Usporedba rada Ottovog motora s ubrizgavanjem u usisnu cijev i s direktnim ubrizgavanjem

Ercegovac, Zvonimir

Undergraduate thesis / Završni rad

2019

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

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:614721

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Zvonimir Ercegovac

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Zvonimir Ercegovac

Zagreb, 2019.

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

Zahvaljujem svom mentoru, profesoru Darku Kozarcu, na znanjima i savjetima koji su mi omogućili da napravim ovaj završni rad.

Zahvaljujem svojoj obitelji što su mi omogućili sve potrebno da krenem u život, materijalno i nematerijalno, i na svoj potpori koju mi pružaju.

Zahvaljujem i svojoj djevojci i prijateljima koji su me pratili i podržavali na mom putu.

Zvonimir Ercegovac

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, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Zvonimir Ercegovac** Mat. br.: 0035203486

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Usporedba rada Ottovog motora s ubrizgavanjem u usisnu cijev i s direktnim ubrizgavanjem**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Comparison of operation of SI engine with port fuel injection and direct injection**

Opis zadatka:

U skladu sa suvremenim trendom razvoja motora, novi Ottovi motori često imaju direktno ubrizgavanje benzina u cilindar u odnosu na konvencionalne motore kod kojih se ubrizgavanje odvija u usisnoj cijevi. Cilj ovog trenda je znatno povećanje učinkovitosti u što širem području rada motora. Ovim radom potrebno je usporediti značajke rada motora s direktnim ubrizgavanjem i ubrizgavanjem goriva u usisnu cijev. Analiza će se temeljiti na detaljnom simulacijskom proračunu provedenom u simulacijskom alatu AVL Boost.

U radu je stoga potrebno:
- Kroz literaturu analizirati suvremeni trend razvoja Ottovih motora koji se odnosi na ubrizgavanje goriva.
- Odabrati jedan suvremeni motor koji koristi direktno ubrizgavanje i prednabijanje.
- Za taj motor izraditi dva modela u programu AVL Boost, jedan s direktnim ubrizgavanjem (originalni model), a drugi za slučaj ubrizgavanja goriva u usisnu cijev. Parametre modela podesiti tako da daje približne rezultate onima koji su dostupni za originalni motor.
- Provesti proračun značajki rada motora za oba modelu u nekoliko radnih točaka mape motora. Prilikom provođenja proračuna dozvoljeno je malo korigirati geometriju motora s ubrizgavanjem u usisnu cijev kako bi se dobili optimalni rezultati.
- Detaljnom analizom rezultata koje daje program AVL Boost odrediti uzroke promjena značajki rada motora pri primjeni direktnog ubrizgavanja, 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.

Predviđeni 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 II
POPIS TABLICA IV
POPIS OZNAKA V
SAŽETAK VI
SUMMARY VII
1. UVOD 1
2. IZRAVNO UBRIZGAVANJE GORIVA U OTTOV MOTOR 2
2.1. Osnove tehnologije izravnog ubrizgavanja goriva i prve izvedbe 2
2.2. Trend razvoja tehnologije izravnog ubrizgavanja goriva 4
2.3. Prednosti i nedostatci izravnog ubrizgavanja goriva 6
2.3.1. Prednosti 6
2.3.2. Nedostatci 6
3. Simulacijski modeli motora u AVL BOOST-u 7
3.1. Simulacijski model motora s izravnim ubrizgavanjem 9
3.2. Simulacijski model motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi 11
4. Analiza i usporedba značajki rada motora 13
4.1. Metoda provedbe analize 13
4.2. Radne točke 17
4.3. Ulazni podatci 18
5. Rezultati 20
5.1. Nisko opterećenje 20
5.2. Srednje opterećenje 29
5.3. Visoko opterećenje 37
5.4. Tablični pregled rezultata analize za sve radne točke 45
6. ZAKLJUČAK 49
LITERATURA 50

POPIS SLIKA

Slika 2.1. *p, V* dijagrami procesa u Ottovom motoru pri punom i djelomičnom opterećenju za reguliranje snage prigušivanjem usisa (lijevo) i količinom ubrizganog goriva (desno) [1] 2
Slika 2.2. Dijelovi sustava za izravno ubrizgavanje u Ottov motor [3] 3
Slika 2.3. Izvedba sustava za izravno ubrizgavanje goriva u V8 motor BMW-a M5 (F10): niskotlačni vodovi (označeni brojevima 1 i 8), visokotlačne pumpe goriva pogonjene bregastim vratilima (2 i 7), visokotlačni vodovi (6) koji vode gorivo iz pumpi u razdjelne cijevi (common rail, označene brojem 5), visokotlačni vodovi od razdjelnih cijevi do brizgaljki (4) i piezoelektrične brizgaljke (3) 4
Slika 3.1. Subaru WRX, 2015.-2018. 7
Slika 3.2. Izgled motora FA20F 8
Slika 3.3. Simulacijski model motora s izravnim ubrizgavanjem u programu AVL BOOST ... 9
Slika 3.4. Krivulje momenta stvarnog motora i simulacijskog modela u programu AVL Boost 10
Slika 3.5. Simulacijski model motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi u programu AVL BOOST 11
Slika 3.6. Krivulja momenta pri punom opterećenju modela motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi u usporedbi s modelom motora s izravnim ubrizgavanjem 12
Slika 4.1. Grafički prikaz radnih točaka 17
Slika 5.1. Kut početka izgaranja (lijevo) i oktanski broj goriva (desno) za radne točke 1, 2 i 3 21
Slika 5.2. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja 22
Slika 5.3. *p, V* dijagrami cijelog procesa (lijevo) i niskotlačnog dijela procesa (desno) za radne točke 1 (gore), 2 (sredina) i 3 (dolje) 23
Slika 5.4. Srednji tlak u usisnim (lijevo) i ispušnim cijevima (desno) za radne točke 1, 2 i 3 24
Slika 5.5. Srednji indicirani tlakovi visokotlačnog dijela i cijelog procesa (lijevo) te niskotlačnog dijela procesa (desno) 25
Slika 5.6. Toplina odvedena hlađenjem po ciklusu, po cilindru (gore lijevo), temperature radnog medija za radne točke 1 (gore desno), 2 (dolje lijevo) i 3 (dolje desno) ... 26
Slika 5.7. Toplina odvedena ispušnim plinovima (gore lijevo), udio zaostalih produkata izgaranja (gore desno), kut zakreta koljenastog vratila pri početku izgaranja (dolje lijevo) i temperatura radne tvari u tom trenutku (dolje desno) 27
Slika 5.8. Toplina dovedena gorivom 28
Slika 5.9. Specifična efektivna potrošnja goriva pri niskom opterećenju 28
Slika 5.10. Kut početka izgaranja (lijevo) i oktanski broj goriva (desno) za radne točke 4, 5 i 6 29
Slika 5.11. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja 30
Slika 5.12. *p, V* dijagrami cijelog procesa (lijevo) i niskotlačnog dijela procesa (desno) za radne točke 4 (gore), 5 (sredina) i 6 (dolje) 31
Slika 5.13. Srednji tlak u usisnim (lijevo) i ispušnim cijevima (desno) za radne točke 4, 5 i 6 32
Slika 5.14. Srednji indicirani tlakovi visokotlačnog dijela i cijelog procesa (lijevo) te niskotlačnog dijela procesa (desno) 33
Slika 5.15. Toplina odvedena hlađenjem po ciklusu, po cilindru (gore lijevo), temperature radnog medija za radne točke 4 (gore desno), 5 (dolje lijevo) i 6 (dolje desno) ... 34

Slika 5.16. Toplina odvedena ispušnim plinovima (gore), kut zakreta koljenastog vratila pri početku izgaranja (dolje lijevo) i temperatura radne tvari u tom trenutku (dolje desno) 35
Slika 5.17. Toplina dovedena gorivom 36
Slika 5.18. Specifična efektivna potrošnja goriva pri srednjem opterećenju 36
Slika 5.19. Kut početka izgaranja (lijevo) i oktanski broj goriva (desno) za radne točke 7, 8 i 9 37
Slika 5.20. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja 38
Slika 5.21. *p, V* dijagrami cijelog procesa (lijevo) i niskotlačnog dijela procesa (desno) za radne točke 7 (gore), 8 (sredina) i 9 (dolje) 39
Slika 5.22. Srednji tlak u usisnim (lijevo) i ispušnim cijevima (desno) za radne točke 7, 8 i 9 40
Slika 5.23. Srednji indicirani tlakovi visokotlačnog dijela i cijelog procesa (lijevo) te niskotlačnog dijela procesa (desno) 41
Slika 5.24. Toplina odvedena hlađenjem po ciklusu, po cilindru (gore lijevo), temperature radnog medija za radne točke 7 (gore desno), 8 (dolje lijevo) i 9 (dolje desno) ... 42
Slika 5.25. Toplina odvedena ispušnim plinovima (gore), kut zakreta koljenastog vratila pri početku izgaranja (dolje lijevo) i temperatura radne tvari u tom trenutku (dolje desno) 43
Slika 5.26. Toplina dovedena gorivom 44
Slika 5.27. Specifična efektivna potrošnja goriva pri visokom opterećenju 44

POPIS TABLICA

Tablica 3.1. Specifikacije Subaru WRX-a [6] 8
Tablica 4.1. Promatrane radne točke 18
Tablica 4.2. Ulazni podatci za radne točke niskog opterećenja 19
Tablica 5.1. Specifična efektivna potrošnja goriva 20
Tablica 5.2. Ulazni podatci za radne točke niskog opterećenja 20
Tablica 5.3. Ulazni podatci za radne točke srednjeg opterećenja 29
Tablica 5.4. Ulazni podatci za radne točke visokog opterećenja 37
Tablica 5.5. Gubitak topline odvedene ispušnim plinovima 45
Tablica 5.6. Gubitak topline odvedene hlađenjem 46
Tablica 5.7. Srednji tlak niskotlačnog dijela procesa 46
Tablica 5.8. Toplina dovedena gorivom 47
Tablica 5.9. Specifična efektivna potrošnja goriva 47
Tablica 5.10. Stupanj djelovanja motora 48

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
g_e	g/kWh	specifična efektivna potrošnja goriva
H_d	MJ/kg	donja ogrjevna vrijednost goriva
M_e	Nm	efektivni moment
m_G	kg	masa goriva za izgaranje
$\dot{m}_{G,h}$	kg/h	satna masena potrošnja goriva
n	min^{-1}	brzina vrtnje motora
opt	%	opterećenost motora
P_e	kW	efektivna snaga
p_e	Pa	srednji efektivni tlak
p_i	Pa	srednji indicirani tlak
$p_{i,izmj}$	Pa	srednji indicirani tlak niskotlačnog dijela procesa
$p_{i,radno}$	Pa	srednji indicirani tlak visokotlačnog dijela procesa
p_m	Pa	srednji tlak mehaničkih gubitaka
p_n	Pa	tlak nabijanja (tlak iza kompresora turbopunjača)
Q_1	J	dovedena toplina
Q_{hl}	J	toplina odvedena hlađenjem
Q_{isp}	J	toplina odvedena ispušnim plinovima
Q_{ost}	J	ukupna toplina ostalih gubitaka
Rel_X	%	relativna razlika za promatranu veličinu
SOC	°ATDC	kut početka izgaranja (Start Of Combustion)
T	-	broj taktova u motoru
V_H	m^3	radni volumen cilindra
W_i	J	indicirani rad
$W_{i,izmj}$	J	indicirani rad niskotlačnog dijela procesa
$W_{i,radno}$	J	srednji indicirani tlak visokotlačnog dijela procesa
ΔX		razlika vrijednosti promatrane veličine
X_{DI}		promatrana veličina izračunata na motoru s izravnim ubrizgavanjem
X_{MPFI}		promatrana veličina izračunata na motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi
Z	kg_Z/kg_G	stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva
z	-	broj cilindara u motoru
η_e	-	efektivni stupanj djelovanja

SAŽETAK

Izravno ubrizgavanje u Ottov motor tehnologija je koja sve više osvaja tržište automobila. Omogućuje ostvarivanje veće snage motora u svim područjima brzine vrtnje uz manju potrošnju goriva i nižu razinu emisije štetnih plinova u usporedbi s, trenutno najrasprostranjenijim, ubrizgavanjem u usisne cijevi. Na učinkovitost motora, a time i potrošnju goriva, utječu brojni faktori, među njima faktori koji su analizirani u ovom radu: toplinski gubitak hlađenja, gubitak topline odvedene ispušnim plinovima i gubitak rada izmjenom radnog medija. Korištenje izravnog ubrizgavanja doprinosi smanjenju ukupnih toplinskih gubitaka i time povećanju učinkovitosti motora. Učinkovitost također može biti povećana ranijim početkom izgaranja u motoru, međutim to je moguće postići samo ograničeno zbog mogućnosti pojave detonantnog izgaranja, koje može ozbiljno oštetiti ili uništiti vitalne dijelove motora. Korištenjem izravnog ubrizgavanja, motor je manje sklon pojavi detonantnog izgaranja jer se radna tvar u cilindru hladi isparavanjem izravno ubrizganog goriva.

Koristeći programski paket AVL BOOST, ovaj rad uspoređuje značajke rada motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi s onima motora s izravnim ubrizgavanjem u 9 radnih točaka koje su podijeljene u skupine niskog, srednjeg i visokog opterećenja. Osim mogućnosti ostvarivanja veće snage, motor s izravnim ubrizgavanjem u svakoj od promatranih radnih točaka nudi bolju učinkovitost.

Ključne riječi: izravno ubrizgavanje u Ottov motor, ubrizgavanje u usisnu cijev, detonantno izgaranje, toplinski gubitci, učinkovitost.

SUMMARY

Gasoline direct injection is a technology which is increasingly conquering automobile market. It allows achieving more power in the whole specter of engine speeds with lower fuel consumption and lower levels of harmful emmissions in comparison to the most widely spread multipoint fuel injection. Many factors affect engine's efficiency and consequently fuel consumption, including factors analized in this final thesis: cooling heat loss, heat loss through exhaust gasses and pumping loss. Application of gasoline direct injection helps reduce total heat losses and consequently increase engine efficiency. Efficiency can also be increased by earlier start of combustion, though it can only be achieved to a certain limit because of the possibility of encountering knock which can seriously damage or destroy vital engine parts. With the application of gasoline direct injection, the engine is less prone to encountering knock because the working fluid is cooled by evaporation of directly injected fuel.

By using AVL BOOST software, this final thesis compares performance figures of engine using multipoint fuel injection to those of engine using gasoline direct injection at 9 study cases which are divided into groups of low, middle and high load. Beside the possibility of achieving more power, the engine using gasoline direct injection offers higher efficiency in all study cases.

Key words: gasoline direct injection, multipoint fuel injection, knock, heat losses, efficiency.

1. UVOD

Uz sve drastičnija ograničenja emisije štetnih plinova i zahtjeve tržišta za smanjenjem potrošnje goriva motora s unutarnjim izgaranjem, proizvođači motora prisiljeni su biti sve inovativniji kako bi njihovi proizvodi ispunjavali zadane zahtjeve. Najučinkovitije metode za postizanje bolje učinkovitosti Ottovog motora i smanjenje njegove potrošnje goriva su povećanje kompresijskog omjera i pravovremeni početak izgaranja goriva u cilindru. Tim mjerama suprotstavlja se pojava detonantnog izgaranja, samozapaljenja goriva ispred fronte plamena zapaljenog preskakanjem iskre na svjećici motora. Do njega dolazi kad, zbog povećanja tlaka u cilindru prilikom kompresije i zapaljenja dijela gorive smjese, dijelu neizgorjele smjese temperatura poraste iznad temperature samozapaljenja goriva. Pritom nastaju tlačni valovi koji stvaraju titranje tlaka u cilindru s velikim oscilacijama koje mogu u vrlo kratkom vremenu nanijeti ozbiljnu štetu dijelovima motora ili ih potpuno uništiti. Ne postoji način na koji možemo potpuno ukloniti opasnost od detonacija, ali postoje načini da se smanji sklonost motora da dođe do detonacija. Jedan od tih načina je korištenje izravnog ubrizgavanja goriva u cilindar umjesto ubrizgavanja goriva u usisne cijevi. Gorivo koje se ubrizgava u cilindar u tekućem stanju isparavanjem hladi gorivu smjesu u cilindru. Rezultat toga je niža temperatura smjese u trenutku zapaljenja goriva, čime se smanjuje vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja. To se posebno ističe kod nabijenih motora koji su skloniji pojavi detonacija od nenabijenih motora jer se cijeli proces odvija pri višim tlakovima. Zbog toga moderni nabijeni motori često koriste izravno ubrizgavanje. Štoviše, do 2020. četvrtina svih vozila širom svijeta bit će Ottovi motori s izravnim ubrizgavanjem [2]. Korištenjem izravnog ubrizgavanja proizvođači motora mogu koristiti više kompresijske omjere i ranije preskakanje iskre na svjećici za početak izgaranja, čime se povećava učinkovitost procesa i smanjuje potrošnja goriva.

Napretkom tehnologije razvijeni su programski paketi za provođenje kompleksnih proračuna procesa u motoru s unutarnjim izgaranjem. AVL BOOST jedan je od takvih paketa i korišten je u izradi ovog završnog rada.

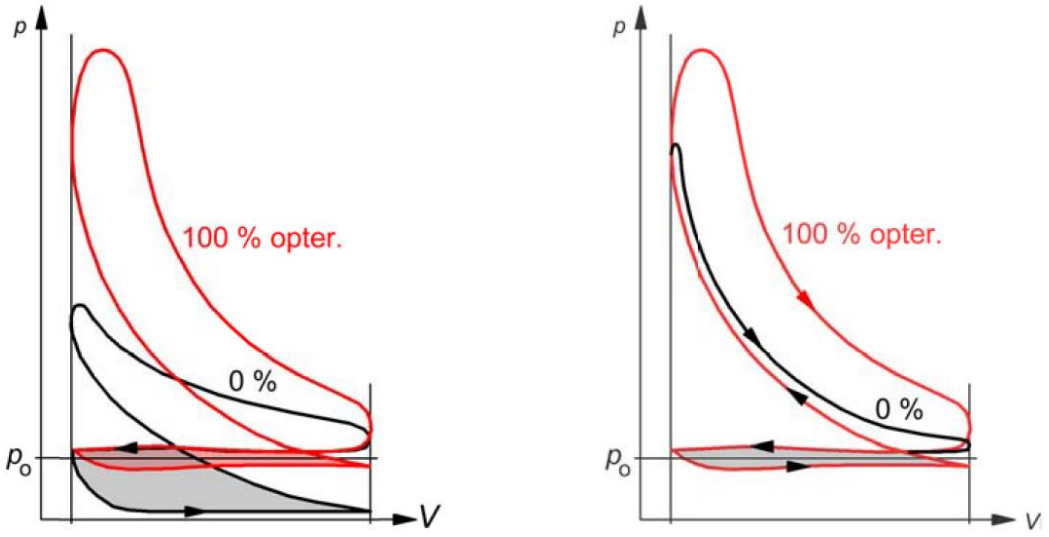
Cilj ovog završnog rada je napraviti simulacijske modele dva motora identičnih geometrija u AVL BOOST-u: jedan s ubrizgavanjem goriva u usisne cijevi, a drugi s izravnim ubrizgavanjem goriva u cilindar; usporediti ih provođenjem proračuna po istim radnim točkama, usporediti značajke rada tih motora i analizirati uzroke njihovih razlika.

2. IZRAVNO UBRIZGAVANJE GORIVA U OTTOV MOTOR

Radna tvar koju Ottov motor koristi u većini slučajeva je homogena smjesa zraka i benzinskog goriva. Budući da benzinsko gorivo može stabilno izgarati u motoru u smjesi goriva i zraka s vrijednošću faktora pretička zraka $\lambda \approx 0{,}8 \ldots 1{,}4$, potrebno je regulirati njihove količine koje ulaze u cilindar.

2.1. Osnove tehnologije izravnog ubrizgavanja goriva i prve izvedbe

U Ottovom motoru koji radi korištenjem homogene smjese, količina usisanog zraka (ili smjese), a time i razvijena snaga, regulira se prigušivanjem usisa zaklopkom, pri čemu nastaju veliki gubitci pri djelomičnim opterećenjima. Gubitci su posebno izraženi u režimu rada u praznom hodu (0 % opterećenja). Naime, prigušivanjem usisa površina niskotlačnog dijela procesa u *p, V* dijagramu raste jer tlak u cilindru tijekom usisnog takta pada, što vidimo na slici 2.1. lijevo. Budući da je površina u *p, V* dijagramu proporcionalna radu, a niskotlačni dio procesa je ljevokretan, povećava se negativan rad u procesu. Da bi se negativan rad nadoknadio, u visokotlačnom dijelu procesa potrebno je proizvesti više pozitivnog rada, što znači dovođenje više goriva da bi se proces uopće mogao odvijati. Kad bi se na neki način usisni takt Ottovog motor mogao odvijati bez prigušivanja usisa, učinkovitost procesa pri djelomičnom opterećenju drastično bi porasla, što bi izgledalo kako je prikazano na slici 2.1. desno.

