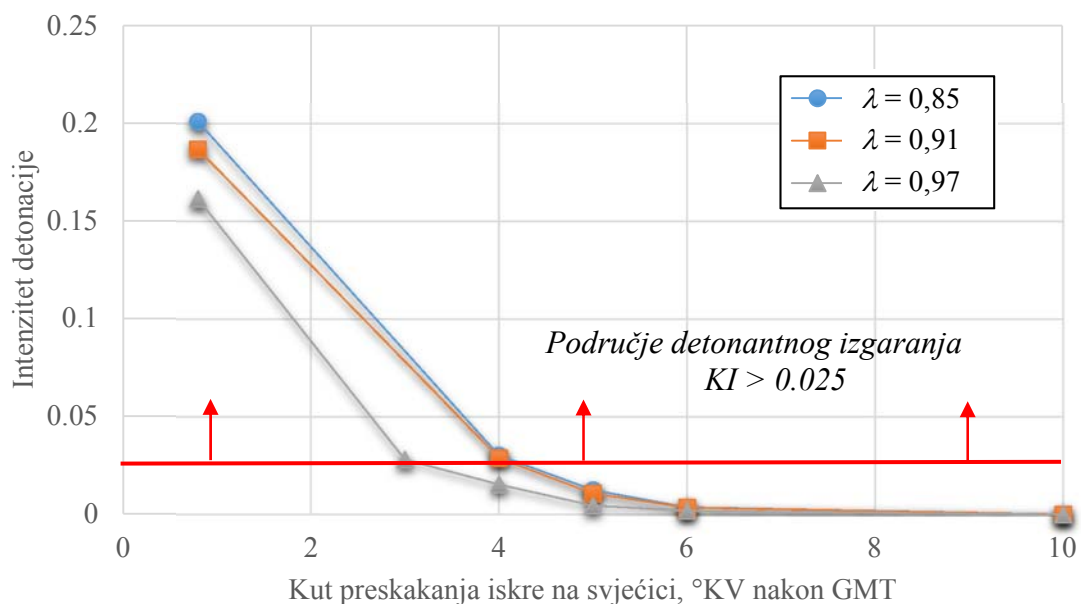
Slika 22. Profil tlaka u cilindru za kut preskakanja iskre 10°KV i 3 faktora pretička zraka

Također, iz dijagrama sa slike 19 vidljivo je da povećanjem kuta pretpaljenja dolazi do promjene vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka. Takva pojava može se objasniti proučavanjem profila tlaka u cilindru. Naime, povećanjem kuta pretpaljenja produžuje se izgaranje i padaju vršne vrijednosti tlaka što za posljedicu ima smanjenje vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka. Daljnjim povećanjem kuta pretpaljenja dolazi do povećanja utjecaja tlaka usisa nad fazom izgaranja čime se povećava vrijednost srednjeg indiciranog tlaka. To je vidljivo na slici 23, na kojoj se može uočiti kako s većim kutom preskakanja iskre na svjećici tlak kompresije raste, ali s obzirom da je početak izgaranja nakon GMT u cilindru dolazi do ekspanzije čime osjetno pada tlak pri početku izgaranja.



Slika 23. Profil tlaka u cilindru za faktor pretička zraka $0,91$ i 2 bitno različita kuta pretpaljenja

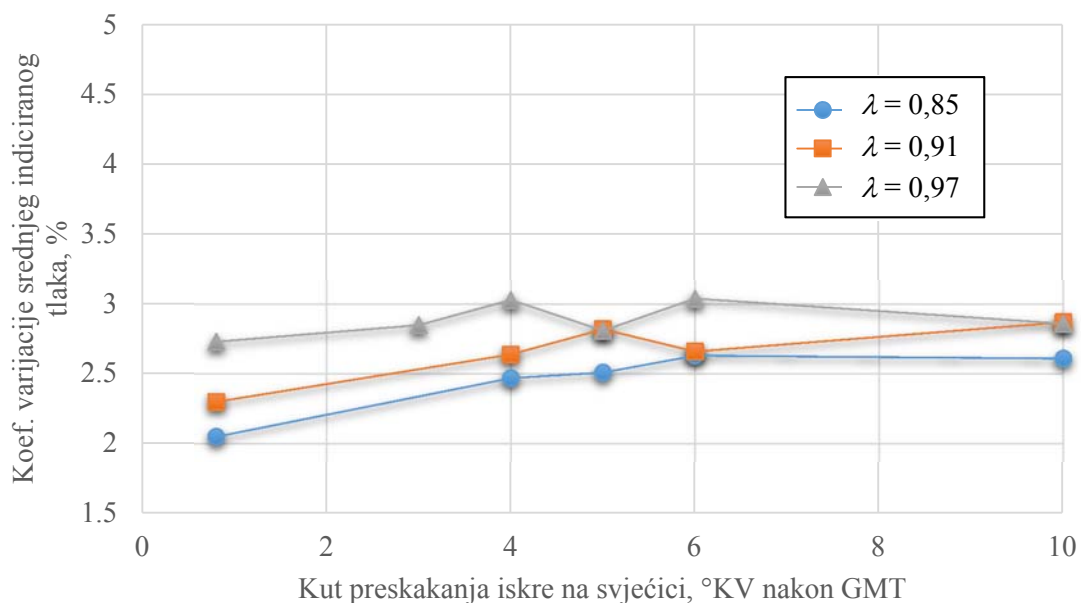
Kako je promatrano područje kuta pretpaljenja usko vršne vrijednosti tlaka ne stignu se dovoljno smanjiti te je očekivano da će sa dodatnim pomicanjem kuta pretpaljenja doći do ekstremnih smanjenja vršnih tlakova čime će srednji indicirani tlak početi osjetno padati.



Slika 24. Intenzitet detonacije u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktoru pretička zraka

Intenzitet detonacije u ovisnosti o kutu pretpaljenja može se vidjeti na slici 24,a njegove vrijednosti ponašaju se u skladu s opisanim u poglavlju 3.4. Sa smanjenjem faktora pretička zraka u cilindru zbog prisutnosti viška goriva dolazi do bržeg izgaranja s većim vršnim vrijednostima tlaka te je motor skloniji pojavi detonacija. Radne točke s vrijednostima intenziteta detonacije iznad 0,025 nalaze se u području detonacije te ih je potrebno izbjeći u radu motora. Iz navedenog dijagrama može se iščitati kako se radne točke s kutom preskakanja iskre na svjećici 0,8 °KV nalaze u području detonacije te su kao granične vrijednosti određene radne točke s kutom pretpaljenja 3 °KV za faktor pretička zraka 0,97 odnosno s kutom pretpaljenja 4 °KV za faktor pretička zraka 0,91 i 0,85. Pomoću definiranih graničnih vrijednosti određeno je nedozvoljeno područje rada motora označeno crvenom linijom na prethodnim dijagramima.

Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka, vidljiv na slici 25, daje informaciju o stabilnosti rada motora. Poželjno je postići koeficijent varijacije manji od 5 %, no pri radu motora može se tolerirati koeficijent varijacije do 10 %. Povećanjem kuta pretpaljenja dolazi do blagog porasta koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka, koji se kreće u granicama od 2 do 3 %. Time se može zaključiti da motor u promatranom području radi stabilno.

