

# Utjecaj upravljanja ventilima na radne karakteristike motora

---

**Bakiš, Ivan**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2024**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:877028>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-02-20**



*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**UTJECAJ UPRAVLJANJA VENTILIMA NA RADNE  
KARAKTERISTIKE MOTORA**

Rijeka, rujan 2024.

Ivan Bakiš  
0069085405

SVEUČILIŠTE U RIJECI

**TEHNIČKI FAKULTET**

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**UTJECAJ UPRAVLJANJA VENTILIMA NA RADNE  
KARAKTERISTIKE MOTORA**

Mentor: izv. prof. dr. sc. Vedran Mrzljak

Komentor: v. asist. dr. sc. Vedran Medica-Viola

Rijeka, rujan 2024.

Ivan Bakiš

0069085405

Rijeka, 05.03.2024.

Zavod: Zavod za termodinamiku i energetiku  
Predmet: Motori

## ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Ivan Bakiš (0069085405)**  
Studij: Sveučilišni diplomski studij strojarstva (1100)  
Modul: Brodostrojarstvo (1118)

Zadatak: **Utjecaj upravljanja ventilima na radne karakteristike motora / The valve management influence on engine operating characteristics**

### Opis zadatka:

Prema dostupnim podacima radnih karakteristika motora BMW E46 318i izraditi numeričku simulaciju u računalnom programu Lotus. Ispitati utjecaj različitih konfiguracija i geometrije ventila, te upravljanja ventilima na radne karakteristike motora. Predložiti optimalni model upravljanja ventilima. Dobivene rezultate potrebno je prikazati, usporediti i komentirati.

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

Zadatak uručen pristupniku: 20.03.2024.

Mentor:  
izv. prof. dr. sc. Vedran Mrzljak

Komentor:  
dr. sc. Vedran Medica-Viola

Predsjednik povjerenstva za  
diplomski ispit:  
izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

## **IZJAVA O SAMOSTALNOSTI IZRADE RADA**

Izjavljujem da sam diplomski rad izradio samostalno pod vodstvom mentora izv. prof. dr. sc. Vedrana Mrzljaka kako nalaže članak 8. u Pravilniku o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija u Rijeci.

## **ZAHVALA**

Prvotno zahvaljujem mentoru izv. prof. dr. sc. Vedranu Mrzljaku na prihvaćanju želje za temom, vodstvu te najvažnije prenesenom znanju pri izradi ovoga rada. Također zahvaljujem jednako važnom komentoru v. asist. dr. sc. Vedranu Medici-Violi na svoj pruženoj pomoći i strpljenju pri izradi korištenih modela. Nadalje zahvaljujem obitelji i prijateljima na potpori tijekom izrade ovog diplomskog rada.

# Sadržaj

1. UVOD .....	1
2. KONFIGURACIJA I GEOMETRIJA VENTILA .....	2
2.1. Motori s dva ventila po cilindru .....	2
2.2. Motori s tri ventila po cilindru.....	4
2.3. Motori s četiri ventila po cilindru .....	5
2.4. Motori s pet ventila po cilindru .....	6
3. MODEL MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM.....	8
3.1. Referentni motor.....	8
3.2. Izrada modela motora .....	9
3.3. Validacija modeliranog motora .....	11
4. ISPITIVANJE UTJECAJA GEOMETRIJE I RASPOREDA VENTILA NA PERFORMANSE MOTORA .....	13
4.1. Određivanje promjera i rasporeda ventila .....	13
4.2. Cilindar s dva ventila.....	15
4.2.1. Promjeri usisnih i ispušnog ventila određeni programom.....	15
4.2.2. Promjeri usisnog i ispušnog ventila određeni ručno .....	19
4.3. Tri ventila po cilindru .....	22
4.3.1. Promjeri usisnih i ispušnog ventila određeni programom.....	22
4.3.2. Promjeri usisnih i ispušnog ventila određeni ručno .....	27
4.4. Četiri ventila po cilindru.....	32
4.4.1. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni programom.....	32
4.4.2. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni ručno .....	36
4.5. Pet ventila po cilindru.....	40
4.5.1. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni programom.....	40
4.5.2. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni ručno .....	44
4.6. Usporedba rezultata .....	48
4.6.1. Usporedba rezultata za slučaj kada su promjeri ventila određivani programom ....	48

4.6.2. Usporedba rezultata za slučaj kada su promjeri ventila određivani ručno .....	51
5. VARIJABILNO UPRAVLJANJE VENTILIMA .....	55
6. VVT PRIMJENJEN NA MODELU MOTORA .....	57
7. ZAKLJUČAK .....	64
LITERATURA .....	66
POPIS OZNAKA I KRATICA .....	67
POPIS SLIKA .....	69
POPIS TABLICA .....	71
SAŽETAK .....	72
ABSTRACT .....	73



# 1. UVOD

Upravljanje ventilima jedan je od ključnih aspekata u optimizaciji performansi motora s unutarnjim izgaranjem. Sustav ventila kontrolira unos zraka i goriva u cilindar te izbacivanje plinova izgaranja što se još naziva i ispiranjem cilindra, čime direktno utječe na efikasnost izgaranja gorive smjese, emisije štetnih plinova i ukupnu snagu motora. U cilju poboljšanja radnih karakteristika motora, potrebno je temeljito ispitati utjecaj različitih konfiguracija i geometrije ventila.

Broj i promjer ventila unutar cilindra značajno utječu na radne karakteristike motora. Veći broj ventila omogućuje bolji protok zraka i goriva, što može rezultirati povećanjem snage motora i boljom efikasnošću izgaranja. Promjer ventila također igra važnu ulogu; veći promjer usisnih ventila može povećati protok zraka koji ulazi u cilindar, dok veći promjer ispušnih ventila olakšava brže ispuštanje plinova izgaranja.

Napredak u tehnologiji danas omogućuje primjenu sofisticiranih numeričkih simulacija koje pružaju detaljan uvid u procese unutar motora. Program Lotus, kao jedno od vodećih besplatnih softverskih rješenja za simuliranje rada motora, omogućuje precizno modeliranje i analizu različitih varijabli povezanih s radom ventila. Uz to rezultati koje daje su lako čitljivi i pogodni za prezentiranje.

Lotus Engine Simulation je moćan alat koji se koristi za dinamičku analizu i optimizaciju motora s unutarnjim izgaranjem. Program omogućuje simulaciju kompleksnih termodinamičkih procesa unutar motora, uključujući gibanje klipova, izmjenu topline, protok fluida kroz ventile i sustav usisa te ispuha. Korištenjem računalnog programa Lotus Engine Simulation inženjeri mogu predvidjeti utjecaj različitih ulaznih parametara na performanse motora, analizirati utjecaje promjena u dizajnu i optimizirati parametre kako bi se postigli što bolji rezultati [1].

Ovaj rad ima za cilj istražiti utjecaj upravljanja ventilima na radne karakteristike motora kroz numeričku simulaciju u programu Lotus. Analizirat će se kako promjene u konfiguraciji i geometriji ventila utječu na ključne parametre poput snage motora, potrošnje goriva i efikasnosti. Pored toga, istražiti će se utjecaj varijabilnog upravljanja ventilima faznim pomakom kako bi se postigle optimalne performanse motora.

Rezultati ovog istraživanja mogu služiti kao smjernice za dizajn motora no ne i kao striktna vodilja. Razumijevanje utjecaja broja i promjera ventila može pomoći inženjerima u donošenju odluka prilikom dizajniranja motora.

## 2. KONFIGURACIJA I GEOMETRIJA VENTILA

Nastavno na prethodno poglavlje, u ovom će se poglavlju dati detaljniji uvid kako konfiguracija i geometrija ventila poboljšava radne karakteristike motora s unutarnjim izgaranjem.

### 2.1. Motori s dva ventila po cilindru

U ovoj konfiguraciji jedan od ventila namijenjen je za usis gorive smjese u cilindar dok je drugi namijenjen za ispuh plinova izgaranja. Obično se izvode s omjerom promjera 1,2:1 odnosno usisni ventil ima 1,2 puta veći promjer od ispušnog ventila pogotovo kod atmosferskih motora odnosno motora koji nemaju ugrađeno prednabijanje zraka. Razlog je vrlo jednostavan jer kod atmosferskih motora kako im i samo ime govori zrak u cilindre motora ulazi pod tlakom koji odgovara atmosferskom tlaku dok se plinovi izgaranja ispuštaju kroz ispušni ventil pod tlakom koji vlada u cilindru nakon što je goriva smjesa izgorila te cilindar izvršio željeni rad. Plinovi izgaranja pri izlasku iz cilindra imaju veću brzinu u odnosu na zrak pri usisu pa im je potrebna manja izlazna protočna površina. To slijedi iz formule za volumni protok (2.1.) koja glasi:

$$Q = v \cdot A \quad (2.1.)$$

gdje je:

- $v$  – brzina strujanja fluida, m/s
- $A$  – protočna površina kroz koju struji fluid, m<sup>2</sup>.

Protočna površina kroz koju struji fluid računa se sljedećim izrazom (2.2.):

$$A = 2 \cdot R \cdot \pi \cdot x \quad (2.2.)$$

pri čemu je:

- $R$  – radijus ventila, m
- $x$  – hod ventila, m.

Iz prikazanog je vidljivo da protočnu površinu kroz koju struji fluid možemo povećati i hodom ventila, no to se u ovom radu neće analizirati. Ukoliko bi hod bio dovoljno velik da protočna površina plašta valjka preraste površinu presjeka ventila tada bi se kao mjerodavna protočna površina računala površina otvora na koji ventil naliježe. Inicijalno zamisao zašto je uopće potrebno povećati protok kroz ventile temelji se na tome da se iz veće količine gorive smjese može dobiti više proizvedenog rada što u konačnici dovodi i do povećane snage samog motora.

Omjer promjera i hoda ventila u modernim motorima automobila uglavnom varira na način da je promjer 1,3 do 1,5 puta veći od hoda ventila.

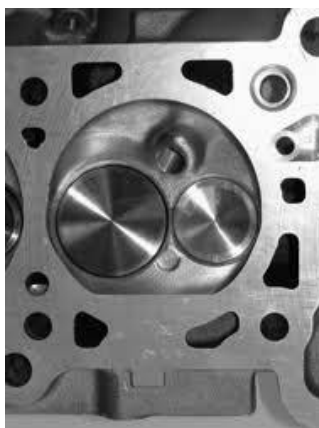
Kod konfiguracije s dva ventila po cilindru usisni i ispušni ventili mogu biti većeg promjera nego kod konfiguracije s više ventila, no to ne znači nužno veći protok zraka. U većini slučajeva konfiguracije s dva ili čak tri usisna ventila imaju veći protok zraka, iako dizajn motora s dva ventila uglavnom ima dobar protok medija kroz iste. Međutim, dvoventilni dizajn motora postaje ograničen samim dimenzijama ventila jer veći ventili zbog svoje veće mase postaju tromiji te ih je teže kontrolirati. Iako se razlika u masama na prvi dojam ne čini velikom, ona ima značajan utjecaj na upravljanje ventilima. Taj se problem uglavnom rješava smanjenim hodom ventila i dužim vremenom otvorenosti ventila. Smanjeni hod može se predočiti kao poluzatvorena klapna gasa (eng. throttle valve) što i nije baš pogodno te se tu mora postići balans [2].

Na efikasnost te na proizvedenu snagu motora utječe i koliko se zrak dobro izmiješao sa gorivom, to je pogotovo važno kod motora koji ubrizgače goriva nemaju postavljene prije usisnog ventila već se gorivo ubrizgava direktno u cilindar. Bolja izmiješanost goriva i zraka rezultira efikasnijim izgaranjem gorive smjese i većom iskoristivosti izgaranja. Kod dvoventilnih cilindara sama konfiguracija ograničava intenzitet nastale turbulencije pri ulasku zraka ili već pripremljene gorive smjese u cilindar pa se to javlja kao još jedan nedostatak.

Ipak, dvoventilni dizajn korišten je u automobilima do ranih 2000-tih godina kada se sve više počelo ugrađivati multiventilne sustave u automobile. Dvoventilni sustav sasvim je dovoljno za to doba zadovoljavao potrebe autoindustrije. Neke od prednosti dizajna cilindara s dva ventila su:

- Jednostavnost – motori su imali manji broj dijelova te time manje troškove proizvodnje,
- Pouzdanost – na motorima je bilo manje pokretnih dijelova, a što je manje pokretnih dijelova to je veća pouzdanost,
- Jednostavnije održavanje.

Na slici 2.1. prikazana je glava motora koja ima dva ventila od kojih je veći usisni, a manji je ispušni.



*Slika 2.1. Konfiguracija s dva ventila po cilindru [3]*

## **2.2. Motori s tri ventila po cilindru**

U svrhu povećanja protoka i zadržavanja relativne jednostavnosti izrade počeli su se razvijati motori s tri ventila po cilindru. Kako je već prije spomenuto da je veći problem unijeti zrak nego izbaciti plinove izgaranja iz cilindra, kod ove konfiguracije dva su ventila namijenjena za usis dok je treći namijenjen za ispuh.

Prednosti troventilne konfiguracije nad dvoventilnom je već spomenuti bolji protok zraka kroz ventile te bolje punjenje cilindra. Također poboljšano je i miješanje goriva za zrakom pri ulasku u cilindar.

Nedostaci ovog sustava su bili nešto veća složenost u odnosu na sustav s dva ventila i ograničena optimizacija kao najveći nedostatak. Ograničena optimizacija uglavnom se odnosi na neravnomjeran protok na usisu i na ispuhu cilindra. Iako je turbulentno strujanje nastalo pri unosu gorive smjese u cilindar bolje nego kod dvoventilnih sustava, ono može postati još intenzivnije ukoliko bi samo ispiranje cilindra bilo efikasnije. Efikasnije ispiranje cilindra traži veći protok na ispuhu tj. zahtjeva dva ispušna ventila po cilindru.

Zbog navedenih nedostataka autoindustrija je napravila skok u dizajnu motora odnosno s konfiguracije od dva ventila direktno se prelazilo na konfiguracije s četiri ventila. Ipak konfiguracije motora s tri ventila po cilindru pronašle su svoju primjenu u tom prijelaznom periodu kod nekih proizvođača automobila, ali i kod motora za motocikle [2].

Na slici 2.2. dan je prikaz konfiguracije s tri ventila po cilindru.



*Slika 2.2. Konfiguracija s tri ventila po cilindru [4]*

### **2.3. Motori s četiri ventila po cilindru**

Motori s četiri ventila po cilindru od kojih su dva usisna, a dva ispušna odgovaraju na nedostatak ograničene optimizacije koji se javlja kod opisane konfiguracije s tri ventila. Konfiguracija s četiri ventila po cilindru eliminira taj nedostatak povećavajući protok na izlazu iz cilindra, što je jedan od razloga zašto se koriste u suvremenim motorima. S dodatkom još jednog ventila u odnosu na troventilske sustave poboljšano je i miješanje gorive smjese te je u konačnici poboljšano i izgaranje. Uz navedene dvije glavne prednosti, četveroventilski sustavi imaju i bolju raspodjelu toplinskog toka po cilindru što smanjuje rizik od habanja te pregrijavanja [2].

Nedostaci četveroventilskih sustava ispiranja cilindara u odnosu na troventilske su povećana složenost i kompleksnost te veći troškovi razvoja, no performansama zasjenjuju iste.

Četveroventilski sustavi ispiranja cilindara pronašli su svoju primjenu u jako širokom spektru benzinskih i dizelskih motora. Taj široki spektar motora kreće se od malih, ekološki prihvatljivih, štedljivih i pouzdanih motora kakvi se ugrađuju u male gradske automobile pa do „super automobila“ odnosno sportskih automobila kojima su performanse u prvome planu.

Na slici 2.3. prikazana je glava motora s četiri ventila po cilindru.



*Slika 2.3. Konfiguracija s četiri ventila po cilindru [3]*

#### **2.4. Motori s pet ventila po cilindru**

Kao što je već rečeno, motori s četiri ventila sasvim su dobro zadovoljavali potrebe autoindustrije u svrhu optimalnosti performansi i cijene te kompleksnosti. Potreba za značajnije većim protokom zraka javljala se kod sportskih automobila kada povećanje hoda kod četveroventilskih sustava više nije bilo dovoljno, odnosno prihvatljivo. Razlog tome je moguć ulaz ventila u prostor kretanja klipa. Stoga su se počeli razvijati motori s pet ventila po cilindru.

Prednosti ove konfiguracije su očite, veći protok zraka što rezultira boljim performansama no kompleksnost se javlja kao direktni nedostatak. Povećanje kompleksnosti sustava ispiranja cilindra dovodi do sve teže sinkronizacije i održavanja jer zahtjeva sofisticiranije alate. Osim toga, motori s peteroventilnim sustavim zahtijevaju poseban konkavan (hemisferičan) oblik glave motora kako bi pet ventila moglo stati u cilindar, a da se ne povećava promjer cilindra odnosno da se ne razvija novi motor. Pri tome također treba obratiti pozornost na svjećicu budući da je slobodnog prostora u glavi motora sve manje što kod prijašnjih konfiguracija nije bio problem.

Neki od primjera automobila koji su koristili pet ventila po cilindru su Bugatti EB110, Ferrari 355 i F50. Također motori s pet ventila koristili su se i za jeftinije automobile poput Škode octavie RS i Toyote Corolle no većinom nisu ušli u veliko-serijsku proizvodnju. Prvi motor s pet ventila po cilindru koji je ušao u serijsku proizvodnju predstavio je Mitsubishi. „Motor je bio benzinski turbo, s intercoolerom, tri cilindra, 15 ventila, dva bregasta vratila u glavi (DOHC), elektroničkim multipoint ubrizgavanjem goriva te varijabilnom usisnom granom (Cyclone, s dva seta kanala) – i sve to 1989. godine.“ [5].

Na slici 2.4. prikazana je glava motora s pet ventila po cilindru.



*Slika 2.4. Konfiguracija s pet ventila po cilindru [6]*

### 3. MODEL MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM

Ovo poglavlje opisuje glavne značajke referentnog motora, izradu modela u programu Lotus Engineering Software te usporedbu dobivenih rezultata simulacije modeliranog motora sa izmjerenim vrijednostima, odnosno krivuljama snage i okretnog momenta koje opisuju isti motor u naravi. Radni parametri referentnog motora pronađeni su na internetu, a dani su od strane proizvođača.

#### 3.1. Referentni motor

Model motora u ovom diplomskom radu zasniva se na motoru sličnom onome koji se ugrađivao u modele treće serije (E46) proizvođača automobila marke BMW u razdoblju od 1998. do 2001. godine. Komercijalna oznaka modela automobila, a time i motora jest 318i. Radi se o rednom četverocilindričnom benzinskom motoru kodne oznake M43B19 bez prednabijanja. Budući da motor ima samo jedno bregasto vratilo u glavi motora, na njemu ne postoji nikakav sustav varijabilnog upravljanja ventilima. Glava motora sadrži samo dva ventila po cilindru te je zbog navedenih karakteristika bio pogodan za ovo ispitivanje. U nastavku je dana tablica 3.1. koja prikazuje glavne karakteristike motora, koje navodi proizvođač [7].

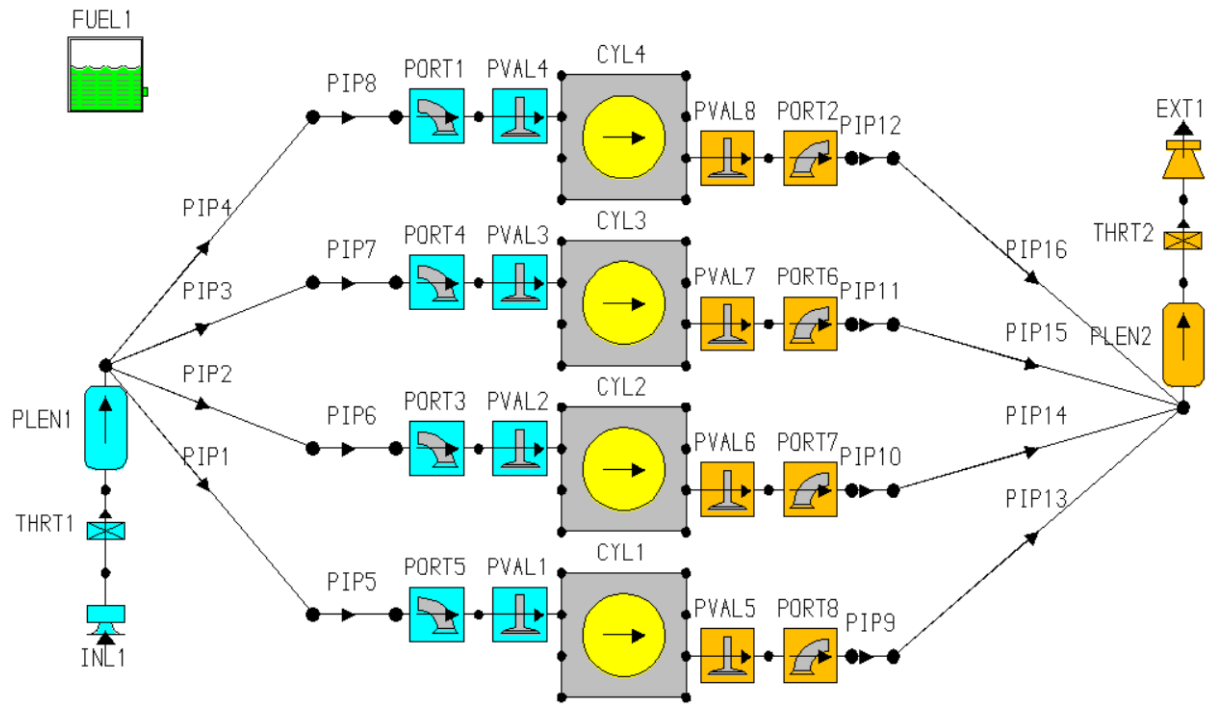
*Tablica 3.1. Tvorničke specifikacije baznog motora*

Kodna oznaka	M43B19
Snaga	87 kW pri 5500 min <sup>-1</sup>
Okretni moment	180 Nm pri 3900 min <sup>-1</sup>
Radni volumen	1895 cm <sup>3</sup>
Promjer cilindra	85 mm
Hod klipa	83,5 mm
Omjer kompresije	9,7
Broj cilindara	4
Broj ventila po cilindru	2
Promjer usisnog ventila	42 mm
Promjer ispušnog ventila	36 mm
Konfiguracija cilindara	smješteni u redu



### 3.2. Izrada modela motora

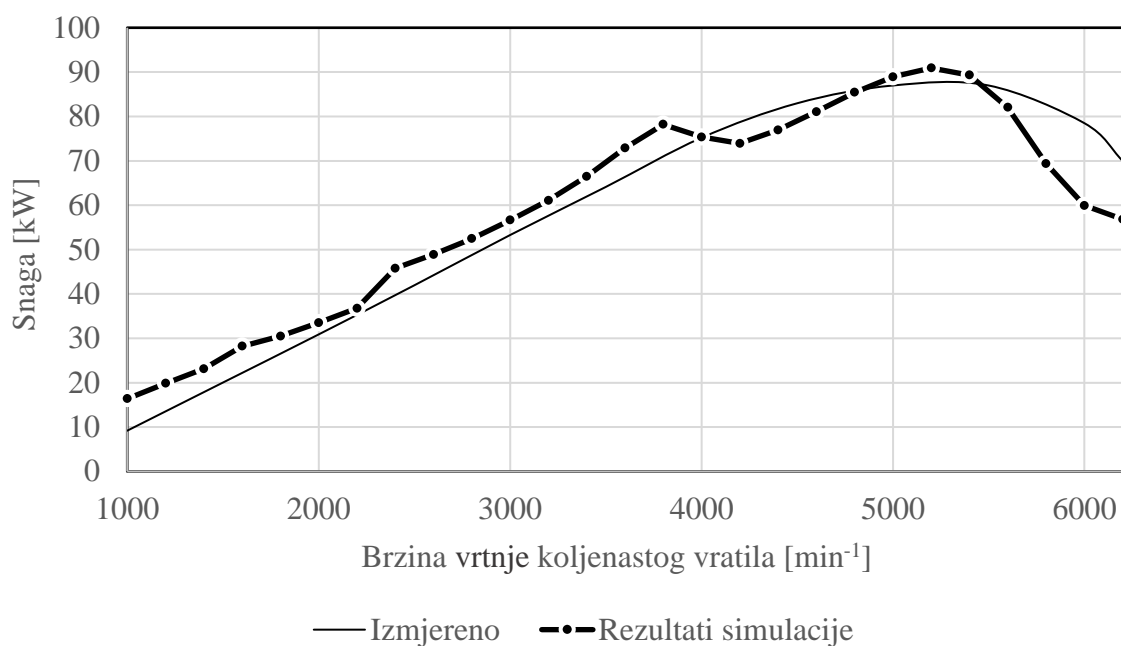
Za izradu modela referentnog motora korišten je programski paket LES – Lotus Engineering Software. Na slici 3.1. prikazan je model motora gdje je oznakom „FUEL1“ označen spremnik goriva. Obzirom da se radi o benzinskom motoru što je tvornička postavka pri otvaranju LES – a takav je i ostavljen. Simbol usisa zraka u motor označen je sa „INL1“ te se njemu mogu zadati neki rubni uvjeti poput tlaka i temperature ulaznog zraka koje su u ovom slučaju puštene kako ih je program sam odredio odnosno tlak na usisu je 1 bar zbog toga što se radi o atmosferskom motoru, a temperatura zraka iznosi 20 °C. Pod oznakom „THRT1“ označena je klapna gasa, a pod oznakom „PLEN1“ označen je usisni kolektor. Oznake „PIP“ označavaju cijevi usisa i ispuha. Duljina usisnih cijevi od PIP1 do PIP4 iznosi 789,25 mm, dok duljina ostalih usisnih cijevi iznosi 102 mm. Pod oznakom „PORT“ označeni su ulazni i izlazni kanali za zrak odnosno plinove izgaranja. Promjer usisnih otvora iznosi 42 mm, a promjer ispušnih otvora iznosi 36 mm. Ove vrijednosti postavljene su prema tablici 3.1. Oznaka „PVAL“ označava usisne i ispušne ventile te se tu mogu pronaći postavke poput kuta koljenastog vratila kada će se ventili otvarati ili zatvarati, postavke hoda ventila koji je u ovom slučaju ostavljen prema tvorničkim postavkama programa te iznosi 9,625 mm. Postavke o otvaranju i zatvaranju ventila bit će korisne u analizi varijabilnog upravljanja ventilima. Kako se već da pretpostaviti oznaka „CYL“ simbolizira cilindar gdje se mogu pronaći postavke o promjeru cilindra te hodu klipa koji su također definirani programu prema tablici 3.1. „PLEN2“ označava ispušni kolektor, a „EXT1“ označava ispušnu granu motora.



*Slika 3.1. Model motora u programu Lotus Engineering Software*

### 3.3. Validacija modeliranog motora

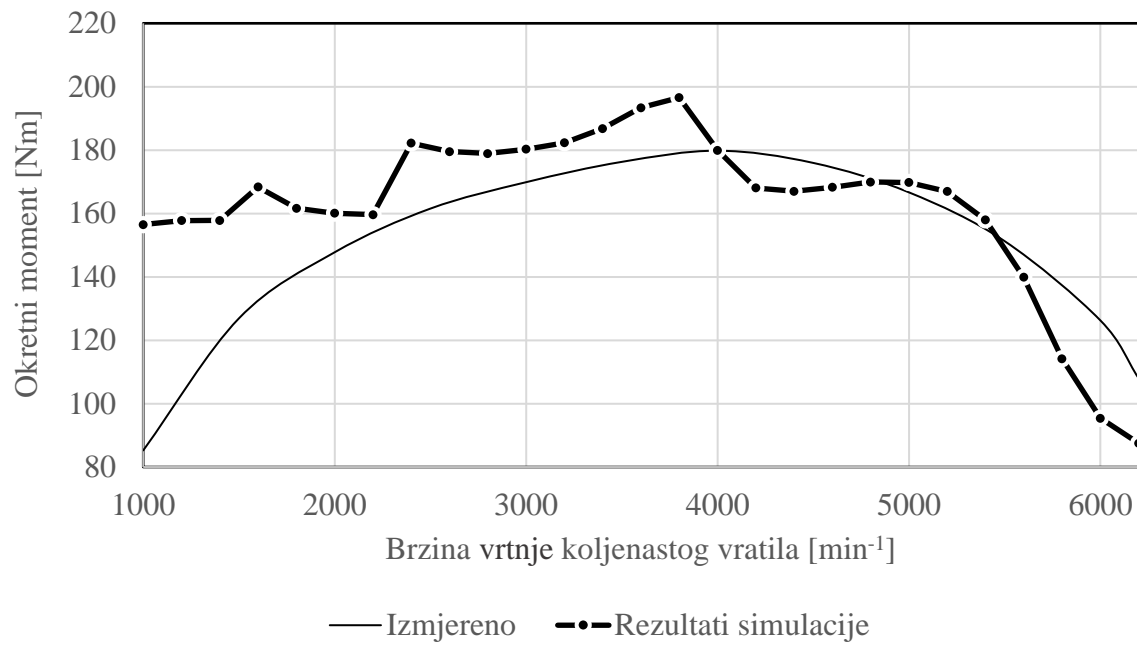
U svrhu potvrde mjerodavnosti ispitivanja izrađenog modela motora napravila se validacija modela motora u odnosu na motor u naravi. Slika 3.2. prikazuje usporedbu krivulje snage referentnog motora i krivulju snage simuliranog motora. Uočljivo je da se krivulje preklapaju. Najveće odstupanje iznosi 43,9 % i javlja se pri brzini vrtnje koljenastog vratila od  $6000 \text{ min}^{-1}$ , odstupanje je prihvatljivo budući da je navedena točka jedina u kojoj se javlja odstupanje ovakvog intenziteta. Također, motor rijetko radi na navedenoj brzini vrtnje koljenastog vratila budući da je ona blizu maksimalne vrijednosti.



Slika 3.2. Validacija snage simuliranog motora

Na slici 3.3. prikazana je krivulja okretnog momenta baznog i simuliranog motora. Najveće odstupanje iznosi 45,5 % pri brzini vrtnje koljenastog vratila od  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Kako se ovo odstupanje javlja pri brzini vrtnje koljenastog vratila koja je skoro jednaka minimumu motora, smatra se prihvatljivim. Može se zaključiti da su odstupanja u prihvatljivom rasponu. Stoga se simulirani model motora smatra validiranim. Simulirani model motora će se koristiti u daljnjim ispitivanjima.

Odstupanja krivulja mogu se pripisati nedostatku podataka o usisnoj i ispušnoj grani (promjer, duljina, gubici), o hodu ventila, itd.



Slika 3.3. Validacija okretnog momenta simuliranog motora

## 4. ISPITIVANJE UTJECAJA GEOMETRIJE I RASPOREDA VENTILA NA PERFORMANSE MOTORA

Usporedit će se četiri osnovne konfiguracije ventila u cilindru:

- cilindar s 2 ventila,
- cilindar s 3 ventila,
- cilindar s 4 ventila i
- cilindar s 5 ventila.