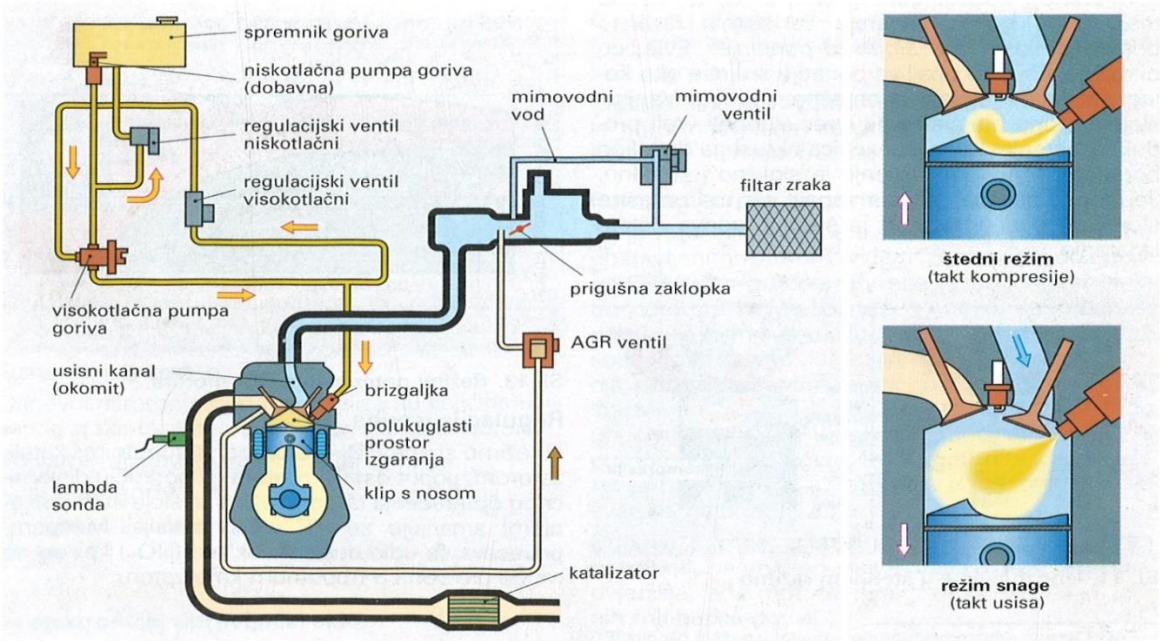


Slika 2.1. *p, V* dijagrami procesa u Ottovom motoru pri punom i djelomičnom opterećenju za reguliranje snage prigušivanjem usisa (lijevo) i količinom ubrizganog goriva (desno) [1]

Ta ideja uspješno je provedena u djelo primjenom sustava izravnog ubrizgavanja. Prvi masovno proizveden motor s tim sustavom bio je Mitsubushijev GDI motor 1996. godine [4]. Sustavi s izravnim ubrizgavanjem u Ottov motor postojali su i ranije (mehanički upravljano izravno ubrizgavanje, Mercedes 300 SL, 1952. [5]), ali puni potencijal ostvaruju razvojem preciznog elektroničkog upravljanja.

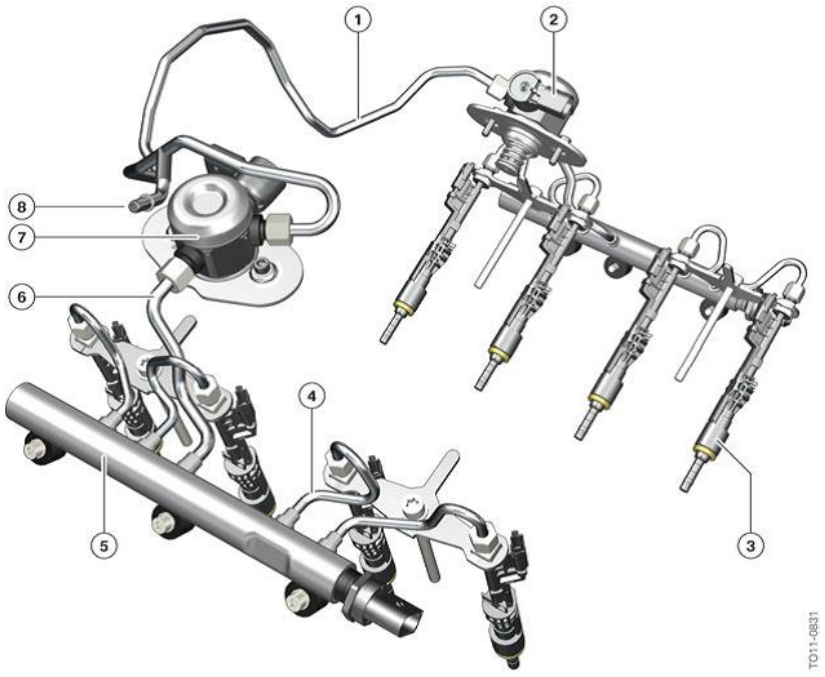
Na Mitsubishijevom GDI motoru nema zaklopke za prigušivanje snage i pri djelomičnom opterećenju primijenjeno je kasno ubrizgavanje goriva izravno u cilindar. Tijekom takta kompresije, u cilindar se ubrizgava mala količina goriva usmjerena u posebno oblikovanu udubinu u glavi klipa koja usmjerava gorivo prema svjećici. U blizini svjećice nalazi se bogatija smjesa, dok je u ostalim dijelovima cilindra vrlo siromašna smjesa, što se naziva slojevitim punjenjem. Time je osigurano zapaljenje smjese uz smanjenu potrošnju goriva. Pri višem opterećenju, gorivo se ubrizgava u taktu usisa, čime se postiže homogenija smjesa za razvijanje snage. Ubrzo su i drugi proizvođači razvili i prihvatili sličnu tehnologiju kojom Ottov motor može raditi s vrlo siromašnom heterogenom smjesom sa stupnjem pretička zraka najveće vrijednosti oko 3.

Na slici 2.2. vide se dijelovi sustava za izravno ubrizgavanje goriva u Ottov motor. Ukratko, niskotlačna pumpa goriva usisava gorivo iz spremnika i vodovima napaja visokotlačnu pumpu. Visokotlačna pumpa napaja visokotlačne vodove i brizgaljke koje ubrizgavaju gorivo izravno u cilindar.



Slika 2.2. Dijelovi sustava za izravno ubrizgavanje u Ottov motor [3]

Često je visokotlačni dio sustava opremljen razdjelnom cijevi (common rail). Brizgaljke su izravno spojene na razdjelnu cijev koja ih opskrbljuje gorivom pod vrlo visokim tlakom. Ova izvedba prikazana je na slici 2.3. za V8 motor, a razdjelna cijev na slici je označena brojem 5.



Slika 2.3. Izvedba sustava za izravno ubrizgavanje goriva u V8 motor BMW-a M5 (F10): niskotlačni vodovi (označeni brojevima 1 i 8), visokotlačne pumpe goriva pogonjene bregastim vratilima (2 i 7), visokotlačni vodovi (6) koji vode gorivo iz pumpi u razdjelne cijevi (common rail, označene brojem 5), visokotlačni vodovi od razdjelnih cijevi do brizgaljki (4) i piezoelektrične brizgaljke (3)

Motori s izravnim ubrizgavanjem prve generacije koji koriste izrazito siromašnu heterogenu smjesu danas se više ne proizvode jer ne ispunjavaju oštre propise o štetnoj emisiji ispušnih plinova. Kao i kod Dieselovih motora, zbog visokog udjela dušika u smjesi bogatoj zrakom, razvijaju se visoke razine emisije dušikovih oksida (NO_x). Također, budući da se ubrizgava tekuće gorivo u cilindar, prilikom izgaranja kapljica goriva razvija se velika količina čestica čađe, što također više ne ispunjava propise za Ottove motore.

2.2. Trend razvoja tehnologije izravnog ubrizgavanja goriva

Druga generacija izravnog ubrizgavanja ugrađuje se u današnje Ottove motore. Oni rade koristeći homogenu smjesu da bi trokomponentni katalizator mogao učinkovito pročišćavati ispušne plinove. Ekonomičnost im je lošija nego u prvoj generaciji motora s izravnim ubrizgavanjem. Umjesto ubrizgavanja kapljica goriva izravno u cilindar, teži se postizanju

atomizacije goriva raspršivanjem kroz više sitnijih rupica na brizgaljkama. Time se postiže homogenija smjesa i manje tekućeg goriva dolazi na stijenke cilindra. To se pokušava izbjeći jer bi se gorivo miješalo s uljem i cijedilo u karter, miješajući se s ostatkom ulja za podmazivanje motora. Ulju bi se smanjila viskoznost i bila bi potrebna redovitija izmjena ulja.

Izravno ubrizgavanje kombinira se s drugim metodama povećanja učinkovitosti motora i smanjenja štetne emisije ispušnih plinova kao što su recikliranje dijela ispušnih plinova, nabijanje i downsizing, upravljanje ventilima, stvaranje vrtloženja u cilindru itd.

Kako bi se riješio problem stvaranja naslaga čađe na stijenkama usisnih kanala i stražnjoj strani usisnih ventila, neki proizvođači u motore ugrađuju sustav ubrizgavanja goriva izravno u cilindar uz sustav za ubrizgavanje u usisne cijevi. To je naravno skuplje, ali bolje rješenje. Osim sprječavanja nastanka naslaga, postiže se i homogenija smjesa te bolje punjenje cilindra jer se zrak hladi još u usisnoj cijevi isparavanjem goriva, time postaje gušći i veća masa zraka (u smjesi s gorivom) uđe u cilindar. Proizvođači su razvili razne strategije korištenja ovakvih sustava.

Ravijaju se i Spray-Jet motori koji rade s heterogenom smjesom. Bogati dijelovi smjese donose se pod svjećicu udubljenjem na površini. Brizgaljka je također centralno smještena. Da se svjećica ne bi smočila gorivom (u tom slučaju ne bi došlo do preskakanja iskre niti upaljivanja smjese), ubrizgavanje se vrši pomoću stlačenog zraka. Ovaj sustav ima i do 10 % nižu potrošnju uz zadržavanje niske emisije NO_x spojeva [1].

Trend razvoja usmjeren je na iskorištavanje mogućnosti brzih piezoelektričnih kristala koji omogućuju iznimno preciznu regulaciju ubrizgavanja te više ubrizgavanja u jednom ciklusu.

Radi se i na podizanju tlaka ubrizgavanja. Ta je metoda već primijenjena u Dieselovim motorima, no ne može se jednostavno prenijeti na Ottove motore. Uzrok je viskoznost goriva. Dizelsko gorivo je viskoznije od benzina i time pruža bolje podmazivanje brizgaljki. Zbog toga brizgaljke za Ottov motor rade pri puno nižem tlaku, na do 200 bar (Mercedes-Benz CLS 350 CGI [8]). Prema Boschu, ukoliko se tlak ubrizgavanja digne na 350 bar, motori će raditi dovoljno čisto da ispune uvjete Euro 6 norme vezane za emisiju čestica bez korištenja filtra [9].

Dodatno smanjenje potrošnje goriva mogla bi donijeti tehnologija ubrizgavanja vode. Bosch razvija sustav koji ubrizgava vodu u usisne cijevi motora s izravnim ubrizgavanjem goriva, čime predviđaju smanjenje potrošnje goriva i do 13 % [9].

2.3. Prednosti i nedostatci izravnog ubrizgavanja goriva

2.3.1. Prednosti

- Niže temperature u cilindru zbog hlađenja radnog medija isparavanjem goriva
- Manja sklonost detonacijama zbog nižih temperatura u cilindru
- Veći kompresijski omjer zbog mogućnosti ranijeg pretpaljenja i početka izgaranja
- Veći moment i snaga zbog većeg kompresijskog omjera i ranijeg pretpaljenja
- Veći stupanj djelovanja procesa zbog većeg kompresijskog omjera i manjih toplinskih gubitaka
- Manja potrošnja goriva zbog većeg stupnja djelovanja, a time i manja emisija ugljikovog dioksida (CO_2)
- Potpunije izgaranje uz pravilnu atomizaciju, time smanjenje emisije neizgorjelih ugljikovodika (CH)
- Mogućnost preklapanja ventila za brže ubrzanje turbopunjača jer time u ispuh izlazi samo zrak, a ne smjesa goriva i zraka
- Drastično bolja ekonomičnost motora koji rade sa slojevitim punjenjem, osobito pri nižim opterećenjima i u praznom hodu

2.3.2. Nedostatci

- Kompleksniji i skuplji sustav, posebno brizgaljke jer trpe više temperature i tlakove te je potrebna precizna izrada
- Potreba za visokotlačnom pumpom goriva koja uzima dio snage s radilice
- Relativno slabo podmazivanje brizgaljki zbog male viskoznosti benzina. Time je ograničen tlak ubrizgavanja, što ometa postizanje bolje atomizacije i potpunijeg izgaranja
- Stvaranje naslaga čađe na usisnim kanalima i ventilima kao posljedica ulaska nečistoća i produkata izgaranja u usis te ulja putem sustava ventilacije kućišta motora jer se ne čiste gorivom ubrizganim u usisne kanale i na stražnju stranu usisnih ventila.
- Visoka emisija čestica i dušikovih oksida (NO_x) motora koji rade sa slojevitim punjenjem

3. Simulacijski modeli motora u AVL BOOST-u

U programskom paketu AVL BOOST napravljena su dva simulacijska modela za usporedbu i analizu. Jedan model napravljen je s izravnim ubrizgavanjem, a drugi s ubrizgavanjem u usisne cijevi.

Oba simulacijska modela temeljena su na motoru iz Subaru WRX-a (2015.-2018., slika 3.1.).

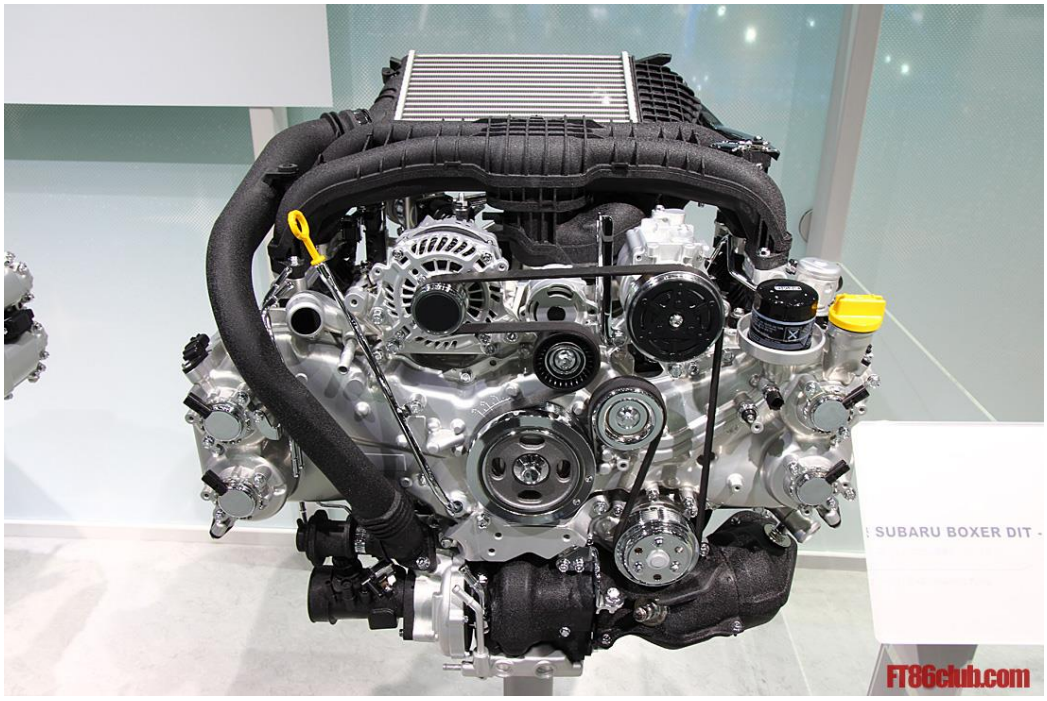


Slika 3.1. Subaru WRX, 2015.-2018.

Oznaka motora je FA20F (poznatiji kao FA20DIT). Specifikacije motora i automobila nalaze se u tablici 3.1., a izgled motora prikazan je na slici 3.2.

Tablica 3.1. Specifikacije Subaru WRX-a [6]

Konfiguracija motora	Bokser, 4 cilindra
Radni volumen motora	1998 cm^3
Promjer/hod	86/86 mm
Kompresijski omjer	10.6
Upravljanje ventilima	DOHC, 2xAVCS *
Nabijanje	Turbopunjač, maksimalni pretlak: 1.5 bar
Dovod goriva	Izravno ubrizgavanje
Maksimalni efektivni moment	350 Nm pri 2400-5200 min^{-1}
Maksimalna snaga	197 kW pri 5600 min^{-1}
Ubrzanje 0-100 km/h	6 s
Potrošnja (kombinirano)	9.2 l/100 km

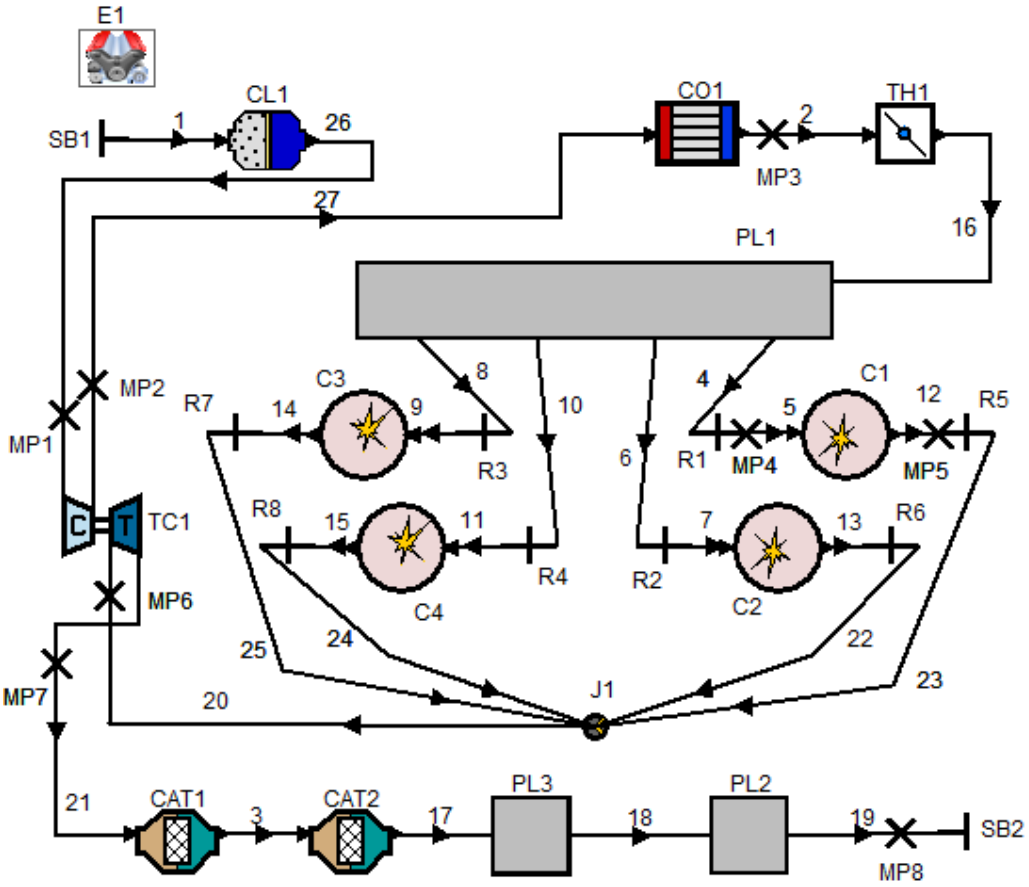


Slika 3.2. Izgled motora FA20F

* DOHC = Dual overhead camshaft (po 2 bregasta vratila u svakoj glavi motora, jedno za otvaranje usisnih ventila, drugo za otvaranje ispušnih ventila),
AVCS = Active valve control system (sustav za aktivno upravljanje fazom ventila, u ovom motoru nalazi se i na usisnim, i na ispušnim bregastim vratilima).