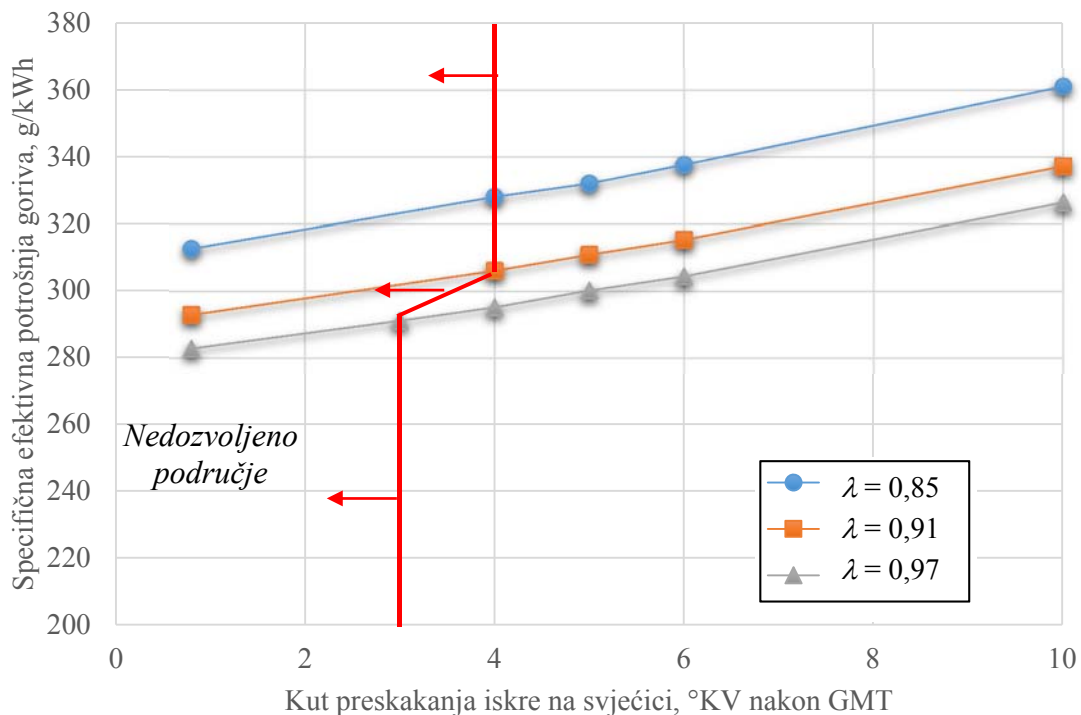


Slika 25. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktora pretička zraka

Utjecaj promjene faktora pretička zraka i kuta pretpaljenja na specifičnu efektivnu potrošnju goriva prikazan je na slici 26. Promjenom kuta pretpaljenja specifična efektivna potrošnja raste. Zbog povećanja tlaka usisa stupanj punjenja cilindra, odnosno masa zraka u cilindru raste čime raste i količina ubrizganog goriva kako bi se održala stalna vrijednost faktora pretička zraka. Međutim, za veću masu ubrizganog goriva nema značajnijeg povećanja srednjeg efektivnog tlaka, odnosno porast efektivnog tlaka u odnosu na količinu ubrizganog goriva nije dovoljan da bi utjecao na smanjenje specifične efektivne potrošnje iz čega se može zaključiti da je došlo do smanjenja učinkovitosti procesa u motoru.

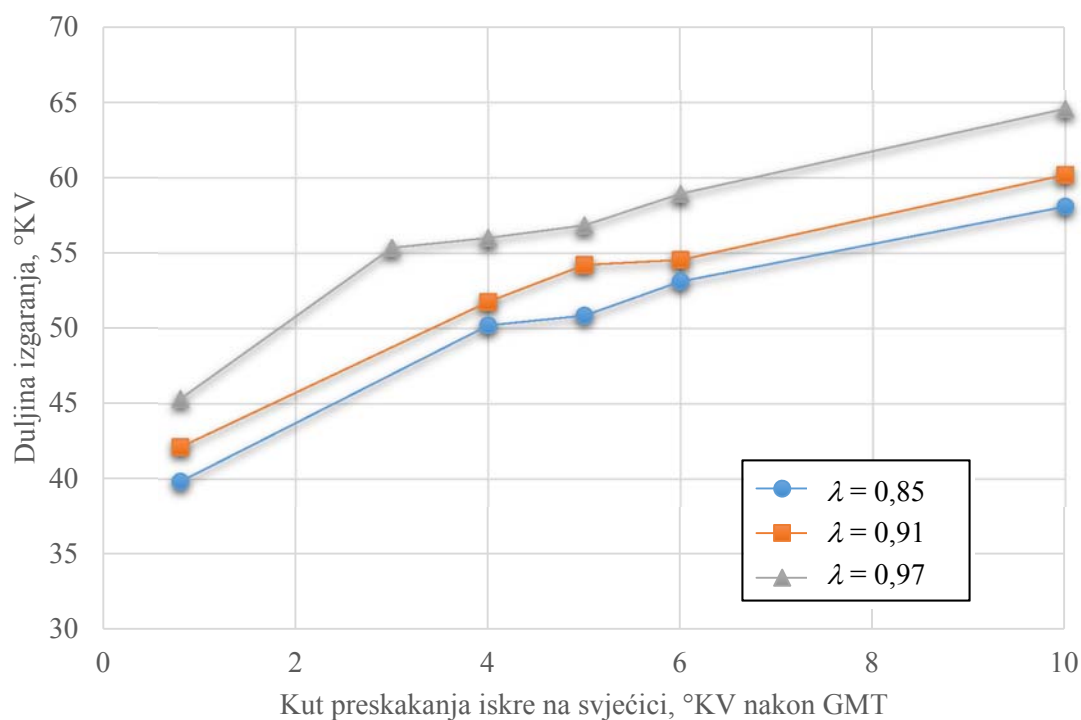
Smanjenjem faktora pretička zraka ubrizgava se veća masa goriva čime raste i specifična efektivna potrošnja goriva. Usporedbom radnih točaka s kutom pretpaljenja 10 °KV i faktorom pretička zraka 0,85 odnosno 0,91 može se uočiti kako je u radnoj točki s faktorom pretička zraka 0,91 dobivena veća snaga uz manju specifičnu efektivnu potrošnju goriva.

Razlog toga je način odvijanja procesa izgaranja radne točke s faktorom pretička zraka 0,91, koji se nalazi se u učinkovitijem području rada motora.



