

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Matija Rumbak**

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Student:

Matija Rumbak

Zagreb, 2019.

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

Zahvaljujem se svojem mentoru, prof. dr. sc. Darku Kozarcu na savjetima i usmjeravanju tijekom izrade ovog završnog rada te na pomoći tijekom interpretacije rezultata.

Također se zahvaljujem svojoj obitelji, djevojci i najbližim prijateljima koji su mi pružali podršku tijekom pisanja ovog rada i tijekom cjelokupnog školovanja.

Matija Rumbak



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Matija Rumbak** Mat. br.: 0035203540

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Usporedba rada konvencionalnog motora i motora smanjenog radnog volumena**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Comparison of operation of conventional and downsized SI engine**

Opis zadatka:

U skladu sa suvremenim trendom razvoja motora, novi Ottovi motori imaju znatno manje radne volumene, a samim time i veće opterećenje kako bi postigli odgovarajuće snage motora. Cilj ovog trenda je znatno povećanje učinkovitosti u što širem području rada motora. Ovim radom potrebno je usporediti značajke rada konvencionalnog motora i motora smanjenog radnog volumena iste snage kroz detaljan simulacijski proračun proveden u simulacijskom alatu AVL Boost.

U radu je stoga potrebno:

- Kroz literaturu analizirati suvremeni trend razvoja Ottovih motora koji se odnosi na smanjenje radnog volumena motora i primjene tehnologije prednabijanja.
- Odabrati dva motora slične snage istog proizvođača, jedan stariji bez prednabijanja i drugi novijeg tipa koji koristi prednabijanje.
- Za oba motora izraditi model motora u programu AVL Boost. Podesiti modele da daju približne rezultate onima koji su dostupni za te motore. S takvim modelima izraditi značajke rada motora u području njihovog rada, s posebnim osvrtom na potrošnju goriva.
- Detaljnom analizom rezultata koje daje program AVL Boost odrediti uzroke promjena u potrošnji goriva motora sa smanjenim radnim volumenom, ukoliko su takve promjene dobivene proračunom.
- Izvesti zaključke.

Pri izradi se treba pridržavati pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć

Zadatak zadan:  
29. studenog 2018.


Rok predaje rada:  
**1. rok:** 22. veljače 2019.  
**2. rok (izvanredni):** 28. lipnja 2019.  
**3. rok:** 20. rujna 2019.

Predvideni datumi obrane:  
**1. rok:** 25.2. - 1.3. 2019.  
**2. rok (izvanredni):** 2.7. 2019.  
**3. rok:** 23.9. - 27.9. 2019.

Zadatak zadao:

  
Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednik Povjerenstva:

  
Prof. dr. sc. Igor Balen

**SADRŽAJ**

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	IV
POPIS TABLICA.....	VII
POPIS OZNAKA .....	VIII
KRATICE .....	X
SAŽETAK .....	XI
SUMMARY .....	XII
1. UVOD .....	1
2. MOTORI S UNUTARNJIM IZGARANJEM .....	2
2.1. Razvoj motora s unutarnjim izgaranjem.....	2
2.2. Podjela motora s unutarnjim izgaranjem [2] .....	4
2.3. Ottov četverotaktni motor.....	4
3. SMANJIVANJE RADNOG VOLUMENA MOTORA (eng. <i>Downsizing</i> ).....	7
3.1. Trend smanjivanja radnog volumena motora .....	7
3.2. Matematički opis smanjivanja radnog volumena [5] .....	9
3.3. Tehnologija smanjivanja radnog volumena motora .....	10
3.4. Nabijanje motora [2] .....	10
3.4.1. Vrste nabijanja .....	11
3.4.2. Rezonantno nabijanje .....	11
3.4.3. Mehanički pogon kompresora .....	13
3.4.4. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove .....	17
3.4.5. Comprex-nabijanje.....	22
3.4.6. Kombinirano nabijanje .....	23
3.4.7. Usporedba motora sa i bez nabijanja.....	24
4. PRORAČUNSKI MODELI .....	26

4.1.	Primjena računalnih simulacija u programu AVL BOOST™ [20] .....	26
4.2.	Dvozonski Vibeov model izgaranja .....	26
4.3.	Značajke motora korištenih u simulacijama .....	28
4.4.	Proračunski model konvencionalnog motora .....	30
4.5.	Proračunski model motora sa smanjenim radnim volumenom.....	31
4.6.	Modeliranje zaklopke.....	32
4.7.	Model prijelaza topline u cilindru [21].....	34
4.8.	Model detonantnog izgaranja.....	34
5.	PLAN RADA .....	35
5.1.	Kalibracija modela konvencionalnog motora.....	35
5.2.	Kalibracija modela motora smanjenog radnog volumena .....	36
5.3.	Određivanje radnih točaka za ispitivanje motora.....	38
5.4.	Određivanje radnih točaka konvencionalnog motora.....	39
5.4.	Određivanje radnih točaka za ispitivanje motora smanjenog radnog volumena .....	40
5.5.	Optimizacija radnih točaka .....	42
6.	REZULTATI.....	45
6.1.	Prikaz rezultata.....	45
6.2.	Gubitci izmjene radnog medija .....	48
6.2.1.	Teorijski opis rada izmjene radne tvari .....	48
6.2.2.	Dijagrami i usporedba rezultata .....	49
6.3.	Mehanički gubitci.....	54
6.3.1.	Teorijski opis mehaničkih gubitaka .....	54
6.3.2.	Dijagrami i usporedba rezultata .....	55
6.4.	Usporedba visokotlačnog dijela procesa .....	56
6.4.1.	Toplinski gubitci .....	58
6.4.2.	Termički stupanj djelovanja .....	59
6.5.	Indicirani i efektivni stupanj djelovanja motora .....	60

---

7. ZAKLJUČAK .....	63
LITERATURA.....	64
PRILOZI .....	66

## POPIS SLIKA

Slika 1. Lenoirov plinski motor [2].....	2
Slika 2. <i>Lijevo</i> : Prvi motocikl koji je 1885. g. izradio Gottlieb Daimler (desno). <i>Desno</i> : Prvi automobil iz 1886. g. i njegov izumitelj Karl Benz (sasvim desno). [2].....	3
Slika 3. Prvi automobil pogonjen Dieselovim motorom s izravnim ubrizgavanjem goriva [2].	4
Slika 4. Taktovi radnog procesa [1] .....	5
Slika 5. <i>Lijevo</i> : Idealan dijagram četverotaktnog Otto motora. <i>Desno</i> : Realan dijagram četverotaktnog Otto motora [1].....	6
Slika 6. Dijagram tlaka u cilindru Ottovog motora.....	6
Slika 7. Postotni udio proizvedenih motora i promjena u broju cilindara tijekom nekoliko godina .....	8
Slika 8. Broj proizvedenih Ottovih motora s prednabijanjem tijekom nekoliko godina.....	8
Slika 9. Karakteristika trocilindarskih i četverocilindarskih motora [5] .....	9
Slika 10. Krivulje toka tlaka motora DMB 128A s usisnim sustavom oblikovanim prema Slici 11. [2].....	12
Slika 11. Oblik usisnog sustava motora DMB 128A [2].....	12
Slika 12. Krivulje stupnja punjenja, odnosno efektivnog momenta u ovisnosti o brzini vrtnje motora [2] .....	13
Slika 13. Shema usisnog sustava motora VW VR5 ( <i>lijevo</i> ) i momentni dijagram istog motora (desno) [2].....	13
Slika 14. Shema nabijanja mehanički pogonjenim kompresorom [2].....	14
Slika 15. ( $p,v$ ) dijagram nabijanja s mehaničkim pogonom strujnog kompresora [2] .....	14
Slika 16. Klipni kompresor [10].....	15
Slika 17. Rootov kompresor [2].....	15
Slika 18. Vijčani kompresor [11] .....	16
Slika 19. Centrifugalni kompresor [9].....	16
Slika 20. Presjek kućišta centrifugalnog kompresora [9] .....	17
Slika 21. Shema turbonabijanja. <i>Oznake</i> : H – hladnjak komprimiranog zraka, I – ispuh, K- kompresor, P – pročišćivač zraka, PT – plinska turbina, U – usis. [2] .....	17
Slika 22. Turbopunjač [15] .....	18
Slika 23. Regulacijski ventil tlaka nabijanja [1] .....	19



Slika 24. Mehaničko-pneumatska regulacija ventila [1] .....	19
Slika 25. Elektronička regulacija tlaka nabijanja [1] .....	19
Slika 26. Turbopunjač varijabilne geometrije [16] .....	20
Slika 27. Postavljanje dovodnih lopatica [1] .....	20
Slika 28. Turbonabijanje statičkim tlakom [2] .....	21
Slika 29. Turbonabijanje statičkim tlakom u $(p, v)$ dijagramu [2] .....	21
Slika 30. Turbonabijanje dinamičkim tlakom [2] .....	22
Slika 31. Comprex-nabijanje [9] .....	23
Slika 32. Dvostupanjsko nabijanje sa serijskim spojem turbopunjača (eng. <i>Twin-Turbo</i> ) [19] .....	24
Slika 33. Dvostupanjsko nabijanje s paralelnim spojem turbopunjača (eng. <i>Bi-Turbo</i> ) [19]..	24
Slika 34. Usporedba motora u stacionarnom i nestacionarnom radu [2].....	25
Slika 35. Usporedba motora sa i bez nabijanja uz različite vrste nabijanja [2] .....	25
Slika 36. Vibeova funkcija $x$ (lijevo) i zakon oslobađanja topline (desno) za razne vrijednosti značajke izgaranja $m$ [2].....	27
Slika 37. Motor 1.6 16V Duratec [22].....	28
Slika 38. Motor 1.0 GTDI EcoBoost [23] .....	29
Slika 39. Proračunski model konvencionalnog motora.....	31
Slika 40. Proračunski model motora smanjenog radnog volumena .....	32
Slika 41. Rotacija zaklopke od potpuno otvorene do potpuno zatvorene [24].....	33
Slika 42. Koeficijent protoka zaklopke .....	33
Slika 43. Usporedba momenta dobivenog proračunom s momentom deklariranim od strane proizvođača .....	35
Slika 44. Usporedba snage dobivene proračunom sa snagom deklariranom od strane proizvođača .....	36
Slika 45. Omjer tlakova turbopunjača ovisno o brzini vrtnje .....	36
Slika 46. Usporedba momenta dobivenog proračunom s momentom deklariranim od strane proizvođača .....	37
Slika 47. Usporedba snage dobivene proračunom sa snagom deklariranom od strane proizvođača .....	37
Slika 48. Prikaz radnih točaka za konvencionalni motor .....	38
Slika 49. Prikaz radnih točaka za motor sa smanjenim radnim volumenom.....	39
Slika 50. Srednji efektivni tlak za radnu točku 1 .....	40
Slika 51. Kut zakreta zaklopke za radnu točku 1 .....	40

Slika 52. Vrijednost koeficijenta otpora turbine ovisno o brzini vrtnje .....	41
Slika 53. Srednji efektivni tlak za radnu točku 1 .....	41
Slika 54. Kut zakreta zaklopke za radnu točku 1 .....	42
Slika 55. Vrijednost specifične efektivne potrošnje (BSFC) u ovisnosti o trenutku početka izgaranja (SOC).....	43
Slika 56. Vrijednost oktanskog broja u ovisnosti o trenutku početka izgaranja (SOC).....	43
Slika 57. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	46
Slika 58. Usporedba specifične efektivne potrošnje konvencionalnog motora i motora smanjenog radnog volumena .....	47
Slika 59. <i>Lijevo</i> : Indicirani rad jednak je zbroju rada radnog dijela procesa i rada izmjene radne tvari. <i>Desno</i> : Rad izmjene radne tvari u ukupnoj razdiobi energije dovedene gorivom. ....	49
Slika 60. Vrijednosti indiciranog momenta niskotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	50
Slika 61. Efikasnost niskotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	51
Slika 62. Apsolutna vrijednost razlike tlakova na usisu i ispuhu konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	52
Slika 63. ( $p$ , $V$ ) dijagram za radnu točku 1 .....	53
Slika 64. ( $p$ , $V$ ) dijagram za radnu točku 2 .....	53
Slika 65. ( $p$ , $V$ ) dijagram za radnu točku 3 .....	54
Slika 66. Prikaz mehaničkih gubitaka konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom .....	55
Slika 67. Vrijednosti indiciranog momenta visokotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	57
Slika 68. Efikasnost visokotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	58
Slika 69. Izgubljena toplina tijekom procesa u konvencionalnom motoru i motoru sa smanjenim radnim volumenom.....	58
Slika 70. Indicirani stupanj djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom .....	61
Slika 71. Efektivni stupanj djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom .....	62

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Osnovni podatci o motoru 1.6 16V Duratec.....	29
Tablica 2. Osnovni podatci o motoru 1.0 GTDI EcoBoost .....	30
Tablica 3. Radne točke .....	38
Tablica 4. Pregled optimiziranih radnih točaka konvencionalnog motora .....	44
Tablica 5. Pregled optimiziranih radnih točaka motora sa smanjenim radnim volumenom ....	44
Tablica 6. Vrijednosti specifične indicirane potrošnje goriva za pojedine radne točke konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom .....	45
Tablica 7. Vrijednosti specifične efektivne potrošnje goriva za pojedine radne točke konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom .....	47
Tablica 8. Vrijednosti indiciranih momenata niskotlačnog dijela procesa (GE) i efikasnost niskotlačnog dijela procesa.....	50
Tablica 9. Vrijednosti mehaničkog stupnja djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom u pojedinim radnim točkama .....	56
Tablica 10. Vrijednosti indiciranih momenata visokotlačnog dijela procesa (HP) i efikasnost visokotlačnog dijela procesa.....	57
Tablica 11. Vrijednost udjela topline izgubljene na zagrijavanje lokalnih stijenki .....	59
Tablica 12. Usporedba termičkog stupnja djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	60
Tablica 13. Vrijednosti indiciranog i efektivnog stupnja djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.....	61

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A_{eff}$	mm <sup>2</sup>	Efektivna površina zaklopke
$A_{geom}$	mm <sup>2</sup>	Geometrijska površina zaklopke
$A_i$	mm <sup>2</sup>	Površina glave i košuljice cilindra te čela klipa
$C$	-	Konstanta određena na temelju definiranog kraja izgaranja
$c_D$	-	Koeficijent protoka zaklopke
$D$	-	Ukupni faktor smanjivanja radnog volumena
$D$	mm	Promjer cilindra
$D_p$	-	Faktor specifičnog efektivnog tlaka
$D_v$	-	Faktor smanjivanja radnog volumena
$d_{v,i}$	mm	Promjer ispušnog ventila
$d_{v,u}$	mm	Promjer usisnog ventila
$H$	mm	Hod klipa
$H_d$	J/kg	Donja ogrjevna vrijednost goriva
$i$	-	Prijenosni omjer para zupčanika
$l$	mm	Duljina klipnjače
$m$	-	Vibeova značajka izgaranja
$m$	kg	Masa svježe radne tvari u cilindru nakon završetka punjenja
$m_G(t)$	kg/s	Masa goriva koje je izgorjelo od početka izgaranja do promatranog trenutka
$m_{G,proc}$	kgG/proc	Ukupna masa goriva u cilindru po procesu
$m_{ref}$	kg	Masa svježe radne tvari koja bi stala u radni volumen cilindra kod stanja okolne atmosfere
$n$	min <sup>-1</sup>	Brzina vrtnje motora
$n_V$	-	Broj ventila po cilindru
$p_e$	bar	Srednji efektivni tlak
$p_i$	bar	Srednji indicirani tlak
$P_e$	W	Efektivna snaga motora
$Q_l$	J	Dovedena toplina
$Q_{w,i}$	J	Količina predane topline stjenkama cilindra i klipa

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$	J/°KV	Brzina oslobađanja topline tokom izgaranja
$T$	-	Broj taktova
$T_c$	°C	Temperatura produkata izgaranja u cilindru
$T_{w,i}$	°C	Temperatura stijenke košuljice i glave cilindra te čela klipa
$t$	s	Vrijeme koje je proteklo od početka izgaranja do promatranog trenutka
$t_{izg}$	s	Ukupno vrijeme trajanja izgaranja
$v$	m <sup>3</sup> /kg	Specifični volumen
$V_{down}$	m <sup>3</sup>	Radni volumen motora nakon smanjenja
$V_H$	m <sup>3</sup>	Radni volumen motora
$V_{konv}$	m <sup>3</sup>	Radni volumen konvencionalnog motora
$W_e$	J	Efektivni rad
$W_i$	J	Indicirani rad
$W_{izmj}$	J	Rad izmjene radne tvari (niskotlačnog dijela procesa)
$W_{radno}$	J	Rad radnog (visokotlačnog) dijela procesa
$W_t$	J	Mehanički rad
$x(t)$	-	Vibeova funkcija
$z$	-	Broj cilindara
$Z_0$	kgz/kgG	Stehiometrijska količina zraka za izgaranje 1 kg goriva
$\alpha_Z$	°	Kut otvorenosti zaklopke
$\varepsilon$	-	Kompresijski omjer
$\eta_e$	-	Efektivni stupanj djelovanja
$\eta_{e,k}$	-	Efektivni stupanj djelovanja kompresora
$\eta_m$	-	Mehanički stupanj djelovanja
$\eta_s$	-	Stupanj savršenstva
$\eta_t$	-	Termički stupanj djelovanja
$\rho_{S,o}$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća radne tvari

## KRATICE

- BMEP Srednji efektivni tlak (eng. *Brake Mean Effective Pressure*)
- CAGR Složena godišnja stopa rasta (eng. *Compound Annual Growth Rate*)
- CFD Računalna dinamika fluida (eng. *Computational Fluid Dynamics*)
- CO<sub>2</sub> Ugljikov dioksid (eng. *Carbon Dioxide*)
- DMT Donja mrtva točka (eng. *Bottom Dead Center*)
- EGR Povrat ispušnih plinova (eng. *Exhaust Gas Recirculation*)
- GDI Benzinski motor s direktnim ubrizgavanjem (eng. *Gasoline Direct Injection*)
- GMT Gornja mrtva točka (eng. *Top Dead Center*)
- K<sub>I</sub> Kraj izgaranja (eng. *End of Combustion*)
- KV Koljenasto vratilo (eng. *Crankshaft*)
- MKE Metoda konačnih elemenata (eng. *Finite Element Method*)
- NO<sub>x</sub> Dušikovi oksidi (eng. *Nitrogen Oxides*)
- OB Oktanski broj (eng. *Octane Rating (Number)*)
- P Početak paljenja (eng. *Start of Ignition*)
- P<sub>I</sub> Početak izgaranja (eng. *Start of Combustion*)
- SOC Početak izgaranja (eng. *Start Of Combustion*)
- VGT Turbina varijabilne geometrije (eng. *Variable Geometry Turbocharger*)

## SAŽETAK

U posljednjem desetljeću uveden je trend smanjivanja radnog volumena motora (eng. *Downsizing*). Cilj ovog trenda je smanjivanje specifične efektivne potrošnje goriva i emisije ispušnih plinova uz zadržavanje ili poboljšanje performansi motora. Smanjivanje radnog volumena motora najčešće se ostvaruje smanjivanjem broja cilindara. Tako danas sve više proizvođača u svojoj ponudi ima trocilindarske motore kojima su zamijenili veće četverocilindarske. I veći motori s više od četiri cilindra također doživljavaju slične promjene. Kako bi ostvarili jednaku ili veću snagu i moment, proizvođači primjenjuju tehnologiju prednabijanja.

U ovom radu opisana je pojava smanjivanja radnog volumena te je prikazana tehnologija koja to omogućava s posebnim naglaskom na primjenu raznih uređaja za prednabijanje. U programskom paketu AVL BOOST™ izrađena su dva modela od kojih se jedan temelji na konvencionalnom Ottovom motoru bez prednabijanja, a drugi na Ottovom motoru smanjenog radnog volumena kod kojeg je primijenjena tehnologija prednabijanja. Modeli oba motora podešeni su da daju približne rezultate onima objavljenim od strane proizvođača. Za definirane radne točke izvršena je optimizacija motora da se postigne minimalna specifična efektivna potrošnja uz uvjet da oktanski broj ne prijeđe dopuštenu vrijednost. Izvršavanjem prethodnih koraka uspostavljeni su uvjeti u kojima se može provesti ispravna usporedba motora. Posebna pažnja posvećena je usporedbi specifične efektivne potrošnje goriva. Također, analiziran je utjecaj smanjivanja radnog volumena na promjenu njezine vrijednosti. Prikazivanjem dobivenih rezultata pomoću dijagrama i tablica, utvrđeni su razlozi zbog kojih su se dogodile navedene promjene te je svaki razlog zasebno opisan. Na temelju dobivenih rezultata izneseni su zaključci.

Ključne riječi: Ottov motor s unutarnjim izgaranjem, smanjivanje radnog volumena, prednabijanje, specifična efektivna potrošnja goriva

## **SUMMARY**

Engine downsizing was introduced in the last decade. The main objective of this trend is to reduce brake specific fuel consumption and exhaust gas emission with retention or improvement of engine performance. Downsizing is most commonly accomplished by reducing the number of cylinders. Today more and more manufacturers are offering three-cylinder engines which have replaced bigger four-cylinder engines. Larger engines with more than four cylinders are experiencing similar changes, too. In order to achieve equal or greater power and torque, charging technology is applied by the manufacturer.

The downsizing trend and the technology that allows it, primarily focusing on the various charging devices, are described in this paper. In the AVL BOOST™ software, two engines are defined. One of them is based on a conventional spark-ignited gasoline engine and the second one is based on a turbocharged downsized spark-ignited engine. Both engines are set to put out approximately the same results as those published by the manufacturer. Engine optimization was performed to define the operating points in order to achieve minimal brake specific fuel consumption, provided that the octane number doesn't exceed the permissible value. By performing the previous steps, conditions are in place for the correct comparison of the engines. Special attention is devoted to the comparison of brake specific fuel consumption. The impact of downsizing on the value of brake specific fuel consumption is also analyzed. By showing the results obtained through diagrams and tables, the reasons why these changes occurred were determined.

Key words: spark-ignited internal combustion engine, downsizing, charging, brake specific fuel consumption



## 1. UVOD

U današnje vrijeme većina automobila pogonjena je klipnim motorima s unutarnjim izgaranjem. Iako su električni automobili sve više prisutni, izgledno je da će motori s unutarnjim izgaranjem još dugo vremena biti glavni pogon vozila. Jedan od najvažnijih zahtjeva koji se stavlja pred proizvođače automobila je smanjivanje potrošnje goriva uz zadržavanje ili poboljšanje performansi. Popularan način ostvarivanja tih zahtjeva je smanjivanje radnog volumena motora (eng. *downsizing*) koji se intenzivno provodi tijekom zadnjeg desetljeća.

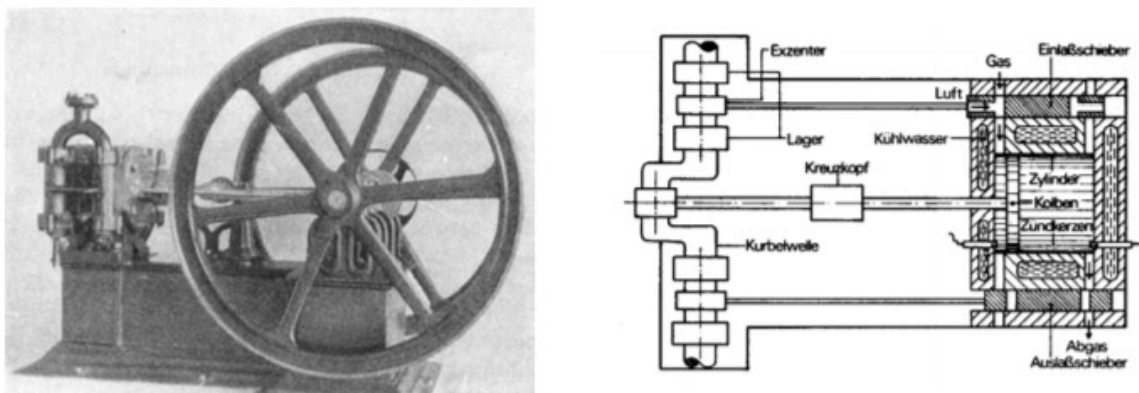
Smanjivanje radnog volumena uglavnom se manifestira smanjenjem broja cilindara. Time se ostvaruju manji gubici uslijed trenja i izmjene radnog medija, a kako se ne bi gubila snaga motora ugrađuju se turbopunjači. Primjena nabijanja omogućava povećanje opterećenja motora i ostvarivanje veće snage te je time nadomješten gubitak radnog volumena. Također se povećava učinkovitost motora pa se smanjuje potrošnja goriva. Tako danas sve popularniji motori s tri cilindra ostvaruju jednaku ili veću snagu od svojih prethodnika s četiri cilindra uz smanjenu potrošnju. Ista konstatacija vrijedi i za smanjivanje broja cilindara s osam na šest, odnosno šest na četiri. Tehnologija smanjivanja radnog volumena prvenstveno se primjenjuje kod motora sa stranim izvorom paljenja (Ottovi motori). Koriste se i druge tehnologije poput direktnog ubrizgavanja goriva ili varijabilnog upravljanja ventilima kako bi se postigli zadani ciljevi vezani uz potrošnju, performanse i emisiju ispušnih plinova.

Cilj ovog rada je usporediti značajke rada konvencionalnog motora i motora smanjenog radnog volumena, koji imaju približno jednaku snagu, kroz simulacijski proračun proveden u simulacijskom alatu AVL BOOST™. Tijekom rada bit će dan pregled razvoja automobila tijekom povijesti. Opisat će se način smanjivanja radnog volumena i tehnologije koje to omogućavaju. Pomoću simulacijskog programa usporedit će se dva Ottova motora, jedan konvencionalan bez prednabijanja, a drugi smanjenog radnog volumena s prednabijanjem. Kako bi se moglo usporediti rezultate dobivene simulacijom i one objavljene od strane proizvođača, model je potrebno kalibrirati, a nakon toga i optimizirati prema određenim zahtjevima. Proces kalibracije i optimiziranja motora također će biti prikazan u radu. Odabrani motori proizvedeni su od strane istog proizvođača kako bi rezultati usporedbe bili relevantni.