3.1. Simulacijski model motora s izravnim ubrizgavanjem

Model motora s izravnim ubrizgavanjem u AVL BOOST-u prikazan je na slici 3.3.



Slika 3.3. Simulacijski model motora s izravnim ubrizgavanjem u programu AVL BOOST

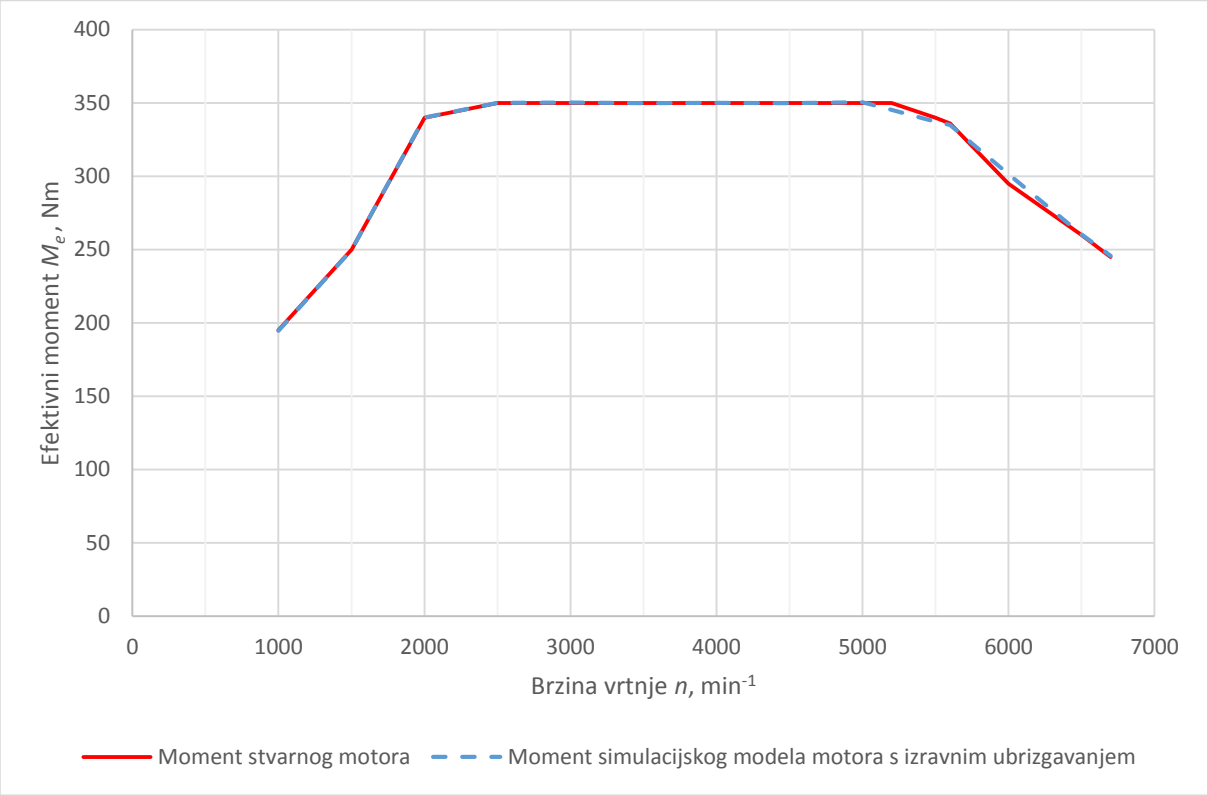
Stvarni motor koristi mnoge tehnologije za smanjenje potrošnje goriva i štetne emisije ispušnih plinova: nabijanje, hladnjak stlačenog zraka, common rail sustav izravnog ubrizgavanja, AVCS sustav (Active Valve Control System, tj. upravljanje fazom bregastog vratila) na oba bregasta vratila, TGV (Tumble Generator Valves, tj. zaklopke za stvaranje vrtloga oko poprečne osi cilindra) i hlađeni EGR (Exhaust Gas Recirculation, tj. vraćanje dijela ispušnih plinova u usis).

U modelu motora nema sustava recirkulacije ispušnih plinova, zaklopki za stvaranje vrtloga niti obilaznog ventila za prolazak ispušnih plinova pokraj turbine zbog jednostavnosti modela. Navedeni elementi nisu korišteni u proračunima. Također, korišten je pojednostavljeni model turbopunjača zbog nedostatka mape turbine turbopunjača.

Zrak iz atmosfere ulazi u filter zraka, nastavlja do kompresorskog dijela turbopunjača, nakon toga ide u hladnjak stlačenog zraka, prolazi kroz zaklopku i usisnu granu u cilindar, gdje mu se

ubrizga gorivo i dođe do procesa izgaranja. Produkti izgaranja izlaze iz cilindra u ispušne cijevi koje ih vode do turbinskog dijela turbopunjača, nakon toga prolaze kroz 2 katalizatora i 2 prigušivača zvuka te izlaze u atmosferu. Na raznim mjestima po cijevima modela postavljene su mjerne točke (crni X-evi na slici) da bi se mogli izračunati podatci vezani za strujanje plinova kroz model.

Pri proračunavanju slučaja punog opterećenja, koristio se postupak računanja koeficijenta propusnosti turbine. Stvoreni model podešen je koristeći parametre kuta početka izgaranja i tlaka nabijanja da bi se krivulja momenta pri punom opterećenju izjednačila s onom stvarnog motora, a da pritom potreban oktanski broj goriva ne prijeđe 98, kao što je proizvođač propisao za stvarni motor. Usporedba momentnih krivulja stvarnog motora i simulacijskog modela vidi se na slici 3.4.



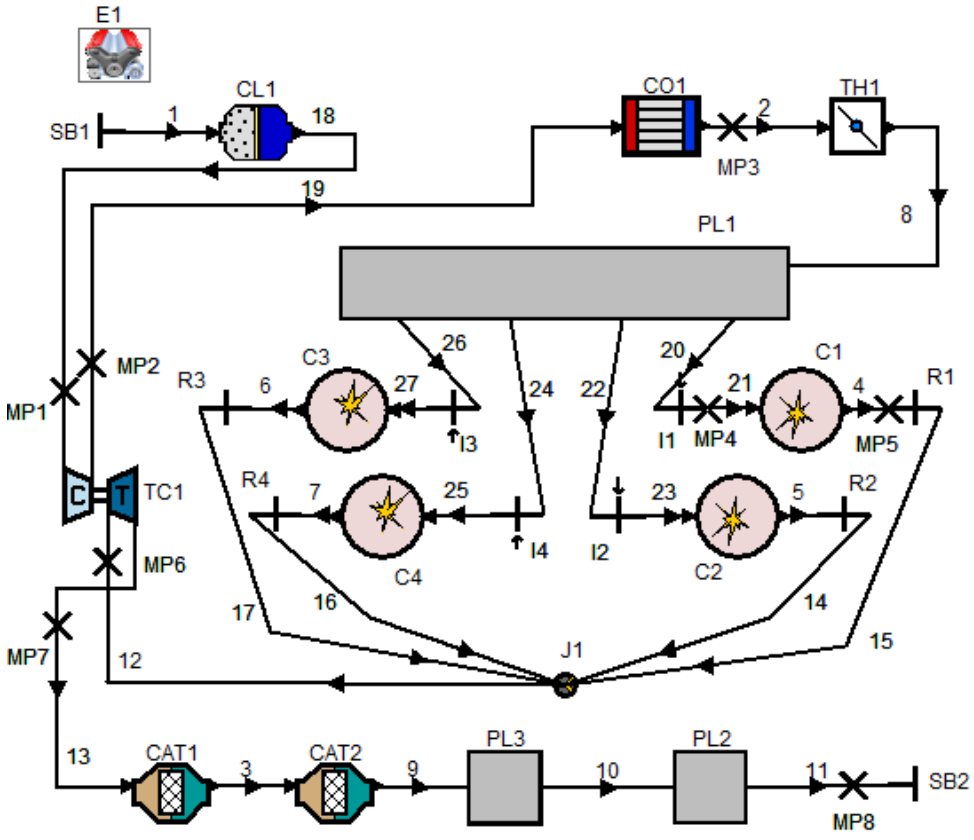
Slika 3.4. Krivulje momenta stvarnog motora i simulacijskog modela u programu AVL Boost

Djelomično opterećenje proračunato je koristeći postupak računanja tlaka nabijanja. Koeficijenti propusnosti turbine izračunati pri punom opterećenju iskorišteni su kao ulazni podatci u ovom koraku. Zadan je podatak o zahtijevanom srednjem efektivnom tlaku procesa i uz reguliranje kuta otvaranja zaklopke za prigušivanje usisa zahtjev je ispunjen. Potom je model

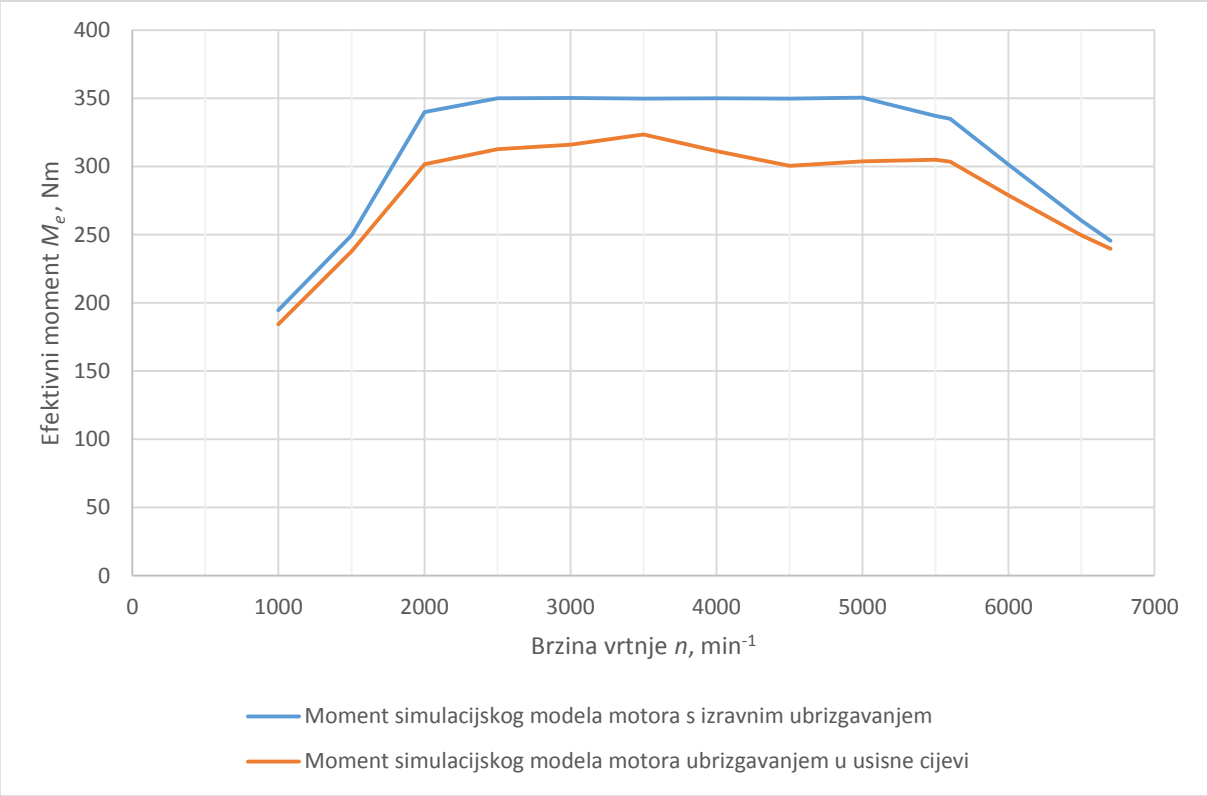
optimiziran pronalaskom kuta početka izgaranja koji daje najmanju specifičnu efektivnu potrošnju goriva.

3.2. Simulacijski model motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi

Simulacijski model motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi temeljen je na modelu motora s izravnim ubrizgavanjem. Jedina razlika u komponentama je što su otpori na spojevima usisnih cijevi i glave motora (R1 do R4) zamijenjeni brizgaljkama (I1 do I4). Drugačiji su parametri kuta početka izgaranja i tlaka nabijanja jer su optimizirani za razvijanje maksimalnog momenta za ovaj motor, uz potreban oktanski broj manji od 98. Koeficijenti propusnosti turbine jednaki su onima na motoru s izravnim ubrizgavanjem jer se koristi ista turbina. Model motora može se vidjeti na slici 3.5. Postupak optimiziranja ovog modela jednak je postupku za model s izravnim ubrizgavanjem. Prvo je proračunato stanje maksimalnog opterećenja, a pomoću toga i stanja djelomičnog opterećenja.



Slika 3.5. Simulacijski model motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi u programu AVL BOOST



Slika 3.6. Krivulja momenta pri punom opterećenju modela motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi u usporedbi s modelom motora s izravnim ubrizgavanjem

Kao što se i očekivalo, model motora s izravnim ubrizgavanjem sposoban je dati veći efektivni moment od motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi, što se može vidjeti na slici 3.6.

4. Analiza i usporedba značajki rada motora

Simulacijski modeli podvrgnuti su proračunu u AVL BOOST-u u 9 radnih točaka. U ovom poglavlju objašnjena je metoda kojom je provedena analiza rezultata proračuna te su prikazane radne točke i ulazni podatci za proračune oba simulacijska modela.

4.1. Metoda provedbe analize

Analiza značajki rada simulacijskih modela motora bit će provedena kao bilanca energije procesa u cilindru. Odgovarajuće komponente energija dva modela koje ulaze u bilancu energije bit će međusobno uspoređene te će se analizirati uzroci njihovih razlika u simulacijskim modelima. Sve vrijednosti ovisne o vremenu bit će svedene na jedan ciklus u cilindru ako drugačije nije posebno navedeno.

U ulaznim podatcima radnih točaka nalazi se podatak o zahtijevanom efektivnom momentu. Koristimo ga za izračun srednjeg efektivnog tlaka procesa:

$$p_e = \frac{\pi \cdot T}{z \cdot V_H} \cdot M_e \,, \tag{1}$$

pri čemu su:

p_e - srednji efektivni tlak [Pa],

T – broj taktova u motoru [-],

z – broj cilindara u motoru [-],

V_H – radni volumen cilindra [m^3],

M_e – efektivni moment [Nm].

Kad se srednjem efektivnom tlaku doda srednji tlak mehaničkih gubitaka p_m, dobije se srednji indicirani tlak procesa p_i:

$$p_i = p_e + p_m \,, \tag{2}$$

pri čemu su:

p_i – srednji indicirani tlak [Pa],

p_e - srednji efektivni tlak [Pa],

p_m - srednji tlak mehaničkih gubitaka [Pa].

S obzirom da su u modelima sve komponente osim brizgaljki identične, srednji tlakovi mehaničkih gubitaka p_m u modelima bit će jednaki, a time i njihovi srednji indicirani tlakovi p_i. Srednji indicirani tlak cijelog procesa u cilindru može se rastaviti na zbroj srednjeg indiciranog tlaka visokotlačnog (radnog) dijela procesa $p_{i,radno}$ i niskotlačnog dijela procesa $p_{i,izmj}$ (dijela procesa izmjene radnog medija):

$$p_i = p_{i,radno} + p_{i,izmj}\,, \tag{3}$$

pri čemu su:

p_i – srednji indicirani tlak [Pa],

$p_{i,radno}$ - srednji indicirani tlak visokotlačnog dijela procesa [Pa],

$p_{i,izmj}$ - srednji indicirani tlak niskotlačnog dijela procesa [Pa].

Jednadžba (3) je prva jednadžba na temelju koje će se usporediti motori jer srednji indicirani tlak niskotlačnog dijela procesa $p_{i,izmj}$ utječe na učinkovitost motora. Iznos srednjeg indiciranog tlaka niskotlačnog dijela procesa $p_{i,izmj}$ ovisi o tlaku u usisnim cijevima ispred usisnih ventila i tlaku u ispušnim cijevima iza ispušnog ventila i najčešće je negativan. Što je srednji tlak niskotlačnog dijela procesa manji, to će biti potreban veći iznos srednjeg indiciranog tlaka visokotlačnog dijela procesa $p_{i,radno}$ da to nadoknadi. Tlakovi navedeni u toj jednadžbi mogu se zapisati u obliku odgovarajućih indiciranih radova:

$$W_i = p_i \cdot V_H\,, \tag{4}$$

$$W_{i,radno} = p_{i,radno} \cdot V_H\,, \tag{5}$$

$$W_{i,izmj} = p_{i,izmj} \cdot V_H\,, \tag{6}$$

pa vrijedi:

$$W_i = W_{i,radno} + W_{i,izmj}\,, \tag{7}$$

pri čemu su:

W_i – indicirani rad [J],

p_i – srednji indicirani tlak [Pa],

V_H – radni volumen cilindra [m^3],

$W_{i,radno}$ – indicirani rad visokotlačnog dijela procesa [J],

$p_{i,radno}$ - srednji indicirani tlak visokotlačnog dijela procesa [Pa],

$W_{i,izmj}$ – indicirani rad niskotlačnog dijela procesa [J],

$p_{i,izmj}$ - srednji indicirani tlak niskotlačnog dijela procesa [Pa].

Iznosom rada $W_{i,radno}$ određena je masa goriva koja treba izgoriti u cilindru da bi se ostvario zahtijevani efektivni moment na radilici motora preko jednadžbe bilance izmjene energije u cilindru:

$$Q_1 = Q_{isp} + Q_{hl} + Q_{ost} + W_{i,radno}\,, \tag{8}$$

pri čemu su:

Q_1 – dovedena toplina [J],

Q_{isp} – toplina odvedena ispušnim plinovima [J],

Q_{hl} – toplina odvedena hlađenjem [J],

Q_{ost} – ukupna toplina ostalih gubitaka [J],

$W_{i,radno}$ – indicirani rad visokotlačnog dijela procesa [J].

Jednadžba (8) bit će pojednostavljena izostavljanjem topline ostalih gubitaka Q_{ost} jer je njen iznos zanemarivo malen i nema vidljiv utjecaj na usporedbu motora:

$$Q_1 = Q_{isp} + Q_{hl} + W_{i,radno}\,. \tag{9}$$

Dovedena toplina Q_1 dobije se izgaranjem potrebne količine goriva. U stvarnom motoru dio goriva uvijek ostane neizgoren, no AVL Boost računa s približno potpunim izgaranjem, pa se može napisati:

$$Q_1 = m_G \cdot H_d\,, \tag{10}$$

pri čemu su:

Q_1 – dovedena toplina [J],

m_G - masa goriva za izgaranje [kg],

H_d – donja ogrjevna vrijednost goriva [MJ/kg].

Zadatak ove usporedbe je odrediti i objasniti razliku u učinkovitosti dvaju modela motora koja se pokazuje kroz podatak specifične efektivne potrošnje goriva g_e. Efektivni stupanj djelovanja motora proizlazi izravno iz specifične efektivne potrošnje goriva:

$$\eta_e = \frac{3{,}6}{g_e \cdot H_d}\,, \tag{11}$$

pri čemu su:

η_e – efektivni stupanj djelovanja [-],

g_e – specifična efektivna potrošnja goriva [kg/kWh],

H_d – donja ogrjevna vrijednost goriva [MJ/kg],

iz čega se vidi veza specifične efektivne potrošnje goriva i učinkovitosti motora. Sama specifična efektivna potrošnja goriva g_e može se izračunati iz izraza:

$$g_e = \frac{\dot{m_{G,h}}}{P_e}, \tag{12}$$

pri čemu su:

g_e – specifična efektivna potrošnja goriva [kg/kWh],

$\dot{m_{G,h}}$ - satna masena potrošnja goriva [kg/h],

P_e – efektivna snaga [kW].