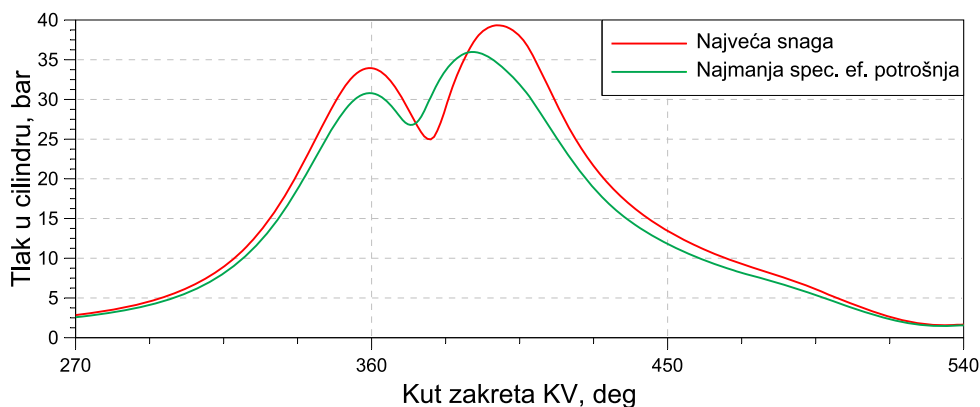
Slika 26. Specifična efektivna potrošnja goriva u ovisnosti o kutu pretpaljenja i faktoru pretička zraka

Na slici 27 prikazana je ovisnost duljine izgaranja o kutu preskakanja iskre na svjećici s različitim iznosima faktora pretička zraka. Povećanjem kuta pretpaljenja poslije GMT proces izgaranja počinje pri nižim vrijednostima tlaka u cilindru što je vidljivo na slici 23. Time dolazi do smanjenja turbulentne kinetičke energije te se fronta plamena širi manjom brzinom što uzrokuje duže trajanje izgaranja. Smanjenjem faktora pretička zraka ubrizgava se veća količina goriva te proces izgaranja ranije počinje i završava zbog veće početne energije po jedinici mase smjese.



Slika 27. Duljina izgaranja u ovisnosti o kutu pretpaljenja

Temperaturu ispušnih plinova bitno je kontrolirati zbog sprječavanja toplinskih odnosno mehaničkih oštećenja turbine. Prema [26] najveća dozvoljena temperatura ispušnih plinova iznosi 950 °C, tj. 1223,15 K. Time je definirano nedozvoljeno područje prikazano u dijagramu na slici 18. Povećanjem kuta pretpaljenja, izgaranje počinje i završava kasnije čime se smanjuje vrijeme do otvaranja ispušnih ventila. Zbog toga je vrijeme hlađenja ispušnih plinova u cilindru manje što uzrokuje povećanje temperature ispušnih plinova. Obogaćivanjem smjese dolazi do pada izentropskog eksponenta smjese što uzrokuje manje vršne temperature u procesu izgaranja, a time i smanjenje temperatura ispušnih plinova. Usljed isparavanja veće količine goriva u cilindru dolazi do boljeg hlađenja smjese što također dovodi do smanjenja temperature ispušnih plinova.



Slika 28. Profil tlaka u cilindru radnih točaka s najvećom snagom i najmanjom specifičnom efektivnom potrošnjom goriva

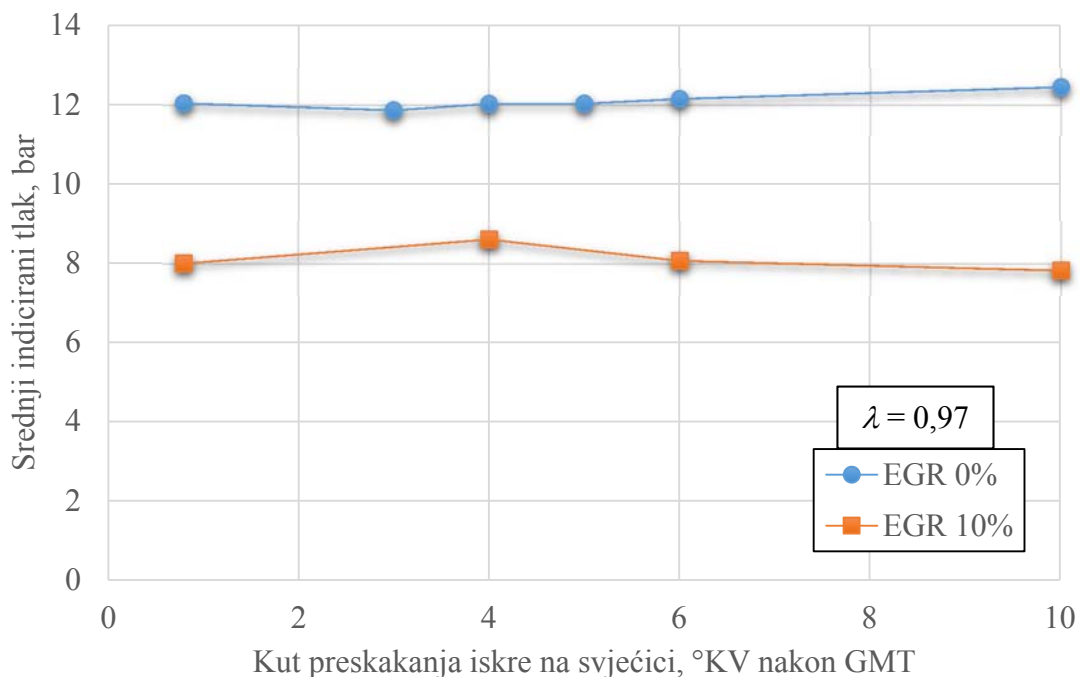
Nakon provedene analize moguće je odabrati optimalne radne točke u pogledu zahtjeva najveće snage odnosno najmanje specifične efektivne potrošnje goriva. Na slici 28 prikazani su profili tlakova u cilindru odabranih radnih točaka. Kao što je u prethodnim poglavljima opisano, zahtjevi za postizanje najveće snage odnosno za postizanje najmanje specifične efektivne potrošnje goriva su suprotstavljeni. Najveća snaga motora dobivena je s faktorom pretička zraka 0,91 s kutom preskakanja iskre na svjećici 10 °KV nakon GMT dok je najmanja specifična efektivna potrošnja dobivena s faktorom pretička zraka 0,97 s kutom preskakanja iskre na svjećici 3 °KV nakon GMT. Detaljna usporedba značajki rada motora navedenih radnih točaka dana je u tablici 1.

Tablica 1. Usporedba optimalnih radnih točaka

Kut pretpaljenja	Faktor pretička zraka	Tlak usisa	Srednji indicirani tlak	Srednji efektivni tlak	Snaga	Specifična efektivna potrošnja
3 °KV	0,97	1,41 bar	12,03 bar	11,44 bar	19,56 kW	295 g/kWh
10 °KV	0,91	1,57 bar	12,61 bar	12,02 bar	20,55 kW	337 g/kWh