## 2. MOTORI S UNUTARNJIM IZGARANJEM

### 2.1. Razvoj motora s unutarnjim izgaranjem

Motor je stroj koji pretvara neki oblik energije u mehanički rad. Motor s unutarnjim izgaranjem je toplinski stroj koji prvotno pretvara kemijsku energiju sadržanu u gorivu u toplinsku energiju, a zatim tu toplinsku energiju pretvara u mehanički rad.[1] Dobiveni mehanički rad može se iskoristiti za pogon vozila. Prvi klipni motori s unutarnjim izgaranjem razvili su se iz parnih strojeva koji su u ono vrijeme bili jedini toplinski strojevi koji su davali mehanički rad. Pošto su parni strojevi bili skupi te su morali ispunjavati vrlo stroge norme tadašnji inovatori pokušavali su osmisliti novi način pogona vozila. Veliki napredak u tom području ostvario je Jean Joseph Etienne Lenoir koje je 1860. godine izradio prvi motor s unutarnjim izgaranjem. To je bio dvoradni, dvotaktni plinski motor. Imao je vrlo mali stupanj iskoristivosti, otprilike 3%, ali to je bilo na razini ondašnjih parnih strojeva. Sama konstrukcija motora bila je inspirirana parnim strojem. Na Slici 1. prikazan je Lenoirov plinski motor. [2]



Slika 1. Lenoirov plinski motor [2]

Lenoirov motor s unutarnjim izgaranjem poboljšali su Nicolaus Otto i Eugen Langen te su postigli stupanj iskoristivosti od 9%. Sa svojim atmosferskim plinskim strojem 1867. godine osvojili su prvu nagradu na Svjetskoj izložbi u Parizu. Sljedećih godina, razni inovatori poput Reithmanna, osmišljavali su nove motore, ali su ponovno Otto i Langen izradili novi motor u kojem je prvi put upotrijebljen četverotaktni radni proces. Problem tih motora je bio što su bili stacionarni pa se nisu mogli upotrebljavati za pogon vozila. Kako bi pogon vozila bio moguć morali su se razviti manji motori pogonjeni plinom ili tekućim gorivom. Sljedećih godina svoje

motore su zasebno predstavili Gottlieb Daimler i Karl Benz. 1885. godine Gottlieb Daimler predstavio je prvi motocikl koji je bio pokretan benzinskim motorom sa stranim paljenjem. Razvijao je snagu 0.4 kW, masa mu je bila 90 kg i imao je drvene kotače. Mogao je razviti brzinu od 6 km/h do 12 km/h. Samo godinu dana kasnije Karl Benz je predstavio svoj automobil s 3 kotača i diferencijalnim prijenosnikom. Bio je pogonjen jednocilindarskim četverotaktnim motorom s električnim paljenjem, snage 0.7 kW. Daimlerov motocikl i Benzov automobil prikazani su na Slici 2. [2]



**Slika 2. Lijevo: Prvi motocikl koji je 1885. g. izradio Gottlieb Daimler (desno). Desno: Prvi automobil iz 1886. g. i njegov izumitelj Karl Benz (sasvim desno). [2]**

Svi ovi izumi bili su temelj za daljnji razvoj automobila i zrakoplova jer je bio napravljen stroj koji je pretvarao kemijsku energiju u mehanički rad. Veliki napredak ostvario je Rudolf Diesel kojeg je rad s pregrijanom parom doveo do ideje izrade stroja gdje će rad davati jako komprimirani zrak. Prvi patent napravio je primjenjujući Carnotov radni proces i zaključio da mu je za visoki stupanj iskoristivosti potrebna visoka radna temperatura. Visoku temperaturu postizao bi komprimiranjem zraka na tlak od 250 bara, a da bi izbjegao prerano izgaranje, gorivo je namjeravao ubrizgavati u vrući i stlačeni zrak tek na kraju kompresije. Nakon nekog vremena primijetio je da izabrani Carnotov proces nije moguće ostvariti odnosno nije moguće ostvariti izotermno izgaranje u motoru. Osim toga, koristan rad tog procesa je toliko malen da jedva može pokriti mehaničke gubitke. Nakon toga napravio je drugi patent za svoju novu ideju. Poslije nekoliko neuspjelih pokušaja ipak je uspio dogovoriti izradu svojeg motora u tadašnjoj Tvornici strojeva u Augsburgu (kasnije: MAN). Taj motor izrađen je 1893. godine i imao je puno problema te je jedva uspijevaao raditi. Nije imao hlađenje, pumpe za gorivo nisu bile dovoljno dobre i pojavljivalo se snažno detonantno izgaranje. Daljnje poboljšavanje motora dovelo je do izrade trećeg primjerka koji je mogao raditi bez zastoja tijekom duljeg vremena. Imao je iskoristivost od 26% što je nadmašilo sve dotadašnje motore. Kada je Robert Bosch proizveo pumpu za ubrizgavanje goriva bili su ispunjeni svi preduvjeti za izradu automobila

pogonjenog Diesellovim motorom. Tako je tvornica MAN 1924. godine proizvela automobil pogonjen Diesellovim motorom s izravnim ubrizgavanjem (danas popularni DI). Taj automobil prikazan je na Slici 3. [2]



**Slika 3. Prvi automobil pogonjen Diesellovim motorom s izravnim ubrizgavanjem goriva [2]**

## **2.2. Podjela motora s unutarnjim izgaranjem [2]**

Podjela prema načinu zapaljenja gorive smjese:

- motori sa stranim paljenjem,
- motori s kompresijskim paljenjem.

Podjela prema radnoj tvari koja ulazi u cilindar:

- motori koji usisavaju gorivu smjesu,
- motori koji usisavaju zrak.

Podjela prema procesu u cilindru:

- Ottov motor,
- Diesellov motor.

Podjela prema broju taktova:

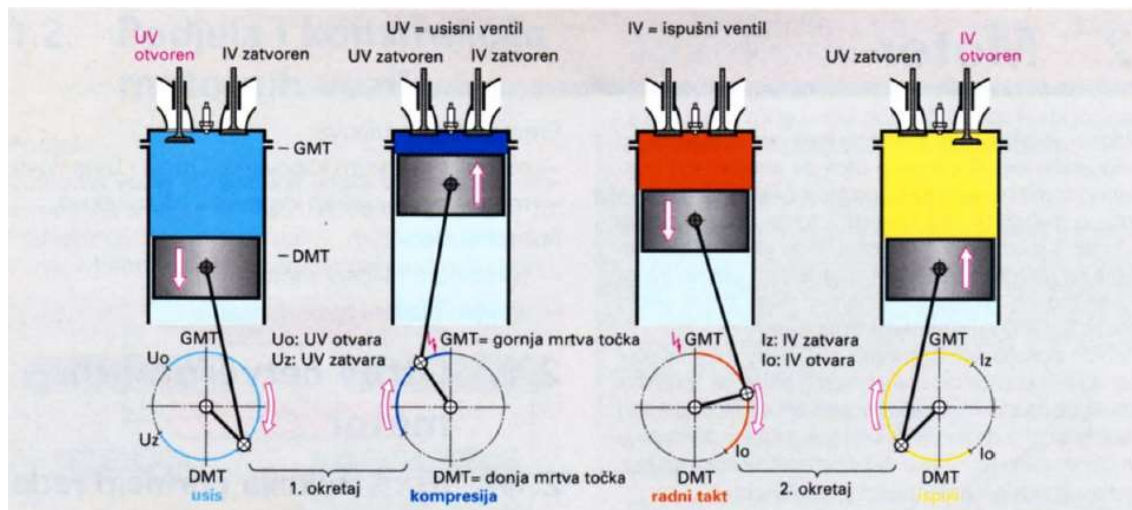
- dvotaktni motor (2T),
- četverotaktni motor (4T).

Kako će se u ovom radu uspoređivati dva Ottova četverotaktna motora, u daljnjem tekstu bit će ukratko opisan način rada i značajke tih motora.

## **2.3. Ottov četverotaktni motor**

Osnovni dijelovi četverotaktnog Ottovog motora su kućište, klipni mehanizam, razvodni mehanizam, sustav za stvaranje smjese te pomoćni sustavi. Radni proces u motoru odvija se u četiri takta. Takt je hod klipa od gornje mrtve točke (GMT) do donje mrtve točke (DMT) i

obratno. Taktovi u motoru su usis, kompresija, radni takt i ispuh. Njihova izmjena prikazana je na Slici 4. [1]

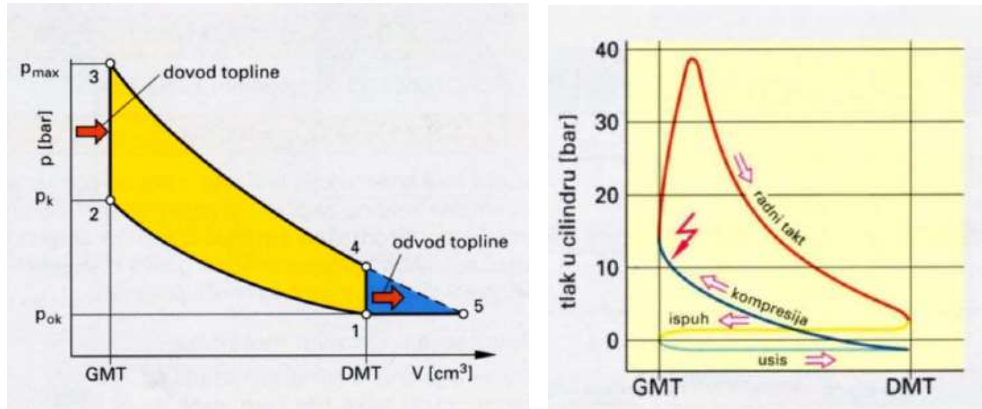


Slika 4. Taktovi radnog procesa [1]

Osobine Ottovih motora: [1]

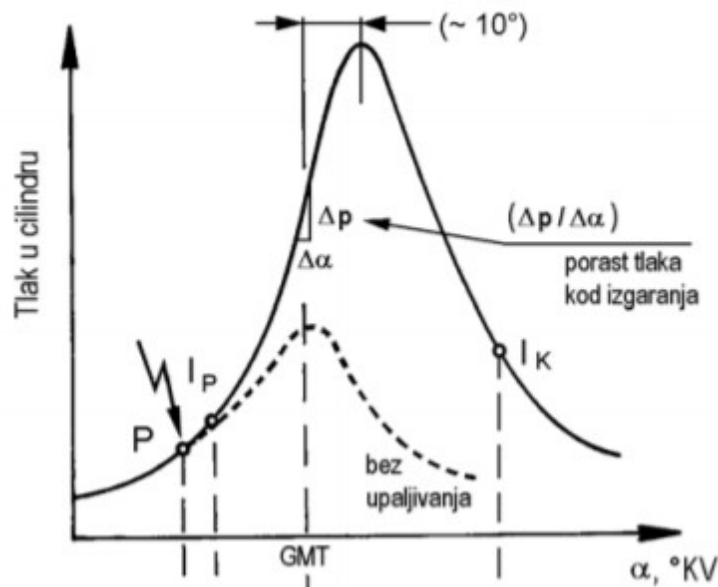
- pogonsko gorivo je lakohlapljivo (benzini, alkoholi, plinovi),
- stlačivanje smjese goriva (od toga odstupaju GDI u štednom režimu),
- prisilno paljenje (vanjskim izvorom energije, iskrom),
- izgaranje pri  $v = \text{const.}$  – glavno obilježje Otto motora je izgaranje pri konstantnom volumenu: izgaranje se odvija oko GMT-e kad klip ima malu brzinu gibanja pa se može reći da je promjena volumena izgaranja zanemariva,
- promjena snage promjenom količine smjese (leptirom gasa u usisnoj grani), odnosno promjenom koeficijenta punjenja cilindra. Količina punjenja mijenja se promjenom položaja prigušne zaklopke.

Za Ottove motore referentni proces je Ottov proces. Idealni Ottov proces sastoji se od izentropske kompresije, dovođenja topline kod konstantnog volumena, izentropske ekspanzije i odvođenja topline kod konstantnog volumena. Kako se idealni proces odvija uz mnoge pretpostavke koje nije moguće ostvariti, u stvarnosti motor radi prema realnom procesu. Kod realnog procesa prikazana je izmjena radnog medija koja je niskotlačni, lijevokretni dio procesa. Idealni i realni procesi Ottovog motora prikazani su na Slici 5. [2]



Slika 5. Lijevo: Idealan dijagram četverotaktnog Otto motora. Desno: Realan dijagram četverotaktnog Otto motora [1]

Ottov motor radi tako da se u taktu kompresije smjesa komprimira na približno 20 bara do 30 bara ( $\epsilon = 8 - 12$ ) i pritom se zagrije na približno 400 °C do 500 °C. Na toj temperaturi, gorivo je još uvijek ispod granice samozapaljenja pa je potrebna električna iskra da dođe do njegovog upaljivanja. Električna iskra pojavljuje se na svjećici malo prije GMT (točka P na Slici 6.). Najranija točka paljenja ograničena je pojavom detonantnog izgaranja. Približna vrijednost trenutka paljenja pri nazivnoj snazi kreće se od 20° do 50° KV pri GMT. Nakon što je gorivo upaljeno počinje faza izgaranja. Izgaranje započinje kod svjećice gdje se stvori jezgra plamena od koje zatim izgaranje postupno teče dalje. Najveći tlak u cilindru iznosi približno 60 bara kod nenabijenih motora, a najveća srednja temperatura dostiže 2500 K. [2]



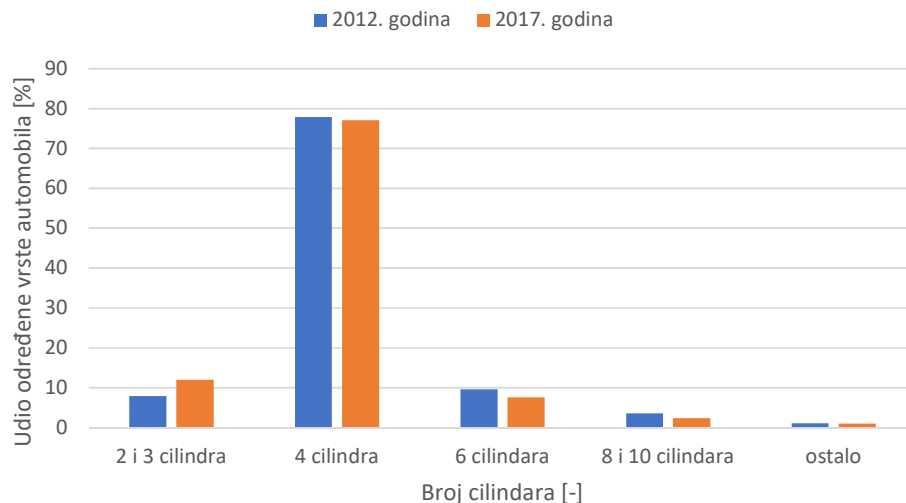
Slika 6. Dijagram tlaka u cilindru Ottovog motora

### 3. SMANJIVANJE RADNOG VOLUMENA MOTORA (eng. *Downsizing*)

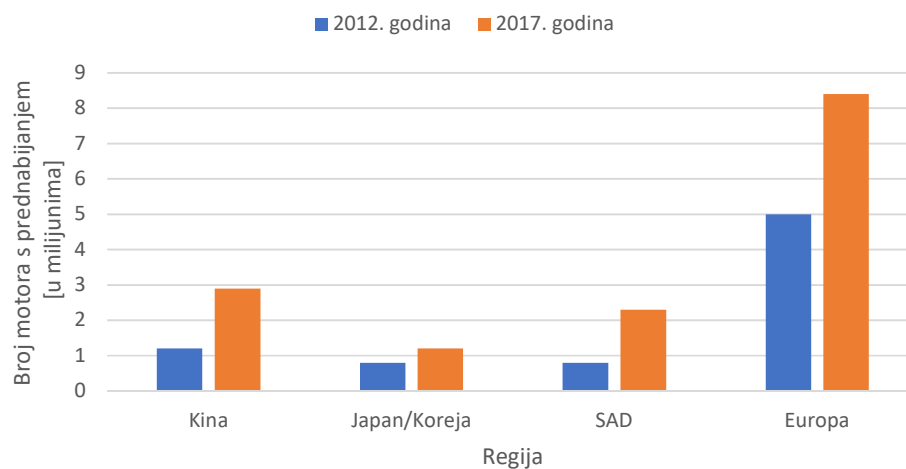
#### 3.1. Trend smanjivanja radnog volumena motora

Vrlo popularan i efikasan način smanjivanja potrošnje goriva i štetnih emisija Ottovih motora je smanjivanje radnog volumena. Taj trend intenzivno se provodi tijekom zadnjeg desetljeća. Volkswagen je bio prvi proizvođač koji je ugrađivao motore smanjenog radnog volumena u automobile masovne proizvodnje. Bio je to 1.4 TSI motor koji je koristio turbopunjač i mehanički pogon kompresora te je zamijenio dotadašnje 1.6 l i 2.0 l motore bez prednabijanja. Smanjeni radni volumen nadomješta se primjenom turbopunjača tako da motori imaju jednaku ili veću snagu i moment. [3] Iako je taj trend prvenstveno vezan uz Ottove motore, ima određene pogodnosti za primjenu u Dieslovim motorima. [4] Mnogi proizvođači poput Forda, Volkswagena, BMW-a, Mercedesa, Renaulta su zamijenili neke od svojih motora s novim motorima smanjenog radnog volumena. Poboljšanja u potrošnji i emisiji štetnih plinova koja su postignuta, posljedica su smanjenih gubitaka uslijed trenja, izmjene radnog medija i izmjene topline. Također omogućuju uštedu materijala i smanjivanje troškova proizvodnje zbog smanjene veličine. [4] Ekstremni primjeri su motori s tri cilindra koji razvijaju preko 100 konjskih snaga. Primjer je Fordov 1.0 Ecoboost s tri cilindra. Njegova masa je samo 97 kg čime je olakšan jedan od težih dijelova automobila. To omogućuje lakše manevriranje motorom tijekom proizvodnje i održavanja. [4]

Trend smanjivanja radnog volumena koji rezultira smanjenjem broja cilindara naziva se statičkim smanjivanjem radnog volumena. Nasuprot toga imamo dinamičko smanjivanje radnog volumena gdje se to postiže gašenjem pojedinih cilindara tijekom vožnje. U ovom radu govorit će se o statičkom principu. Na Slici 7. prikazan je dijagram na kojem se vidi postotak automobila proizvedenih s određenim brojem cilindara u 2012. i 2017. godini. Može se primijetiti kako je najveće povećanje tijekom godina ostvareno kod motora s dva i tri cilindra. Kod ostalih motora s četiri, šest, osam i više cilindara može se zamijetiti lagani pad. Kako se za postizanja iste ili veće snage koristi prednabijanje, na Slici 8. prikazan je dijagram na kojem se vidi broj proizvedenih automobila s prednabijanjem u 2012. i 2017. godini za Ottove motore u pojedinim zemljama. Primjećuje se porast proizvodnje u svim zemljama. [5] Iz ta dva dijagrama zaključuje se da je trend smanjivanja radnog volumena rastući i primjenjuje ga većina vodećih proizvođača u svim dijelovima svijeta.



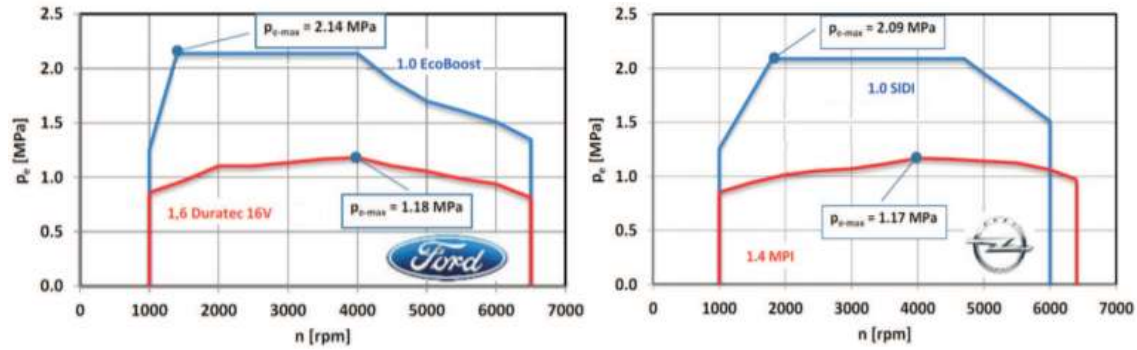
**Slika 7. Postotni udio proizvedenih motora i promjena u broju cilindara tijekom nekoliko godina**



**Slika 8. Broj proizvedenih Ottovih motora s prednabijanjem tijekom nekoliko godina**

Mjera opterećenosti motora je srednji efektivni tlak. Kod smanjivanja radnog volumena, proizvođači povećavaju srednji efektivni tlak odnosno povećavaju opterećenost motora i dobivaju veće radno područje koje je ograničeno korisnom brzinom vrtnje i maksimalnim vrijednostima tlaka. Na Slici 9. prikazana je usporedba trocilindarskih i četverocilindarskih motora proizvedenih od strane Opela i Forda. Slične dijagrame imaju i motori ostalih proizvođača. Na slici se može uočiti povećani srednji efektivni tlak i radno područje motora. [5]





Slika 9. Karakteristika trocilindarskih i četverocilindarskih motora [5]

### 3.2. Matematički opis smanjivanja radnog volumena [5]

Faktor smanjivanja radnog volumena  $D_v$  definiran je prema izrazu (1):

$$D_v = \frac{V_{konv} - V_{down}}{V_{konv}}, \quad (1)$$

gdje je  $V_{konv}$  radni volumen konvencionalnog motora, a  $V_{down}$  radni volumen nakon smanjenja. Jednadžba (1) daje informaciju samo o stupnju smanjenja radnog volumena, ali ne daje informaciju o promjeni vrijednosti specifičnog efektivnog tlaka  $p_e$ . Srednji efektivni tlak definiran je izrazom:

$$p_e = \frac{P_e \cdot T}{z \cdot V_H \cdot 2n}, \quad (2)$$

gdje je  $P_e$  efektivna snaga motora,  $T$  broj taktova motora,  $z$  broj cilindara motora,  $V_H$  radni volumen motora, a  $n$  brzina vrtnje motora. Koristeći jednadžbu (2) moguće je dobiti informaciju o omjeru snage i smanjenja radnog volumena motora. Može se također definirati faktor specifičnog efektivnog tlaka  $D_p$  koji se dobiva kao omjer razlike specifičnog efektivnog tlaka prije i nakon smanjivanja radnog volumena i specifičnog efektivnog tlaka prije smanjivanja radnog volumena. Izračun se vrši prema sljedećem izrazu:

$$D_p = \frac{p_{ekonv} - p_{edown}}{p_{ekonv}}, \quad (3)$$

gdje je  $p_{ekonv}$  srednji efektivni tlak konvencionalnog motora, a  $p_{edown}$  srednji efektivni tlak nakon smanjivanja radnog volumena. Vrijednost faktora može biti pozitivna i negativna ovisno da li je srednji efektivni tlak povećan ili smanjen. Spomenuta dva faktora mogu se zamijeniti jednim faktorom prema izrazu:

$$D = \sqrt{D_v^2 + D_p^2}, \quad (4)$$

i njime je moguće opisati smanjenje radnog volumena.

### 3.3. Tehnologija smanjivanja radnog volumena motora

Da bi smanjivanje radnog volumena, uz zadržavanje ili poboljšanje karakteristika motora moglo biti ostvareno, morale su se primijeniti različite tehnologije. Neke od tih tehnologija, poput prednabijanja, poznate su već više od stoljeća. Također u primjeni se pronalazi i Millerov ciklus ostvaren varijabilnim upravljanjem ventilima koji je patentiran prije skoro 60 godina. U posljednje vrijeme razvijene su nove tehnologije koje omogućavaju efikasnije motore sa smanjenim radnim volumenom. [6] Direktno ubrizgavanje goriva omogućava smanjivanje emisije CO<sub>2</sub> i bolju ekonomičnost te smanjuje mogućnost pojave detonantnog izgaranja zbog primjene prednabijanja. Povrat ispušnih plinova (EGR) smanjuje stvaranje NO<sub>x</sub>-a. [7] Također se upotrebljavaju novi materijali i elektroničko upravljanje. [6] U sljedećem poglavlju bit će više govora o tehnologiji nabijanja motora.

### 3.4. Nabijanje motora [2]

Glavnu ulogu u smanjivanju radnog volumena bez gubitka performansi ima nabijanje. Ono omogućava povećanje tlaka na usisu iznad atmosferskog što dovodi do povećanja snage motora bez povećavanja radnog volumena i brzine vrtnje. Snaga motora izračunava se iz izraza:

$$P_e = z \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{2n}{T}, \quad (5)$$

gdje je  $p_e$  srednji efektivni tlak motora,  $z$  broj cilindara,  $V_H$  radni volumen,  $n$  brzina vrtnje motora, a  $T$  broj taktova. [2] Snaga prema tome pri konstantnoj brzini vrtnje ovisi samo o specifičnom efektivnom tlaku. On se izračunava prema izrazu:

$$p_{e,Otto} = \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{S,o} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot Z_0}, \quad (6)$$

gdje je  $\eta_e$  efektivni stupanj djelovanja motora,  $\lambda_{pu}$  stupanj punjenja,  $\rho_{S,o}$  gustoća radne tvari,  $H_d$  donja ogrjevna vrijednost goriva,  $\lambda$  faktor pretička zraka, a  $Z_0$  stehiometrijska količina zraka za izgaranje 1 kg goriva. Na srednji efektivni tlak možemo utjecati ako mijenjamo stupanj punjenja. On se izračunava iz izraza:

$$\lambda_{pu} = \frac{m}{m_{ref}}, \quad (7)$$

gdje je  $m$  masa svježe radne tvari u cilindru nakon završetka punjenja, a  $m_{ref}$  masa svježe radne tvari koja bi stala u radni volumen cilindra kod stanja okolne atmosfere. Nabijanjem povećavamo masu svježe radne tvari koja ostane u cilindru nakon završetka punjenja što dovodi do povećanja stupnja punjenja, a posljedično dovodi do povećanja srednjeg efektivnog tlaka motora i snage motora. Nabijanjem se postiže niz pogodnosti poput kratkotrajnog povećanja snage motora kada je to potrebno (npr. pri polijetanju) te kompenzacija male gustoće zraka na

velikim visinama. Također javljaju se i određeni problemi kod primjene poput povećanog toplinskog i mehaničkog opterećenja, a može doći i do detonacije u motoru.

### **3.4.1. Vrste nabijanja**

Vrste nabijanja prema [2]:

1. Rezonantno nabijanje ili inercijsko natpunjenje,
2. Mehanički pogon kompresora:
  - klipni,
  - rotorni:
    - Rootov kompresor,
    - vijčani kompresor,
    - G – kompresor,
  - strujni:
    - aksijalni,
    - radijalni.
3. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove:
  - nabijanje statičkim tlakom ispušnih plinova,
  - nabijanje dinamičkim tlakom ispušnih plinova.
4. Comprex – nabijanje,
5. Kombinirana nabijanja:
  - rezonantno nabijanje + turnopunjač,
  - turbokompresor + turbopunjač,
  - dva turbopunjača.