Izrazi (1) - (12) pokazuju da se usporedba učinkovitosti motora može provesti prema količini topline koja im mora biti dovedena da bi ostvarili zadane radne točke. Gornji izvod sveden je na jednu jednadžbu koja je nastala uvrštavanjem izraza (7), (6), (4), (2) i (1) u jednadžbu (9) i sređivanjem:

$$Q_1 = Q_{isp} + Q_{hl} + V_H \cdot \left(p_m - p_{i,izmj}\right) + \frac{\pi \cdot T}{z} \cdot M_e, \tag{13}$$

pri čemu su:

Q_1 – dovedena toplina [J],

Q_{isp} – toplina odvedena ispušnim plinovima [J],

Q_{hl} – toplina odvedena hlađenjem [J],

V_H – radni volumen cilindra [m^3],

p_m - srednji tlak mehaničkih gubitaka [Pa],

$p_{i,izmj}$ - srednji indicirani tlak niskotlačnog dijela procesa [Pa],

T – broj taktova u motoru [-],

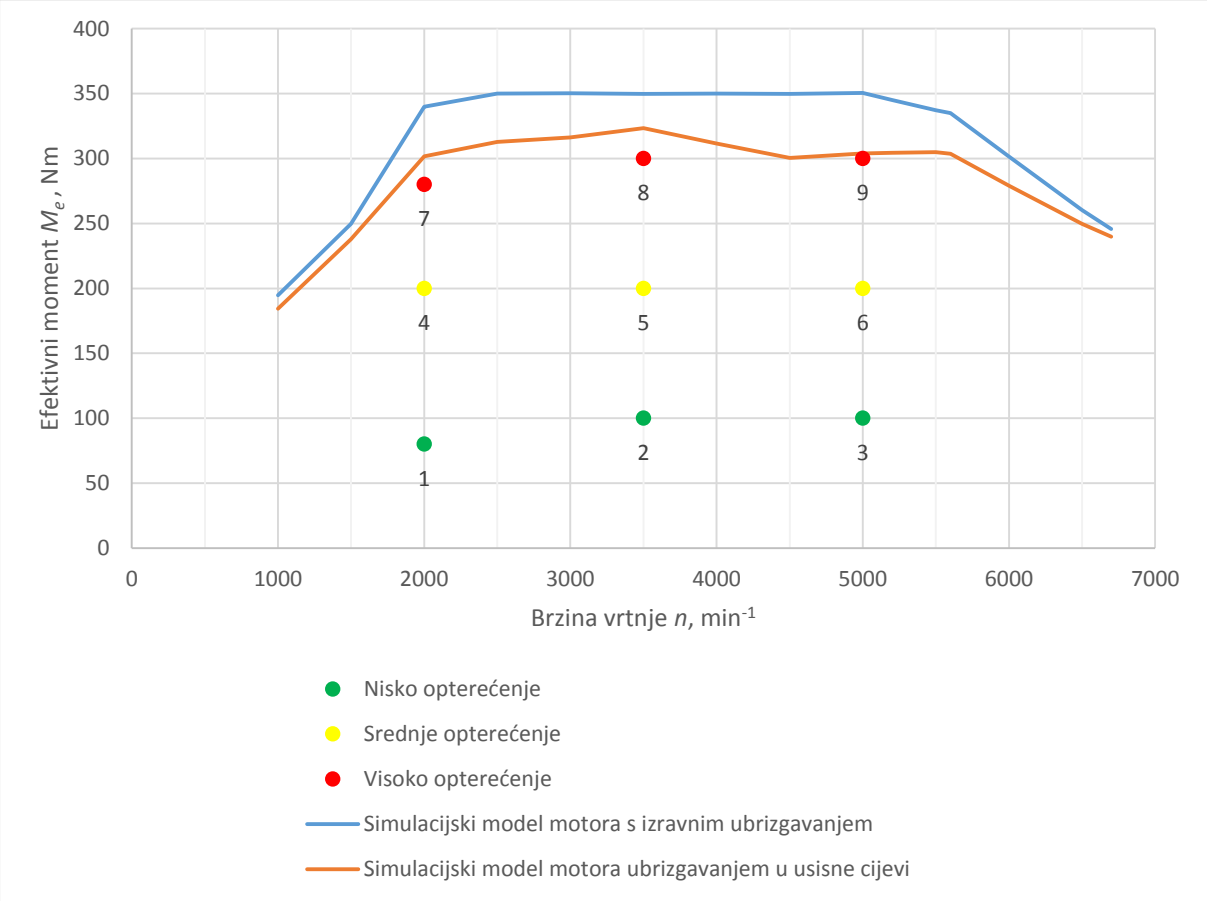
z – broj cilindara u motoru [-],

M_e – efektivni moment [Nm].

Izraz (13) pokazuje koje mjerljive veličine utječu na učinkovitost motora. Te veličine izračunate su provođenjem numeričkih proračuna u programskom paketu AVL BOOST i prikazane su u sljedećim poglavljima ovog rada dijagramski i tablično. Na svim dijagramima **plavom bojom** bit će prikazane krivulje za **model motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi**, a **narančastom bojom** krivulje za **model motora s izravnim ubrizgavanjem.** Sivom bojom bit će prikazane krivulje koje vrijede za oba modela. Oznaka DI označavat će model motora s izravnim ubrizgavanjem, a oznaka MPFI model motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi.

4.2. Radne točke

Simulacijski modeli bit će uspoređeni po značajkama rada u 9 radnih točaka. Podijeljene su u skupine niskog, srednjeg i visokog opterećenja, kao što se vidi u tablici 4.1. i na slici 4.1.



Slika 4.1. Grafički prikaz radnih točaka

Tablica 4.1. Promatrane radne točke

	Radna točka	n	M_e
		min^{-1}	Nm
Nisko opterećenje	1	2000	80
	2	3500	100
	3	5000	100
Srednje opterećenje	4	2000	200
	5	3500	200
	6	5000	200
Visoko opterećenje	7	2000	280
	8	3500	300
	9	5000	300

4.3. Ulazni podatci

Ulazni podatci za radne točke navedeni su u tablici 4.2. U tablici pojavljuju se oznake:

n – brzina vrtnje motora [min^{-1}],

M_e – efektivni moment [Nm],

SOC – kut početka izgaranja (Start Of Combustion) [°KV nakon GMT (ATDC)],

Z – stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva [kg_Z/kg_G],

p_n – tlak nabijanja (tlak iza kompresora turbopunjača) [Pa],

opt – opterećenost motora [%].

Tablica 4.2. Ulazni podatci za radne točke niskog opterećenja

			DI				MPFI			
Radna	n	M_e	SOC	Z	p_n	opt	SOC	Z	p_n	opt
točka	min^{-1}	Nm	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%
1	2000	80	-12.7	14.5	1.1055	23.5	-13.7	14.5	1.1095	26.5
2	3500	100	-18.8	14.5	1.1543	28.6	-17.9	14.5	1.159	30.9
3	5000	100	-22.1	14.5	1.3701	28.6	-22	14.5	1.3874	32.9
4	2000	200	-10.9	14.5	1.3248	58.8	-4.2	14.5	1.3848	66.3
5	3500	200	-18.4	14.5	1.3667	57.2	-13.1	14.5	1.3955	61.8
6	5000	200	-22.4	14.5	1.814	57.2	-16.6	14.5	1.9063	65.8
7	2000	280	-1.2	14.5	1.5787	82.4	9	14.5	1.7806	92.8
8	3500	300	-5.8	14.5	1.6706	85.8	5	14.5	1.8686	92.7
9	5000	300	-7.3	14.5	2.2546	85.8	6.5	13.4	2.5148	98.7

5. Rezultati

Najvažniji rezultat ovog rada je usporedba specifične efektivne potrošnje goriva za dva simulacijska modela po radnim točkama. Ona se može vidjeti u tablici 5.1.

Tablica 5.1. Specifična efektivna potrošnja goriva

Radna točka	$g_{e,DI}$	$g_{e,MPFI}$	Razlika	Relativna razlika
	g/(kWh)	g/(kWh)	g/(kWh)	%
1	275.4	277.3	-1.9	-0.67
2	273.4	275.5	-2.1	-0.76
3	289.5	291.2	-1.7	-0.59
4	233.6	242.2	-8.6	-3.57
5	236.6	240.7	-4.2	-1.74
6	250.8	255.3	-4.5	-1.76
7	237.2	267.2	-29.9	-11.20
8	236.9	267.1	-30.1	-11.28
9	256.1	321.6	-65.5	-20.37

Vidimo da model motora s izravnim ubrizgavanjem pokazuje manju potrošnju goriva u svim radnim točkama. Zašto je to tako, opisano je u idućim poglavljima, grupirano po opterećenju.

5.1. Nisko opterećenje

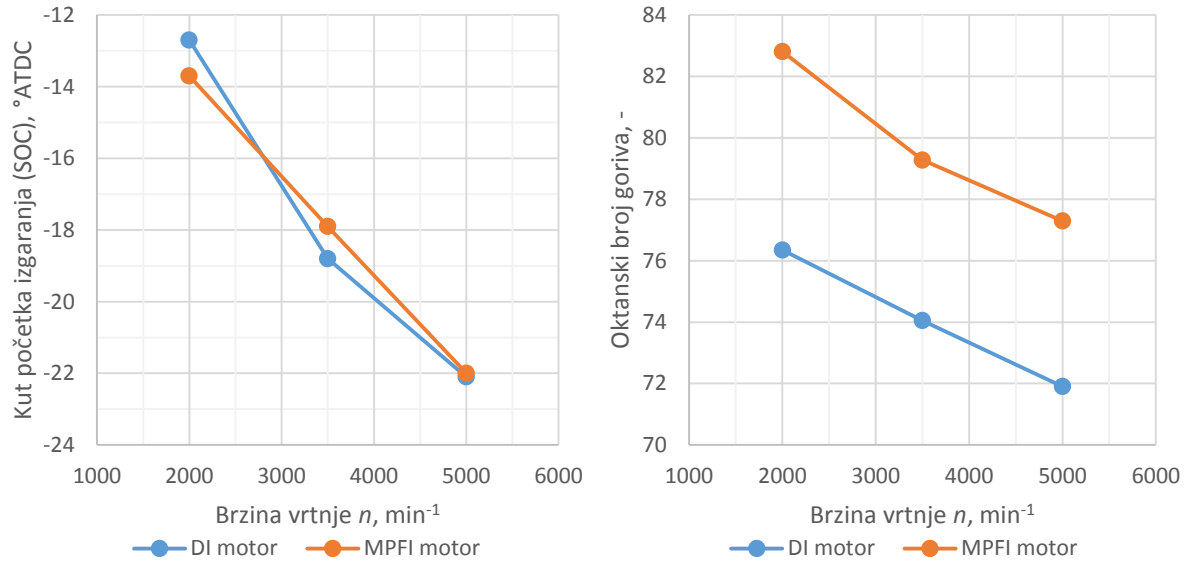
Zbog bolje preglednosti ulazni podatci za radne točke 1, 2 i 3 ponovljeni su u tablici 5.2.

Tablica 5.2. Ulazni podatci za radne točke niskog opterećenja

			DI				MPFI			
Radna točka	n	M_e	SOC	Z	p_n	opt	SOC	Z	p_n	opt
	min^{-1}	Nm	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%
1	2000	80	-12.7	14.5	1.1055	23.5	-13.7	14.5	1.1095	26.5
2	3500	100	-18.8	14.5	1.1543	28.6	-17.9	14.5	1.1590	30.9
3	5000	100	-22.1	14.5	1.3701	28.6	-22.0	14.5	1.3874	32.9

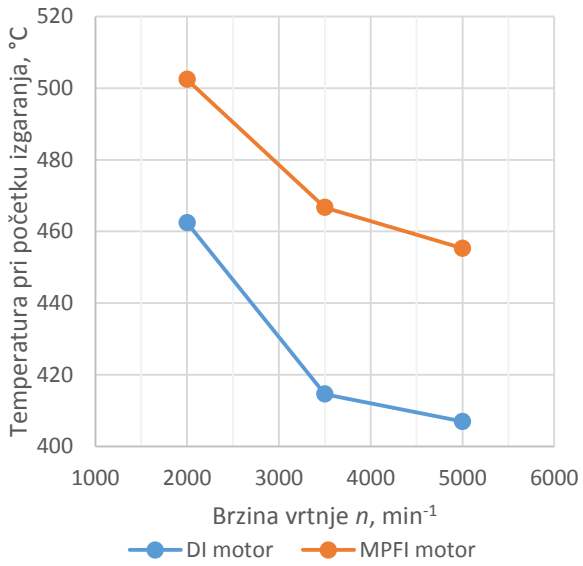
U tablici 5.2. može se vidjeti da motor s izravnim ubrizgavanjem postiže zadani efektivni moment pri nižem opterećenju. To je posljedica toga što je motor s izravnim ubrizgavanjem sposoban razviti veći moment i snagu od motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi uz iste ulazne parametre. Dakle, motor s izravnim ubrizgavanjem trebat će usisati manju količinu zraka da bi razvio momente zahtijevane u radnim točkama.

Na slici 5.1. prikazana je ovisnost kuta početka izgaranja o brzini vrtnje i oktanski broj goriva potreban da ne dođe do pojave detonantnog izgaranja.



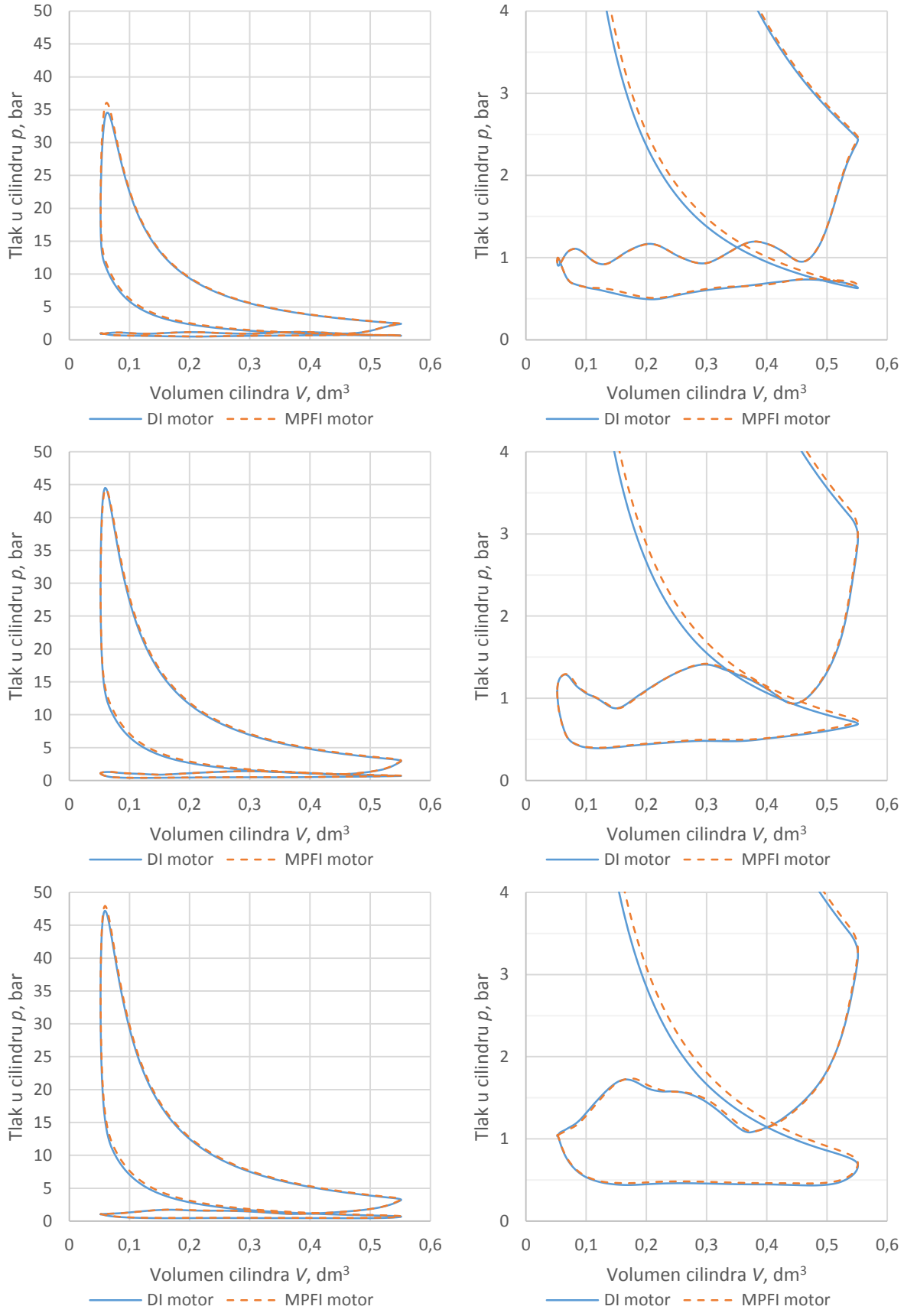
Slika 5.1. Kut početka izgaranja (lijevo) i oktanski broj goriva (desno) za radne točke 1, 2 i 3

Podatak da je potreban oktanski broj u svakoj od 3 radne točke manji od 98 pokazuje da su radne točke uspješno optimirane prema minimalnoj specifičnoj efektivnoj potrošnji uz zadovoljavajuće malu sklonost pojavi detonantnog izgaranja. Iz dijagrama se također se vidi da je motor s izravnim ubrizgavanjem manje sklon pojavi detonantnog izgaranja od motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi. Za to je zaslužna manja temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja, čiji je iznos prikazan na slici 5.2.



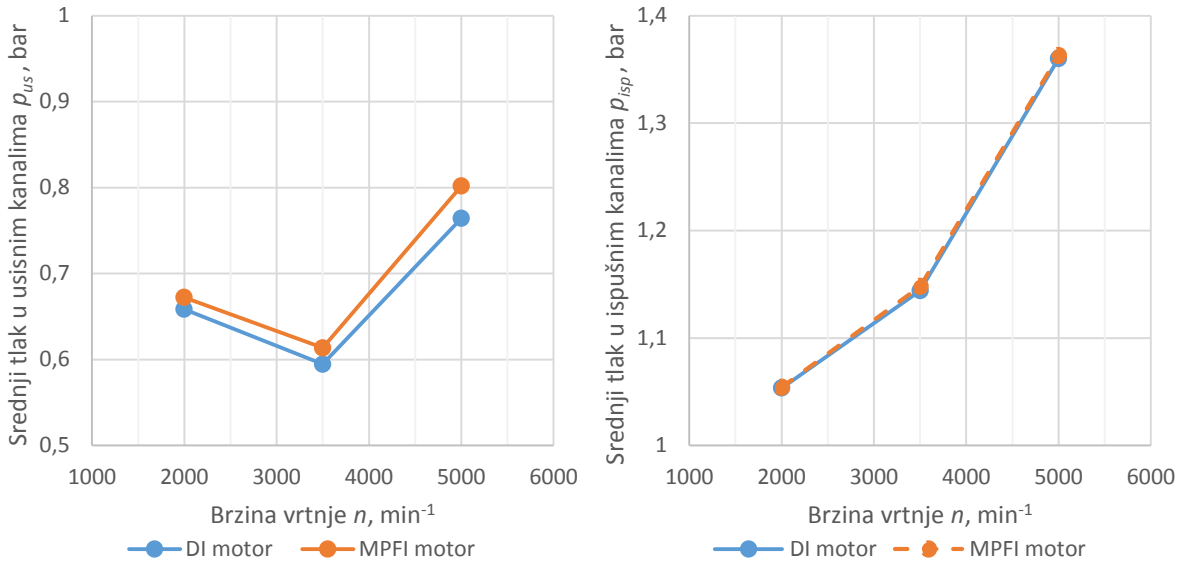
Slika 5.2. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja

Iz *p*, *V* dijagrama procesa daju se iščitati informacije o gubitku rada izmjene radnog medija $W_{i,izmj}$ i potrebnom radu visokotlačnog dijela procesa $W_{i,radno}$. Što je veća površina koju u *p*, *V* dijagramu procesa zatvara niskotlačni dio procesa, gubitak rada izmjene radnog medija je veći. Da bi se taj gubitak nadoknadio, potrebno je da rad visokotlačnog dijela procesa bude veći, što se manifestira većom površinom visokotlačnog dijela procesa. Dijagrami tlaka u cilindru u ovisnosti o volumenu (*p*, *V*) za cijeli proces i za niskotlačni dio procesa (dio procesa izmjene radnog medija) prikazani su na slici 5.3.