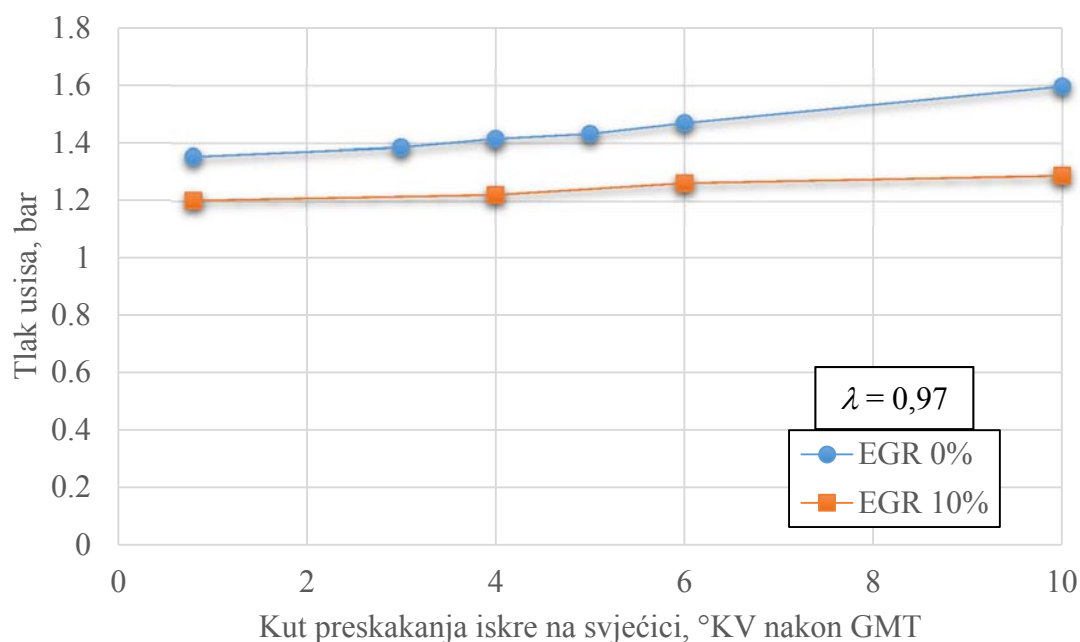
4.2. Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova

Zbog prisutnosti ispušnih plinova, smjesa komprimiranog zraka i ispušnih plinova ulazi u cilindar s većom temperaturom u odnosu na čisti komprimirani zrak. Također, smjesa svježeg zraka i ispušnih plinova sadrži niži udio energije po jedinici mase smjese što rezultira nižim vrijednostima srednjeg indiciranog tlaka, prikazanog dijagramom na slici 29.



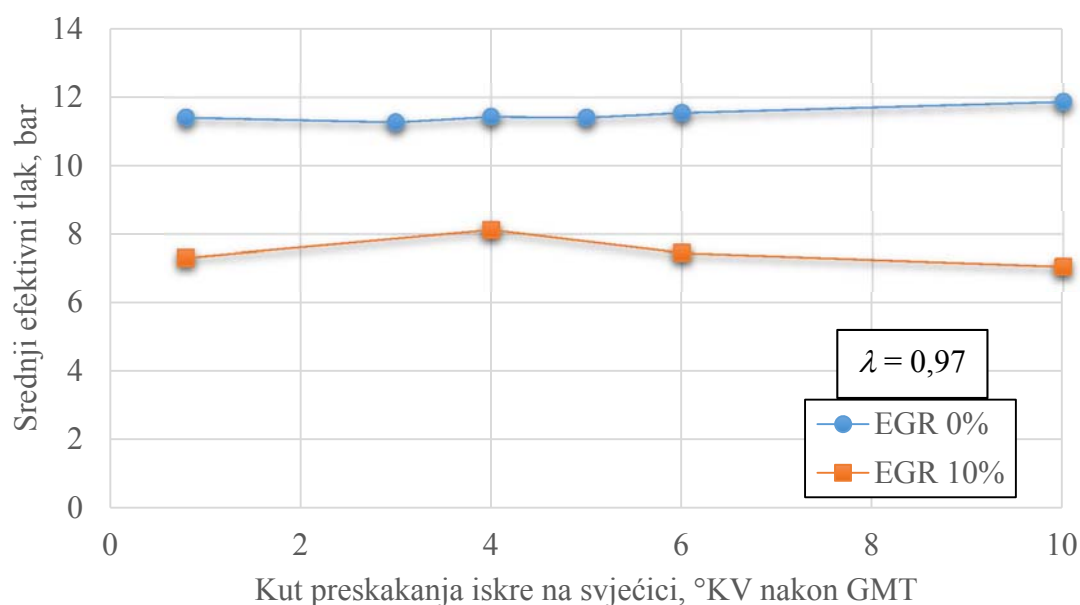
Slika 29. Srednji indicirani tlak s 0 % i 10 % EGR

Niži udio energije po jedinici mase posljedica je nižeg stupnja punjenja cilindra zbog manjeg tlaka usisa, prikazanog na slici 30, te manje mase svježeg radnog medija uzrokovanog djelomičnom zamjenom svježeg radnog medija produktima izgaranja. Smanjenje energije za pogon turbine uzrokuje manja količina ispušnih plinova na turbini uslijed njihova odvajanja u sustav recirkulacije ispušnih plinova. Zbog mehaničke veze turbine i kompresora dobiveni rad na kompresoru je manji što rezultira smanjenjem tlaka usisa.

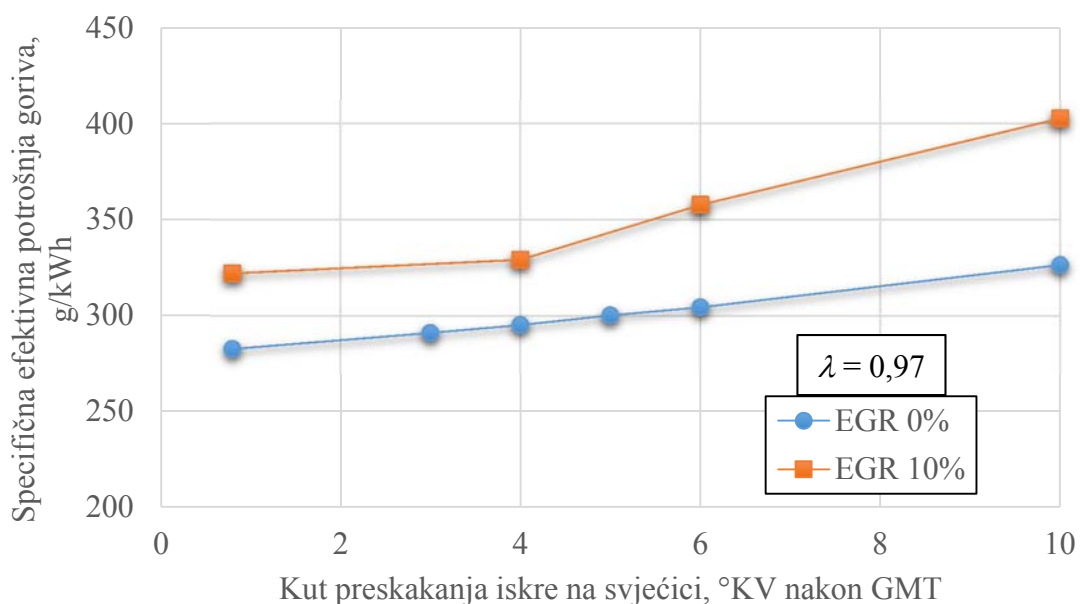


Slika 30. Tlak usisa s 0 % i 10 % EGR

Na dijagramu prikazanom na slici 31 vidljiv je pad srednjeg efektivnog tlaka prilikom upotrebe sustava recirkulacije ispušnih plinova što za posljedicu ima i pad ostvarene snage motora. Kako je snaga motora proporcionalna srednjem efektivnom tlaku može se zaključiti da se primjenom recirkulacije ispušnih plinova smanjuje ostvarena snaga motora pri referentnoj brzini vrtnje od 1500 min^{-1} . Također, jedan od zaključaka je da na referentnoj brzini vrtnji upotreba 10 % povrata ispušnih plinova nije učinkovit način za smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva što je i vidljivo na dijagramu prikazanom na slici 32.