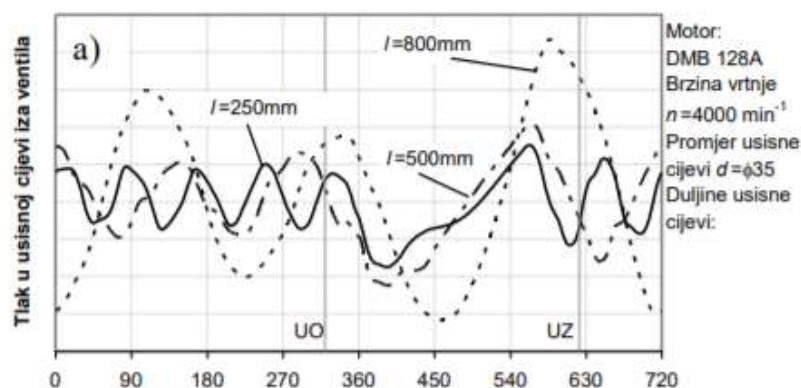
Nakon kompresora, komprimirani zrak se vodi kroz hladnjak gdje mu se snižava temperatura.

Tako se povećava punjenje cilindra i snižava se toplinsko opterećenje motora.

### **3.4.2. Rezonantno nabijanje**

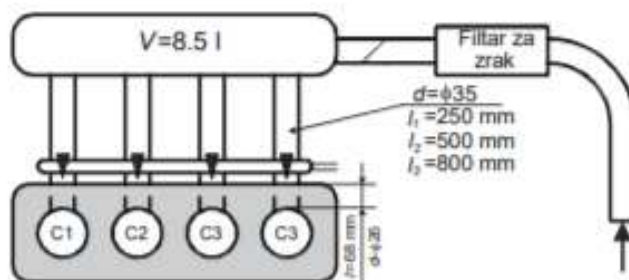
Kod ovog načina nabijanja iskorištava se dinamički tlak plinova na usisu i u ispuhu. Ne koristi se nikakvo mehaničko pomagalo, a svaki cilindar ima svoju usisnu cijev. Kako se usisni ventili otvaraju periodički, a klip svojim kretanjem uvlači zrak iz usisne cijevi i stvara podtlak u cilindru, javlja se poremećaj koji izaziva titranje stupca zraka u usisnoj cijevi. [2] Kad je usisni ventil zatvoren, radna tvar udara u njega i komprimira se te lokalno stvara mali pretlak. Kako se zbog zatvorenog ventila ne može dalje kretati, val se odbija i putuje brzinom zvuka prema kraju usisne cijevi te se nakon toga ponovno odbija prema usisnom ventilu. Takav način

kretanja tlaka ponavlja se sve dok se usisni ventil ne otvori. [8] Kod titranja se stupac plina u cijevi naizmjenično sabija i širi te nastaju tlačni valovi. Ovisno o duljini cijevi pri određenoj brzini vrtnje u trenutku zatvaranja usisnog ventila nastaje pretlak u cilindru (točka UZ na Slici 10.). Prilikom toga dolazi do natpunjenja, odnosno povećava se stupanj punjenja. Taj efekt javlja se u uskom području brzina vrtnje, a izvan tog područja dolazi do suprotnog efekta prilikom čega se stupanj punjenja smanjuje. Krivulje toka tlaka za brzinu vrtnje  $n = 4000 \text{ min}^{-1}$  (Slika 10.) pokazuju da se pri toj brzini u području zatvaranja usisnih ventila najveći tlakovi postižu s najvećom duljinom usisne cijevi. Ako se usisnim cijevima pri određenoj brzini vrtnje postiže povećanje stupnja punjenja, onda se takve cijevi nazivaju rezonantne usisne cijevi i obično su priključene na rezonantni spremnik koji služi kao spremnik tlaka. Također, ovakav način nabijanja može biti izveden i u kombinaciji s kompresorom. Ako kompresor nije primijenjen, onda se izvode u kombinaciji s ispušnim rezonantnim cijevima gdje se koristi podtlak reflektiranog vala zraka, a način rada je jednak opisanom načinu kod usisnih cijevi. [2]



Slika 10. Krivulje toka tlaka motora DMB 128A s usisnim sustavom oblikovanim prema Slici 11.

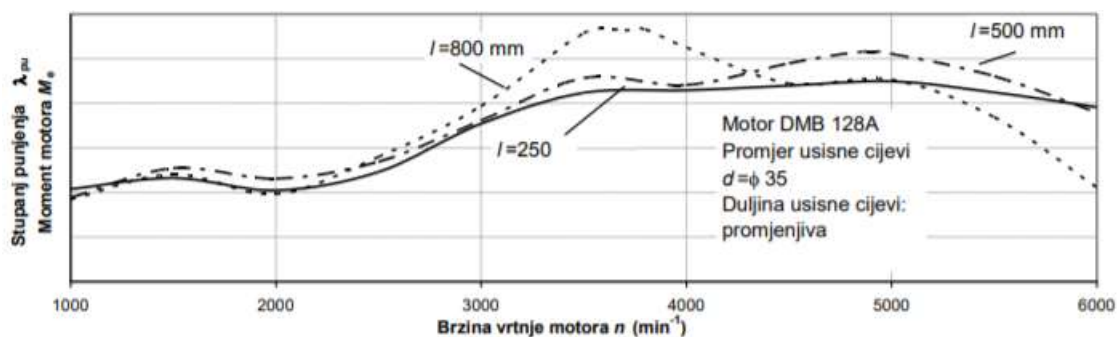
[2]



Slika 11. Oblik usisnog sustava motora DMB 128A [2]

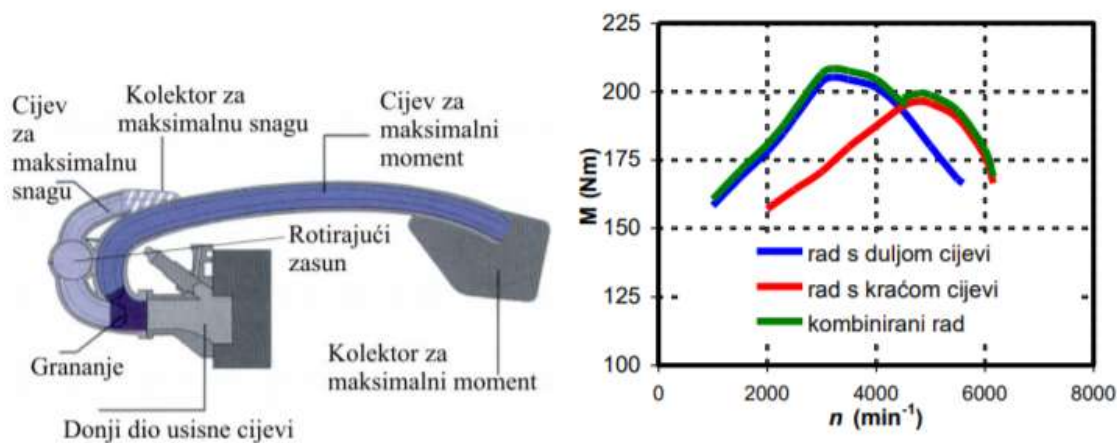
Na Slici 12. prikazan je dijagram stupnja punjenja, odnosno efektivnog momenta. Vidi se da u skladu sa Slikom 10., motor s najvećom duljinom usisne cijevi pri  $4000 \text{ min}^{-1}$  ima najveće

punjenje odnosno moment. Također se može vidjeti utjecaj duljine usisne cijevi na punjenje (moment) motora.



Slika 12. Krivulje stupnja punjenja, odnosno efektivnog momenta u ovisnosti o brzini vrtnje motora [2]

Rezonantno područje može se mijenjati promjenjivom geometrijom usisnog sustava. Ta promjena može biti stupnjevita s dvije ili tri duljine te kontinuirana. Također postoje sustavi koji mijenjaju oblik usisnog sustava pregradama u zajedničkim spremnicima. Na Slici 13. prikazan je sustav sa stupnjevitom promjenom duljine cijevi.

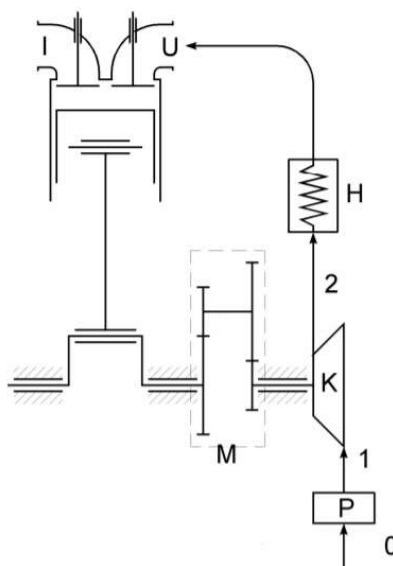


Slika 13. Shema usisnog sustava motora VW VR5 (lijevo) i momentni dijagram istog motora (desno) [2]

### 3.4.3. Mehanički pogon kompresora

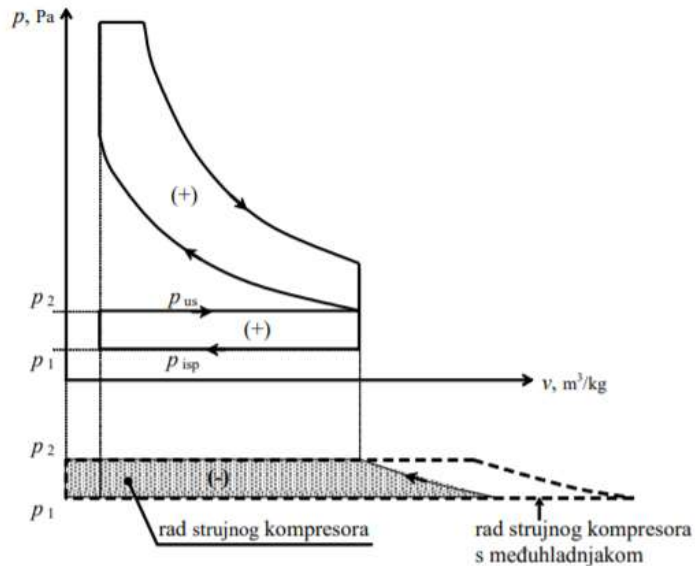
Kod ovog načina nabijanja, kompresor komprimira zrak i povećava mu vrijednost tlaka. Snaga za pogon kompresora uzima se od radilice motora te se time smanjuje stupanj korisnosti. Međutim dio tog rada se dobiva natrag u obliku rada izmjene radnog medija (petlja izmjene radnog medija u  $(p, V)$  dijagramu je desnokretna pa je rad pozitivan). Zbog toga smanjenje stupnja korisnosti motora nije toliko izraženo. [2]

Na Slici 14. prikazana je shema nabijanja motora mehanički pogonjenim kompresorom. U sustavu se nalazi filter zraka (P), kompresor (K), mehanički prijenosnik (M) te motor s prikazanim usisnim (U) i ispušnim (I) ventilima.



Slika 14. Shema nabijanja mehanički pogonjenim kompresorom [2]

Na Slici 15. prikazan je  $(p,v)$  dijagram nabijanja s mehaničkim pogonom strujnog kompresora.

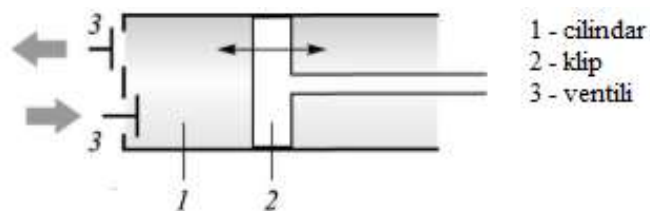


Slika 15.  $(p,v)$  dijagram nabijanja s mehaničkim pogonom strujnog kompresora [2]

Prema podjeli kompresora koja je napravljena u odlomku 3.4.1., u daljnjem tekstu će biti dan kratki pregled pojedinih vrsta kompresora.

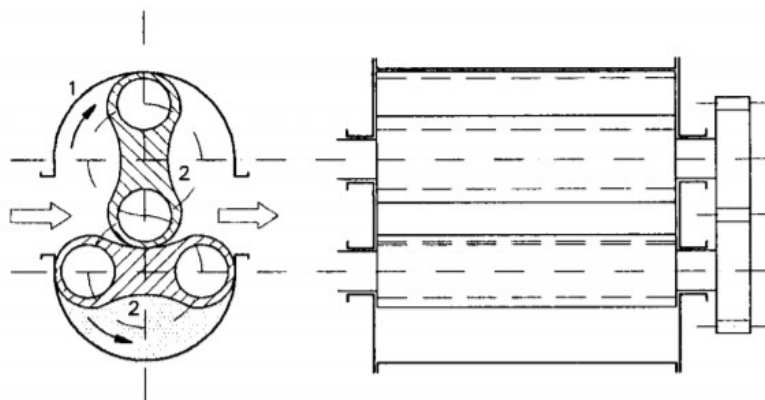
Klipni kompresori se koriste u velikim stacionarnim motorima. Po konstrukciji su slični 4-taktnim motorima. Uobičajeno je spojen direktno na koljenasto vratilo pa se vrti istom brzinom

kao i samo vratilo. Zbog velikih dimenzija, ne koristi se u osobnim automobilima. Izgled je prikazan na Slici 16. [9]



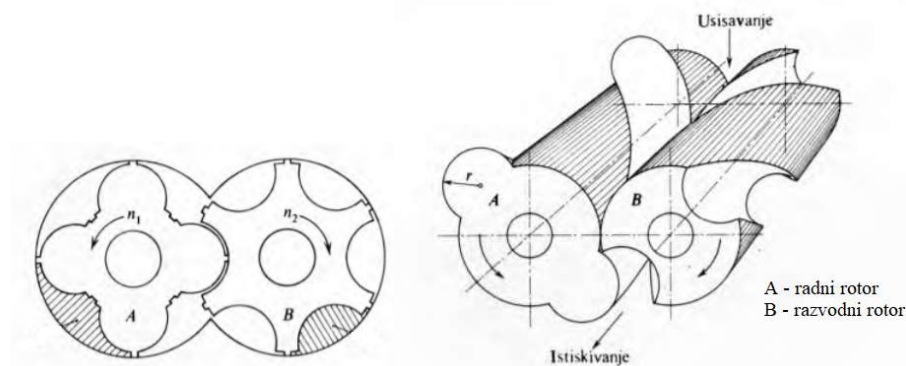
Slika 16. Klipni kompresor [10]

Rootov kompresor spada u skupinu dvorotornih kompresora. Konstruiran je za savladavanje malih kompresijskih omjera ( $p_2/p_1 = 1,5 - 1,7$ ), ali za srednje i velike usisne volumene. Rotori mogu biti različito oblikovani, ali uvijek moraju odvajati ulazni i izlazni prostor kućišta. Rotori se okreću sinkrono jedan prema drugom, najčešće pomoću para jednakih spregnutih zupčanika uz prijenosni omjer  $i = 1$ . [11] Efektivni stupanj djelovanja takvog kompresora iznosi  $\eta_{e,k} \approx 0,6$ . [2] Primjer Rootovog kompresora prikazan je na Slici 17.



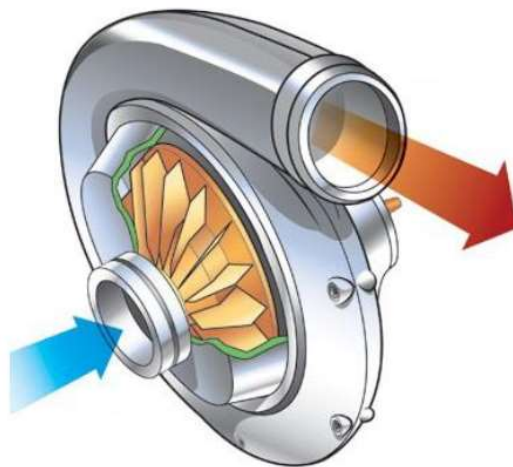
Slika 17. Rootov kompresor [2]

Vijčani kompresori razlikuju se od Rootovih u tome što su im izvodnice rotora uvijene u spiralu (vijak), a rotori imaju različite (komplementarne) profile presjeka. Vijčani rotori aksijalno potiskuju zrak te mu smanjuju volumen i povećavaju tlak. Radni rotor ima najviše 4 zuba, a razvodni obično 6 odgovarajućih žljebova, a oba imaju jednaki vanjski promjer. Ovi kompresori imaju iskoristivost  $\eta_{e,k} \approx 0,8$ , ali imaju i veću cijenu zbog potrebne veće točnosti izrade rotora. Omjer izlaznog i ulaznog tlaka je  $p_2/p_1 \approx 2$ . Na Slici 18. prikazan je izgled vijčanog kompresora. [2, 9, 11, 12]



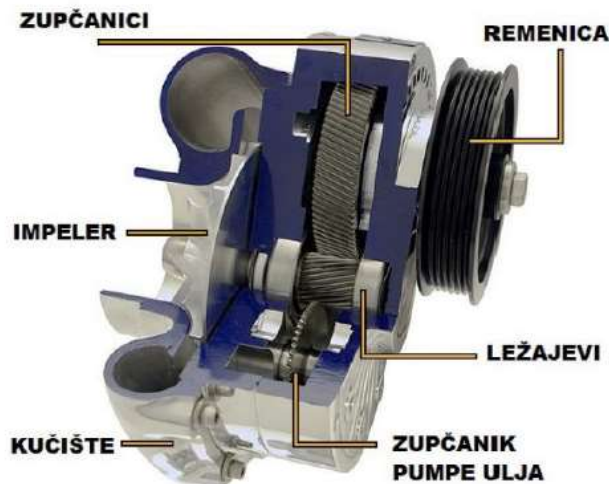
Slika 18. Vijčani kompresor [11]

Centrifugalni kompresori koriste centrifugalnu energiju za komprimiranje zraka. Snagu uzimaju s koljenastog vratila motora preko zupčanika ili remena. Impeler (rotor) kompresora vrti se velikom brzinom i uvlači svježi zrak u kućište. Zrak struji velikom brzinom i niskim tlakom kroz difuzor gdje mu se brzina smanjuje, a tlak povećava. Velika brzina vrtnje rotora postiže se prijenosnim mehanizmom s velikim prijenosnim omjerom. Centrifugalni kompresori su najefikasniji i najčešće upotrebljavani mehanički pogonjeni kompresori. Maleni su, lagani i mogu se pričvrstiti na prednji dio motora umjesto na vrh pa zauzimaju puno manje mjesta za ugradnju. Izgled centrifugalnog kompresora prikazan je na Slici 19. i Slici 20. [9, 12, 13]



Slika 19. Centrifugalni kompresor [9]

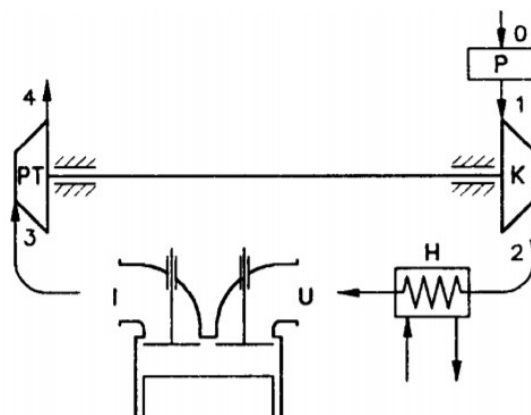




Slika 20. Presjek kućišta centrifugalnog kompresora [9]

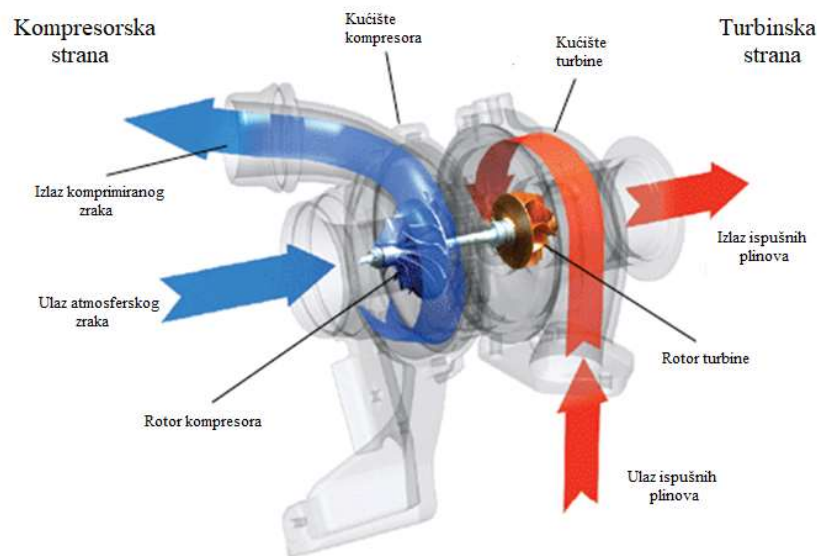
### 3.4.4. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove

Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove (turbonabijanje) je najčešći oblik nabijanja koji se primjenjuje kod cestovnih vozila. Cijena u odnosu na druga tehnička rješenja je manja zbog serijske proizvodnje, a relativno jednostavna konstrukcija postigla je zavidan nivo pouzdanosti. Zbog malog ugradbenog volumena, lako se smješta na motor. Turbopunjač se sastoji od dva osnovna dijela, kompresora i plinske turbine. Osnovni dio kompresora je rotor s lopaticama koji komprimira zrak, a pokretan je vratilom koji je spojen na rotor turbine. Rotori kompresora i turbine okreću se istim brojem okretaja. Ispušni plinovi nakon prolaska kroz turbinu idu dalje u ispušni sustav te nakon obrade u atmosferu dok komprimirani zrak prolazi kroz hladnjak i ulazi u cilindar. Shema turbonabijanja prikazana je na Slici 21. [2, 14]



Slika 21. Shema turbonabijanja. Oznake: H – hladnjak komprimiranog zraka, I – ispuh, K – kompresor, P – pročišćivač zraka, PT – plinska turbina, U – usis. [2]

Izgled turbopunjača prikazan je na Slici 22.

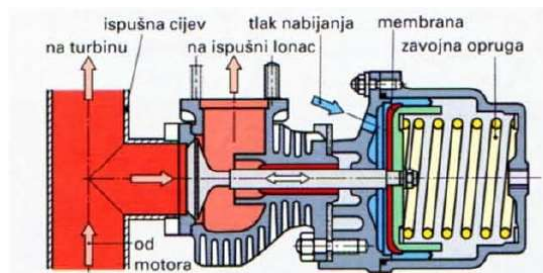


**Slika 22. Turbopunjač [15]**

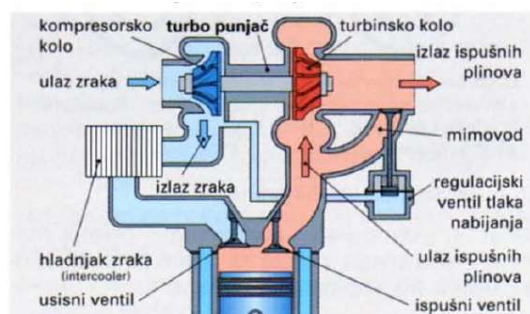
Izbor turbine vrlo je zahtjevan proces. Premala turbina daje visoke tlakove nabijanja pri nižim brzinama vrtnje, ali zagušuje motor pri višim brzinama vrtnje, dok kod primjene prevelike turbine dolazi do suprotnih efekata. Prevelike turbine izaziva pojavu poznatu pod nazivom turbo-rupa (eng. *Turbolag*). Manje turbine prema tome omogućuju dobro ubrzanje pri nižim brzinama vrtnje (dobar odziv) dok pri višim brzinama vrtnje daju manji moment. Veće turbine daju veći moment na višim brzinama vrtnje, ali im je ubrzanje na nižim brzinama vrtnje (odziv) slabije. Turbopunjači se biraju tako da i kod srednjih brzina vrtnje imaju dobar odziv, ali bi to kod visokih brzina vrtnje moglo dovesti do lomova elemenata turbopunjača. Kako se to ne bi dogodilo, vrši se regulacija tlaka nabijanja. To se ostvaruje primjenom regulacijskog ventila (eng. *Waste gate*) ili turbine s varijabilnom geometrijom. Također se regulacijom protoka radnog medija kroz turbinu, brzina vrtnje turbopunjača drži unutar dopuštenih vrijednosti. [1, 2]

Regulacijski ventil omogućava kontrolu tlaka nakon kompresora te u specifičnim uvjetima propušta određenu količinu ispušnih plinova direktno u ispuh tako da oni zaobilaze turbinu. Time se smanji protok ispušnih plinova kroz turbinu, odnosno smanji se njezina brzina vrtnje, a posljedično i brzina vrtnje kompresora te tlak nabijanja. Regulacija može biti mehaničko-pneumatska i elektronička. Mehaničko-pneumatska regulacija prikazana je na Slici 24. Kod takve regulacije tlak nabijanja djeluje na membranu upravljačkog ventila tlaka nabijanja (Slika

23.). Njemu se suprotstavlja sila u zavojnoj opruzi. Nakon što tlak preraste silu u opruzi, ventil se otvara te ispušni plinovi počinju strujati u ispušni sustav. [1]

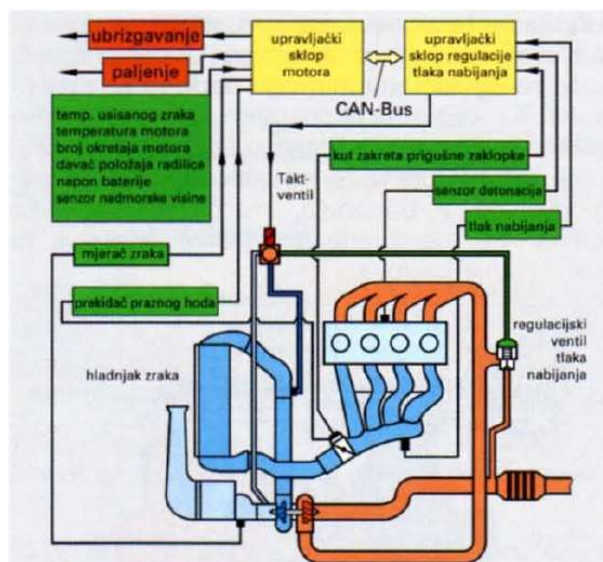


Slika 23. Regulacijski ventil tlaka nabijanja [1]



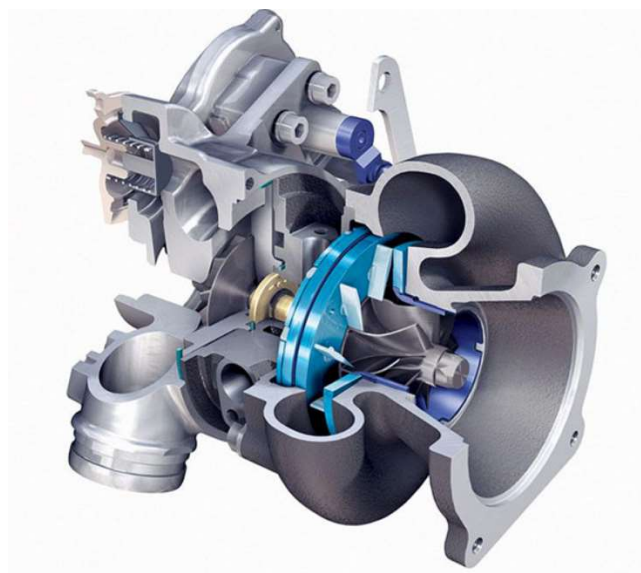
Slika 24. Mehaničko-pneumatska regulacija ventila [1]

