

Usporedba rada motora s niskotlačnim i visokotlačnim EGR sustavom

Buntić, Matej

Undergraduate thesis / Završni rad

2017

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:235:552502>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-31**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Matej Buntić

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Matej Buntić

Zagreb, 2017.

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

Zahvaljujem se svojem mentoru, prof.dr.sc. Darku Kozarcu koji me vodio kroz završni rad, ukazivao na pogreške i davao korisne savjete. Posebno se zahvaljujem i asistentu Ivanu Taritašu, dipl. Ing. Strojarsva koji je u bilo kojem trenutku bio ovdje za mene, pomagao mi je kad ne bih znao kako krenuti dalje ili interpretirati rezultate.

Ovom bih se prilikom zahvalio i Centru za vozila Hrvatske koji mi je financijskom pomoći u obliku stipendije omogućio bezbrižniji i lagodniji studentski život.

Na kraju, zahvaljujem se i svojoj obitelji i najbližim prijateljima koji su bili za mene u dobrim, ali i lošim trenucima kroz moj studij.

Matej Buntić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje
Datum 24-02-2017 Prilog
Klasa: 602-04/17-6/4
Ur.broj: 15-1703-17-109

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Matej Buntić**

Mat. br.: 0035195401

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Usporedba rada motora s niskotlačnim i visokotlačnim EGR sustavom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Comparison of performance of engine with low pressure and high pressure EGR system**

Opis zadatka:

Sustav povrata ispušnih plinova, često nazivan EGR (engl. Exhaust Gas Recirculation) u motorima s unutarnjim izgaranjem prvenstveno se koristi za smanjenje stvaranja dušikovih oksida, a u novije vrijeme i u optimizaciji procesa izgaranja. Kod nabijenih motora EGR sustav uobičajeno se postavlja na visokotlačnoj strani pri čemu se ispušni plinovi oduzimaju ispred turbine turbopunjača, a u usisni sustav uvode nakon kompresora turbopunjača. U novije vrijeme pojavljuju se motori koji EGR sustav imaju na niskotlačnoj strani što znači da se ispušni plinovi oduzimaju nakon turbine turbopunjača, a u usisni sustav uvode ispred kompresora. U ovom radu potrebno je simulacijski usporediti razlike u ponašanju motora koji koriste visokotlačni i niskotlačni EGR sustav te odrediti prednosti odnosno mane pojedinog sustava u odnosu na drugi.

U radu je stoga potrebno:

- napraviti pregled literature iz područja EGR sustava
- izraditi simulacijski model motora s niskotlačnim EGR sustavom
- izraditi simulacijski model motora s visokotlačnim EGR sustavom
- provesti simulacije
- analizirati dobivene rezultate
- izvesti zaključke

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

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.
3. rok: 22. rujna 2017.


Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	X
1. UVOD.....	1
1.1. Motori s unutarnjim izgaranjem.....	1
1.2. Štetna emisija motora s unutarnjim izgaranjem	1
1.2.1. Trokomponentni katalizator	2
1.2.2. Apsorpcijski katalizator za NO _x	3
1.3. Povrat ispušnih plinova (EGR)	3
1.3.1. Visokotlačni EGR-sustav	5
1.3.2. Niskotlačni EGR-sustav	5
2. Proračunski model	6
2.1. AVL Boost	6
2.2. Opće značajke proračunskog modela.....	7
2.2.1. Dvozonski Vibeov model izgaranja.....	8
2.3. Turbopunjač s promjenljivom geometrijom turbine	9
2.4. EGR- sustavi proračunskog modela.....	11
2.4.1. Visokotlačni EGR-sustav proračunskog modela	12
2.4.2. Niskotlačni EGR-sustav proračunskog modela	12
3. Strategija i ispitivanje	13
3.1. Postava ispitivanja.....	13
3.2. Izbor optimalnih položaja statorskih lopatica	13
3.2.1. Optimalni položaj za 20% visokotlačnog EGR-a brzinu vrtnje od 2000 min ⁻¹ ..	13
3.2.1.1. Početni položaji statorskih lopatica	13
3.2.1.2. Fina podjela položaja statorskih lopatica.....	16
3.2.2. Početna i fina podjela za sve slučajeve	17
3.2.3. Optimalni položaji statorskih lopatica	19
4. Rezultati.....	20
4.1. Usporedba ovisno o udjelu visokotlačnog EGR-a	20
4.1.1. Stupanj punjenja.....	20
4.1.2. Srednja indicirana potrošnja i indicirani stupanj djelovanja.....	21
4.1.3. Srednji indicirani tlak.....	22
4.2. Usporedba ovisno o udjelu niskotlačnog EGR-a	23
4.2.1. Stupanj punjenja.....	23
4.2.2. Srednja indicirana potrošnja i indicirani stupanj djelovanja.....	24
4.2.3. Srednji indicirani tlak.....	25
4.3. Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 5% udjela.....	25
4.3.1. Turbopunjač	25

4.3.2.	Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu.....	26
4.3.3.	Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja	27
4.3.3.1.	Stupanj punjenja.....	28
4.3.4.	Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja	28
4.3.5.	Srednji indicirani tlak.....	29
4.4.	Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 10% udjela.....	30
4.4.1.	Turbopunjač	30
4.4.2.	Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu.....	31
4.4.3.	Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja	32
4.4.4.	Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja	33
4.4.5.	Srednji indicirani tlak.....	34
4.5.	Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 15% udjela.....	34
4.5.1.	Turbopunjač	34
4.5.2.	Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu.....	35
4.5.3.	Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja	36
4.5.4.	Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja	37
4.5.5.	Srednji indicirani tlak.....	38
4.6.	Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 20% udjela.....	39
4.6.1.	Turbopunjač	39
4.6.2.	Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu.....	40
4.6.3.	Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja	41
4.6.4.	Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja	42
4.6.5.	Srednji indicirani tlak.....	43
5.	ZAKLJUČAK.....	44
	LITERATURA.....	45
	PRILOZI.....	46

POPIS SLIKA

Slika 1. Utjecaj faktora zraka na štetnu emisiju ispušnih plinova [1]	2
Slika 2. Utjecaj temperature u cilindru na emisiju NO _x [2]	3
Slika 3. Shema modela motora u programu Boost	7
Slika 4. Lijevo: udio izgorjele smjese ovisan o kutu zakreta koljenastog vratila za različite m; Desno: Udio oslobođene energije ovisan o relativnom trajanju izaganja za različite m [1.]	9
Slika 5. Shema visokotlačnog i niskotlačnog povrata ispušnih plinova	12
Slika 6. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri 2000 min ⁻¹ i 20% visokotlačnog EGR-a	14
Slika 7. Indikatorski dijagram za početnu podjelu pri 2000 min ⁻¹ i 20% visokotlačnog EGR-a	14
Slika 8. Ostvareni udio EGR-a za početnu podjelu pri 20% visokotlačnog EGR-a	15
Slika 9. Negativna petlja inidikatorskog dijagrama za početnu podjelu pri 20 % visokotlačnog EGR-a	15
Slika 10. Srednji efektivni tlak za finu podjelu pri 2000 min ⁻¹ i 20% visokotlačnog EGR-a.	16
Slika 11. Ostvareni udio EGR-a za finu podjelu pri 20% visokotlačnog EGR-a.....	16
Slika 12. Stupanj djelovanja turbopunjača za finu podjelu pri 2000 min ⁻¹ i 20% visokotlačnog EGR-a	17
Slika 13. Razlika tlakova na ispuhu i usisu za finu podjelu pri 2000 min ⁻¹ i 20% visokotlačnog EGR-a	17
Slika 14. Maseni protok na turbini pri brzini vrtnje od 2000 min ⁻¹	19
Slika 15. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za različite udjele visokotlačnog EGR-a... 20	
Slika 16. Udio ukupnih zaostalih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za različite udjele visokotlačnog EGR-a	20
Slika 17. Srednja indicirana potrošnja ovisno o brzini vrtnje motora za različite udjele visokotlačnog EGR-a	21
Slika 18. Indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje pri različitim udjelima visokotlačnog EGR-a	22
Slika 19. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za različite udjele visokotlačnog EGR-a	22
Slika 20. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za različite udjele niskotlačnog EGR-a..... 23	
Slika 21. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za različite udjele niskotlačnog EGR-a.....	23
Slika 22. Srednja indicirana potrošnja ovisno o brzini vrtnje za različite udjele niskotlačnog EGR-a	24
Slika 23. Indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje motora za različite udjele visokotlačnog EGR-a	24
Slika 24. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za različite slučajeve niskotlačnog EGR-a.....	25
Slika 25. Položaj statorskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a.....	25
Slika 26. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	26
Slika 27. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a.. 26	
Slika 28. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a 27	

Slika 29. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	27
Slika 30. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	28
Slika 31. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	28
Slika 32. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	29
Slika 33. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	29
Slika 34. Položaj statorskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR	30
Slika 35. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	30
Slika 36. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a ..	31
Slika 37. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a ..	31
Slika 38. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	32
Slika 39. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 10 % niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	32
Slika 40. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	33
Slika 41. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	33
Slika 42. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	34
Slika 43. Položaj statorskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR	34
Slika 44. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	35
Slika 45. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a ..	35
Slika 46. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a ..	36
Slika 47. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	36
Slika 48. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	37
Slika 49. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	37
Slika 50. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	38
Slika 51. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	38
Slika 52. Položaj statorskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR	39
Slika 53. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	39
Slika 54. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a ..	40
Slika 55. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a ..	40
Slika 56. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	41

Slika 57. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	41
Slika 58. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	42
Slika 59. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a	42
Slika 60. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a.....	43

POPIS TABLICA

Tablica 1. Opći podaci modela.....	7
Tablica 2. Početna i fina podjela položaja statorskih lopatica za sve slučajeve.....	18
Tablica 3. Optimalni položaji statorskih lopatica.....	19

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
λ	$\left[\frac{\text{kg}_{\text{zr}}}{\text{kg}_{\text{s}}} \right]$	Faktor pretička zraka
$\dot{m}_{EGR,usis}$	$\left[\frac{\text{kg}_{\text{ip}}}{\text{s}} \right]$	Maseni protok ispušnih plinova na usisu
$\dot{m}_{Z,usis}$	$\left[\frac{\text{kg}_{\text{zraka}}}{\text{s}} \right]$	Maseni protok zraka na usisu
EGR	$[-]$	Udio EGR-a
$\frac{dQ_f}{d\alpha}$	$\left[\frac{\text{J}}{^{\circ}\text{KV}} \right]$	Brzina oslobađanja energije
α	$[^{\circ}\text{KV}]$	Kut zakreta koljenastog vratila
m	$[-]$	Značajka izgaranja
α_{izg}	$[^{\circ}\text{KV}]$	
$x(\alpha)$	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$	Udio izgorjele mase goriva
H_d	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	Donja ogrjevna vrijednost goriva
$m_{f,proc}$	$[\text{kg}_G]$	Ukupna masa goriva u cilindru po procesu
m_f	$[\text{kg}_G]$	Masa goriva izgorjelog od početka izgaranja
C	$[-]$	Konstanta za kraj izgaranja
z	$[-]$	Broj cilindara
V_H	$[\text{dm}^3]$	Radni obujam cilindra
p_i	$[\text{Pa}]$	Srednji indicirani tlak
p_e	$[\text{Pa}]$	Srednji efektivni tlak
n	$[\text{min}^{-1}]$	Brzina vrtnje
T	$[-]$	Taktnost motora
η_i	$[-]$	Indicirani stupanj djelovanja
η_t	$[-]$	Termički stupanj djelovanja
η_e	$[-]$	Efektivni stupanj djelovanja

$\rho_{s,o}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Gustoća smjese zraka i goriva kod stanja okoline
λ_{pu}	$\left[\frac{\text{kg}_{zr}}{\text{kg}_{zr}} \right]$	Stupanj punjenja motora
Z_0	$\left[\frac{\text{kg}_Z}{\text{kg}_G} \right]$	Stehiometrijska količina zraka za izgaranje
g_i	$\left[\frac{\text{kg}_G}{\text{kWh}} \right]$	Specifična indicirana potrošnja
g_e	$\left[\frac{\text{kg}_G}{\text{kWh}} \right]$	Specifična efektivna potrošnja
$m_{Z,izg}$	$[\text{kg}_{zr}]$	Masa zraka dostupna za izgaranja u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila
m_{ref}	$[\text{kg}_{zr}]$	Masa zraka dostupna za izgaranja u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila pri standardnim uvjetima
p_{is}	$[\text{Pa}]$	Tlak na ispuhu
p_{us}	$[\text{Pa}]$	Tlak na usisu
Δp	$[\text{Pa}]$	Razlika tlakova na ispuhu i usisu
η_{tp}	$[-]$	Stupanj djelovanja turbopunjača

SAŽETAK

Kako bi pratili sve strože ekološke norme, u vozila s motorima s unutarnjim izgaranjem ugrađuju se razni sustavi koji služe za smanjenje emisija štetnih plinova. Sustav povrata ispušnih plinova (EGR-sustav) koristi se za smanjenje štetne emisije dušikovih oksida (NO_x). U praksi se uglavnom susrećemo s visokotlačnom izvedbom EGR-sustava kod koje se povrat ispušnih plinova odvaja prije turbine, ali u novije vrijeme sve se češće koristi i niskotlačna izvedba kod koje se povrat vrši iza turbine turbopunjača. U svrhu ispitivanja učinka obje izvedbe na performanse Ottovog motora nabijenog turbopunjačem s promjenljivom geometrijom turbine provedene su simulacije u računalnom programu AVL Boost. Sva ispitivanja provedena su za puno opterećenje, a položaji statorskih lopatica turbine s promjenljivom geometrijom optimirani su tako da motor daje najveću moguću indiciranu snagu. Ispitan je učinak na srednji indicirani tlak, stupanj punjenja, specifična indicirana i efektivna potrošnja, stupanj indiciranog i efektivnog djelovanja te utjecaj na tlak na ispuhu i usisu za 5, 10, 15 i 20 % za obje izvedbe EGR-a.

Ključne riječi: sustav povrata ispušnih plinova (EGR-sustav), visokotlačni EGR-sustav, niskotlačni EGR-sustav, turbopunjač s promjenljivom geometrijom turbine, srednji indicirani tlak, računalni program AVL Boost

SUMMARY

In order to meet the stringent emission standards, different systems are added to internal combustion engines. The exhaust gas recirculation (EGR) system is used to reduce nitrogen oxide (NO_x) emission. The high pressure loop (HPL) EGR system, in which the EGR flow is redirected before it passes the turbine, is most widely used in commercial vehicles. However, the low pressure loop (LPL) EGR system, in which the EGR flow is rerouted after it passes the turbine, is getting more and more common. In order to examine the effects of both EGR configurations on the performance of a turbocharged spark ignition engine with a variable geometry turbine (VGT), computer simulations were conducted, using the AVL Boost software. All calculations were done for full load while the positions of variable geometry turbine vanes were optimised for maximum indicated power. In addition, the effects of both EGR configurations on indicated mean effective pressure (IMEP), volumetric efficiency, indicated and brake specific fuel consumption (ISFC and BSFC), indicated and brake thermal efficiency as well as on intake and exhaust pressure were examined over the range of 5, 10, 15 and 20 % EGR.

Key words: exhaust gas recirculation (EGR), high pressure loop (HPL) EGR, low pressure loop (LPL) EGR, variable geometry turbine (VGT) turbocharger, indicated mean effective pressure (IMEP), AVL Boost

1. UVOD

1.1. Motori s unutarnjim izgaranjem

Danas se za pogon cestovnih vozila gotovo isključivo koriste klipni motori s unutarnjim izgaranjem. Takvi motori pretvaraju kemijsku energiju goriva u toplinsku energiju plinova koji svojom ekspanzijom daju mehanički rad na radilici motora. Kao gorivo uglavnom koriste benzinsko i dizelsko gorivo, iako se u novije vrijeme često koriste i ukapljeni naftni plin, prirodni plin te alkohol [1]. Motori s unutarnjim izgaranjem podijeljeni su na dvije osnovne vrste: motore sa stranim izvorom paljenja (Otto) i motori sa samozapaljenjem (Diesel). Za ovaj završni rad, također, bitna je i podjela na motore bez prednabijanja i na motore s prednabijanjem o kojima će više biti rečeno u nastavku.

1.2. Štetna emisija motora s unutarnjim izgaranjem

Motori s unutarnjim izgaranjem proizvode ispušne plinove koji sadrže preko sto različitih kemijskih spojeva koji su na neki način štetni za okoliš [1]. Kako bi se smanjilo onečišćenje, homologacijskim propisima ograničena je količina štetnih plinova koje cestovna vozila ispuštaju u okoliš. Ograničenje se odnosi na emisiju:

- Ugljikovog monoksida (CO)
- Ugljikovodika (HC)
- Dušikovih oksida (NO_x)
- Čestica sastavljenih većinom od čađe
- Nemetanskih ugljikovodika (NMHC) od 2005. godine

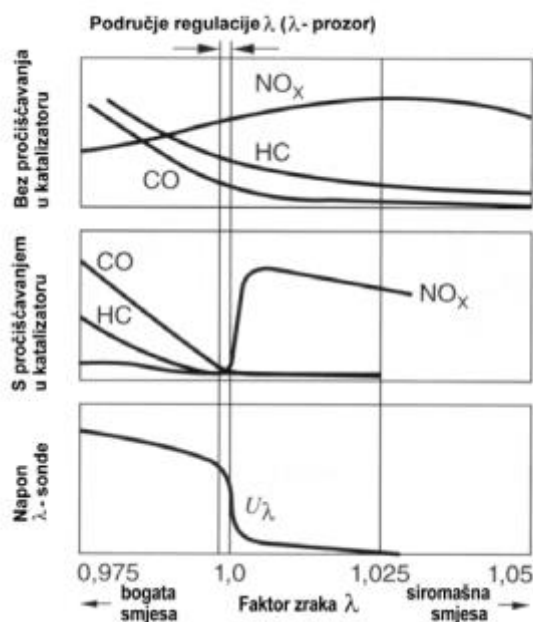
Postroživanjem ekoloških normi, motori s unutarnjim izgaranjem susreću se sa sve većim zahtjevima na emisiju štetnih plinova. Kako bismo smanjili emisiju, koristimo razne načine koji omogućuju kemijsku pretvorbu štetnih plinova u oblike koji, barem neizravno, ne štete okolišu. Razlikujemo smanjivanje optimiranjem procesa izgaranja u cilindru, pročišćavanjem ispušnih plinova nakon što u izašli iz motora, stalnim poboljšavanjem kvalitete goriva, smanjivanjem otpora vožnje te optimiranjem upravljanja radom motora i vozila u cjelini [1]. Pročišćavanje ispušnih plinova nakon što su izašli iz motora uvelike ovisi o vrsti motora (Otto ili Diesel) te je li motor nabijen ili nije. Tako, kod motora bez prednabijanja, mahom Otto motora, dostatno je korištenje trokomponentnog katalizatora, dok se kod motora s prednabijanjem koristi apsorpcijski katalizator s ili bez povrata ispušnih plinova (EGR-a) za

Ottove motore te katalizator, filter čestica i EGR i/ili uređaj za selektivnu katalitičku redukciju (SCR) kod Diesellovih motora.

1.2.1. Trokomponentni katalizator

Trokomponentni katalizator koristi se za smanjivanje CO, HC te NO_x. U trokomponentnom katalizatoru odvijaju se oksidacije CO u ugljikov dioksid (CO₂), HC u CO₂ i vodenu paru (H₂O) te redukcija NO_x u dušik (N₂) i kisik (O₂). Kako bi katalizator uspješno radio, potrebno je zadovoljiti sljedeće uvjete [1]:

1. Motorno gorivo ne smije sadržavati olovo
2. Potrebna je gotovo stehiometrijska ($\lambda = 1.00 \pm < 3\%$) goriva smjesa
3. Katalizator mora biti zagrijan na visoku temperaturu ($T > 600^\circ\text{C}$)



Slika 1. Utjecaj faktora zraka na štetnu emisiju ispušnih plinova [1]

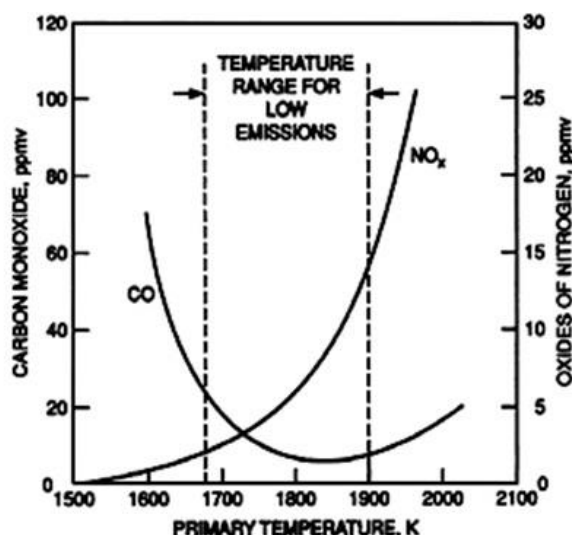
Rad trokomponentnog katalizatora najviše je osjetljiv na faktor pretička zraka (λ). Prema slici 1, vidljivo je da pri radu motora s bogatom smjesom raste količina emitiranih molekula CO i HC, a pri radu sa siromašnom smjesom, što je značajka motora s prednabijanjem, raste emisija NO_x dok je emisija CO i HC minimalna. S obzirom da nenabijeni Ottovi motori rade sa stehiometrijskom smjesom te nemaju problem emisije čestica, u potpunosti su ispunjeni zahtjevi na emisiju štetnih plinova.