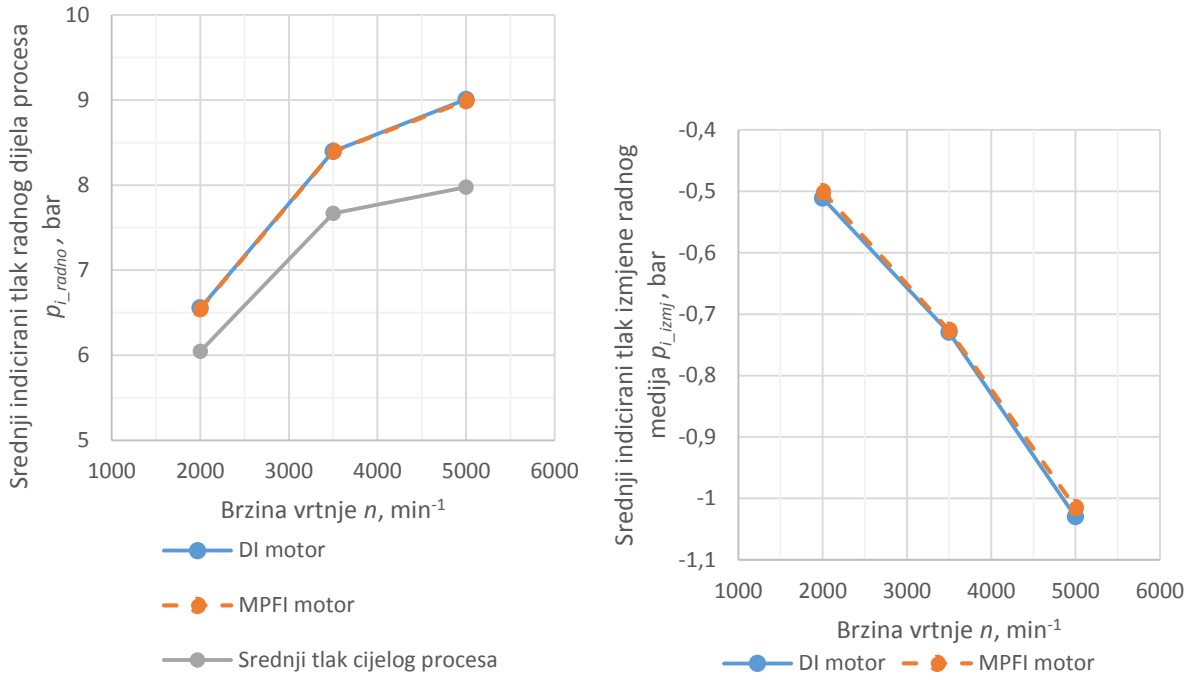
Slika 5.3. *p, V* dijagrami cijelog procesa (lijevo) i niskotlačnog dijela procesa (desno) za radne točke 1 (gore), 2 (sredina) i 3 (dolje)

Vidimo da su pri niskim opterećenjima dijagrami vrlo slični, a njihov niskotlačni dio gotovo je identičan jer motori u ovim radnim točkama rade pri vrlo sličnom tlaku nabijanja. Srednji iznosi tlakova u usisnim kanalima ispred usisnog ventila i ispušnim kanalima iza ispušnog ventila zbog toga su također gotovo identični, što se može vidjeti na slici 5.4. Veličina površine u niskotlačnom dijelu procesa određena je vrijednostima ta dva tlaka.



Slika 5.4. Srednji tlak u usisnim (lijevo) i ispušnim cijevima (desno) za radne točke 1, 2 i 3

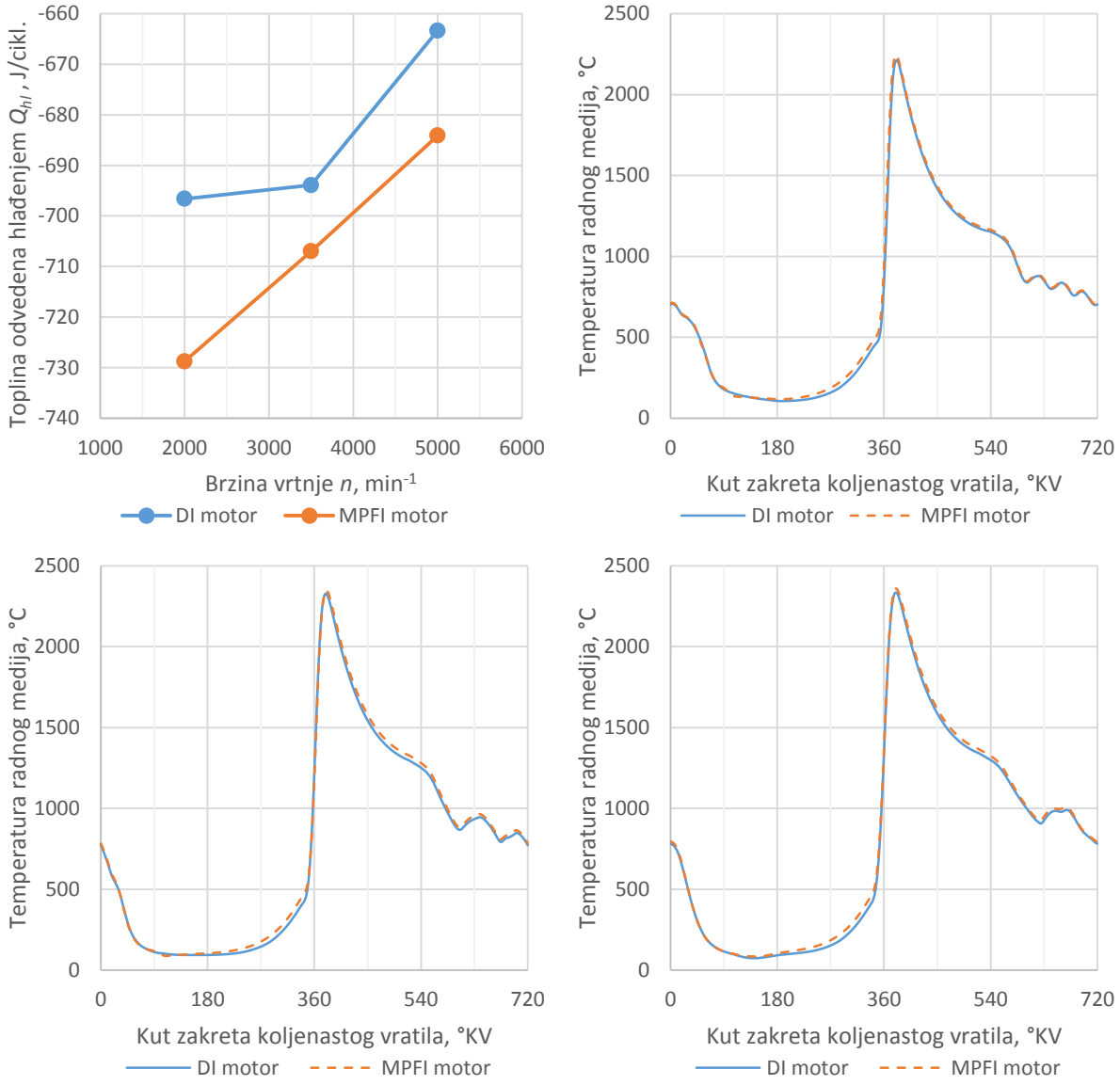
Pomoću p, V dijagrama mogu se odrediti srednji indicirani tlakovi cijelog procesa p_i, niskotlačnog dijela procesa (dijela izmjene radnog medija) $p_i, izmj$ i visokotlačnog (radnog) dijela procesa $p_{i,radno}$. Oni su proporcionalni odgovarajućim srednjim indiciranim radovima W_i, $W_{i,izmj}$ i $W_{i,radno}$. Srednji indicirani tlakovi prikazani su na slici 5.5.



Slika 5.5. Srednji indicirani tlakovi visokotlačnog dijela i cijelog procesa (lijevo) te niskotlačnog dijela procesa (desno)

Razlike srednjih indiciranih tlakova su zanemarive. Daljnje razlike procesa dva motora tražimo u bilanci energije.

Poznavanjem iznosa indiciranog rada visokotlačnog (radnog) dijela procesa, moći će se odrediti iznos dovedene topline, a time i masa potrošenog goriva po ciklusu, ako će biti poznate vrijednosti toplinskih gubitaka hlađenja Q_{hl} i topline odvedene ispušnim plinovima Q_{isp}. Iznos topline odvedene hlađenjem Q_{hl} bit će veći što je viša temperatura radnog medija, tijekom što duljeg perioda vremena. Pri nižim brzinama vrtnje, jedan ciklus traje dulje, pa će toplina izmijenjena po ciklusu biti veća. Unatoč tome, izmijenjena toplina po jedinici vremena bit će veća za veće brzine vrtnje zbog veće frekvencije odvijanja ciklusa. Toplina odvedena hlađenjem po ciklusu i profili temperatura radnog medija po stupnju zakreta koljenastog vratila mogu se vidjeti na slici 5.6.

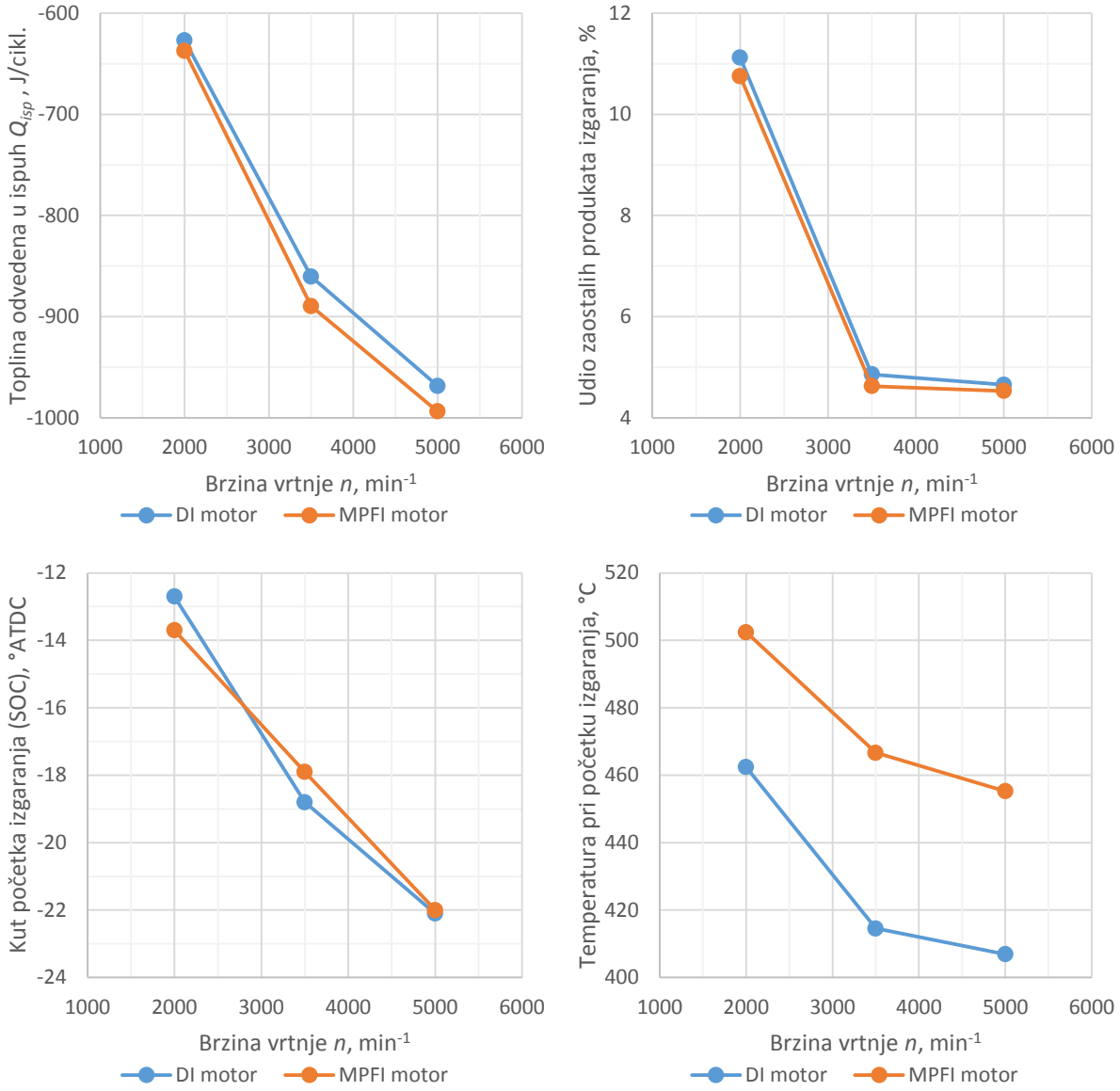


Slika 5.6. Toplina odvedena hlađenjem po ciklusu, po cilindru (gore lijevo), temperature radnog medija za radne točke 1 (gore desno), 2 (dolje lijevo) i 3 (dolje desno)

U sve 3 radne točke gubitak hlađenja veći je u motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi zbog većinom više temperature radnog medija tijekom ciklusa.

Toplina odvedena ispušnim plinovima Q_{isp} proporcionalna je temperaturi ispušnih plinova, a ovisi uglavnom o trenutku početka izgaranja (slika 5.1.), temperaturi radnog medija u tom trenutku i koncentraciji zaostalih produkata izgaranja u cilindru. Što kasnije započne izgaranje, to će biti viša temperatura ispušnih plinova jer će radni medij imati manje vremena da pretvori dovedenu mu toplinu u rad. Pretvorba će se odvijati pri nižem tlaku. Također, što su viši temperatura u trenutku početka izgaranja i udio vrućih zaostalih produkata izgaranja u cilindru, to će biti viša toplina odvedena ispušnim plinovima. Na slici 5.7. prikazani su toplina odvedena

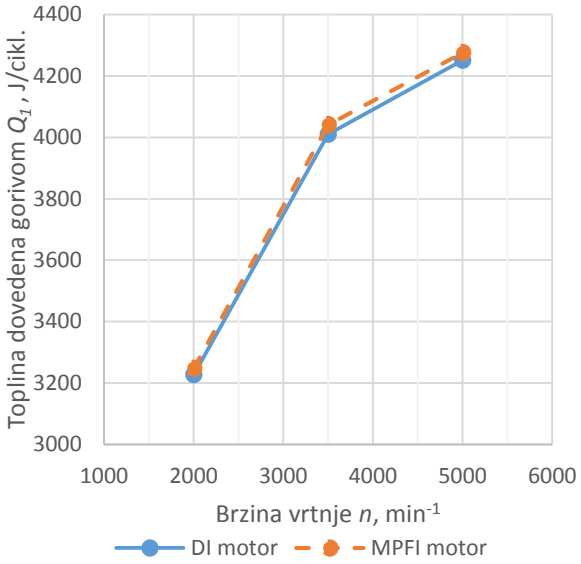
ispušnim plinovima, udio zaostalih produkata izgaranja, kut početka izgaranja i temperatura radne tvari u tom trenutku.



Slika 5.7. Toplina odvedena ispušnim plinovima (gore lijevo), udio zaostalih produkata izgaranja (gore desno), kut zakreta koljenastog vratila pri početku izgaranja (dolje lijevo) i temperatura radne tvari u tom trenutku (dolje desno)

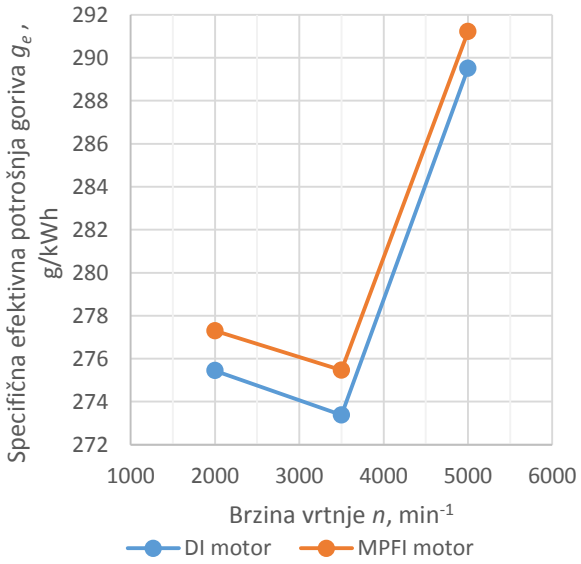
Motor s izravnim ubrizgavanjem opet ima malo manji gubitak topline odvedene u ispuh, što bi se moglo pripisati općenito nižim temperaturama radne tvari u cilindru.

Ovime su obuhvaćene sve komponente bilance energije iz jednadžbe (9). Preostaje zbrojiti sve komponente i prikazati dovedenu toplinu Q_1, na slici 5.8.



Slika 5.8. Toplina dovedena gorivom

Vidimo da je potrebno dovesti manje topline, a time i manje goriva, motoru s izravnim ubrizgavanjem da bi se ostvarile zahtijevane radne točke. To znači da motor s izravnim ubrizgavanjem ima manju specifičnu efektivnu potrošnju goriva, prikazanu na slici 5.9. Pri niskom opterećenju, razlike su male i ne prelaze 1 %.



Slika 5.9. Specifična efektivna potrošnja goriva pri niskom opterećenju

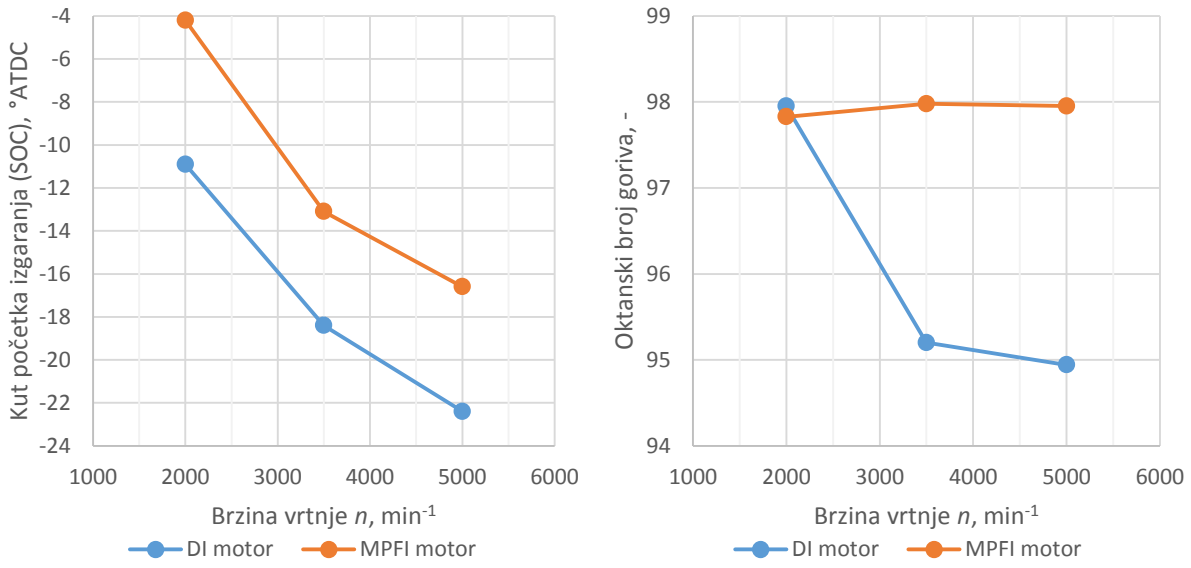
5.2. Srednje opterećenje

Budući da je postupak analize podataka identičan onom za niska opterećenja, objašnjenja koraka neće se ponavljati, nego će se samo navesti i prokomentirati rezultati i njihovi uzroci. Ulazni podatci za radne točke 4, 5 i 6 prikazani su u tablici 5.3.

Tablica 5.3. Ulazni podatci za radne točke srednjeg opterećenja

			DI				MPFI			
Radna točka	n	M_e	SOC	Z	p_n	opt	SOC	Z	p_n	opt
	min^{-1}	Nm	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%
4.	2000	200	-10.9	14.5	1.3248	58.8	-4.2	14.5	1.3848	66.3
5.	3500	200	-18.4	14.5	1.3667	57.2	-13.1	14.5	1.3955	61.8
6.	5000	200	-22.4	14.5	1.8140	57.2	-16.6	14.5	1.9063	65.8

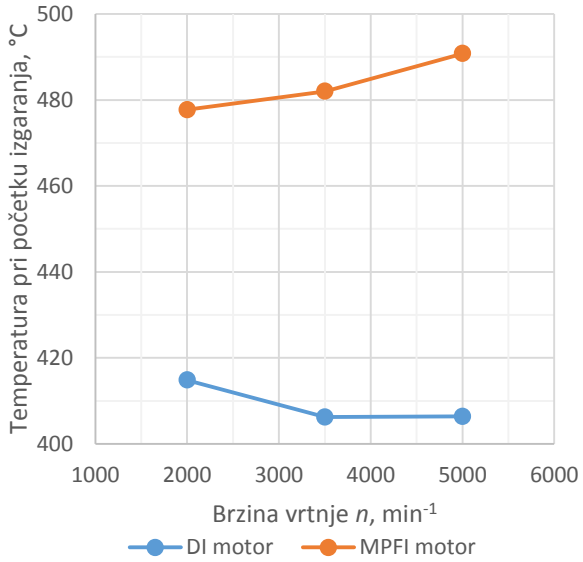
Na motoru s izravnim ubrizgavanjem izgaranje smije početni znatno ranije, što će donijeti veću učinkovitost procesa. Na slici 5.10. prikazani su kut početka izgaranja i oktanski broj goriva potreban da ne dođe do pojave detonantnog izgaranja.