Za svaku konfiguraciju bit će određeni promjeri ventila na način da se pokuša postići najveće moguće protočne površine. Također će se za svaku konfiguraciju pustiti programu da sam odredi promjer ventila pri čemu će se programu zadati samo broj usisnih te broj ispušnih ventila. Model motora će biti prilagođen određenim promjerima i broju ventila. Rezultati simulacija će se usporediti.

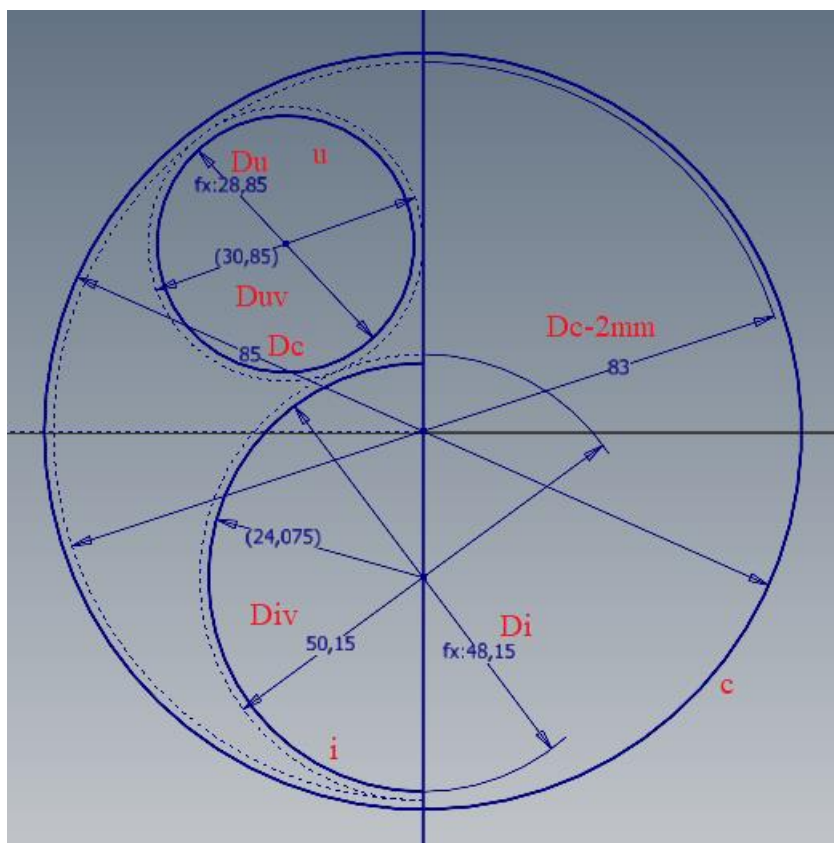
### 4.1. Određivanje promjera i rasporeda ventila

Prilikom određivanja promjera i rasporeda ventila unutar cilindra nastojalo se pronaći najveće moguće promjere ventila koji mogu stati u cilindarsku glavu. Ovo je bilo otežano zbog različitih promjera usisnih  $D_u$  i ispušnih ventila  $D_i$ . Promjer cilindra  $D_c$  je korišten prema referentnom motoru. Omjer protočnih površina ventila je bio:  $\phi = A_u / A_i = 1,2$ . Promjeri ventila  $D_u$  i  $D_i$  su nepoznanice i bilo ih je potrebno odrediti minimizacijskim algoritmom. U nastavku je opisan način određivanja promjera ventila za cilindar s četiri ventila.

Za određivanje promjera ventila korišteni su programski paketi Autodesk Inventor i Microsoft Excel. U Autodesk Inventor je ucrtana kružnica koja predstavlja stjenke cilindra. Ova kružnica je podijeljena vodoravnom simetralom. Kružnica koja predstavlja usisni ventil je ucrtana tako da dodiruje vodoravnu simetralu i kružnicu koja predstavlja stjenke cilindra te je pretpostavljen promjer  $D_u$ . Zatim je kružnica koja predstavlja ispušni ventil ucrtana tako da dodiruje vodoravnu simetralu, kružnicu koja predstavlja stjenke cilindra i kružnicu koja predstavlja usisni ventil.

Zatim je iščitana promjer ispušnog ventila  $D_i$  te je uspoređen s pretpostavljenim promjerom usisnog ventila  $D_u$ . Korištenjem ova dva promjera izračunat je omjer protočnih površina  $o_{temp}$  i razlika u odnosu na zadani omjer:  $\Delta o = \text{abs}[o - o_{temp}]$ . Pomoću programskog paketa Microsoft Excel je primijenjen minimizacijski algoritam za određivanje promjera  $D_u$  i  $D_i$  za koje vrijedi:  $\Delta o = 0$ . U skladu s minimizacijskim algoritmom iterativno je dobiven promjer  $D_u$  i pomoću Autodesk Inventor-a je određivan promjer  $D_i$  sve dok nije zadovoljen uvjet:  $\Delta o = 0$ .

Primjer modela geometrije i rasporeda ventila po cilindru korišten u svrhu određivanja promjera usisnih i ispušnih ventila dan je za troventilni sustav te je on prikazan na slici 4.1. Na slici oznaka  $c$  vezana je za punu plavu liniju koja predstavlja stjenke cilindra te su od tog promjera oduzeta 2 mm, dobivena kružnica prikazana je iscrtkanom linijom. Ta kružnica predstavlja granicu do koje se može ventilom približiti stjenki cilindra, a da razmak između ventila i stjenke cilindra iznosi minimalno 2 mm. Pune plave linije unutar opisanih kružnica označavaju ventile, oznaka  $u$  označava usisni ventil dok oznaka  $i$  označava ispušni ventil. Navedene kružnice prikazane su samo na jednoj strani vertikalne osi skice radi mogućnosti postavljanja ograničenja (kružnice se tangencijalno dodiruju). Sve prikazano na lijevoj strani zrcali se i na desnu stranu. Promjer  $D_u$  označava promjer usisnog ventila dok promjer  $D_{uv}$  označava promjer vanjske kružnice usisnog ventila koji je za 2 mm veći od promjera  $D_u$ . Promjer  $D_{uv}$  karakterizira kružnicu prikazanu iscrtkanom linijom koja se tangencijalno dodiruje sa vertikalnom osi te s iscrtkanom kružnicom cilindra. Time se dobio minimalni razmak od potrebnih 2 mm između stjenke cilindra i ventila. Analogno oznakama  $D_u$  i  $D_{uv}$  označeni su promjeri  $D_i$  i  $D_{iv}$  koji karakteriziraju kružnicu ispušnog ventila i vanjski promjer kružnice ispušnog ventila. Pomoćnim kružnicama (iscrtkane kružnice na slici 4.1.) osigurao se minimalni razmak između svakog ventila i stijenke cilindra od 2 mm, a na isti se način osigurao i minimalni razmak između svih ventila od 2 mm.



Slika 4.1. Model geometrije i rasporeda ventila po cilindru

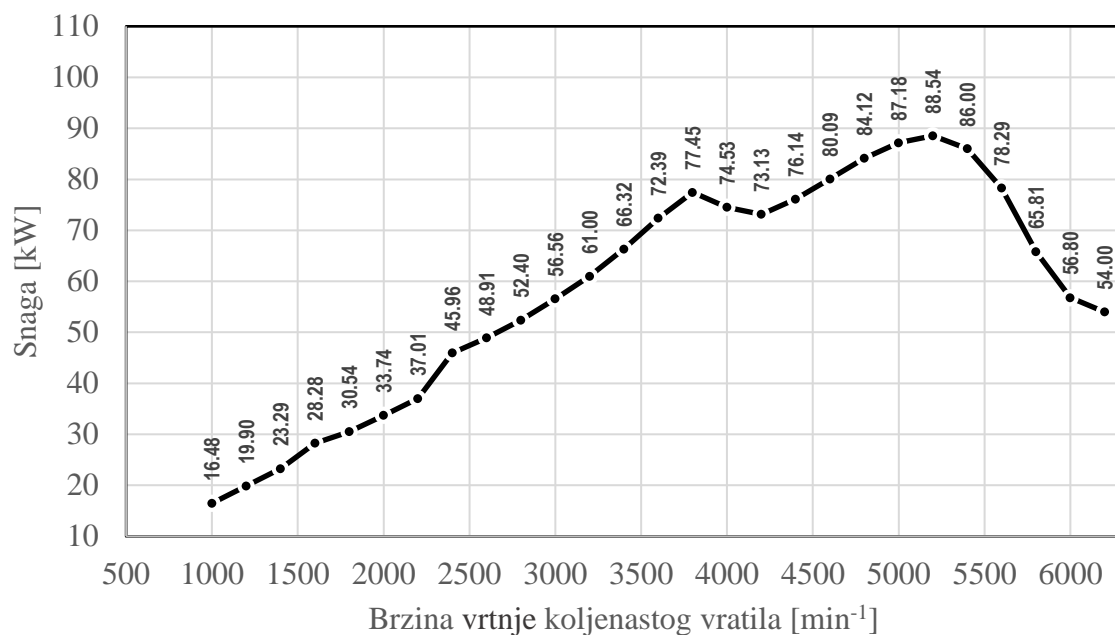
## 4.2. Cilindar s dva ventila

Prva po redu dolazi konfiguracija s dva ventila po cilindru gdje je u početnom slučaju programu pušteno da sam odredi promjere usisnog i ispušnog ventila.

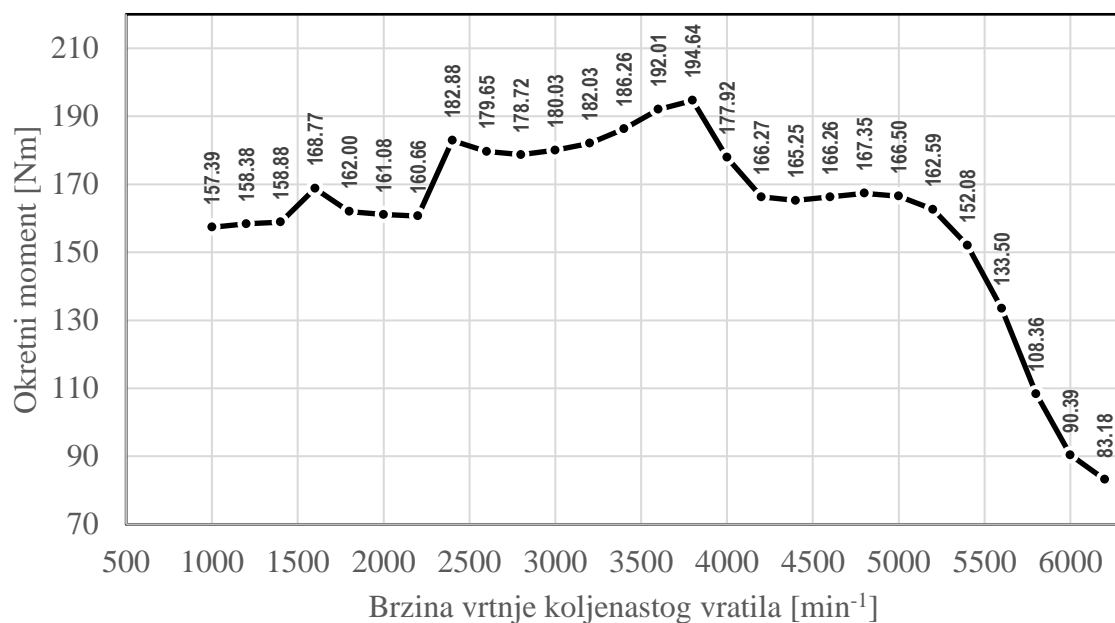
### 4.2.1. Promjeri usisnog i ispušnog ventila određeni programom

U ovom slučaju programu je definiran broj usisnih i ispušnih ventila, nakon čega je program prema svom algoritmu na temelju radnog volumena, promjera cilindra te hoda klipa odredio promjere usisnog i ispušnog ventila. Promjer usisnog ventila iznosi 40,76 mm, a ispušnog 34,11 mm.

Pokretanjem simulacije dobivaju se rezultati za snagu (slika 4.2.), okretni moment (slika 4.3.), specifičnu potrošnju goriva (slika 4.4.), srednji efektivni tlak (slika 4.5.) i volumetrijski stupanj punjenja (slika 4.6.)



Slika 4.2. Krivulja snage – dva ventila, promjeri određeni programom

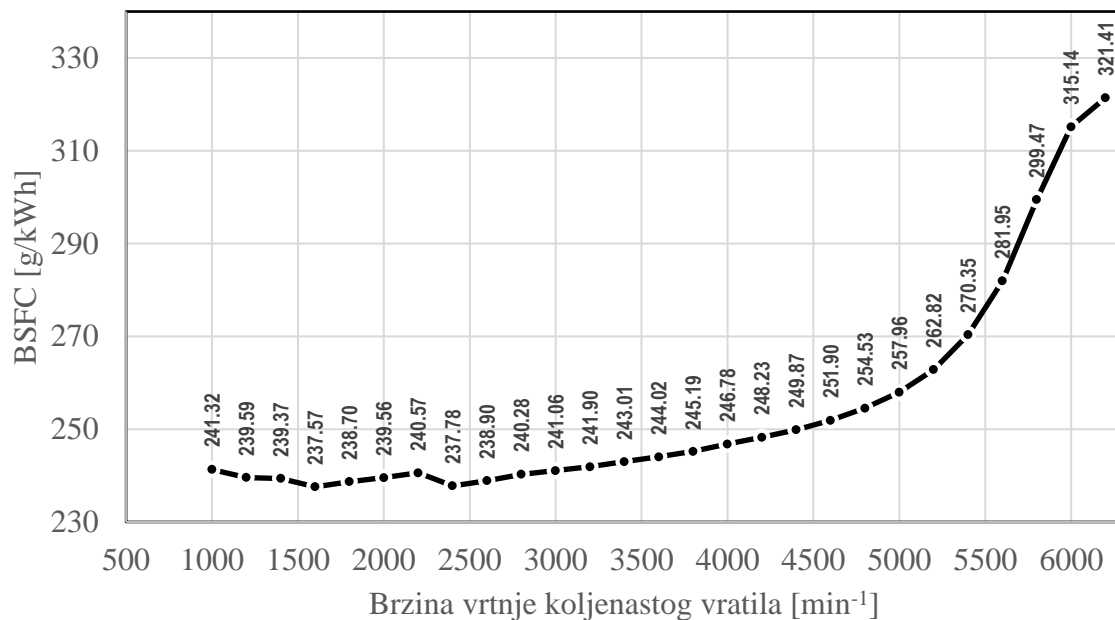


Slika 4.3. Krivulja okretnog momenta – dva ventila, promjeri određeni programom

Specifična potrošnja goriva (eng. BSFC – Brake Specific Fuel Consumption) predstavlja jedan od najboljih parametara pri određivanju performansi motora s unutarnjim izgaranjem. Specifična potrošnja goriva [g/kWh] pokazuje koliko je motoru potrebno grama goriva da bi proizveo 1 kWh snage. Ova veličina izuzetno je pogodna za uspoređivanje različitih motora jer specifikacije motora poput radnog volumena, vrste goriva i slične ne utječu na ovu veličinu. Motor

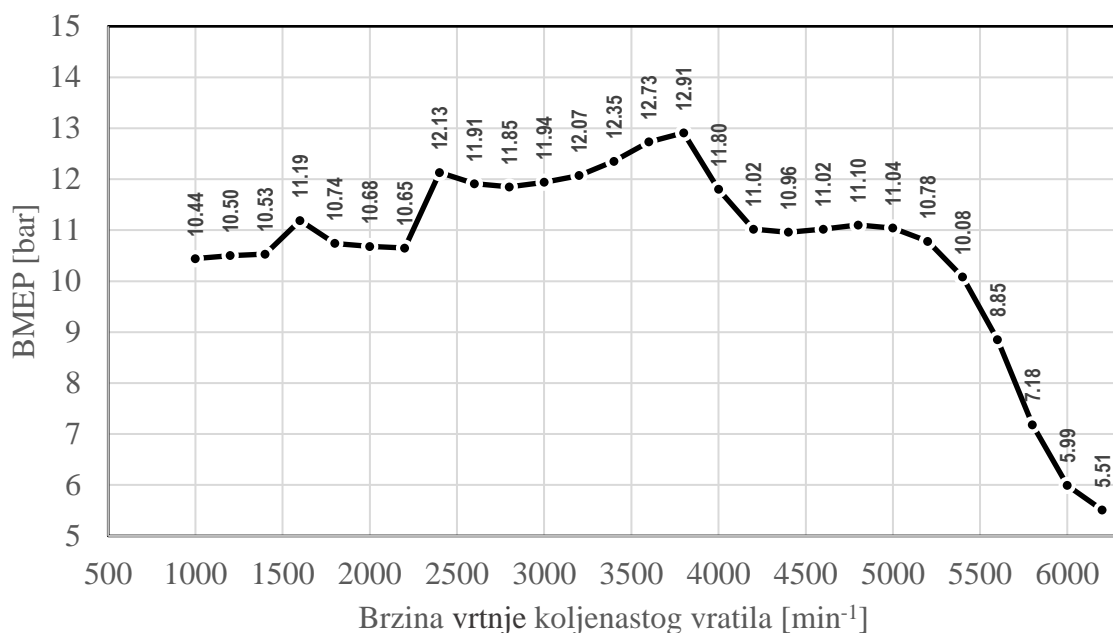


ima bolje performanse što mu je specifična potrošnja goriva niža. „Brake“ se u ovom slučaju odnosi na efektivnu snagu motora koja se mjeri na kočnici (dodatni parametar kojeg je potrebno mjeriti je maseni ili volumni protok goriva, koji se mjere mjeračima protoka). Specifična potrošnja goriva je zapravo omjer masenog protoka goriva i efektivne snage motora.



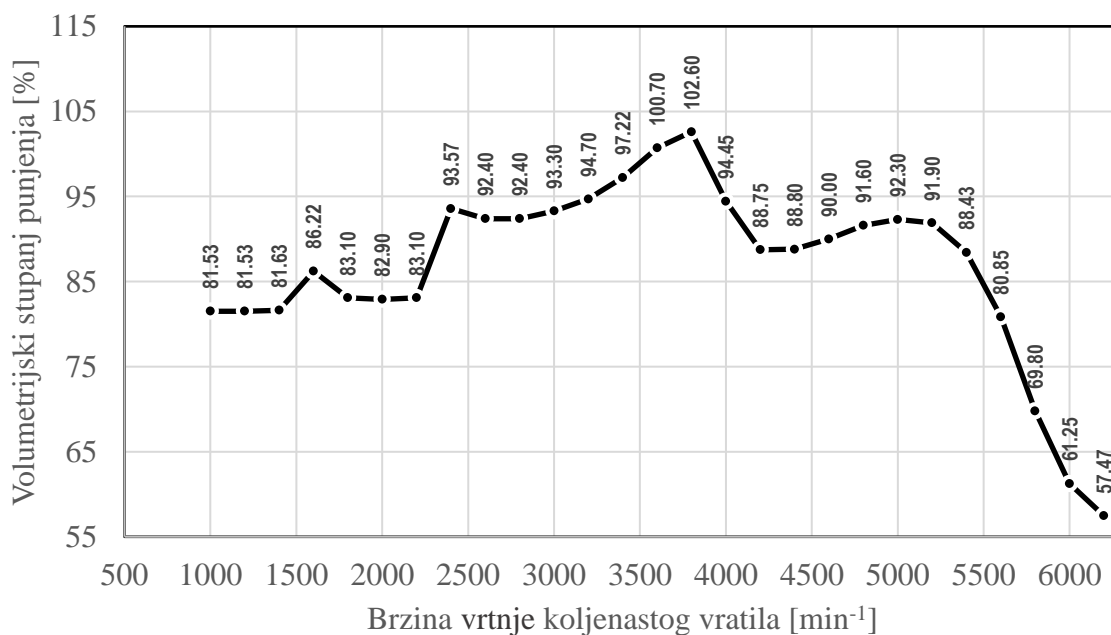
Slika 4.4. Krivulja BSFC – dva ventila, promjeri određeni programom

Srednji efektivni tlak (eng. BMEP – Brake Mean Effective Pressure) je veličina koja olakšava proračune motora s unutarnjim izgaranjem, a predstavlja ukupni proizvedeni efektivni rad motora podijeljen s ukupnim radnim (stapajnim) volumenom motora. Srednji efektivni tlak proporcionalan je opterećenju motora – veći srednji efektivni tlak predstavlja veće opterećenje motora i obrnuto. Mjerna jedinica je bar, no nema nikakve veze s tlakovima koji se javljaju u radnom procesu motora. Također, kao i BSFC omogućuje pouzdanu usporedbu dvaju različitih motora.



Slika 4.5. Krivulja BMEP – dva ventila, promjeri određeni programom

Volumetrijski stupanj punjenja [%] prikazuje volumen unesenog svježeg zraka u cilindar u odnosu na volumen zraka koji bi mogao ispuniti cilindar ako se zrak nalazi na definiranom stanju okoline (okolnom tlaku i temperaturi). Kod atmosferskih motora, volumetrijski stupanj punjenja je niži od 100 % ili malo iznad 100 %, dok je kod motora s prednabijenjem volumetrijski stupanj punjenja osjetno veći od 100 %. U ispitivanju različitih geometrija i rasporeda ventila ovaj će parametar dobro poslužiti za usporedbu unesenog volumena zraka u cilindar.

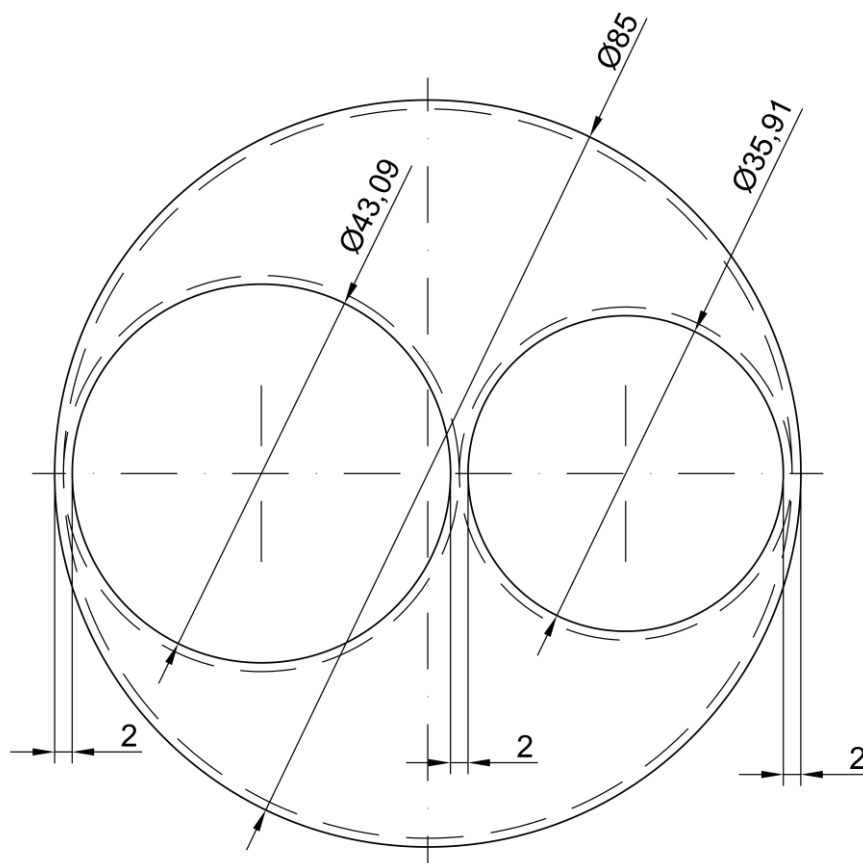


Slika 4.6. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – dva ventila, promjeri određeni programom

#### 4.2.2. Promjeri usisnog i ispušnog ventila određeni ručno

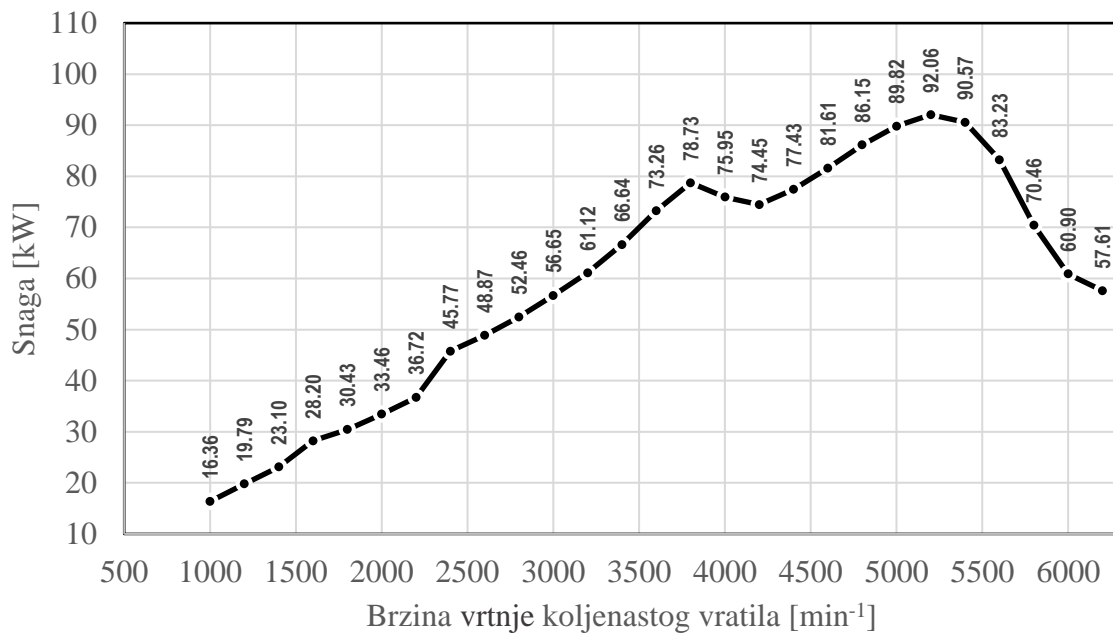
U slučaju konfiguracije s dva ventila po cilindru određivanje promjera usisnog i ispušnog ventila bilo je relativno jednostavno budući da se ventili, da bi bili najveći mogući, moraju nalaziti na simetrali kružnice cilindra. Na slici 4.7. kružnica koja predstavlja cilindar je puna linija unutar koje se nacrtala pomoćna, iscrtana kružnica. Promjer spomenute iscrtane kružnice 2 mm je manji od promjera cilindra te iznosi 83 mm. Unutar nje su se na horizontalnoj simetrali konstruirale dvije kružnice od kojih lijeva (veća) prikazuje usisni ventil, a desna (manja) ispušni. Koncentrično su se dodale kružnice prikazane iscrtanim linijama, a promjeri tih iscrtanih kružnica su za 2 mm veći od promjera kružnica koje označavaju ventile. Iscrtanim kružnicama potom su se dodala ograničenja da se tangencijalno dodiruju međusobno te sa iscrtanom kružnicom kojom su opisane. Također se dodao uvjet da promjer usisnog ventila mora biti 20 % veći od promjera ispušnog ventila. Time su se dobili sljedeći promjeri:

- Promjer ispušnog ventila  $D_i = 35,91$  mm,
- Promjer usisnog ventila  $D_u = 43,09$  mm.



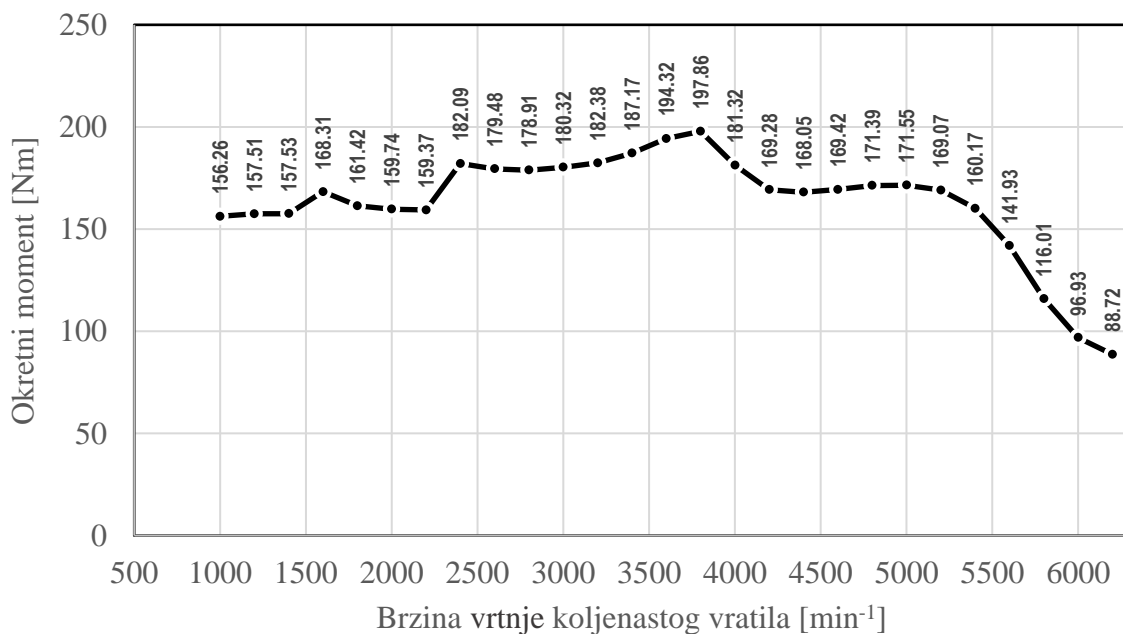
Slika 4.7. Skica grafičke metode određivanja promjera – dva ventila

Dobiveni promjeri postavili su se u model te su na slikama od 4.8. do 4.12. prikazani rezultati simulacije.