Na Slici 25. prikazana je elektronička regulacija ventila. Kod takve regulacije upravljački sklop, koristeći određene parametre, izračunava optimalan tlak nabijanja te ga uspoređuje s tlakom nabijanja kojeg očitava senzor. Ovisno o razlici tih dvaju tlakova, upravljački sklop upravlja radom ventila. [1]

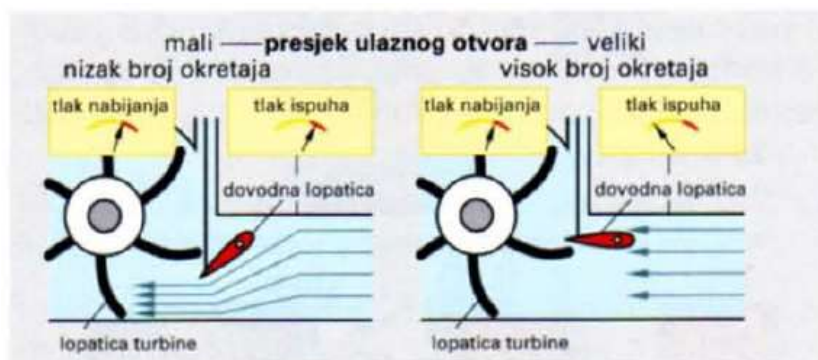


Slika 25. Elektronička regulacija tlaka nabijanja [1]

Turbopunjači s turbinom promjenjive geometrije (eng. *Variable geometry turbocharger - VGT*) omogućavaju optimalan rad turbopunjača u širokom rasponu brzine vrtnje. Kod ovih se izvedbi tlak zraka mijenja zakretanjem dovodnih lopatica. Kod niskih brojeva okretaja motora dovodne lopatice se postavljaju tako da sužavaju mlazni presjek. Time se postiže velika brzina strujanja ispušnih plinova koji djeluju po obodu kola te se povećava broj okretaja turbine i raste tlak nabijanja. Kod visokih brojeva okretaja dovodne lopatice oslobađaju veliki mlazni presjek da bi se mogla prihvatiti velika količina ispušnih plinova. Time se postiže potrebni tlak nabijanja, ali bez prekoračenja. Na Slici 26. prikazan je izgled turbopunjača promjenjive geometrije, a na Slici 27. prikazan je način postavljanja dovodnih lopatica tijekom rada. [1, 16]



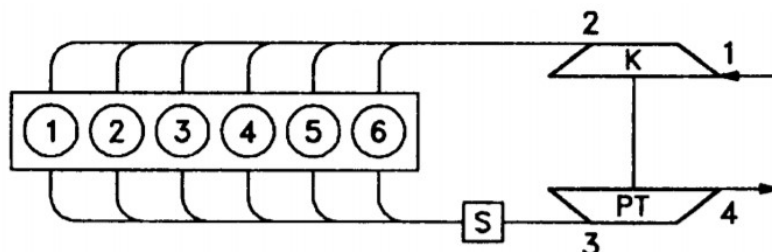
Slika 26. Turbopunjač varijabilne geometrije [16]



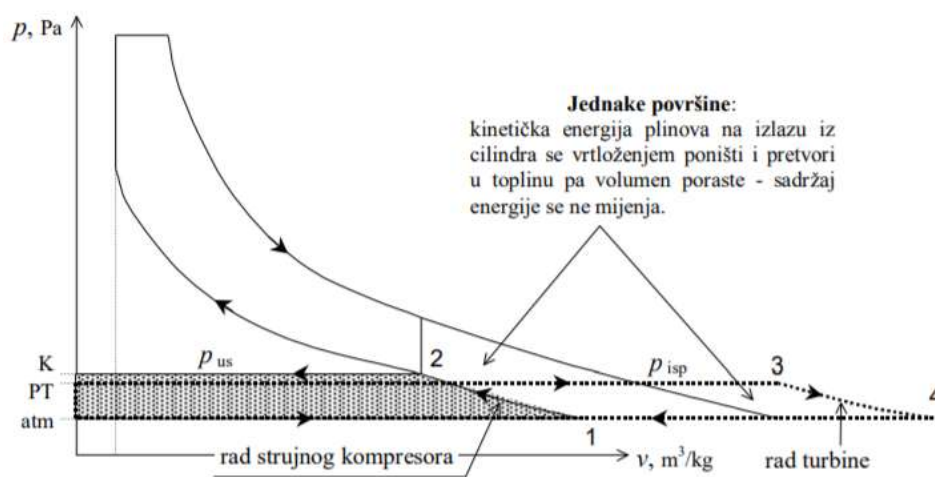
Slika 27. Postavljanje dovodnih lopatica [1]

Turbonabijanje se može podijeliti dalje na turbonabijanje statičkim tlakom i na ono s dinamičkim tlakom. Kod turbonabijanja statičkim tlakom koristi se konstantni tlak ispušnih plinova. Sve ispušne cijevi spojene su na zajedničku cijev većeg volumena (sabirnik – S) u

kojoj se smiruju impulsi tlaka od pojedinih cilindara te se osigurava da plin dolazi u turbinu s konstantnim tlakom. Poželjno je da je tlak ispred turbine nešto niži od tlaka nabijanja. Kod ovog načina nabijanja, rad turbine veći je od rada kompresora, a razlika se troši na prekrivanje gubitaka u turbopunjaču. Turbonabijanje statičkim tlakom prikazano je na Slici 28., a na Slici 29. ista stvar prikazana je u  $(p, V)$  dijagramu. [2]



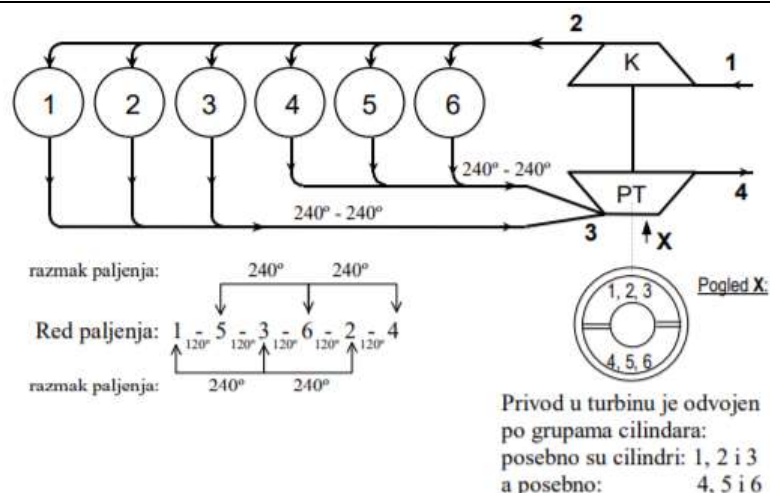
Slika 28. Turbonabijanje statičkim tlakom [2]



Slika 29. Turbonabijanje statičkim tlakom u  $(p, v)$  dijagramu [2]

Turbonabijanje dinamičkim tlakom (Slika 30.) koristi impulse tlaka ispušnih plinova. Važna činjenica za ovu vrstu nabijanja je da na kraju ekspanzije tlak u cilindru ima relativno veliku vrijednost te prilikom otvaranja ispušnih ventila dolazi do porasta tlaka u ispušnoj cijevi. U ovom slučaju, ispušni plinovi se vode do turbine odvojenim cijevima tako da impuls tlaka jednog cilindra ne ometa ispiranje drugog. Na jednu cijev smiju biti priključene ispušne cijevi najviše tri cilindra s jednakim razmakom paljenja kako se trenutak otvaranja ispušnog ventila jednog cilindra ne bi poklopio s trenutkom ispiranja drugog. [2]

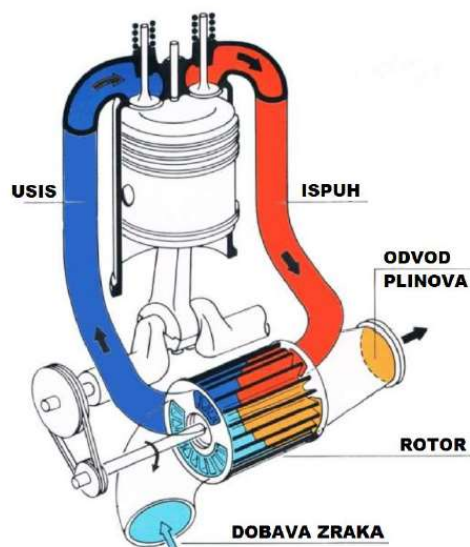




Slika 30. Turbonabijanje dinamičkim tlakom [2]

### 3.4.5. Compres-nabijanje

Ova vrsta nabijanja koristi pulsirajuće tlačne valove ispušnih plinova kako bi komprimirali zrak na usisu. Rotor uređaja podijeljen je u više ćelija koji su raspoređene po čitavom volumenu. Kao kod turbopunjača, rotor i kućište nisu međusobno povezani, ali razmak između ova dva elementa je minimalan zbog sprječavanja gubitka tlaka nabijanja. Pravilnom konstrukcijom sprječava se miješanje ispušnih plinova s čistim zrakom iako ta dva medija nisu fizički odvojena. Koljenasto vratilo motora pogoni rotor pomoću sinkroniziranog remena. Rotor se vrti pet do šest puta većom brzinom od koljenastog vratila. Snaga oduzeta motoru koristi se samo za prekrivanje mehaničkih gubitaka što znači da se za komprimiranje zraka ne koristi snaga motora. Prema tome, ovaj način nabijanja se ne može svrstati u mehanički pogonjene kompresore. Snaga za komprimiranje zraka dobiva se pomoću tlačnih valova ispušnih plinova. Tijekom svakog okretaja bubnja (rotora), jedan kraj svake ćelije prolazi pokraj otvora za dovod vrućih produkata izgaranja. Tako određeni volumen ispušnih plinova prolazi kroz ćeliju i komprimira svježi zrak koji se već nalazi u ćeliji. Daljnjom se rotacijom otvara prolaz na drugom kraju i nabijeni zrak se giba do ispušnog ventila. Kada se taj prolaz zatvori, generira se kompresijski val koji se odbija natrag i istiskuje iskorištene vruće plinove. Istiskivanjem tih plinova i daljnjom rotacijom bubnja stvara se podtlačni val koji putuje do druge strane ćelije i otvara prolaz kroz koji počinje punjenje svježim atmosferskim tlakom. Nakon toga proces se dalje ponavlja. Ovakva vrsta nabijanja upotrebljava se većinom u Dieselovim motorima. Također, omogućava smanjenje emisije  $\text{NO}_x$ -a zbog mogućnosti recirkulacije ispušnih plinova. Na Slici 31. prikazan je izgled i način funkcioniranja Compres-nabijanja. [9, 17]

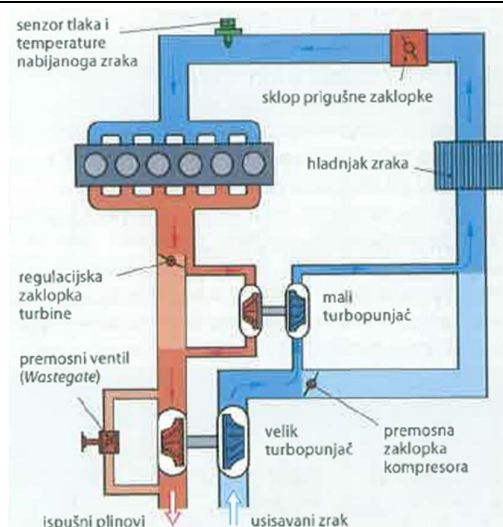


Slika 31. Comprex-nabijanje [9]

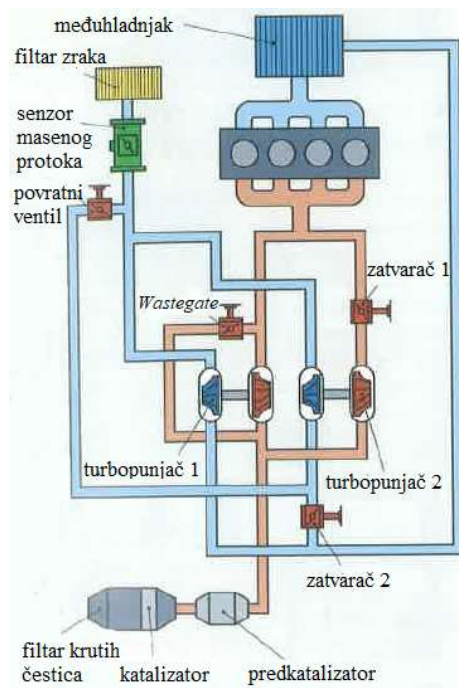
### 3.4.6. Kombinirano nabijanje

Kako bi ostvarili bolju učinkovitost i veću snagu tijekom većeg područja rada koristi se kombinirano nabijanje. Nastoji se iskoristiti najbolje od svakog pojedinog načina nabijanja. Kao što je već spomenuto, postoje razne kombinacije nabijanja. Najčešće se upotrebljavaju kombinacije rezonantnog nabijanja i turbopunjača, turbokompresora i turbopunjača te dva turbopunjača.

U sustavu s dva turbopunjača, oni mogu biti spojeni serijski s turbopunjačima različitih veličina (eng. *Twin-Turbo*) ili paralelno s turbopunjačima istih veličina (eng. *Bi-Turbo*). Kod serijski spojenih turbopunjača, veći turbopunjač povećava stupanj punjenja pri većim brzinama vrtnje, dok manji turbopunjač osigurava istu stvar pri manjim brzinama vrtnje. Kod paralelno spojenih turbopunjača, pri niskim brzinama vrtnje radi samo jedan turbopunjač dok se drugi uključuje po potrebi. Kod većih brzina vrtnje rade oba turbopunjača. Uključivanje drugog turbopunjača se izvršava pomoću pneumatski aktiviranih ventila gdje se iskorištava podtlak kojeg daje vakuumska pumpa. Serijski spojeni turbopunjači prikazani su na Slici 32., dok su paralelno spojeni prikazani na Slici 33. [9, 18]



Slika 32. Dvostupanjsko nabijanje sa serijskim spojem turbopunjača (eng. *Twin-Turbo*) [19]

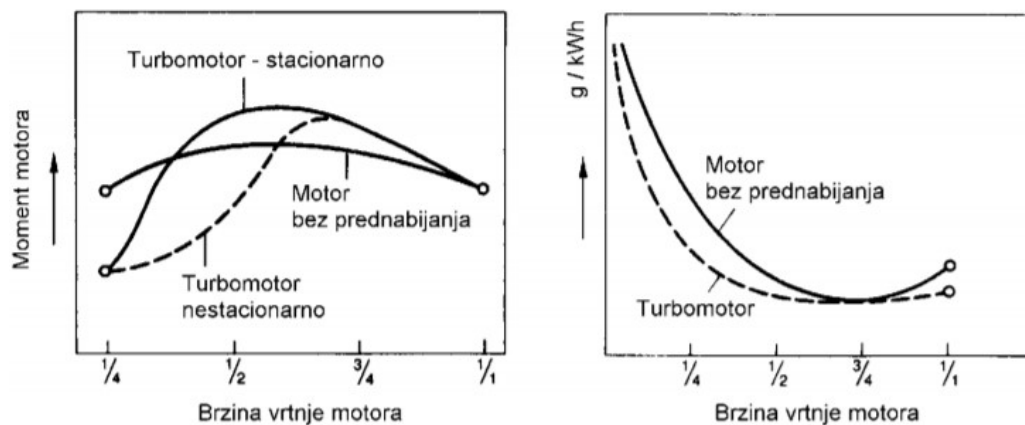


Slika 33. Dvostupanjsko nabijanje s paralelnim spojem turbopunjača (eng. *Bi-Turbo*) [19]

### 3.4.7. Usporedba motora sa i bez nabijanja

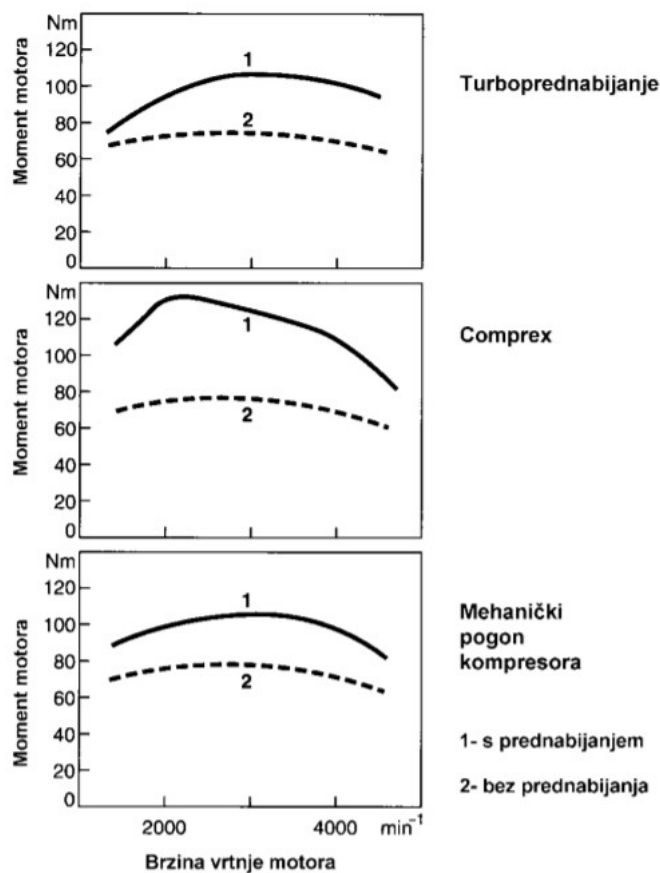
Turbonabijanje je jednostavno, jeftino i pouzdano. Jedan od glavnih nedostataka je što ima veliku tromost, a to posebno dolazi do izražaja u nestacionarnom stanju kao što je npr. ubrzanje vozila. U tom trenutku snaga vozila i moment su znatno manji što možemo primijetiti na Slici 34. [2]





Slika 34. Usporedba motora u stacionarnom i nestacionarnom radu [2]

Usporedba motora sa i bez nabijanja prikazana je na Slici 35. uz upotrebu različitih načina nabijanja. Comprex ima najpogodniji moment za pogon vozila i zanemarivo malu tromost. Međutim, njegov ugradbeni volumen je znatno veći, a i cijena mu više nego dvostruko veća. [2]



Slika 35. Usporedba motora sa i bez nabijanja uz različite vrste nabijanja [2]

## 4. PRORAČUNSKI MODELI

### 4.1. Primjena računalnih simulacija u programu AVL BOOST™ [20]

U današnje vrijeme simulacije se primjenjuju u svim fazama razvoja motornih vozila. Kako bi se zadovoljili zahtjevi korisnika poput smanjenja potrošnje goriva, povećanja snage, niske cijene i visoke pouzdanosti te zahtjevi zakonodavaca u vidu smanjenja emisija ispušnih plinova, računalne simulacije omogućavaju predviđanje ponašanja vozila i identifikaciju ključnih parametara već u ranoj fazi razvoja. Prednosti u odnosu na ostale metode razvoja poput metode pokušaja i pogreške te eksperimentalnih metoda je mogućnost predviđanja određenih rezultata bez izrade skupih modela te znatna ušteda vremena. Prema vrsti proračuna razlikujemo sljedeće simulacije:

- MKE – metoda konačnih elemenata,
- CFD – računalna dinamika fluida,
- rane metode rješavanja sustava diferencijalnih jednadžbi (dinamika),
- termodinamički procesi (0D–CFD).

Modeli korišteni u ovom radu napravljeni su u računalnom programu AVL BOOST™. Proračun u tom programu temelji se na jednodimenzionalnoj (1D) metodi konačnih volumena za strujanje fluida kroz cijev i termodinamičkim proračunima (0D) procesa izgaranja u cilindru. Prema broju zona razlikujemo jednozonske i višezonske termodinamičke proračune izgaranja. U ovom radu na oba modela primijenjen je dvozonski proračun izgaranja.

### 4.2. Dvozonski Vibeov model izgaranja

Kod ovog modela izgaranja domena cilindra podijeljena je na dvije zone (volumena). To su izgorjela zona i neizgorjela zona. Ne koristi se pretpostavka da izgorjela i neizgorjela zona ima istu temperaturu kao što je to slučaj kod jednozonskog Vibeovog modela. U ovom slučaju za svaku zonu pojedinačno postavljen je 1. stavak termodinamike, a suma pojedinačnih volumena mora dati ukupan volumen cilindra. Brzina oslobađanja topline tijekom izgaranja  $\frac{dQ_F}{d\alpha}$  definirana je prema izrazu:

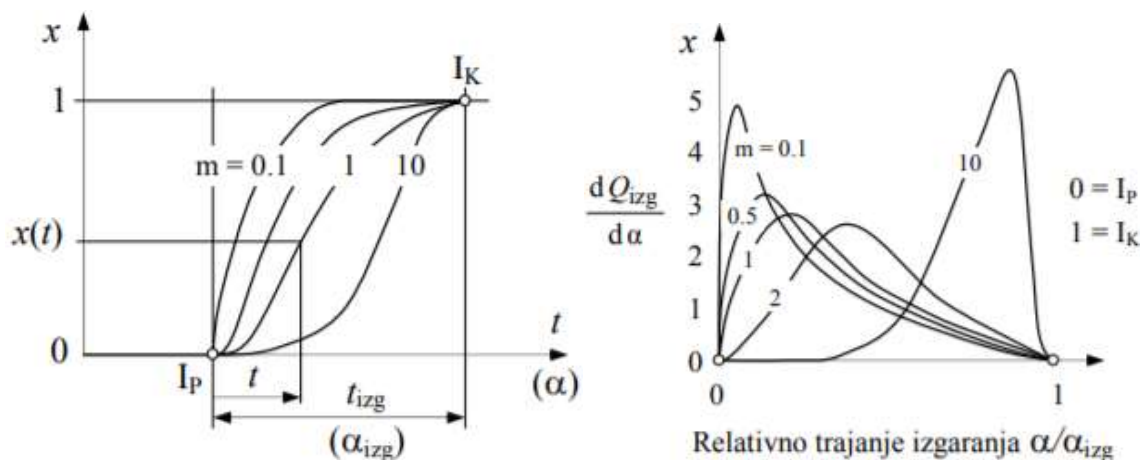
$$\frac{dQ_F}{d\alpha} = H_d \cdot m_{G,proc} \cdot \frac{dx}{d\alpha} \left[ \frac{J}{^{\circ}KV} \right], \quad (8)$$

gdje je  $H_d$  donja ogrjevna vrijednost goriva, a  $m_{G,proc}$  ukupna masa goriva u cilindru po procesu. [2, 21]

Utrošak mase goriva tijekom izgaranja opisuje se Vibeovom funkcijom  $x$ . Ona prikazuje udio mase goriva izgorjelog od početka izgaranja do trenutka promatranja:

$$x(t) = \frac{m_G(t)}{m_{G,proc}} = 1 - e^{-C \left(\frac{t}{t_{izg}}\right)^{m+1}}, \quad (9)$$

gdje je  $m_G(t)$  masa goriva koje je izgorjelo od početka izgaranja ( $t = 0$ ) do promatranog trenutka  $t$ ,  $m_{G,proc}$  ukupna masa goriva u cilindru po procesu,  $C$  konstanta određena na temelju definiranog kraja izgaranja,  $t$  vrijeme koje je proteklo od početka izgaranja (točka  $I_p$  na Slici 36.) do promatranog trenutka,  $t_{izg}$  ukupno vrijeme trajanja izgaranja (od  $I_p$  do  $I_k$ ) dok je  $m$  Vibeova značajka izgaranja. [2]



Slika 36. Vibeova funkcija  $x$  (lijevo) i zakon oslobađanja topline (desno) za razne vrijednosti značajke izgaranja  $m$  [2]

Za kraj izgaranja uzima se točka u kojoj izgori 99,9% goriva  $m_{G,proc}$  u cilindru pa se konstanta  $C$  dobiva prema:

$$C = \ln\left(1 - x(t_{izg})\right) = \ln(1 - 0,999) = -6,908. \quad (10)$$

Uvrštavanjem izraza (10) u izraz (9) te izražavanjem vremena  $t$  pomoću kuta zakreta koljenastog vratila  $\alpha$  dobivamo Vibeovu funkciju:

$$x(t) = x(\alpha) = \frac{m_G(t)}{m_{G,proc}} = \frac{Q(t)}{Q_{izg}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{t}{t_{izg}}\right)^{m+1}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\alpha}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}}. \quad (11)$$

Prednost primjene Vibeove funkcije je jednostavno i brzo računanje brzine oslobađanja topline te činjenica da korisnik treba unijeti samo dvije varijable ( $\alpha_{izg}$ ,  $m$ ). Nedostatak je u tome što je brzina oslobađanja topline neovisna o geometriji prostora izgaranja, polju strujanja u cilindru te vrsti primjenjivanog goriva. [20] U ovom radu za oba proračunska modela značajka  $m$  kod  $1500 \text{ min}^{-1}$  iznosi 2,3, a kod  $5000 \text{ min}^{-1}$  1,9. Duljina izgaranja modela konvencionalnog motora

iznosi 65° zakreta koljenastog vratila, a motora s prednabijanjem 60° zakreta koljenastog vratila.

### **4.3. Značajke motora korištenih u simulacijama**

U ovom radu uspoređivana su dva motora. Oba motora su Ottova i proizvedena su od strane Forda. Jedan motor je bez prednabijanja i njega možemo zvati konvencionalnim motorom dok drugi motor ima smanjeni radni volumen i koristi prednabijanje. Odabrani konvencionalni motor je 1.6 16V Duratec koji se ugrađivao u Ford Focus (2004.-2011.), Ford Fiestu (2002.-2008.) i Ford C-MAX (2003.-2010.). Osnovni podatci o tom motoru dani su u Tablici 1., a njegov izgled prikazan je na Slici 37. Kod tog motora primjenjuje se ubrizgavanje goriva u usisnu cijev. Odabrani motor smanjenog radnog volumena s prednabijanjem je Fordov trocilindarski 1.0 GTDI EcoBoost. Kod tog motora osim prednabijanja, primijenjeno je direktno ubrizgavanje goriva i varijabilno upravljanje ventilima. Snaga ova dva motora približno je jednaka kako bi njihovo uspoređivanje bilo moguće. Ovo je novi motor koji se od 2011. godine ugrađuje u Ford Focus, Fiestu, C-MAX i B-MAX. Izgled motora prikazan je na Slici 38., a osnovni podatci o njemu dani su u Tablici 2.