1.2.2. Apsorpcijski katalizator za NO_x

Apsorpcijski katalizator ugrađuje se u Ottove motore koji imaju direktno ubrizgavanje goriva u cilindar i rade sa siromašnom smjesom, a primjenjuje se zajedno s trostaznim katalizatorom [1]. Pri radu sa stehiometrijskom smjesom, oba katalizatora rade kao dva trostazna katalizatora. Pri radu sa siromašnom smjesom, trostazni katalizator uspješno oksidira CO i HC, dok se smanjenje NO_x odvija u apsorpcijskom u dvije faze. Nakon zasićenja apsorpcijskog katalizatora, odnosno završetka prve faze, slijedi regeneracija apsorpcijskog katalizatora pri kojoj dolazi do otpuštanja NO_x i pretvorbe u CO_2 i N_2 . Regeneracija se postiže kratkotrajnim radom motora s bogatom smjesom pa je u ispušnim plinovima veća količina CO i HC koji služe kao redukcijsko sredstvo za NO_x u apsorpcijskom katalizatoru pa dolazi do redukcije NO_x u N_2 i nastanka CO_2 .

1.3. Povrat ispušnih plinova (EGR)

Povrat ispušnih plinova (*Exhaust Gas Recycling/Recirculation*- EGR), je sustav koji se ugrađuje i kod Ottovih i kod Dieselovih motora koji rade sa siromašnom smjesom. Kako trokomponentni katalizator ne može uspješno vršiti redukciju NO_x , EGR-sustav preusmjerava dio ispušnih plinova s ispušne grane ponovo u usis u svrhu smanjenja emisije NO_x .



Slika 2. Utjecaj temperature u cilindru na emisiju NO_x [2]

Iako je dušik kod standardnih uvjeta inerten plin, kod vrlo visokih temperatura i tlakova, kakve susrećemo u cilindru za vrijeme izgaranja, postaje reaktivan te se spaja s kisikom. Porastom temperatura i tlakova, prema slici 2 povećava se reaktivnost što rezultira većim udjelom NO_x u ispušnim plinovima [3].

Tri su osnovna utjecaja EGR-a na proces u cilindru [3]:

1. Utjecaj razrjeđivanja
2. Toplinski utjecaj
3. Kemijski utjecaj

Utjecaj razrjeđivanja odnosi se na smanjenje koncentracije kisika u cilindru koja dovodi do smanjenja brzine reakcije kisika i goriva pa se smanjuje i brzina širenja plamena. Ispušni plinovi ne sudjeluju u izgaranju nego se ponašaju kao inertni plinovi koji onemogućuju *sudare* molekula kisika i goriva. Također, troše toplinu na zagrijavanje što, zajedno sa smanjenjem brzine plamena, smanjuje vršne temperature i tlakove u cilindru. Toplinski utjecaj očituje se povećanjem specifičnog toplinskog kapaciteta (kJ/kgK) smjese te smanjenjem vršne temperature u cilindru koja znači i manju emisiju NO_x. Kemijski utjecaj odnosi se na disocijaciju stabilnog dušikovog dioksida (CO₂) iz ispušnih plinova u nestabilni ugljikov monoksid (CO) na što se troši toplina izgaranja.

Udio povratnih plinova ograničen je:

- Cikličkim varijacijama indiciranih tlakova (CoV IMEP < 10 %)
- Padom termičkog stupnja djelovanja (η_t)
- Stvaranjem emisija ugljikovodika (HC)
- Potrebnom količinom svježeg zraka za izgaranjem u cilindru

Postotak ispušnih plinova računa se prema sljedećem izrazu :

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR, usis}}{\dot{m}_{EGR, usis} + \dot{m}_{z, usis}} \cdot 100\% \quad (1)$$

$\dot{m}_{EGR, usis} \left[\frac{\text{kg}_{ip}}{\text{s}} \right]$ – Maseni protok povratnih ispušnih plinova na usisu,

$\dot{m}_{z, usis} \left[\frac{\text{kg}_{ip}}{\text{s}} \right]$ – Maseni protok zraka na usisu.

Udio EGR-a razlikuje se za Ottove i Dieselove motore te iznosi do 20, odnosno do 60 %.

Svaki suvremeni EGR- sustav sastoji se od:

- Povratne grane
- EGR ventila
- Hladnjaka povratnih plinova

Ovisno o položaju povratne grane EGR- sustava, odnosno nalazi li se povratna grana prije ili nakon turbine turbopunjača razlikujemo [3]:

1. Visokotlačni EGR-sustav
2. Niskotlačni EGR-sustav

1.3.1. Visokotlačni EGR-sustav

Kod visokotlačnog EGR-sustava (*High Pressure EGR* - HP EGR) ispušna grana nalazi se prije turbine što znači da su ispušni plinovi još uvijek pod vrlo visokim tlakom. Nakon odvajanja određene količine ispušnih plinova, isti prolaze kroz hladnjak gdje im se smanjuje temperatura kako bi se olakšalo kasnije miješanje sa svježom smjesom ili zrakom pa kroz jednosmjerni ventil do EGR- ventila koji regulira udio ispušnih plinova prema izrazu (1). Kako bi strujanje bilo moguće, potrebna je znatna razlika tlakova na ispuhu i usisu. Slijedi miješanje sa svježom smjesom ili zrakom u usisnoj grani i povrat u cilindar.

1.3.2. Niskotlačni EGR-sustav

Kod niskotlačnog EGR-a (*Low Pressure EGR* - LP EGR), povratna grana ispušnih plinova nalazi se nakon turbine turbopunjača. Prednost ovakvog sustava je ta da turbina može iskoristiti sav svoj potencijal jer ne dolazi do smanjenja masenog protoka na ulazu. Nakon što se ispušnim plinovima smanji tlak na turbini, prolaze kroz hladnjak ispušnih plinova, jednosmjerni ventil i EGR- ventil gdje se, kao i kod visokotlačnog EGR-sustava regulira udio ispušnih plinova prema izrazu (1). Za miješanje je potrebna mala razlika tlakova na usisu i ispuhu. Nakon miješanja sa zrakom, smjesa dolazi do kompresora na kojem mu se diže tlak te struji kroz hladnjak do cilindra. Ispušni plinovi kod vanjskog povrata imaju nižu temperaturu nego oni od unutarnjeg povrata. LP EGR pokazuje bolje performanse pri smanjenju emisije NO_x prema [4] i [6], bolje slaganje s turbopunjačem [5], ali i problem s korozijom lopatica kompresora zbog vodene pare [5].

2. PRORAČUNSKI MODEL

2.1. AVL Boost

Računalne simulacije, zajedno s metodom pogrešaka i pokušaja i eksperimentalnim metodama, koriste se u svim fazama razvoja motora i motornih vozila. Računalne simulacije pomažu pri razumijevanju procesa, identifikaciji ključnih varijabli, predviđanju ponašanja, racionalna su baza za inovacije te omogućuju analizu, sintezu i testiranja. Prema vrsti proračuna podijeljene su na:

- Metodu konačnih elemenata (MKE)
- Računalnu mehaniku fluida (CFD)
- Termodinamički proračuni (0D-CFD)
- Rane metode rješavanja sustava diferencijalnih jednadžbi

AVL Boost koristi se u automobilskoj industriji te u svrhu istraživanja. Program je baziran na metodi konačnih volumena (1-D) za strujanje radnog medija (fluida) te na termodinamički proračunima (0-D) procesa izgaranja u cilindru, odnosno služi se modelom radnog ciklusa motora. Model radnog ciklusa motora daje puno točnije rezultate nego „Real time“, a vremenski traje znatno kraće nego točniji CFD- proračuni.

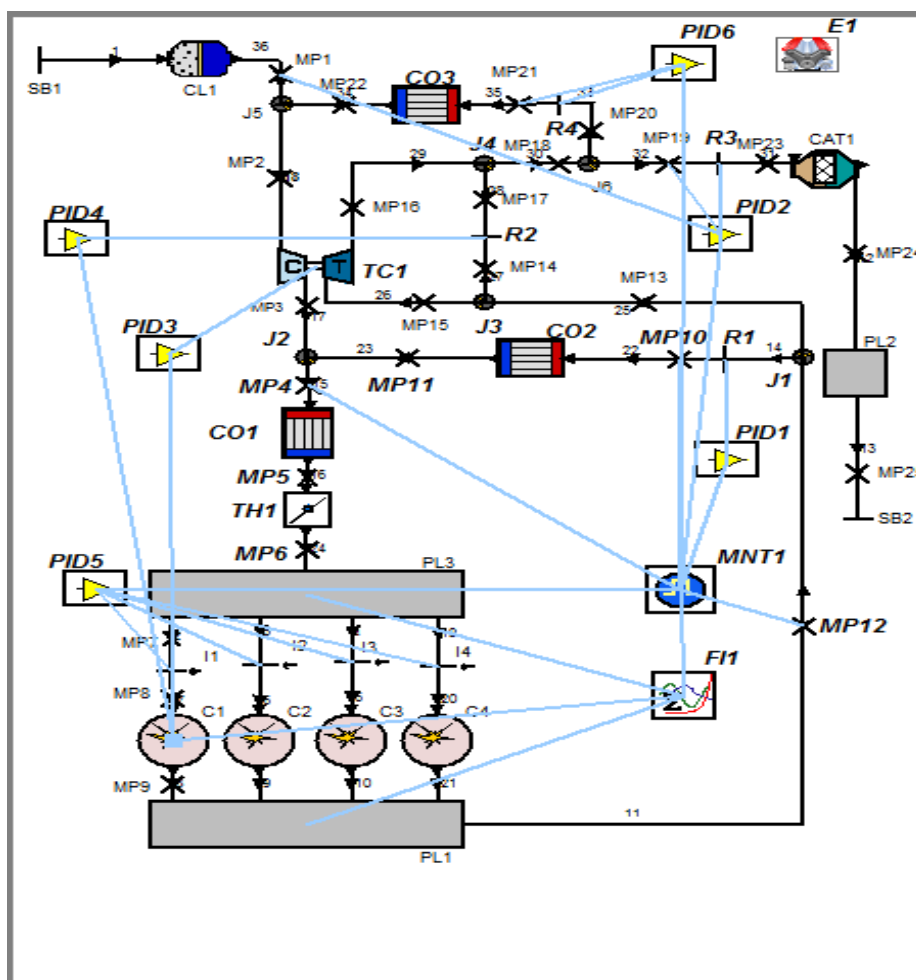
Termodinamički proračuni koje koristi AVL Boost dijele se po broju zona na jednozonske i na višezonske, a po načinu računanja brzine izgaranja na predifinirane i prediktivne.

2.2. Opće značajke proračunskog modela

U svrhu ovog završnog rada, izrađen je simulacijski model motora u računalnoj aplikaciji AVL Boost. Opće značajke motora navedene su u tablici 1.

Tablica 1. Opći podaci modela

Tip motora	Četverotaktni Ottov motor
Model izgaranja	Dvozonski Vibeov model
Vrsta prednabijanja	Turbopunjač s promjenljivom geometrijom turbine
Sustav pročišćavanja ispuha	Visokotlačni EGR
	Niskotlačni EGR
	Katalizator



Slika 3. Shema modela motora u programu Boost

2.2.1. Dvozonski Vibeov model izgaranja

Pri izradi ovog završnog rada, korišten je dvozonski jednostruki Vibeov model. Ovaj model dijeli prostor izgaranja na dio s neizgorjelom smjesom i dio s izgorjelom smjesom. Brzina oslobađanja topline izgaranja $\frac{dQ_f}{d\alpha}$ definirana je značajkom izgaranja m i duljinom izgaranja α_{izg} prema sljedećem izrazu:

$$\frac{dQ_f}{d\alpha} = H_d \cdot m_{f,proc} \cdot \frac{dx}{d\alpha} \left[\frac{\text{J}}{^\circ\text{KV}} \right]. \quad (2)$$

Gdje su:

α [$^\circ\text{KV}$] – Kut zakreta koljenastog vratila,

$x(\alpha) \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$ – Udio izgorjele mase goriva,

$H_d \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ – Donja ogrjevna vrijednost goriva,

$m_{f,proc}$ [kg] – Masa goriva u cilindru.

Udio izgorjele mase goriva definiran je:

$$x(\alpha) = \frac{m_f(\alpha)}{m_{f,proc}} = 1 - e^{-C \left(\frac{\alpha}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}} \frac{\text{kg}}{\text{kg}}, \quad (3)$$

$$C = \ln(1 - x(\alpha_{izg})) = \ln(1 - 0,99) = -6,908. \quad (4)$$

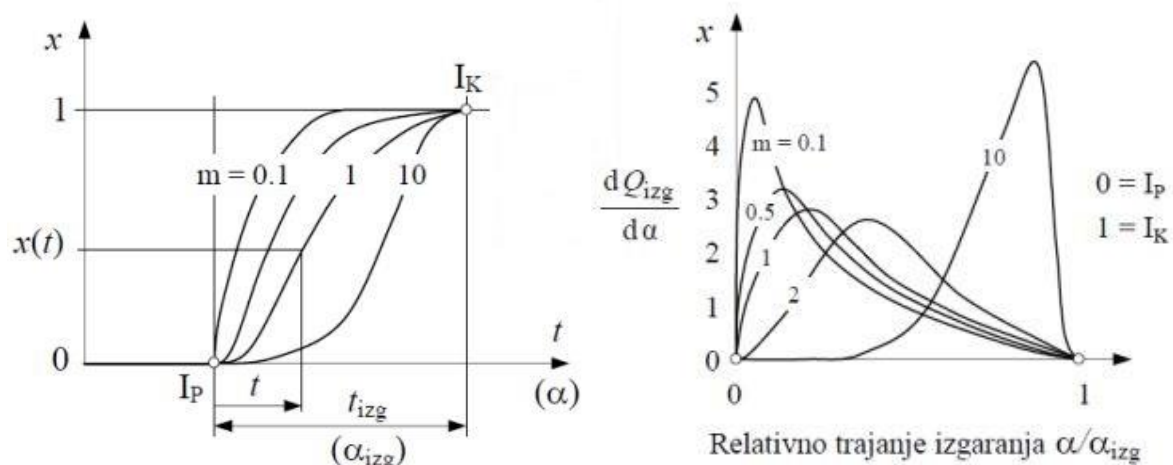
Gdje su:

$m_f(\alpha)$ [kg] – Masa goriva izgorjelog od početka izgaranja,

C- Konstanta dobivena na temelju definiranog kraja izgaranja.

Uvrštavanjem izraza (4) u izraz (3), slijedi izraz:

$$x(\alpha) = \frac{m_f(\alpha)}{m_{f,proc}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\alpha}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}}. \quad (5)$$



Slika 4. Lijevo: Udio izgorjele smjese ovisan o kutu zakreta koljenastog vratila za različite m ;
Desno: Udio oslobođene energije ovisan o relativnom trajanju izgaranja za različite m [1.]

Prednosti Vibeovih modela jesu jednostavno i brzo računanje brzine oslobađanja energije te to što korisnik određuje samo 2 parametra (m , α_{izg}), a nedostaci su to da je brzina oslobađanja topline neovisna o geometriji prostora izgaranja, polju strujanja u cilindru, vrsti primijenjenog goriva jer je riječ o predefiniranim, a ne prediktivnim modelima izgaranja [1].

2.3. Turbopunjač s promjenljivom geometrijom turbine

Turbopunjači su uređaji koji turbonabijanjem, odnosno pogonom kompresora turbinom na ispušne plinove, nabijaju motor. Nabijanjem motora postiže se veća snaga motora bez povećanja radnog volumena, bilo brojem cilindara bilo obujmom, i brzine vrtnje [1].

Indicirana snaga motora:

$$P_i = z \cdot V_H \cdot p_i \cdot \frac{2n}{T} \quad [\text{kW}]. \quad (6)$$

Efektivna snaga motora:

$$P_e = z \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{2n}{T} \quad [\text{kW}]. \quad (7)$$

Jedinična snaga motora:

$$\frac{P_i}{z \cdot V_H} = p_i \cdot \frac{2n}{T} \quad \left[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^3} \right]. \quad (8)$$

$$\frac{P_e}{z \cdot V_H} = p_e \cdot \frac{2n}{T} \left[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^3} \right]. \quad (9)$$

Gdje su:

z – Broj cilindara,

V_H [dm³] – Radni volumen motora,

p_i [Pa] – Srednji indicirani tlak,

p_e [Pa] – Srednji efektivni tlak,

n [min⁻¹] – Brzina vrtnje,

T [–] – Taktnost motora.

Kao što se vidi iz izraza (8) i (9), pri konstantnoj brzini vrtnje snaga ovisi isključivo o srednjem efektivnom tlaku. Srednji indicirani te efektivni tlak za Ottove motore glase:

$$p_{i,Otto} = \eta_i \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{S,o} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda Z_0}, \quad (10)$$

$$p_{e,Otto} = \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{S,o} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda Z_0}, \quad (11)$$

gdje su:

η_i [–] – Indicirani stupanj djelovanja,

η_e [–] – Efektivni stupanj djelovanja,

λ_{pu} [–] – Stupanj punjenja motora,

$\rho_{S,o}$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ – Gustoća smjese zraka i goriva kod stanja okoline,

H_d $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ – Donja ogrjevna vrijednost goriva,

λ – Faktor pretička zraka,

Z_0 $\left[\frac{\text{kg}_Z}{\text{kg}_G} \right]$ – Stehiometrijska količina zraka za izgaranje.

Indicirani stupanj djelovanja glasi:

$$\eta_i = \frac{3,6}{H_d \cdot g_i} [-], \quad (12)$$

gdje je:

$$g_i \left[\frac{\text{kg}_G}{\text{kWh}} \right] - \text{Srednja indicirana potrošnja.}$$

Efektivni stupanj djelovanja glasi:

$$\eta_e = \frac{3,6}{H_d \cdot g_e} [-], \quad (13)$$

gdje je:

$$g_e \left[\frac{\text{kg}_G}{\text{kWh}} \right] - \text{Srednja indicirana potrošnja.}$$

Stupanj punjenja je definiran:

$$\lambda_{pu} = \frac{m_{Z,izg}}{m_{ref}} [-], \quad (14)$$

gdje su:

$m_{Z,izg}$ [kg_{zr}] – Masa zraka dostupna za izgaranje u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila,

m_{ref} [kg_{zr}] – Referentna masa zraka dostupna za izgaranje u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila pri standardnim uvjetima.

Nabijanjem raste stupanj punjenja u cilindru pa samim time srednji efektivni tlak i naposljetku snaga motora.

Proračunski model nabijen je turbonabijanjem statičkim tlakom. Plenum 1 (PL1), prikazan na slici 3, služi kao sabirnik u kojem se smiruju impulsi tlaka od pojedinih cilindara pa se ispušni plin dovodi na turbinu pod konstantnim tlakom. Turbina turbopunjača ima promjenjivu geometriju statorskih lopatica koja omogućava upravljanje radom turbopunjača preko regulatora (PID3). Pri nižim okretajima kada je manji maseni protok kroz turbinu, statorske lopatice su zatvorenije kako bi se pomoglo dizanje tlaka na ispuhu, a pri višim okretajima kada je veći maseni protok kroz turbinu, potrebno je što više otvoriti statorske lopatice kako ne bi došlo do zasićenja turbine.

2.4. EGR- sustavi proračunskog modela

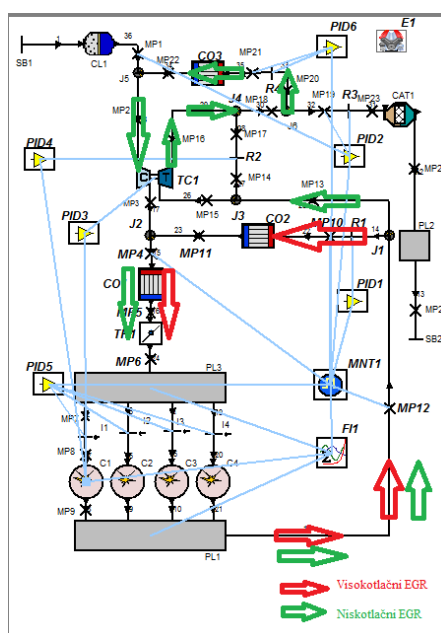
Proračunski model opremljen je s dva EGR-sustava, visokotlačnim i niskotlačnim.

2.4.1. Visokotlačni EGR-sustav proračunskog modela

Visokotlačni EGR- sustav (HPL EGR) sastoji se od cijevi 14, 22 i 23, EGR-ventila u obliku otpora (R1), hladnjaka (CO2) i dvaju mjernih točaka (MP10, MP11) prikazanih na slici 5. Udio ispušnih plinova izračunava se prema izrazu (1), koristeći interpretator formula (FI1). Potrebni podaci za maseni protok ispušnih plinova uzimaju se s mjerne točke (MP10), a podaci potrebni za maseni protok na usisu uzimaju se s mjerne točke (MP4). Radom EGR-ventila (R1) upravlja regulator (PID1). Svi dobiveni podaci s interpretator formula (FI1) mogu se promatrati preko monitora (MNT1). Izračunate veličine odnose se na udio ispušnih plinova u usisu.

2.4.2. Niskotlačni EGR-sustav proračunskog modela

Niskotlačni EGR-sustav (LPL EGR) sastoji se od cijevi 33, 34 i 35, EGR-ventila u obliku otpora R4, hladnjaka CO3 i dvaju mjernih točaka MP21 i MP22 prikazanih na slici 5. Udio ispušnih plinova izračunava se prema izrazu (1), koristeći interpretator formula (FI1). Potrebni podaci za maseni protok ispušnih plinova uzimaju se s mjerne točke (MP21), a podaci potrebni za maseni protok na usisu uzimaju se s mjerne točke (MP4). Radom EGR-ventila (R4) upravlja regulator (PID6). Svi dobiveni podaci s interpretator formula (FI1) mogu se promatrati preko monitora (MNT1). Izračunate veličine odnose se na udio ispušnih plinova u usisu.