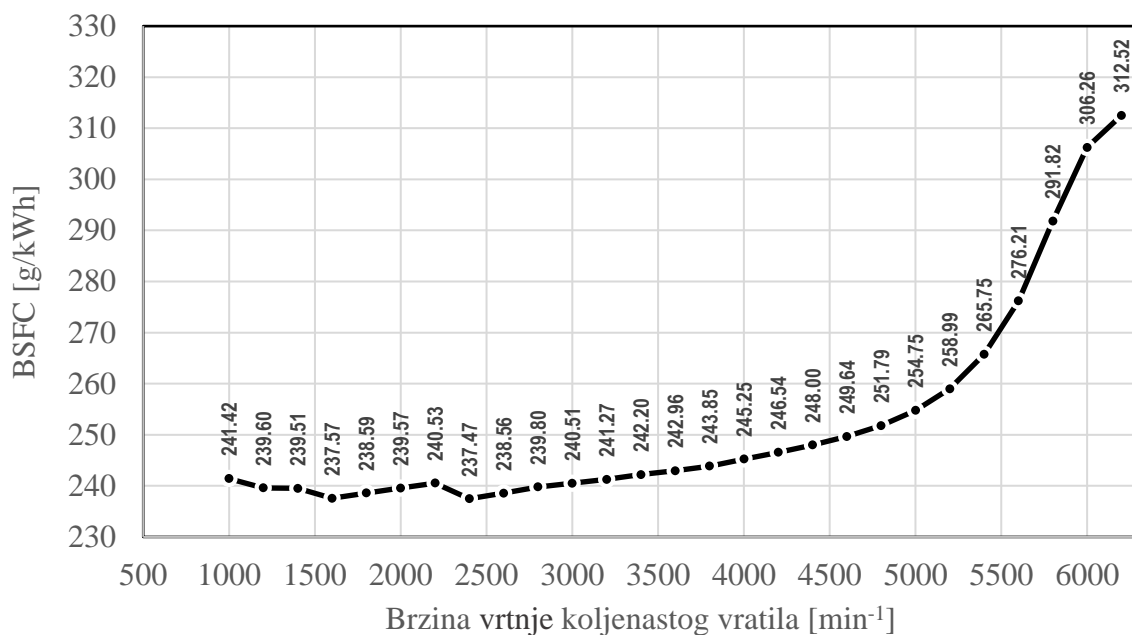
Slika 4.8. Krivulja snage – dva ventila, promjeri određeni ručno

Uspoređujući krivulje snage prikazane na slikama 4.2. i 4.8. može se vidjeti kako je maksimalna vrijednost snage u slučaju kada su promjeri ventila određeni programom manja u odnosu na slučaj kada su promjeri ventila određeni ručno. Maksimalna snaga veća je za 3,52 kW kod ručno određenih promjera ventila.

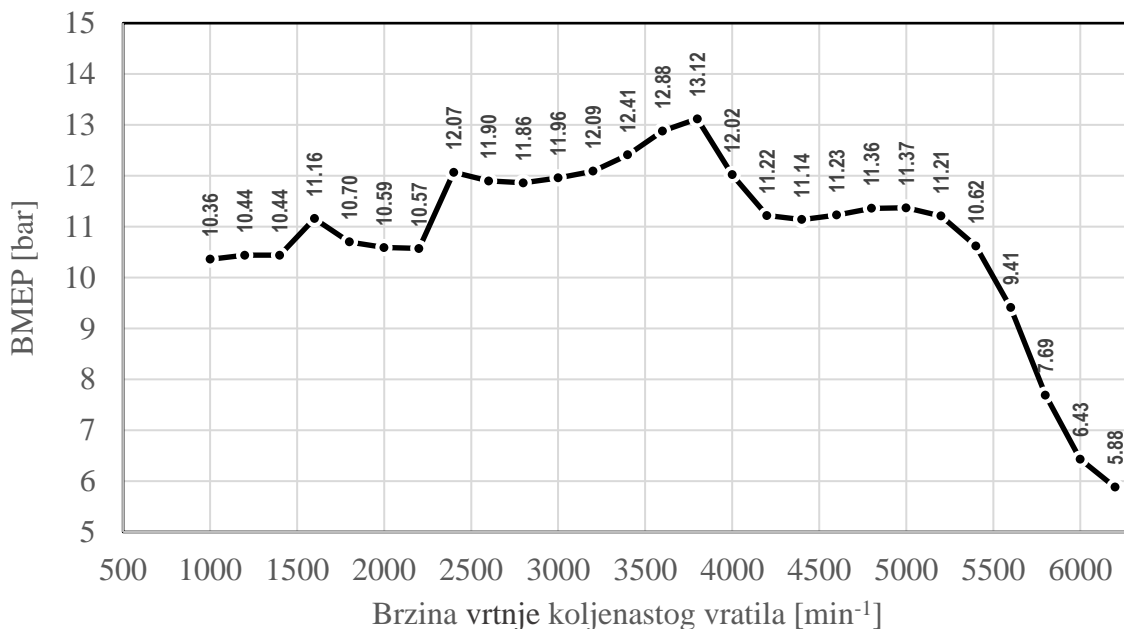


Slika 4.9. Krivulja okretnog momenta – dva ventila, promjeri određeni ručno

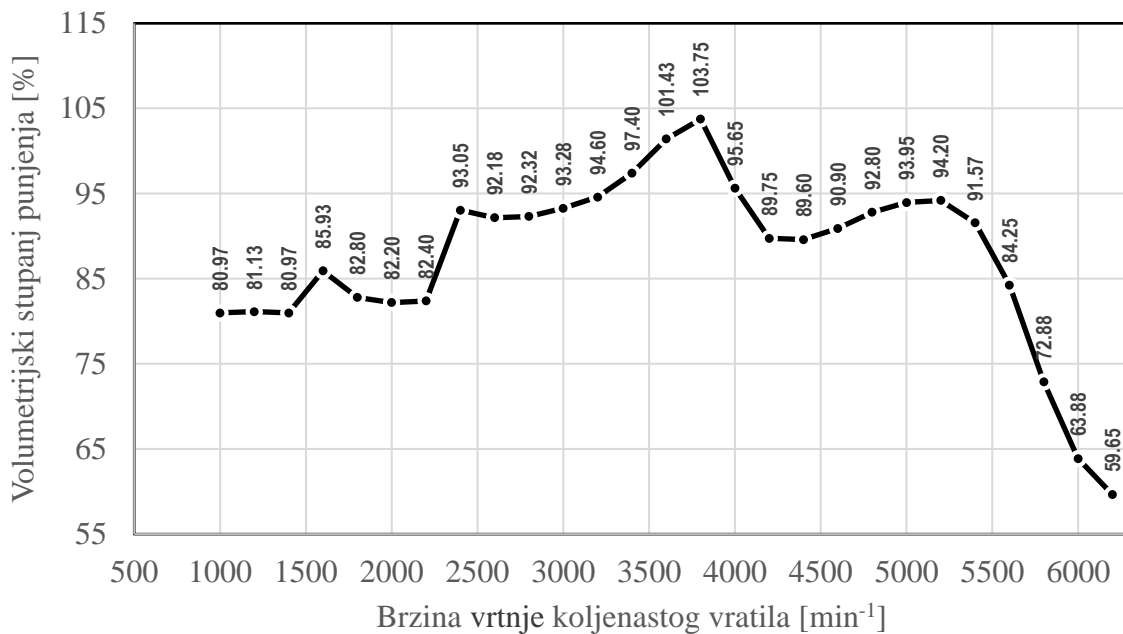
Kod ručno određenih promjera ventila povećala se i maksimalna vrijednost okretnog momenta (u odnosu na promjere ventila određene programom) sa 194,64 Nm na 197,86 Nm.



Slika 4.10. Krivulja BSFC – dva ventila, promjeri određeni ručno



Slika 4.11. Krivulja BMEP – dva ventila, promjeri određeni ručno



Slika 4.12. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – dva ventila, promjeri određeni ručno

Uspoređujući krivulje volumetrijskog stupnja punjenja vidljivo je kako se maksimalna vrijednost ovog parametra povećala sa 102,6 % (kod promjera ventila određenih programom) na 103,75 % (kod promjera ventila određenih ručno) što je i očekivano obzirom da su se povećali promjeri oba ventila.

### 4.3. Tri ventila po cilindru

Na isti način kao i u prethodnom poglavlju izvršit će se simulacije i za slučaj s tri ventila po cilindru.

#### 4.3.1. Promjeri usisnih i ispušnog ventila određeni programom

Modelu motora sada se postavljaju dva usisna ventila dok na ispuhu ostaje jedan ventil. Promjer ispušnog ventila ostao je isti kao i u slučaju s dva ventila po cilindru dok promjeri usisnih ventila iznose 28,82 mm. Izrazom 2.2. mogu se usporediti usisne protočne površine. Za slučaj s jednim usisnim ventilom po cilindru ukupna usisna protočna površina je:

$$A_{u,1} = 40,76 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,1} = 128,05x \text{ mm}^2$$

Za slučaj s dva usisna ventila po cilindru ukupna usisna protočna površina je:

$$A_{u,2} = 2 \cdot 28,82 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,2} = 181,08x \text{ mm}^2$$

Dijeljenjem izračunatih vrijednosti dobiva se omjer ukupnih protočnih površina:

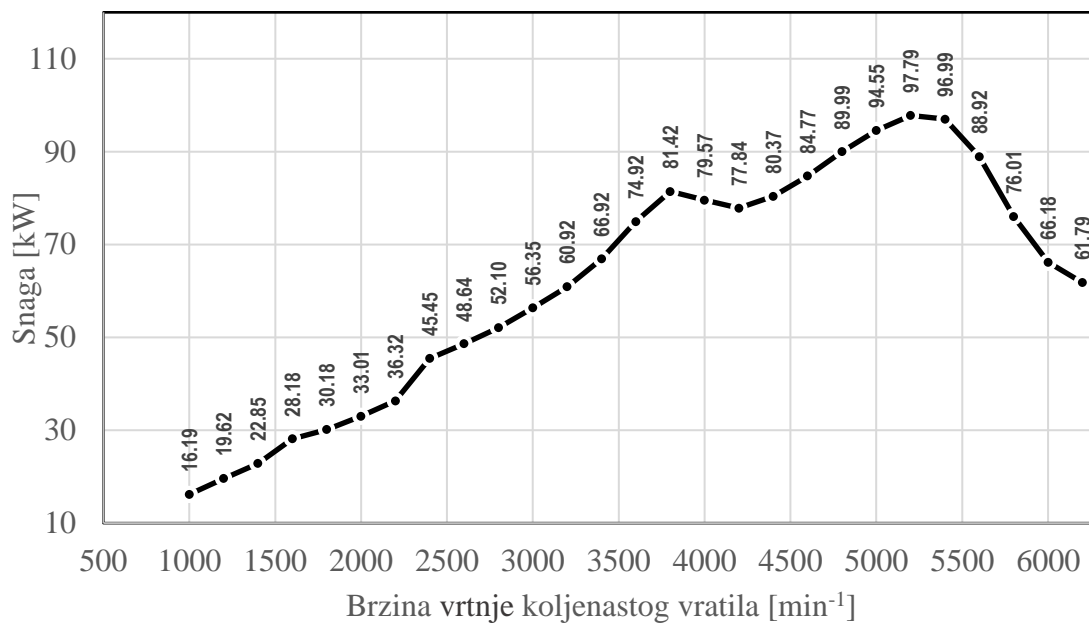
$$\text{Omjer površina} = \frac{A_{u,2}}{A_{u,1}} - 1$$

$$\text{Omjer površina} = \frac{181,08x}{128,05x} - 1$$

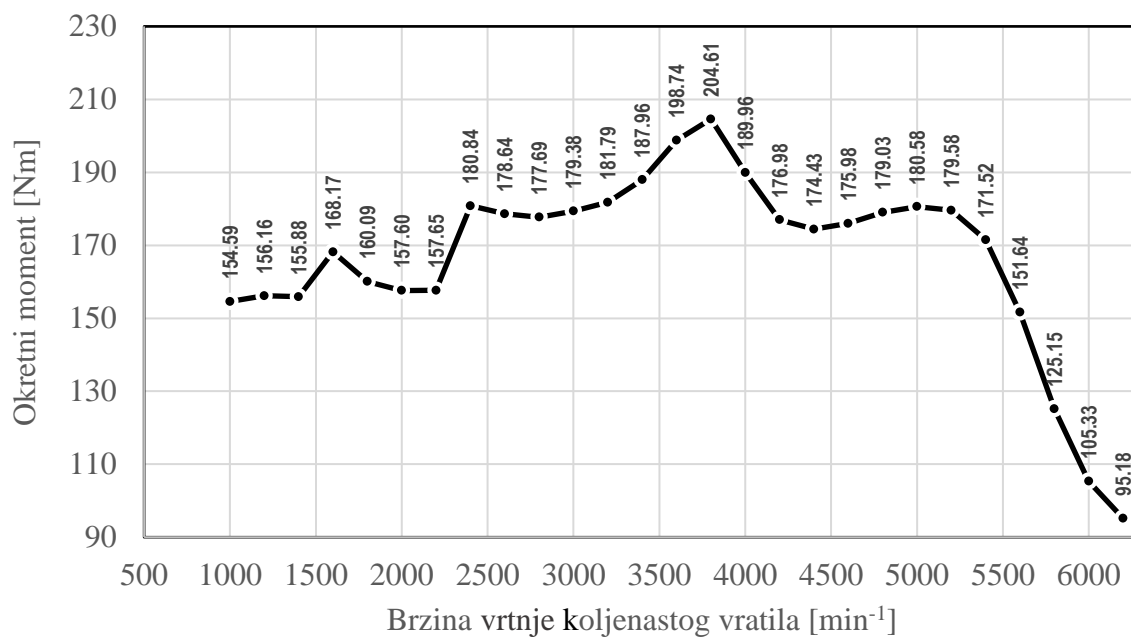
$$\text{Omjer površina} = 41,41 \%$$

Zaključak ove usporedbe jest da je dodavanjem jednog usisnog ventila ukupna usisna protočna površina porasla za 41,41 % u odnosu na slučaj s jednim usisnim ventilom, što bi trebalo imati utjecaj na performanse motora.

Na slikama od 4.13. do 4.17. prikazani su rezultati simulacije za slučaj s tri ventila po cilindru. Maksimalna snaga u ovom slučaju iznosi 97,79 kW što je porast maksimalne snage od 9,25 kW u odnosu na slučaj s dva ventila po cilindru.



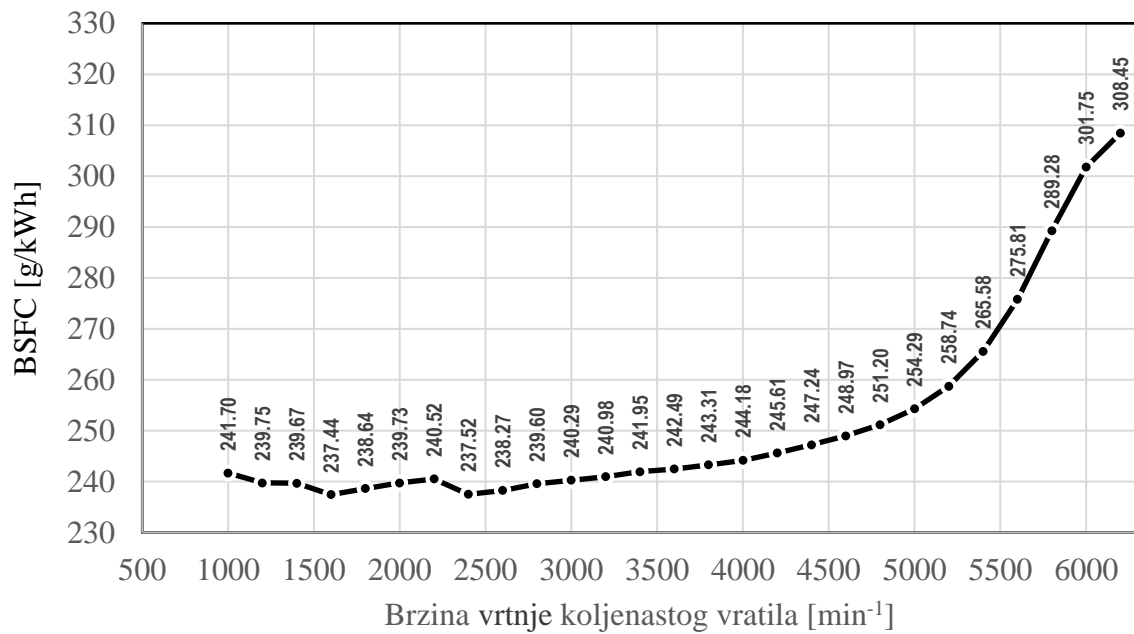
Slika 4.13. Krivulja snage – tri ventila, promjeri određeni programom



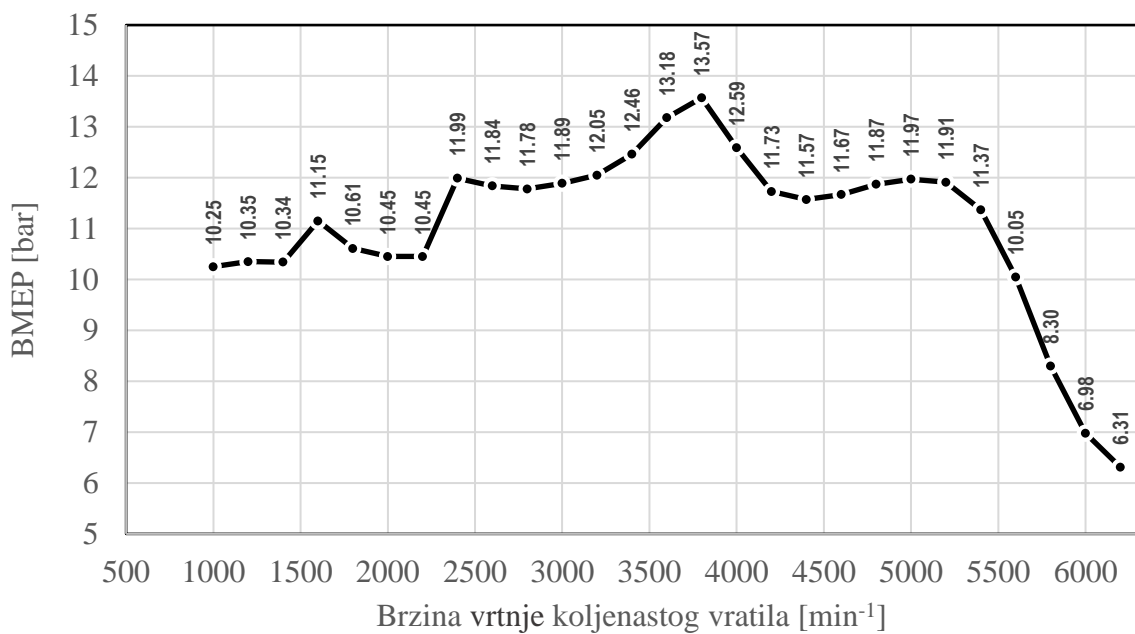
Slika 4.14. Krivulja okretnog momenta – tri ventila, promjeri određeni programom

U ovom slučaju maksimalni okretni moment iznosi 204,61 Nm što je povećanje od 9,97 Nm u odnosu na maksimalnu vrijednost kod slučaja s dva ventila po cilindru.

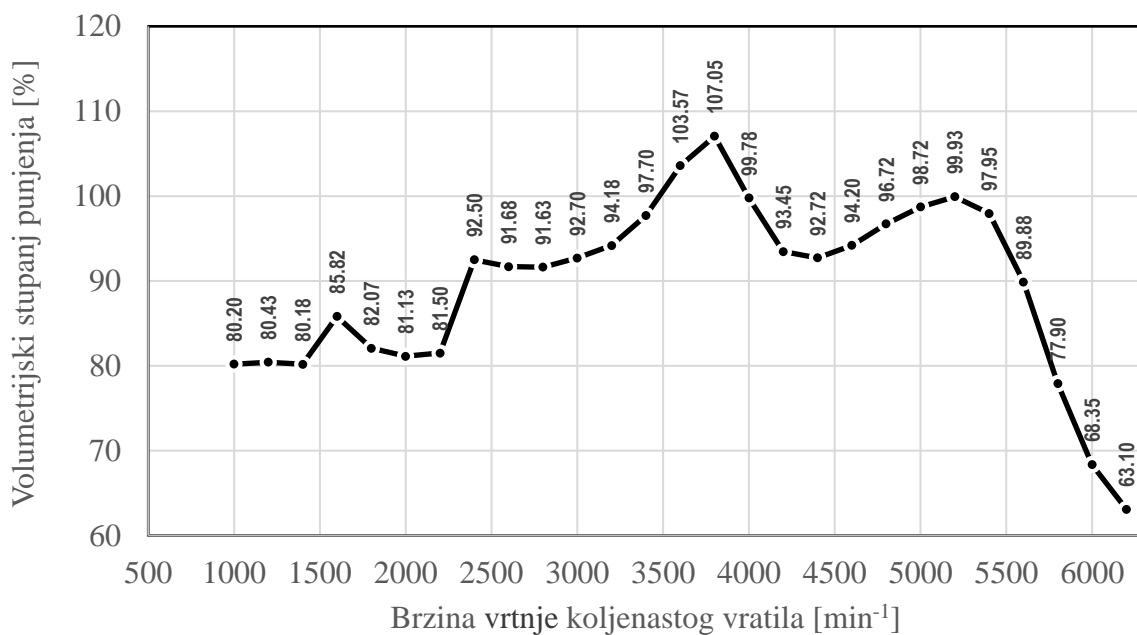




Slika 4.15. Krivulja BSFC – tri ventila, promjeri određeni programom



Slika 4.16. Krivulja BMEP – tri ventila, promjeri određeni programom

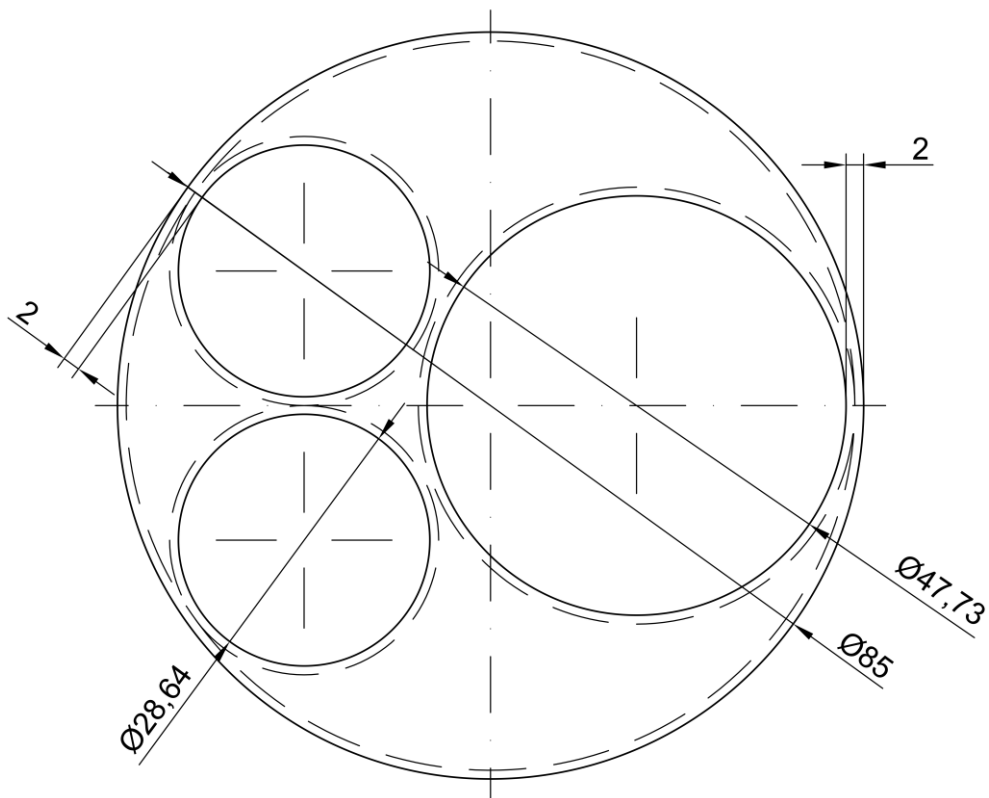


Slika 4.17. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – tri ventila, promjeri određeni programom

Uspoređujući volumetrijski stupanj punjenja u slučaju tri ventila po cilindru u odnosu na slučaj s dva ventila po cilindru može se vidjeti kako za slučaj s tri ventila po cilindru krivulja ima veće vrijednosti u području od 3200 min<sup>-1</sup> do maksimalne brzine vrtnje (koja iznosi 6200 min<sup>-1</sup>) te je maksimalna vrijednost volumetrijskog stupnja punjenja veća. Ipak, pri nižim brzinama vrtnje cilindar s dva ventila efikasniji je što se tiče volumetrijskog stupnja punjenja budući da protok zraka nije toliko velik da bi se iskoristile prednosti veće protočne površine. Također je na nižim brzinama vrtnje bolje miješanje zraka i goriva zbog veće brzine usisa zraka te time veće turbulencije.

#### 4.3.2. Promjeri usisnih i ispušnog ventila određeni ručno

Promjeri ventila su u ovom slučaju određeni minimizacijskom funkcijom kako je opisano u poglavlju 4.1. Kao što se može vidjeti sa slike 4.18. promjer usisnih ventila iznosi 28,64 mm dok promjer ispušnog ventila iznosi 47,73 mm.



Slika 4.18. Skica grafičke metode određivanja promjera – tri ventila

Ponovno se može iskoristiti izraz 2.2. te odrediti usisne protočne površine. Ukupna usisna protočna površina za slučaj s dva ventila po cilindru kada su promjeri određeni ručno iznosi:

$$A_{u,1} = 43,09 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,1} = 135,37x \text{ mm}^2$$

Dok ukupna usisna protočna površina za ovaj slučaj iznosi:

$$A_{u,2} = 2 \cdot 28,64 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,2} = 179,95x \text{ mm}^2$$

Dijeljenjem izračunatih vrijednosti dobiva se omjer ukupnih protočnih površina:

$$\text{Omjer površina} = \frac{A_{u,2}}{A_{u,1}} - 1$$

$$\text{Omjer površina} = \frac{179,95x}{135,37x} - 1$$

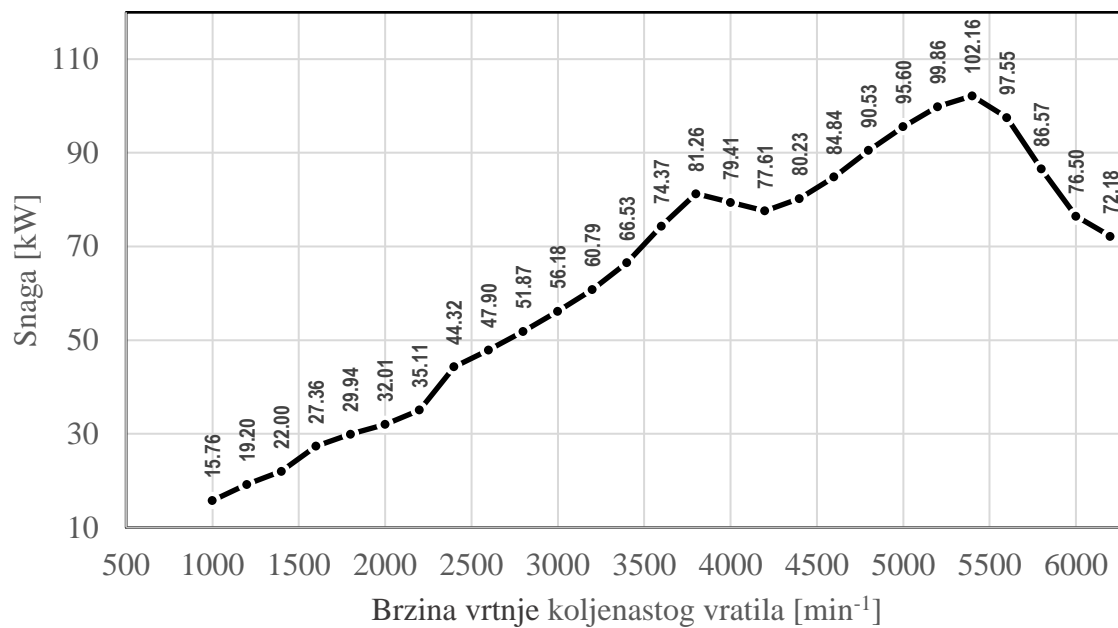
$$\text{Omjer površina} = 32,93 \%$$

U slučaju ručnog određivanja promjera ventila porast ukupne usisne protočne površine manji je u odnosu na slučaj kada je program automatski odredio ukupne usisne protočne površine, no dijelom je to zato što je inicijalni promjer usisnog ventila u slučaju dva ventila kada je promjer određen ručno bio veći.

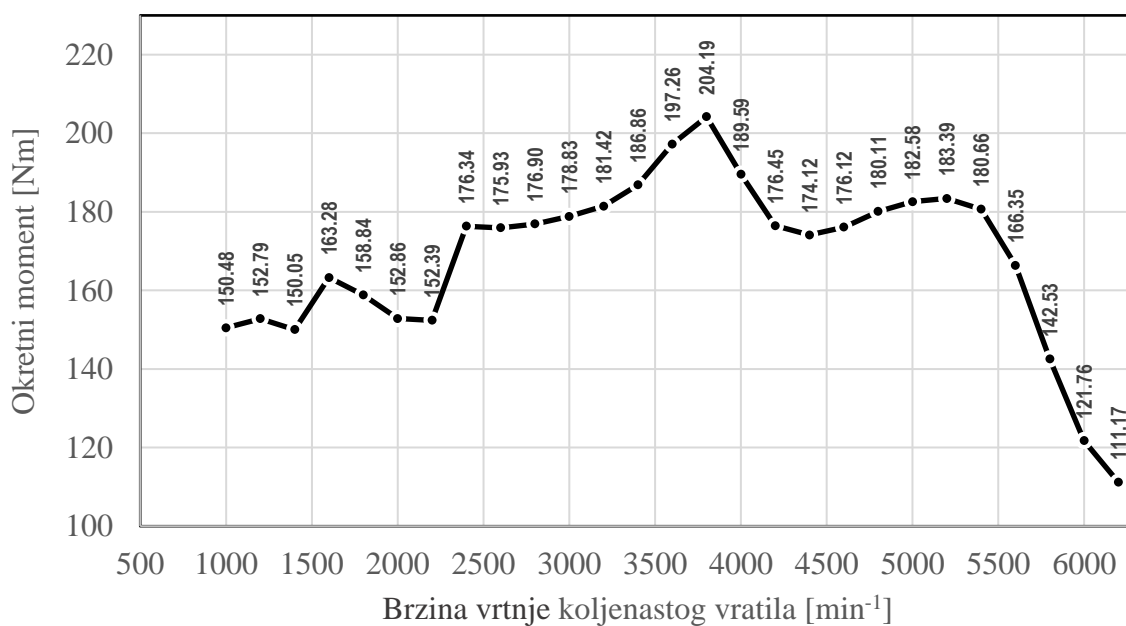
Na sljedećim slikama prikazane su krivulje snage (slika 4.19.), okretnog momenta (slika 4.20.), specifične potrošnje goriva (slika 4.21.), srednjeg efektivnog tlaka (slika 4.22.) i volumetrijskog stupnja punjenja (slika 4.23.).

Sa slike 4.19. vidljivo je kako su vrijednosti na krivulji snage veće kod varijante s tri ventila po cilindru u odnosu na slučaj s dva ventila po cilindru, te da je maksimalna vrijednosti 102,16 kW. Kod varijante s tri ventila po cilindru povećanje maksimalne snage u odnosu na slučaj s dva ventila po cilindru iznosi 10,1 kW što je značajno u ovim rasponima snaga. Značajni porast maksimalne vrijednosti za varijantu s tri ventila po cilindru u odnosu na slučaj s dva ventila po cilindru može se vidjeti i na krivulji momenta.