**Slika 37. Motor 1.6 16V Duratec [22]**



Slika 38. Motor 1.0 GTDI EcoBoost [23]

Tablica 1. Osnovni podatci o motoru 1.6 16V Duratec

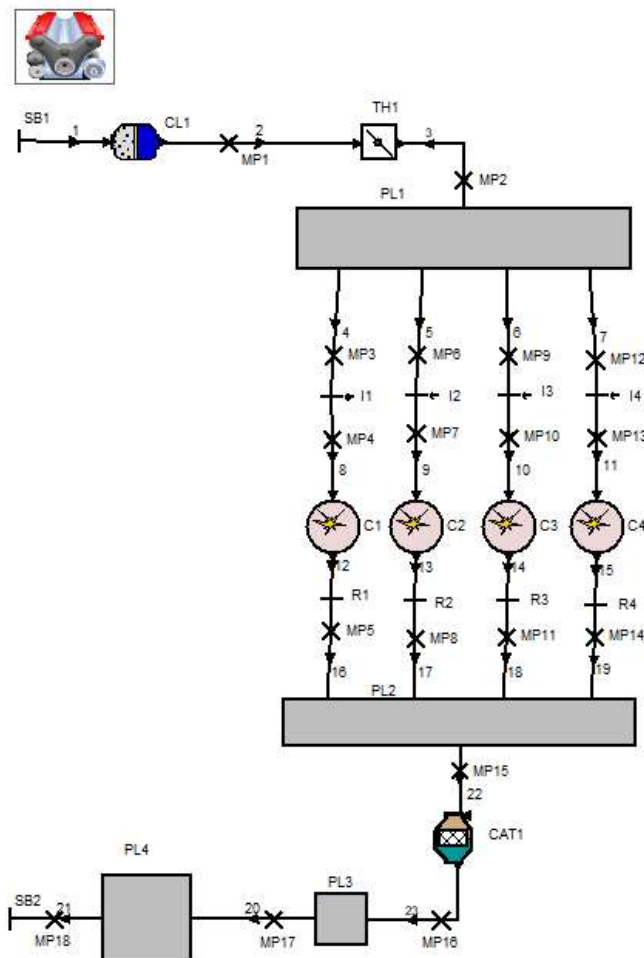
VELIČINA	OZNAKA	VRIJEDNOST	MJERNA JEDINICA
Radni volumen	$V_H$	1596	cm <sup>3</sup>
Broj taktova	$T$	4	[-]
Broj cilindara	$z$	4	[-]
Broj ventila po cilindru	$nv$	4	[-]
Hod klipa	$H$	81,4	mm
Promjer klipa	$D$	79,0	mm
Kompresijski omjer	$\varepsilon$	11:1	[-]
Duljina klipnjače	$l$	137	mm
Promjer usisnog ventila	$d_{v,u}$	30	mm
Promjer ispušnog ventila	$d_{v,i}$	24	mm
Maksimalna efektivna snaga	$P_e$	74 pri 5500 min <sup>-1</sup>	kW
Maksimalni efektivni moment	$M_e$	150 pri 4000 min <sup>-1</sup>	Nm

Tablica 2. Osnovni podatci o motoru 1.0 GTDI EcoBoost

VELIČINA	OZNAKA	VRIJEDNOST	MJERNA JEDINICA
Radni volumen	$V_H$	999	cm <sup>3</sup>
Broj taktova	$T$	4	[-]
Broj cilindara	$z$	3	[-]
Broj ventila po cilindru	$n_v$	4	[-]
Hod klipa	$H$	82	mm
Promjer klipa	$D$	71,9	mm
Kompresijski omjer	$\varepsilon$	10:1	[-]
Duljina klipnjače	$l$	137	mm
Promjer usisnog ventila	$d_{v,u}$	27,1	mm
Promjer ispušnog ventila	$d_{v,i}$	23,1	mm
Maksimalna efektivna snaga	$P_e$	92 pri 6000 min <sup>-1</sup>	kW
Maksimalni efektivni moment	$M_e$	170 od 1400 min <sup>-1</sup> do 4500 min <sup>-1</sup>	Nm

#### 4.4. Proračunski model konvencionalnog motora

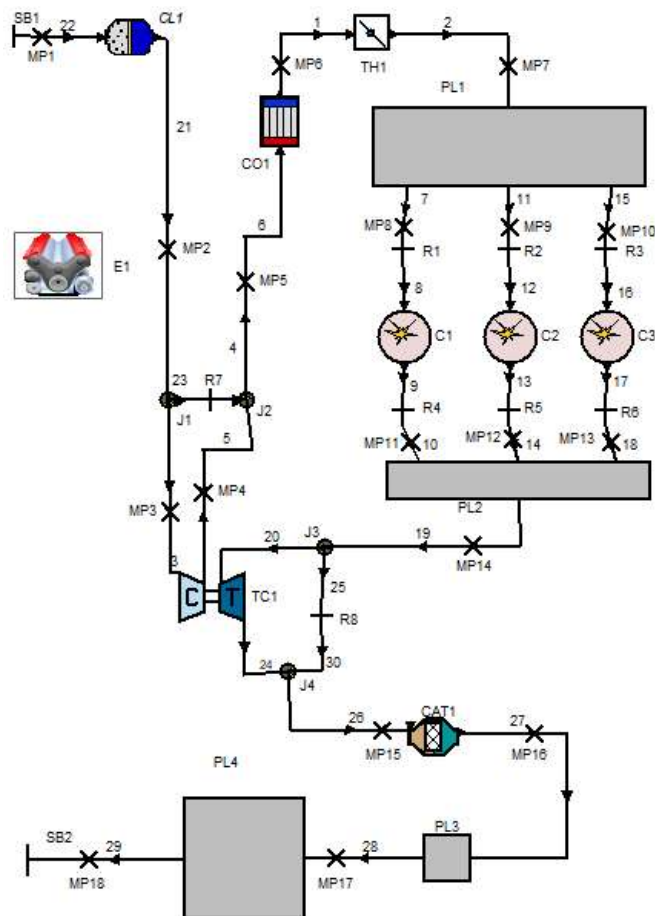
Na Slici 39. prikazan je model konvencionalnog motora izrađen u programu AVL BOOST™. Motor ima 4 cilindra, ubrizgavanje se vrši u usisnu cijev, a snaga se regulira zaklopkom. Ostatak sheme modeliran je prema podacima proizvođača. Model motora sadrži filter zraka (CL), zaklopku (TH), usisnu granu (PL1), injektore u cijev (I), cilindre (C), restriktore (R), ispušnu granu (PL2), katalizator (CAT), prigušivače zvuka (PL3, PL4) te cijevi (1-23). Rubnim uvjetima su određeni tlak, temperatura i sastav smjese u usisnoj cijevi.



Slika 39. Proračunski model konvencionalnog motora

#### 4.5. Proračunski model motora sa smanjenim radnim volumenom

Na Slici 40. prikazan je proračunski model motora sa smanjenim radnim volumenom. Ovaj motor ima tri cilindra, direktno ubrizgavanje goriva, varijabilno upravljanje ventilima i nabijanje. U programu AVL BOOST™ imamo tri mogućnosti modeliranja turbopunjača. Opcije su nam pojednostavljeni model, potpuni model i potpuni model uz korištenje alata za izradu mape turbine i kompresora. U ovom slučaju odabran je pojednostavljeni model. Kod njega se zadaje iskoristivost kompresora, iskoristivost turbine, mehanička iskoristivost turbopunjača, referentni uvjeti i omjer tlakova. U odnosu na shemu konvencionalnog motora ovdje dodatno imamo turbopunjač (TC), spojeve (J) i međuhladnjak (CO) dok više nema injektora jer je sada ubrizgavanje goriva direktno.



Slika 40. Proračunski model motora smanjenog radnog volumena

#### 4.6. Modeliranje zaklopke

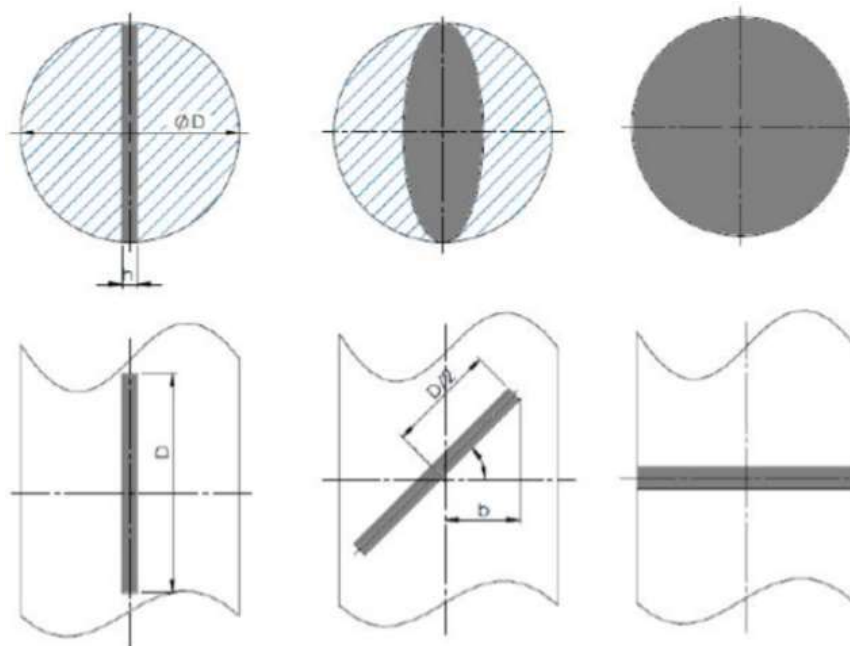
Pošto oba motora posjeduju zaklopku, u ovom dijelu bit će opisan način definiranja koeficijenta protoka. U slučaju kad je zaklopka potpuno otvorena (puno opterećenje), njezina debljina sprječava maksimalan protok radnog medija. Kako se zaklopka zatvara, tako otpor strujanju postaje veći. Iz tog razloga razlikujemo geometrijsku površinu strujanja i efektivnu površinu strujanja. Ove dvije površine međusobno su povezane preko koeficijenta protoka prema izrazu:

$$A_{eff} = c_D \cdot A_{geom}, \quad (12)$$

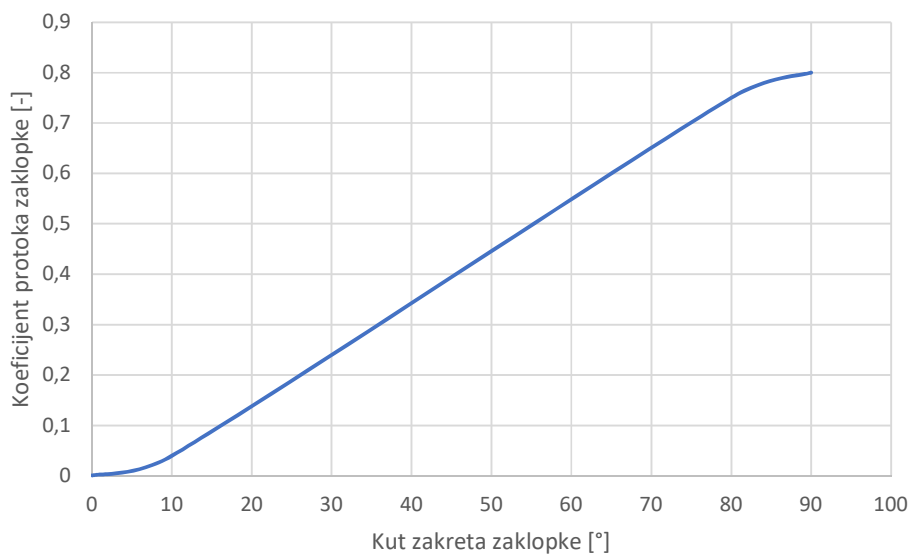
gdje je  $A_{eff}$  efektivna površina zaklopke,  $c_D$  koeficijent protoka, a  $A_{geom}$  geometrijska (stvarna) površina zaklopke. Koeficijent protoka ovisi o kutu otvorenosti zaklopke  $\alpha_Z$ . Kod manjih kutova vrijednost koeficijenta protoka je manja, odnosno efektivna površina zaklopke je bliže vrijednosti geometrijske površine. Zbog olakšanja proračuna, u simulacijskom programu zadaje se vrijednost koeficijenta protoka ovisno o kutu otvorenosti zaklopke i



promjer zaklopke, a program ostalo izračunava sam. Vrijednost koeficijenta protoka je između nula i jedan. Na Slici 41. prikazana je rotacija zaklopke od potpuno otvorene do potpuno zatvorene, a na Slici 42. prikazana je vrijednost koeficijenta protoka ovisno o kutu otvorenosti zaklopke.



**Slika 41. Rotacija zaklopke od potpuno otvorene do potpuno zatvorene [24]**



**Slika 42. Koeficijent protoka zaklopke**

#### 4.7. Model prijelaza topline u cilindru [21]

Prijelaz topline na stijenke prostora izgaranja odnosno na glavu cilindra, košuljicu cilindra i čelo klipa opisan je sljedećim izrazom:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}), \quad (13)$$

gdje je  $Q_{wi}$  količina topline koja je predana stijenkama cilindra i klipa,  $A_i$  površina glave cilindra, košuljice i čela klipa,  $T_c$  temperatura produkata izgaranja u cilindru, a  $T_{wi}$  temperatura stijenke glave cilindra, košuljice i čela klipa. U ovom radu korišten je poboljšani Woschni model objavljen 1990. godine koji omogućava preciznije predviđanje prijelaza topline kod djelomičnog opterećenja. Korisnik unosi podatke o površinama i temperaturama stijenki, a koeficijent prijelaza topline izračunava se u programu.

#### 4.8. Model detonantnog izgaranja

U daljnjem radu će za određene radne točke biti potrebno optimizirati motor tako da potrošnja goriva bude minimalna, a da vrijednost oktanskog broja ne prijeđe 95. Vrijednost oktanskog broja uzeta je kao referentna vrijednost koju sadrže goriva na benzinskim postajama. Razlog zbog kojeg vrijednost oktanskog broja ne smije prijeći 95 je zbog pojave detonantnog izgaranja. Ono može u vrlo kratkom roku uništiti motor. U programu se vrijednost oktanskog broja izračunava prema izrazu:

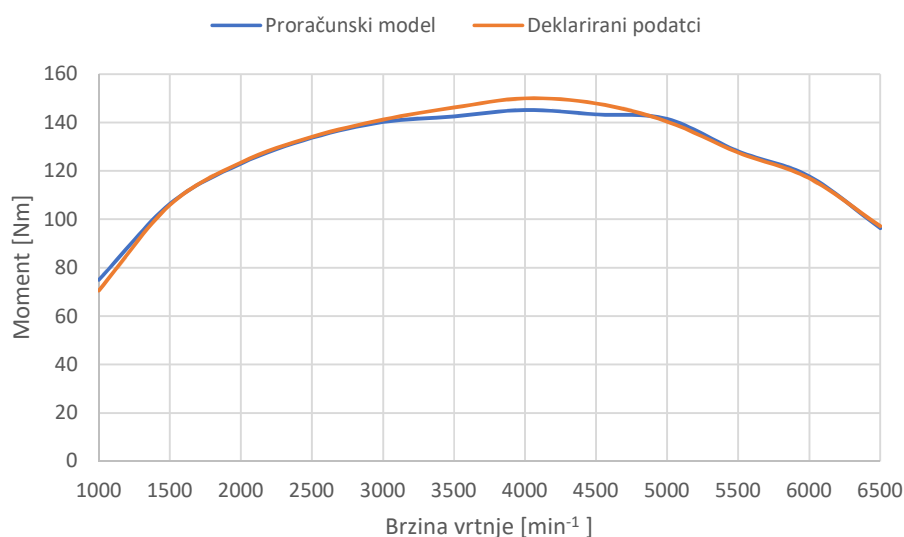
$$OB = 100 \cdot \left( \frac{1}{A} \cdot \int_{t_{SOC}}^{t_{85\%MBF}} \left[ \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^n \cdot \exp \left( -\frac{B}{T_{UBZ}} \right) \right] dt \right)^{\frac{1}{a}}. \quad (13)$$

Vrijednosti konstanti  $A$  i  $B$  te eksponenata  $a$  i  $n$  uzete su prema prijedlogu programa. [21]

## 5. PLAN RADA

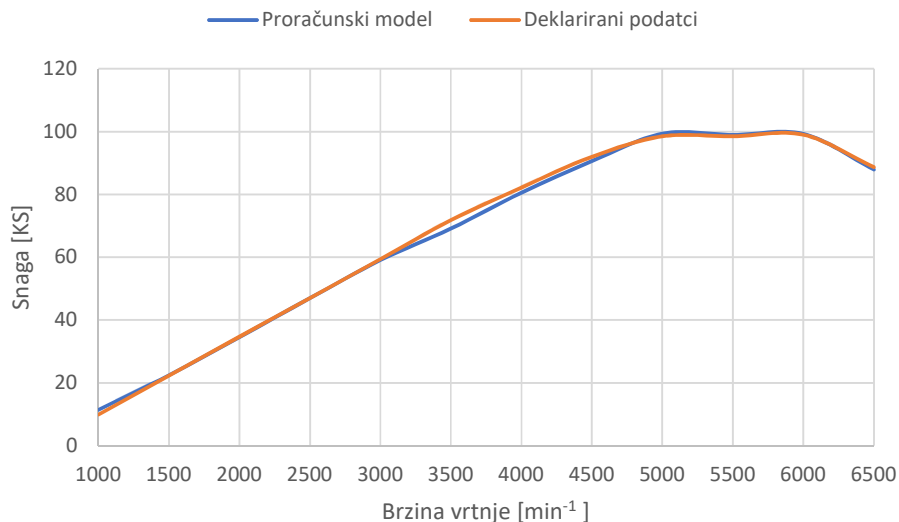
### 5.1. Kalibracija modela konvencionalnog motora

Model konvencionalnog motora prikazan je na Slici 39. Nakon pronalaska podataka o modelu i izrade u programu, provedena je njegova kalibracija. Kako bi ispitivanja bila valjana, model je podešen da daje približne rezultate onima objavljenim od strane proizvođača. Podešavanje modela odnosilo se na podešavanje duljine cijevi, trenutka početka izgaranja, duljine trajanja izgaranja te podešavanje krivulje podizanja ventila. Usporedba dijagrama momenta dobivenog proračunom i onog deklariranog od strane proizvođača prikazana je na Slici 43.



**Slika 43. Usporedba momenta dobivenog proračunom s momentom deklariranim od strane proizvođača**

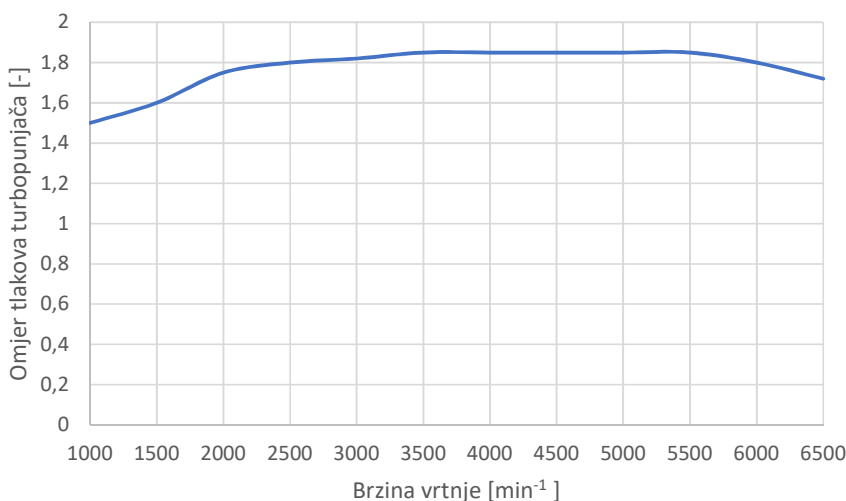
Prema Slici 43. vidi se da je poklapanje momenta vrlo dobro. Na Slici 44. prikazana je usporedba snage dobivene proračunskim modelom i snage deklarirane od strane proizvođača. I kod dijagrama snage uočava se vrlo dobro poklapanje rezultata i deklariranih podataka. Prema tome zaključuje se da je kalibracija modela dobro provedena i s tim modelom ide se u daljnji proračun.



**Slika 44. Usporedba snage dobivene proračunom sa snagom deklariranom od strane proizvođača**

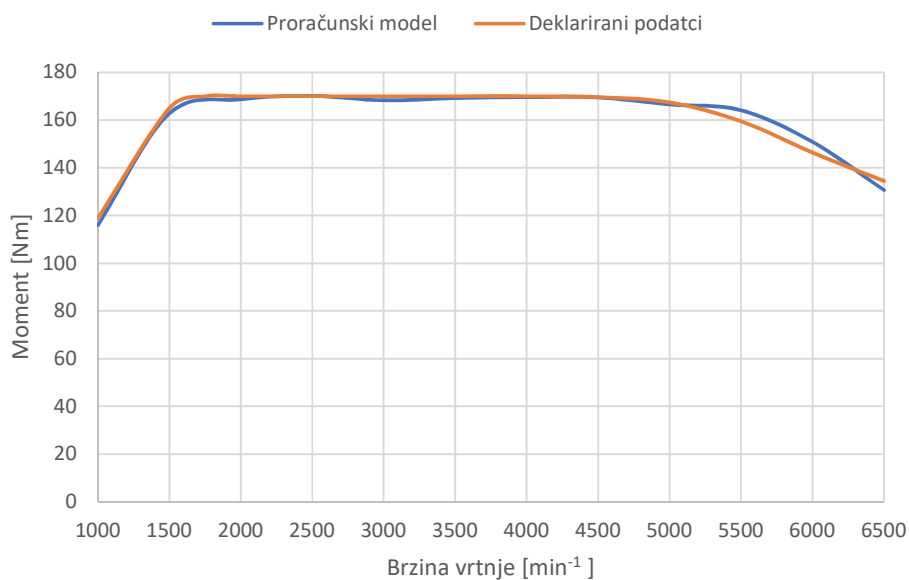
## 5.2. Kalibracija modela motora smanjenog radnog volumena

Izgled modela motora smanjenog radnog volumena prikazan je na Slici 40. Kod ovog modela također se nastojalo postići poklapanje snage i momenta s podacima objavljenim od strane proizvođača. Kako bi se to postiglo, podešavane su vrijednosti duljina cijevi, trenutka početka izgaranja, duljina trajanja izgaranja, krivulja podizanja ventila te vrijednosti omjera tlakova prije i poslije turbopunjača. Vrijednosti omjera tlakova turbopunjača ovisno o brzini vrtnje pri punom opterećenju prikazane su na Slici 45.

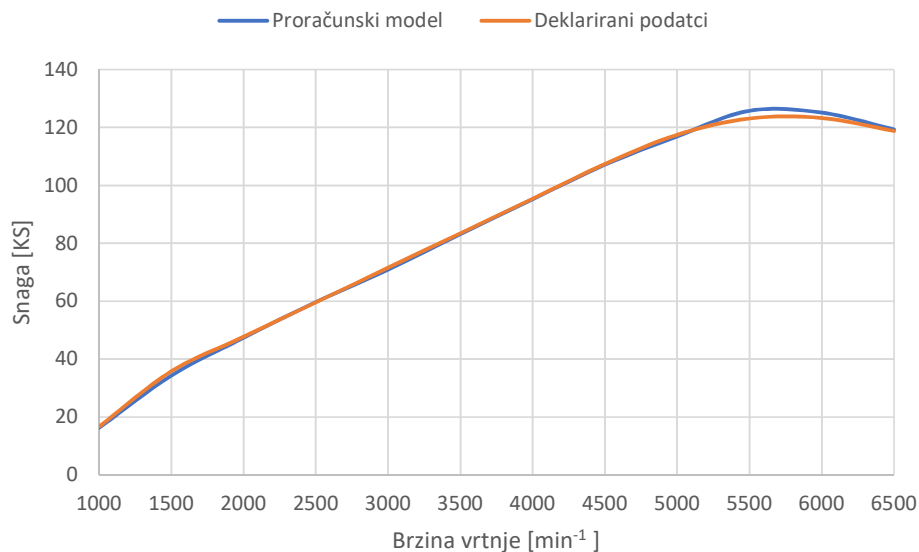


**Slika 45. Omjer tlakova turbopunjača ovisno o brzini vrtnje**

Usporedbe krivulja momenta i snage proračunskog modela s onima dobivenim od strane proizvođača prikazane su na Slici 46. i Slici 47. Na oba dijagrama može se primijetiti vrlo dobro poklapanje što znači da je kalibracija modela dobro napravljena i s ovim modelom ide se u daljnji proračun.



**Slika 46. Usporedba momenta dobivenog proračunom s momentom deklariranim od strane proizvođača**



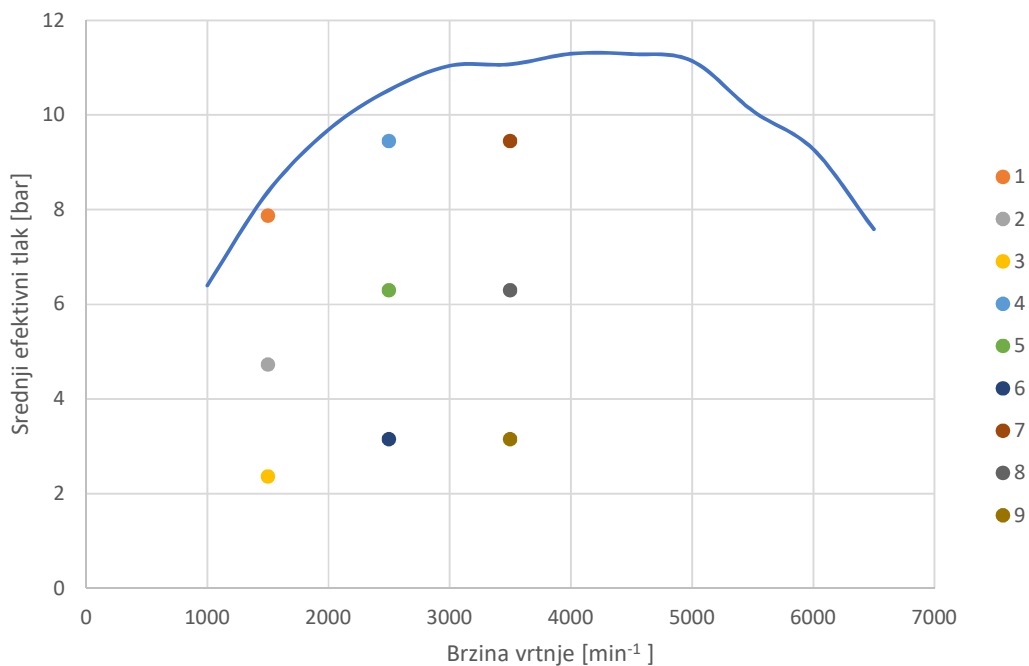
**Slika 47. Usporedba snage dobivene proračunom sa snagom deklariranom od strane proizvođača**

### 5.3. Određivanje radnih točaka za ispitivanje motora

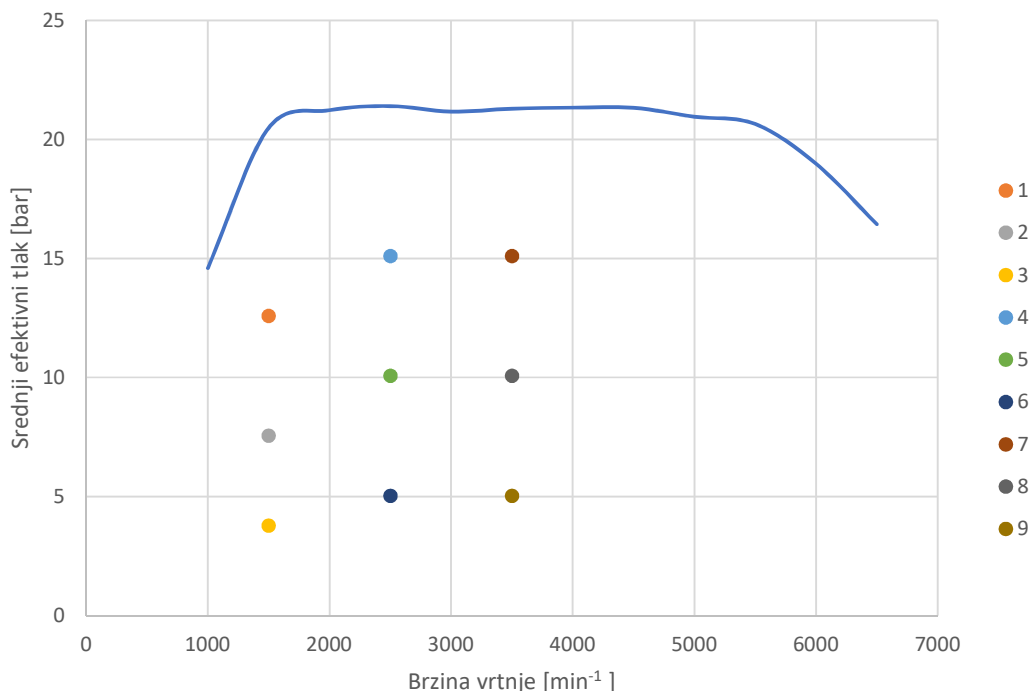
Cilj ovog rada je usporediti konvencionalni motor i motor sa smanjenim radnim volumenom. Kako bi to bilo moguće potrebno je odrediti radne točke za koje će ispitivanje biti provedeno. Odabrano je devet radnih točaka koje su prikazane u Tablici 3., a na Slici 48. i Slici 49. prikazan je položaj tih točaka u mapi motora.