Slika 5. Shema visokotlačnog i niskotlačnog povrata ispušnih plinova

3. STRATEGIJA I ISPITIVANJE

3.1. Postava ispitivanja

Zadatak završnog rada je odrediti i usporediti utjecaje visokotlačnog i niskotlačnog povrata ispušnih plinova na rad motora. Izračunate su vrijednosti bez EGR-a, za visokotlačni EGR s 5, 10, 15 i 20 % udjela ispušnih plinova u usisu te za niskotlačni s 5, 10, 15, 20 % udjela ispušnih plinova u usisu. Kako bi rezultati bili usporedivi, proračun je proveden za puno opterećenje, a sve varijable postavljene su na način da daju najveću raspoloživu snagu.

3.2. Izbor optimalnih položaja statorskih lopatica

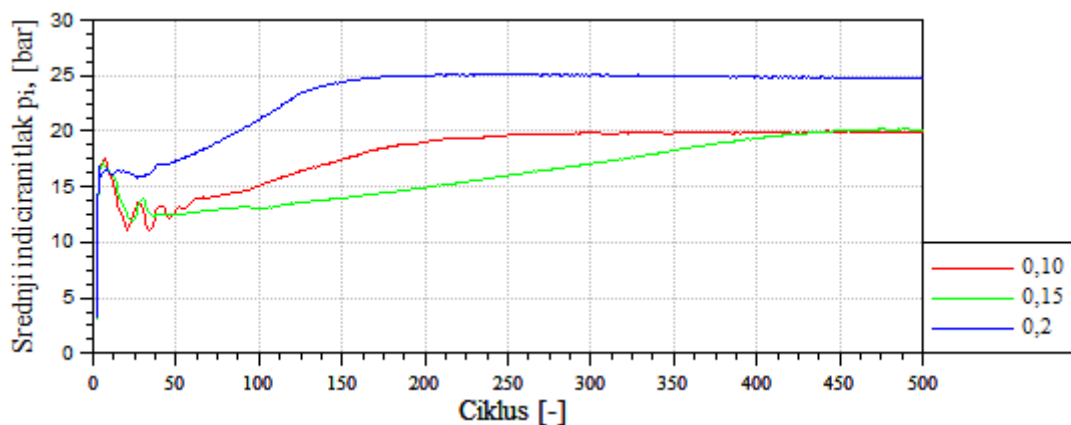
Položaj statorskih lopatica turbine s promjenjivom geometrijom uvelike utječe na značajke motora. Nakon uvođenja položaja statorskih lopatica kao varijable, slijedi zadavanje početnih vrijednosti za iste ovisno o brzini vrtnje, udjelu i tipu povrata ispušnih plinova. Upravljanje je izvedeno preko regulatora (PID3 prikazan na slici 5) tako da su postavljene jednake inicijalne, minimalne i maksimalne vrijednosti za svaki slučaj. Izbor početnih vrijednosti položaja odabran je tako da pokrije veće područje rada te raste s brzinom vrtnje kako ne bi došlo do zasićenja na turbini uslijed povećanog masenog protoka. Nakon simulacije rada motora pri početnim vrijednostima, slijedila je podjela na puno manje intervale vrijednosti kako bi se dobili optimalni rezultati.

3.2.1. Optimalni položaj za 20 % visokotlačnog EGR-a pri brzini vrtnje od 2000 min^{-1}

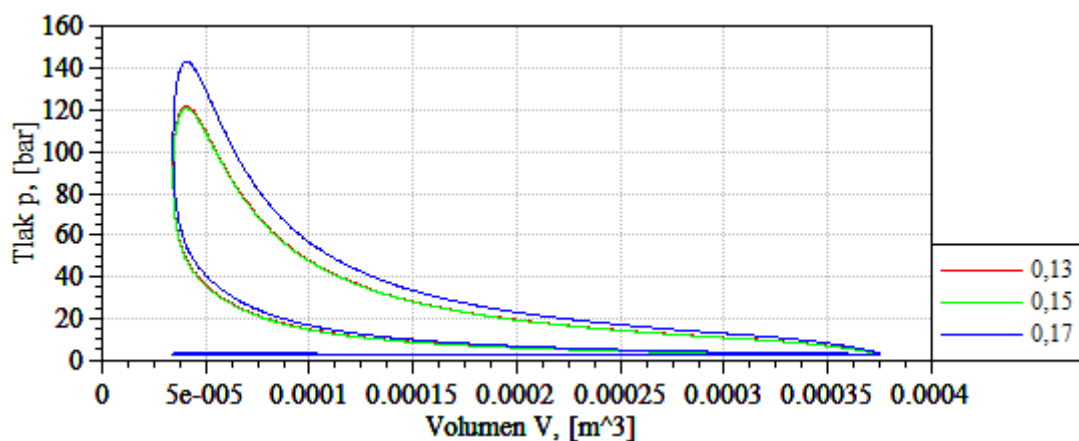
Izbor optimalnog položaja prikazan je na primjeru s udjelom od 20 % visokotlačnog EGR-a pri brzini vrtnje od 2000 min^{-1} kako bi se поближе objasnila strategija izbora te utjecaj položaja statorskih lopatica na značajke motora.

3.2.1.1. Početni položaji statorskih lopatica

Nakon postavljanja početnih vrijednosti položaja zakreta statorskih lopatica od 0,10, 0,15 i 0,20 dobiveni su sljedeći rezultati:



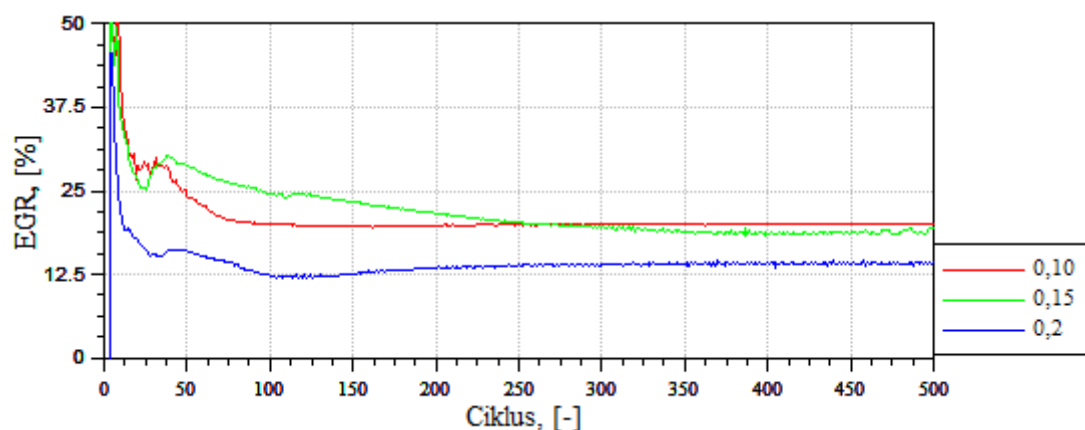
Slika 6. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri 2000 min^{-1} i 20 % visokotlačnog EGR-a



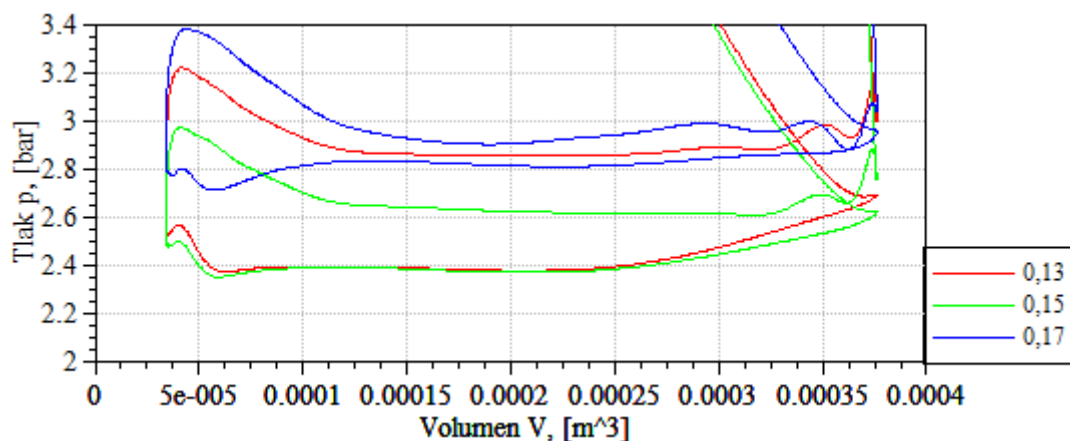
Slika 7. Indikatorski dijagram za početnu podjelu pri 2000 min^{-1} i 20 % visokotlačnog EGR-a

Srednji indicirani tlak p_i može se prikazati kao visina pravokutnika čija je površina jednaka indiciranom radu W_i , a osnovica je jednaka radnom volumenu cilindra V_H . Slika 6 prikazuje ovisnost srednjeg indiciranog tlaka o položaju statorskih lopatica. Iz dijagrama je vidljivo da je srednji indicirani tlak najveći za najveću otvorenost te da su krivulje konvergirale u krajnje vrijednosti.

Indikatorski p-V dijagram procesa u cilindru sastoji se od dvije karakteristične petlje: visokotlačne petlje koja je desnokretna (pozitivna) i od ljevokretne (negativne) niskotlačne petlje koja prikazuje izmjenu radne tvari. Zbroj tih dvaju radova jednak je indiciranom radu W_i . Iz indikatorskog p-V dijagrama sa slike 7, vidljivo je da je pozitivni dio indiciranog rada znatno veći pri položaju statorskih lopatica od 0,2 nego pri 0,1 ili 0,15, gdje je pozitivni dio rada vrlo sličnog iznosa. Zbog veće površine ispod krivulje pozitivnog dijela indiciranog rada, veći je i srednji indicirani tlak.



Slika 8. Ostvareni udio EGR-a za početnu podjelu pri 20% visokotlačnog EGR-a



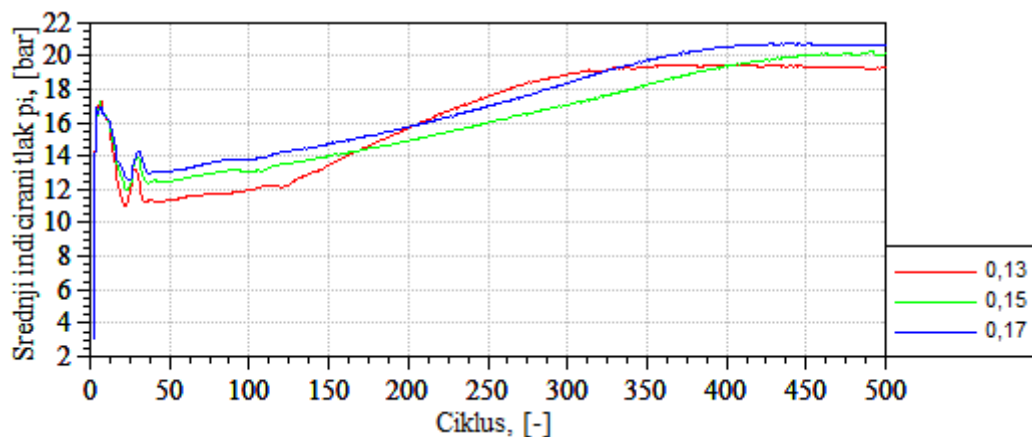
Slika 9. Negativna petlja inidikatorskog dijagrama za početnu podjelu pri 20 % visokotlačnog EGR-a

Nakon usporedbe tlakova slijedi provjera udjela EGR-a prikazana na slici 8. Iz dijagrama je vidljivo da je ostvareni EGR za položaj statorskih lopatica na 0,20 otvorenosti nedostatan, a pri 0,10 i 0,15 zadovoljava. Razlog neostavarenja EGR-a pri najvećoj otvorenosti je vrlo mala razlika tlakova na ispuhu i usisu, prema slici 9, pa nije moguće potpuno ostvariti strujanje iz grane visokotlačnog EGR-a u ispuh. Slika 9 također prikazuje da je rad izmjene radne tvari manji pri vrijednosti pložaja od 0,15 otvorenosti nego pri 0,10. Iako je postignuta veća vrijednost tlaka na usisu pri vrijednosti položaja od 0,10, zbog puno većeg tlaka na ispuhu nego pri položaju vrijednosti 0,15 manji je srednji indicirani tlak. 0,15 otvorenosti referentna je veličina za finiju podjelu jer je veći srednji inidicirani tlak, a u potpunosti je ostvaren traženi udio EGR-a.

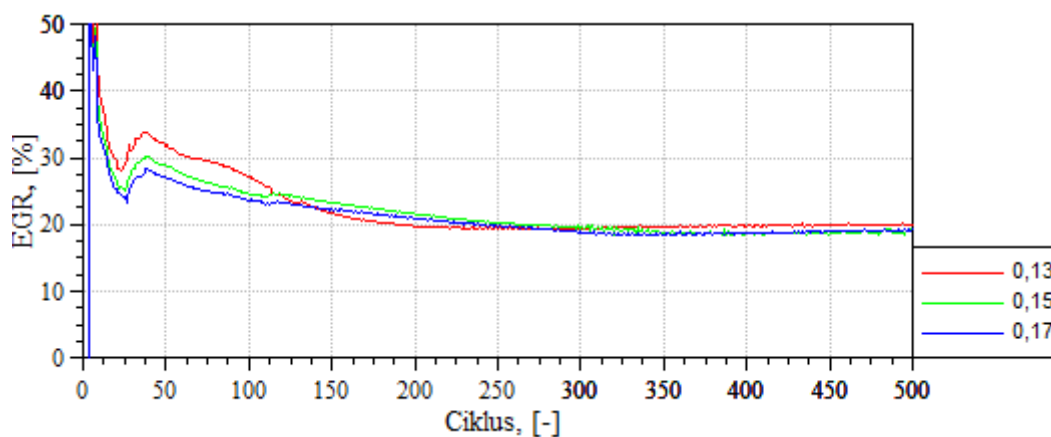
3.2.1.2. Fina podjela položaja statorskih lopatica

Vrijednosti položaja statorskih lopatica za finu podjelu su 0,13, 0,15 i 0,17.

Nakon provedbe simulacija, dobiveni su sljedeći rezultati:

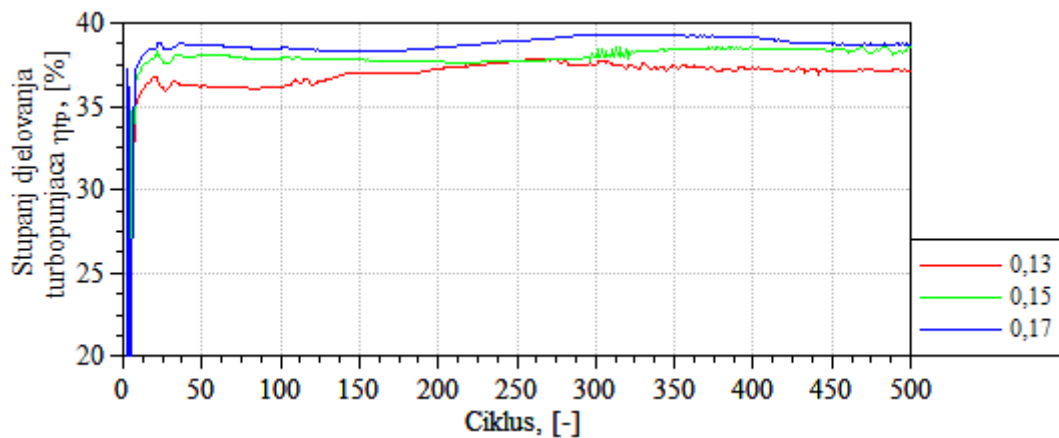


Slika 10. Srednji efektivni tlak za finu podjelu pri 2000 min^{-1} i 20% visokotlačnog EGR-a

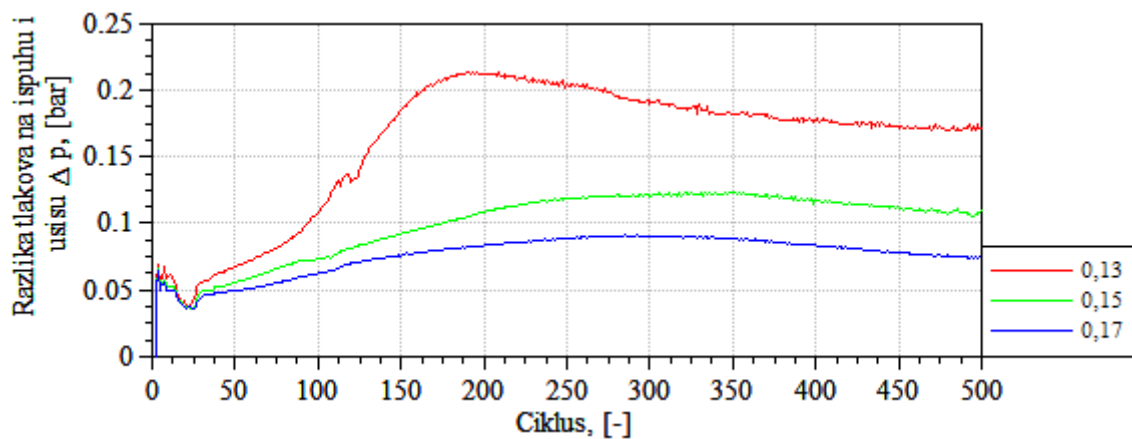


Slika 11. Ostvareni udio EGR-a za finu podjelu pri 20% visokotlačnog EGR-a

Iz slike 10 vidljivo je da je najveći srednji indicirani tlak ostvaren pri 0,17 otvorenosti, ali iz slike 11 vidljivo je da je udio EGR-a manji od 20 % te iznosi 19,25 % u petstotom ciklusu. Zbog neispunjavanja zahtjeva na EGR, zadržana je vrijednost od 15 % otvorenosti kao optimalna jer je vrijednost srednjeg indiciranog tlaka veća nego pri 13 % otvorenosti.



Slika 12. Stupanj djelovanja turbopunjača za finu podjelu pri 2000 min^{-1} i 20% visokotlačnog EGR-a



Slika 13. Razlika tlakova na ispuhu i usisu za finu podjelu pri 2000 min^{-1} i 20% visokotlačnog EGR-a

Utjecaj položaja statorskih lopatica očituje se i na efikasnost samog turbopunjača kao što je i prikazano na slici 12. Slika također pokazuje da je efikasnost veća pri većim vrijednostima otvorenosti statorskih lopatica. Slika 13 prikazuje da je pri većoj otvorenosti manja razlika tlakova na ispuhu i usisu Δp , a smanjenjem razlike raste korisnost turbopunjača.

3.2.2. Početna i fina podjela za sve slučajeve

Sve vrijednosti statorskih lopatica korištene pri izboru optimalne za sve slučajeve prikazane su tablično u tablici 2.

Tablica 2. Početna i fina podjela položaja statorskih lopatica za sve slučajeve

Položaj statorskih lopatica										
n [min ⁻¹]	Bez EGR		Visokotlačni EGR 5%		Visokotlačni EGR 10%		Visokotlačni EGR 15%		Visokotlačni EGR 20%	
	Početna	Fina	Početna	Fina	Početna	Fina	Početna	Fina	Početna	Fina
1000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0,05	0,01								
	0,1	0,02								
2000	0,2	0,3	0,15	0,21	0,15	0,18	0,15	0,16	0,1	0,14
	0,3	0,32	0,2	0,22	0,2	0,2	0,2	0,18	0,15	0,15
	0,4	0,35	0,25	0,23	0,25	0,22	0,25	0,2	0,2	0,16
3000	0,3	0,38	0,3	0,35	0,3	0,3	0,3	0,35	0,3	0,33
	0,4	0,4	0,35	0,38	0,35	0,33	0,35	0,37	0,35	0,35
	0,5	0,42	0,4	0,4	0,4	0,35	0,4	0,4	0,4	0,37
4000	0,3	0,38	0,35	0,38	0,35	0,38	0,35	0,36	0,35	0,33
	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,39	0,4	0,37	0,4	0,35
	0,5	0,42	0,45	0,42	0,45	0,4	0,45	0,38	0,45	0,37
5000	0,7	0,8	0,75	0,78	0,7	0,78	0,7	0,78	0,7	0,78
	0,8	0,83	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	0,9	0,85	0,85	0,82	0,9	0,82	0,9	0,82	0,9	0,82
6000	0,7	0,83	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,78	0,75	0,78
	0,8	0,85	0,8	0,78	0,8	0,78	0,8	0,8	0,8	0,8
	0,9	0,87	0,85	0,8	0,85	0,8	0,85	0,82	0,85	0,82
Položaj statorskih lopatica										
n [min ⁻¹]	Niskotlačni EGR 5%		Niskotlačni EGR 10%		Niskotlačni EGR 15%		Niskotlačni EGR 20%			
	Početna	Fina	Početna	Fina	Početna	Fina	Početna	Fina		
1000	0		0		0		0			
2000	0,15	0,23	0,15	0,18	0,15	0,23	0,15	0,15		
	0,25	0,25	0,2	0,2	0,2	0,25	0,2	0,017		
	0,3	0,27	0,25	0,22	0,25	0,27	0,25	0,19		
3000	0,3	0,35	0,3	0,33	0,3	0,33	0,3	0,33		
	0,35	0,38	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35		
	0,4	0,4	0,4	0,37	0,4	0,37	0,4	0,37		
4000	0,35	0,33	0,35	0,33	0,35	0,28	0,35	0,38		
	0,4	0,35	0,4	0,35	0,4	0,3	0,4	0,4		
	0,45	0,37	0,45	0,37	0,45	0,33	0,45	0,42		
5000	0,7	0,78	0,7	0,78	0,7	0,78	0,7	0,78		
	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8		
	0,9	0,82	0,9	0,82	0,9	0,82	0,9	0,82		
6000	0,75	0,78	0,75	0,78	0,75	0,78	0,75	0,78		
	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8		
	0,85	0,82	0,85	0,82	0,85	0,82	0,85	0,82		

Valja napomenuti da je prvo izračunat slučaj za rad bez povrata ispušnih plinova pa su početne vrijednosti u širom rasponu nego pri izboru za druge udjele EGR-s za koje su se mogle točnije pretpostaviti početne vrijednosti. Također, pri brzini vrtnje od 1000 min⁻¹ iz rezultata dobivenih iz slučaja rada motora bez EGR-a te radom s 5 i 20% visokotlačnog EGR-a, vidjelo se da je optimalni položaj statorskih lopatica 0% otvorenosti pa je za sve slučajeve to uzeto kao optimalna točka.