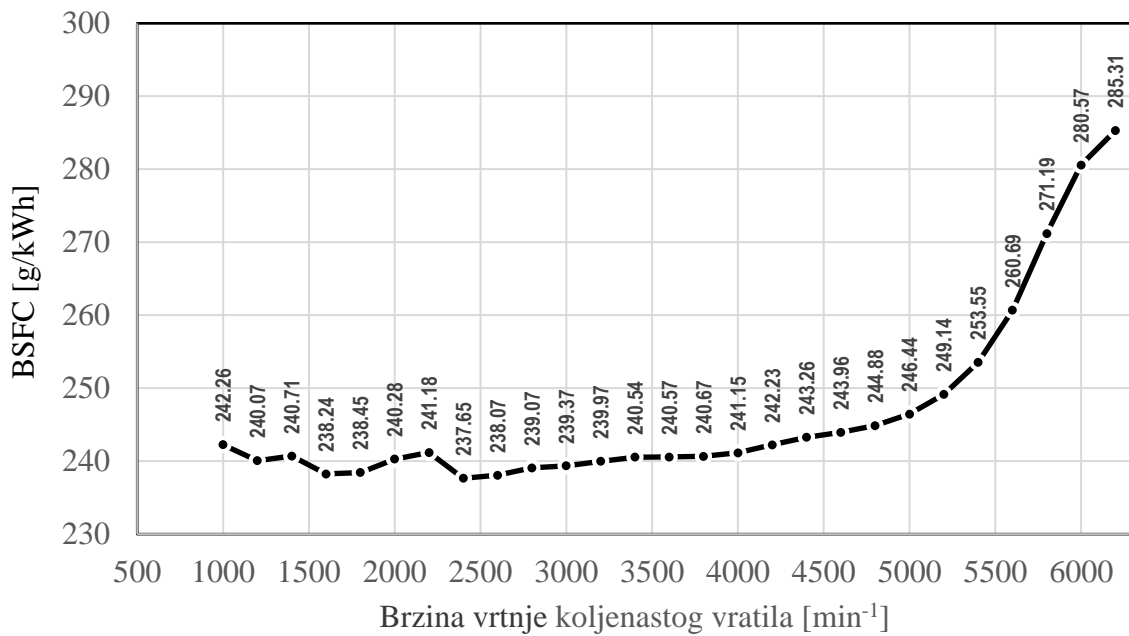
Poboljšanje u performansama može se vidjeti i iz krivulja BSFC i BMEP. Krivulja BSFC za slučaj s tri ventila po cilindru ima niže vrijednosti u cijelom području rada motora u odnosu na slučaj s dva ventila po cilindru, što govori da je s manjom količinom goriva ostvarena jednaka snaga. Krivulja BMEP na višim je vrijednostima za slučaj s tri ventila po cilindru (u usporedbi s varijantom od dva ventila po cilindru).



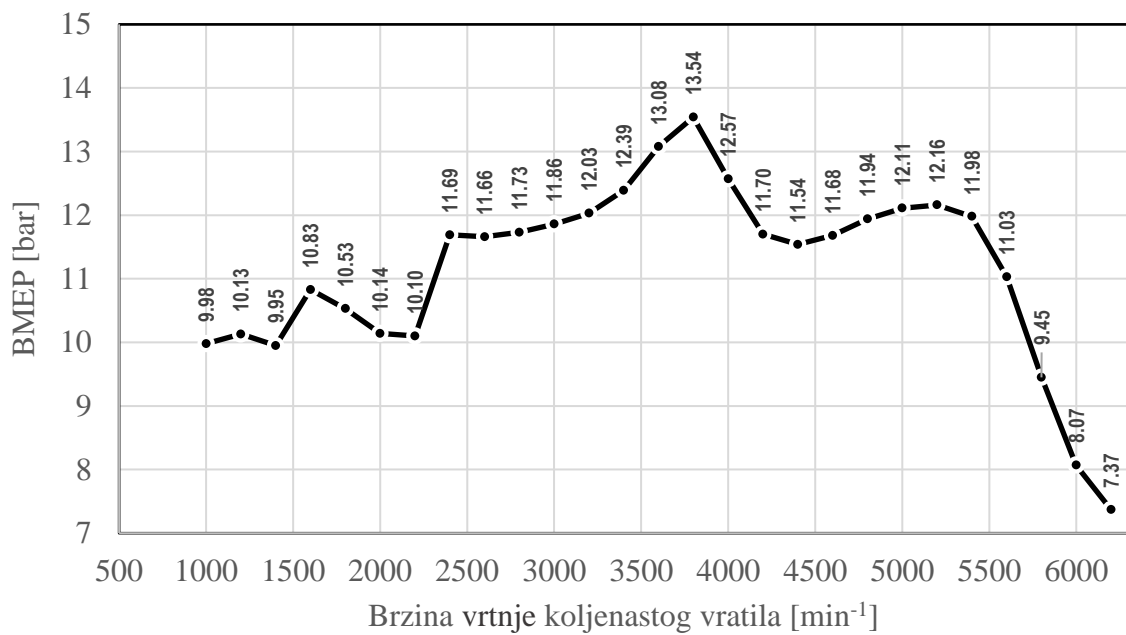
Slika 4.19. Krivulja snage – tri ventila, promjeri određeni ručno



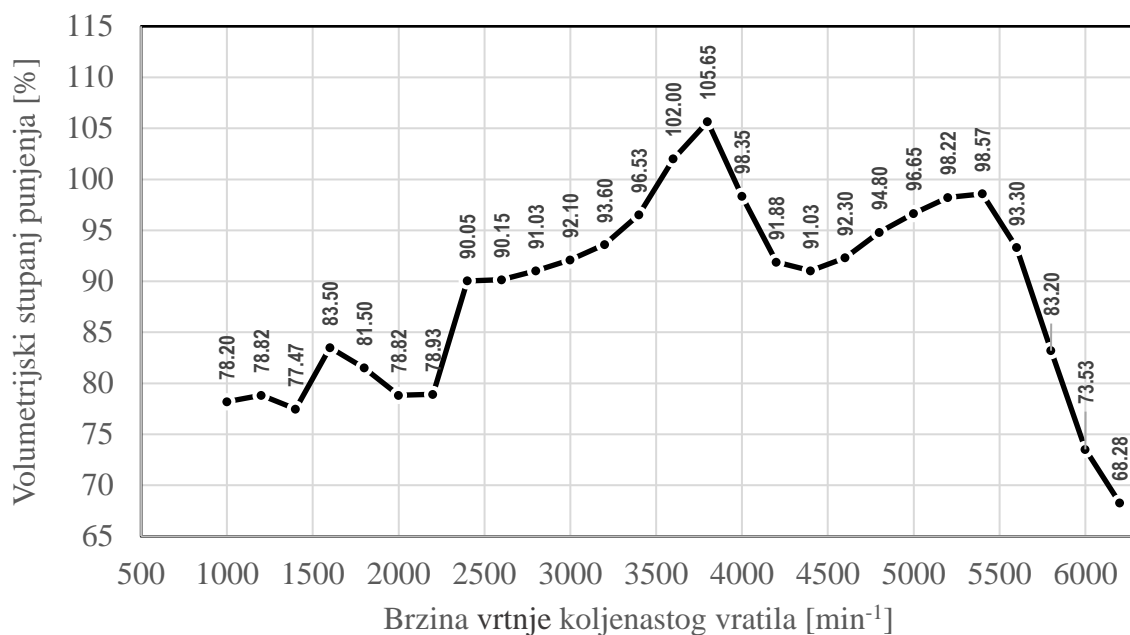
Slika 4.20. Krivulja okretnog momenta – tri ventila, promjeri određeni ručno



Slika 4.21. Krivulja BSFC – tri ventila, promjeri određeni ručno



Slika 4.22. Krivulja BMEP – tri ventila, promjeri određeni ručno



Slika 4.23. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – tri ventila, promjeri određeni ručno

U slučaju tri ventila po cilindru kada su promjeri određeni ručno može se zaključiti da je volumetrijski stupanj punjenja veći nakon 3600 min<sup>-1</sup> u odnosu na slučaj s dva ventila po cilindru, te da rezultati vjerno prate očekivanja. Iako je ukupna usisna protočna površina u ovom slučaju nešto manja u odnosu na onu koju je program odredio za tri ventila po cilindru, u slučaju kada su promjeri određeni ručno postiže se nešto veća snaga. Razlog može biti taj što je program ostavio promjer ispušnog ventila istim kao i u slučaju s dva ventila po cilindru, pa je samo ispiranje cilindra manje efikasno.

#### 4.4. Četiri ventila po cilindru

Ovo poglavlje pokriva izradu simulacije za motor konfiguracije s četiri ventila po cilindru, te će se također izvršiti dvije simulacije za slučaj automatskog i ručnog određivanja promjera ventila.

##### 4.4.1. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni programom

Modelu se dodaje još jedan ispušni ventil, sada cilindri imaju dva usisna i dva ispušna ventila. U ovom slučaju promjer usisnih ventila ostao je isti kao kod konfiguracije s tri ventila po cilindru dok se promijenio promjer ispušnih ventila te on sada iznosi 24,12 mm. Sada se mogu usporediti ukupne ispušne protočne površine. Ukupna ispušna protočna površina kada je samo jedan ispušni ventil po cilindru iznosi:

$$A_{i,1} = 34,11 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{i,1} = 107,16x \text{ mm}^2$$

Za slučaj s dva ispušna ventila po cilindru ukupna ispušna protočna površina je:

$$A_{i,2} = 2 \cdot 24,12 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{i,2} = 151,55x \text{ mm}^2$$

Dijeljenjem izračunatih vrijednosti dobiva se omjer ukupnih protočnih površina:

$$\text{Omjer površina} = \frac{A_{i,2}}{A_{i,1}} - 1$$

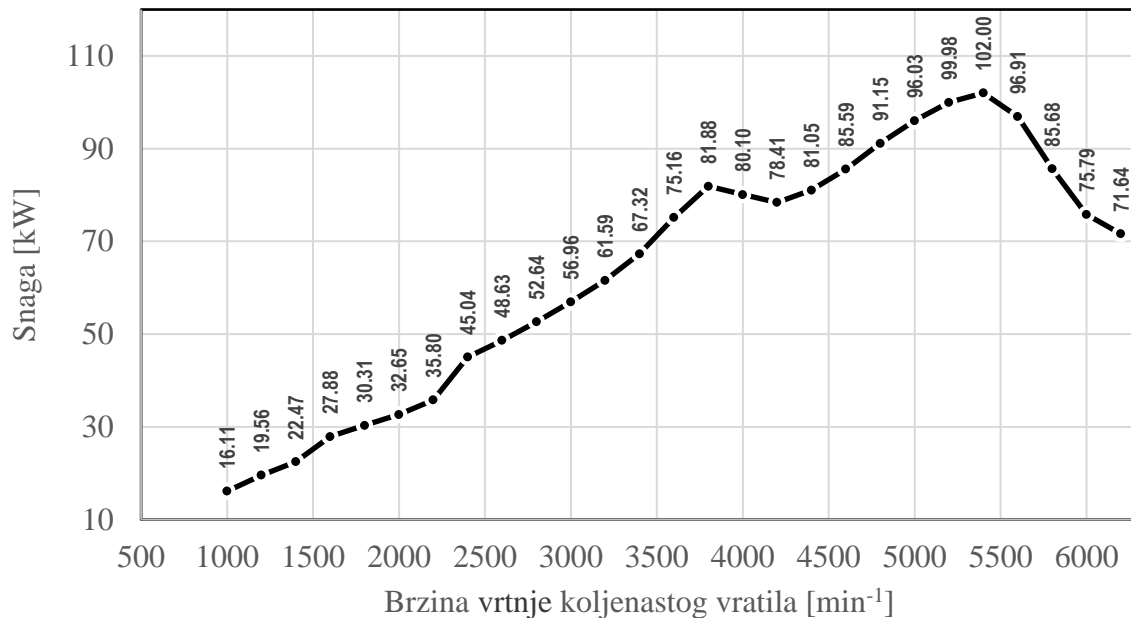
$$\text{Omjer površina} = \frac{151,55x}{107,16x} - 1$$

$$\text{Omjer površina} = 41,42 \%$$

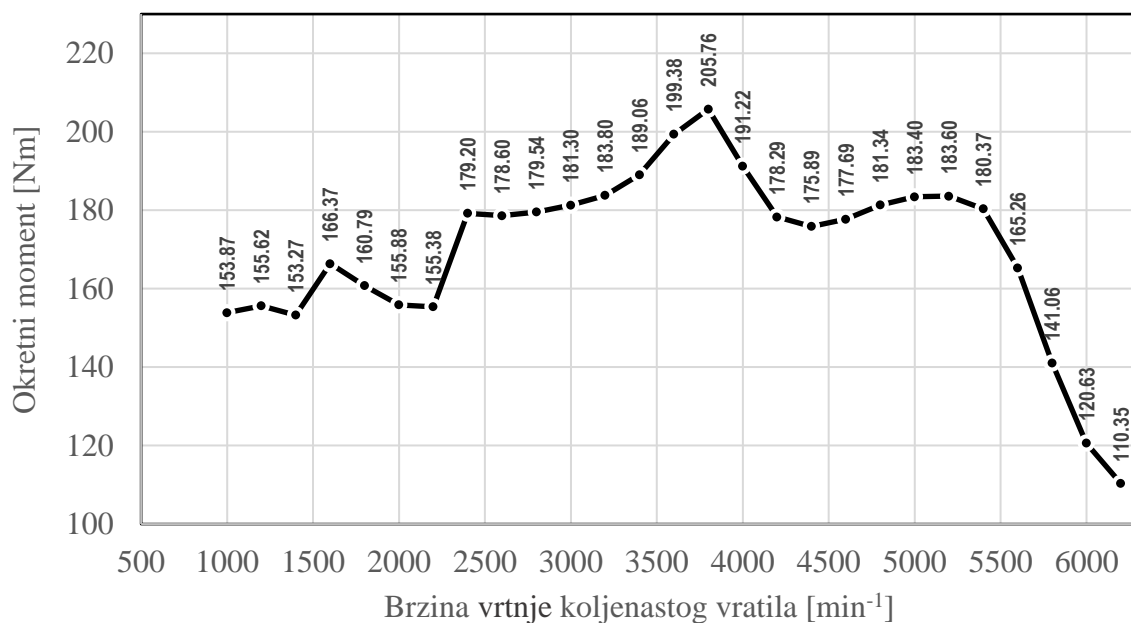
Porast ukupna ispušne protočne površine u ovom slučaju približno je jednak porastu ukupne usisne protočne površine prelaskom sa jednog na dva usisna ventila. Veća ispušna površina pridonijet će efikasnijem ispiranju cilindra što bi trebalo imati utjecaj na performanse motora.



Na sljedećim slikama prikazane su krivulje snage (slika 4.24.), okretnog momenta (slika 4.25.), specifične potrošnje goriva (slika 4.26.), srednjeg efektivnog tlaka (slika 4.27.) i volumetrijskog stupnja punjenja (slika 4.28.). Sa slike 4.24. vidljivo je kako maksimalna snaga iznosi 102 kW što je za 4,21 kW više od slučaja s tri ventila po cilindru (97.79 kW).

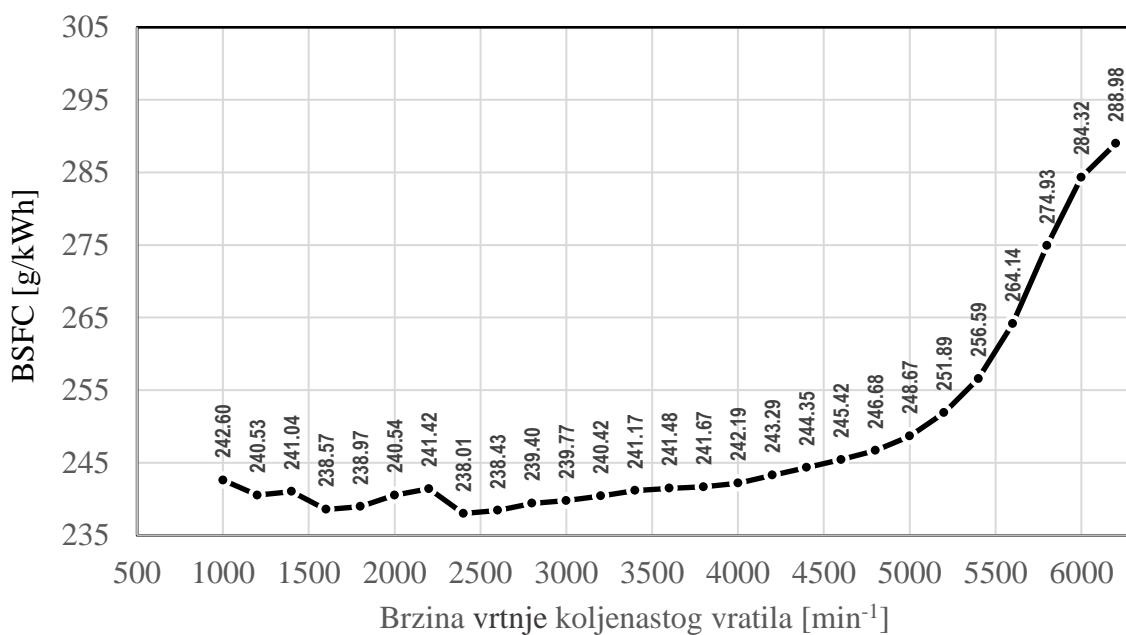


Slika 4.24. Krivulja snage – četiri ventila, promjeri određeni programom

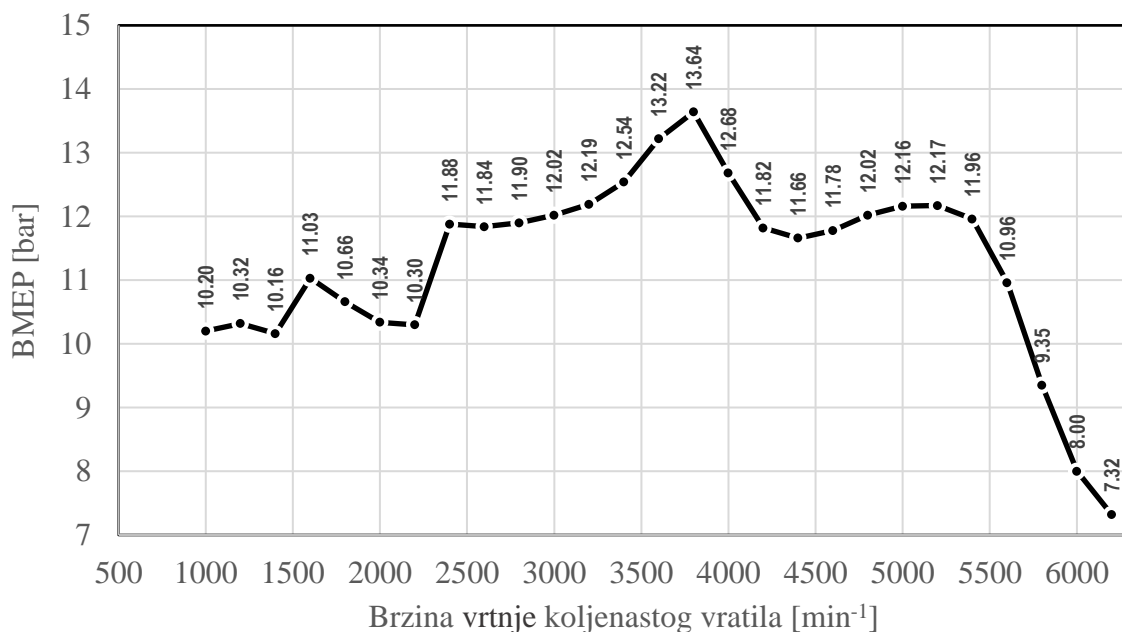


Slika 4.25. Krivulja okretnog momenta – četiri ventila, promjeri određeni programom

Porast okretnog momenta u ovom slučaju nije toliko značajan obzirom da maksimalna vrijednost iznosi 205,76 Nm, a maksimalni okretni moment motora s tri ventila po cilindru iznosi 204,61 Nm.

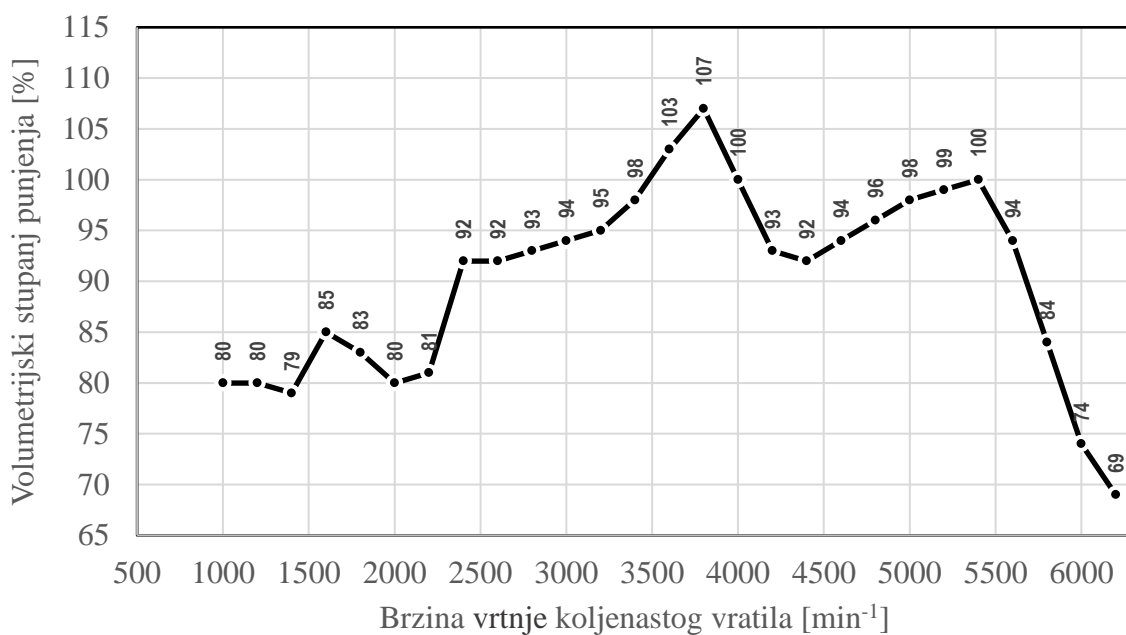


Slika 4.26. Krivulja BSFC – četiri ventila, promjeri određeni programom



Slika 4.27. Krivulja BMEP – četiri ventila, promjeri određeni programom

Sa slika 4.26. i 4.27. također se može vidjeti poboljšanje performansi budući da krivulja BSFC ima niže vrijednosti, dok krivulja BMEP ima više vrijednosti u odnosu na slučaj s tri ventila po cilindru.

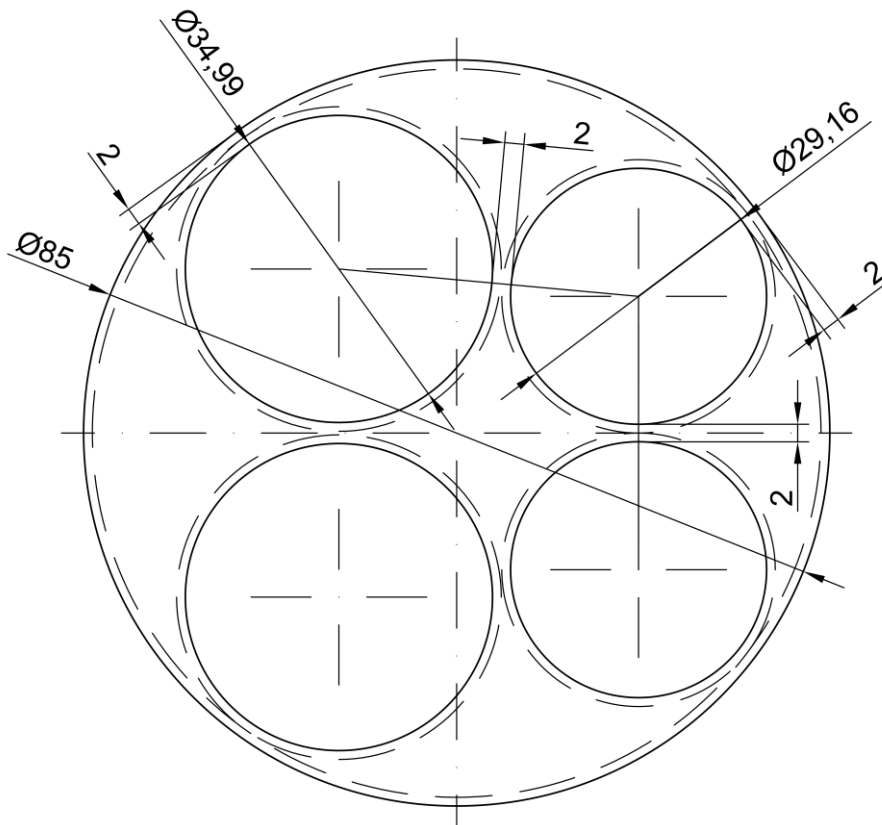


Slika 4.28. Krivulja vol. stupnja punjenja – četiri ventila, promjeri određeni programom

Volumetrijski stupanj punjenja u području od 1000 min<sup>-1</sup> do 2400 min<sup>-1</sup> ima niže vrijednosti, a nakon 2400 min<sup>-1</sup> ima više vrijednosti u odnosu na slučaj s tri ventila po cilindru. Vidljivo je kako se dodatkom još jednog ispušnog ventila volumetrijski stupanj punjenja poboljšao u velikom području brzine vrtnje koljenastog vratila.

#### 4.4.2. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni ručno

Promjeri ventila kod konfiguracije s četiri ventila određeni su na isti način kao i kod konfiguracije s tri ventila odnosno kako je objašnjeno u poglavlju 4.1. U nastavku je dana slika 4.29. koja prikazuje skicu ventila u cilindru. U ovom slučaju s četiri ventila po cilindru gdje su promjeri određeni ručno, promjer svakog usisnog ventila je 34,99 mm, a promjer svakog ispušnog ventila je 29,16 mm.



Slika 4.29. Skica grafičke metode određivanja promjera – četiri ventila

Ukupna ispušna protočna površina za slučaj tri ventila po cilindru (jedan ispušni ventil po cilindru) iznosi:

$$A_{i,1} = 47,73 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{i,1} = 149,95x \text{ mm}^2$$

Za slučaj s četiri ventila po cilindru (dva ispušna ventila po cilindru) izraz glasi:

$$A_{i,2} = 2 \cdot 29,16 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{i,2} = 183,22x \text{ mm}^2$$

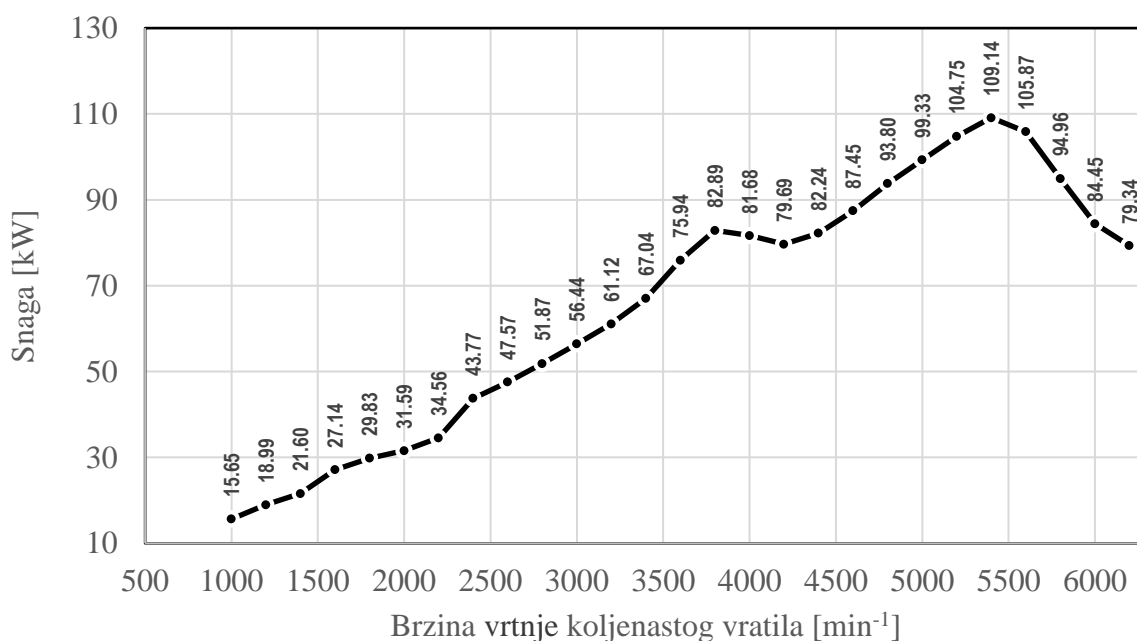
Dijeljenjem izračunatih vrijednosti dobiva se omjer ukupnih protočnih površina:

$$\text{Omjer površina} = \frac{A_{i,2}}{A_{i,1}} - 1$$

$$\text{Omjer površina} = \frac{183,22x}{149,95x} - 1$$

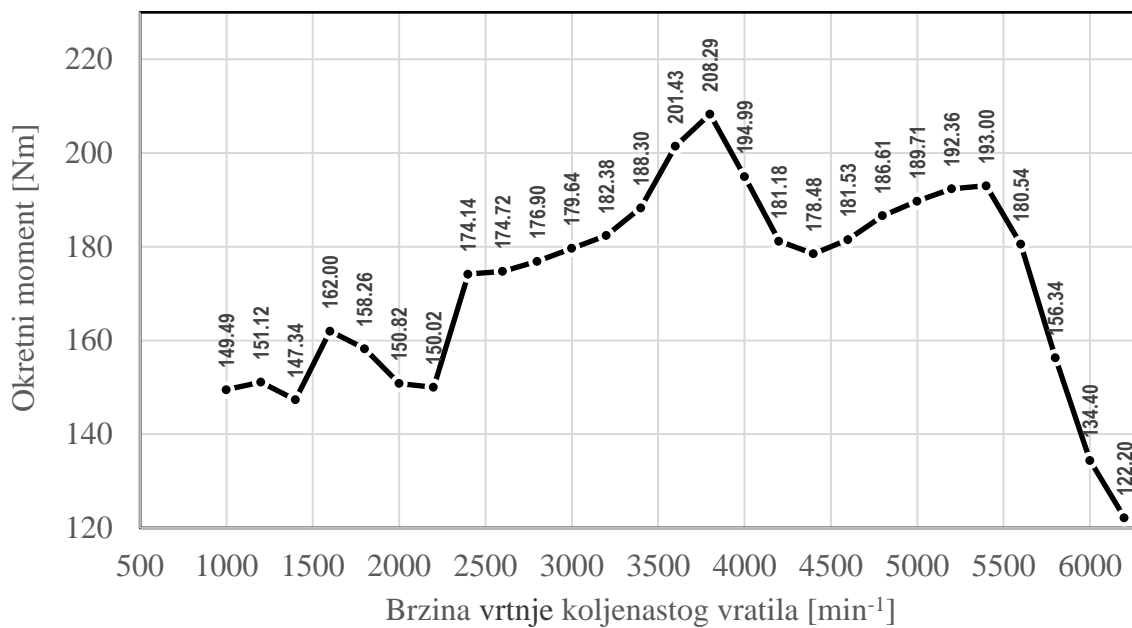
$$\text{Omjer površina} = 22,19 \%$$

Porast ukupne ispušne protočne površine u ovom slučaju je manji u odnosu na porast ukupne ispušne protočne površine u slučaju kada su promjeri određeni programom. Ipak, ispušni su ventili u slučaju kada su promjeri određeni ručno veći, pa bi performanse trebale biti bolje u odnosu na slučaj kada su promjeri određeni programom. Sljedeće slike prikazuju krivulje snage (slika 4.30.), okretnog momenta (slika 4.31.), specifične potrošnje goriva (slika 4.32.), srednjeg efektivnog tlaka (slika 4.33.) i volumetrijskog stupnja punjenja (slika 4.34.). Na slici 4.30. može se vidjeti značajan porast maksimalne vrijednosti snage koja u ovom slučaju iznosi 109,14 kW u odnosu na slučaj s tri ventila po cilindru gdje je maksimalna snaga iznosila 102,16 kW.