Tablica 3. Radne točke

Radna točka	Brzina vrtnje [ $\text{min}^{-1}$ ]	Moment [Nm]
1	1500	100
2	1500	60
3	1500	30
4	2500	120
5	2500	80
6	2500	40
7	3500	120
8	3500	80
9	3500	40



Slika 48. Prikaz radnih točaka za konvencionalni motor



**Slika 49. Prikaz radnih točaka za motor sa smanjenim radnim volumenom**

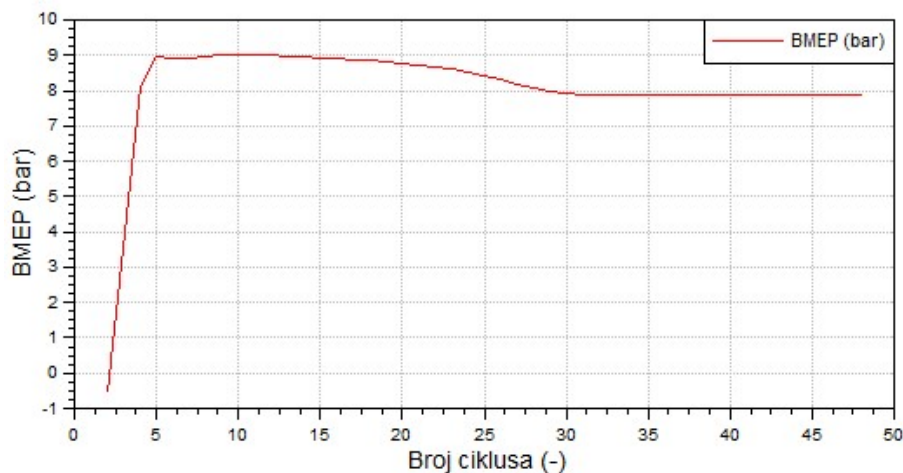
Vidi se da se sve točke nalaze u području djelomičnog opterećenja pa napravljeni model moramo prilagoditi da daje vrijednosti za te točke. Kroz sljedeća dva poglavlja dan je prikaz određivanja radne točke 1 za konvencionalni motor i motor sa smanjenim radnim volumenom, a ostale radne točke određene su analogno.

#### 5.4. Određivanje radnih točaka konvencionalnog motora

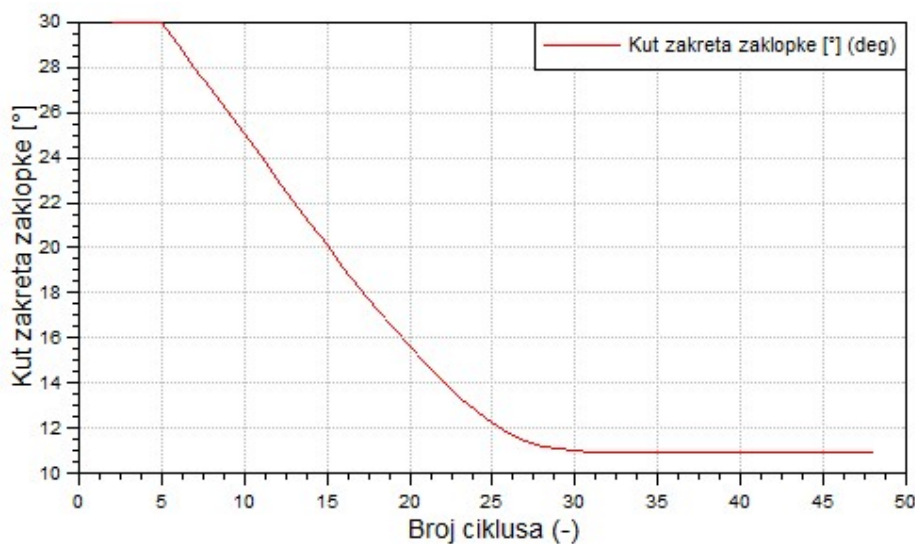
Kako bi dobili predviđenu radnu točku u području djelomičnog opterećenja, moramo regulirati kut zakreta zaklopke. U programu je to izvedeno pomoću opcije *BMEP Control* gdje se definira traženi srednji efektivni tlak uz definiranje integracijske konstante. Nakon toga program prilagođava kut zakreta zaklopke kako bi ostvario zahtijevani srednji efektivni tlak. Proračun se provodi s vrijednosti  $\lambda = 1$ . Traženi srednji efektivni tlak izračunava se iz izraza:

$$p_e = \frac{\pi \cdot T}{z \cdot V_H} \cdot M_e, \quad (14)$$

gdje je  $T$  broj taktova motora,  $z$  broj cilindara motora,  $V_H$  radni volumen motora, a  $M_e$  efektivni moment motora. Prema tome traženi srednji efektivni tlak za radnu točku 1 je  $p_e = 7,87$  bar. Na Slici 50. vidi se konvergencija tlaka ka traženoj vrijednosti, a na Slici 51. prikazan je kut zakreta zaklopke kod kojeg je postignuti traženi srednji efektivni tlak.



Slika 50. Srednji efektivni tlak za radnu točku 1



Slika 51. Kut zakreta zaklopke za radnu točku 1

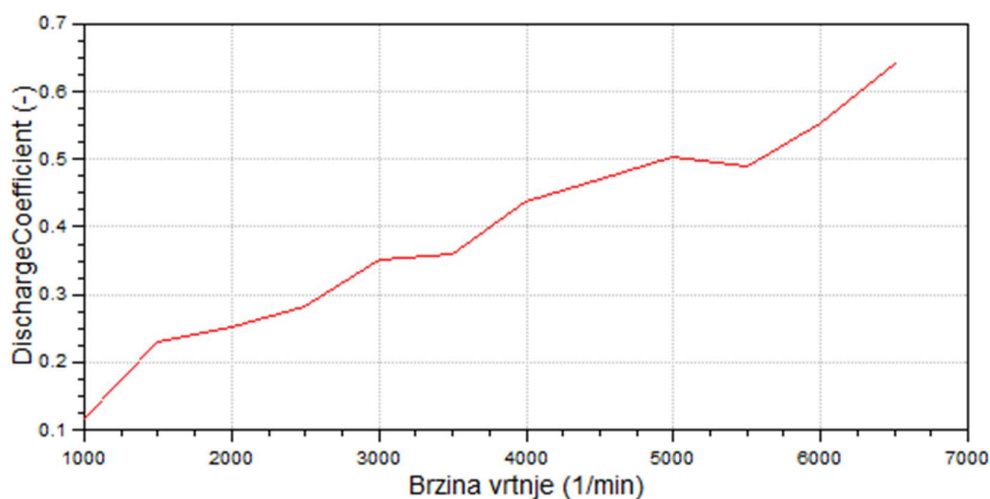
#### 5.4. Određivanje radnih točaka za ispitivanje motora smanjenog radnog volumena

Kod ispitivanja ovog modela kao što je već napomenuto, uzimaju se iste radne točke kao i kod modela konvencionalnog motora. Radne točke prikazane su u Tablici 3. Prikazat će se postupak određivanja radne točke 1 dok se ostale radne točke određuju analogno.

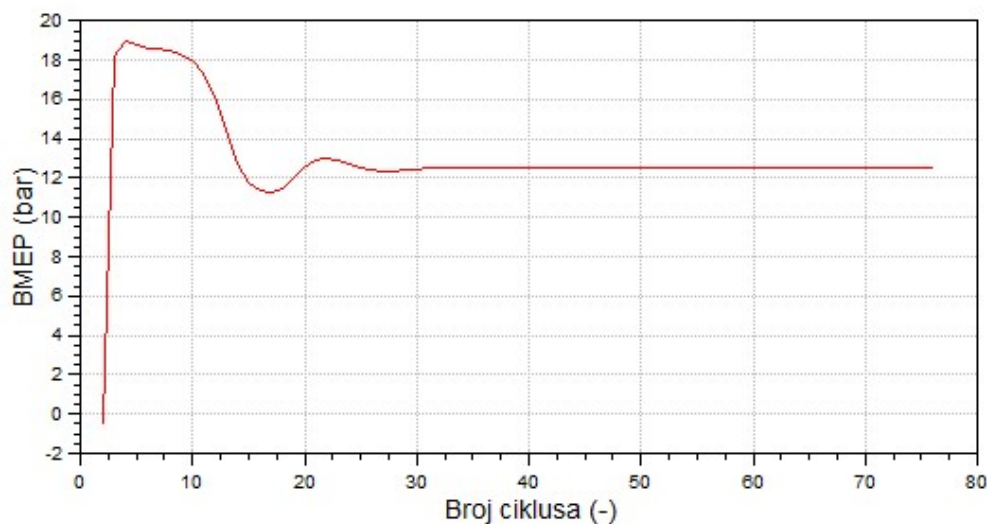
Kako bi dobili predviđenu radnu točku u području djelomičnog opterećenja motora reguliramo kut zakreta zaklopke. Način regulacije je kao i kod konvencionalnog motora pomoću opcije *BMEP Control* gdje zadajemo traženu vrijednost specifičnog efektivnog tlaka i integracijsku konstantu. Kod provođenja simulacija za puno opterećenje u turbopunjaču odabrana je opcija *Turbine Layout Calculation* i pomoću te opcije definirana je geometrija turbine odnosno



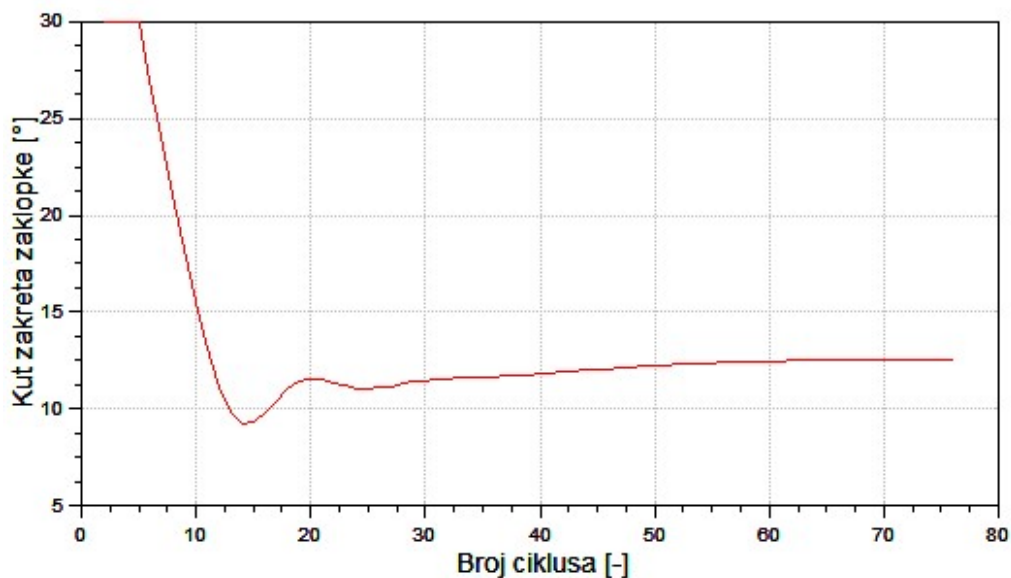
koeficijent otpora turbine. Te vrijednosti koeficijenta otpora turbine korištene su dalje kod provođenja simulacija za djelomično opterećenja, ali je sada u turbopunjaču odabrana opcija *Boost Pressure Calculation* pomoću koje se izračunavao potrební tlak nabijanja. Iznosi omjera tlakova turbopunjača u ovisnosti o brzini vrtnje kod punog opterećenja prikazani su na Slici 45., a vrijednosti koeficijenta otpora turbine ovisno o broju okretaja prikazane su na Slici 52. Traženi srednji efektivni tlak dobivamo pomoću izraza (14). Za radnu točku 1 motora sa smanjenim radnim volumenom, vrijednost srednjeg efektivnog tlaka je  $p_e = 12,58$  bar. Na Slici 53. vidi se konvergencija tlaka ka traženoj vrijednosti, a na Slici 54. prikazan je kut zakreta zaklopke kod kojeg je postignuti traženi srednji efektivni tlak. Ispitivanje je provedeno za vrijednost  $\lambda = 1$ .



Slika 52. Vrijednost koeficijenta otpora turbine ovisno o brzini vrtnje



Slika 53. Srednji efektivni tlak za radnu točku 1

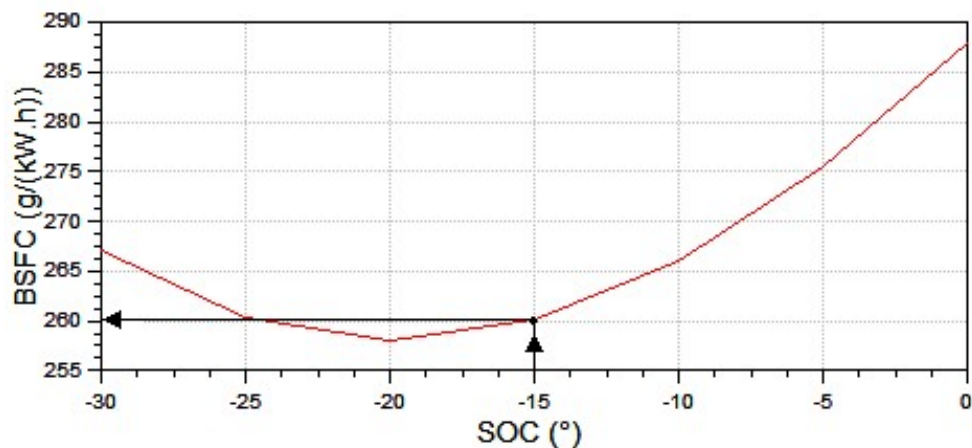


Slika 54. Kut zakreta zaklopke za radnu točku 1

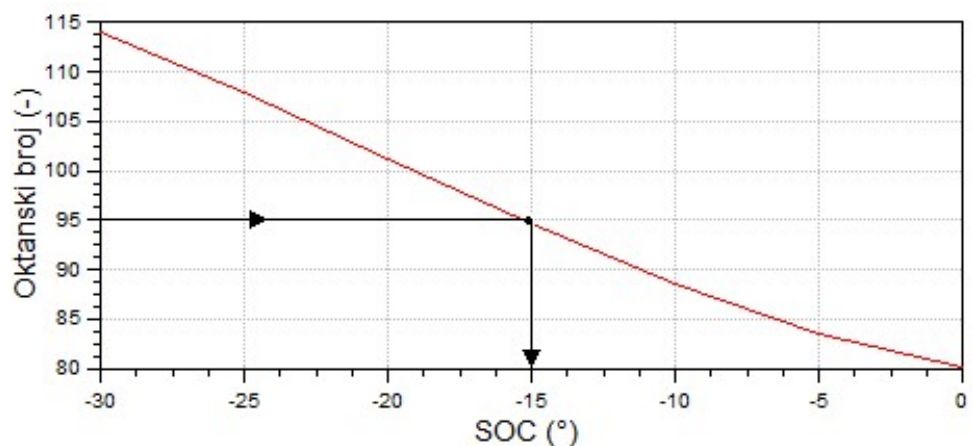
### 5.5. Optimizacija radnih točaka

Nakon što su određene sve radne točke, potrebno je te točke optimizirati kako bi uspoređivanje rezultata bilo valjano. Cilj je postići minimalnu potrošnju goriva za zadano opterećenje kod oba modela motora, a da pritom vrijednost oktanskog broja ne prijeđe granicu 95. Ta granica je postavljena prema oktanskom broju goriva koje je dostupno na većini benzinskih postaja, a ne smije se prijeći zbog mogućnosti pojave detonacija u motoru koje mogu dovesti do ozbiljnih oštećenja. Ovdje će biti prikazana optimizacija radne točke 1 modela konvencionalnog motora, a za ostale radne točke oba modela postupak je analogan.

U prethodnim poglavljima prikazan je način određivanja specifičnog efektivnog tlaka pomoću vrijednosti integralne konstante i opcije *BMEP Control*. Sada se za tu vrijednost tlaka i integralne konstante traži vrijednost trenutka početka izgaranja koja će dati minimalnu potrošnju uz uvjet da oktanski broj ne prijeđe vrijednost 95. Ispitivanje će se provoditi za vrijednosti SOC-a (eng. *Start Of Combustion*) u rasponu od  $-30^\circ$  do  $0^\circ$ . Iz dobivenih dijagrama specifične efektivne potrošnje goriva u ovisnosti o početku izgaranja (Slika 55.) te vrijednosti oktanskog broja u ovisnosti o početku izgaranja (Slika 56.) odabire se trenutak početka izgaranja. Za taj trenutak početka izgaranja ispunjen je uvjet minimalne potrošnje i uvjet da je oktanski broj manji od 95.



Slika 55. Vrijednost specifične efektivne potrošnje (BSFC) u ovisnosti o trenutku početka izgaranja (SOC)



Slika 56. Vrijednost oktanskog broja u ovisnosti o trenutku početka izgaranja (SOC)

Prema Slici 55. vidi se da bi minimalna potrošnja bila za trenutak početka izgaranja na  $-20^\circ$ , ali kada se pogleda Slika 56., zaključuje se da je za tu vrijednost početka izgaranja oktanski broj previsok. Iz tog razloga se odabire točka koja ima najveću dopuštenu vrijednost oktanskog broja te se za tu točku očita vrijednost trenutka početka izgaranja prema Slici 56. Nakon toga se prema Slici 55. za odabranu vrijednost početka izgaranja očitava vrijednost specifične efektivne potrošnje goriva. Analognim postupkom optimiziraju se sve radne točke, a dobivene vrijednosti prikazane su u šestom poglavlju.

U Tablici 4. i Tablici 5. prikazane su vrijednosti trenutka početka izgaranja i vrijednost oktanskog broja optimiziranih radnih točaka konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.

Tablica 4. Pregled optimiziranih radnih točaka konvencionalnog motora

Radne točke	Broj okretaja [ $\text{min}^{-1}$ ]	Moment [Nm]	Početak izgaranja [ $^{\circ}\text{KV}$ prije GMT]	Oktanski broj [-]
1	1500	100	-15	94,6
2	1500	60	-20	86,8
3	1500	30	-20	73,3
4	2500	120	-20	95
5	2500	80	-20	85
6	2500	40	-20	72,6
7	3500	120	-25	95
8	3500	80	-25	85,7
9	3500	40	-25	73,5

Tablica 5. Pregled optimiziranih radnih točaka motora sa smanjenim radnim volumenom

Radne točke	Broj okretaja [ $\text{min}^{-1}$ ]	Moment [Nm]	Početak izgaranja [ $^{\circ}\text{KV}$ prije GMT]	Oktanski broj [-]
1	1500	100	-11,5	95
2	1500	60	-15	95
3	1500	30	-19	94,8
4	2500	120	-14	95
5	2500	80	-20	88,3
6	2500	40	-20	80,18
7	3500	120	-20	95
8	3500	80	-20	81,3
9	3500	40	-20	73,8

## 6. REZULTATI

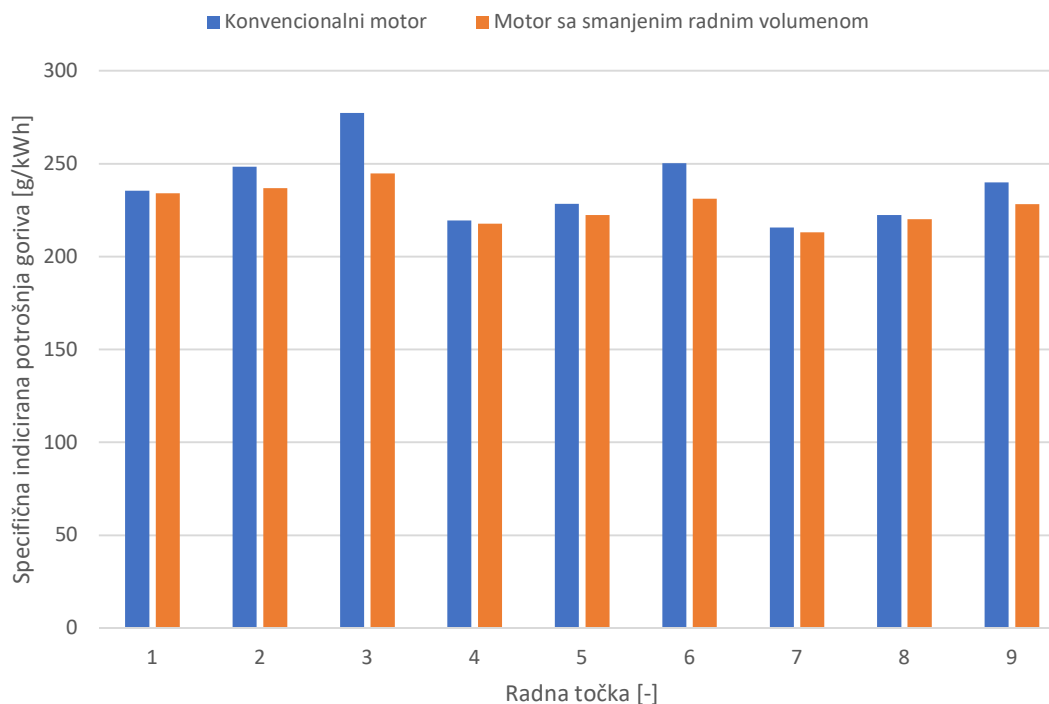
U ovom poglavlju bit će dan pregled dobivenih rezultata za ispitivane radne točke i prikazat će se uzroci koji su doveli do tih rezultata uz posebnu pažnju posvećenu potrošnji goriva. Također će biti prikazana usporedba rezultata ispitivanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom.

### 6.1. Prikaz rezultata

U Tablici 6. prikazane su dobivene vrijednosti specifične indicirane potrošnje goriva za promatrane radne točke konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom te relativne razlike tih vrijednosti. Usporedba dobivenih vrijednosti prikazana je na Slici 57.

**Tablica 6. Vrijednosti specifične indicirane potrošnje goriva za pojedine radne točke konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

<b>Radna točka</b>	<b>Brzina vrtnje [min<sup>-1</sup>]</b>	<b>Moment [Nm]</b>	<b>Specifična indicirana potrošnja konvencionalnog motora [g/kWh]</b>	<b>Specifična indicirana potrošnja motora sa smanjenim radnim volumenom [g/kWh]</b>	<b>Relativna razlika [%]</b>
<b>1</b>	1500	100	235,331	234,071	-0,54
<b>2</b>	1500	60	248,303	236,922	-4,8
<b>3</b>	1500	30	277,355	244,781	-13,307
<b>4</b>	2500	120	219,452	217,693	-1,2
<b>5</b>	2500	80	228,527	222,242	-0,81
<b>6</b>	2500	40	250,278	231,217	-8,24
<b>7</b>	3500	120	215,636	213,007	-1,23
<b>8</b>	3500	80	222,371	220,125	-1,02
<b>9</b>	3500	40	239,928	228,221	-5,13



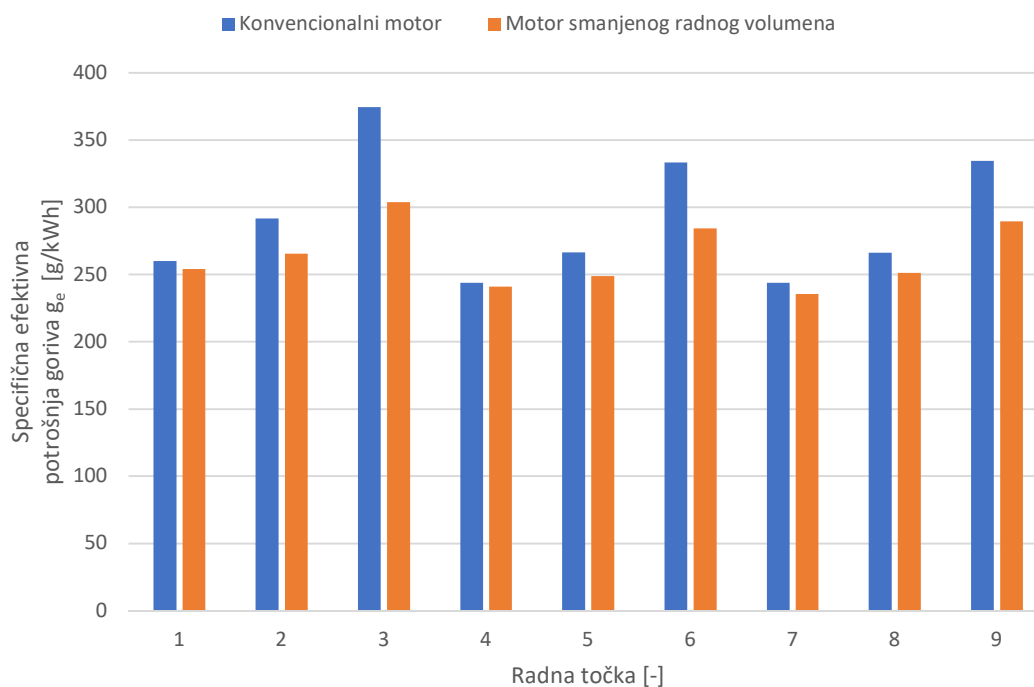
**Slika 57. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

Analiziranjem vrijednosti prikazanih u Tablici 6. te promatranjem Slike 57. može se uočiti kako motor sa smanjenim radnim volumenom ima manje vrijednosti specifične indicirane potrošnje goriva u svim radnim točkama. Također se može primijetiti da smanjenjem opterećenja raste vrijednost specifične indicirane potrošnje goriva. Kod indiciranih vrijednosti u obzir su uzete vrijednosti gubitaka uslijed izmjene radnog medija, gubici uslijed izmjene topline te različite vrijednosti termičkog stupnja djelovanja motora uslijed različitih kompresijskih omjera. Utjecaj pojedinih pojava razmatrat će se u zasebnim poglavljima.