Slika 31. Srednji efektivni tlak s 0 % i 10 % EGR

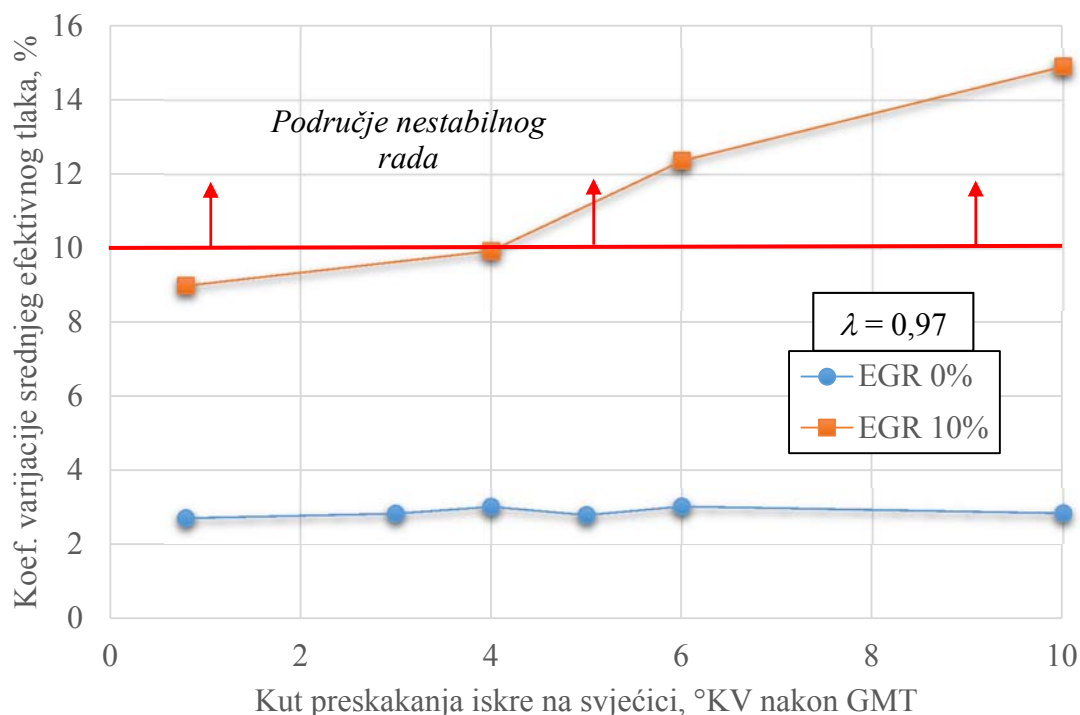


Slika 32. Specifična efektivna potrošnja goriva s 0 % i 10 % EGR

Miješanjem komprimiranog zraka i ispušnih plinova smanjuje se izentropski eksponent smjese. Posljedično, smanjenjem izentropskog eksponenta dolazi do smanjenja učinkovitosti Ottovog procesa u motoru. Kako je specifična efektivna potrošnja goriva vezana uz učinkovitost procesa u motoru, upotrebom recirkulacije ispušnih plinova specifična efektivna potrošnja raste, što je vidljivo na dijagramu prikazanom na slici 32.

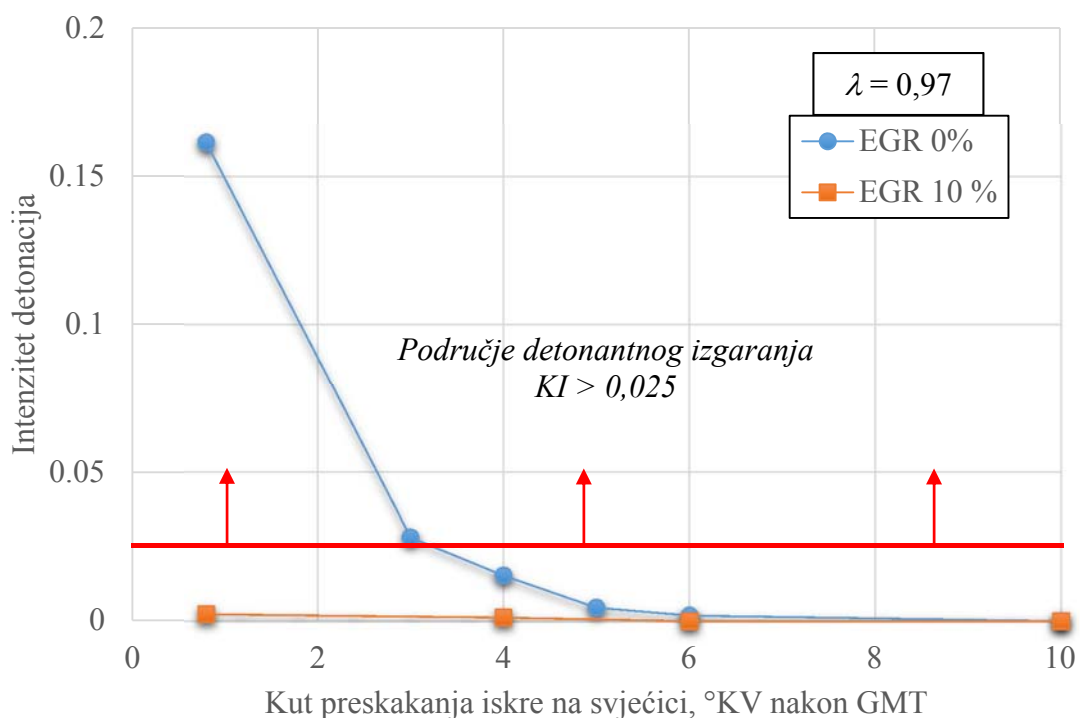
Mjera koja se može koristiti za povećanje učinkovitosti upotrebe sustava povrata ispušnih plinova je povećanje usisnog tlaka koje se može postići upotrebom varijabilne turbine ili upotrebom regulacijskog ventila (eng. *Waste gate*) pomoću kojeg se može kompenzirati pad tlaka koji nastaje prilikom povrata ispušnih plinova. Kompenzacijom pada tlaka na ispuhu nadoknađuje se pad energije na turbini koji uzrokuje smanjenje mehaničkog rada na kompresoru odnosno smanjenje tlaka na usisu. Jedan od načina je i učinkovitije i bolje hlađenje ispušnih plinova pri njihovom povratu u usis. Nižom temperaturom smjese komprimiranog zraka i ispušnih plinova povećava se stupanj punjenja cilindra, odnosno masa ubrizganog goriva, a posljedično dolazi i do povećanja indiciranog tlaka u cilindru. Time nastali produkti izgaranja, tj. ispušni plinovi sadrže više energije koja se koristi za pogon turbine.

Primjenom recirkulacije ispušnih plinova dolazi do rasta koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka što je vidljivo na dijagramu prikazanom na slici 33. Povećanjem kuta pretpaljenja dolazi do rasta koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka, te on već pri nižim iznosima kuta pretpaljenja nakon GMT uzrokuje nestabilan rad motora.