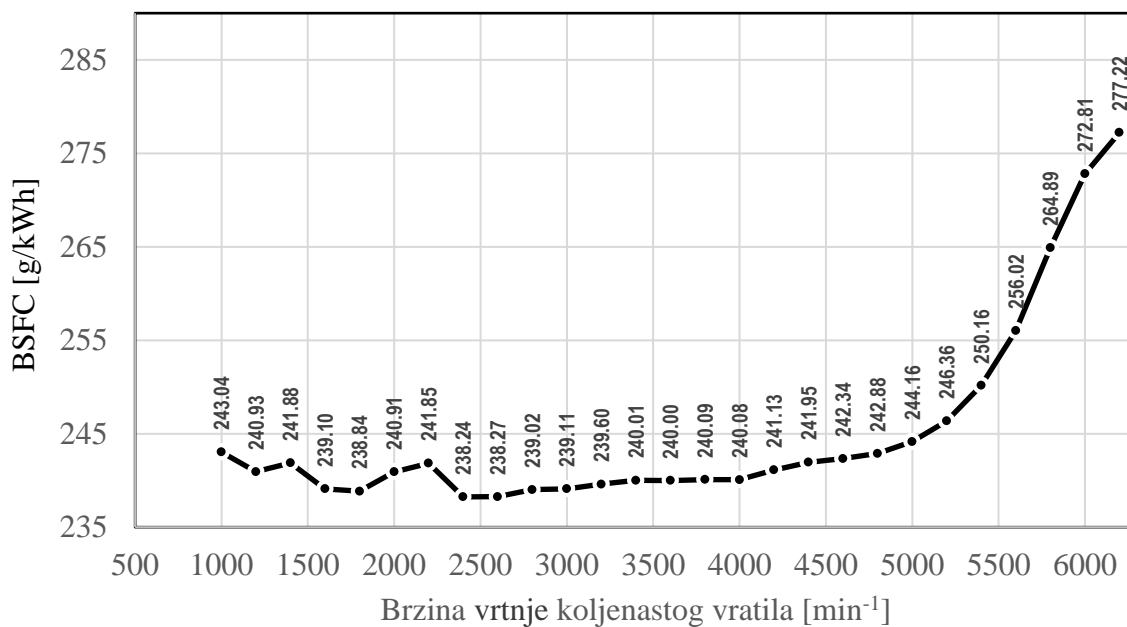
Slika 4.30. Krivulja snage – četiri ventila, promjeri određeni ručno

Nova maksimalna vrijednost okretnog momenta iznosi 208,29 Nm što je porast od 4,1 Nm u odnosu na slučaj s tri ventila (204,19 Nm), slika 4.31.

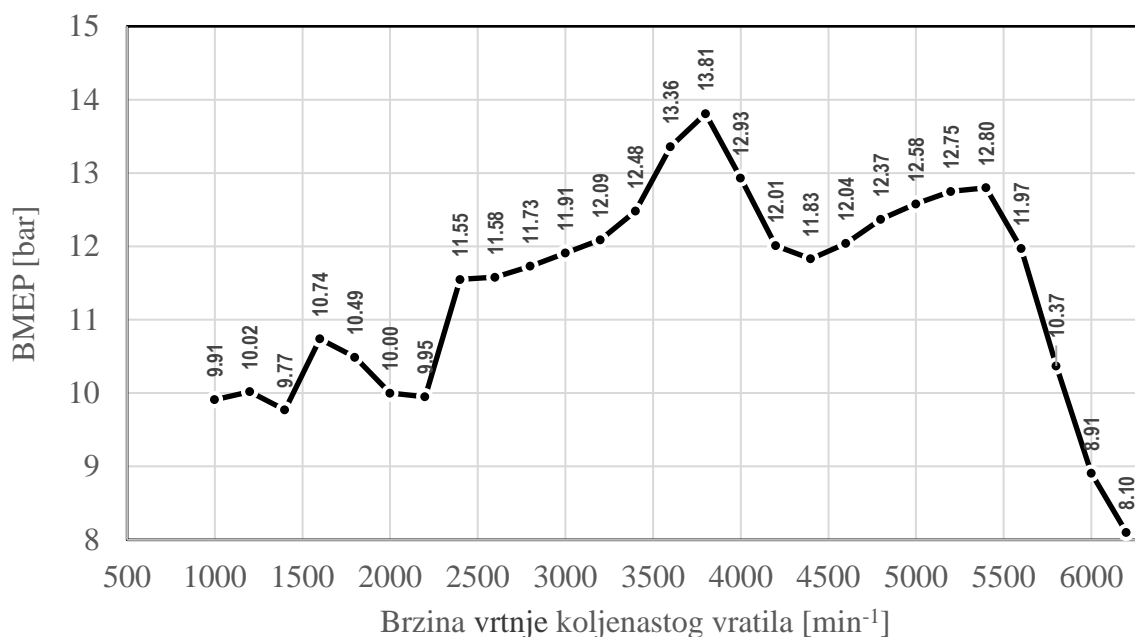


Slika 4.31. Krivulja okretnog momenta – četiri ventila, promjeri određeni ručno

Već je očekivano da se specifična potrošnja goriva smanjuje dok srednji efektivni tlak raste u odnosu na slučaj s tri ventila po cilindru, što je vidljivo sa slika 4.32. i 4.33.

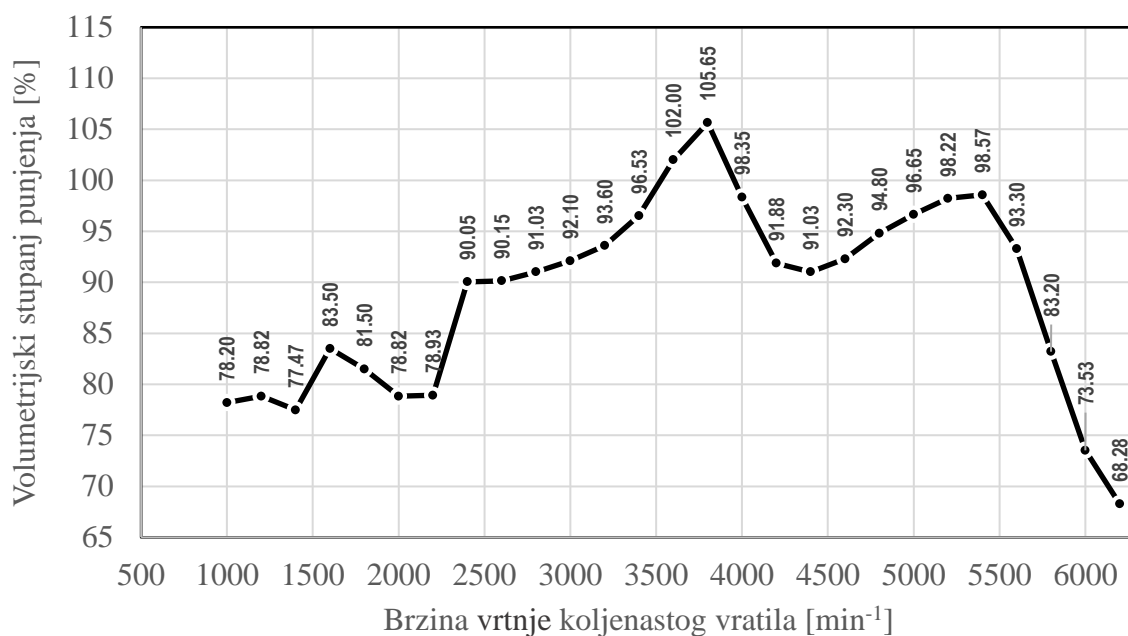


Slika 4.32. Krivulja BSFC – četiri ventila, promjeri određeni ručno



Slika 4.33. Krivulja BMEP – četiri ventila, promjeri određeni ručno

U ovom slučaju volumetrijski stupanj punjenja ima veće vrijednosti u području brzine vrtnje koljenastog vratila od 3200 min<sup>-1</sup> do maksimalne vrijednosti u odnosu na slučaj s tri ventila po cilindru.



Slika 4.34. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – četiri ventila, promjeri određeni ručno

## 4.5. Pet ventila po cilindru

U ovom će se poglavlju također izvršiti dvije simulacije kao i u prethodnim s tim da model sada ima tri usisna i dva ispušna ventila.

### 4.5.1. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni programom

Dodavanjem još jednog usisnog ventila program je zadržao isti promjer ispušnih ventila kao u slučaju s četiri ventila po cilindru (24,12 mm). Promjer usisnih ventila smanjio se na 23,54 mm. Za usporedbu ukupnih usisnih protočnih površina ponovo se može upotrijebiti izraz 2.2. Tako konfiguracija s dva usisna ventila ima ukupnu usisnu protočnu površinu:

$$A_{u,2} = 2 \cdot 28,82 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,2} = 181,08x \text{ mm}^2$$

Dok konfiguracija s tri usisna ventila ima ukupnu usisnu protočnu površinu:

$$A_{u,3} = 3 \cdot 23,54 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,3} = 221,86x \text{ mm}^2$$

Omjer dvaju izračunatih ukupnih protočnih površina onda iznosi:

$$\text{Omjer površina} = \frac{A_{u,3}}{A_{u,2}} - 1$$

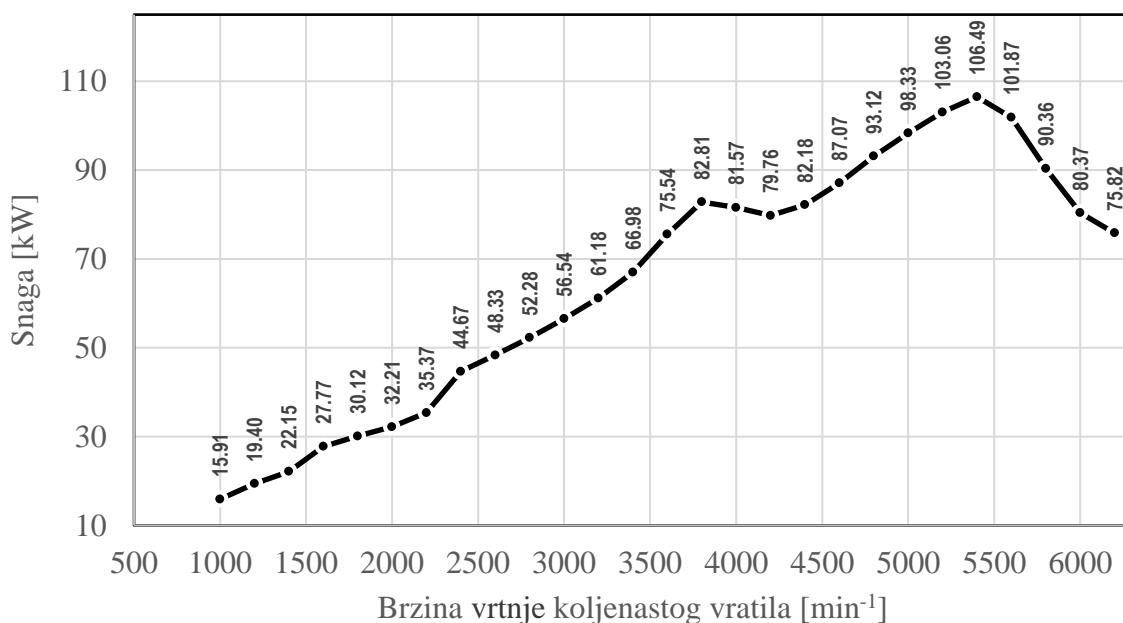
$$\text{Omjer površina} = \frac{221,86x}{181,08x} - 1$$

$$\text{Omjer površina} = 22,52 \%$$

Ukupna usisna protočna površina se za cilindar s tri usisna ventila, u odnosu na konfiguraciju s dva usisna ventila povećala za 22,52 %. Vidljivo je kako je povećanje ukupne usisne protočne površine pri dodavanju trećeg usisnog ventila na postojeća dva gotovo dvostruko manje u odnosu na povećanje ukupne usisne protočne površine pri dodavanju drugog usisnog ventila na postojeći jedan usisni ventil. Takav je rezultat i očekivan.

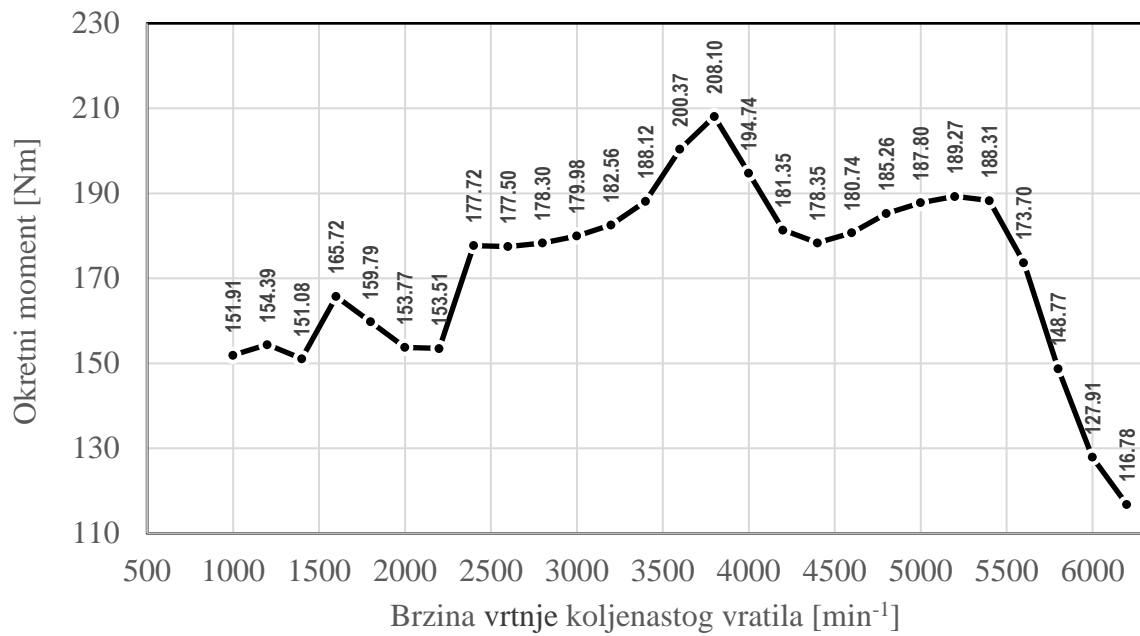


Na sljedećim slikama prikazane su krivulje snage (slika 4.35.), okretnog momenta (slika 4.36.), specifične potrošnje goriva (slika 4.37.), srednjeg efektivnog tlaka (slika 4.38.) i volumetrijskog stupnja punjenja (slika 4.39.). Na slici 4.35. vidljivo je kako maksimalna snaga iznosi 106,49 kW što je povećanje od 4,49 kW u odnosu na slučaj s četiri ventila po cilindru (102 kW). Uspoređujući povećanje maksimalne snage pri dodavanju drugog usisnog ventila na postojeći jedan i povećanje maksimalne snage dodavanjem trećeg usisnog ventila na postojeća dva vidi se kako je povećanje u ovom slučaju manje. Budući da je povećanje ukupne usisne protočne površine također manje takav je rezultat očekivan, te se snaga povećala srazmjerno povećanju ukupne usisne protočne površine, isto se očekuje i kod ostalih performansi motora.

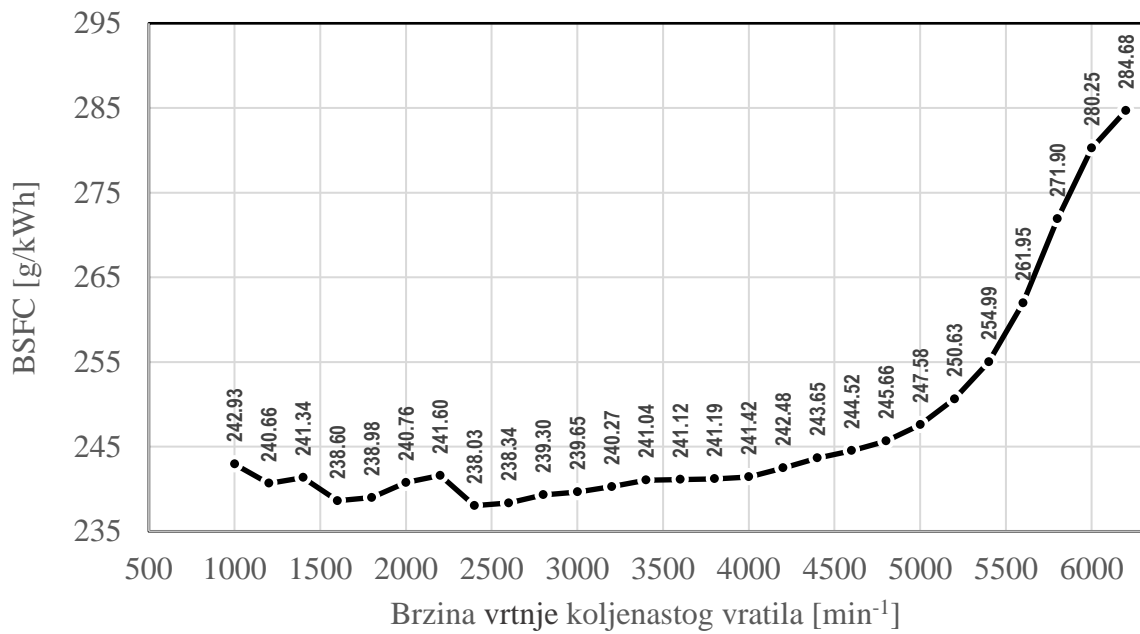


Slika 4.35. Krivulja snage – pet ventila, promjeri određeni programom

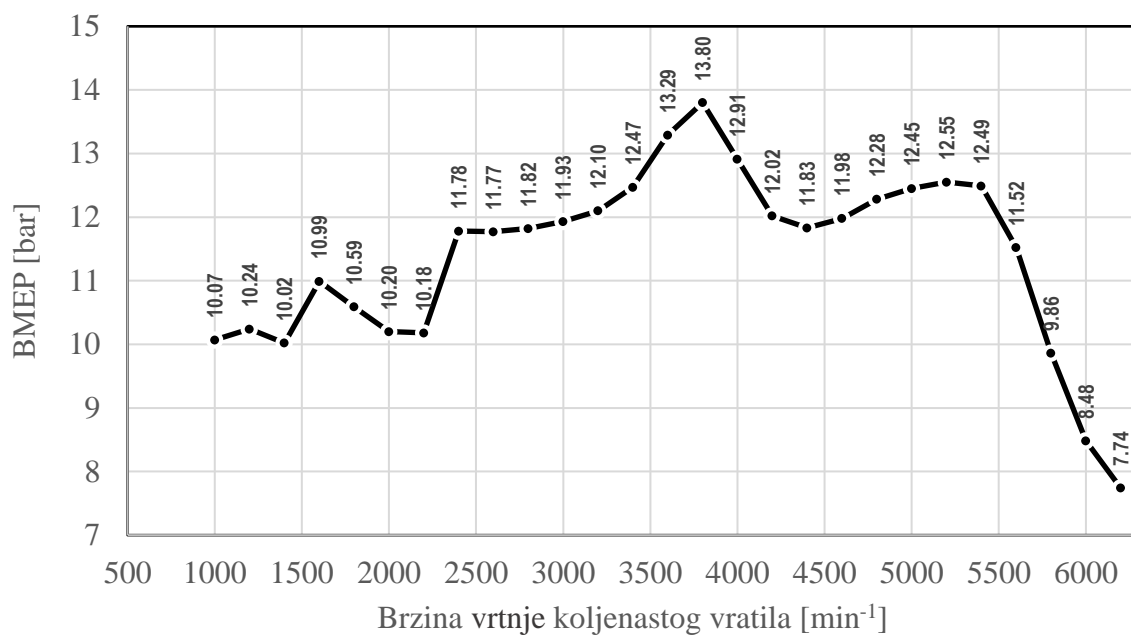
Sa slike 4.36. može se vidjeti kako maksimalni okretni moment iznosi 208,1 Nm dok je u slučaju s dva usisna ventila iznosio 205,76 Nm što je povećanje od 2,34 Nm. Povećanje maksimalnog momenta u ovom slučaju nije toliko značajno, ali vjerno prati očekivanja uzimajući u obzir povećanje ukupne usisne protočne površine.



Slika 4.36. Krivulja okretnog momenta – pet ventila, promjeri određeni programom

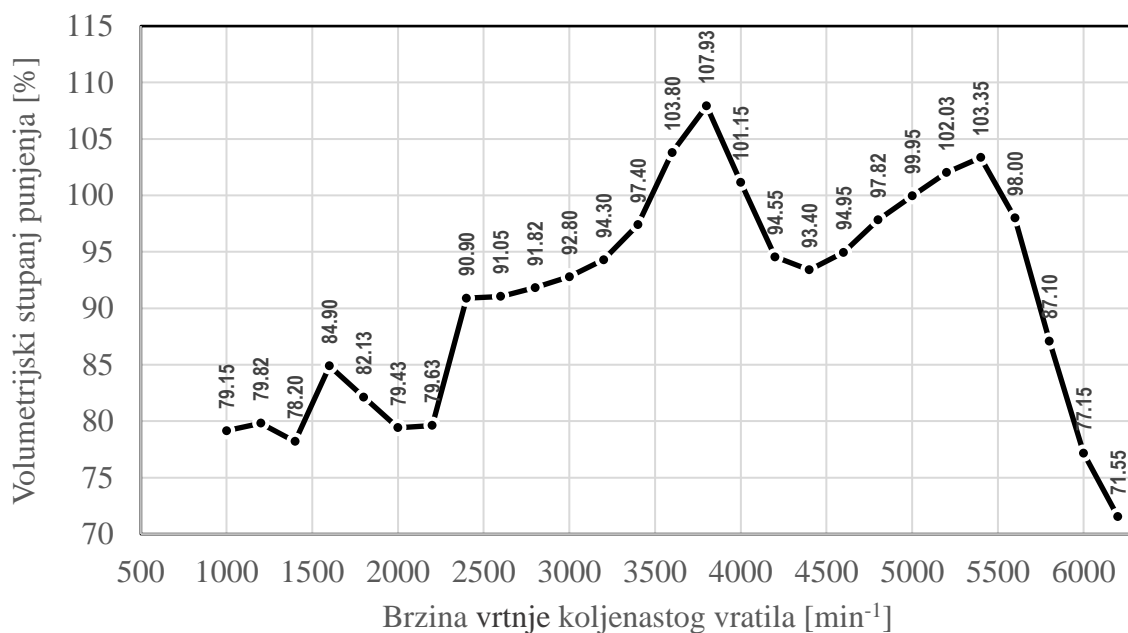


Slika 4.37. Krivulja BSFC - pet ventila, promjeri određeni programom



Slika 4.38. Krivulja BMEP – pet ventila, promjeri određeni programom

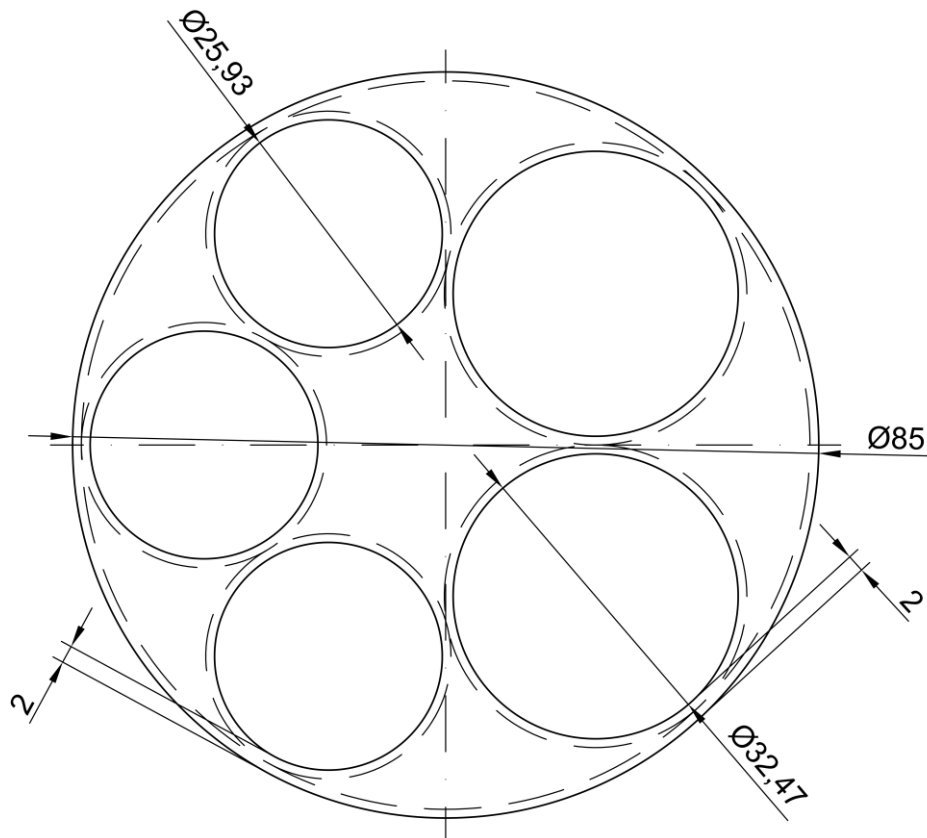
Iz slika 4.37. i 4.38. također se može vidjeti poboljšanje performansi srazmjerno povećanju ukupne usisne protočne površine jer krivulja BSFC ima niže vrijednosti dok krivulja BMEP ima više vrijednosti u odnosu na slučaj s četiri ventila po cilindru. Na slici 4.39. može se vidjeti da nakon  $3600 \text{ min}^{-1}$  krivulja volumetrijskog stupnja punjenja ima više vrijednosti u odnosu na slučaj s četiri ventila po cilindru.



Slika 4.39. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – pet ventila, promjeri određeni programom

#### 4.5.2. Promjeri usisnih i ispušnih ventila određeni ručno

Na jednak način kako je opisano u poglavlju 4.1. određeni su promjeri usisnih i ispušnih ventila za konfiguraciju s pet ventila po cilindru. Na slici 4.40. dana je skica grafičke metode određivanja promjera. U slučaju s pet ventila po cilindru, gdje su promjeri ventila određeni ručno, svaki usisni ventil ima promjer od 25,93 mm, a svaki ispušni ventil ima promjer od 32,47 mm.



Slika 4.40. Skica grafičke metode određivanja promjera – pet ventila

Usporedba ukupnih usisnih protočnih površina između dva usisna ventila po cilindru i tri usisna ventila po cilindru obavljena je kao i u prethodnom poglavlju.

$$A_{u,2} = 2 \cdot 34,99 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,2} = 219,85x \text{ mm}^2$$

Dok konfiguracija s tri usisna ventila po cilindru ima ukupnu usisnu protočnu površinu:

$$A_{u,3} = 3 \cdot 25,93 \cdot \pi \cdot x$$

$$A_{u,3} = 244,38x \text{ mm}^2$$

Omjer dvaju izračunatih ukupnih protočnih površina onda iznosi:

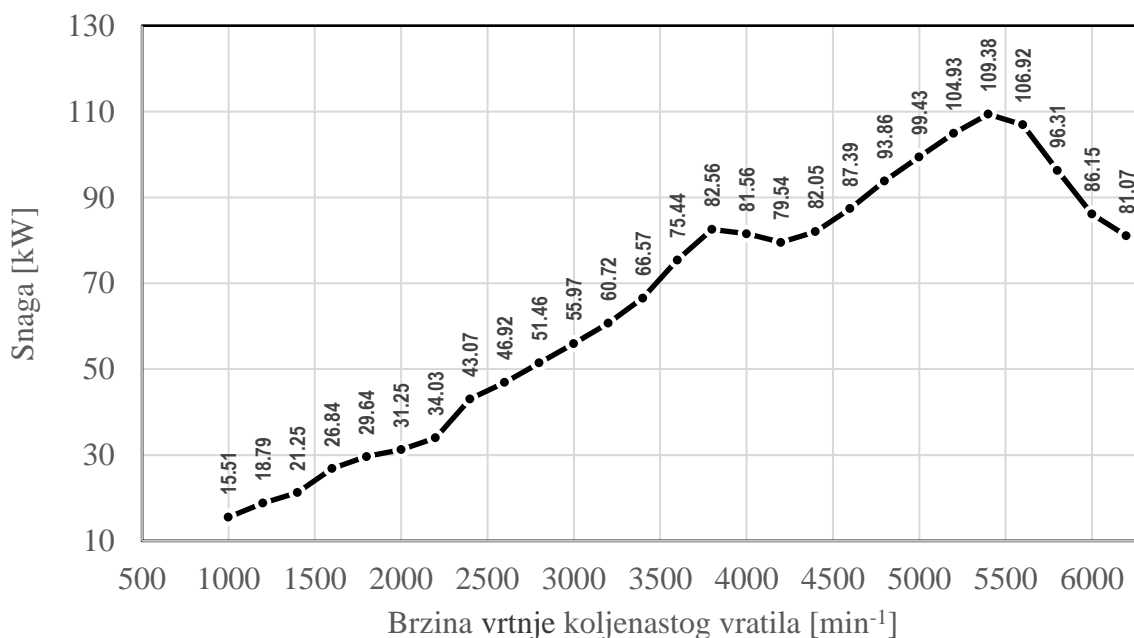
$$\text{Omjer površina} = \frac{A_{u,3}}{A_{u,2}} - 1$$

$$\text{Omjer površina} = \frac{244,38x}{219,85x} - 1$$

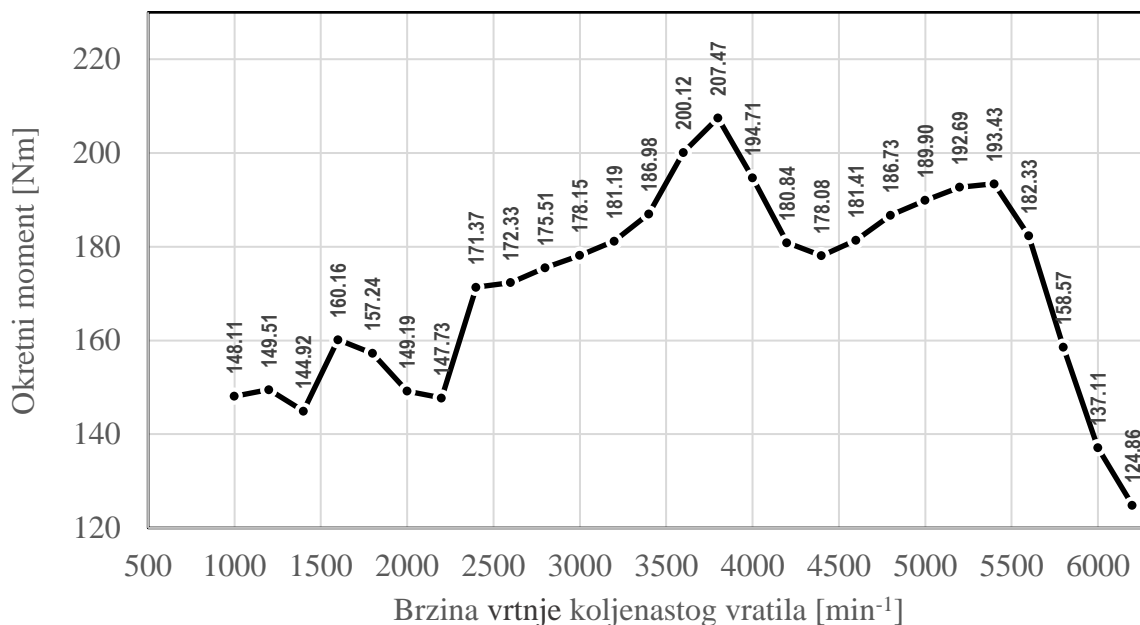
$$\text{Omjer površina} = 11,16 \%$$

Iz izračunatog je vidljivo kako je porast ukupne usisne protočne površine pri prelasku sa dva usisna ventila po cilindru na tri usisna ventila po cilindru gotovo 3 puta manji u odnosu na porast ukupne usisne protočne površine pri prelasku s jednog na dva usisna ventila po cilindru.