U Tablici 7. te na Slici 58. prikazane su vrijednosti specifične efektivne potrošnje goriva konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom. Za razliku od indiciranih vrijednosti, ovdje su u obzir uzeti mehanički gubici u motoru. Ti mehanički gubici dovest će do još veće razlike u potrošnji, a njihov utjecaj također će se razmatrati u zasebnom poglavlju.

**Tablica 7. Vrijednosti specifične efektivne potrošnje goriva za pojedine radne točke konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

Radna točka	Brzina vrtnje [min <sup>-1</sup> ]	Moment [Nm]	Specifična efektivna potrošnja konvencionalnog motora [g/kWh]	Specifična efektivna potrošnja motora sa smanjenim radnim volumenom [g/kWh]	Relativna razlika [%]
1	1500	100	260	254,2	-2,28
2	1500	60	291,8	265,7	-9,82
3	1500	30	374,6	303,8	-23,3
4	2500	120	243,9	241	-1,2
5	2500	80	266,6	248,8	-7,15
6	2500	40	333,5	284,5	-17,22
7	3500	120	244	235,5	-3,61
8	3500	80	266,2	251,2	-5,97
9	3500	40	334,5	289,5	-15,54



**Slika 58. Usporedba specifične efektivne potrošnje konvencionalnog motora i motora smanjenog radnog volumena**

Na Slici 58. i u Tablici 7. vidi se da je u svim radnim točkama vrijednost specifične efektivne potrošnje goriva motora sa smanjenim radnim volumenom manja od vrijednosti za konvencionalni motora. Kako se opterećenje smanjuje, razlika se povećava u korist motora sa smanjenim radnim volumenom. Također se može uočiti da je zbog uključenih mehaničkih gubitaka relativna razlika specifične efektivne potrošnje goriva veća od relativne razlike specifične indicirane potrošnje u svim radnim točkama. Najveće smanjenje potrošnje primjećuje se za radnu točku 3 koja se nalazi u niskom području brzine vrtnje i kod niskog opterećenja motora. Vrijednost smanjenja je 23,3%. Prema studiji provedenoj od strane EPA-e (*U.S. Environmental Protection Agency*) vrijednost smanjenja potrošnje goriva motora sa smanjenim radnim volumenom koji koristi direktno ubrizgavanje kreće se u granicama 6 do 8%. [25] Kod srednjih vrijednosti opterećenja motora dobivene su vrijednosti koje približno odgovaraju toj studiji. Druga studija, koja je provedena od strane *Honeywell Turbo Technologies*, navodi da je moguće smanjiti potrošnju goriva do 20% kod usporedbe motora čiji je faktor smanjenja radnog volumena približno 40%. [25] Koristeći izraz (1), za usporedbu motora korištenih u ovom radu dobiva se iznos faktora smanjenja radnog volumena  $D_v = 37,4\%$ . Može se primijetiti da u području niskih opterećenja vrijednost smanjenja potrošnje goriva iznosi približno 20%, a faktor smanjenja radnog volumena je približno 40% što je u skladu s navedenom studijom.

U nastavku rada bit će prikazani uzroci smanjenja specifične efektivne potrošnje goriva kod motora sa smanjenim radnim volumenom. Također će se pokazati zašto je razlika uočljivija kod niskih opterećenja motora. Zasebno će se razmatrati utjecaj izmjene radnog medija, utjecaj gubitaka uslijed trenja te gubitaka uslijed izmjene topline. Također će se spomenuti utjecaj različitih kompresijskih omjera motora.

## 6.2. Gubitci izmjene radnog medija

### 6.2.1. Teorijski opis rada izmjene radne tvari

Kod četverotaktnih motora s unutarnjim izgaranjem tijekom takta usisa i ispuha vrši se izmjena radnog medija. Tijekom tih procesa iz cilindra izlaze produkti izgaranja, a ulazi svježiji zrak ili smjesa goriva i zraka. Izmjena radne tvari u  $(p, V)$  dijagramu predstavlja lijevokretni kružni proces za čije se obavljanje troši rad  $W_{izm}$ . Ova izmjena se vrši pomoću razvodnog mehanizma koji obuhvaća ventile i elemente koji ih pokreću. Ukupni gubitci u motoru obuhvaćeni su efektivnim stupnjem korisnosti  $\eta_e$  koji se izračunava iz izraza:

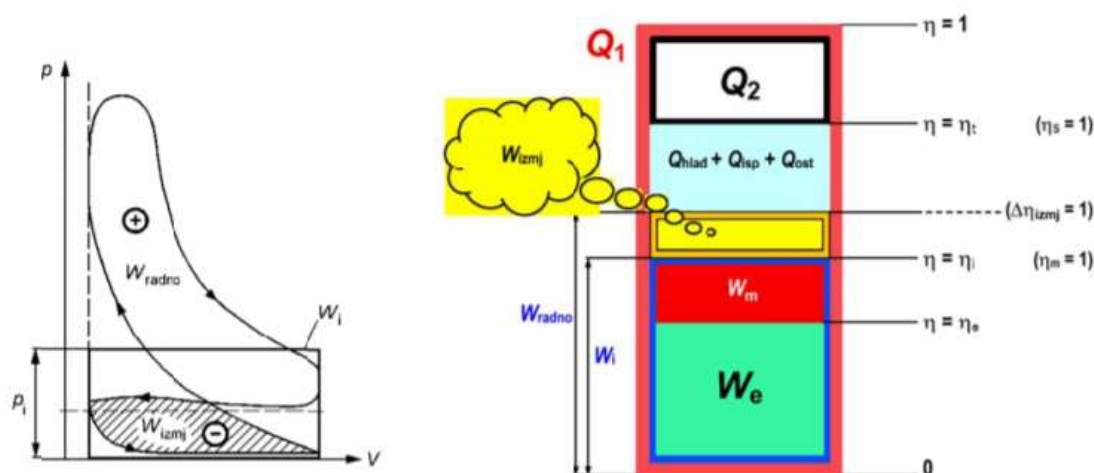
$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_1} = \eta_t \cdot \eta_s \cdot \eta_m, \quad (15)$$



gdje je  $W_e$  efektivni rad,  $Q_1$  dovedena toplina,  $\eta_t$  termički stupanj djelovanja,  $\eta_s$  stupanj savršenstva, a  $\eta_m$  mehanički stupanj djelovanja. Gubitci izmjene radnog medija prikazani su stupnjem savršenstva kako to prikazuje izraz:

$$\eta_s = \frac{W_i}{W_t} = \frac{W_{radno} + W_{izmj}}{W_t}, \quad (16)$$

gdje je  $W_i$  indicirani rad,  $W_t$  mehanički rad,  $W_{radno}$  rad radnog (visokotlačnog) dijela procesa, a  $W_{izmj}$  rad izmjene radne tvari (niskotlačnog dijela procesa). Prema tome indicirani rad predstavlja čisti rad dobiven u cilindru nakon oduzimanja rada izmjene radne tvari od dovedene topline. Ovo se vidi na Slici 59. [2]



**Slika 59. Lijevo:** Indicirani rad jednak je zbroju rada radnog dijela procesa i rada izmjene radne tvari. **Desno:** Rad izmjene radne tvari u ukupnoj razdiobi energije dovedene gorivom.

Na Slici 59. također se može vidjeti da se indicirani rad  $W_i$  može izračunati kao:

$$W_i = p_i \cdot V_H, \quad (17)$$

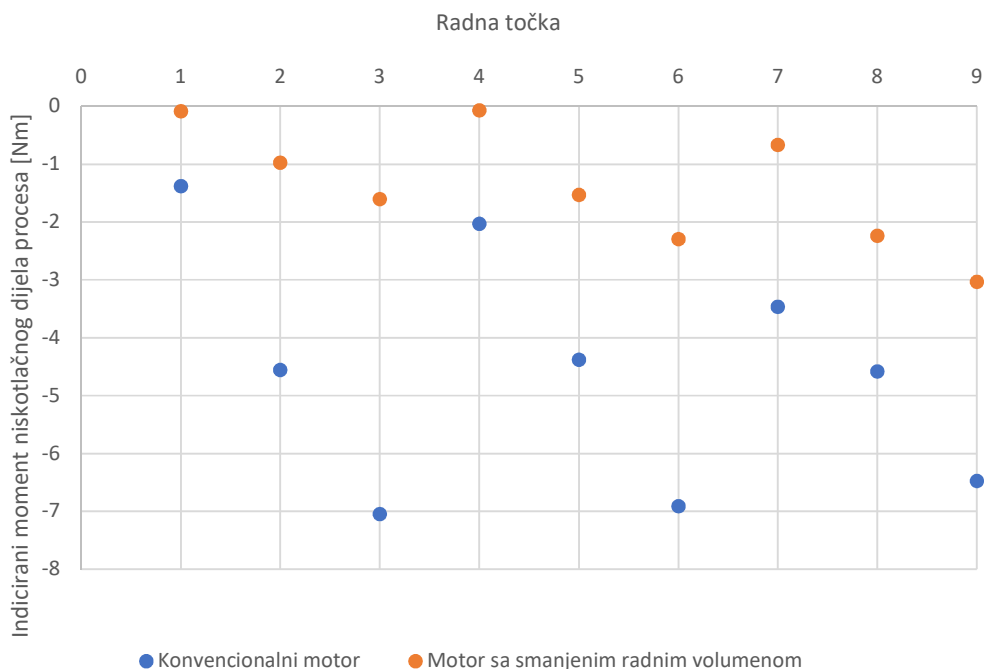
gdje je  $p_i$  srednji indicirani tlak, a  $V_H$  radni volumen cilindra.

### 6.2.2. Dijagrami i usporedba rezultata

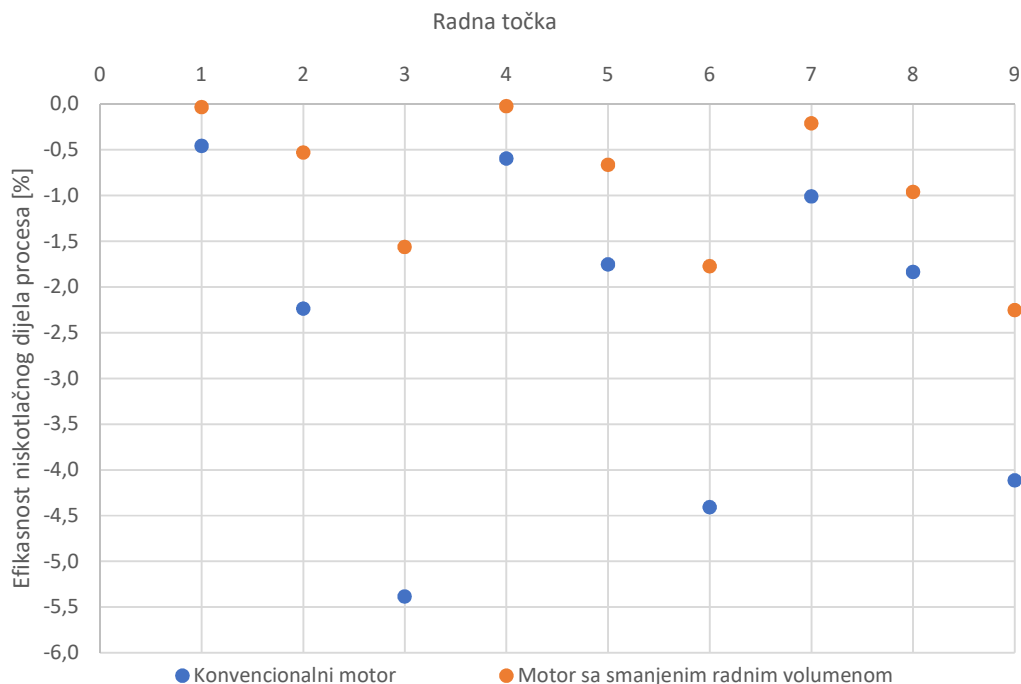
Kroz sljedećih nekoliko dijagrama prikazat će se usporedba parametara koji utječu na specifičnu efektivnu potrošnju goriva, a vezani su uz rad izmjene radnog medija. Pošto uspoređivani motori nemaju iste radne volumene, prikazat će se vrijednosti indiciranih momenta niskotlačnog dijela procesa. Kako bi se razlike jasnije uočile prikazat će se i efikasnosti niskotlačnog dijela procesa odnosno udjeli procesa u ukupnoj dovedenoj toplini. U Tablici 8. prikazane su vrijednosti indiciranih momenata i efikasnosti niskotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom, a na Slici 60. i Slici 61. prikazane su njihove razlike.

**Tablica 8. Vrijednosti indiciranih momenata niskotlačnog dijela procesa (GE) i efikasnost niskotlačnog dijela procesa**

Radna točka	Konvencionalni motor		Motor sa smanjenim radnim volumenom	
	Ind. moment – GE [Nm]	Efikasnost niskotlačnog dijela procesa [%]	Ind. moment – GE [Nm]	Efikasnost niskotlačnog dijela procesa [%]
1	-1,384	-0,46	-0,087	-0,03
2	-4,559	-2,24	-0,978	-0,53
3	-7,049	-5,38	-1,606	-1,56
4	-2,032	-0,59	-0,072	-0,02
5	-4,382	-1,75	-1,534	-0,66
6	-6,909	-4,41	-2,297	-1,77
7	-3,467	-1,01	-0,668	-0,21
8	-4,585	-1,83	-2,241	-0,96
9	-6,477	-4,12	-3,036	-2,25



**Slika 60. Vrijednosti indiciranog momenta niskotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**



**Slika 61. Efikasnost niskotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

Može se uočiti da motor sa smanjenim radnim volumenom ima manje apsolutne vrijednosti indiciranog momenta niskotlačnog dijela procesa. Odnosno on ima manje gubitke izmjene radnog medija nego što to ima konvencionalni motor. Razlika u vrijednostima indiciranog momenta niskotlačnog dijela procesa povećava se sa smanjenjem opterećenja jer je i rad izmjene radnog medija kod nižih opterećenja veći.

Uspoređivanjem apsolutnih vrijednosti efikasnosti niskotlačnog dijela procesa uočavamo da je kod konvencionalnog motora više dovedene topline utrošeno na pokrivanje rada izmjene radnog medija što dovodi do smanjenja indiciranog stupnja djelovanja. Indicirani stupanj djelovanja definiran je prema izrazu:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_1} = \eta_t \cdot \eta_s, \quad (18)$$

gdje je  $W_i$  indicirani rad motora,  $Q_1$  dovedena toplina motoru,  $\eta_t$  termički stupanj djelovanja, a  $\eta_s$  stupanj savršenstva prema (16).

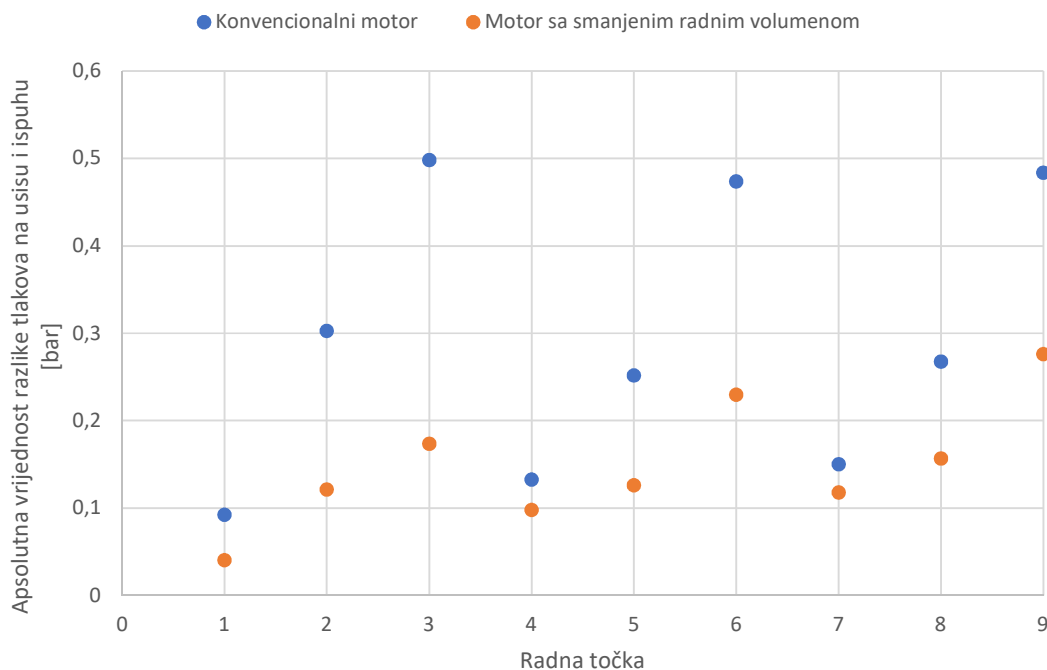
Prema izrazima (15) i (18), smanjivanje indiciranog stupnja djelovanja utječe na vrijednost efektivnog stupnja djelovanja odnosno može se zaključiti da smanjivanjem vrijednosti indiciranog stupnja djelovanja dolazi do smanjenja efektivnog stupnja djelovanja. To posebno dolazi do izražaja s povećanjem djelomičnog opterećenja kada rad izmjene radnog medija

postaje sve veći. Posljedica toga je povećanje specifične efektivne potrošnje goriva jer je efektivni stupanj korisnosti povezan sa specifičnom efektivnom potrošnjom prema izrazu:

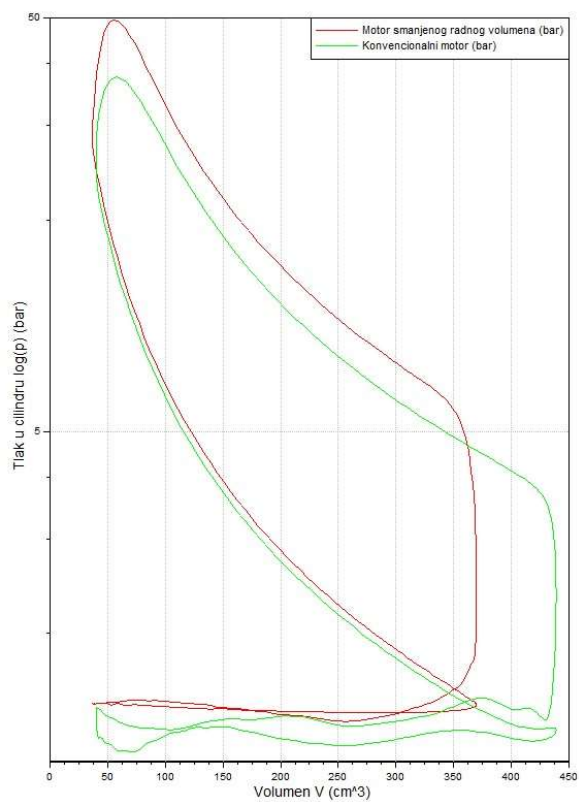
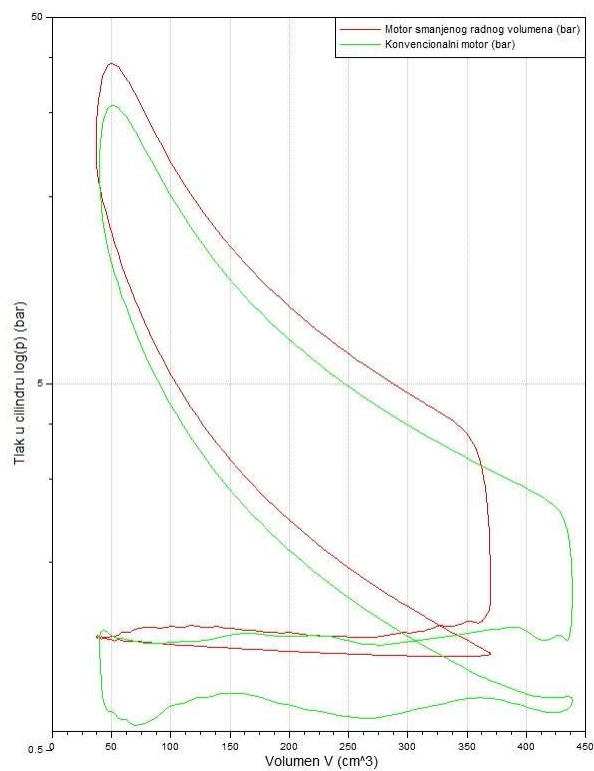
$$\eta_e = \frac{3,6}{g_e \cdot H_d}, \quad (19)$$

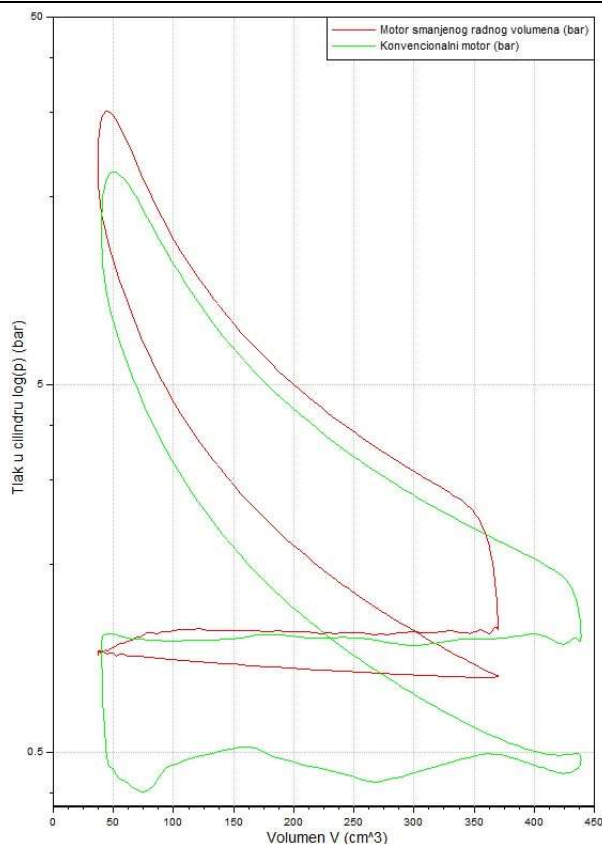
gdje je  $g_e$  specifična efektivna potrošnja goriva u kg/kWh dok je  $H_d$  donja ogrjevna vrijednost goriva u MJ/kg.

Rad izmjene radnog medija u ( $p$ - $V$ ) dijagramu određen je razlikom tlaka na usisu i tlaka na ispuhu. Tlak na ispuhu većinom je određen protutlakom odnosno atmosferskim tlakom na kraju ispušne cijevi dok se tlak na usisu mijenja prigušivanjem zaklopke. Pošto motor sa smanjenim radnim volumenom radi na višim opterećenjima to omogućava veći kut otvorenosti zaklopke, a time i smanjivanje gubitaka izmjene radnog medija odnosno manju razliku tlakova na usisu i ispuhu. Na Slici 62. prikazane su apsolutne vrijednosti razlike tlakova na usisu i ispuhu konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom u pojedinoj radnoj točki. Razlika se također može uočiti i u ( $p$ - $V$ ) dijagramima koji su prikazani za radne točke 1, 2, i 3 (najizraženija razlika) na Slici 63., 64. i 65., a za ostale radne točke dijagrami su analogni pa se neće prikazivati.



**Slika 62. Apsolutna vrijednost razlike tlakova na usisu i ispuhu konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

Slika 63. ( $p, V$ ) dijagram za radnu točku 1Slika 64. ( $p, V$ ) dijagram za radnu točku 2

Slika 65.  $(p, V)$  dijagram za radnu točku 3

Na Slici 63., 64. i 65. primjećuje se veći rad izmjene radnog medija kod konvencionalnog motora kao posljedica veće razlike tlakova na usisu i ispuhu, a razlika se povećava sa smanjenjem opterećenja motora. Ovo je jedan od glavnih razloga smanjenja specifične efektivne potrošnje goriva motora sa smanjenim radnim volumenom u odnosu na konvencionalni motor.

### 6.3. Mehanički gubitci

#### 6.3.1. Teorijski opis mehaničkih gubitaka

Veličina mehaničkih gubitaka u motoru iskazuje se mehaničkim stupnjem djelovanja  $\eta_m$ , kao omjer efektivnog rada na spojci i indiciranog rada u cilindru, odnosno omjer odgovarajućih srednjih tlakova ili snaga prema izrazu: [2]

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{P_e}{P_i}. \quad (20)$$

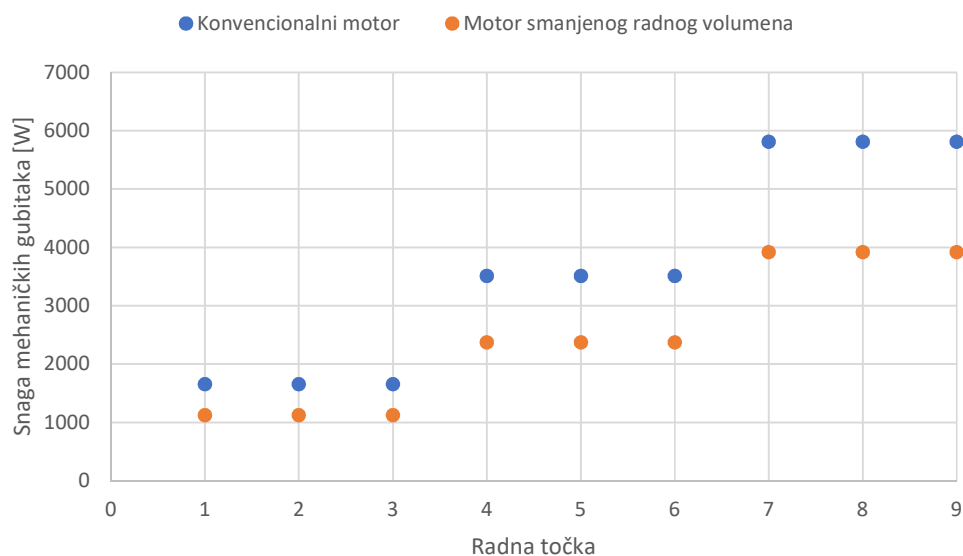
Zbog različitog broja cilindara motora, promatrat ćemo snagu mehaničkih gubitaka. Snaga mehaničkih gubitaka, inducirana snaga i efektivna snaga povezane su izrazom:

$$P_m = P_i - P_e. \quad (21)$$

U programu AVL BOOST™ obuhvaćeni su mehanički gubitci u cilindru, na ventilima, koljenastom vratilu te ostali gubitci koji se javljaju u tom području.