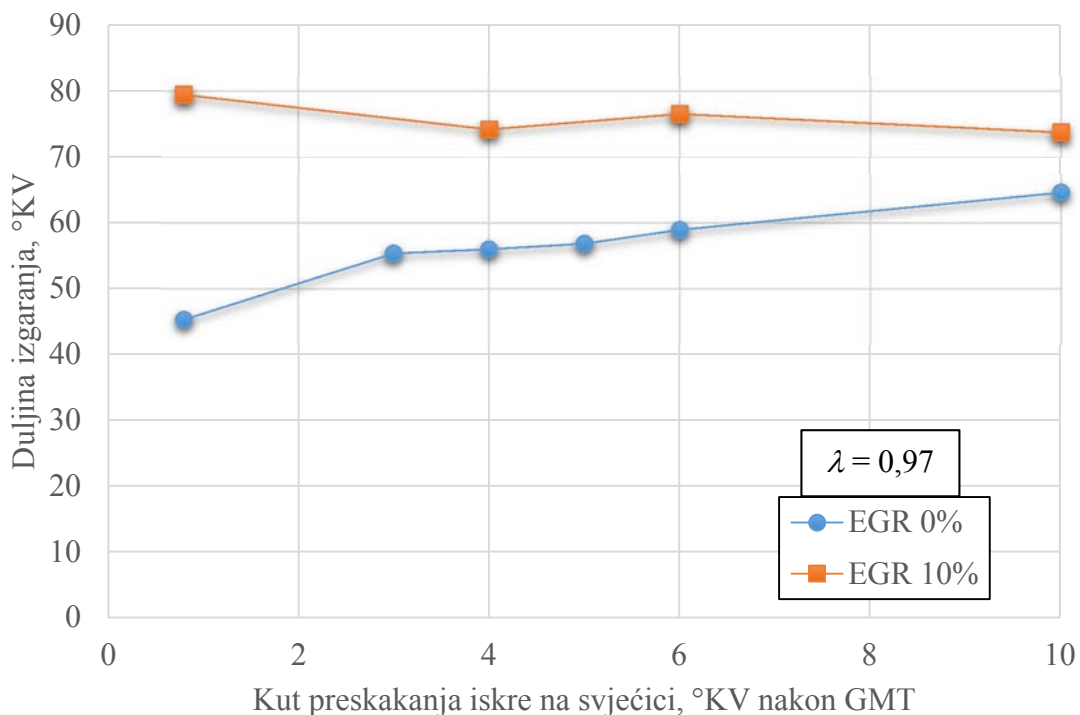
Slika 33. Cikličke oscilacije srednjeg indiciranog tlaka s 0 % i 10 % EGR

Upotreba sustava recirkulacije ispušnih plinova smanjuje sklonost prema pojavi detonantnog izgaranja, što je vidljivo na dijagramu prikazanom na slici 34. Razlog smanjenja sklonosti prema detonantnom izgaranju je svojstvo smjese komprimiranog zraka i ispušnih plinova koja u odnosu na čisti komprimirani zrak uz spomenutu nižu vrijednost izentropskog eksponenta ima i viši toplinski kapacitet. Viši toplinski kapacitet, koji se mijenja s temperaturom i tlakom, omogućuje smjesi komprimiranog zraka i ispušnih plinova veće preuzimanje topline u procesu izgaranja čime se smanjuju vršne temperature u samom procesu. Također, zbog većeg udjela ispušnih plinova u cilindru, dostupna iskoristiva energija je manja što rezultira nižim vrijednostima vršnih tlakova u procesu izgaranja. Uz smanjenje vršnih temperatura i tlakova dolazi do promjene u odvijanju kemijskih reakcija u procesu izgaranja što doprinosi smanjenju detonantnog izgaranja. Stoga je već i na manjem iznosu kuta pretpaljenja intenzivnost pojave detonantnog izgaranja zanemariva.



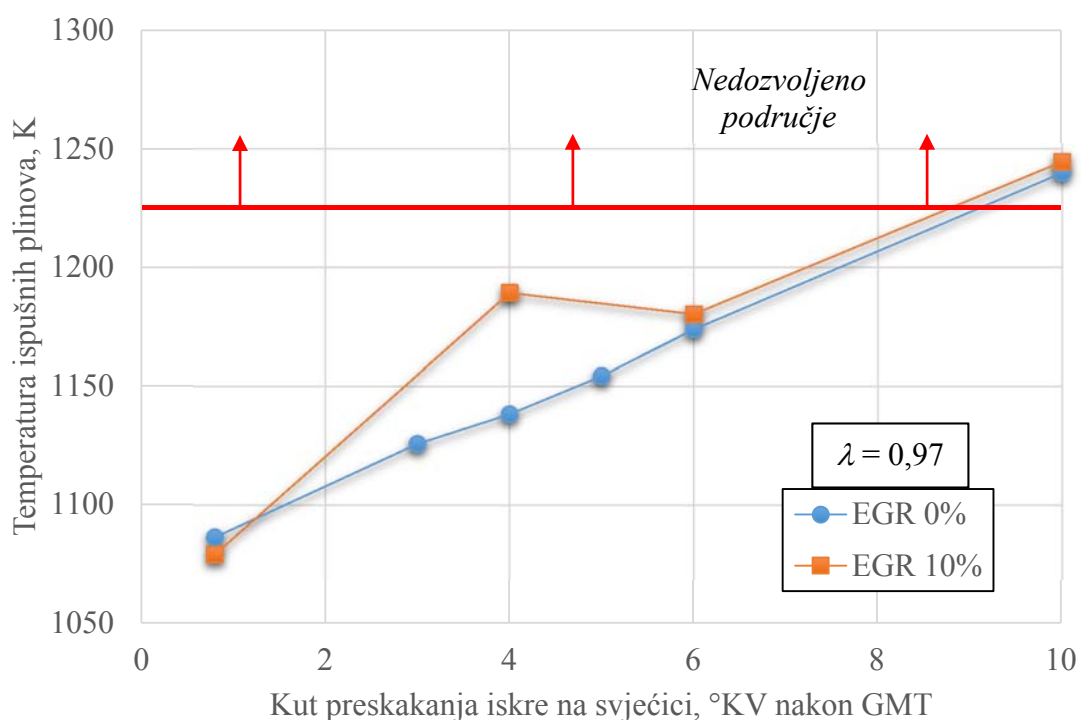
Slika 34. Intenzitet detonacija s 0 % i 10 % EGR

Sustav recirkulacije ispušnih plinova produljuje trajanje izgaranja zbog toga što molekule izgorjelih plinova smetaju molekulama kisika i goriva u uspostavljanju kontakta te se povećava opasnost od predugog trajanja izgaranja, vidljivo na slici 35.



Slika 35. Duljina izgaranja s 0 % i 10 % EGR

Produženim izgaranjem, dolazi i do blagog porasta temperature ispušnih plinova, koji mogu uzrokovati toplinska i mehanička oštećenja turbine ukoliko njihova vrijednost postane veća od ranije definirane vrijednosti od 950 °C. Temperatura ispušnih plinova sa i bez sustava recirkulacije ispušnih plinova prikazana je na slici 36.