3.2.3. Optimalni položaji statorskih lopatica

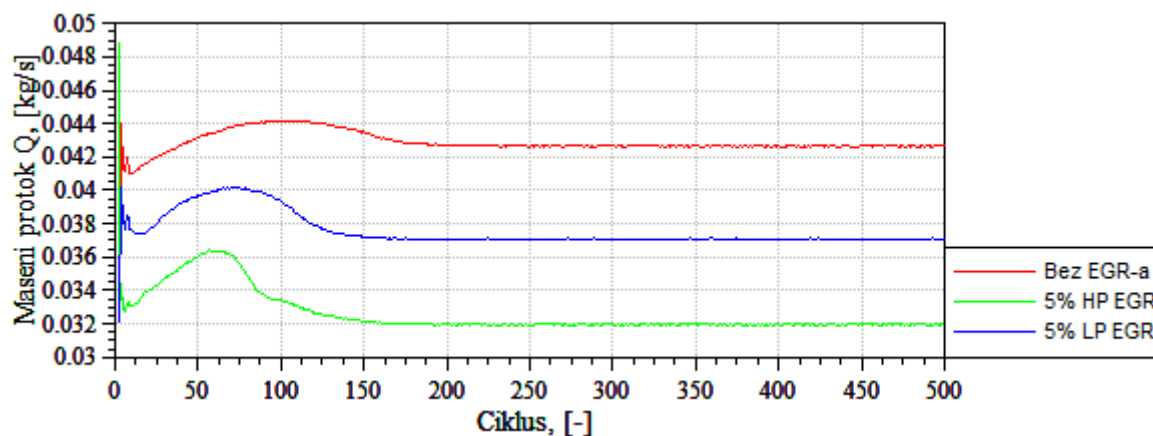
Izbor za optimalne položaje statorskih lopatica za tražene udjele ispušnih plinova pri svim brzinama vrtnje analogan je postupku iz poglavlja 3.2.1

Tablica 3. Optimalni položaji statorskih lopatica

n [min ⁻¹]	Položaj statorskih lopatica [-]								
	Bez EGR	Visokotlačni EGR 5%	Visokotlačni EGR 10%	Visokotlačni EGR 15%	Visokotlačni EGR 20%	Niskotlačni EGR 5%	Niskotlačni EGR 10%	Niskotlačni EGR 15%	Niskotlačni EGR 20%
1000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2000	0,32	0,22	0,2	0,18	0,15	0,27	0,25	0,22	0,19
3000	0,4	0,38	0,33	0,37	0,35	0,38	0,33	0,33	0,35
4000	0,4	0,4	0,4	0,37	0,35	0,4	0,35	0,3	0,4
5000	0,83	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,78	0,82	0,8
6000	0,85	0,78	0,78	0,8	0,8	0,83	0,8	0,78	0,8

Pri brzini vrtnje od 1000 min⁻¹ za sve slučajeve optimalni položaj je 0.

Pri brzini vrtnje od 2000 min⁻¹, za rad motora bez EGR-a dobivena je vrijednost položaja statorskih lopatica veća nego za rad bilo s visokotlačnim bilo s niskotlačnim. Vrijednosti padaju kako raste udio EGR-a s time da su vrijednosti veće kod niskotlačnog EGR-a jer je veći maseni protok na turbini nego kod visokotlačnog, što je i prikazano na slici 14, pa nije potrebno toliko zagušiti protok i podizati tlak kao kod visokotlačnog.



Slika 14. Maseni protok na turbini pri brzini vrtnje od 2000 min⁻¹

Pri brzini vrtnje od 3000 i 4000 min⁻¹, za rad motora bez EGR-a veća je optimalna vrijednost nego za rad bilo s visokotlačnim bilo s niskotlačnim. Vrijednosti položaja za visokotlačni i niskotlačni EGR variraju unutar uskog područja. Pad masenog protoka na turbini gubi na utjecaju jer je maseni protok veći nego pri 2000 min⁻¹.

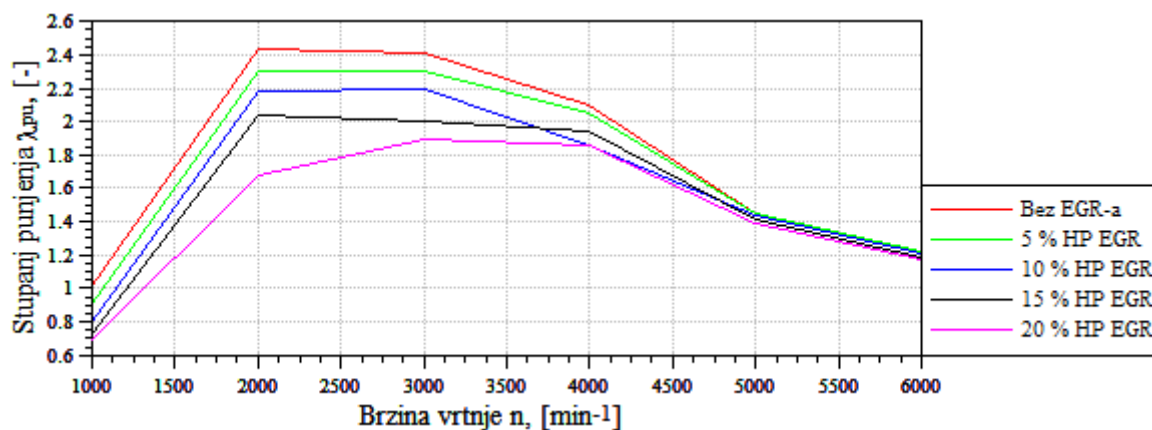
Vrijednosti položaja pri 5000 i 6000 min⁻¹ sličnih su vrijednosti i variraju u uskom području.

4. REZULTATI

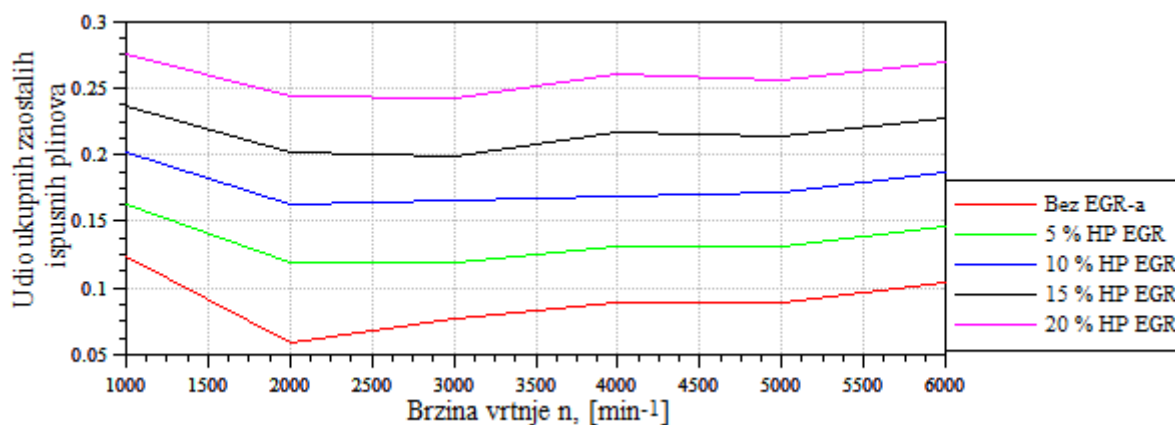
4.1. Usporedba ovisno o udjelu visokotlačnog EGR-a

Prikazani su dobiveni rezultati prema udjelu visokotlačnog EGR-a.

4.1.1. Stupanj punjenja



Slika 15. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za različite udjele visokotlačnog EGR-a

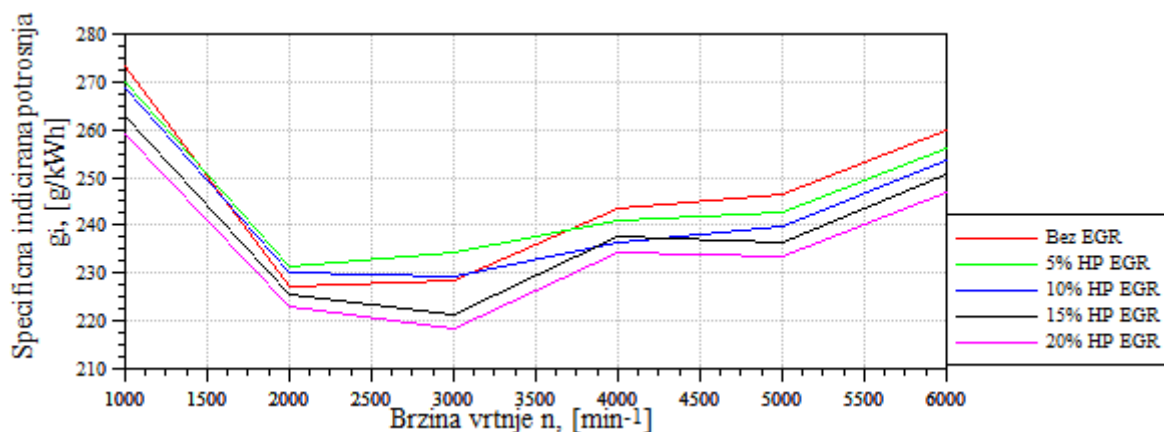


Slika 16. Udio ukupnih zaostalih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za različite udjele visokotlačnog EGR-a

Prema slici 15 vidljivo je da povećanjem udjela visokotlačnog EGR-a pada stupanj punjenja do brzine vrtnje od 5000 min^{-1} nakon čega se izjednačava za sve udjele, izuzev za 10 % kojemu je pad stupnja punjenja iznad brzine vrtnje od 4000 min^{-1} nešto oštriji nego za 15 i 20 %. Stupanj punjenja pada povećanjem udjela EGR-a jer je se povećava količina ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindrima pa je pri istom tlaku na usisu manja količina zraka

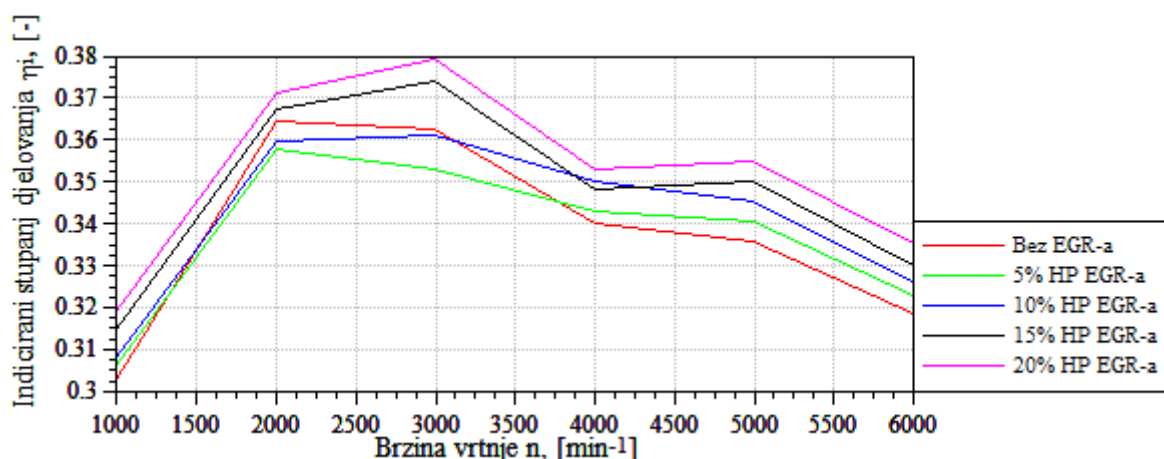
dostupnog za izgaranje nakon zatvaranja usisnog ventila što je vidljivo iz izraza (9) i (14). Kad nema povrata ispušnih plinova, udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova je najmanji pa je tako i najveći mogući stupanj punjenja. Stupanj punjenja pada s povećanjem brzinom vrtnje jer je sve kraći vremenski interval otvorenosti usisnog ventila pa je manja količina svježeg smjese u cilindru.

4.1.2. Srednja indicirana potrošnja i indicirani stupanj djelovanja



Slika 17. Srednja indicirana potrošnja ovisno o brzini vrtnje motora za različite udjele visokotlačnog EGR-a

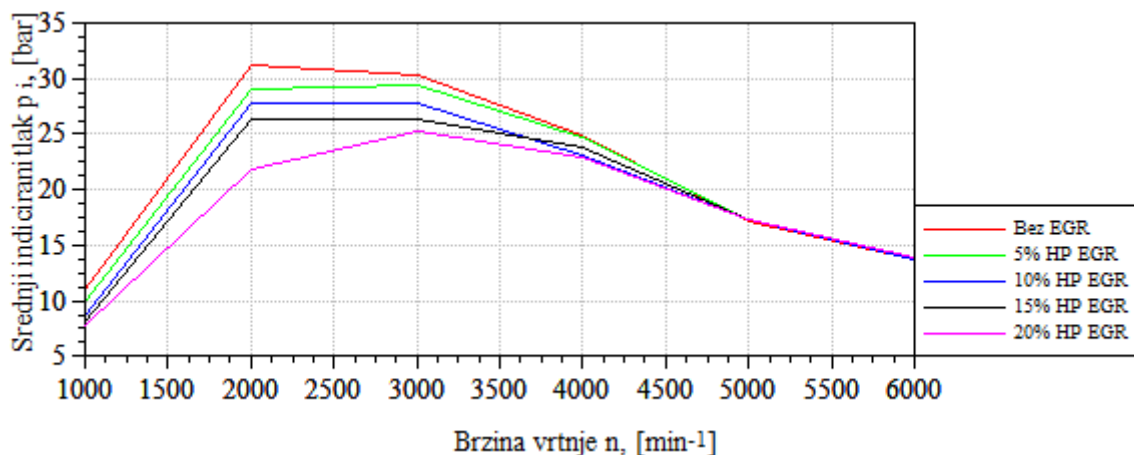
Srednja indicirana potrošnja (g_i) najniža je kad je najveći udio EGR-a pri svim brzinama vrtnje motora, a najniži iznos je pri brzini vrtnje od 3000 min^{-1} te iznosi oko 220 g/kWh . Pri broju okretaja manjem od 1500 min^{-1} te većem od 5000 min^{-1} potrošnja za sve udjele značajnije raste. Krivulja specifične indicirane potrošnje za slučajeve bez EGR-a najmanja je potrošnja pri 2000 min^{-1} , a od 1500 do 3000 , odnosno 3600 min^{-1} manja je nego pri 10 , odnosno 5% EGR-a. Krivulje 5 i 10% , te 15 i 20% visokotlačnog EGR-a vrlo su slične oblikom, a povećanjem udjela pada potrošnja osim pri brzini vrtnje oko 4000 min^{-1} kad je potrošnja pri 10 manja nego pri 15% EGR-a.



Slika 18. Indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje pri različitim udjelima visokotlačnog EGR-a

Indicirani stupanj djelovanja dobiven je preko izraza (12). S obzirom da je donja ogrjevna vrijednost konstantna, indicirani stupanj djelovanja funkcija je samo srednje indicirane potrošnje s kojom je obrnuto proporcionalan.

4.1.3. Srednji indicirani tlak



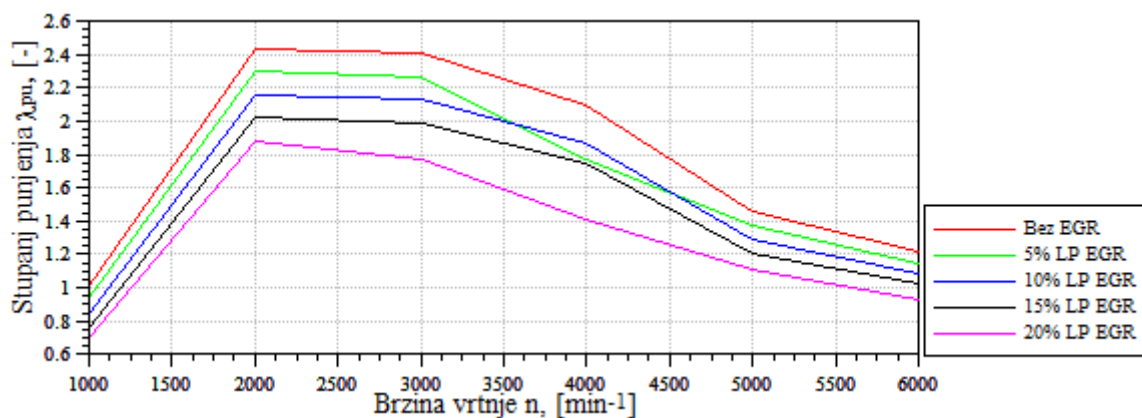
Slika 19. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za različite udjele visokotlačnog EGR-a

Srednji indicirani tlak funkcija je stupnja punjenja i indiciranog stupnja djelovanja dok su ostale veličine konstantne ili približno konstantne prema jednadžbi (10). Krivulje indiciranog tlaka oblikom su vrlo slične krivuljama stupnja punjenja. Najveći indicirani tlak pa tako i snaga motora postiže se u radu motora bez EGR-a. Pri brzinama vrtnje većima od 5000 min⁻¹, krivulje poprimaju vrlo slične vrijednosti.

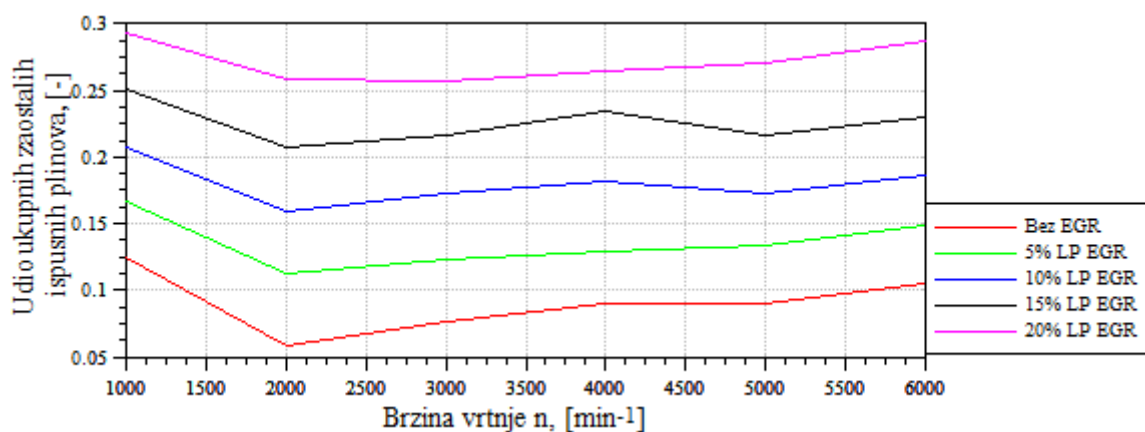
4.2. Usporedba ovisno o udjelu niskotlačnog EGR-a

Prikazani su dobiveni rezultati prema udjelu visokotlačnog EGR-a.

4.2.1. Stupanj punjenja



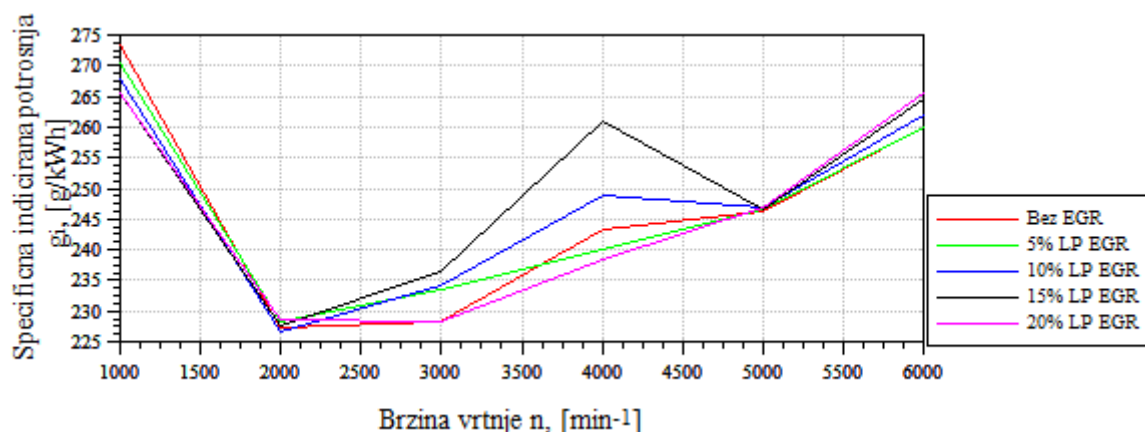
Slika 20. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za različite udjele niskotlačnog EGR-a



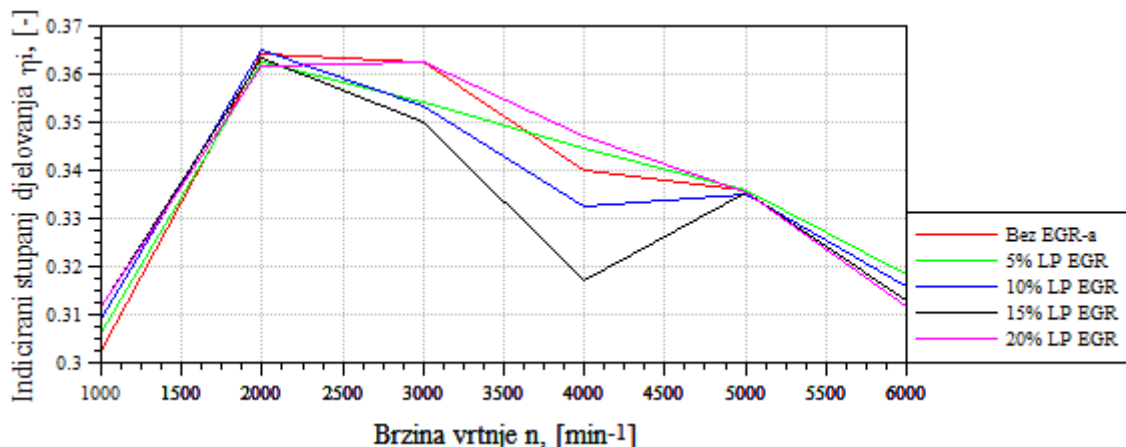
Slika 21. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za različite udjele niskotlačnog EGR-a

Slično kao i kod visokotlačnog, kod niskotlačnog EGR-a stupanj punjenja najveći je za rad bez EGR-a te isti pada s udjelom niskotlačnog EGR-a pri svim brzinama vrtnje. Iznimka je rad s 5 % niskotlačnog EGR-a koji pri brzini vrtnje od 4000 min⁻¹ padne ispod vrijednosti od slučaja s 10 %. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru kreće se unutar relativno uskog područja, a postiže minimalnu vrijednost za sve slučajeve pri brzini vrtnje od 2000 min⁻¹ kad je postignut i maksimalan stupanj punjenja.