### 6.3.2. Dijagrami i usporedba rezultata

Dijagram na Slici 66. prikazuje vrijednost snage mehaničkih gubitaka u pojedinim radnim točkama za konvencionalni motor i motor sa smanjenim radnim volumenom.



**Slika 66. Prikaz mehaničkih gubitaka konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

Prema izrazu (15) možemo vidjeti da povećanjem mehaničke iskoristivosti dobivamo veću efektivnu iskoristivost, a samim time prema izrazu (18) i manju specifičnu efektivnu potrošnju goriva. Kako je mehanička iskoristivost definirana prema izrazu (19), a snaga mehaničkih gubitaka, indicirana i efektivna snaga povezane su izrazom (20) možemo zaključiti da smanjivanjem snage mehaničkih gubitaka raste mehanička iskoristivost. Na Slici 66. prikazano je da u svim radnim točkama konvencionalni motor ima veće mehaničke gubitke od motora sa smanjenim radnim volumenom. Glavni uzrok tome je manji broj cilindara motora sa smanjenim radnim volumenom, a posljedično i manje trenje između dijelova. Može se primijetiti da povećanjem brzine vrtnje, mehanički gubitci također rastu, a razlika između ova dva motora postaje izraženija. Vrijednost mehaničkih gubitaka može se prikazati i preko mehaničkog stupnja djelovanja pojedinog motora u određenim radnim točkama. Te vrijednosti prikazane su u Tablici 9.

**Tablica 9. Vrijednosti mehaničkog stupnja djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom u pojedinim radnim točkama**

<b>Radna točka</b>	<b>Mehanički stupanj djelovanja konvencionalnog motora [%]</b>	<b>Mehanički stupanj djelovanja motora sa smanjenim radnim volumenom [%]</b>
<b>1</b>	90,48	93,33
<b>2</b>	85,07	89,32
<b>3</b>	73,62	80,30
<b>4</b>	89,99	92,97
<b>5</b>	85,71	89,81
<b>6</b>	75,02	81,14
<b>7</b>	88,38	91,65
<b>8</b>	83,52	88,22
<b>9</b>	71,67	78,87

#### 6.4. Usporedba visokotlačnog dijela procesa

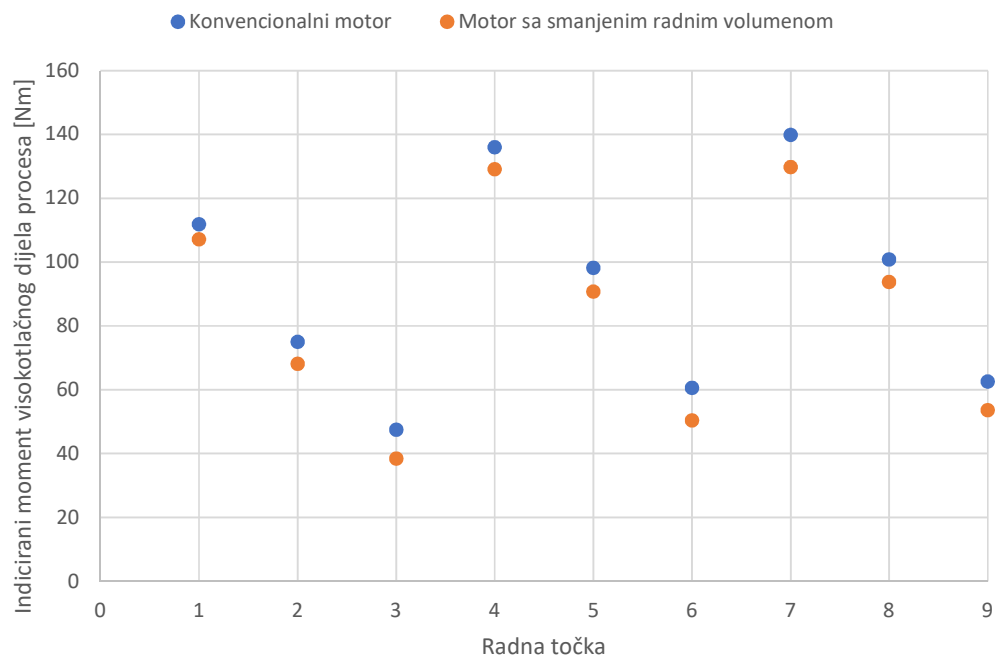
U ovom će poglavlju biti prikazana usporedba visokotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom. U sklopu toga razmatrat će se toplinski gubitci te termički stupanj djelovanja pojedinog motora.

U Tablici 10. prikazane su vrijednosti indiciranog momenta visokotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom. Također su prikazane i efikasnosti visokotlačnog dijela procesa. Te vrijednosti su isto tako prikazane i na Slici 67. te Slici 68. Prema ovim podacima vidimo da je indicirani moment visokotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora veći od indiciranog momenta visokotlačnog dijela procesa motora sa smanjenim radnim volumenom da se namire veći mehanički gubitci, a da se ostvare isti efektivni momenti. Ako promatramo efikasnosti visokotlačnih procesa jednog i drugog motora možemo uočiti da su te vrijednosti približno jednake. U nekim radnim točkama konvencionalni motor ima nešto veću efikasnost visokotlačnog dijela procesa od motora sa smanjenim radnim volumenom dok je u drugim točkama obrnuta situacija, ali te vrijednosti su vrlo slične. Slične vrijednosti dobivene su zato što konvencionalni motor ima nešto veći termički stupanj djelovanja zbog većeg kompresijskog omjera što ima pozitivan efekt na efikasnost, ali ima i veće toplinske gubitke od motora sa smanjenim radnim volumenom što smanjuje efikasnost. Ove dvije pojave razmatrat će se u narednim poglavljima.

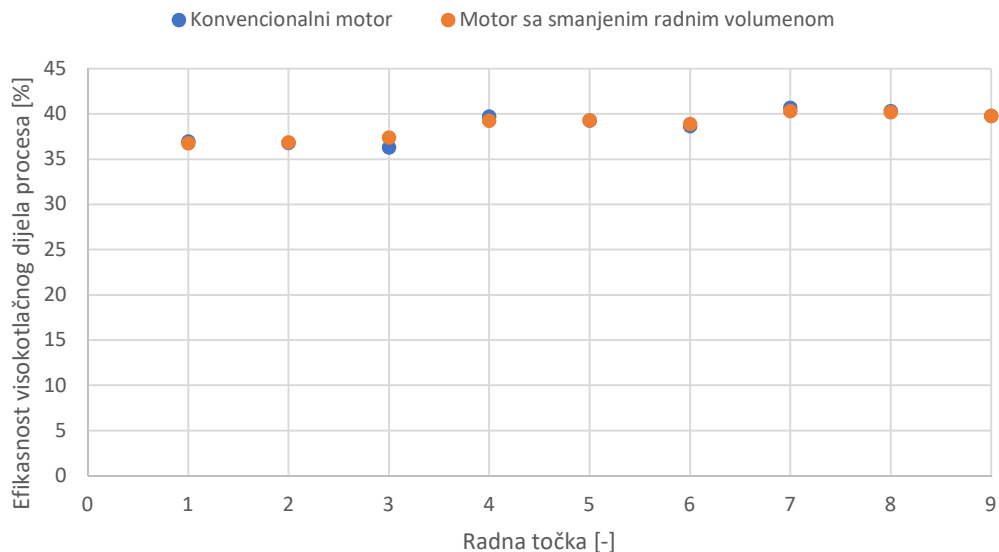


**Tablica 10. Vrijednosti indiciranih momenata visokotlačnog dijela procesa (HP) i efikasnost visokotlačnog dijela procesa**

Radna točka	Konvencionalni motor		Motor sa smanjenim radnim volumenom	
	Ind. moment – HP [Nm]	Efikasnost visokotlačnog dijela procesa [%]	Ind. moment – HP [Nm]	Efikasnost visokotlačnog dijela procesa [%]
1	111,87	36,96	107,17	36,77
2	75,05	36,8	68,14	36,86
3	47,51	36,3	38,42	37,40
4	136,03	39,7	129,09	39,24
5	98,21	39,28	90,71	39,29
6	60,59	38,67	50,38	38,89
7	139,88	40,69	129,795	40,33
8	100,85	40,33	93,8	40,19
9	62,6	39,77	53,63	39,78



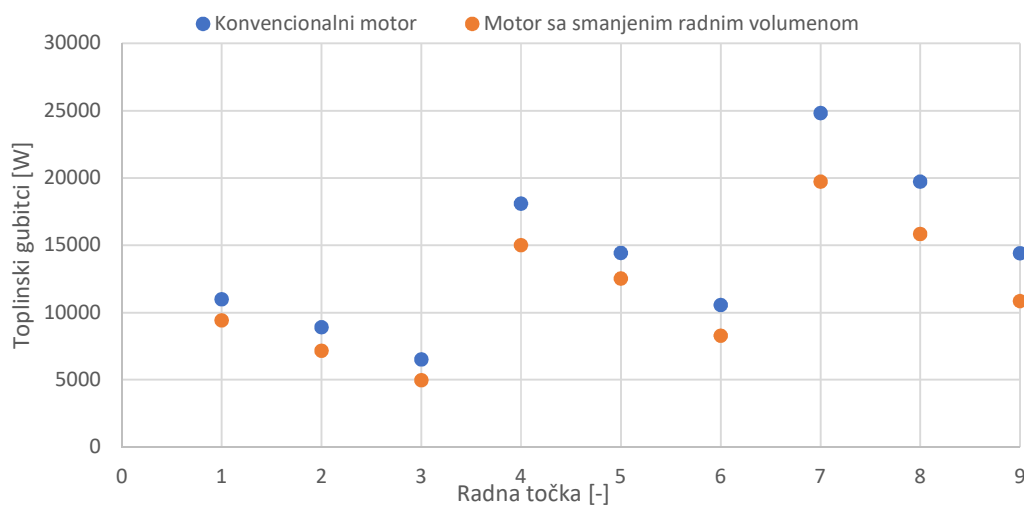
**Slika 67. Vrijednosti indiciranog momenta visokotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**



**Slika 68. Efikasnost visokotlačnog dijela procesa konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

#### 6.4.1. Toplinski gubitci

Tijekom procesa u cilindru, dio topline gubi se na zagrijavanje lokalnih stijenki klipa, glave cilindra i košuljice cilindra te se odvodi hlađenjem. Taj dio izgubljene topline utječe na efektivni stupanj iskoristivosti, a posljedično i na specifičnu efektivnu potrošnju goriva. Na Slici 69. prikazan je gubitak topline za konvencionalni motor i motor sa smanjenim radnim volumenom.



**Slika 69. Izgubljena toplina tijekom procesa u konvencionalnom motoru i motoru sa smanjenim radnim volumenom**

Prema Slici 69. zaključuje se da u motoru sa smanjenim radnim volumenom imamo manje toplinskih gubitaka što je posljedica smanjenja broja cilindara, odnosno smanjenja lokalnih površina na koje prelazi toplina. Prema Slici 59., toplinski gubitci obuhvaćeni su stupnjem savršenstva. Smanjivanjem toplinskih gubitaka u motoru utječemo na njegovu vrijednost, a prema jednadžbi (15) i na efektivni stupanj djelovanja. Time se ostvaruje manja specifična efektivna potrošnja. Povećanjem opterećenja raste i izgubljena toplina. U Tablici 11. prikazana je vrijednost udjela topline utrošene na zagrijavanje lokalnih stijenki.

**Tablica 11. Vrijednost udjela topline izgubljene na zagrijavanje lokalnih stijenki**

Radna točka	Udio topline izgubljen na zagrijavanje lokalnih stijenki [%]	
	Konvencionalni motor	Motor sa smanjenim radnim volumenom
1	23,15	20,58
2	27,80	24,69
3	31,77	30,85
4	20,19	17,43
5	22,05	20,74
6	25,78	24,42
7	19,71	16,86
8	21,54	18,53
9	25,00	21,97

#### 6.4.2. Termički stupanj djelovanja

Prema jednadžbi (15) na vrijednost efektivnog stupnja djelovanja djeluje i termički stupanj djelovanja. On se za Ottov motor izračunava prema sljedećem izrazu: [2]

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}, \quad (22)$$

gdje je  $\varepsilon$  kompresijski omjer, a  $\kappa$  eksponent izentropske promjene stanja. Zbog velikog opterećenja motora sa smanjenim radnim volumenom, njegov kompresijski omjer manji je od kompresijskog omjera konvencionalnog motora kako ne bi došlo do detonacija u motoru. Tako u ovom radu uspoređivani konvencionalni motor ima kompresijski omjer 11:1, a motor sa smanjenim radnim volumenom 10:1. Uvrštavanjem tih vrijednosti u izraz (22) uz vrijednost  $\kappa = 1,4$  dobivaju se vrijednosti termičkog stupnja djelovanja prikazane u Tablici 12.

**Tablica 12. Usporedba termičkog stupnja djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

Motor	Kompresijski omjer	Relativna razlika [%]	Termički stupanj djelovanja	Relativna razlika [%]
Konvencionalni motor	11:1	-10	0,6168	-2,42
Motor smanjenog radnog volumena	10:1		0,6019	

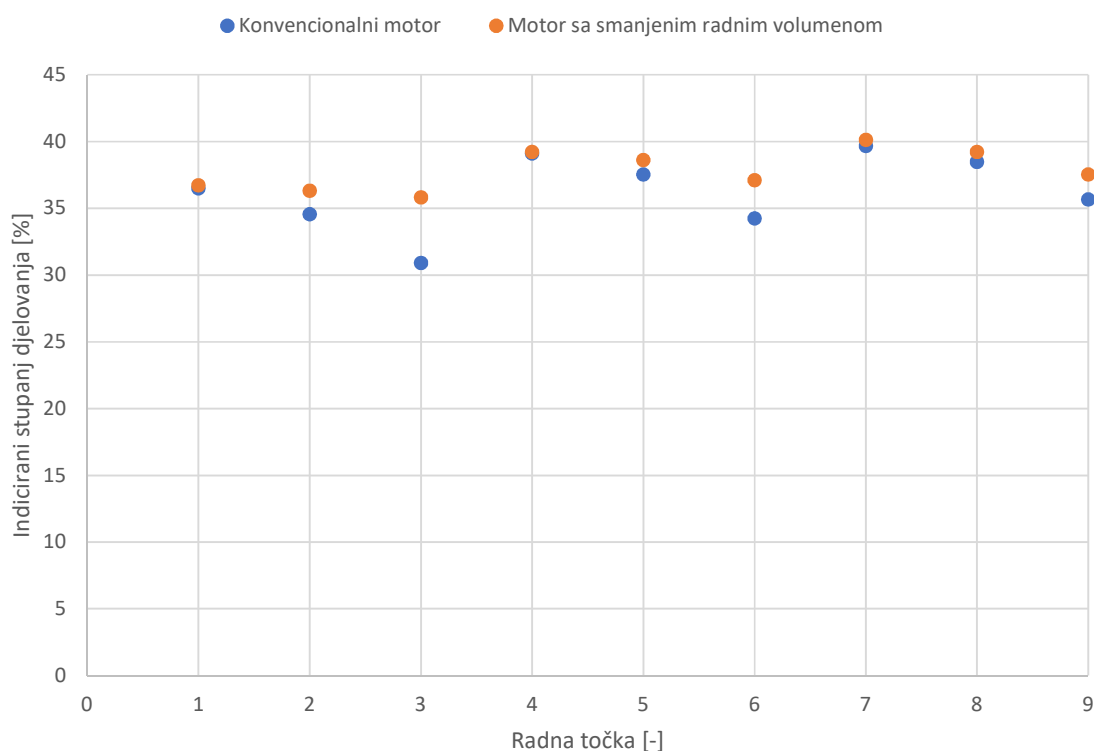
Manjim kompresijskim omjerom osigurava se motor od pojave detonacija, ali se prema jednadžbi (22) smanjuje termički stupanj iskoristivost. Time se posredno preko efektivnog stupnja iskoristivosti povećava specifična efektivna potrošnja. Ova činjenica ipak nema veliki utjecaj na potrošnju pa se svjesno žrtvuje kompresijski omjer za ostvarivanje boljih rezultata u vidu manjih mehaničkih i toplinskih gubitaka te manjeg negativnog rada izmjene radnog medija.

### 6.5. Indicirani i efektivni stupanj djelovanja motora

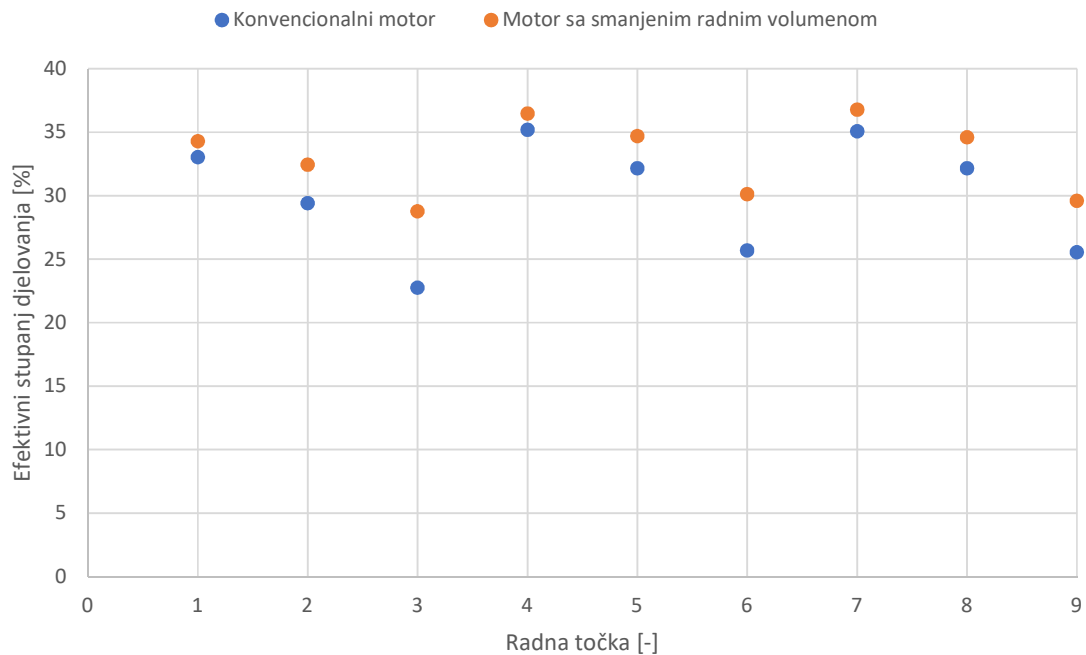
Ako od efikasnosti visokotlačnog dijela procesa oduzmemo efikasnost niskotlačnog dijela procesa možemo dobiti indicirani stupanj djelovanja motora. Kada indicirani stupanj djelovanja pomnožimo s mehaničkim stupnjem djelovanja dobijemo efektivni stupanj djelovanja motora. Na temelju prethodnih rezultata u Tablici 13. prikazane su vrijednosti indiciranog i efektivnog stupnja djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom. Kao što je spomenuto, smanjivanjem opterećenja može se primijetiti sve veća razlika u vrijednosti indiciranog stupnja djelovanja između dva motora. Odnosno, kod nižih opterećenja motor sa smanjenim radnim volumenom ima značajno veći indicirani stupanj djelovanja. Kada se tome pridodaju mehanički gubici te se izračuna efektivni stupanj djelovanja onda ta razlika između konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom postaje još izraženija. Vrijednosti koje su prikazane u Tablici 13. također se mogu vidjeti i na Slici 70. te Slici 71.

**Tablica 13. Vrijednosti indiciranog i efektivnog stupnja djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

Radna točka	Konvencionalni motor		Motor sa smanjenim radnim volumenom	
	Ind. stupanj djelovanja [%]	Efek. stupanj djelovanja [%]	Ind. stupanj djelovanja [%]	Efek. stupanj djelovanja [%]
1	36,50	33,03	36,74	34,29
2	34,56	29,40	36,33	32,45
3	30,91	22,76	35,84	28,78
4	39,11	35,19	39,22	36,47
5	37,53	32,16	38,63	34,69
6	34,26	25,70	37,11	30,11
7	39,68	35,07	40,12	36,77
8	38,49	32,15	39,23	34,60
9	35,66	25,55	37,53	29,60



**Slika 70. Indicirani stupanj djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**



**Slika 71. Efektivni stupanj djelovanja konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom**

## 7. ZAKLJUČAK

U ovom radu napravljena je usporedba konvencionalnog motora i motora sa smanjenim radnim volumenom. Izradom simulacijskih modela oba motora te provedbom simulacija u programskom paketu AVL BOOST™ dobiveni su rezultati koji pokazuju prednosti trenda smanjivanja radnog volumena. Nakon analiziranja rezultata izvedeni su zaključci, kako slijedi. Dobivene vrijednosti pokazuju smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva kod motora sa smanjenim radnim volumenom u odnosu na konvencionalni motor. Vrijednosti smanjenja kreću se od nekoliko posto kod viših opterećenja pa do preko 20% kod nižih opterećenja motora. Veća razlika kod nižih opterećenja može se pripisati manjem radu izmjene radnog medija motora sa smanjenim radnim volumenom. Posljedica smanjenog rada izmjene radnog medija je povećanje stupnja savršenstva procesa u motoru, a time raste i efektivni stupanj korisnosti. Dobiveni rezultati su također pokazali manje mehaničke gubitke kod motora sa smanjenim radnim volumenom. Ovo je posljedica smanjenja broja cilindara odnosno smanjenog trenja između manjeg broja dijelova. Smanjivanjem mehaničkih gubitaka, raste mehanička iskoristivost što također dovodi do povećanja efektivnog stupnja djelovanja. Usporedbom efikasnosti visokotlačnog dijela procesa, može se uočiti kako konvencionalni motor i motor sa smanjenim radnim volumenom imaju slične vrijednosti. Ovo je posljedica povećanih toplinskih gubitaka konvencionalnog motora, ali i većeg termičkog stupnja djelovanja. Kako ove dvije pojave imaju suprotan efekt, one uzrokuju približno jednake vrijednosti efikasnosti visokotlačnog dijela procesa oba motora. Prema tome glavni utjecaj na razliku u vrijednostima specifične efektivne potrošnje imaju rad izmjene radnog medija te mehanički gubici. Spomenute značajke motora sa smanjenim radnim volumenom i povećanje efektivnog stupnja djelovanja dovodi do smanjenja specifične potrošnje goriva.

Smanjivanje radnog volumena, kao što je prikazano u ovom radu, pokazalo je pozitivni efekt na vrijednosti potrošnje goriva posebno kod niskih opterećenja i manjih brzina vrtnje motora. Korištenjem tehnologije prednabijanja performanse motora, a posljedično i ugođaj vožnje nije narušen te korisnik dobiva isti osjećaj u vožnji uz smanjenje specifičnu efektivnu potrošnju goriva.

## LITERATURA

- [1] Obad, Ž.: *Tehnika motornih vozila*, Pučko otvoreno učilište, Zagreb, 2004.
- [2] Mahalec, Lulić, Kozarac: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, Fsb, Zagreb, 2012.
- [3] Rivas Perea, M.E.: *Assessment of fuel consumption reduction strategies on a gasoline turbocharged direct injection engine with a cooled EGR system*, doctoral thesis, Valencia, June 2016
- [4] Turner, J.W.G., Akehurst, S., Lewis, A., Brace, C.J.: *Ultra Boost for Economy: Extending the Limits of Extreme Engine Downsizing*, SAE International Journal of Engines, May 2014
- [5] Pielecha, I., Ciešlik, W., Borowski, P., Czajka, J., Bueschke, W.: *Reduction of the number of cylinders in internal combustion engines – contemporary trends in downsizing*, Combustion engines. 159(4), 12-25. ISSN 2300-9896, 2014.
- [6] International council on clean transportation: *Downsized, Boosted Gasoline Engines*, Technical brief no. 5, December 2016
- [7] Patil, C., Varade, S., Wadkar, S.: *A Review of Engine Downsizing and its Effects*, International Journal of Current Engineering and Technology, March 2017
- [8] Wan, M.: *Intake and Exhaust*,  
[http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Intake\\_exhaust.html](http://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html), pristup 30.01.2019.
- [9] Molnar, M.: *Usporedba odziva momenta Ottovih motora koji primjenjuju različite vrste prednabijanja*, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2018.
- [10] *Kompresor*,  
<http://www.enciklopedija.hr/natuknica.aspx?ID=32672>, pristup 30.01.2019.
- [11] Tehnička enciklopedija, *Kompresor*,  
<http://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/kompresor.pdf>, pristup 30.01.2019.
- [12] Harris, W.: *How Superchargers Work*,  
<https://auto.howstuffworks.com/supercharger3.htm>, pristup 30.01.2019.
- [13] Procharger: *Centrifugal superchargers*,  
<https://www.procharger.com/centrifugal-supercharger>, pristup 30.01.2019.
- [14] Krizmanić, A.M.: *Radikalna plinska turbina za prednabijanje diesel motora*, Diplomski rad, 2012.



- [15] Testovi automobila: *Servis turbopunjača*,  
<http://www.testoviautomobila.net/servis-turbo-punjaca/>, pristup 30.01.2019.
- [16] Autonet: *Turbo puhalice*,  
<http://www.autonet.hr/arhiva-clanaka/prednabijanje-i>, pristup 31.01.2019.
- [17] Chen, J.: *The Comprex: The Other Compressor*,  
<http://www.superstreetonline.com/features/news/0705-sccp-comprex-compressor-supercharger/>, pristup 31.01.2019.
- [18] Pučko otvoreno učilište Zagreb, Centar za vozila Hrvatske, Hrvatska obrtnička komora: *Tehnika motornih vozila*, Pučko otvoreno učilište Zagreb, Zagreb, 2015.
- [19] Ružić, M.: *Analiza sustava za prednabijanje zraka kod cestovnih motornih vozila*, Završni rad, Fakultet prometnih znakova, Sveučilište u Zagrebu, 2016.
- [20] Kozarac, D., Sjerić, M.: *Primjena računalnih simulacija u razvoju motornih vozila*, skripta, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2018.
- [21] AVL BOOST™ - version 2013.2., Users Guide and Theory
- [22] Engines Work: Duratec 1.6 16V Engine,  
<https://engineswork.com/engines/ford-engine/duratec-ti-vct-16v.html>,  
pristup 31.01.2019.
- [23] Ford: <https://www.ford.com/>, pristup 01.02.2019.
- [24] Pakšec, D.: *Numerička analiza rada sustava Valvetronic*, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2018.
- [25] National Academy of Sciences: *Assessment of fuel economy technologies for light-duty vehicles*, The National Academies Press, Washington, 2011

## **PRILOZI**

- I. CD-R disc