Slika 36. Temperatura ispušnih plinova s 0 % i 10 % EGR

Analizom dobivenih rezultata odabrana je optimalna radna točka u radu sa sustavom recirkulacije ispušnih plinova. Radna točka s kutem preskakanja iskre na svjećici 4 °KV i faktorom pretička zraka 0,97 nalazi se u stabilnom području rada uz dobiveni najveći srednji efektivni tlak. Time je postignuta upotreba približno stehiometrijskog omjera smjese goriva i zraka čime se trokomponentni katalizator dovodi u optimalno područje rada pritom smanjujući emisije štetnih tvari.

5. Zaključak

U okviru ovoga rada napravljen je i analiziran simulacijski model prednabijenog Ottovog motora sa sustavom recirkulacije ispušnih plinova. Nakon provedenog optimiranja podmodela turbulencije i izgaranja, jednocilindarski model je verificiran usporedbom s eksperimentalnim podacima. Dobiveni parametri iskorišteni su za izradu četverocilindarskog modela koji je proširen turbopunjačem i sustavom recirkulacije ispušnih plinova.

Usporedbom rezultata dobivenih s i bez turbopunjača uočene su određene prednosti korištenja turbopunjača. Na istoj brzini vrtnje uz zadržavanje postojećeg radnog volumena motora postignut je veći stupanj korisnog djelovanja Ottovog procesa porastom tlaka usisa. Time se povećala vrijednost srednjeg indiciranog tlaka čime su poboljšane performanse motora. Također je omogućena upotreba stehiometrijske smjese goriva i zraka za ostvarivanje zadovoljavajućih performansi.

Smanjenjem faktora pretička zraka, odnosno obogaćivanjem smjese postiže se veća laminarna brzina širenja fronte plamena koja dovodi do povećanja srednjeg indiciranog tlaka. U radu je prikazano da se pri vrijednosti faktora pretička zraka od 0,91 postiže najveći srednji indicirani tlak, nakon čega se daljnjim obogaćivanjem smjese smanjuje laminarna brzina širenja fronte plamena, odnosno srednji indicirani tlak. Također, obogaćivanjem smjese dolazi do pada temperature ispušnih plinova što smanjuje opasnost od toplinskih odnosno mehaničkih oštećenja turbopunjača.

Povećanjem kuta pretpaljenja, faza izgaranja pomiče se prema taktu ispuha što rezultira povećanjem temperature ispušnih plinova, odnosno rastom njihove entalpije čime se povećava energija sadržana u ispušnim plinovima. Veća dobivena energija ispušnih plinova na turbinskoj strani turbopunjača dovodi do povećanja tlaka prednabijanja te time i rasta srednjeg indiciranog tlaka.

Nedostatak upotrebe turbopunjača očituje se u povećanom toplinskom i mehaničkom opterećenju motora. Također, povećanjem opterećenja raste i opasnost od pojave detonantnog izgaranja, što može uzrokovati trajna oštećenja elemenata motora.

Upotrebom sustava recirkulacije ispušnih plinova smanjuje se sklonost prema pojavi detonantnog izgaranja. Međutim, sustav recirkulacije ispušnih plinova za promatrane radne točke motora pri referentnoj brzini vrtnje od 1500 min^{-1} znatno smanjuje srednji indicirani

tlak što rezultira smanjenjem snage motora te povećanjem specifične efektivne potrošnje goriva. Učinkovitost primjene sustava za recirkulaciju ispušnih plinova moguće je poboljšati s većim tlakom prednabijanja upotrebom varijabilne turbine ili regulacijskog ventila čijim se upravljanjem može nadoknaditi pad energije na turbini. Povećanje energije na turbini rezultira većim tlakom prednabijanja odnosno većim stupnjem punjenja motora čime se proporcionalno povećava snaga motora. Regulacija spomenutih uređaja provodi se bez većeg utroška energije, te uz doprinos povećanju snage motora, može utjecati i na smanjenje specifične efektivne potrošnje.

U okviru rada definirana je metodologija korištenja simulacije za analizu rada motora koja se u budućim znanstvenim i istraživačkim radovima iz područja istraživanja prednabijenog Ottovog motora sa sustavom recirkulacije ispušnih plinova, može upotrijebiti za dobivanje pouzdanih rezultata prije provedbe eksperimentalnih ispitivanja.

Isto tako na temelju dobivenih rezultata moguće je u promatranom području rada motora izdvojiti dvije optimalne radne točke, zavisno o odabranom kriteriju optimiranja, koje ujedno zadovoljavaju sva ograničenja:

- a) točka s najvećom snagom: faktor pretička zraka je 0,91, kut pretpaljenja 10 °KV, a udio recirkuliranih ispušnih plinova 0 %,
- b) točka s najmanjom specifičnom efektivnom potrošnjom goriva: faktor pretička zraka je 0,97, kut pretpaljenja 3 °KV, a udio recirkuliranih ispušnih plinova 0 %.

6. Zahvale

Zahvaljujemo mentoru, doc. dr. sc. Darku Kozarcu na ukazanoj prilici te stručnom vodstvu tijekom cjelokupnog istraživanja i naročito tijekom pisanja rada, na strpljenju i uloženom trudu te na svim vještinama i znanjima koje smo usvojili tijekom zajedničke suradnje.

Ovim putem zahvaljujemo i asistentima Katedre za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje, dr. sc. Momiru Sjeriću, dr. sc. Rudolfu Tomiću te Ivanu Taritašu na stručnim savjetima i pomoći tijekom izrade rada kao i na postizanju izrazito ugodne radne atmosfere za vrijeme istraživanja.

7. Popis literature

- [1] Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information; Official Journal of the European Union, L 171/1, 2007.
- [2] Smith, P., Heywood, J., Cheng, W.: *Effects of Compression Ratio on Spark-Ignited Engine Efficiency*; SAE Technical Paper 2014-01-2599, 2014, doi:[10.4271/2014-01-2599](https://doi.org/10.4271/2014-01-2599)
- [3] Zhen, X., Wang, Y., Xu, S., Zhu, Y., Tao, C., Xu, T., Song, M.: *The engine knock analysis – An overview*; Applied Energy 92, 2012, 628-636; doi:[10.1016/j.apenergy.2011.11.079](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079)
- [4] Fitton, J., Nates, R.: *Knock Erosion in spark-ignition engines*; International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 1996.; doi:[10.4271/962102](https://doi.org/10.4271/962102)
- [5] Millo, F., Ferraro, C. V.: *Knock in S.I. Engines: A comparison between different techniques for detection and control*; International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 1998.; doi:[10.4271/982477](https://doi.org/10.4271/982477)
- [6] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D.: *Motori s unutarnjim izgaranje*; Interna skripta, FSB, 2012
- [7] Syrimis, M., Assanis, D. N.: *Knocking cylinder pressure data characteristics in a spark-ignition engine*; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 125 (2), 2003, 494-499, doi:[10.1115/1.1560709](https://doi.org/10.1115/1.1560709)
- [8] By, A., Kempinski, B., Rife, J.: *Knock in Spark Ignition Engines*; SAE Technical Paper 810147, 1981, doi:[10.4271/810147](https://doi.org/10.4271/810147)
- [9] Šagi, G., Tomić, R., Ilinčić, P.: *Razvoj propisa o dopuštenim emisijama štetnih tvari iz motora s unutarnjim izgaranjem*; GOMABN 48, 2, 159-188;
- [10] Fontana, G., Galloni, E.: *Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation*; Applied Energy 87 (7), 2010, 2187-2193; doi:[10.1016/j.apenergy.2009.11.022](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.11.022)