Slika 5.10. Kut početka izgaranja (lijevo) i oktanski broj goriva (desno) za radne točke 4, 5 i 6

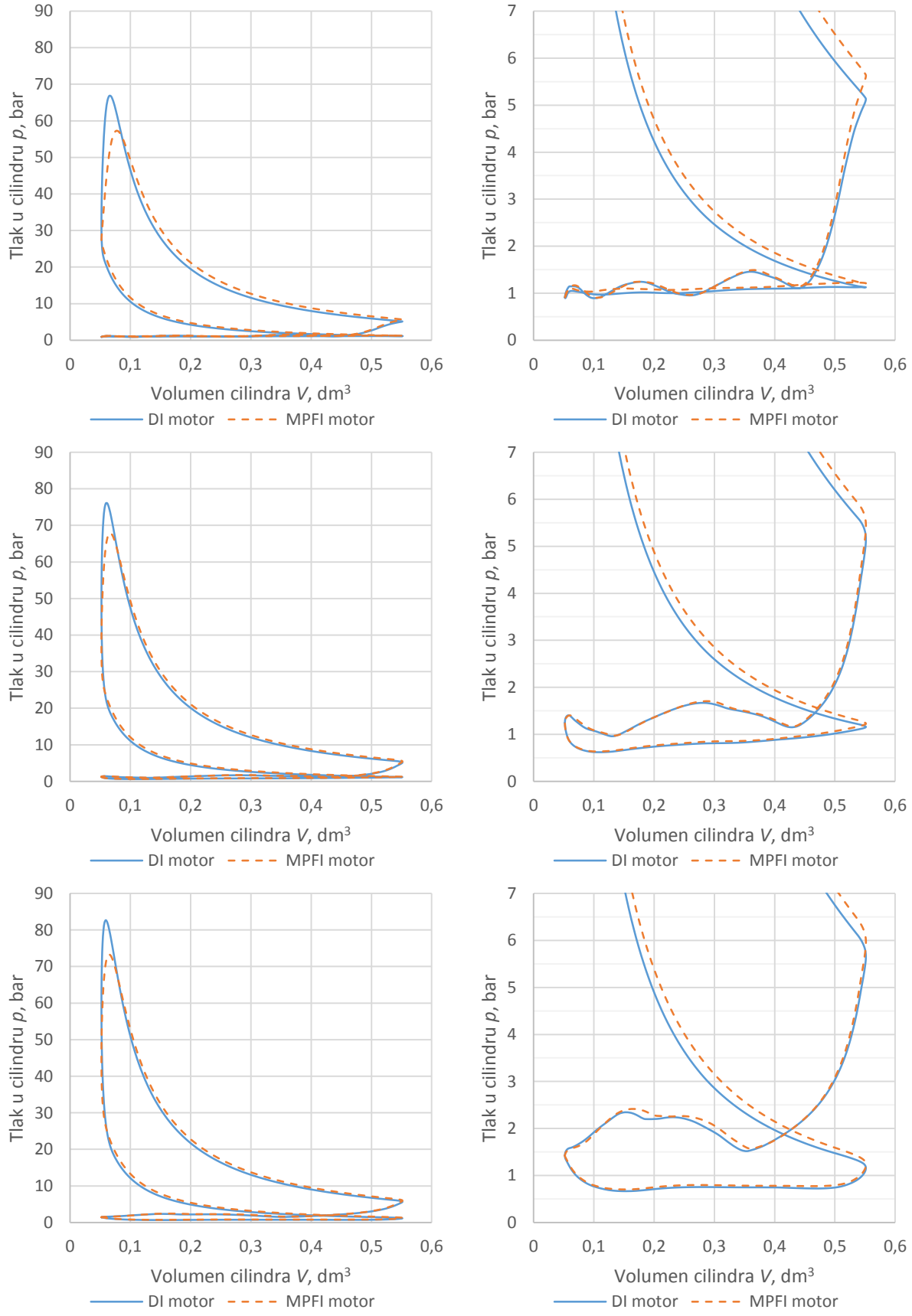
Radne točke u kojima je oktanski približno 98 nisu uspješno optimirane za najnižu specifičnu efektivnu potrošnju goriva. U tome ih sprječava opasnost od pojave detonantnog izgaranja. Budući da su u takvoj situaciji sve 3 radne točke motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi, a kod motora s izravnim ubrizgavanjem samo radna točka 4, očekivano je da će motor s izravnim ubrizgavanjem dati primjetno bolje rezultate za radne točke 5 i 6.

Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja pri srednjem opterećenju značajno je veća u motoru s ubrizgavanjem u usisnu cijev, kao što vidimo na slici 5.11.



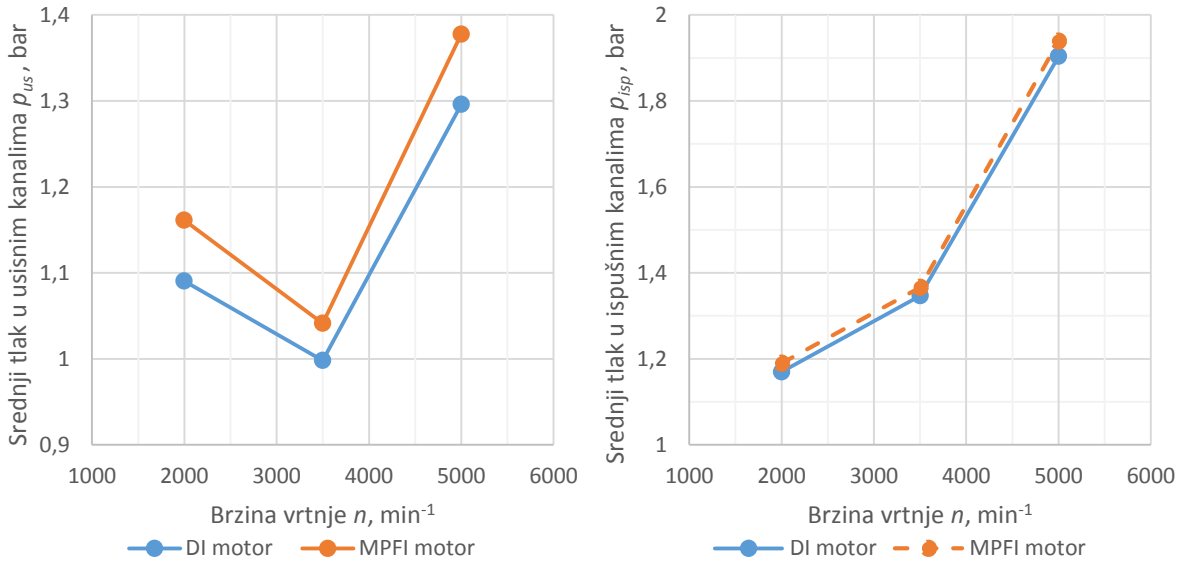
Slika 5.11. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja

Dijagrami tlaka u cilindru u ovisnosti o volumenu (p, V) za cijeli proces i za niskotlačni dio procesa (dio procesa izmjene radnog medija) prikazani su na slici 5.12.



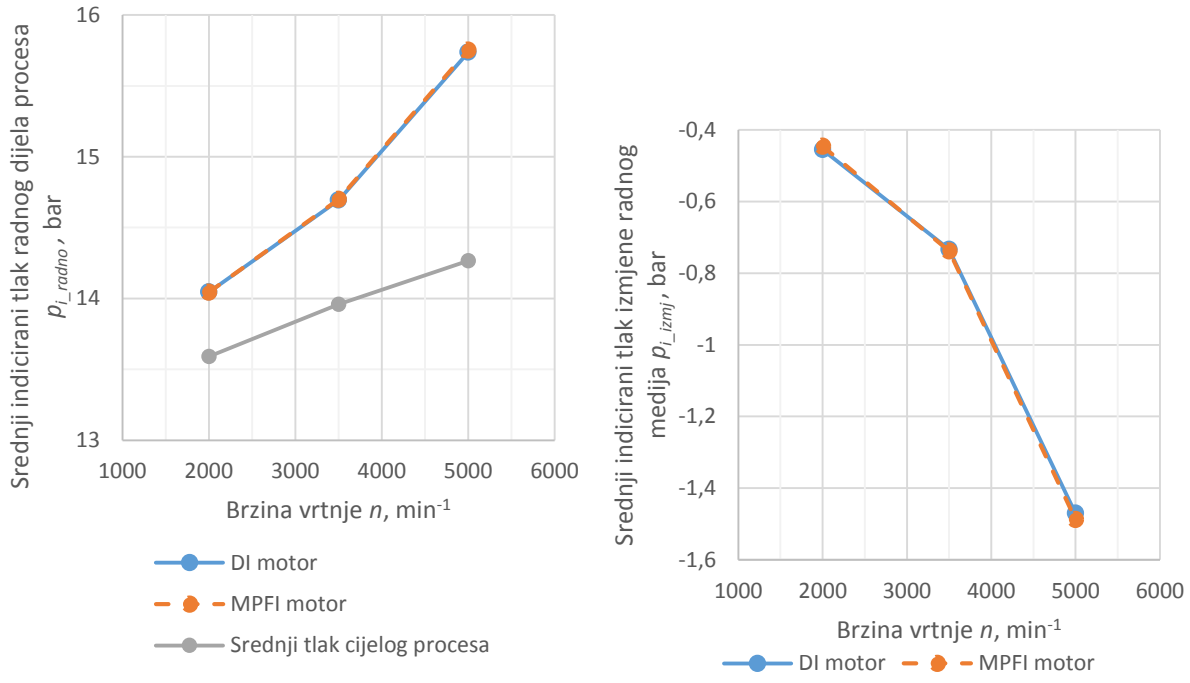
Slika 5.12. *p, V* dijagrami cijelog procesa (lijevo) i niskotlačnog dijela procesa (desno) za radne točke 4 (gore), 5 (sredina) i 6 (dolje)

Pri srednjem opterećenju razlike u *p*, *V* dijagramima dvaju motora su izraženije nego pri niskom opterećenju. Najizraženija razlika je da se u cilindrima motora s izravnim ubrizgavanjem postiže veći maksimalni tlak, a to je posljedica ranijeg početka izgaranja nego u motoru s ubrizgavanjem u usis. Pri kompresiji niži su tlakovi i temperature u motoru s izravnim ubrizgavanjem zbog efekta hlađenja postignutog isparavanjem goriva u cilindru. Zbog kasnijeg početka izgaranja u motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi, radna je tvar više temperature u taktu ekspanzije. To je jasnije vidljivo pri nižim brzinama vrtnje jer se izgaranje odvije uz manji zakret koljenastog vratila, pa je zbog opasnosti od detonantnog izgaranja početak izgaranja više odgođen. Konačno, počinju se isticati razlike i u niskotlačnom dijelu procesa koji se u motoru s izravnim ubrizgavanjem odvija s nižim srednjim tlakovima u usisnim i ispušnim kanalima glave motora. Posljednje navedeno prikazano je na slici 5.13.



Slika 5.13. Srednji tlak u usisnim (lijevo) i ispušnim cijevima (desno) za radne točke 4, 5 i 6

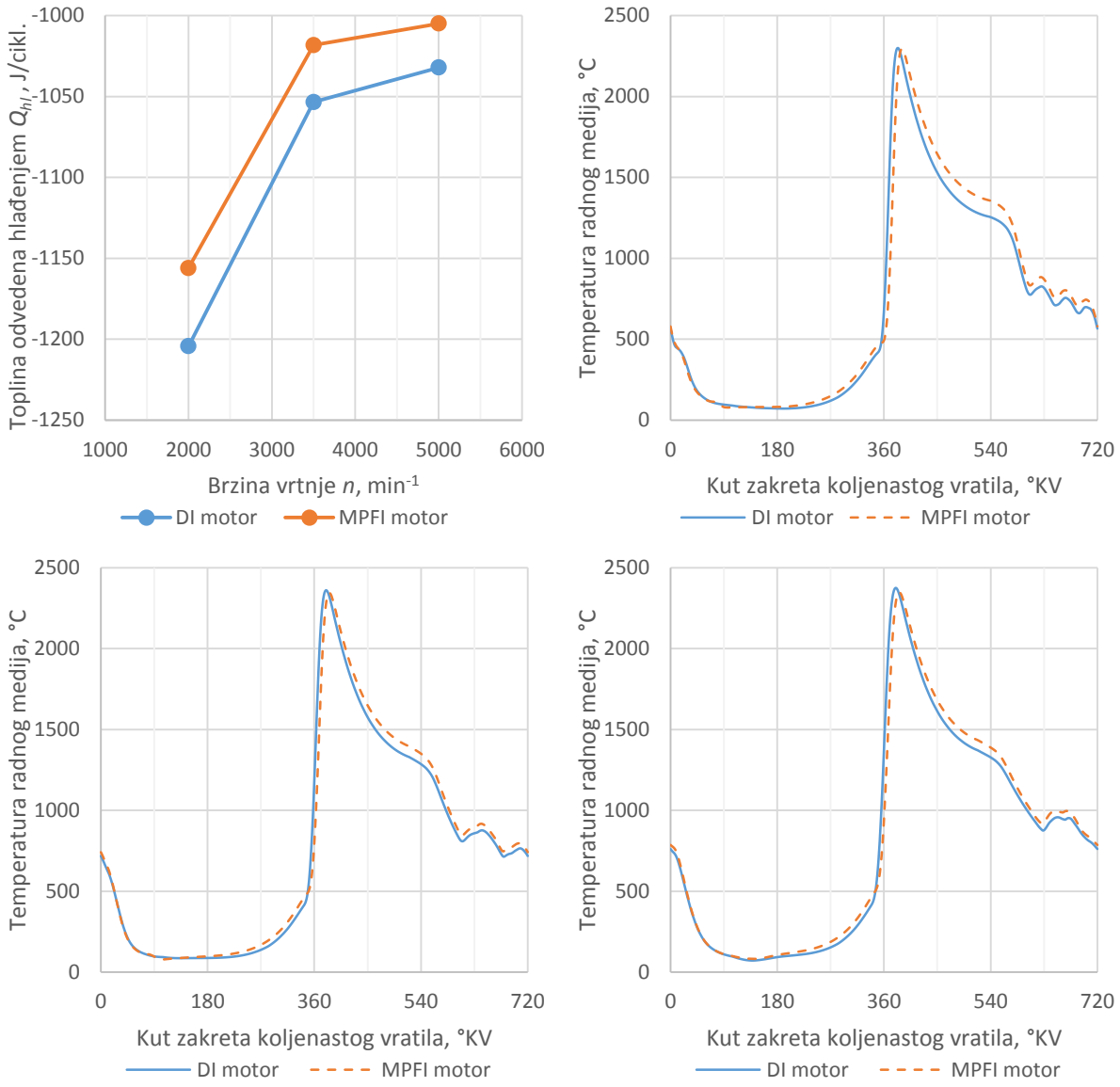
Time su određeni srednji indicirani tlakovi dijelova procesa, prikazani na slici 5.14.



Slika 5.14. Srednji indicirani tlakovi visokotlačnog dijela i cijelog procesa (lijevo) te niskotlačnog dijela procesa (desno)

I kod srednjeg opterećenja razlike srednjih indiciranih tlakova su vrlo male. Prijeđimo na bilancu energije.

Toplina odvedena hlađenjem Q_{hl} po ciklusu i profili temperatura radnog medija po kutu zakreta koljenastog vratila mogu se vidjeti na slici 5.15.

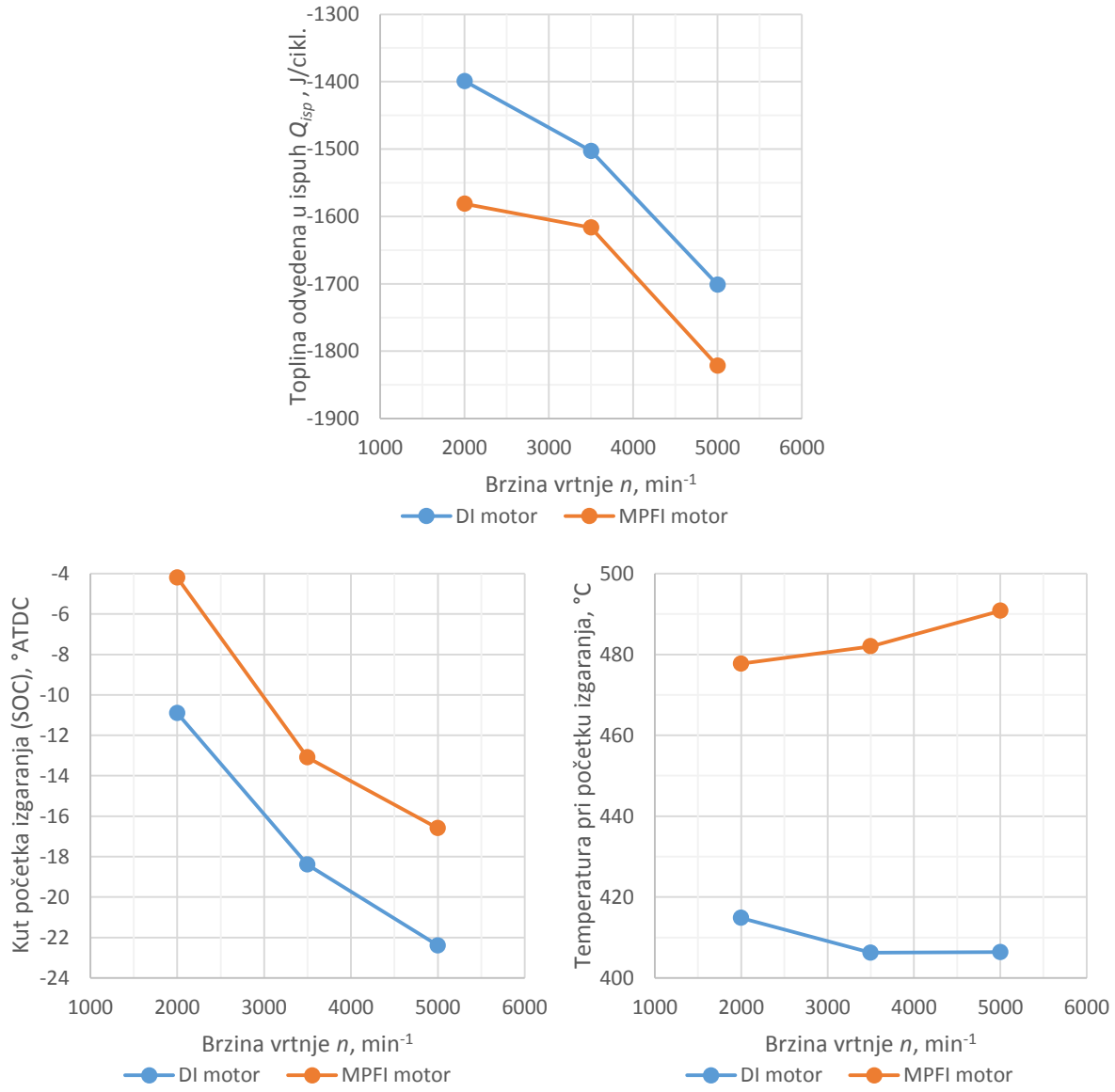


Slika 5.15. Toplina odvedena hlađenjem po ciklusu, po cilindru (gore lijevo), temperature radnog medija za radne točke 4 (gore desno), 5 (dolje lijevo) i 6 (dolje desno)

U sve 3 radne točke gubitak hlađenja ovaj put je veći u motoru s izravnim ubrizgavanjem, što se može objasniti dužim vremenom u kojem je u cilindru visoka temperatura uslijed ranijeg početka izgaranja.