Na sljedećim slikama prikazane su krivulje snage (slika 4.41.), okretnog momenta (slika 4.42.), specifične potrošnje goriva (slika 4.43.), srednjeg efektivnog tlaka (slika 4.44.) i volumetrijskog stupnja punjenja (slika 4.45.). Na slici 4.41. može se vidjeti kako je vršna snaga porasla na 109,38 kW u odnosu na prijašnjih 109,14 kW (slučaj s četiri ventila po cilindru). U ovom slučaju porast vršne snage je gotovo zanemariv zbog malog porasta ukupne usisne protočne površine.

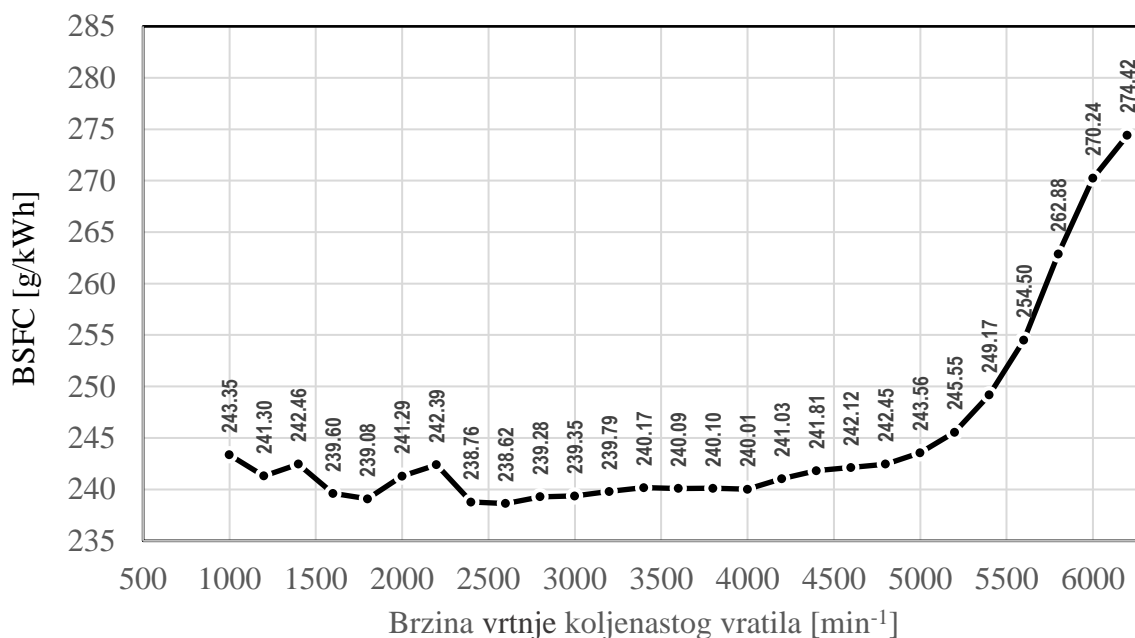


Slika 4.41. Krivulja snage – pet ventila, promjeri određeni ručno

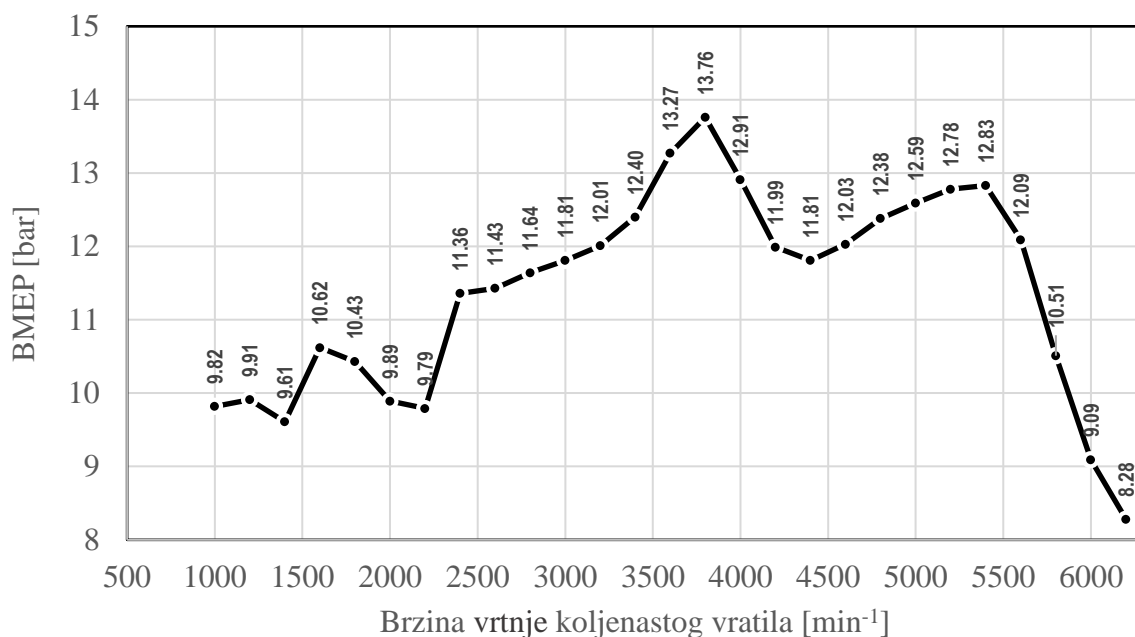


Slika 4.42. Krivulja okretnog momenta – pet ventila, promjeri određeni ručno

Sa slike 4.42. može se vidjeti kako krivulja okretnog momenta nakon brzine vrtnje koljenastog vratila od 3600 min<sup>-1</sup> ima veće vrijednosti u odnosu na slučaj s četiri ventila po cilindru, no poboljšanje okretnog momenta nije toliko značajno.

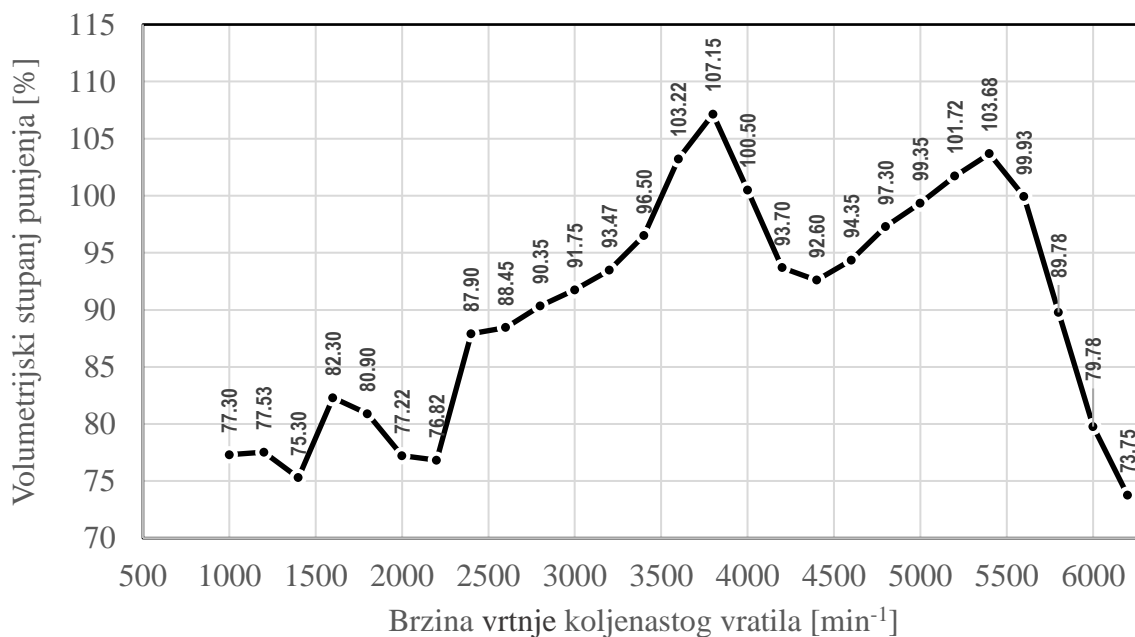


Slika 4.43. Krivulja BSFC – pet ventila, promjeri određeni ručno



Slika 4.44. Krivulja BMEP – pet ventila, promjeri određeni ručno

Isti, (ne toliko značajni) intenzitet poboljšanja performansi pri prelasku s četiri na pet ventila po cilindru može se vidjeti i za krivulje specifične potrošnje goriva i srednjeg efektivnog tlaka. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja također ne pokazuje značajno poboljšanje vrijednosti u odnosu na slučaj s četiri ventila po cilindru.



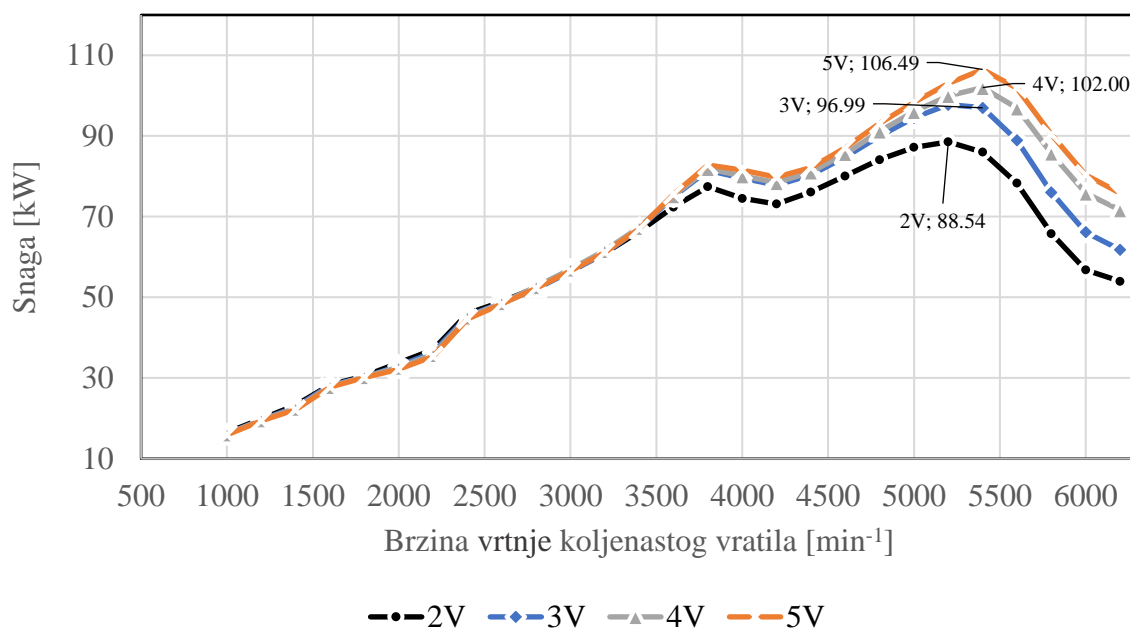
Slika 4.45. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – pet ventila, promjeri određeni ručno

## 4.6. Usporedba rezultata

Usporedba rezultata izvršit će se za slučaj kada su promjeri ventila određeni programom te za slučaj kada su određeni ručno. Za svaki od navedenih slučajeva prikazat će se po pet dijagrama u kojima će biti pokazane odgovarajuće krivulje sa svojim maksimalnim vrijednostima.

### 4.6.1. Usporedba rezultata za slučaj kada su promjeri ventila određivani programom

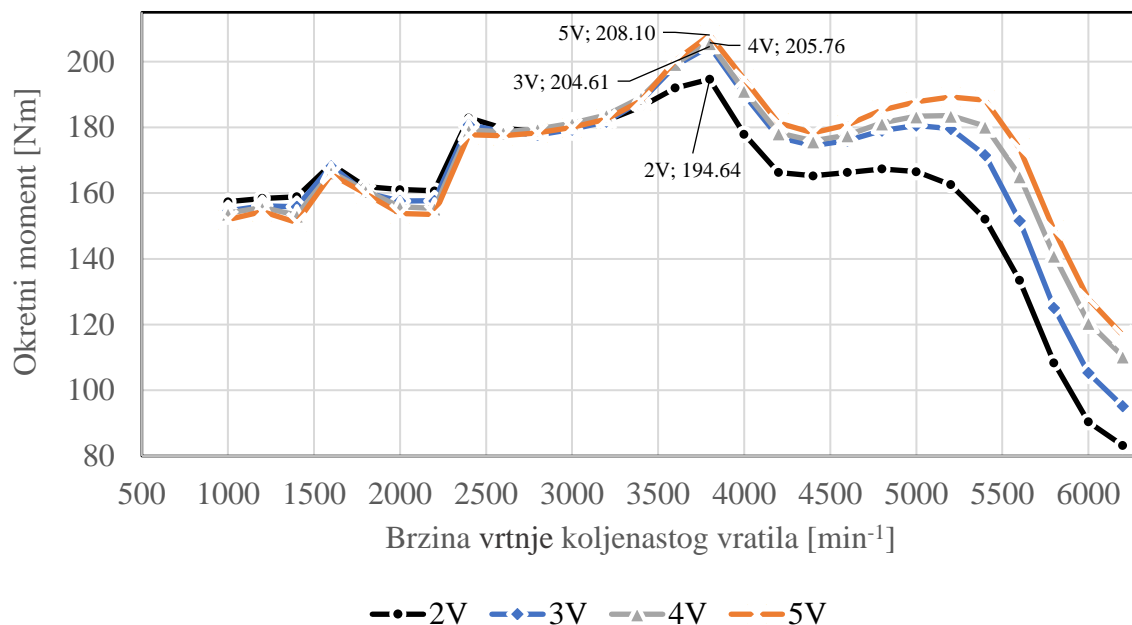
Na slikama od 4.46. do 4.50. redom su prikazane krivulje snage, okretnog momenta, specifične potrošnje goriva, srednjeg efektivnog tlaka te volumetrijskog stupnja punjenja. Na slikama su dane odgovarajuće krivulje za svaku od ispitivanih konfiguracija ventila. Sa slike 4.46. može se vidjeti kako su snage pojedinih konfiguracija gotovo jednake do brzine vrtnje koljenastog vratila od  $3400 \text{ min}^{-1}$  nakon koje se počinju razdvajati. Pri višim brzinama vrtnje koljenastog vratila jasno je vidljiva razlika u krivuljama te su jasno vidljive različite maksimalne vrijednosti snaga.



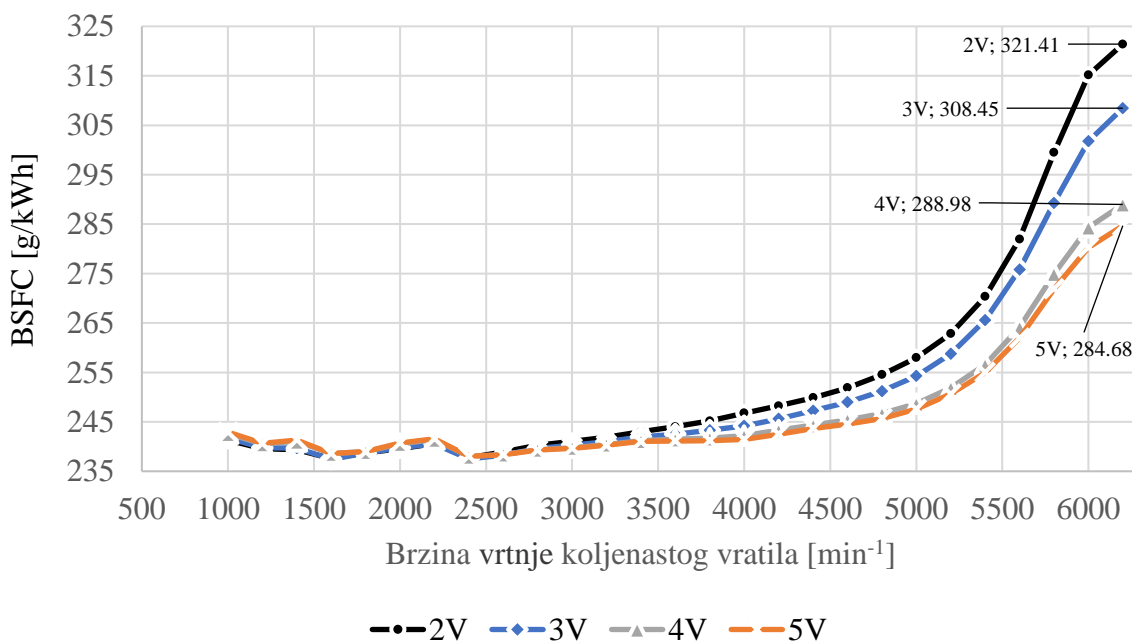
Slika 4.46. Usporedba krivulja snage – promjeri određeni programom

Iz slike 4.47. može se vidjeti slična situacija kao kod krivulja snaga, naime krivulje okretnog momenta pojedine konfiguracija poprimaju gotovo jednake vrijednosti do brzine vrtnje od  $3400 \text{ min}^{-1}$  nakon koje se može uočiti razlika. Najveća razlika u maksimalnim vrijednostima okretnog momenta je između konfiguracije s dva ventila po cilindru i ostalih konfiguracija koje imaju vrlo slične maksimalne vrijednosti. Nakon brzine vrtnje od  $4400 \text{ min}^{-1}$  počinju se uočavati značajnije razlike u okretnom momentu ispitivanih konfiguracija.





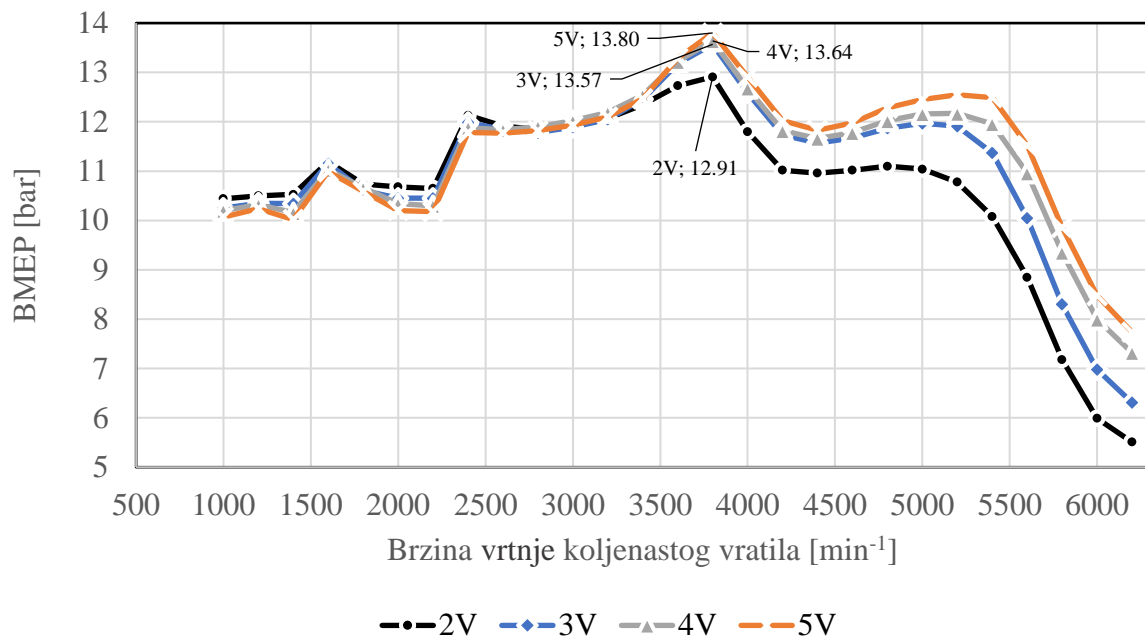
Slika 4.47. Krivulje okretnog momenta – promjeri određeni programom



Slika 4.48. Krivulje BSFC – promjeri određeni programom

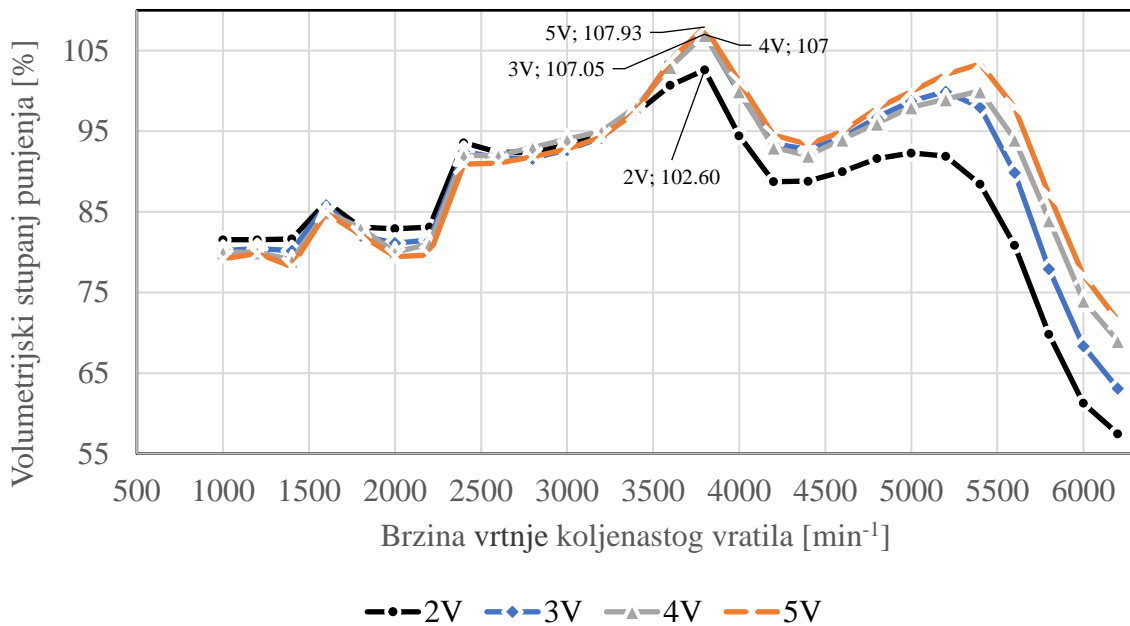
Iz slike 4.48. vidljivo je kako krivulje koje prikazuju konfiguraciju s većim brojem ventila po cilindru imaju manje vrijednosti specifične potrošnje goriva. Velike razlike uočavaju se pri prelasku s dva na tri i s tri na četiri ventila po cilindru. Pri prelasku s četiri na pet ventila po cilindru

razlika nije toliko značajna. Razlog je već ranije spomenuti porast ukupne usisne protočne površine koji je sve manji kako raste broj ventila.



Slika 4.49. Krivulje BMEP – promjeri određeni programom

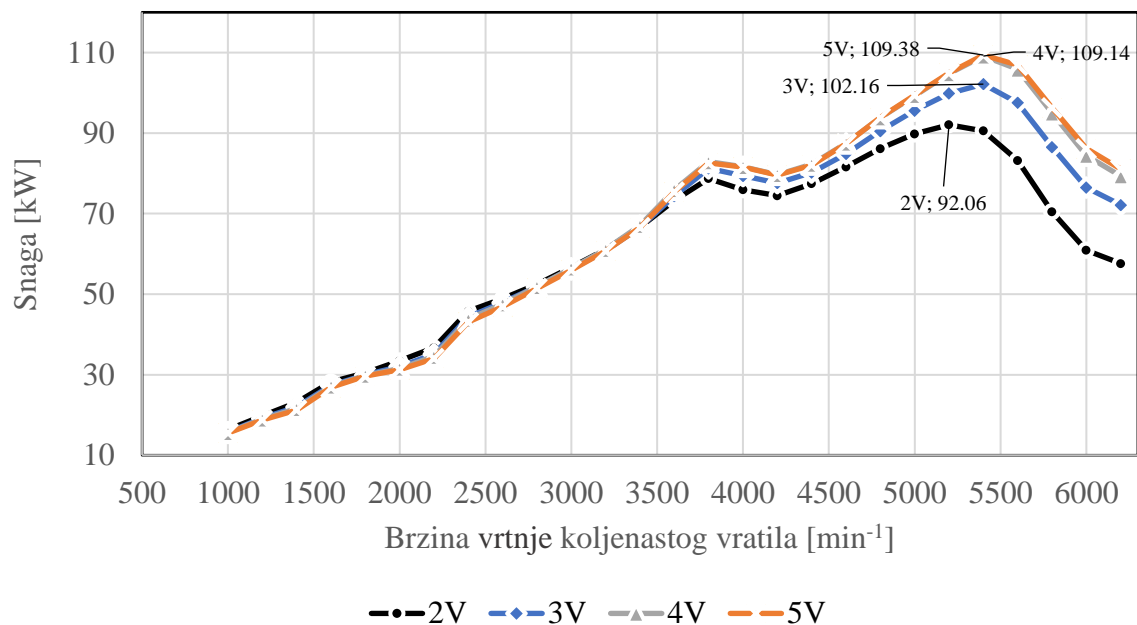
Krivulje srednjeg efektivnog tlaka kreću se slično kao i krivulje okretnog momenta što je vidljivo na slici 4.49. Sa slike 4.50. može se vidjeti kako se nakon brzine vrtnje od 3400 min<sup>-1</sup> pojavljuje razlika u volumetrijskom stupnju punjenja između konfiguracije s dva ventila i ostalih konfiguracija dok se značajnije prednosti većeg broja ventila, vezane za volumetrijski stupanj punjenja, uočavaju nakon brzine vrtnje koljenastog vratila od 4600 min<sup>-1</sup>.



Slika 4.50. Krivulje volumetrijskog stupnja punjenja – promjeri određeni programom

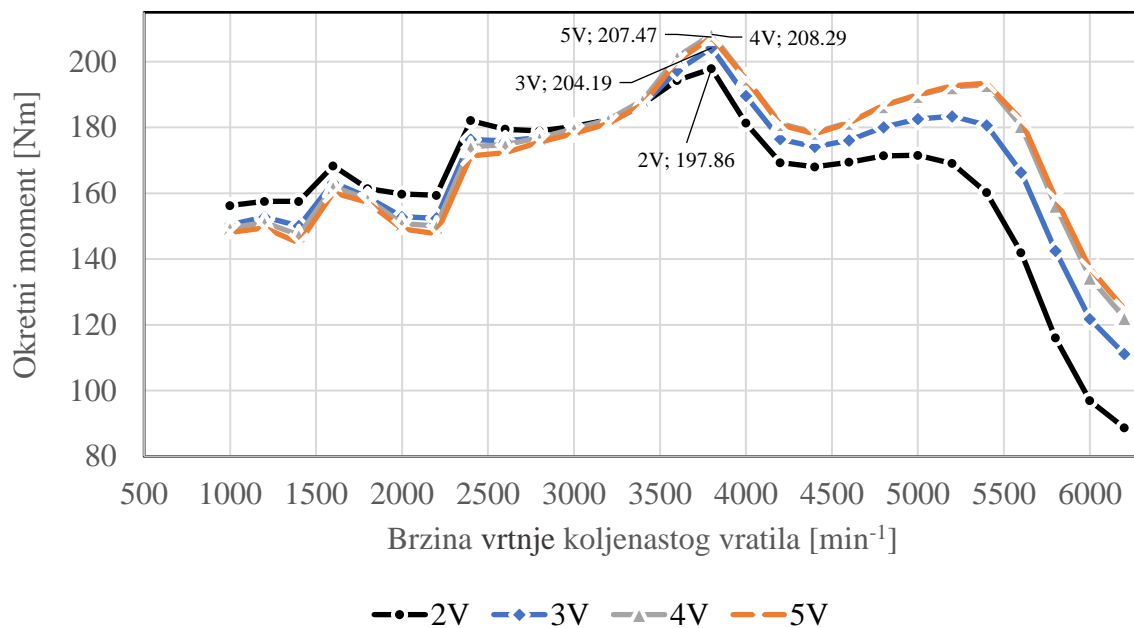
#### 4.6.2. Usporedba rezultata za slučaj kada su promjeri ventila određivani ručno

Na slikama od 4.51. do 4.55. ponovno su redom prikazane krivulje snage, okretnog momenta, specifične potrošnje goriva, srednjeg efektivnog tlaka i volumetrijskog stupnja punjenja. Na slici 4.51. vidljivo je kako se pri prijelazu s dva na tri i s tri na četiri ventila po cilindru uočava značajna razlika u krivuljama snaga nakon brzine vrtnje koljenastog vratila od 3600 min<sup>-1</sup> dok je pri prijelazu s četiri na pet ventila po cilindru razlika u krivuljama snaga gotovo zanemariva.