- [11] Grandin, B., Angstrom, H. E., Stalhammar, P., Olofsson, E.: *Knock suppression in a turbocharged SI engine by using cooled EGR*; International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 1998.; doi:[10.4271/982476](https://doi.org/10.4271/982476)
- [12] Watanabe, E., Fukutani, I.: *Knock Reduction of Spark-Ignition Engines by EGR*; SAE Technical Paper 860034, 1986, doi:[10.4271/860034](https://doi.org/10.4271/860034)
- [13] Van Basshuysen, R., Schafer, F.: *Internal Combustion Engine Handbook*; SAE International, 2004.
- [14] Zheng, M., Reader, G. T., Hawley, J. G.: *Diesel engine exhaust gas recirculation – A review on advanced and novel concepts*; Energy Conversion and Management, 45 (6), 2004, 883-900, doi:[10.1016/S0196-8904\(03\)00194-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00194-8)
- [15] Mahalec, I., Kozarac, D., Lulić, Z.: *Konstrukcije motora*; Interna skripta, FSB, 2014
- [16] Fontana, G., Galloni, E.: *Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine*; Applied Energy, 85 (1), 2009, 96-105, doi:[10.1016/j.apenergy.2008.004.009](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.004.009)
- [17] Brennan, S., Kee, R., Kenny, R., Fleck, R. et al.: *A Theoretical and Experimental Study of Resonance in a High Performance Engine Intake System: Part I*; SAE Technical Paper 2006-01-3653, 2006, doi:[10.4271/2006-01-3653](https://doi.org/10.4271/2006-01-3653)
- [18] Pigott, R.: *The Supercharger and the Engine*; SAE Technical Paper 490211, 1949, doi:[10.4271/490211](https://doi.org/10.4271/490211)
- [19] Lang, W.: *What Can the Turbocharger Do for the Engine?*; SAE Technical Paper 660473, 1966, doi:[10.4271/660473](https://doi.org/10.4271/660473)
- [20] Stewart, J., Boyer, R., Anderson, J.: *American Experience with BUCHI TURBO – CHARGING*; SAE Technical Paper 410129, 1941, doi:[10.4271/410129](https://doi.org/10.4271/410129)
- [21] Varga, N.: *Izrada simulacijskom modela Ottovog motora u programu AVL Boost na temelju eksperimentalnih rezultata*, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2014
- [22] Sjerić, M., Kozarac, D., Tomić, R.: *Development of a Two Zone Turbulence Model and its Application to the Cycle-simulation*; Thermal Science 18(1):1-16, doi:[10.2298/TSCI130103030S](https://doi.org/10.2298/TSCI130103030S)
- [23] Sjerić, M.: *New Physically Based Sub-models for the Cycle-simulation of Spark-ignition Engine*, Doctoral Thesis, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, University of Zagreb, 2014

- [24] Kozarac, D., Tomic, R., Taritas, I., Chen, J. et al.: *A Model for Prediction of Knock in the Cycle Simulation by Detail Characterization of Fuel and Temperature Stratification*, SAE Int. J. Engines 8(4):2015, doi:[10.4271-01-1245](https://doi.org/10.4271-01-1245)
- [25] Sjerić, M., Kozarac, D., Taritaš, I.: *Experimentally Supported Modeling of Cycle-to-Cycle Variations of SI Engine Using Cycle-Simulation Model*, SAE Technical Paper 2014-01-1069, 2014, doi:[10.4271/2014-01-1069](https://doi.org/10.4271/2014-01-1069)
- [26] Teodosio, L., De Bellis, V., Bozza, F.: *Fuel Economy Improvement and Knock Tendency Reduction of a Downsized Turbocharged Engine at Full Load Operations through a Low-Pressure EGR System*, SAE Int. J. Engines 8(4):2015, doi:[10.4271/2015-02-1244](https://doi.org/10.4271/2015-02-1244)

8. Sažetak

Mislav Blažić, Borna Kovarik

Analiza utjecaja radnih parametara prednabijenog Ottovog motora s recirkulacijom ispušnih plinova

Uvođenjem sve strožih europskih i svjetskih normi vezanih za emisije štetnih tvari i stakleničkih plinova, glavni cilj razvoja konvencionalnih motora s unutrašnjim izgaranjem postaje povećanje učinkovitosti odnosno smanjenje potrošnje goriva uz zadržavanje postojećih performansi. Jedan od načina kojim se navedeno može postići je povećanjem tlaka usisa upotrebom turbopunjača. U ovome radu provedena je analiza utjecaja radnih parametara prednabijenog Ottovog motora na performanse motora u simulacijskom alatu AVL Boost uz korištenje cikličkih oscilacija. Parametri korištenih pod-modela turbulencije i izgaranja verificirani su pomoću eksperimentalnih rezultata nenabijenog motora. Povećanjem tlaka usisa raste i opterećenje motora te u pojedinim radnim točkama dolazi do pojave detonantnog izgaranja. Kako detonantno izgaranje može uzrokovati oštećenja elemenata motora, definirano je nedozvoljeno područje rada motora. Uključivanjem sustava recirkulacije ispušnih plinova dolazi do smanjenja opterećenja motora čime se u promatranom području u potpunosti može otkloniti pojava detonantnog izgaranja. Međutim, sustavom recirkulacije ispušnih plinova smanjuju se srednji indicirani odnosno srednji efektivni tlak čime pada efikasnost procesa a raste specifična efektivna potrošnja goriva.

Ključne riječi: Ottov motor, turbopunjač, sustav recirkulacije ispušnih plinova, detonantno izgaranje, cikličke oscilacije

9. Summary

Mislav Blažić, Borna Kovarik

Effects of engine parameters on a turbocharged spark-ignition engine coupled with exhaust gas recirculation

To comply with new and stricter legislation concerning pollutants and CO₂ emissions in Europe, as well as in the world, recent automotive internal combustion engines are characterized with higher efficiency and lower fuel consumption without penalizing performance. Increase of intake pressure with the use of a turbocharger can lead to fulfillment of previously mentioned requirements. In this work, the effects of a turbocharger are studied for various engine parameters in a simulation program AVL Boost with the use of cycle-to-cycle variations. Turbulence and combustion sub-models are validated with the use of experimental results obtained in a naturally aspirated engine. With the increase of intake pressure engine load increases and knocking may occur. Knock phenomena can lead to severe engine damage and is therefore not desirable. Introduction of a low-pressure cooled exhaust gas recirculation (EGR) system completely prevents the knock phenomena in observed operating conditions. However, EGR system is responsible for the decrease of indicated mean effective pressure and brake mean effective pressure which lead to lower efficiency and higher brake specific fuel consumption.

Keywords: Spark-ignited engine, turbocharger, EGR system, knock, cycle-to-cycle variations