4.2.2. Srednja indicirana potrošnja i indicirani stupanj djelovanja



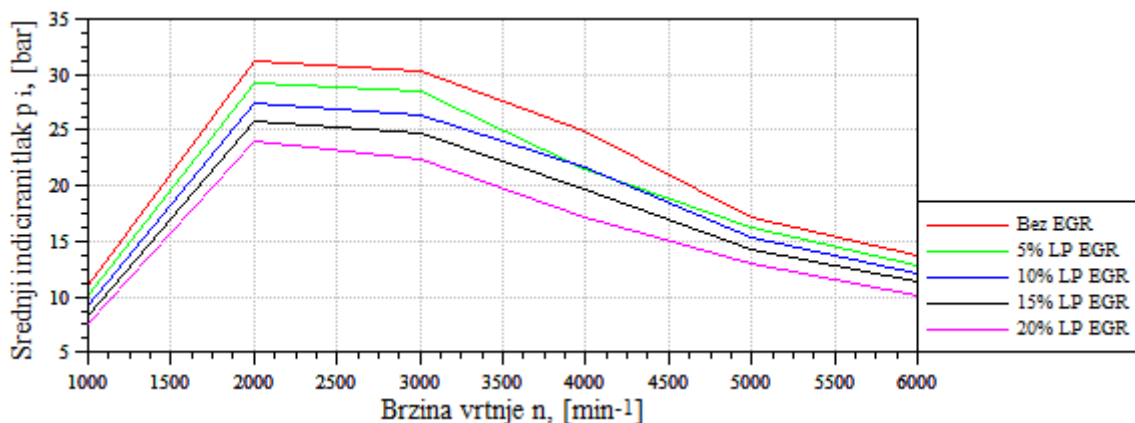
Slika 22. Srednja indicirana potrošnja ovisno o brzini vrtnje za različite udjele niskotlačnog EGR-a. Prema slici 22 vidljiva je nepredvidljiva promjena specifične efektivne potrošnje za sve slučajeve pri brzini vrtnje od 2000 do 5000 min⁻¹, dok za brzine vrtnje manje od 2000 min⁻¹ pada s povećanjem udjela, a za brzine vrtnje veće od 5000 min⁻¹ raste s povećanjem udjela niskotlačnog EGR-a. Između 2000 i 5000 min⁻¹ najveća je potrošnja pri 15 %, a najmanja pri 20 %.



Slika 23. Indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje motora za različite udjele visokotlačnog EGR-a

Indicirani stupanj djelovanja izračunat je prema jednadžbi (12). Krivulje su obrnuto proporcionalne s krivuljama srednje indicirane potrošnje, a maksimalni stupanj djelovanja dobiven je pri 2000 min⁻¹ za sve slučajeve te iznosi oko 0,36.

4.2.3. Srednji indicirani tlak



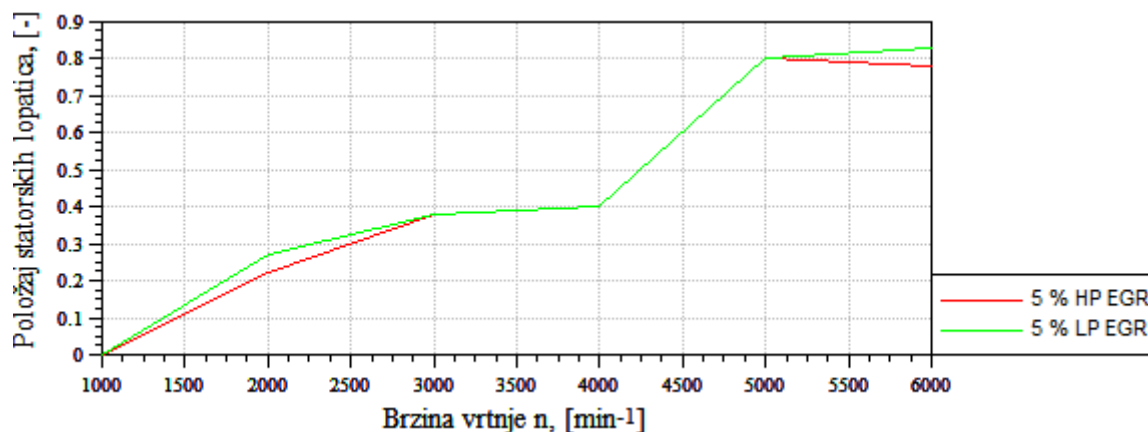
Slika 24. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za različite slučajeve niskotlačnog EGR-a

Srednji indicirani tlak je oblikom vrlo sličan stupnju punjenja pa je tako najveći za slučaj rada bez EGR-a, a povećanjem udjela pada pri svim brzinama vrtnje. Najveću vrijednost za sve slučajeve poprima za 2000 min^{-1} . Prema slici 19, pri brzinama vrtnje većim od 5000 min^{-1} , srednji efektivni tlak približno je jednak za sve udjele visokotlačnog EGR-a, dok prema slici 24 pada povećanjem udjela niskotlačnog EGR-a što znači da je veliki gubitak snage povećanjem udjela pri većim brzinama vrtnje.

4.3. Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 5 % udjela

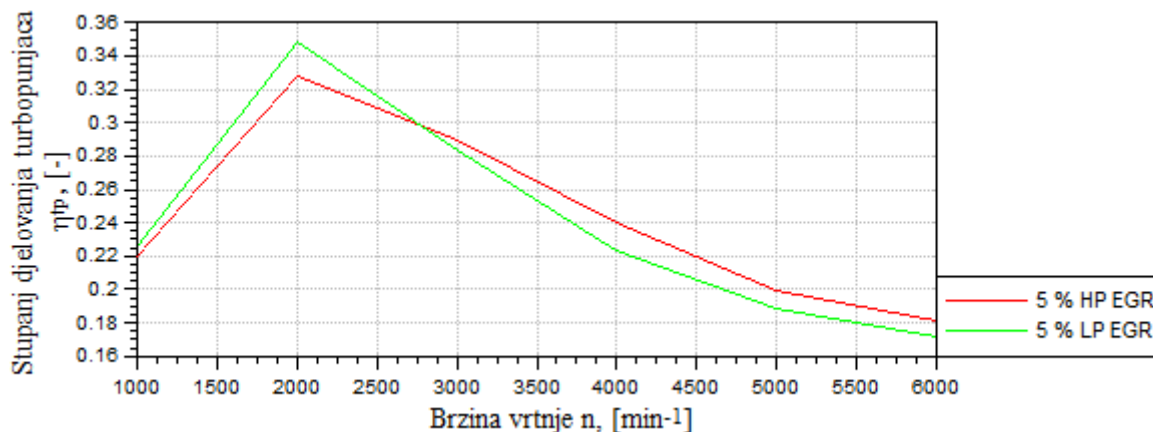
Kako bi se mogle što točnije odrediti prednosti i mane visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a, uspoređeni su rezultati dobiveni za jednake udjele različitih vrsta EGR-a.

4.3.1. Turbopunjač



Slika 25. Položaj statorskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

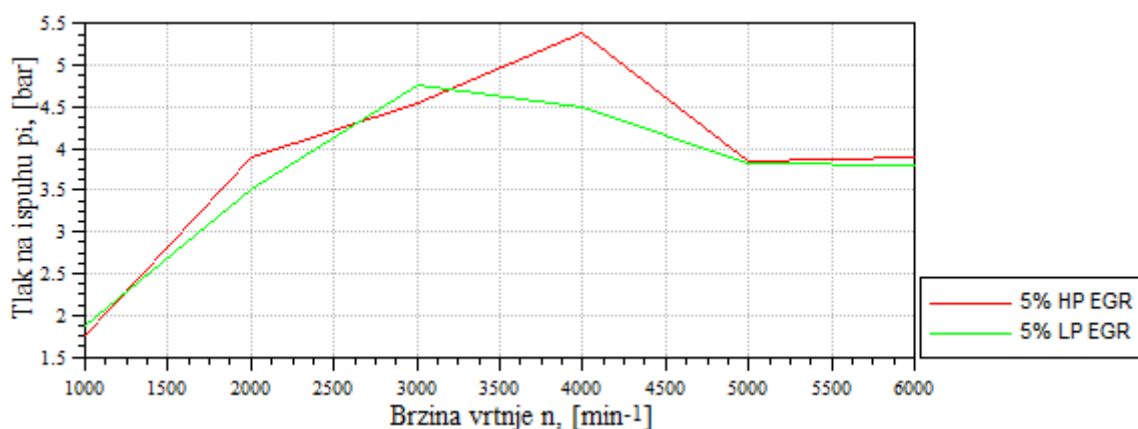
Prema slici 25, vidljivo je da položaji statorskih lopatica poprimaju nešto veće vrijednosti pri brzina vrtnje nižim od 3000 min^{-1} za LP EGR nego za HP EGR, a razlog tomu je smanjeni maseni protok kroz turbinu. Između 3000 i 5000 min^{-1} , krivulje se podudaraju, a iznad 5000 min^{-1} opet je veća vrijednost za LP nego HP EGR.



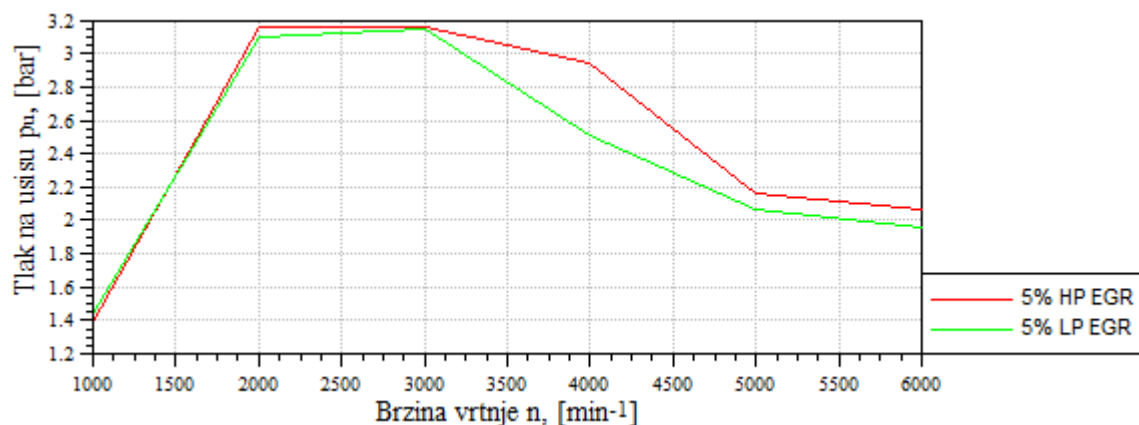
Slika 26. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Slika 26 prikazuje da je stupanj djelovanja turbopunjača veći za LP nego za HP EGR do brzine vrtnje od poprilično 2700 min^{-1} , dok je pri većim brzinama vrtnje stupanj veći za HP EGR. Najveći stupanj djelovanja postiže se pri 2000 min^{-1} .

4.3.2. Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu



Slika 27. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

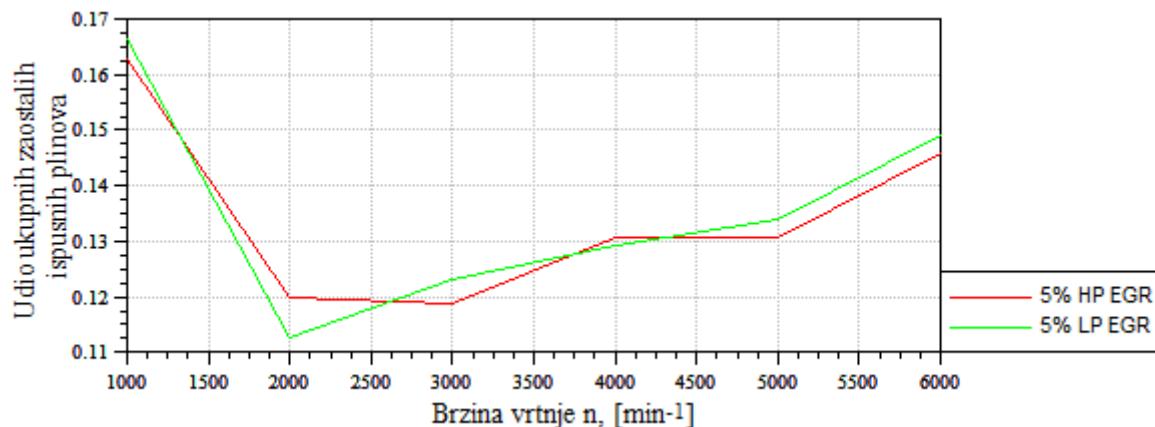


Slika 28. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Tlak na ispuhu veći je za HP EGR nego za LP EGR kroz gotovo sve brzine vrtnje, izuzevši brzine vrtnje od 2800 do 3200 min^{-1} gdje je veći za LP. Tlak na ispuhu veći je zbog veće zatvorenosti statorskih lopatica prikazanih na slici 25.

Prema slici 28, tlak na usisu je veći za LP EGR samo pri vrlo niskim brzinama vrtnje do 1500 min^{-1} , dok je manji za sve ostale brzine vrtnje nego tlak za HP EGR. Razlika je znatnija između 3000 i 5000 min^{-1} .

4.3.3. Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja

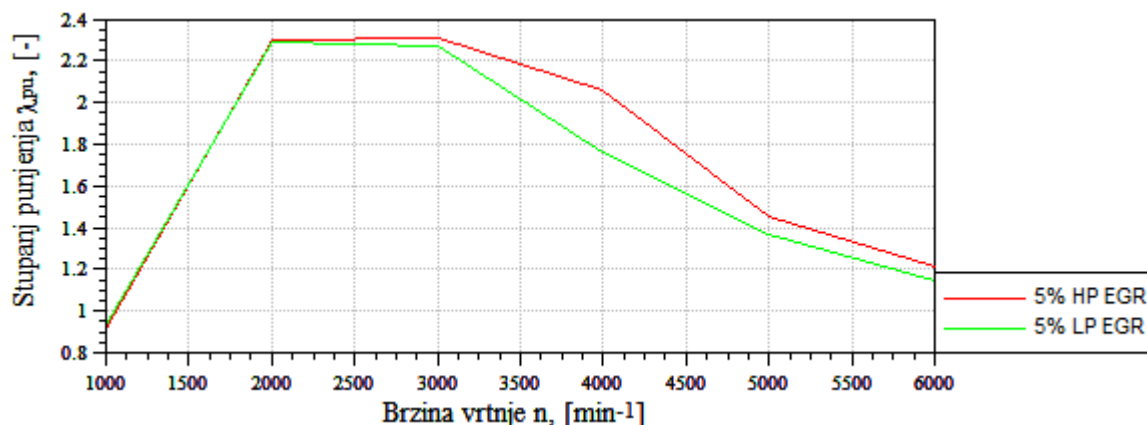


Slika 29. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Udio ukupnih zaostalih plinova u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila niži je za slučaj LP EGR do brzine vrtnje od 2600 min^{-1} te između 3700 i 4200 min^{-1} nego kod HP. Najniži udio za LP EGR postiže se pri 2000, a za HP pri 3000 min^{-1} . Udio ukupnih zaostalih plinova povezan je s razlikom tlakova na usisu i ispuhu što prikazuju slika 27 i slika 28. Vidljivo je da

kad je razlika tlakova veća za HP nego LP EGR, da je i veći udio zaostalih ispušnih plinova u cilindru i obratno.

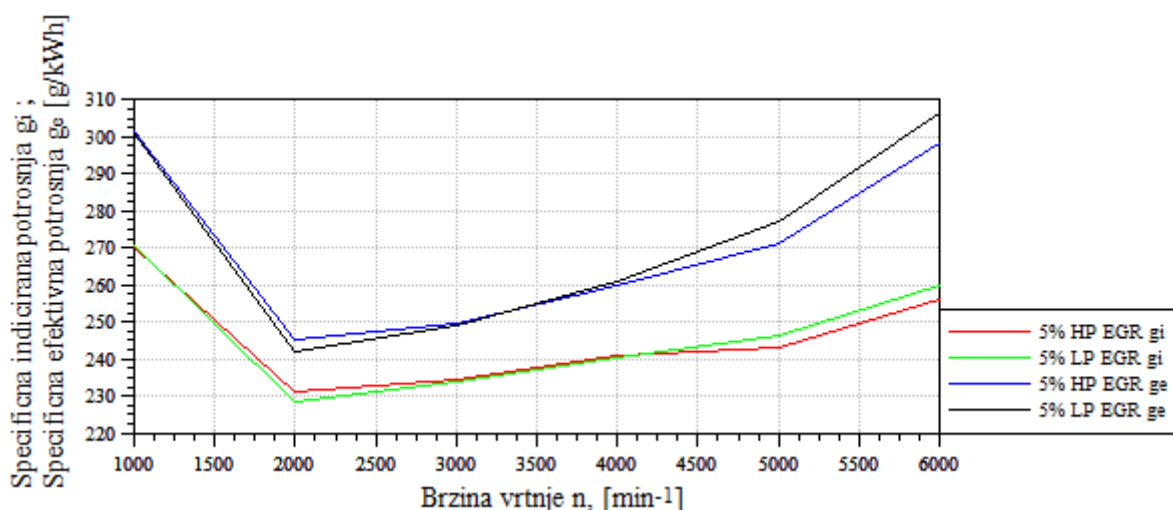
4.3.3.1. Stupanj punjenja



Slika 30. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Prema slici 30, stupanj punjenja je veći za LP EGR samo pri vrlo niskim brzinama vrtnje do 1700 min^{-1} , dok je manji za sve ostale brzine vrtnje nego za HP EGR. Razlika je posebno velika između 3000 i 5000 min^{-1} . Krivulja stupnja punjenja slična je oblikom kao krivulja tlaka na usisu prikazanog na slici 28, a na oblik je utjecao i udio ispušnih plinova u cilindru prikazan na slici 29.