Toplina odvedena ispušnim plinovima Q_{isp} zbog veće brzine vrtnje veća je na oba motora, budući da radni medij ima manje vremena na raspolaganju da preda energiju klipu u obliku rada. Na motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi radni medij je više temperature u taktu ekspanzije zbog kasnijeg izgaranja, pogotovo u radnoj točki 4 s niskom brzinom vrtnje. Udio zaostalih produkata izgaranja vrlo je blizu nuli, pa neće biti prikazan. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja niža je u motoru s izravnim ubrizgavanjem zbog efekta hlađenja

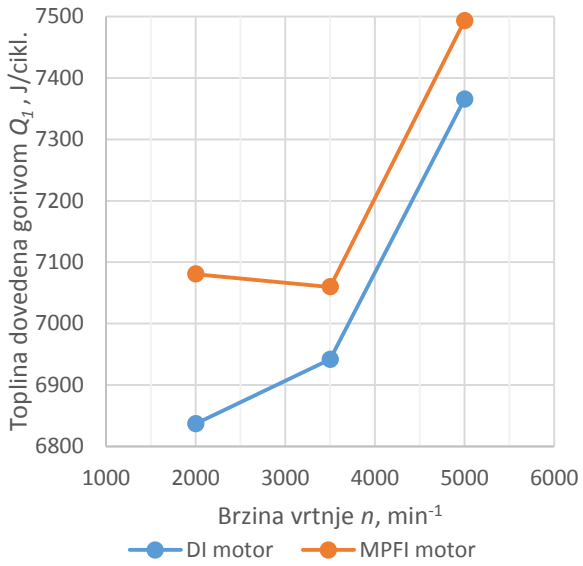
isparavanjem goriva unutar cilindra, zato izgaranje može početi ranije. Na slici 5.16. prikazani su toplina odvedena ispušnim plinovima, kut početka izgaranja i temperatura radne tvari u tom trenutku.



Slika 5.16. Toplina odvedena ispušnim plinovima (gore), kut zakreta koljenastog vratila pri početku izgaranja (dolje lijevo) i temperatura radne tvari u tom trenutku (dolje desno)

Motor s izravnim ubrizgavanjem na srednjem opterećenju ostvaruje vidljivo manji gubitak topline odvedene u ispuh.

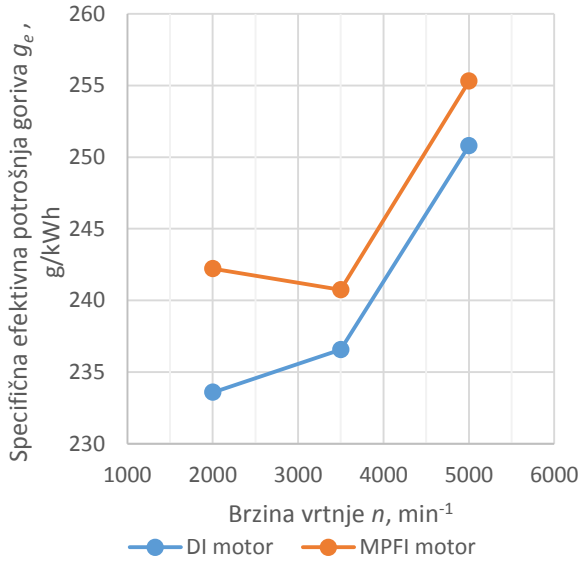
Dovedena toplina Q_1 prikazana je na slici 5.17.



Slika 5.17. Toplina dovedena gorivom

Razlika u potrebnoj dovedenoj energiji veća je pri srednjem opterećenju nego pri niskom opterećenju motora, uglavnom zbog različitog trenutka početka izgaranja u motorima.

Specifična efektivna potrošnja goriva prikazana je na slici 5.18. Razlike između dva modela iznose između 1,5 i 3,5 %.



Slika 5.18. Specifična efektivna potrošnja goriva pri srednjem opterećenju

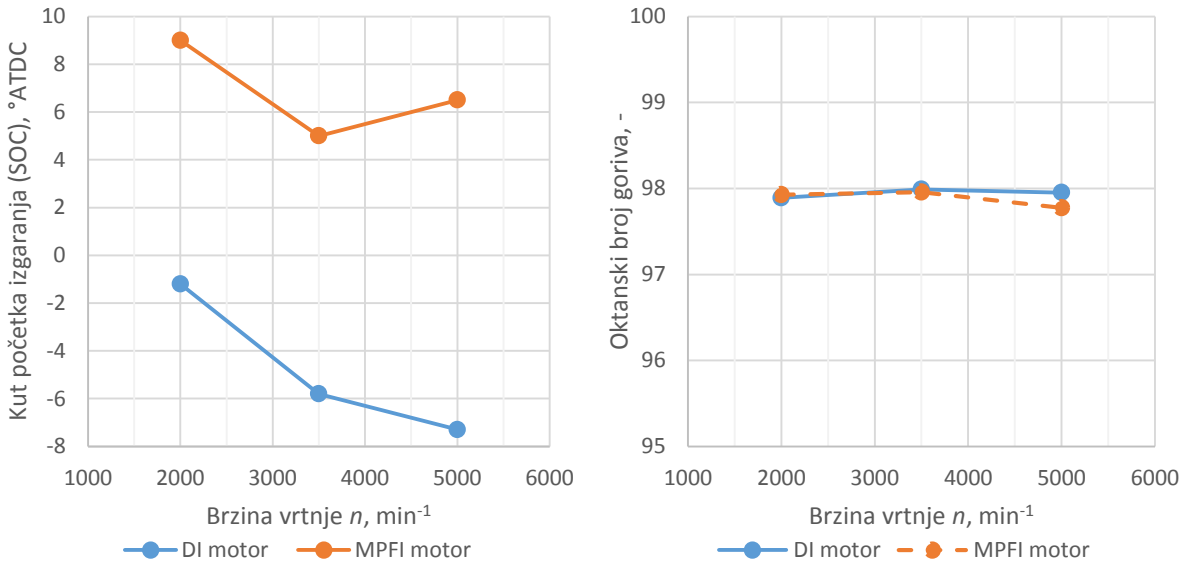
5.3. Visoko opterećenje

Ulazni podatci za radne točke 7, 8 i 9 prikazani su u tablici 5.4.

Tablica 5.4. Ulazni podatci za radne točke visokog opterećenja

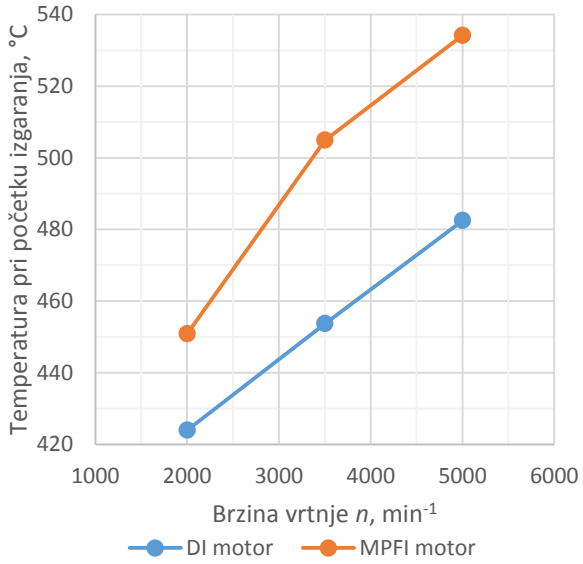
			DI				MPFI			
Radna točka	n	M_e	SOC	Z	p_n	opt	SOC	Z	p_n	opt
	min^{-1}	Nm	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%	°ATDC	kg_Z/kg_G	bar	%
7.	2000	280	-1.2	14.5	1.5787	82.4	9.0	14.5	1.7806	92.8
8.	3500	300	-5.8	14.5	1.6706	85.8	5.0	14.5	1.8686	92.7
9.	5000	300	-7.3	14.5	2.2546	85.8	6.5	13.4	2.5148	98.7

Iz tablice vidimo da su razlike kutova početka izgaranja vrlo velike zbog veće sklonosti motora s ubrizgavanjem u usisnu cijev pojavi detonatnog izgaranja. Na slici 5.19. prikazani su kut početka izgaranja i oktanski broj goriva potreban da ne dođe do pojave detonantnog izgaranja.



Slika 5.19. Kut početka izgaranja (lijevo) i oktanski broj goriva (desno) za radne točke 7, 8 i 9

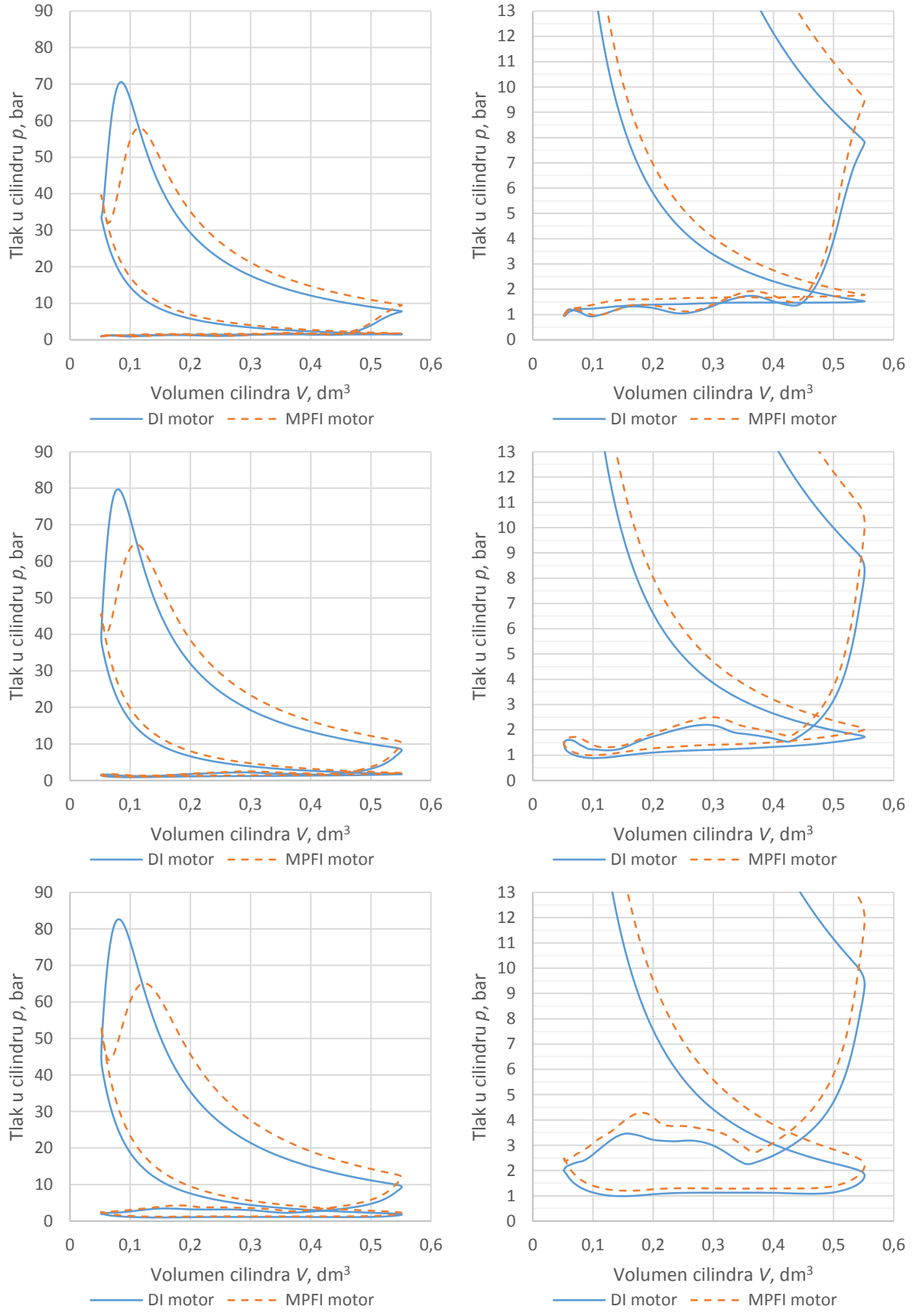
Nijedna radna točka u oba motora nije uspješno optimirana za najnižu specifičnu efektivnu potrošnju goriva, nego samo do granice pojave detonantnog izgaranja. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja pri visokom opterećenju prikazana je na slici 5.20.



Slika 5.20. Temperatura radne tvari u trenutku početka izgaranja

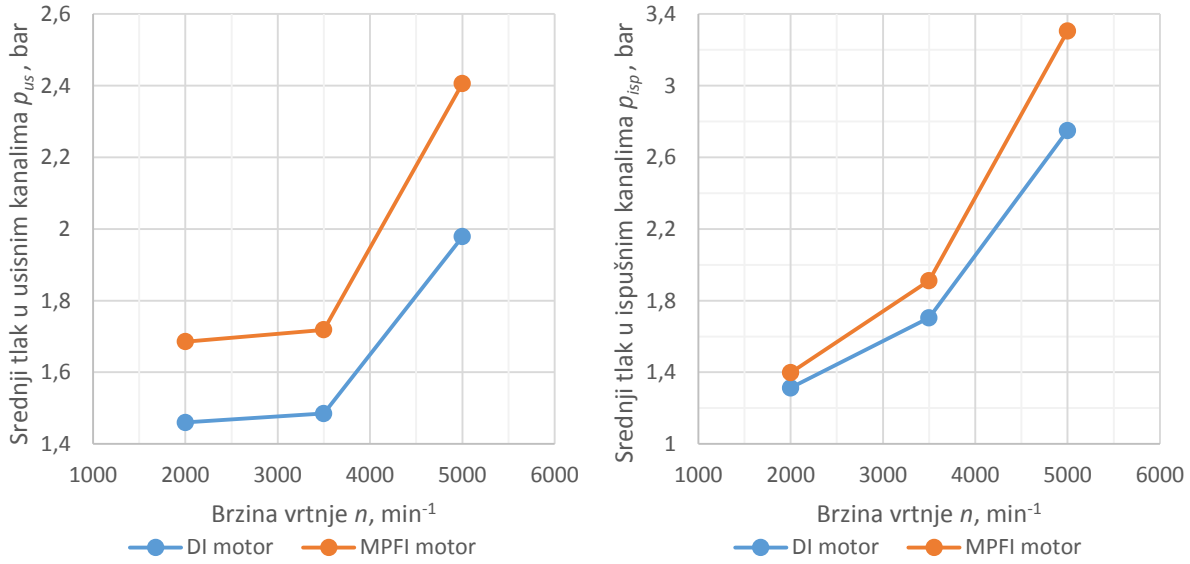
Dijagrami tlaka u cilindru u ovisnosti o volumenu (p, V) za cijeli proces i za niskotlačni dio procesa (dio procesa izmjene radnog medija) prikazani su na slici 5.21.

Tlakovi nabijanja sad su vidljivo veći na motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi. U radnoj točki 9, radi pri maksimalnom tlaku nabijanja i, da bi postigao zahtijevani moment, mora raditi s bogatom smjesom.



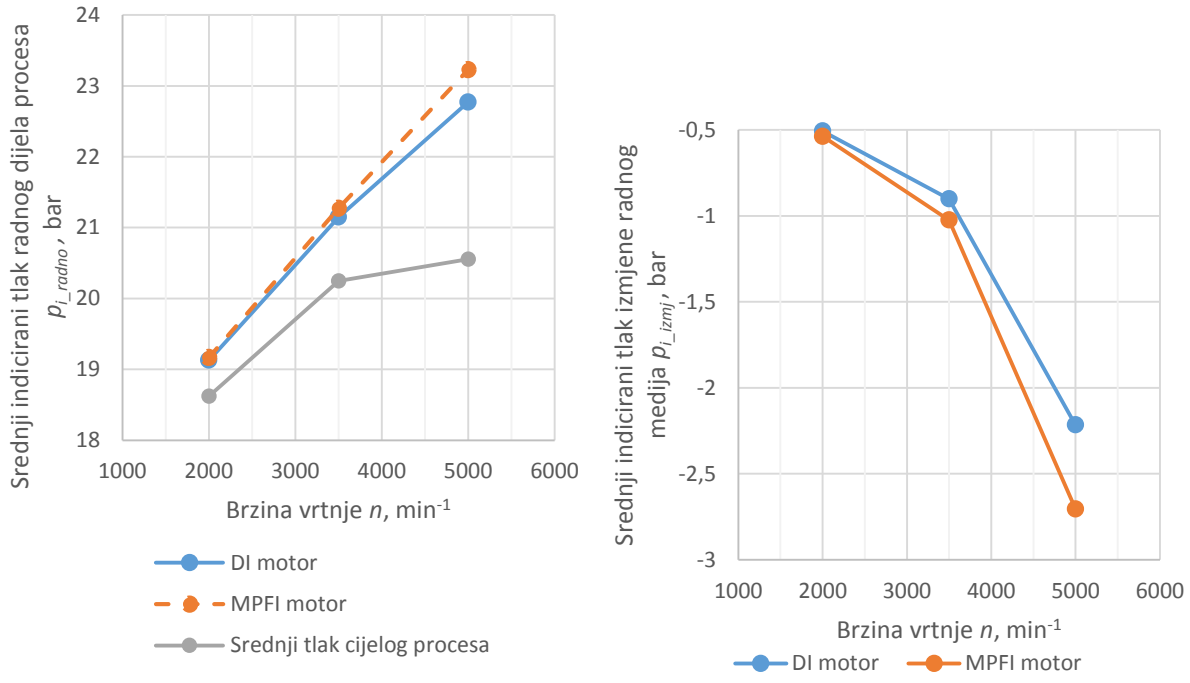
Slika 5.21. *p, V* dijagrami cijelog procesa (lijevo) i niskotlačnog dijela procesa (desno) za radne točke 7 (gore), 8 (sredina) i 9 (dolje)

Pri visokom opterećenju *p*, *V* dijagrami motora su vrlo različiti. Zbog nedostatka hlađenja smjese u cilindru, procesi u motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi odvijaju se pri vidljivo višim temperaturama i tlakovima u svim područjima procesa osim uoči trenutka početka izgaranja goriva. Tu se vidi zakašnjenje porasta tlaka u odnosu na motor s izravnim ubrizgavanjem zbog znatno kasnijeg preskakanja iskre. Niskotlačni dio procesa također se odvija na višem tlaku zbog višeg tlaka nabijanja, a time i višim tlakova u usisnim i ispušnim kanalima glave motora, koji su prikazani na slici 5.22.



Slika 5.22. Srednji tlak u usisnim (lijevo) i ispušnim cijevima (desno) za radne točke 7, 8 i 9

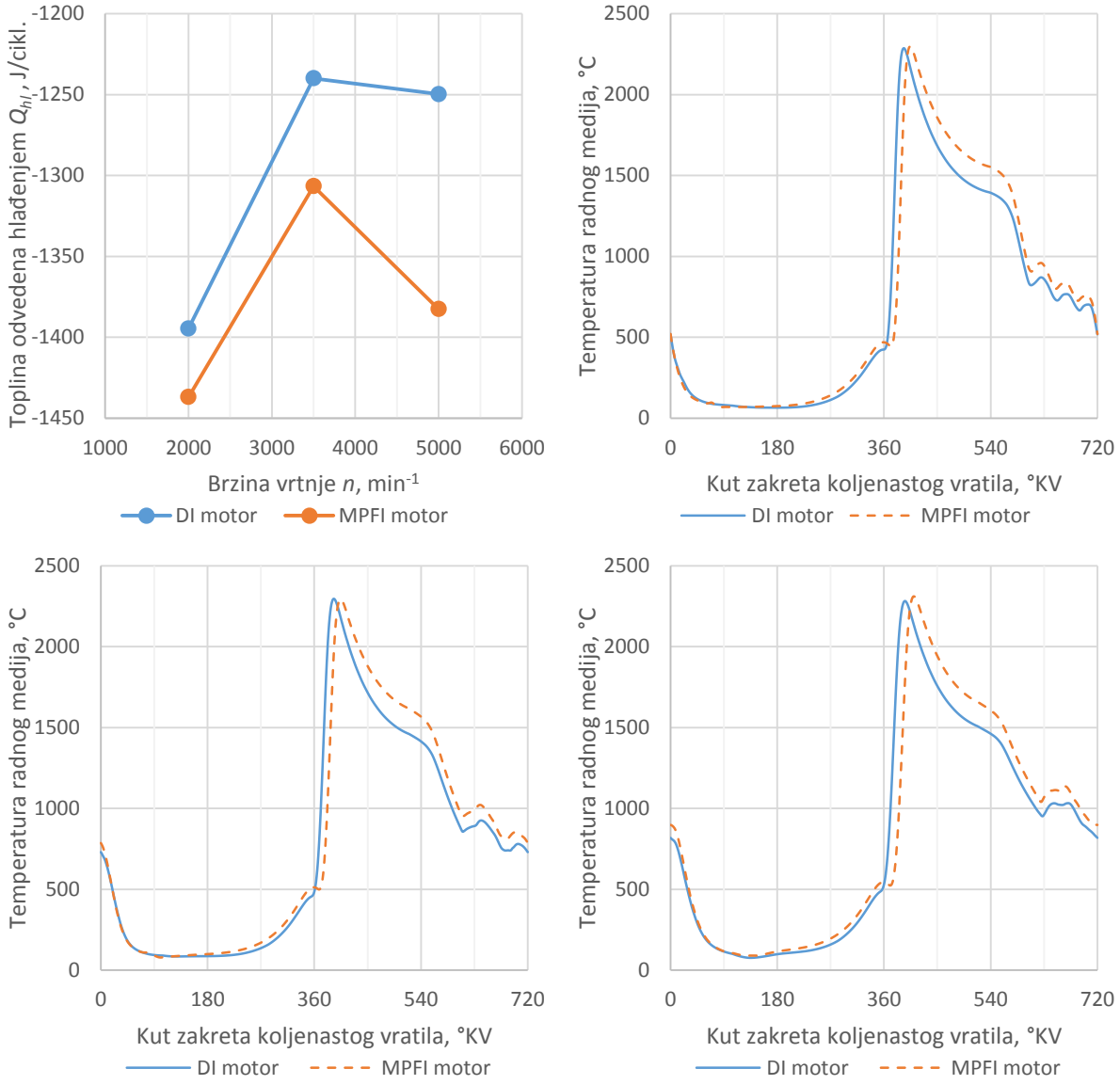
Oni određuju srednje indicirane tlakove dijelova procesa, prikazane na slici 5.23.