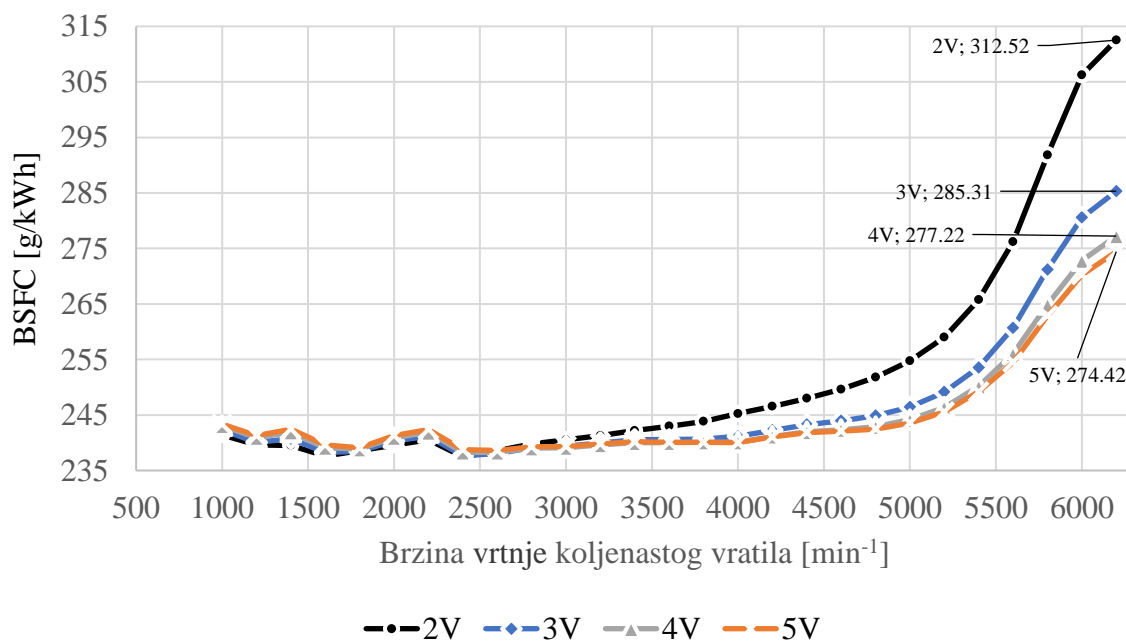


Slika 4.51. Krivulje snage – promjeri određeni ručno

Iz slike 4.52. može se vidjeti kako konfiguracije s manjim brojem ventila po cilindru na nižim brzinama vrtnje koljenastog vratila (ispod 3200 min<sup>-1</sup>) imaju veći okretni moment što se izjednačava pri spomenutoj brzini vrtnje te se daljnjim povećanjem brzine vrtnje iste krivulje razdvajaju. Kao i kod krivulja snaga, krivulje konfiguracije s četiri i s pet ventila po cilindru nemaju značajne razlike u okretnom momentu, čak konfiguracija s četiri ventila postiže veću maksimalnu vrijednost okretnog momenta, no konfiguracija s pet ventila na višim brzinama vrtnje koljenastog vratila postiže nešto veće vrijednosti okretnog momenta. Naizgled se može pomisliti kako je konfiguracija s četiri ventila po cilindru pogodnija u pogledu performansi od konfiguracije s pet ventila po cilindru, no suprotno dokazuje slika 4.53. gdje je jasno vidljivo kako krivulja specifične potrošnje goriva u konfiguraciji s pet ventila po cilindru poprima niže vrijednosti u odnosu na konfiguraciju s četiri ventila po cilindru. Stoga je takva konfiguracija (s pet ventila po cilindru) efikasnija.

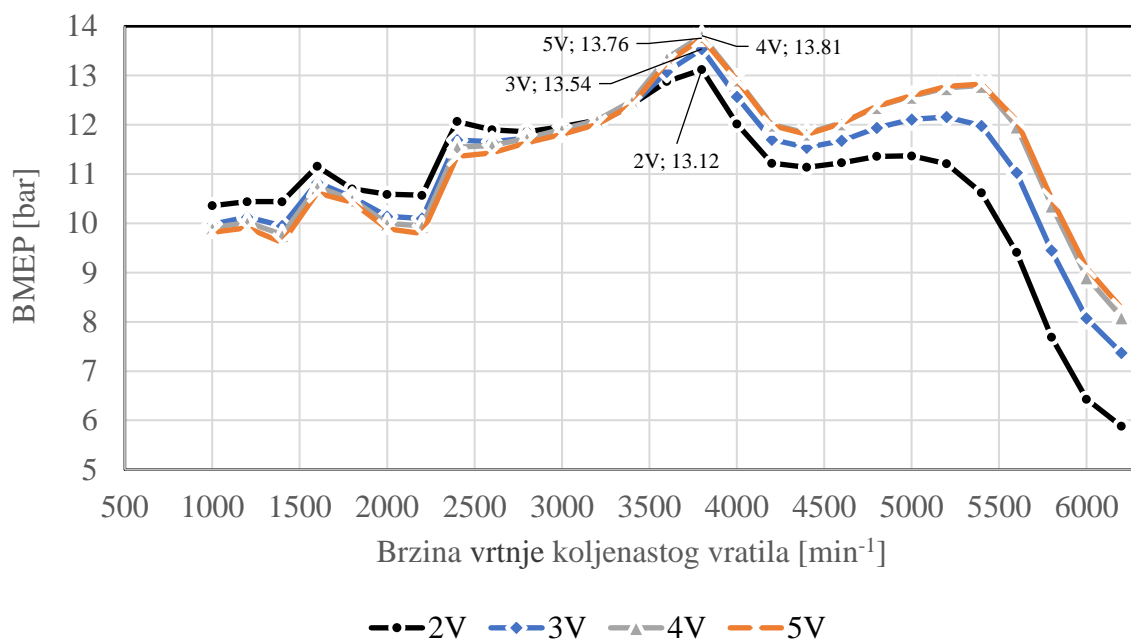


Slika 4.52. Krivulje okretnog momenta – promjeri određeni ručno

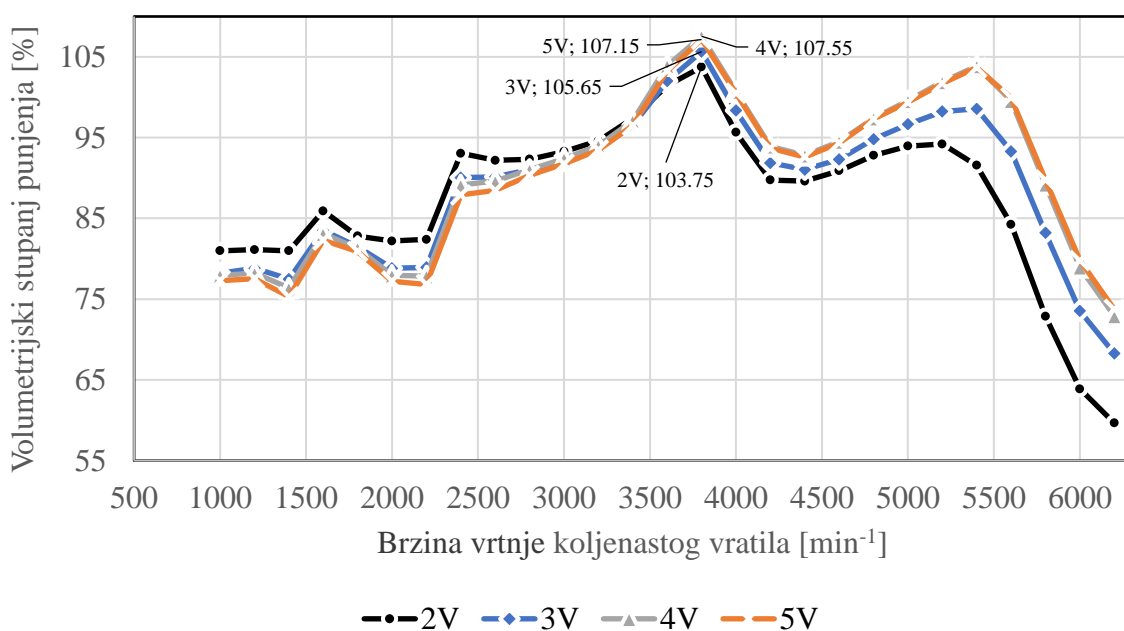


Slika 4.53. Krivulje BSFC – promjeri određeni ručno

Kretanje krivulja slično krivuljama okretnog momenta može se uočiti i kod srednjeg efektivnog tlaka, slika 4.54.



Slika 4.54. Krivulje BMEP – promjeri određeni ručno



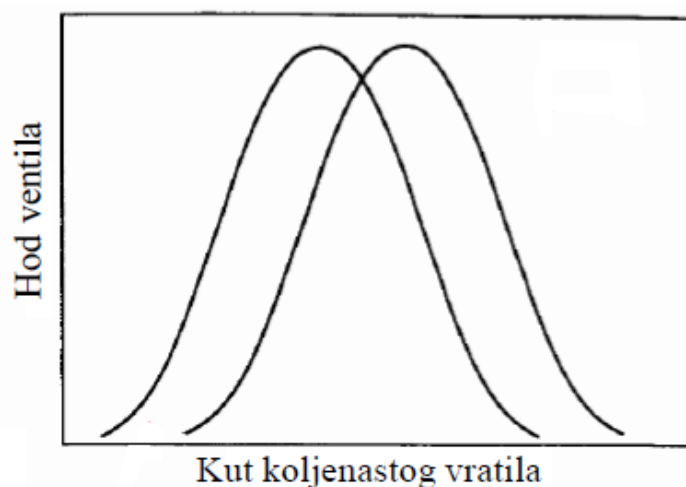
Slika 4.55. Krivulje volumetrijskog stupnja punjenja – promjeri određeni ručno

Slika 4.55. prikazuje kako je na manjim brzinama vrtnje volumetrijski stupanj punjenja veći kod konfiguracije s manjim brojem ventila po cilindru, a pri višim brzinama vrtnje volumetrijski stupanj punjenja je veći kod konfiguracija s većim brojem ventila po cilindru. To je zato što se na malim brzinama vrtnje zbog nedovoljnog protoka zraka ne može iskoristiti prednost veće usisne površine (kod većeg broja ventila po cilindru).

## 5. VARIJABILNO UPRAVLJANJE VENTILIMA

Varijabilno upravljanje ventilima može se izvesti na tri načina. Prvi način je promjena faze otvaranja ventila (fazni pomak ventila), zatim postoje varijabilni hodovi ventila te varijabilno vrijeme otvorenosti ventila. U ovome radu ispitivat će se samo fazni pomak usisnih ventila koji značajno može utjecati na performanse motora. Fazni pomak ispušnih ventila nije se ispitivao jer on, u pravilu, ima vrlo mali utjecaj na radne performanse motora.

VVT (eng. Variable Valve Timing) je sustav promjene kuta bregastog vratila u svrhu faznog pomicanja krivulje otvorenosti ventila. Ovim upravljanjem vrijeme otvorenosti ventila ostaje nepromijenjeno dok se ventili mogu ranije otvarati, a time i ranije zatvarati ili kasnije otvarati i kasnije zatvarati. Na slici 5.1. može se vidjeti prikaz faznog pomaka krivulje otvorenosti ventila u ovisnosti o kutu koljenastog vratila. Krivulja koje je bliža oordinati prikazuje ranije otvaranje dok dalja krivulja prikazuje kasnije otvaranje. Kao što je vidljivo na slici 5.1, krivulja otvorenosti ventila se ne mijenja, mijenja se samo njen položaj obzirom na kut koljena koljenastog vratila.



Slika 5.1. Fazni pomak krivulje ventila [8]

U standardnom radnom ciklusu cilindra, usisni ventili otvaraju se na kraju četvrtog takta odnosno na kraju takta pri kojem se plinovi izgaranja izbacuju iz cilindra kroz ispušne ventile. Tom analogijom usisni ventili zatvaraju se na početku drugog takta (takt kompresije) dok se ispušni ventili otvaraju na kraju trećeg takta (takt ekspanzije), odnosno pri kraju prijenosa energije sa plinova izgaranja na klip motora, blizu donje mrtve točke cilindra. Takav način rada nije pogodan za sve uvjete rada motora. Počevši od praznog hoda motora tj. kada motor proizvodi dovoljno mehaničke energije samo za pogon vlastite opreme i svladavanje gubitaka (ne proizvodi

efektivnu snagu), pogodno je usisne ventile zatvarati ranije. Dok motor radi u praznom hodu, velika količina gorive smjese nije potrebna, dapače može biti nekorisna jer se mogu javiti gubici na usisu. Gubici na usisu javljaju se kada klip dosegne donju mrtvu točku zbog toga što klip usporava te na trenutak staje u donjoj mrtvoj točki pri čemu više ne usisava zrak istom brzinom kao u ostatku hoda od gornje do donje mrtve točke. To uzrokuje pojavu da se u usisnoj grani protok zaustavlja te čak krene malo u suprotnom smjeru, što stvara gubitke. Opisani slučaj vrlo se lako može riješiti ranijim zatvaranjem usisnih ventila, npr. u trenutku kada klip počinje usporavati.

S druge strane, kasnijim zatvaranjem usisnih ventila postiže se bolja kontrola omjera goriva i zraka u cilindru. Također kako se klip kreće prema gornjoj mrtvoj točki u taktu kompresije on istisne dio zraka iz cilindra u usisnu granu što uzrokuje male gubitke na usisu, a time se smanjuje temperatura u samome cilindru. Manja temperatura u cilindru dovodi do smanjene emisije dušikovih oksida ( $\text{NO}_x$ ) koji se javljaju pri visokim temperaturama.

Ukoliko se usisni ventili otvaraju ranije, odnosno ukoliko se otvore dok traje ispuh dimnih plinova u ispušnu granu, dio dimnih plinova „pobjeći“ će u usisnu granu što povećava temperaturu ulaznog zraka. Prestrujavanjem dimnih plinova u usisnu granu vrši se također EGR efekt što također rezultira smanjenjem dušikovih oksida. Otvaranje usisnih ventila kasnije očito nema pretjeranog smisla budući da je cilj pospješiti usis zraka u cilindar, a ne ga restriktirati.

Ranije zatvaranje ispušnih ventila smanjuje razinu emisija dušikovih oksida budući da je povezano sa slučajem ranijeg otvaranja ispušnih ventila, dok kasnije zatvaranje ispušnih ventila rezultira boljim ispiranjem cilindra.

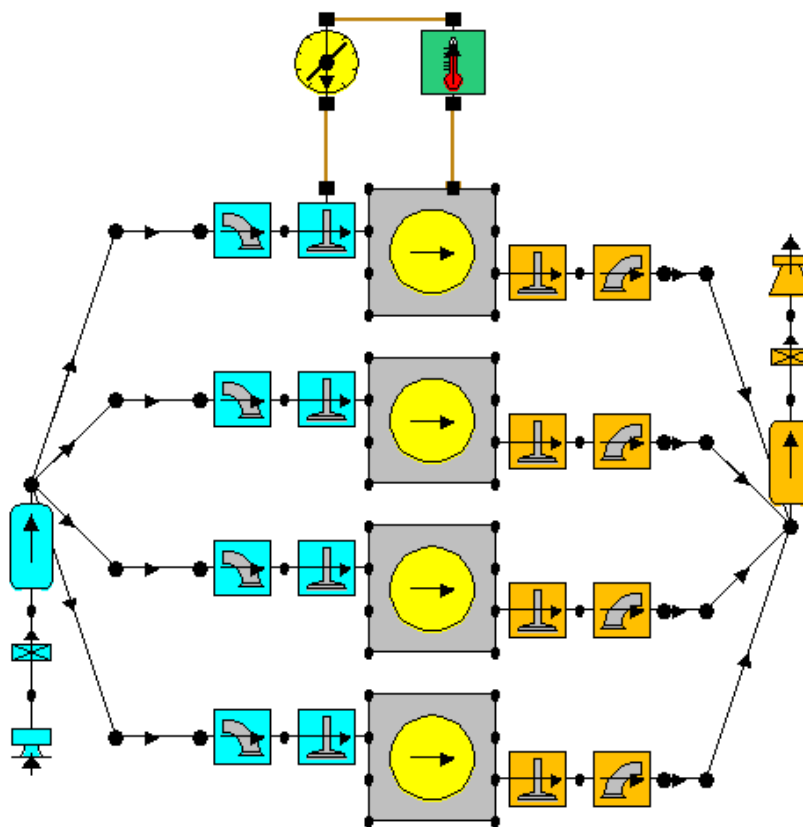


## 6. VVT PRIMJENJEN NA MODELU MOTORA

Varijabilno upravljanje ventilima primijenit će se na modelu motora konfiguracije s četiri ventila po cilindru i to na onom istom modelu na kojem su promjeri ventila određeni ručno. Također primjena faznog pomaka ventila izvršit će se samo na usisnim ventilima.

Kako bi se izvršio fazni pomak otvaranja i zatvaranja usisnih ventila bilo je potrebno napraviti kratko ispitivanje koji je kut MOP – a (eng. Maximum Opening Point) optimalan za određenu brzinu vrtnje motora. MOP je mjerna jedinica kuta koljenastog vratila izražena u stupnjevima te je ona definirana polovinom kuta razmaka usisnih i ispušnih ventila. Ukoliko je fazni pomak ispušnih ventila konstantan, manji MOP rezultira kasnijim otvaranjem i kasnijim zatvaranjem usisnih ventila, dok veći MOP rezultira ranijim otvaranjem i ranijim zatvaranjem usisnih ventila.

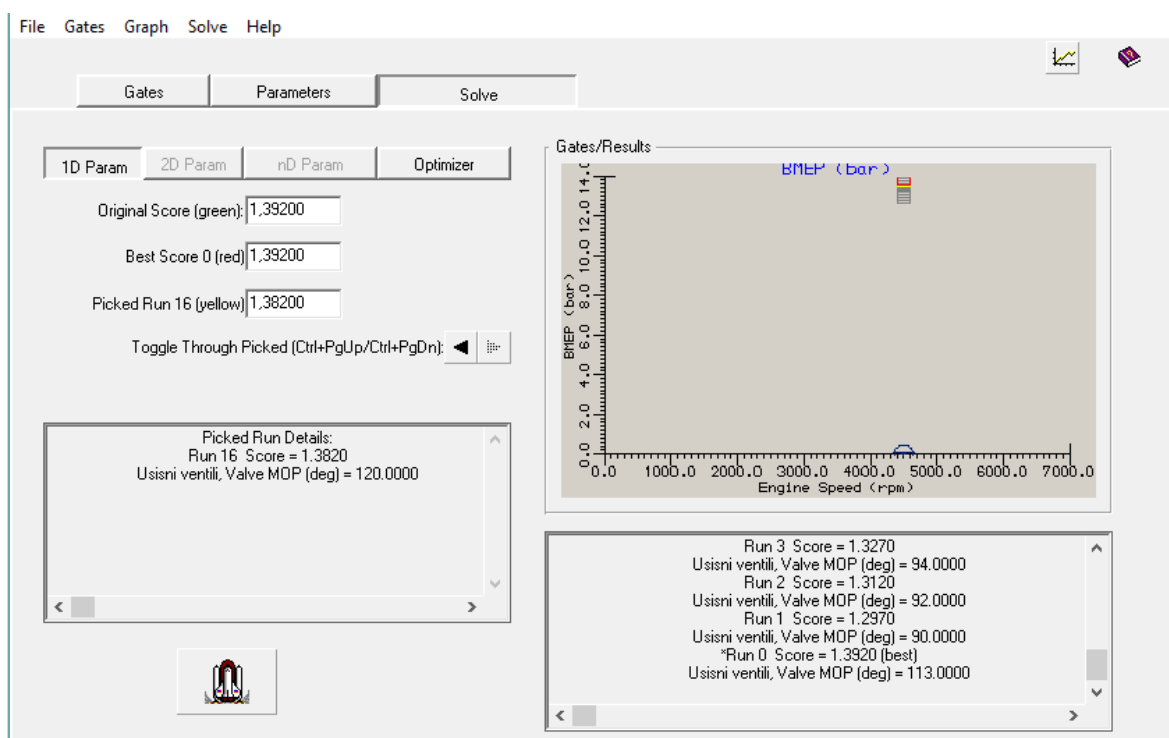
Za ispitivanje optimalnog MOP – a na postojeći model motora postavio se senzor kuta koljenastog vratila koji se potom spojio na aktuator koji upravlja kutom zakrenutosti bregastog vratila. Model motora sa novo postavljenim elementima prikazan je na slici 6.1.



Slika 6.1. Model motora sa senzorom i aktuatorom

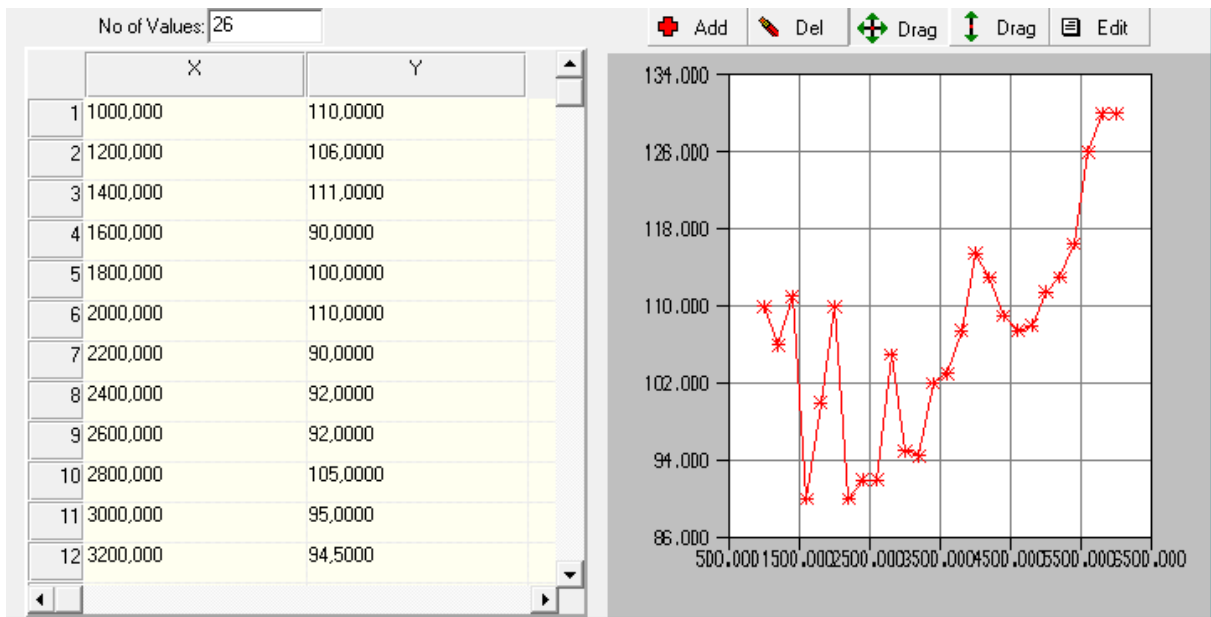
Optimalni kut MOP – a određivao se na način da su se ugasili svi senzori odnosno aktuatori te se ostavio uključen onaj koji odgovara brzini vrtnje motora za koju se u tom trenutku određuje MOP. S tim postavkama bilo je moguće pokrenuti optimizaciju tako da program dodjeljuje bodove obzirom na neku izlaznu vrijednost. Ta izlazna vrijednost bio je BMEP (srednji efektivni tlak) koji prikazuje opterećenje motora i vrlo je pogodan za uspoređivanje motora koji nisu istih dimenzija. Kut MOP – a promatrao se u rasponu od 100° do 130° korakom od 2°.

Pokretanjem optimizacije dobiju se rezultati prikazani na slici 6.2. Sa slike je vidljivo kako su u donjem desnom kutu ispisani bodovi za svaki kut MOP-a, te je prikazan najbolji koji u ovom slučaju iznosi 113°.

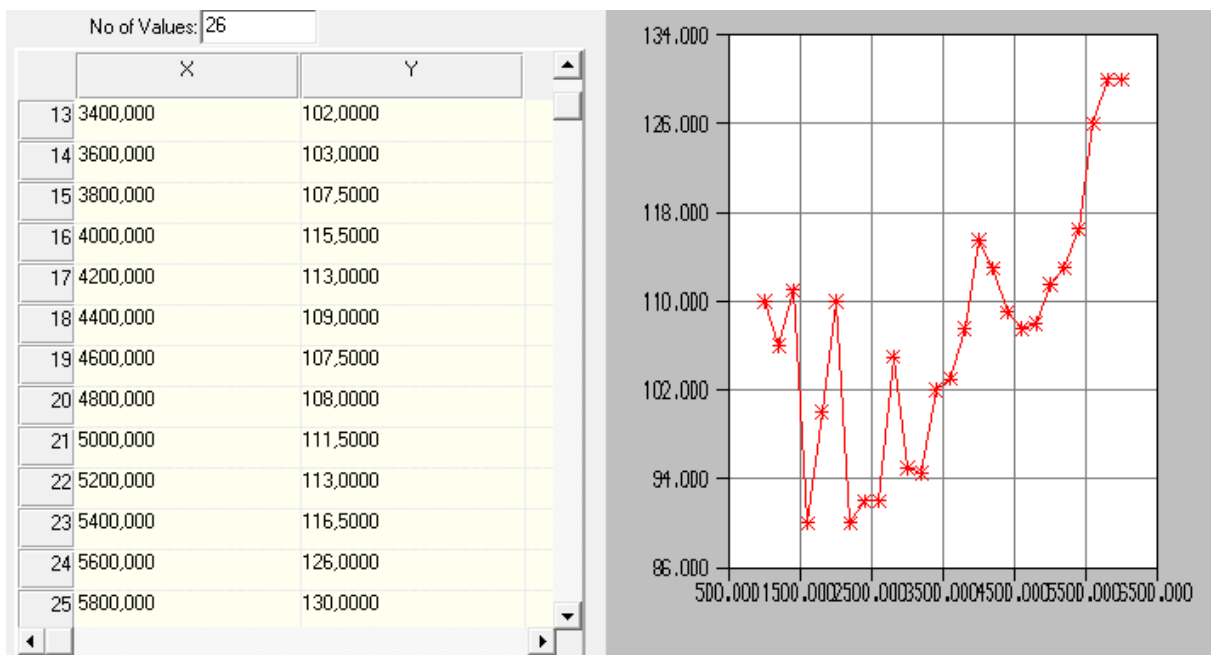


Slika 6.2. Rezultati optimizacije

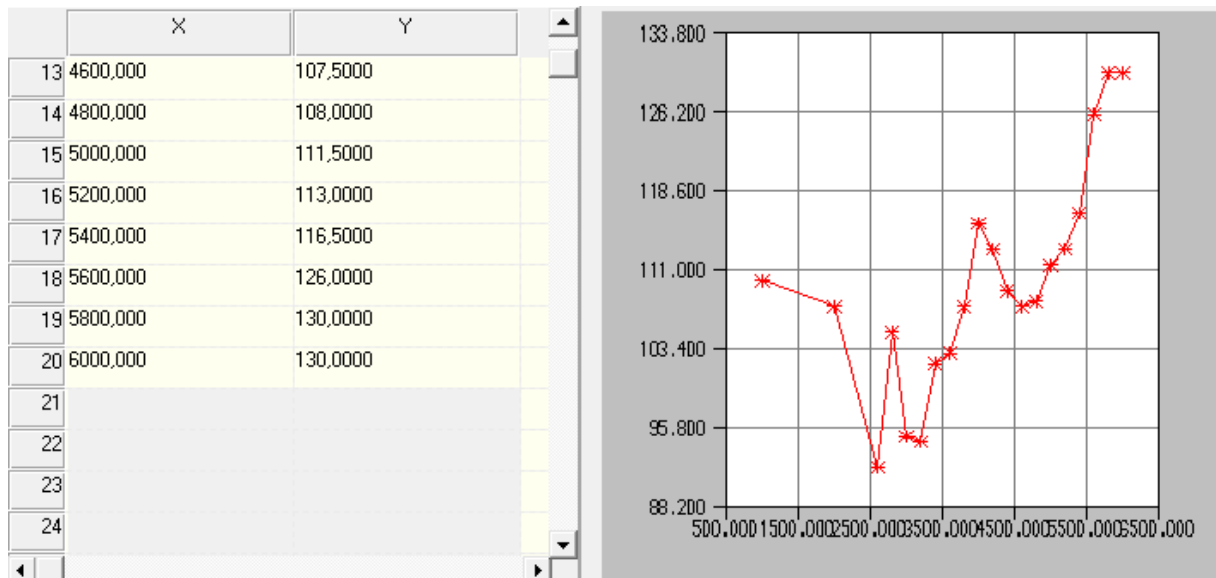
Navedeni postupak proveden je za svaku brzinu vrtnje koljenastog vratila te su se rezultati potom mogli upisati u tablicu po kojoj aktuator, ovisno o brzini vrtnje koljenastog vratila mijenja kut zakrenutosti bregastog vratila. Svi optimalni kutevi MOP – a, za sve brzine vrtnje koljenastog vratila, prikazani su na slikama 6.3., 6.4. i 6.5.