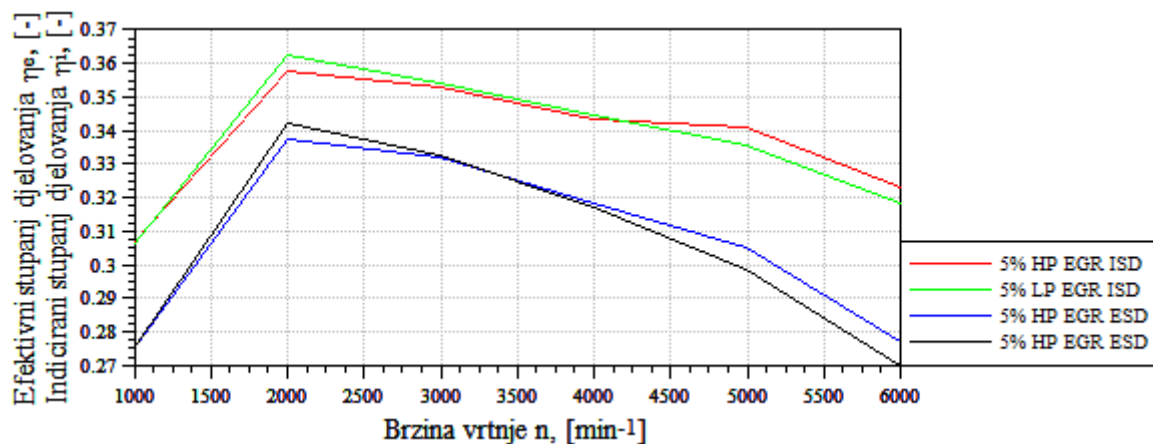
4.3.4. Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja



Slika 31. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Specifična indicirana potrošnja, kao i efektivna manje su za LP EGR za brzine vrtnje do 4000 , odnosno 3400 min^{-1} . Pri višim brzinama vrtnje, manje su vrijednosti za HP EGR. Valja

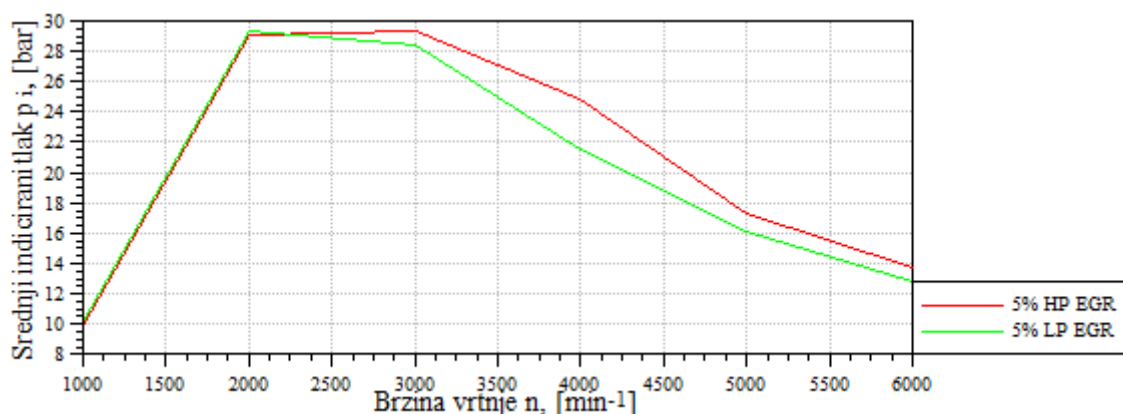
napomenuti da su krivulje specifične efektivne i indicirane potrošnje sličnog, ali ne potpuno istog oblika jer krivulja efektivne potrošnje ovisi o mehaničkim gubicima koji se povećavaju povećanjem brzine vrtnje. Tako su, npr. vrijednosti koje poprima specifična indicirana potrošnja pri 1000 min^{-1} veće nego pri 6000 min^{-1} , a vrijednosti za specifičnu efektivnu potrošnju su manje uslijed većeg stupnja djelovanja ¹ turbopunjača pri 1000 nego pri 6000 min^{-1} prikazanog na slici 26. Iz istog razloga se krivulje za različite vrste EGR-a sijeku pri različitim brzinama vrtnje.



Slika 32. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Efektivni i indicirani stupanj djelovanja izračunati su prema jednadžbi (12), odnosno (13). Indicirani stupanj djelovanja, kao i efektivni veći su za LP EGR za brzine vrtnje do 4000 odnosno 3400 min^{-1} . Pri višim brzinama vrtnje, veće su vrijednosti za HP EGR.

4.3.5. Srednji indicirani tlak

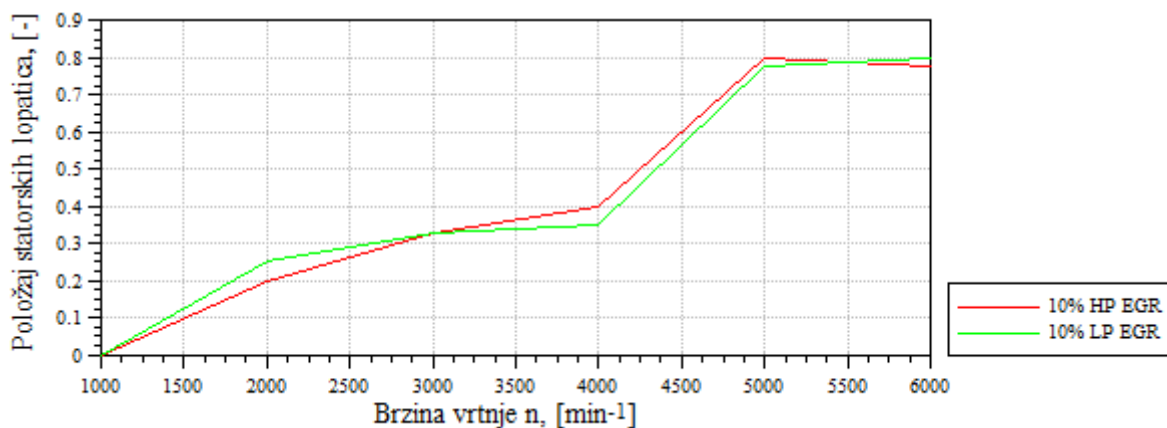


Slika 33. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 5% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

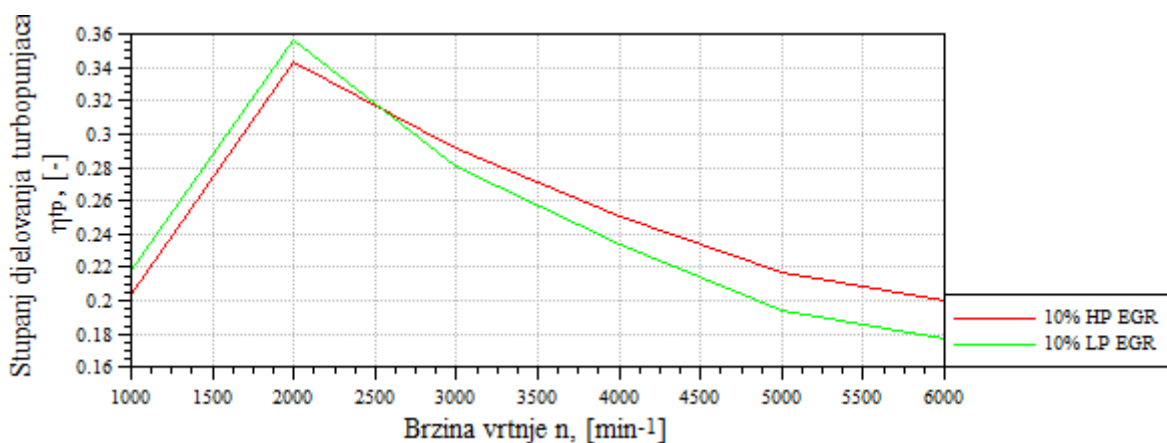
Pri brzinama do 2000 min^{-1} , LP EGR daje veći indicirani tlak, pa tako i snagu, nego HP EGR koji pak pri brzinama vrtnje većim od 2000 daje veći tlak za 5 % EGR-a.

4.4. Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 10 % udjela

4.4.1. Turbopunjač



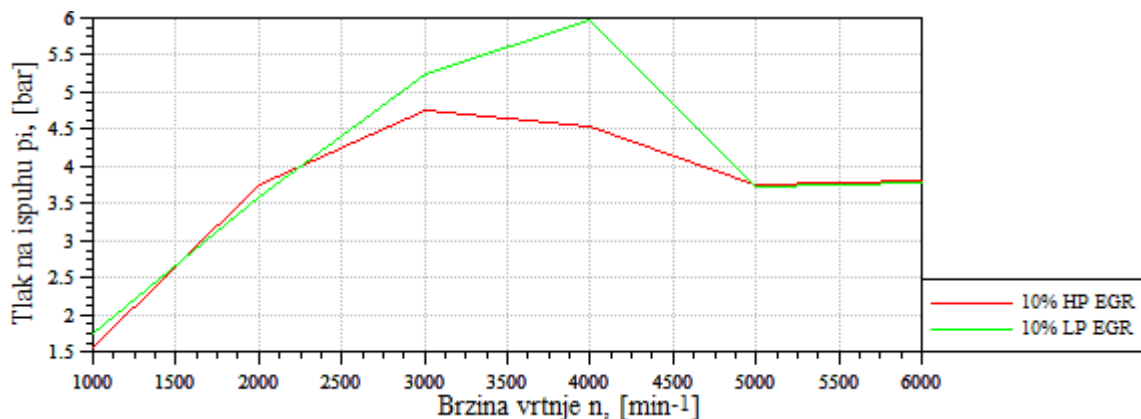
Slika 34. Položaj statorskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR. Kao i kod rada s 5 % EGR-a prikazanog na slici 25, pri brzinama nižim od 3000 min^{-1} , položaj poprima veće vrijednosti za LP EGR nego za HP EGR. Na brzinama između 3000 i 5000 min^{-1} , turbina je zatvorenija za LP, dok su krivulje pri slučaju s 5 % imale jednake vrijednosti. Pri brzinama iznad 5500 min^{-1} , opet je turbina otvorenija za LP EGR isto kao i za slučaj s 5 % EGR-a.



Slika 35. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

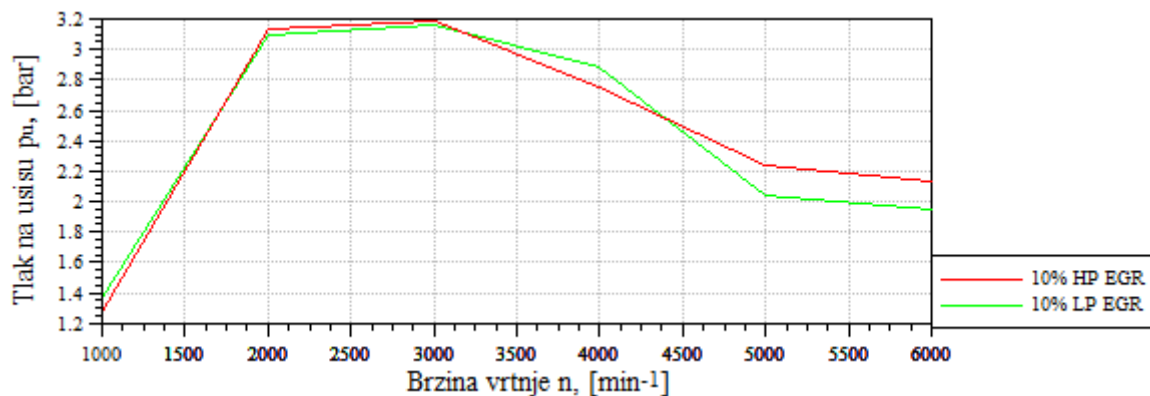
Stupanj djelovanja za 10 % LP EGR-a veći je pri okretajima do 2550 min^{-1} , a iznad te brzine veći je za HP EGR. Krivulje su slične onima s 5 % EGR-a prikazanim na slici 26, ali se sijeku pri nižim brzinama vrtnje nego one s 5 % EGR-a.

4.4.2. Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu



Slika 36. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

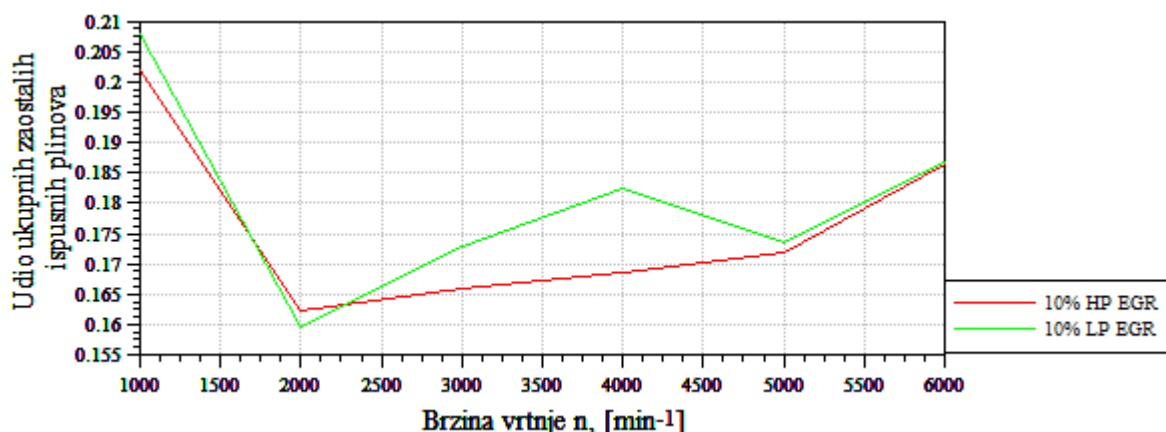
Pri brzinama vrtnje nižim od 2250 min⁻¹, krivulje LP i HP EGR-a imaju slične vrijednosti i rastu. Između 2250 i 5000 min⁻¹, krivulja HP ima znatno niže vrijednosti nego LP. Razlog velikog povećanja vrijednosti tlaka na ispuhu za LP je u nižim vrijednostima položaja statorskih lopatica. Pri brzinama većim od 5000 min⁻¹ krivulje imaju slične, skoro konstantne vrijednosti.



Slika 37. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

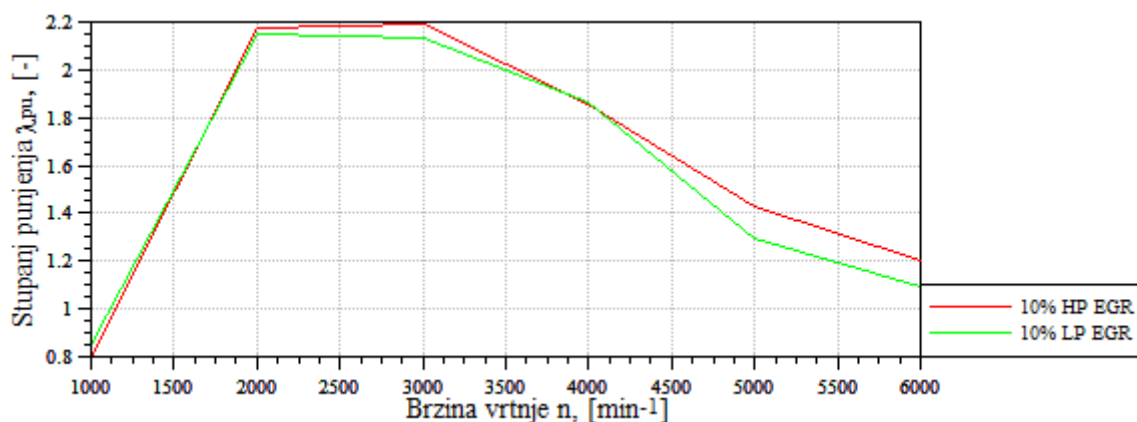
Tlak na usisu sličnih je vrijednosti za HP i LP EGR do brzine vrtnje od 3000 min⁻¹. Tlak LP EGR-a poprima veće vrijednosti između 3000 i 4000 min⁻¹, odnosno manje za brzine vrtnje veće od 4000 min⁻¹.

4.4.3. Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja



Slika 38. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

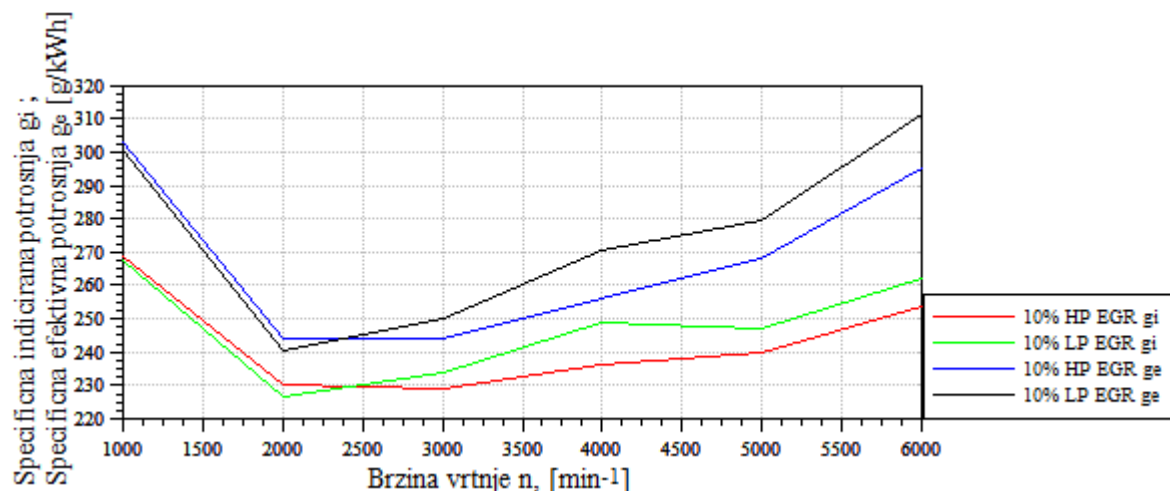
Udio zaostalih ispušnih plinova za 10 % EGR-a veći je za LP pri svim brzinama vrtnje osim između 1600 i 2200 min⁻¹. Krivulja za LP EGR poprima veliki iznos pri 4000 min⁻¹ zbog velikog iznosa protutlaka na ispuhu prikazanog na slici 36.



Slika 39. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 10 % niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

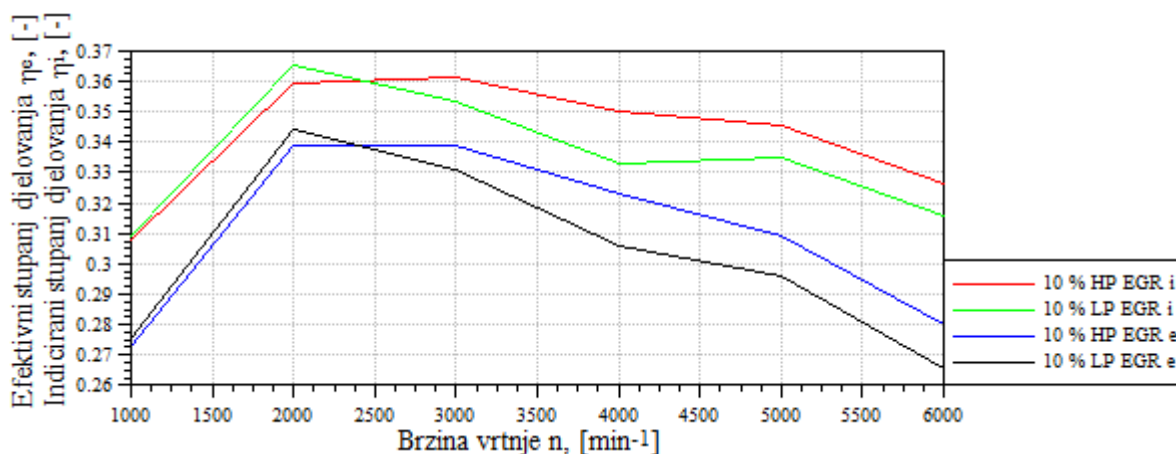
Stupanj punjenja pri brzini vrtnje do 2000 min⁻¹ vrlo je sličnih vrijednosti za obje vrste EGR-a te pri 2000 min⁻¹ postiže maksimalnu vrijednost za LP EGR nakon čega počinje blagi pad odnosno blagi rast za HP EGR koji postiže maksimalnu vrijednost pri 3000 min⁻¹. Krivulje se opet dodiruju pri 4000 min⁻¹ zbog znatnog porasta tlaka na usisu za LP EGR prikazanog na slici 37, nakon čega slijedi strmiji pad stupnja punjenja za LP nego za HP EGR.

4.4.4. Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja



Slika 40. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

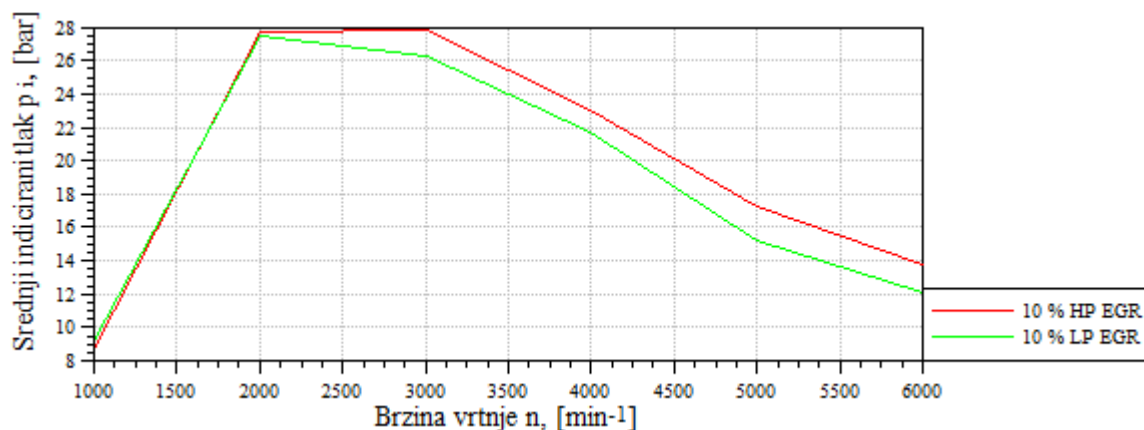
I specifična indicirana i efektivna potrošnja manje su za LP EGR nego HP EGR pri okretajima nižim od 2450 odnosno 2400 min⁻¹ i obrnuto pri višim brzinama. Vrijednosti padaju do 2000 min⁻¹, nakon čega slijedi rast do 6000 min⁻¹ za LP EGR dok za HP nastavljaju blagi pad do 3000 pa rastu do 6000 min⁻¹.



Slika 41. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Krivulje su dobivene korištenjem izraza (12) i (13) i obrnuto su proporcionalne krivuljama specifičnih potrošnja. Najveće vrijednosti oba stupnja dobivene su pri 2000 min⁻¹ za LP HP te na 3000 min⁻¹ za HP EGR.