Slika 5.23. Srednji indicirani tlakovi visokotlačnog dijela i cijelog procesa (lijevo) te niskotlačnog dijela procesa (desno)

Zbog višeg tlaka nabijanja, gubitci rada zbog izmjene radnog medija viši su na motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi. Time je i veći potreban rad visokotlačnog dijela procesa.

Analiza bilance energije za visoko opterećenje započet će prikazom topline odvedene hlađenjem Q_{hl} i profila temperatura radnog medija po stupnju zakreta koljenastog vratila na slici 5.24.

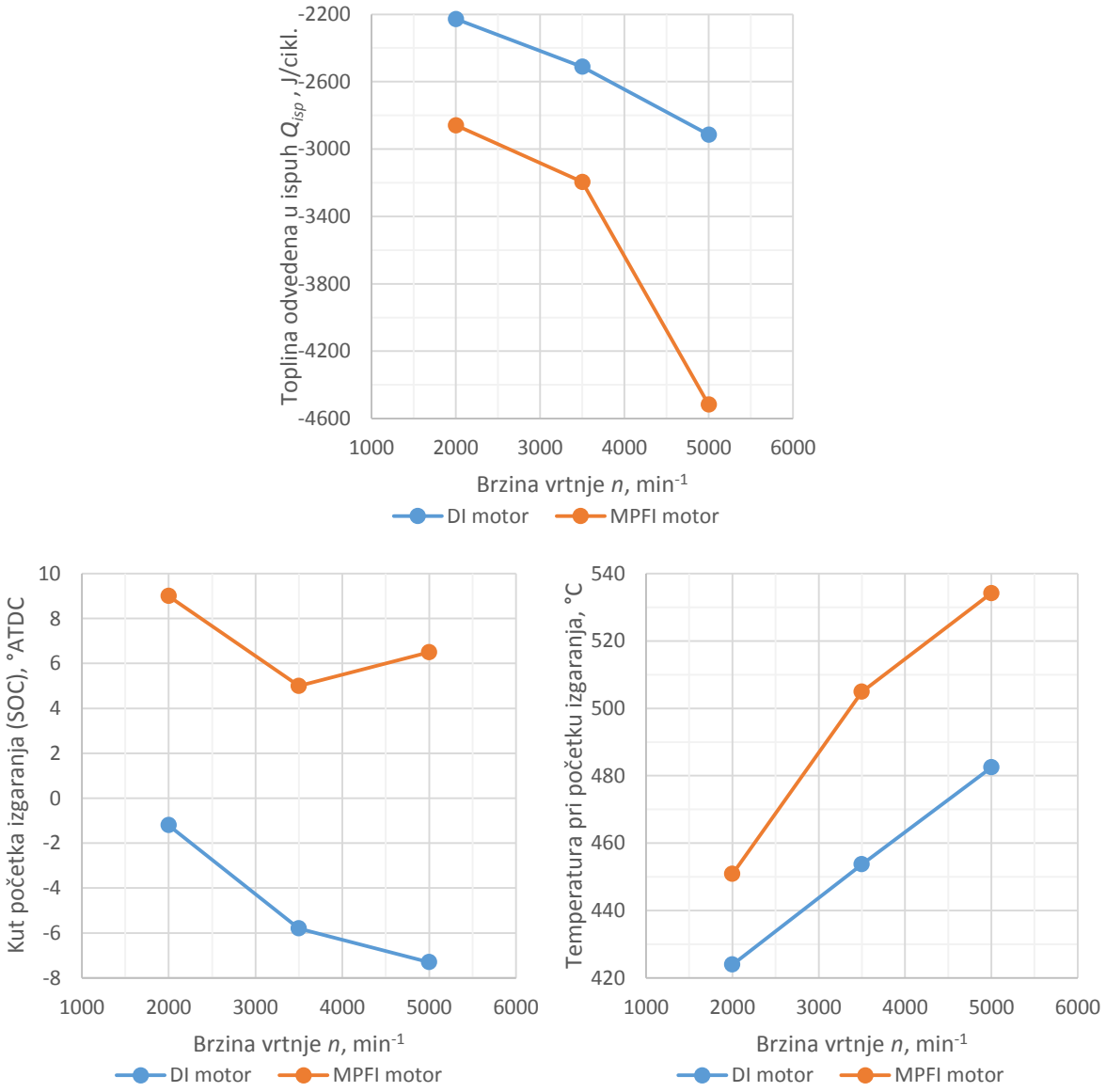


Slika 5.24. Toplina odvedena hlađenjem po ciklusu, po cilindru (gore lijevo), temperature radnog medija za radne točke 7 (gore desno), 8 (dolje lijevo) i 9 (dolje desno)

Pri visokom opterećenju u sve je 3 radne točke toplinski gubitak hlađenjem veći u motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi zbog uglavnom više temperature radnog medija tijekom ciklusa, pogotovo pri visokoj brzini vrtnje od 5000 min^{-1} (radna točka 9). Pri visokom opterećenju profil temperature radnog medija motora s ubrizgavanjem u usisne cijevi u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila drugačiji je od profila u motoru s izravnim ubrizgavanjem zbog kasnijeg početka izgaranja.

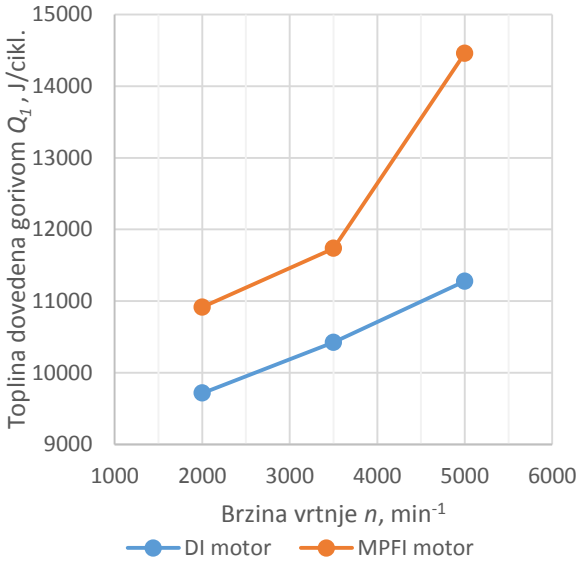
Toplina odvedena ispušnim plinovima Q_{isp} za visoko opterećenje drastično je narasla za oba motora. Na motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi radni medij je veće temperature, pogotovo pri višim brzinama vrtnje zbog najkasnijeg početka izgaranja. To znači da će i gubitak topline

odvedene ispuhom biti puno veći. Udio zaostalih produkata izgaranja i dalje je vrlo blizu nuli, pa se neće razmatrati. Na slici 5.25. prikazani su toplina odvedena ispušnim plinovima, kut početka izgaranja i temperatura radne tvari u tom trenutku.



Slika 5.25. Toplina odvedena ispušnim plinovima (gore), kut zakreta koljenastog vratila pri početku izgaranja (dolje lijevo) i temperatura radne tvari u tom trenutku (dolje desno)

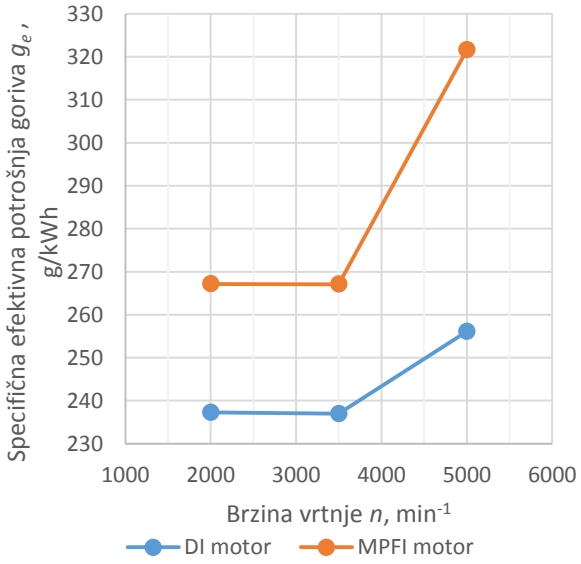
Dovedena toplina Q_1 prikazana je na slici 5.26.



Slika 5.26. Toplina dovedena gorivom

Pri visokom opterećenju prednost motora s izravnim ubrizgavanjem u pogledu potrebne količine dovedene topline i mase goriva za izgaranje je najveća.

Specifična efektivna potrošnja goriva prikazana je na slici 5.27. Razlike između dva modela iznose od 11 do 20 %.



Slika 5.27. Specifična efektivna potrošnja goriva pri visokom opterećenju

5.4. Tablični pregled rezultata analize za sve radne točke

Za bolju preglednost, u ovom odlomku tablično su prikazani rezultati po komponentama za sve radne točke. Gubitci su prikazani pozitivnim predznakom da ne dođe do zabune.

Pri prikazivanju rezultata, razlika je izračunata prema formuli:

$$\Delta X = X_{DI} - X_{MPFI}\,, \tag{14}$$

a relativna razlika prema formuli:

$$Rel_X = \frac{X_{DI} - X_{MPFI}}{X_{MPFI}}, \tag{15}$$

pri čemu su:

ΔX – razlika vrijednosti promatrane veličine,

X_{DI} – promatrana veličina izračunata na motoru s izravnim ubrizgavanjem,

X_{MPFI} – promatrana veličina izračunata na motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi,

Rel_X – relativna razlika za promatranu veličinu u odnosu na veličinu modela s ubrizgavanjem u usisne cijevi [%].

U gubitku topline odvedene ispušnim plinovima vidi se najveća razlika između dva motora. U svim područjima opterećenja i brzina vrtnje, motor s ubrizgavanjem u usisne cijevi gubi više topline na ovaj način, a pogotovo pri visokom opterećenju kad zbog mogućnosti pojave detonacija izgaranje počinje s većom odgodom. Podatci za gubitak topline odvedene ispušnim plinovima prikazani su u tablici 5.5.

Tablica 5.5. Gubitak topline odvedene ispušnim plinovima

Radna točka	$Q_{isp,DI}$	$Q_{isp,MPFI}$	Razlika	Relativna razlika
	J/cikl.	J/cikl.	J/cikl.	%
1	626.9	637.3	-10.3	-1.62
2	860.4	889.6	-29.1	-3.27
3	968.6	993.7	-25.1	-2.53
4	1399.1	1581.2	-182.1	-11.52
5	1502.8	1616.6	-113.7	-7.04
6	1701.1	1821.6	-120.6	-6.62
7	2228.5	2859.4	-630.9	-22.06
8	2511.8	3195.5	-683.7	-21.40
9	2914.9	4516.9	-1602.0	-35.47

Pri niskom i visokom opterećenju gubitak topline odvedene hlađenjem veći je na motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi, a pri srednjem opterećenju na motoru s izravnim ubrizgavanjem. Podatci za gubitak topline odvedene hlađenjem prikazani su u tablici 5.6.

Tablica 5.6. Gubitak topline odvedene hlađenjem

Radna točka	$Q_{hl,DI}$	$Q_{hl,MPFI}$	Razlika	Relativna razlika
	J/cikl.	J/cikl.	J/cikl.	%
1	696.6	728.8	-32.1	-4.41
2	693.9	707.0	-13.1	-1.85
3	663.3	684.1	-20.8	-3.03
4	1204.4	1156.0	48.4	4.18
5	1053.5	1018.3	35.2	3.46
6	1032.2	1005.0	27.2	2.71
7	1394.6	1437.0	-42.3	-2.95
8	1240.0	1306.6	-66.6	-5.10
9	1249.7	1382.6	-132.9	-9.61

Pri nižem opterećenju motor s izravnim ubrizgavanjem ima veće gubitke izmjene radnog medija. Pri srednjem opterećenju, gubitci su podjednaki na oba motora, dok su pri visokom opterećenju puno veći za motor s ubrizgavanjem u usisne cijevi jer te radne točke ostvaruje pri većem opterećenju i većim tlakovima nabijanja nego motor s izravnim ubrizgavanjem. Podatci za gubitak rada izmjene radnog medija prikazani su koristeći srednji tlak niskotlačnog dijela procesa p_{izmj} u tablici 5.7.

Tablica 5.7. Srednji tlak niskotlačnog dijela procesa

Radna točka	$p_{izmj,DI}$	$p_{izmj,MPFI}$	Razlika	Relativna razlika
	bar	bar	bar	%
1	0.511	0.501	0.010	2.02
2	0.730	0.727	0.003	0.45
3	1.030	1.015	0.015	1.47
4	0.455	0.446	0.009	1.99
5	0.733	0.738	-0.005	-0.71
6	1.470	1.488	-0.017	-1.16
7	0.507	0.537	-0.030	-5.66
8	0.901	1.024	-0.123	-12.01
9	2.216	2.705	-0.489	-18.09

Sveukupno, motoru s ubrizgavanjem u usisne cijevi treba se dovesti više topline nego motoru s izravnim ubrizgavanjem za postizanje istih radnih točaka. Rezultati za specifičnu efektivnu potrošnju goriva proporcionalni su rezultatima dovedene topline. Podatci za toplinu dovedenu gorivom prikazani su u tablici 5.8., a za specifičnu efektivnu potrošnju goriva u tablici 5.9.

Tablica 5.8. Toplina dovedena gorivom

Radna točka	$Q_{1,DI}$	$Q_{1,MPFI}$	Razlika	Relativna razlika
	J/cikl.	J/cikl.	J/cikl.	%
1	3226.3	3247.3	-21.0	-0.65
2	4009.7	4041.3	-31.6	-0.78
3	4250.9	4275.2	-24.4	-0.57
4	6836.8	7080.5	-243.7	-3.44
5	6941.6	7059.5	-117.9	-1.67
6	7365.4	7493.1	-127.7	-1.70
7	9715.7	10915.3	-1199.6	-10.99
8	10422.8	11734.3	-1311.5	-11.18
9	11276.8	14457.8	-3181.0	-22.00

Tablica 5.9. Specifična efektivna potrošnja goriva

Radna točka	$g_{e,DI}$	$g_{e,MPFI}$	Razlika	Relativna razlika
	g/(kWh)	g/(kWh)	g/(kWh)	%
1	275.4	277.3	-1.9	-0.67
2	273.4	275.5	-2.1	-0.76
3	289.5	291.2	-1.7	-0.59
4	233.6	242.2	-8.6	-3.57
5	236.6	240.7	-4.2	-1.74
6	250.8	255.3	-4.5	-1.76
7	237.2	267.2	-29.9	-11.20
8	236.9	267.1	-30.1	-11.28
9	256.1	321.6	-65.5	-20.37

Tablica 5.10. Stupanj djelovanja motora

Radna točka	η_{DI}	η_{MPFI}	Razlika
	%	%	%
1	31.16	30.96	0.20
2	31.34	31.10	0.24
3	29.56	29.39	0.17
4	36.76	35.50	1.27
5	36.21	35.60	0.60
6	34.12	33.54	0.58
7	36.22	32.24	3.98
8	36.17	32.13	4.04
9	33.43	26.08	7.36

U tablicama iz poglavlja 5.4. može se vidjeti da ukupni gubitci u motorima rastu s porastom opterećenja. Proporcionalno njima raste i razlika u učinkovitosti koja ide u korist motora s izravnim ubrizgavanjem, a može se vidjeti u tablici 5.10.

6. ZAKLJUČAK

U ovom radu uspoređen je rad motora s izravnim ubrizgavanjem i motora koji imaju ubrizgavanje u usisne cijevi. U početku je napravljen pregled razvoja sustava za izravno ubrizgavanje, objašnjen je princip njegovog rada i navedeni su smjerovi u kojima se danas razvija ta tehnologija. Navedene su prednosti i mane korištenja sustava za izravno ubrizgavanje goriva u odnosu na konvencionalni sustav ubrizgavanja u usisne cijevi.

Da bi se dva sustava konkretnije mogla usporediti, u programskom paketu AVL BOOST napravljeni su i optimirani simulacijski modeli za obje izvedbe. Postavljena je metoda kojom će se modeli usporediti i obavljeni su proračuni na modelima. Analizom njihova rada, model s izravnim ubrizgavanjem pokazao se učinkovitijim od modela s ubrizgavanjem u usisne cijevi zbog manjih ukupnih toplinskih gubitaka. Razlika u specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva najvidljivija je pri višim opterećenjima i iznosi oko 11 %. U tom režimu rada model s izravnim ubrizgavanjem ima 4 % veći stupanj djelovanja jer je tada razlika u kutu pretpaljenja smjese goriva i zraka u modelima najveća. Raniji kut pretpaljenja omogućen je hlađenjem smjese u cilindru isparavanjem goriva u samom prostoru izgaranja, čime je izgaranje manje sklono detonacijama. Pri nižim okretajima, razlike u specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva su manje i nastaju kao kombinacija malih utjecaja više faktora, a to su uglavnom raniji kut pretpaljenja, manje temperature radne tvari u cilindru (čime se smanjuju gubitci hlađenjem) i manja toplina odvedena ispuhom.

Tehnologija izravnog ubrizgavanja goriva u cilindar izvrsno upotpunjuje tehnologiju nabijanja motora i omogućuje joj postizanje sjajnih performansi jer su nabijeni motori skloniji pojavi detonantnog izgaranja. Te dvije tehnologije temelj su trenda „downsizinga“, odnosno smanjenja radnih volumena motora, koji danas osvaja tržište vozila, pogotovo osobnih automobila. Zbog mogućnosti povećanja snage motora i bržeg odaziva gasa, tehnologija izravnog ubrizgavanja dobrodošla je u svijetu motorsporta, a i sportskih i superautomobila.

Motori koji koriste izravno ubrizgavanje lakše ispunjavaju ograničenja na emisiju štetnih plinova te zahtjeve tržišta za sve nižom potrošnjom goriva uz povećanje ili barem zadržavanje jednake snage. Nema sumnje da će izravno ubrizgavanje i dalje biti neizostavan adut proizvođača u potrazi za što većom učinkovitosti motora s unutarnjim izgaranjem.

LITERATURA

[1] Mahalec, Lulić, Kozarac: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, FSB, Zagreb, 2016.

[2] Bosch Mobility Solutions: https://www.youtube.com/watch?v=LjJSbHxIvnM

[3] Goran Popović: *Tehnika motornih vozila*, Pučko otvoreno učilište Zagreb, 2006.

[4] Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline_direct_injection

[5] Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_300_SL

[6] Subaru Australia: https://www.subaru.com.au/wrx-and-wrx-sti/specs

[7] NASIOC (forum): https://forums.nasioc.com/forums/showthread.php?t=2687550

[8] Daimler: https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/The-technology-of-the-new-direct-injection-petrol-engine-from-Mercedes-Benz-Direct-injection-with-spray-guided-combustion-as-a-future-technology-for-the-spark-ignition-engine.xhtml?oid=9905308

[9] Just Auto: https://www.just-auto.com/interview/bosch-on-trends-in-the-fuel-injection-market_id175589.aspx

[10] AVL: *Boost Users Guide*, v2013.2