Slika 6.3 Kutevi MOP – 1

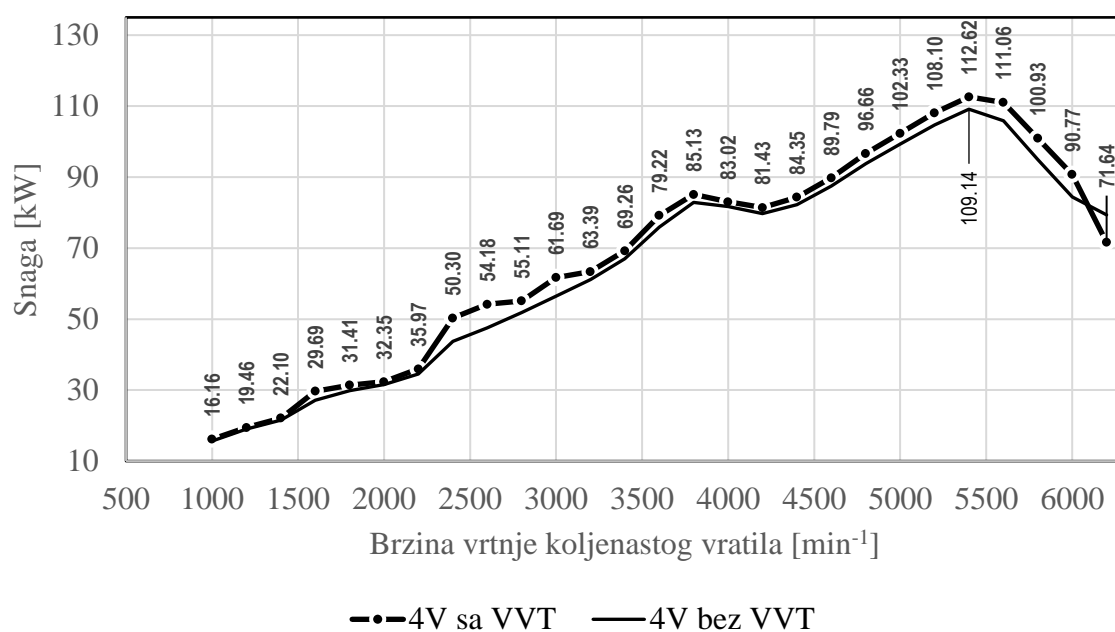


Slika 6.4. Kutevi MOP – 2



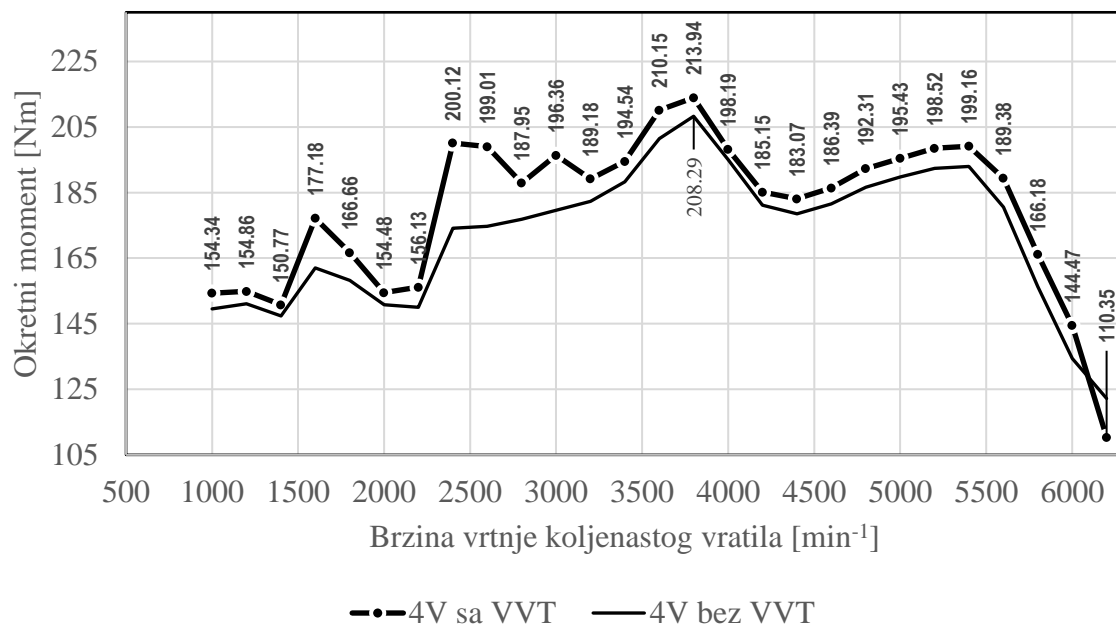
Slika 6.5. Kutevi MOP – 3

Na sljedećim slikama prikazane su, kao i u prethodnim poglavljima, krivulje snage (slika 6.6.), okretnog momenta (slika 6.7.), specifične potrošnje goriva (slika 6.8.), srednjeg efektivnog tlaka (slika 6.9.) i volumetrijskog stupnja punjenja (slika 6.10.). Na navedenim slikama također su prikazane krivulje konfiguracije s četiri ventila po cilindru kada su promjeri određeni ručno kako bi usporedba bila odmah vidljiva. Na slici 6.6. može se primijetiti da je maksimalna snaga narasla na 112,62 kW u odnosu na maksimalnu snagu bez varijabilnog faznog pomaka koja iznosi 109,14 kW. Povećanje maksimalne snage prema tome iznosi 3,48 kW. Ostale vrijednosti krivulje snage također su poprimile veće vrijednosti.

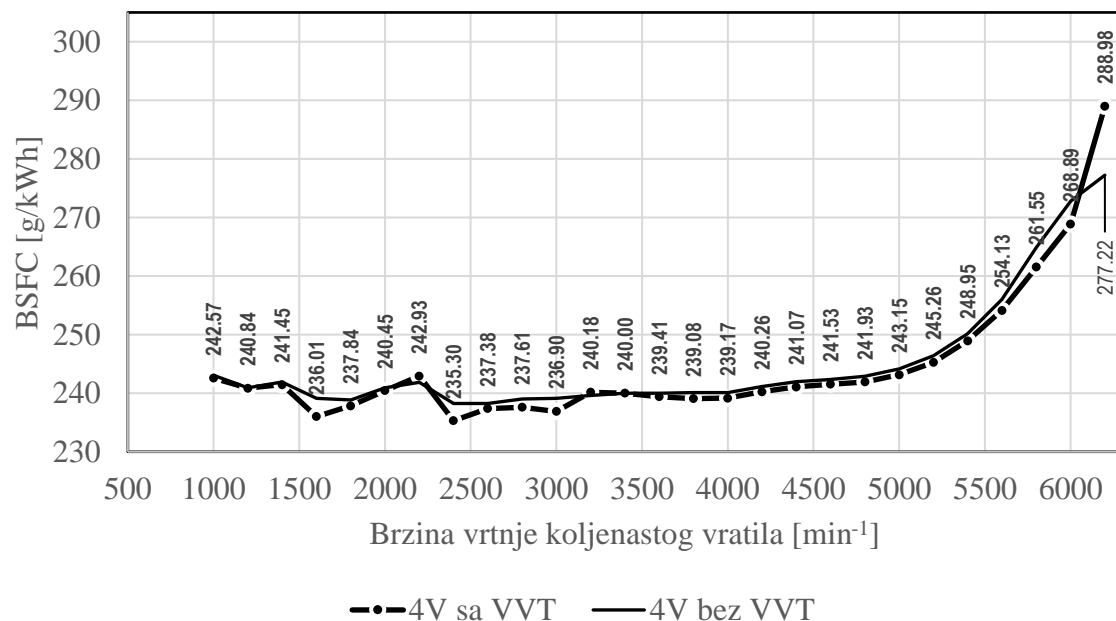


Slika 6.6. Krivulje snage – četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila

Iz slike 6.7. može se vidjeti kako su vrijednosti okretnog momenta veće dodavanjem varijabilnog faznog pomaka kroz cijelo područje rada motora odnosno kroz cijeli raspon brzine vrtnje koljenastog vratila. Maksimalna vrijednost okretnog momenta sada iznosi 213,94 Nm što je povećanje od 5,65 Nm u odnosu na maksimalni okretni moment bez varijabilnog upravljanja (208,29 Nm).



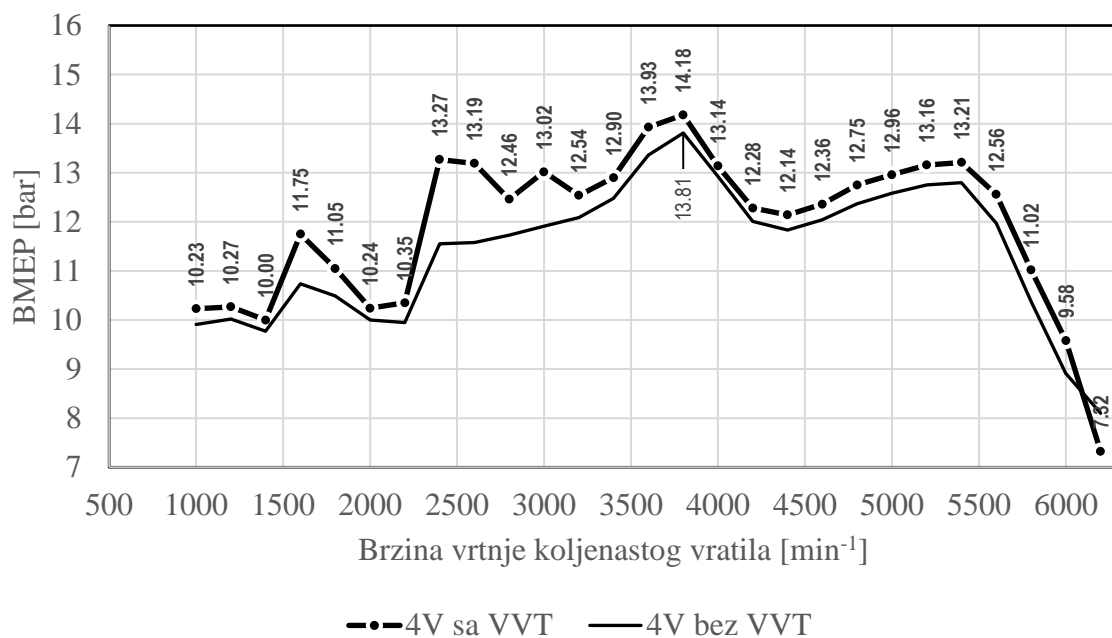
Slika 6.7. Krivulja okretnog momenta - četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila



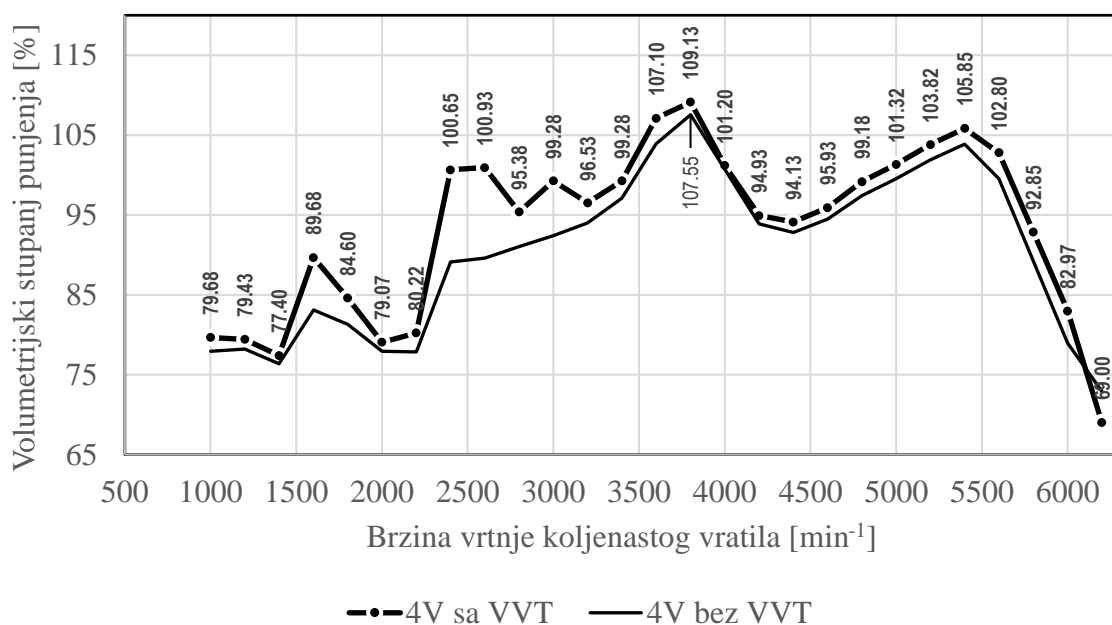
Slika 6.8. Krivulje BSFC - četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila

Krivulja specifične potrošnje goriva pri nižim brzinama vrtnje poprimila je gotovo jednake vrijednosti kao i kod slučaja kada nije bilo varijabilnog upravljanja, no kretanjem prema većim brzinama vrtnje koljenastog vratila krivulja ima nešto niže vrijednosti što ukazuje na povećanu efikasnost motora primjenom varijabilnog upravljanja, slika 6.8. Krivulja srednjeg efektivnog

tlaka se cijela pomakla na više vrijednosti kod varijabilnog upravljanja, te se može zaključiti da je motor u tom slučaju nešto više opterećen, slika 6.9. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja također kroz cijelo područje brzine vrtnje koljenastog vratila poprima veće vrijednosti u slučaju varijabilnog upravljanja, što je vidljivo na slici 6.10.



Slika 6.9. Krivulje BMEP – četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila



Slika 6.10. Krivulje volumetrijskog stupnja punjenja – četiri ventila sa i bez VVT

## 7. ZAKLJUČAK

Usporedbom rezultata simulacija i ukupnih usisnih protočnih površina za različiti broj ventila po cilindru, utvrdio se utjecaj na performanse motora. Kod konfiguracije s dva ventila po cilindru, maksimalna snaga motora u oba slučaja (kada su promjeri ventila određivani programom i ručno) iznosi približno 90 kW. Prijelazom na konfiguraciju s tri ventila po cilindru u slučaju kada su promjeri ventila određivani programom, ukupna usisna protočna površina povećala se za 41,41 % pri čemu se maksimalna snaga za to povećanje ukupne usisne protočne površine povećala za 9,25 kW, te se može zaključiti da je drugi usisni ventil imao značajan utjecaj na performanse motora budući da je porasla i maksimalna vrijednost okretnog momenta. U slučaju kada su promjeri ventila određivani ručno (tri ventila po cilindru), ukupna usisna protočna površina povećala se za 32,93 % dok se maksimalna snaga povećala za 10,1 kW. Sličan intenzitet poboljšanja performansi očituje se i na ostalim promatranim krivuljama radnih parametara. Na prvi pogled vidljivo je kako se snaga u drugom slučaju (kada su promjeri ventila određeni ručno) povećala više nego u prvom (kada su promjeri ventila određeni programom), ali se u slučaju kada su promjeri ventila određivani ručno promijenio i promjer ispušnog ventila, što je rezultiralo boljim ispiranjem cilindra. Veći porast snage kod varijante s tri ventila po cilindru može se pripisati toj činjenici. Prijelazom na konfiguraciju s četiri ventila po cilindru u slučaju kada su promjeri ventila određeni programom, ukupna ispušna protočna površina povećala se za 41,42 % što je pridonijelo povećanju maksimalne snage od 4,21 kW. Ostale performanse prate intenzitet povećanja snage te se povećavaju sukladno istom. U slučaju kada su promjeri ventila određivani ručno (konfiguracija s četiri ventila po cilindru) povećanje ukupne ispušne protočne površine iznosi 22,19 % dok se maksimalna snaga povećala za 6,98 kW. Kod konfiguracije s četiri ventila po cilindru ponovno se postiglo bolje ispiranje cilindra za ručno određene promjere ventila u odnosu na slučaj kada su promjeri ventila određeni programom, te su se zato performanse više poboljšale. Poboljšanje performansi ima drugačiji intenzitet kod dodavanja još jednog usisnog ventila. Naime u slučaju s pet ventila po cilindru (tri usisna ventila) gdje su promjeri ventila određeni programom, ukupna usisna protočna površina povećala se za 22,52 % pri čemu se maksimalna snaga povećala za 4,49 kW, a maksimalni okretni moment za 2,31 Nm. U slučaju s pet ventila po cilindru kada su promjeri ventila određeni ručno, maksimalna snaga je ostala gotovo ista, odnosno kod pet ventila po cilindru maksimalna snaga iznosi 109,38 kW (sa četiri ventila po cilindru iznosila je 109,14 kW), čime se ostvarilo povećanje snage od samo 0,24 kW. Maksimalni okretni moment u varijanti s pet ventila po cilindru je čak i opao u usporedbi s varijantom od četiri ventila po cilindru (ručno određeni promjeri ventila). Uspoređujući ova dva slučaja može se zaključiti kako je u slučaju gdje su promjeri ventila određivani programom bilo isplativo dodati



još jedan (treći) usisni ventil, dok su se u slučaju ručnog određivanja promjera ventila maksimalne performanse postigle već kod konfiguracije s četiri ventila po cilindru. Prema tome, u slučaju ručnog određivanja promjera ventila dodavanje petog ventila nije opravdano budući da bi samo povećalo kompleksnost motora, a imalo zanemariv (ili čak i negativan) utjecaj na performanse.

Sukladnom prethodnom zaključku, u konfiguraciji s četiri ventila po cilindru kada su promjeri ventila određeni ručno, postavilo se varijabilno upravljanje faznim pomakom usisnih ventila koje je značajno povećalo performanse motora. Već je spomenuto kako je snaga kod varijabilnog upravljanja faznim pomakom usisnih ventila, u odnosu na slučaj bez varijabilnog upravljanja, narasla za 3,48 kW, a okretni moment za 5,65 Nm, dok su se i ostale performanse motora poboljšale sukladno snazi i momentu.

Ishod rezultata ovog rada bio je očekivan te je ispunjenjem očekivanja rad pokazao ispravnost i pouzdanost. Osnovni cilj bio je pokazati koliko različite konfiguracije i geometrija ventila utječu na performanse motora, te se taj cilj i postigao. Obzirom da se za povećanje performansi motora prvotno koriste neke druge modifikacije poput prednabijanja i promjene radnih parametara upravljačke jedinice motora, koje uglavnom imaju puno značajnije povećanje performansi, metode različitih konfiguracija i geometrije ventila, te varijabilno upravljanje ventilima postižu solidne i ne zanemarive rezultate. Ako bi se usporedio motor s dva ventila po cilindru i onaj s četiri ventila po cilindru koji ima varijabilno upravljanje (ručno određeni promjeri ventila), maksimalna snaga se povećala za 20,56 kW, a maksimalni okretni moment za 16,08 Nm. Razlika definitivno nije zanemariva.

Osobno mislim da je ovaj rad ispunio svoj cilj te da je bilo vrlo zanimljivo vidjeti koliko konfiguracija, geometrija i varijabilno upravljanje ventilima utječe na performanse motora. Također mislim da ovaj rad može poslužiti kao podloga za daljnja istraživanja. Ipak, ovi rezultati odnose se za specifično onaj motor koji se obrađivao, na drugim motorima može se javiti drugačija promjena performansi.

## LITERATURA

[1] Lotus engineering, upute za rad u računalnom programu Lotus „Getting started using Lotus engine simulation“, s Interneta.

[2] Preuzeto s Interneta, <https://www.tvsmotor.com/media/blog/three-and-four-valves-per-cylinder-advantages-over-two-valves-per-cylinder-explained/>

[3] Preuzeto s interneta, <https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-a-4-valve-and-a-2-valve-engine>

[4] Preuzeto s interneta, <https://www.quora.com/Why-is-a-spark-plug-placed-away-from-the-exhaust-valve>

[5] Preuzeto s Interneta, <https://www.motorsport.hr/motori-s-5-ventila-po-cilindru/>

[6] Preuzeto s Interneta,

[https://www.google.com/search?q=5+valves+per+cylinder&sca\\_esv=c839f9702c677c11&rlz=1C1GCEA\\_enHR805HR805&udm=2&biw=1920&bih=919&sxsrf=ADLYWIJyGELRecOQzmWre7kJb\\_oAbydfyg%3A1722162092231&ei=rBumZuLaDfaU9u8PxdSboAg&oq=5+valves+per+&gs\\_lp=Egxnd3Mtd2l6LXNlcnAiDTUgdmFsdmVzIHBlciAqAggAMgcQABiABBgTSKYzUABY7xxwAHgAkAEAmAGoAaAB0A2qAQQwLjEzuAEByAEA-AEBmAINoALrDcICBBAjGCfCAgUQABiABMICBBAAGB7CAggQABgTGAgYHpgDAJIHBDaUMTOgB6Ay&sclient=gws-wiz-serp#vhid=0PvPkfw\\_T76kaM&vssid=mosaic](https://www.google.com/search?q=5+valves+per+cylinder&sca_esv=c839f9702c677c11&rlz=1C1GCEA_enHR805HR805&udm=2&biw=1920&bih=919&sxsrf=ADLYWIJyGELRecOQzmWre7kJb_oAbydfyg%3A1722162092231&ei=rBumZuLaDfaU9u8PxdSboAg&oq=5+valves+per+&gs_lp=Egxnd3Mtd2l6LXNlcnAiDTUgdmFsdmVzIHBlciAqAggAMgcQABiABBgTSKYzUABY7xxwAHgAkAEAmAGoAaAB0A2qAQQwLjEzuAEByAEA-AEBmAINoALrDcICBBAjGCfCAgUQABiABMICBBAAGB7CAggQABgTGAgYHpgDAJIHBDaUMTOgB6Ay&sclient=gws-wiz-serp#vhid=0PvPkfw_T76kaM&vssid=mosaic)

[7] Preuzeto s Interneta,

[https://www.automobile-catalog.com/curve/2003/275225/bmw\\_318i.html#gsc.tab=0](https://www.automobile-catalog.com/curve/2003/275225/bmw_318i.html#gsc.tab=0)

[8] Vedran Mrzljak, „Izmjena radnog medija (ventili) – Drugi dio“, s predavanja na kolegiju Motori.

## POPIS OZNAKA I KRATICA

LES – Lotus engine simulation

$Q$  – protok fluida,  $\text{m}^3/\text{s}$

$v$  – brzina strujanja fluida,  $\text{m/s}$

$A$  - protočna površina kroz koju struji fluid,  $\text{mm}^2$

$R$  – radijus ventila,  $\text{mm}$

$x$  – hod ventila,  $\text{mm}$

DOHC – Double overhead camshaft

FUEL1 – spremnik goriva

INL1 – usis zraka

THRT1 – klapna gasa

PLEN1 – usisni kolektor

PIP1 – cijev

PORT – ulazni i izlazni otvori

PVAL – usisni i ispušni ventili

CYL – cilindar

EXT1 – ispušna grana

$D_u$  – promjer usisnog ventila,  $\text{mm}$

$D_i$  – promjer ispušnog ventila,  $\text{mm}$

$A_u$  – usisna protočna površina ventila,  $\text{mm}^2$

$A_i$  – ispušna protočna površina ventila,  $\text{mm}^2$

$o$  – omjer protočnih površina

$o_{\text{temp}}$  – omjer protočnih površina očitanih promjera

$\Delta o$  – razlika omjera površina

$D_{uv}$  – promjer vanjske kružnice usisnog ventila,  $\text{mm}$

$D_{iv}$  – promjer vanjske kružnice ispušnog ventila, mm

BSFC – brake specific fuel consumption (specifična potrošnja goriva), g/kWh

BMEP – brake mean effective pressure (srednji efektivni tlak), bar

$A_{u,1}$  – ukupna protočna površina jednog usisnog ventila, mm<sup>2</sup>

$A_{u,2}$  – ukupna protočna površina s dva usisna ventila, mm<sup>2</sup>

$A_{u,3}$  – ukupna protočna površina s tri usisna ventila, mm<sup>2</sup>

$A_{i,1}$  – ukupna protočna površina jednog ispušnog ventila, mm<sup>2</sup>

$A_{i,2}$  – ukupna protočna površina s dva ispušna ventila, mm<sup>2</sup>

VVT – variable valve timing (fazni pomak ventila)

NO<sub>x</sub> – emisije dušikovih oksida, ppm

MOP – maximum opening point

## POPIS SLIKA

Slika 2.1. Konfiguracija s dva ventila po cilindru [3] .....	4
Slika 2.2. Konfiguracija s tri ventila po cilindru [4] .....	5
Slika 2.3. Konfiguracija s četiri ventila po cilindru [3].....	6
Slika 2.4. Konfiguracija s pet ventila po cilindru [6] .....	7
Slika 3.1. Model motora u programu Lotus Engineering Software .....	10
Slika 3.2. Validacija snage simuliranog motora.....	11
Slika 3.3. Validacija okretnog momenta simuliranog motora.....	12
Slika 4.1. Model geometrije i rasporeda ventila po cilindru .....	15
Slika 4.2. Krivulja snage – dva ventila, promjeri određeni programom .....	16
Slika 4.3. Krivulja okretnog momenta – dva ventila, promjeri određeni programom .....	16
Slika 4.4. Krivulja BSFC – dva ventila, promjeri određeni programom .....	17
Slika 4.5. Krivulja BMEP – dva ventila, promjeri određeni programom .....	18
Slika 4.6. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – dva ventila, promjeri određeni programom .....	18
Slika 4.7. Skica grafičke metode određivanja promjera – dva ventila.....	19
Slika 4.8. Krivulja snage – dva ventila, promjeri određeni ručno.....	20
Slika 4.9. Krivulja okretnog momenta – dva ventila, promjeri određeni ručno.....	20
Slika 4.10. Krivulja BSFC – dva ventila, promjeri određeni ručno .....	21
Slika 4.11. Krivulja BMEP – dva ventila, promjeri određeni ručno .....	21
Slika 4.12. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – dva ventila, promjeri određeni ručno ....	22
Slika 4.13. Krivulja snage – tri ventila, promjeri određeni programom .....	24
Slika 4.14. Krivulja okretnog momenta – tri ventila, promjeri određeni programom .....	24
Slika 4.15. Krivulja BSFC – tri ventila, promjeri određeni programom.....	25
Slika 4.16. Krivulja BMEP – tri ventila, promjeri određeni programom.....	25
Slika 4.17. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – tri ventila, promjeri određeni programom .....	26
Slika 4.18. Skica grafičke metode određivanja promjera – tri ventila .....	27
Slika 4.19. Krivulja snage – tri ventila, promjeri određeni ručno .....	29
Slika 4.20. Krivulja okretnog momenta – tri ventila, promjeri određeni ručno .....	29
Slika 4.21. Krivulja BSFC – tri ventila, promjeri određeni ručno .....	30
Slika 4.22. Krivulja BMEP – tri ventila, promjeri određeni ručno .....	30
Slika 4.23. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – tri ventila, promjeri određeni ručno .....	31
Slika 4.24. Krivulja snage – četiri ventila, promjeri određeni programom.....	33

Slika 4.25. Krivulja okretnog momenta – četiri ventila, promjeri određeni programom.....	33
Slika 4.26. Krivulja BSFC – četiri ventila, promjeri određeni programom.....	34
Slika 4.27. Krivulja BMEP – četiri ventila, promjeri određeni programom.....	34
Slika 4.28. Krivulja vol. stupnja punjenja – četiri ventila, promjeri određeni programom .....	35
Slika 4.29. Skica grafičke metode određivanja promjera – četiri ventila .....	36
Slika 4.30. Krivulja snage – četiri ventila, promjeri određeni ručno .....	37
Slika 4.31. Krivulja okretnog momenta – četiri ventila, promjeri određeni ručno .....	38
Slika 4.32. Krivulja BSFC – četiri ventila, promjeri određeni ručno.....	38
Slika 4.33. Krivulja BMEP – četiri ventila, promjeri određeni ručno .....	39
Slika 4.34. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – četiri ventila, promjeri određeni ručno..	39
Slika 4.35. Krivulja snage – pet ventila, promjeri određeni programom.....	41
Slika 4.36. Krivulja okretnog momenta – pet ventila, promjeri određeni programom .....	42
Slika 4.37. Krivulja BSFC - pet ventila, promjeri određeni programom.....	42
Slika 4.38. Krivulja BMEP – pet ventila, promjeri određeni programom .....	43
Slika 4.39. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – pet ventila, promjeri određeni programom .....	43
Slika 4.40. Skica grafičke metode određivanja promjera – pet ventila.....	44
Slika 4.41. Krivulja snage – pet ventila, promjeri određeni ručno.....	45
Slika 4.42. Krivulja okretnog momenta – pet ventila, promjeri određeni ručno.....	46
Slika 4.43. Krivulja BSFC – pet ventila, promjeri određeni ručno .....	46
Slika 4.44. Krivulja BMEP – pet ventila, promjeri određeni ručno.....	47
Slika 4.45. Krivulja volumetrijskog stupnja punjenja – pet ventila, promjeri određeni ručno .....	47
Slika 4.46. Usporedba krivulja snage – promjeri određeni programom .....	48
Slika 4.47. Krivulje okretnog momenta – promjeri određeni programom.....	49
Slika 4.48. Krivulje BSFC – promjeri određeni programom .....	49
Slika 4.49. Krivulje BMEP – promjeri određeni programom .....	50
Slika 4.50. Krivulje volumetrijskog stupnja punjenja – promjeri određeni programom .....	51
Slika 4.51. Krivulje snage – promjeri određeni ručno .....	52
Slika 4.52. Krivulje okretnog momenta – promjeri određeni ručno .....	53
Slika 4.53. Krivulje BSFC – promjeri određeni ručno.....	53
Slika 4.54. Krivulje BMEP – promjeri određeni ručno.....	54
Slika 4.55. Krivulje volumetrijskog stupnja punjenja – promjeri određeni ručno.....	54
Slika 5.1. Fazni pomak krivulje ventila [8].....	55
Slika 6.1. Model motora sa senzorom i aktuatorom.....	57
Slika 6.2. Rezultati optimizacije .....	58

Slika 6.3 Kutevi MOP – 1 .....	59
Slika 6.4. Kutevi MOP – 2 .....	59
Slika 6.5. Kutevi MOP – 3 .....	60
Slika 6.6. Krivulje snage – četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila .....	61
Slika 6.7. Krivulja okretnog momenta - četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila .....	62
Slika 6.8. Krivulje BSFC - četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila .....	62
Slika 6.9. Krivulje BMEP – četiri ventila sa i bez varijabilnog faznog pomaka ventila.....	63
Slika 6.10. Krivulje volumetrijskog stupnja punjenja – četiri ventila sa i bez VVT .....	63

## POPIS TABLICA

Tablica 3.1. Tvorničke specifikacije baznog motora .....	8
--	---

## SAŽETAK

U ovom diplomskom radu ispitivano je kako različite konfiguracije i promjeri ventila utječu na performanse motora. Konfiguracije koje su se ispitivale su motori s dva, tri, četiri i pet ventila po cilindru pri čemu se za svaku konfiguraciju odredio maksimalni mogući promjer ventila.

Prvi dio rada obuhvatio je pregled razmatranih konfiguracija ventila, gdje su prikazane njihove prednosti i nedostaci u pogledu protoka zraka, snage motora, složenosti te troškova proizvodnje. Kako za komercijalne motore s unutarnjim izgaranjem konfiguracija s četiri ventila po cilindru daje optimalan kompromis što se tiče performansi i složenosti te cijene proizvodnje, za istu se analiziralo varijabilno upravljanje ventilima odnosno fazni pomak ventila.

Eksperimentalni dio rada uključio je simulacije baznog motora, te motora s različitim konfiguracijama ventila u programu Lotus Engineering Software. Također je dana usporedba dobivenih rezultata te prijedlog optimalnog modela.

**Ključne riječi:** ventili, varijabilno upravljanje ventilima, fazni pomak, konfiguracija i promjer ventila, protok zraka, snaga, okretni moment, efikasnost



## **ABSTRACT**

In this thesis, the impact of different valve configurations and diameters on the engine performance was examined. The configurations investigated includes engines with two, three, four, and five valves per cylinder, with the maximum possible valve diameter determined for each configuration.

The first part of the thesis covered a review of the considered valve configurations, highlighting their advantages and disadvantages in terms of airflow, engine power, complexity, and production costs. Since the four-valve configuration offers an optimal compromise for commercial internal combustion engines in terms of performance, complexity, and production costs, variable valve timing or phase shift was implemented for this configuration.

The experimental part of the work includes simulations of the base engine and engines with different valve configurations using Lotus Engineering Software. A comparison of the obtained results was also provided, along with a proposal for the optimal model.

**Key words:** valves, variable valve timing, phase shift, valve configuration and diameter, airflow, power, torque, efficiency