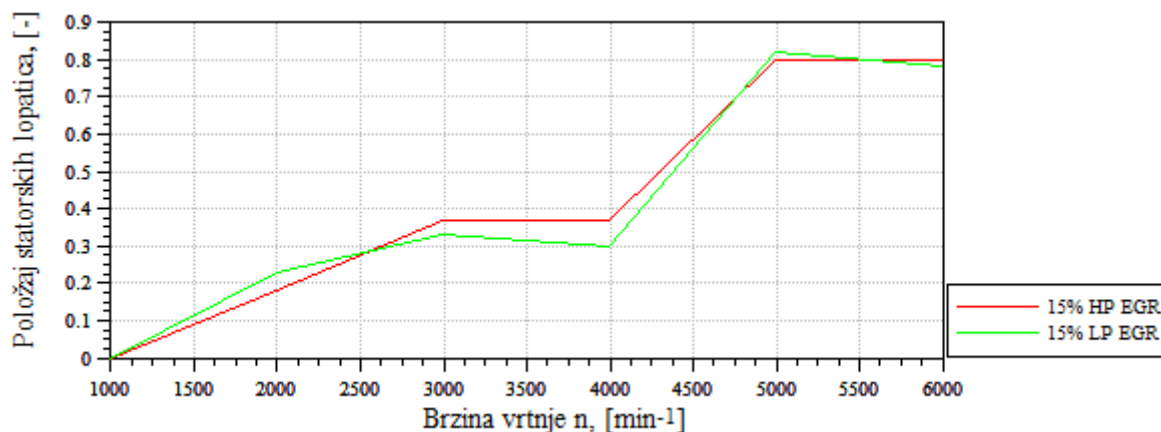
4.4.5. Srednji indicirani tlak



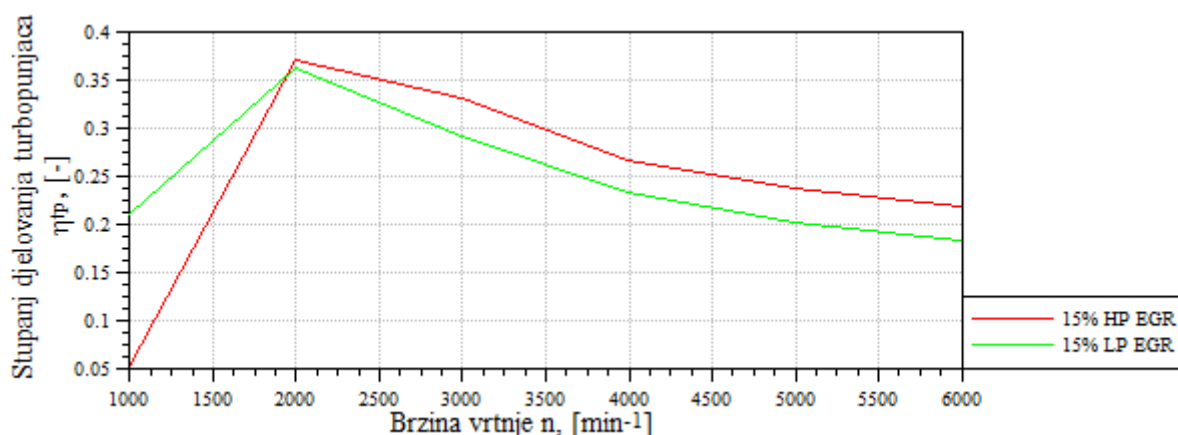
Slika 42. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 10% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a. Srednji indicirani tlak približno je jednake vrijednosti do 2000 min⁻¹, nakon čega slijedi veći pad za LP EGR do 6000 min⁻¹ te blagi porast za HP EGR do 3000 min⁻¹ te pad do 6000 min⁻¹. Za razliku od slučaja s 5 % EGR-a prikazanog na slici 33, indicirani tlak za LP EGR ne postiže veće vrijednosti nego HP EGR pri 2000 min⁻¹.

4.5. Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 15 % udjela

4.5.1. Turbopunjač



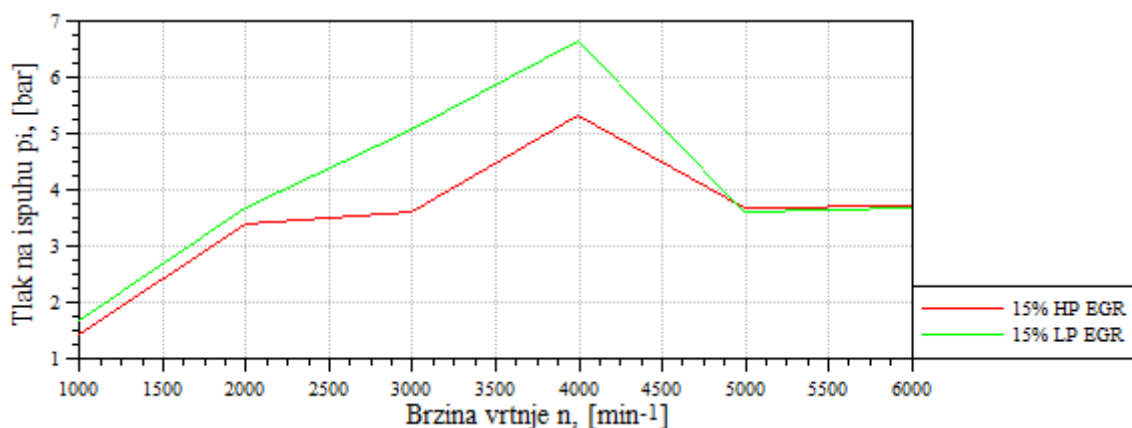
Slika 43. Položaj statorskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR. Vrijednosti položaja statorskih lopatica pri brzinama vrtnje do 2500 min⁻¹ za LP EGR veće su nego za HP EGR. Obje krivulje rastu do 3000 min⁻¹, a LP nakon 3000 min⁻¹ bilježi lagani pad vrijednosti do 4000 min⁻¹, dok za HP EGR zadržava konstantnu vrijednost. Od 4000 do 5000 min⁻¹ obje krivulje rastu, a LP EGR postiže veću vrijednost nego HP EGR. Nakon brzine vrtnje od 5000 min⁻¹ vrijednost za LP EGR blago pada, a za HP EGR je konstantna.



Slika 44. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

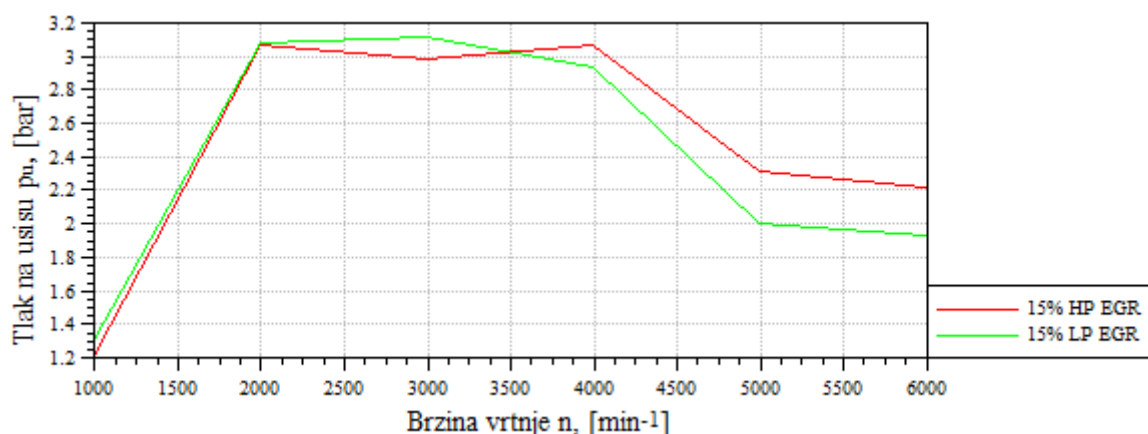
Stupanj djelovanja turbine za brzinu vrtnje manju od 1900 min⁻¹ veći je za LP EGR, nakon čega je veći za HP EGR. Nakon 2000 min⁻¹, obje vrijednosti za oba slučaja padaju. Valja primijetiti da je stupanj djelovanja za 15 % HP EGR-a pri 1000 min⁻¹ vrlo mali. Ako se usporede vrijednosti s 5 i 10 % EGR-a, prikazanima na slici 26 i slici 35, zamijetan je strmiji pad vrijednosti za krivulje LP EGR-a, te da su krivulje HP EGR-a položnije, odnosno sjecište krivulja pomiče se ulijevo.

4.5.2. Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu



Slika 45. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

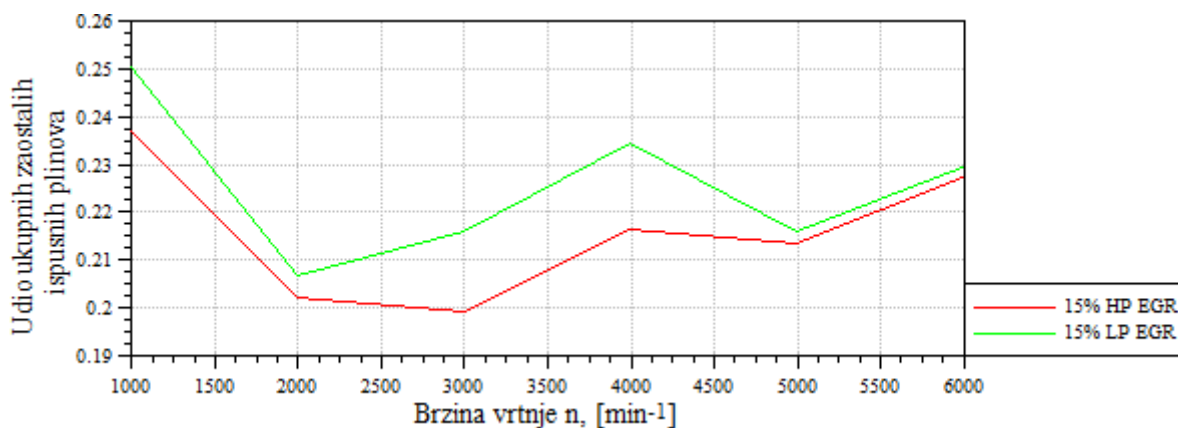
Tlak na ispuhu znatno je veći za LP EGR nego za HP EGR do brzine vrtnje od 5000 min⁻¹ nakon čega su krivulje približno istih vrijednosti i konstantnih vrijednosti. Obje krivulje rastu do 4000 min⁻¹, a između 4000 i 5000 min⁻¹ padaju.



Slika 46. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

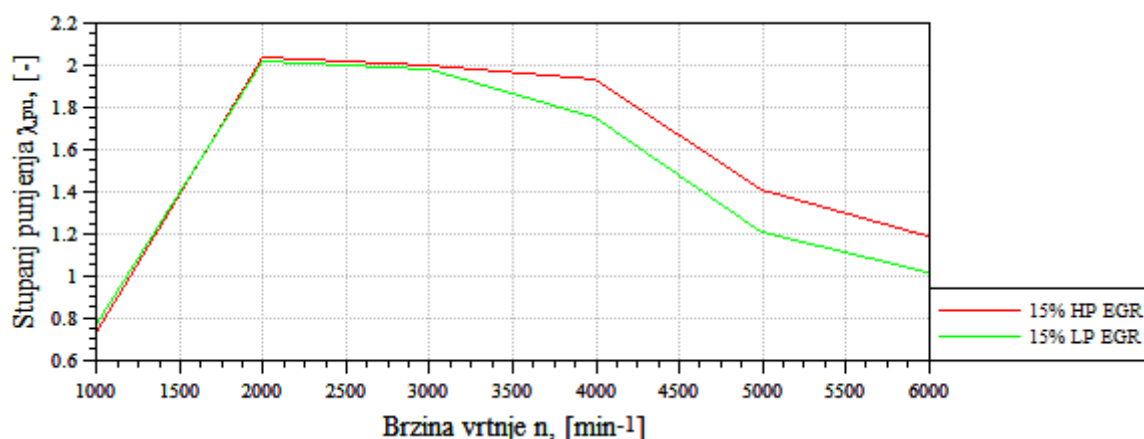
Tlak na usisu veći je za LP EGR nego za HP EGR do 3500 min⁻¹ nakon čega je obrnuto. Tlak za LP EGR raste do 3000 nakon čega počinje blagi pad između 3000 i 4000 te između 5000 i 6000, a nagli između 4000 i 5000 min⁻¹. Tlak za HP EGR raste između 1000 i 2000 naglo, te neznatno između 3000 i 4000 min⁻¹, a pada između 2000 i 3000 min⁻¹ te između 5000 i 6000 min⁻¹ blago, a između 4000 i 5000 min⁻¹ naglije.

4.5.3. Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja



Slika 47. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

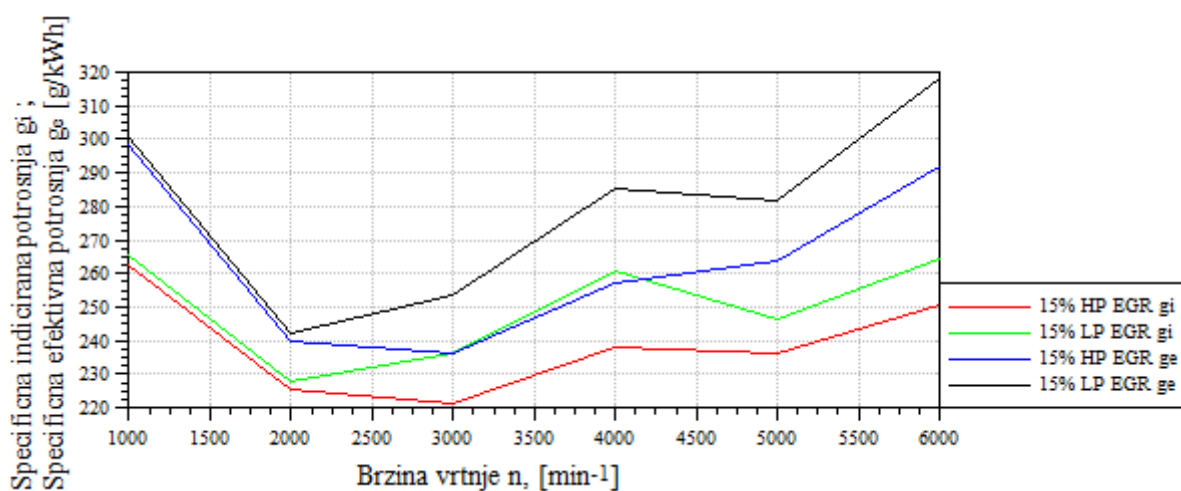
Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru veći je za LP EGR za sve brzine vrtnje. Krivulja udjela za LP EGR pada između za brzine vrtnje od 1000 i 2000 min⁻¹ te između 4000 i 5000 min⁻¹, a raste između 2000 i 4000 min⁻¹ te između 5000 i 6000 min⁻¹. Krivulja udjela za HP EGR pada između 1000 i 3000 min⁻¹ te 4000 i 5000 min⁻¹, a raste između 3000 i 4000 min⁻¹ te od 5000 do 6000 min⁻¹.



Slika 48. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

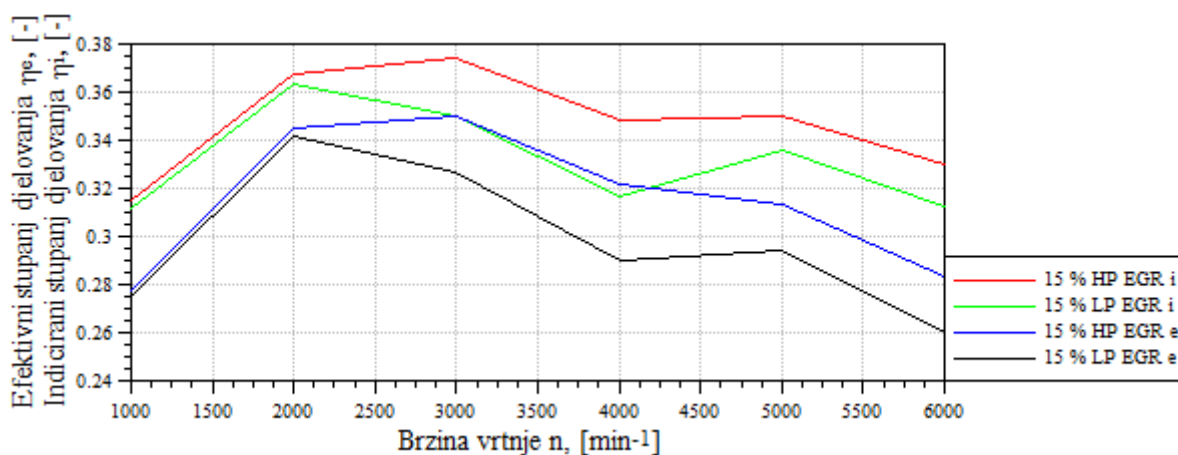
Stupanj punjenja neznatno je veći za LP EGR pri brzinama vrtnje do 1700 min⁻¹, nakon čega je veći za HP EGR. Vrijednosti za oba slučaja rastu do 2000 min⁻¹ nakon čega slijedi pad vrijednosti, s time da je isti izraženiji kod LP EGR.

4.5.4. Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja



Slika 49. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

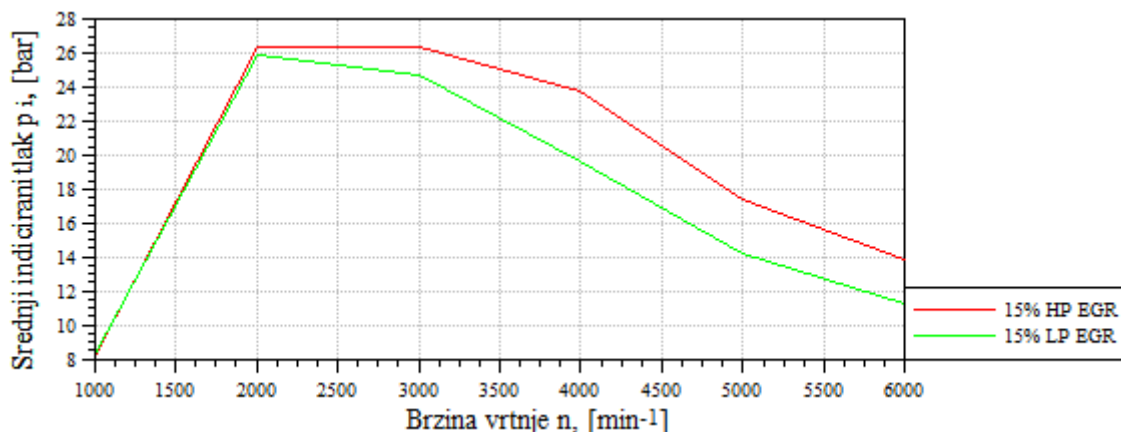
Specifične potrošnje više su za rad s LP EGR kroz sve brzine vrtnje. Minimalne vrijednosti specifičnih potrošnji za LP EGR minimalne su pri 2000 min⁻¹, a za HP EGR pri 3000 min⁻¹. Posebno je velika razlika na 4000 min⁻¹, za najveći udio zaostalih plinova za LP EGR prikazan na slici 47, kad je efektivna potrošnja za HP EGR manja nego indicirana za LP EGR.



Slika 50. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Efektivni stupnjevi djelovanja dobiveni korištenjem izraza (12) i (13) obrnuto su proporcionalni specifičnoj indiciranoj potrošnji.

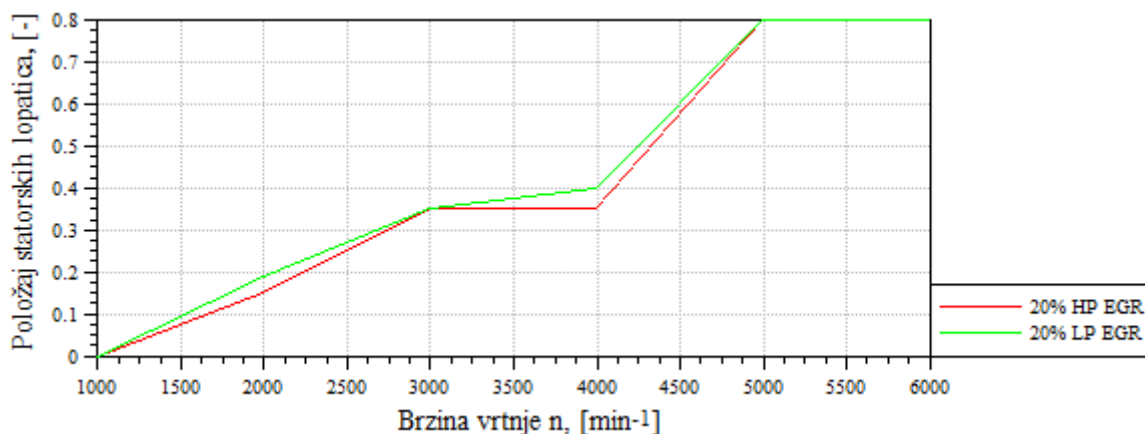
4.5.5. Srednji indicirani tlak



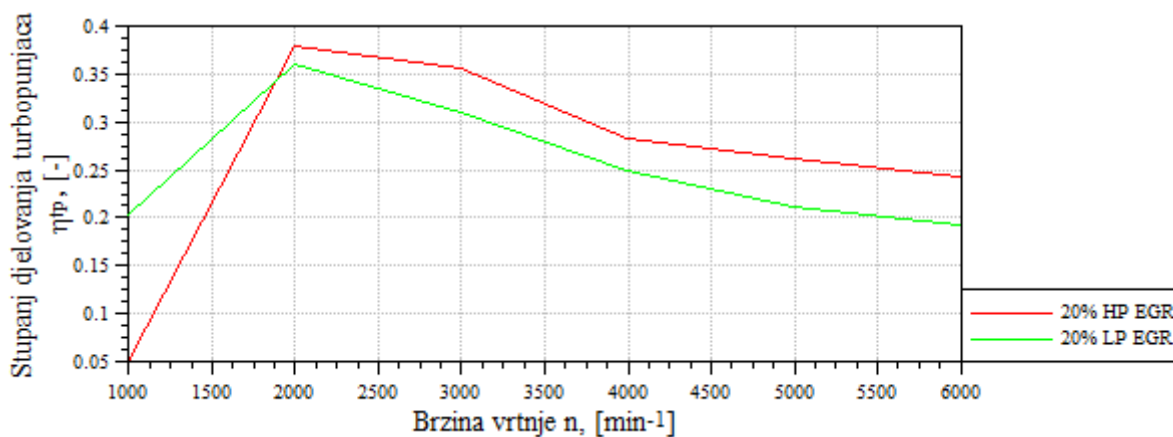
Slika 51. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 15% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a
Srednji indicirani tlak jednak je za obje vrste EGR-a pri okretajima nižim od 2000 min^{-1} , a nakon te brzine vrtnje veći je za HP EGR. Znatnija razlika između HP i LP EGR postiže se iznad 3000 min^{-1} kad je veći rad izmjene radne tvari uslijed veće razlike između tlakova na usisu i ispuhu za LP EGR prikazanih na slici 45 i slici 46. Krivulje su oblikom vrlo slične za one pri 5 i 10 % EGR-a, a vidljivo je povećanje razlike između HP EGR i LP EGR povećanjem udjela pri većim brzinama vrtnje.

