Simulacija rada dvotaktnog Ottovog motora za pogon zrakoplova generalne avijacije

Karačić, Mislav

Master's thesis / Diplomski 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:235:312308

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-28**

Repository / Repozitorij:

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







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mislav Karačić

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Simulacija rada dvotaktnog Ottovog motora za pogon zrakoplova generalne avijacije

Mentor: Student:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić, mag. ing. mech. Mislav Karačić

Zagreb, 2019.

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

Prvo bih se zahvalio svome mentoru docentu dr. sc. Momiru Sjeriću na pomoći u tumačenju dobivenih rezultata simulacije kao i na pomoći u izradi i pisanju ovog rada te na svim savjetima i komentarima.

Veliko hvala i docentu dr. sc. Rudolfu Tomiću na pomoći u prikupljanju ulaznih podataka o motoru.

Zahvalio bih se tvrtci BRP Rotax GmbH & Co KG i voditelju predrazvoja Nigelu Foxhallu za ustupljene ulazne podatke i smjernice za izradu rada.

Posebno bih se zahvalio svojoj obitelji koja je uvijek bila najveća potpora u svim godinama studija.

Mislav Karačić

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske 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:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Mislav Karačić** Mat. br.: 0035190169

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Simulacija rada dvotaktnog Ottovog motora za pogon zrakoplova generalne avijacije**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Cycle-Simulation of Two Stroke Spark Ignition Engine for the Applications in General Aviation**

Opis zadatka:

Za pogon letjelica u generalnoj avijaciji često se koriste dvotaktni Ottovi motori. Razvojem pojedinih sustava koji se koriste u širokoj primjeni na motorima za pogon cestovnih vozila kao što su sustavi prednabijanja i direktnog ubrizgavanja goriva dolazi do ideja za njihovom integracijom na dvotaktne Ottove motore koji se mogu koristiti za pogon zrakoplova do visina leta od 7000 m. Primjenom simulacija radnih ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem moguće je u preliminarnim fazama njihova razvoja odrediti utjecaj osnovnih konstrukcijskih i radnih parametara motora na njegove značajke rada.

U okviru diplomskog rada je potrebno:

- Opisati konstrukciju, princip rada i radno područje razmatranog Ottovog motora.
- Napraviti izračun slobodnih ploha plamena i izgorjelih volumena primjenom 3-D CAD modela.
- Izraditi simulacijski model motora u programskom paketu AVL Boost™, primijeniti kvazidimenzijski model izgaranja i sustav prednabijanja.
- Odrediti karakteristike rada motora pri punom opterećenju i odabrati turbonabijanje s mapama rada koje su najpovoljnije za razmatrani motor.
- Istražiti utjecaj promjene radnih i konstrukcijskih parametara (kompresijskog omjera) motora na njegove radne karakteristike uzimajući u obzir sklonost pojavi detonantnog izgaranja.
- Analizirati rad motora i turbonabijanja kod promjene visine leta kako bi se održala maksimalna snaga koja je ostvarena na nultoj razini nadmorske visine.
- Opisati ostvarene simulacijske rezultate i iznesti zaključke.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskoga rada. U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
7. ožujka 2019.	9. svibnja 2019.	15., 16. i 17. svibnja 2019.

Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA VI
POPIS OZNAKA VII
SAŽETAK X
SUMMARY XI
1. Uvod 1
2. Općenito o dvotaktnim motorima 4
2.1. Vrste izmjene radnog medija kod dvotaktnih motora 6
2.1.1. Usisni kanal kontroliran klipom 6
2.1.2. Rotirajući usisni kanal 8
2.1.3. Izmjena radnog medija ventilima 9
2.2. Primjena dvotaktnih motora 10
2.3. Primjeri dvotaktnih motora za pogon malih zrakoplova 11
2.3.1. Arrow 1000 11
2.3.2. KFM 107 12
2.3.3. Rotax 618 13
3. Teorijske osnove modeliranja u programskom paketu AVL BOOST^{TM} 15
3.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih značajki 16
3.1.1. Maseni udjeli radne smjese 16
3.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru 16
3.1.3. Gibanje klipa 19
3.1.4. Prijelaz topline 20
3.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra 22
3.2.1. Proračunski podmodel turbulencije $K-k$ 24
3.3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem 26
3.3.1. Fraktalni model izgaranja 27
3.3.2. Model detonacije 28
4. Osnovni podaci i simulacijski model motora 30
4.1. Osnovni radni i geometrijski podaci 30
4.2. Simulacijski model motora u programskom paketu AVL BOOST^{TM} 34
4.2.1. Elementi modela 34
4.2.1.1 Rubni uvjeti 34
4.2.1.2 Turbopunjač 35
4.2.1.3 Cilindar 37
5. Rezultati simulacije s pojednostavljenim modelom turbopunjača 53
6. Odabir mapa turbupunjača 57
6.1. Prvi turbopunjač- GTX2860 61
6.2. Drugi turbopunjač- GT2560R 66
6.3. Treći turbopunjač- GT2259 70

6.4. Usporedba razmatranih turbopunjača 73
7. Simulacija rada motora pri punom opterećenju na 7000 metara nadmorske visine 77
7.1. Promjena rubnih uvjeta 79
7.2. Hladnjak zraka (eng. *Air Cooler*) 79
7.3. Prikaz rezultata na 7000 metara nadmorske visine 79
8. *E-booster* 83
9. ZAKLJUČAK 87
LITERATURA 89

POPIS SLIKA

Slika 1. Prikaz simetričnog razvodnog dijagrama dvotaktnog motora [3] 5
Slika 2. Prikaz usisnog kanala kontroliranog klipom [5] 7
Slika 3. Prikaz rotirajućeg usisnog ventila [5] 8
Slika 4. ROTAX R.A.V.E sistem s ispušnim ventilom [6] 9
Slika 5. Primjena dvotaktnih motora 10
Slika 6. Vozilo Lotus s dvotaktnim motorom [9] 11
Slika 7. Arrow zrakoplovni motor [10] 12
Slika 8. KFM 107 zrakoplovni motor [11] 13
Slika 9. Rotax 618 zrakoplovni motor [12] 14
Slika 10. Prikaz 0-D modela izgaranja [13] 15
Slika 11. Razmatrani maseni udjeli radne smjese [14] 16
Slika 12. Energetska ravnoteža cilindra [14] 17
Slika 13. Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [14] 19
Slika 14. Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrujavanja na objekt [15] 22
Slika 15. Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [2] 23
Slika 16. Prikaz simulacija turbulentnog strujanja [16] 23
Slika 17. Ilustracija energijskog kaskadnog fenomena [17] 24
Slika 18. Faze izgaranja u cilindru Ottovog motora [13] 26
Slika 19. Podjela mješavine u cilindru na izgorjelu i neizgorjelu zonu [19] 28
Slika 20. Definiranje položaja svjećica 32
Slika 21. Shema analiziranog dvotaktnog motora 33
Slika 22. Model simulacijskog motora u AVL BOOST^{TM} 34
Slika 23. Prikaz definiranja globalne varijable *turbo_tlak* kroz raspon brzine vrtnje 37
Slika 24. Oblik prostora izgaranja 37
Slika 25. Definiranje geometrije cilindra 38
Slika 26. Odabrani model ispiranja cilindara 39
Slika 27. Konstantne fraktalnog modela izgaranja 40
Slika 28. Utjecaj kuta pretpaljenja na vršne tlakove izgaranja [20] 43
Slika 29. Utjecaj različitih kuteva pretpaljenja na tlakove izgaranja 43
Slika 30. Utjecaj različitih kuteva pretpaljenja na potreban oktanski broj goriva 44