4.6. Usporedba visokotlačnog i niskotlačnog EGR-a s 20 % udjela

4.6.1. Turbopunjač



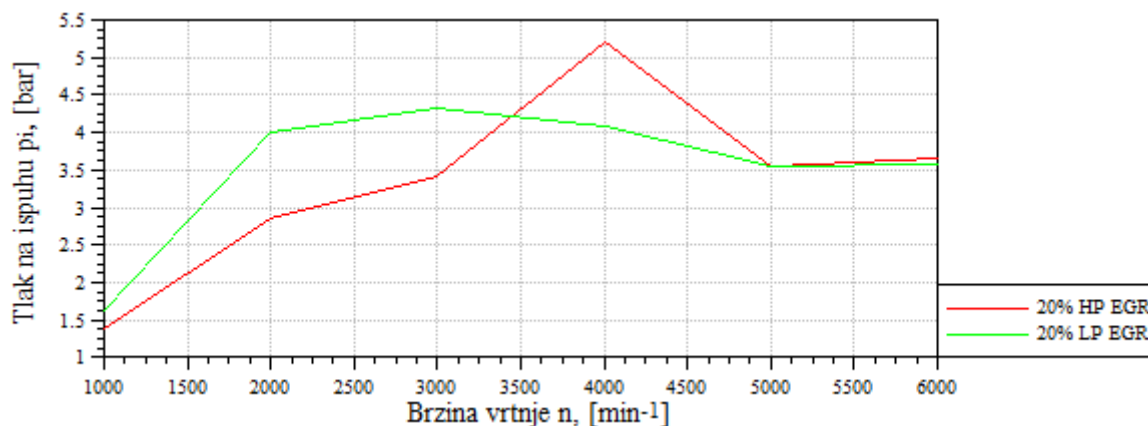
Slika 52. Položaj statoskih lopatica ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR. Vrijednosti položaja statoskih lopatica za LP EGR veće su nego za HP EGR kroz sve brzine vrtnje, osim pri brzini vrtnje od 3000 te između 5000 i 6000 min⁻¹ gdje su jednake. Krivulja LP EGR-a raste do 5000 min⁻¹ pa ostane na konstantnoj vrijednosti. Krivulja HP EGR-a raste između 1000 i 3000 min⁻¹ te između 4000 i 5000 min⁻¹, a konstantne je vrijednosti između 3000 i 4000 min⁻¹ te između 5000 i 6000 min⁻¹.



Slika 53. Stupanj djelovanja turbopunjača ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

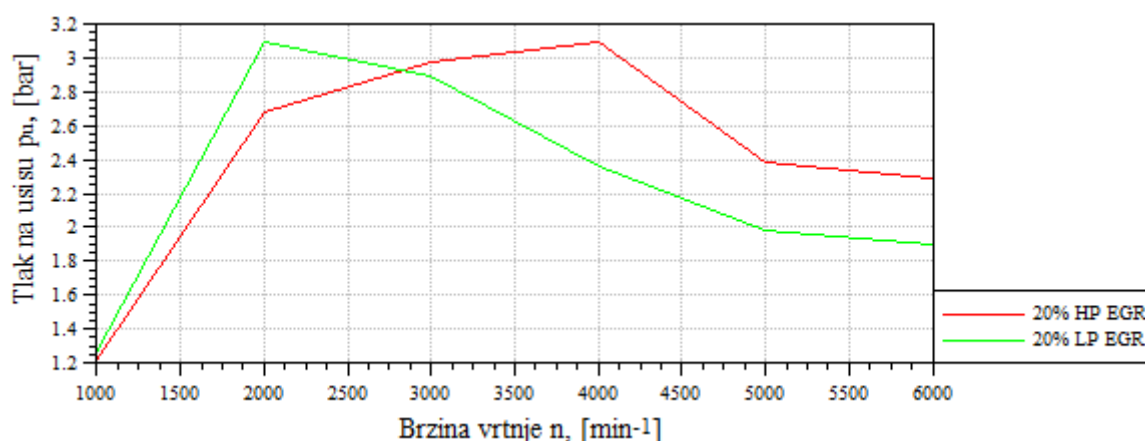
Stupanj djelovanja turbopunjača raste u oba slučaja do 2000 min⁻¹, nakon čega pada. Do 1900 min⁻¹ stupanj djelovanja veći je za LP EGR, nakon čega je veći za HP EGR. Kao i kod 15 % EGR-a prikazanog na slici 44, sjecište krivulja LP i HP EGR-a pomaknuto je nalijevo, a vrijednosti HP EGR-a pri 1000 min⁻¹ vrlo su niske.

4.6.2. Utjecaj na tlak na ispuhu i usisu



Slika 54. Tlak na ispuhu ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

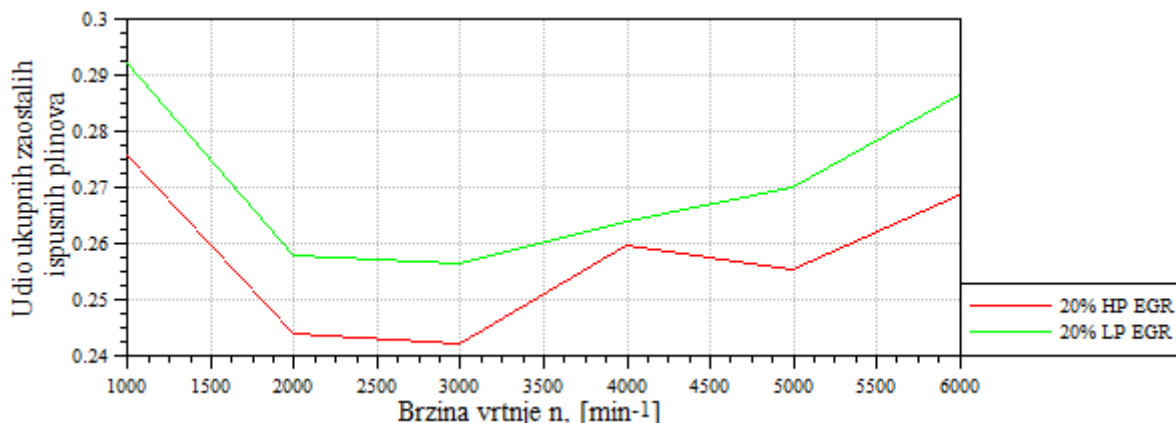
Tlak na ispuhu veći je do 3400 min⁻¹ za LP EGR nego za HP EGR, a pri višim brzinama je obrnuto. Krivulja tlaka za LP EGR raste do 3000 min⁻¹ te od 5000 do 6000 min⁻¹, a pada između. Krivulja tlaka za HP EGR raste do 4000 min⁻¹ te iznad 5000 min⁻¹, nakon čega pada.



Slika 55. Tlak na usisu ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

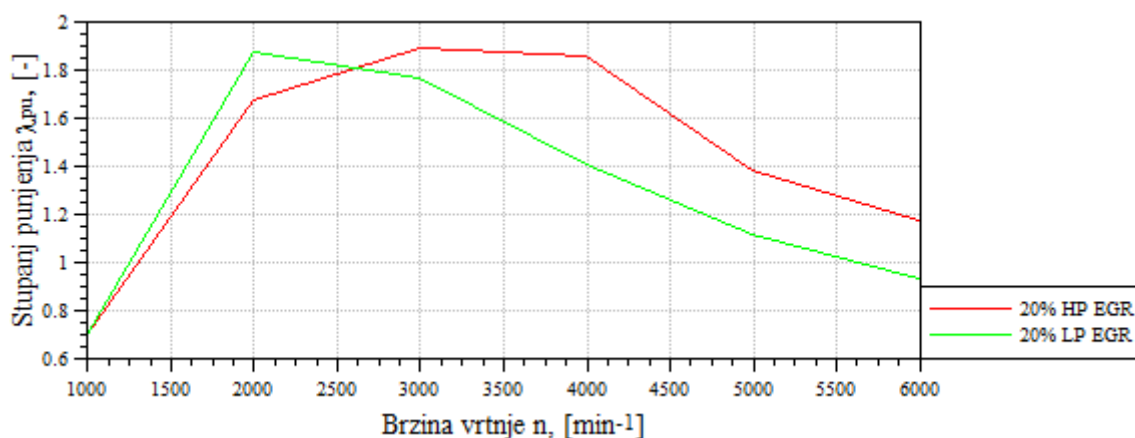
Tlak na usisu veći je za LP EGR do 2900 min⁻¹, a pri višim brzinama vrtnje je veći za HP EGR. Krivulja tlaka na usisu za LP EGR raste do 2000 min⁻¹, a pri višim brzinama pada. Krivulja tlaka za HP EGR raste do 4000 min⁻¹ pa slijedi prvo nagli pad do 5000 min⁻¹, a potom i postepeni pad do 6000 min⁻¹.

4.6.3. Udio zaostalih ukupnih plinova u cilindru i stupanj punjenja



Slika 56. Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

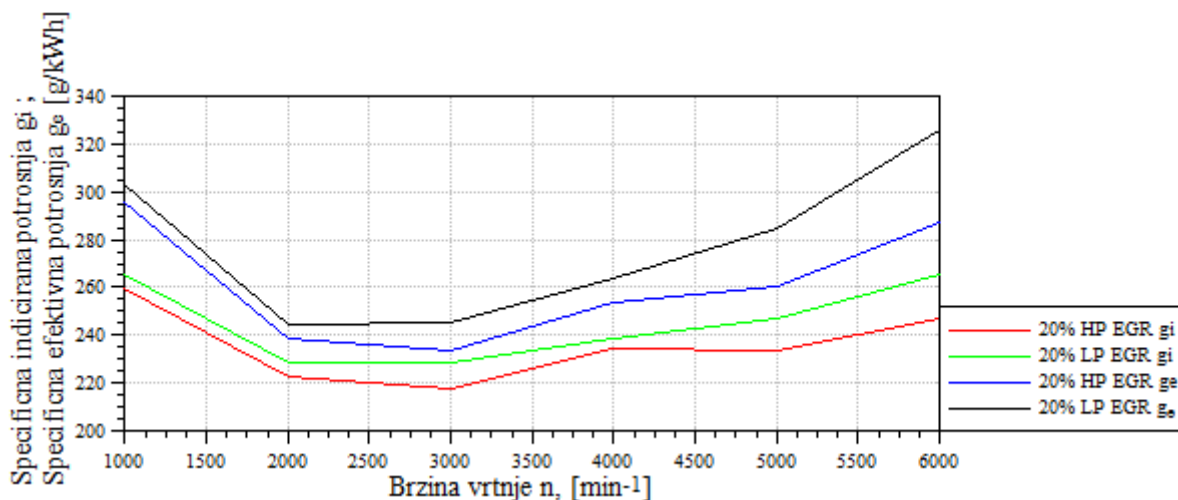
Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova manji je za HP EGR u cijelom području rada isto kao i za slučaj s 15 % prikazan na slici 47. Obje krivulje postižu minimume pri brzini vrtnje od 3000 min⁻¹, a pri brzini vrtnje između 3000 i 4000 min⁻¹ veliki je skok za HP EGR uslijed naglog porasta tlaka na ispuhu prikazanog na slici 54.



Slika 57. Stupanj punjenja ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

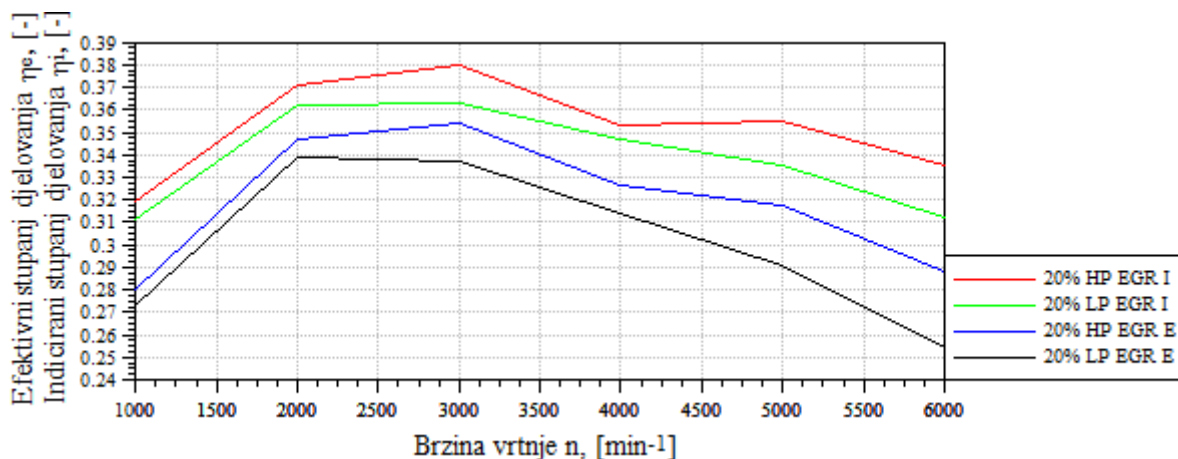
Stupanj punjenja veći je za LP EGR do brzine vrtnje od 2600 min⁻¹, a nakon toga je veći za HP EGR. Krivulja za LP EGR raste do brzine 2000 min⁻¹, a zatim pada na vrijednost manju od 1. Krivulja za HP EGR raste do brzine vrtnje od 3000 min⁻¹ pa prvo lagano pada do brzine vrtnje od 4000 min⁻¹, a zatim i naglo do vrijednosti od 1,18 pri brzini od 6000 min⁻¹.

4.6.4. Specifična efektivna i indicirana potrošnja, efektivni i indicirani stupanj djelovanja



Slika 58. Specifična indicirana i efektivna potrošnja ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

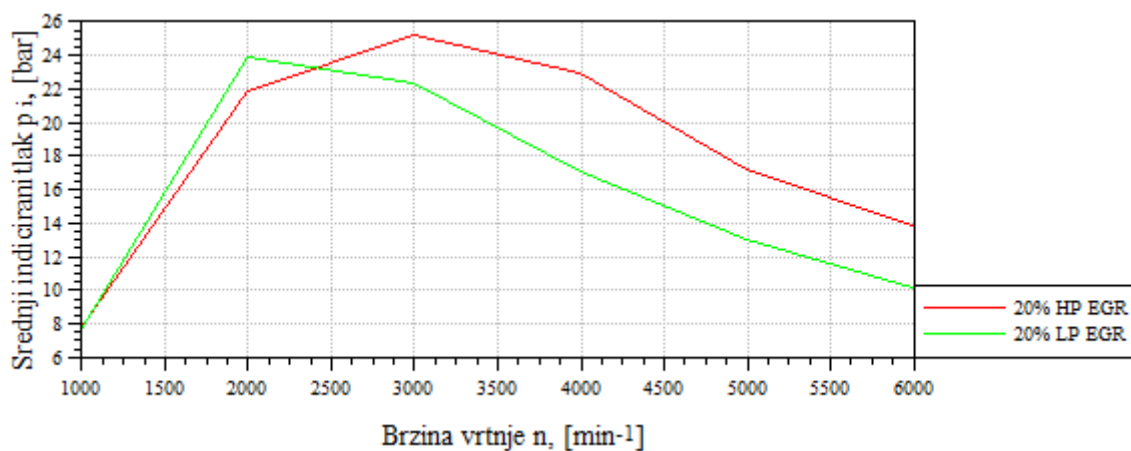
Specifične potrošnje niže su za HP EGR pri svim brzinama vrtnje. Pri brzini vrtnje od 3000 min⁻¹, ostvarena je najniža vrijednost specifičnih potrošnji u cijelom proračunu.



Slika 59. Efektivni i indicirani stupanj djelovanja ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a

Kako su stupnjevi djelovanja obrnuto proporcionalni s potrošnjama, pri brzini vrtnje od 3000 min⁻¹ postignuti su i najveći stupnjevi djelovanja.

4.6.5. Srednji indicirani tlak



Slika 60. Srednji indicirani tlak ovisno o brzini vrtnje za 20% niskotlačnog i visokotlačnog EGR-a. Pri brzinama vrtnje do 2400 min^{-1} dobivene su veće vrijednosti tlaka za LP EGR zbog nemogućnosti ostvarenja željenog udjela HP EGR-a pri većim vrijednostima položaja statorskih lopatica, što je i prikazano u paragrafu 3.2.1. Krivulja srednjeg indiciranog tlaka za LP EGR raste do brzine vrtnje od 2000 min^{-1} nakon čega slijedi pad, a krivulja HP EGR raste do 3000 min^{-1} gdje postiže i veće vrijednosti od LP EGR pri 2000 min^{-1} , a potom kontinuirano pada.

5. ZAKLJUČAK

Simulacijama je pokazano da i visokotlačni (HP) i niskotlačni (LP) EGR imaju prednosti i mane. Utjecaj obje vrste EGR-a na performanse motora ovisi o brzini vrtnje i o udjelu EGR-a. U pogledu srednjeg indiciranog tlaka, odnosno indicirane snage, povećanjem udjela HP EGR-a motor daje manje snage pri brzinama vrtnje manjim od 5000 min^{-1} , dok se pri većim brzinama vrtnje snage izjednače. Povećanjem udjela LP EGR, snaga pada s povećanjem udjela za sve brzine vrtnje. Pri brzinama vrtnje do 2000 min^{-1} , snaga za jednake udjele različitih vrsta EGR-a veća je za LP EGR, dok je pri većim brzinama obratno. Pri brzinama vrtnje većim od 5000 min^{-1} , za sve udjele HP EGR se postiže veća snaga nego za rad bez EGR-a.

U pogledu srednje indicirane potrošnje pa tako i indiciranog stupnja djelovanja, pri nižim brzinama vrtnje za slučajeve s 5 i 10 % EGR-a manja je potrošnja za LP EGR, a pri većim udjelima EGR-a manja je potrošnja za HP EGR pri svim brzinama vrtnje. Za rad sa svim udjelima HP EGR-a iznad brzine vrtnje od 4000 min^{-1} niža je potrošnja nego za rad bez EGR-a, a za 15 i 20 % niža je potrošnja pri svim brzinama vrtnje. Pri radu s 20 % LP EGR-a, niža je potrošnja nego za rad bez EGR-a za sve brzine vrtnje, a za rad s manjim udjelima je veća ili jednaka s radom bez EGR-a.

Udio ukupnih zaostalih ispušnih plinova u cilindru veći je za rad s LP EGR-om pri svim brzinama vrtnje osim u radu s 5 i 10 %, kad je pri vrlo niskim brzinama vrtnje manji udio nego za HP EGR.

Stupanj djelovanja turbopunjača pri nižim brzinama vrtnje veći je za jednake udjele LP EGR nego za HP EGR, s time da povećanjem udjela EGR-a pada brzina vrtnje do koje je veći stupanj djelovanja za LP EGR. Pri većim brzinama vrtnje stupanj djelovanja turbopunjača raste s povećanjem udjela EGR-a.

Niskotlačni EGR pokazao se kao bolje rješenje pri niskim brzinama vrtnje i u pogledu srednjeg indiciranog tlaka, specifične potrošnje i s većim stupnjem djelovanja turbopunjača. S druge strane, HP EGR pokazao se kao puno bolje rješenje pri višim brzinama vrtnje motora, a pri većim udjelima niže su specifične indicirane potrošnje čak i u odnosu na rad bez EGR-a za sve brzine vrtnje. Smanjenje snage povećanjem udjela HP EGR-a pri brzinama vrtnje većim od 2000 min^{-1} znatno je manje nego za LP EGR. Kao optimalno rješenje, predložio bih korištenje LP EGR pri brzinama vrtnje nižim od 2000 min^{-1} te HP EGR za više brzine vrtnje.

LITERATURA

- [1] Mahalec, Lulić, Kozarac: Motori s unutarnjim izgaranjem , Sveučilište u Zagrebu, 2013.
- [2] Lefebvre, A. H. : Gas Turbine Combustio”, 1998. Taylor and Francis, 2nd Edition, London, UK.
- [3] Haiqiao Wei, Tianyu Zhu, Gequn Shu , Linlin Tan, Yuesen Wang: Gasoline engine exhaust gas recirculation, Tianjin University, 2012.
- [4] Youngsoo Park, Choongsik Bae: Experimental study on the effects of high/low pressure EGR proportion in a passenger car diesel engine, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Republic of Korea
- [5] Jose Manuel Lujan, Hector Climent: Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine, University of L’Aquila
- [6] Carlo Villante, Roberto Valente: A Study on High Rate EGR in a Medium Size Turbo-Charged CI ICE Both in Low and High Pressure Configurations, CMT Motores Termicos, Universitat Politecnica de Valencia, Spain
- [7] Kozarac, Sjerić, Šagi: Računalne simulacije u razvoju motora i vozila, Sveučilište u Zagrebu
- [8] AVL: User guide
- [9] Tehnika motornih vozila, Centar za vozila Hrvatske, Hrvatska obrtnička komora, Pučko otvoreno učilište Zagreb

PRILOZI

I. CD-R disc