Slika 31. Definiranje globalnog parametra *spark_timing* kroz raspon brzine vrtnje motora ... 44
Slika 32. Prikaz potrebnog oktanskog broja kroz čitav raspon brzine vrtnje pri punom opterećenju motora ... 45
Slika 33. Položaj točke težišta izgaranja (CA50) pri različitim brzinama vrtnje i pri punom opterećenju motora ... 45
Slika 34. Prikaz položaja i broja usisnih i ispušnih kanala u poprečnoj ravnini cilindra motora ... 46
Slika 35. Prikaz razvodnog dijagrama motora ... 48
Slika 36. Koeficijenti protoka ispušnog kanala za različite brzine vrtnje motora ... 50
Slika 37. Površine kanala za izmjenu radne smjese ... 51
Slika 38. Efektivna površina ispušnog kanala na 5500 min^{-1} ... 52
Slika 39. Efektivna snaga motora s pojednostavljenim modelom turbopunjača ... 53
Slika 40. Tlakovi prednabijanja motora s pojednostavljenim modelom turbopunjača ... 53
Slika 41. Srednji efektivni tlak kroz raspon brzine vrtnje motora ... 54
Slika 42. Krivulje performansi motora ... 55
Slika 43. Udio produkata izgaranja u ispuhu na 1000 min^{-1} i 5500 min^{-1} ... 56
Slika 44. Primjer kompresorske mape ... 58
Slika 45. Primjer turbinske mape [22] ... 59
Slika 46. Maseni protoci u mapi kompresora GTX2860 [22] ... 61
Slika 47. Mapa turbine turbopunjača GTX2860 [22] ... 62
Slika 48. Aproksimacija mape kompresora GTX2860 ... 63
Slika 49. Aproksimacija turbinske mape GTX2860 ... 64
Slika 50. Radne točke motora pri punom opterećenju u kompresorskoj mapi GTX2860 ... 65
Slika 51. Radne točke motora pri punom opterećenju u turbinskoj mapi GTX2860 ... 66
Slika 52. Maseni protoci u mapi kompresora GT2560R ... 67
Slika 53. Aproksimacija kompresorske mape GT2560R ... 68
Slika 54. Aproksimirana turbinska mapa GT2560R ... 69
Slika 55. Radne točke motora pri punom opterećenju u kompresorskoj mapi GT2560R ... 69
Slika 56. Radne točke motora pri punom opterećenju u turbinskoj mapi GT2560R ... 70
Slika 57. Maseni protoci u mapi kompresora GT2560R ... 71
Slika 58. Radne točke motora pri punom opterećenju u kompresorskoj mapi GT2259 ... 72
Slika 59. Radne točke motora pri punom opterećenju u turbinskoj mapi GT2259 ... 73
Slika 60. Usporedba efektivnih snaga odabranih turbopunjača ... 74
Slika 61. Usporedba ukupne efikasnosti odabranih turbopunjača ... 75

Slika 62. Tlak prednabijanja za odabrane turbopunjače kroz raspon brzine vrtnje motora 76
Slika 63. Dobiveni oktanski broj za odabrane turbopunjače 76
Slika 64. Pad snage s porastom nadmorske visine [23] 77
Slika 65. Tlak okoline u ovisnosti o promjeni nadmorske visine [2] 78
Slika 66. Ovisnost promjene temperature okoline o promjeni nadmorske visine [2] 78
Slika 67. Usporedba efektivne snage motora na 7000 metara 79
Slika 68. Usporedba ostvarenog tlaka prednabijanja odabranih turbopunjača na 7000 metara 80
Slika 69. Usporedba radnih točaka u kompresorskoj mapi na 0 i 7000 metara nadmorske visine 81
Slika 70. Usporedba ostvarene efektivne snage s turbopunjačem GT2259 na tri različite nadmorske visine: 0 m, 2000 m i 7000 m. 82
Slika 71. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva s turbopunjačem GT2259 na tri različite nadmorske visine: 0 m, 2000 m i 7000 m. 82
Slika 72. Koncept *e-boostera* [24] 83
Slika 73. Ostvareni tlak prednabijanja e-boosterom 84
Slika 74. Efektivna snaga postignuta e-boosterom i snaga elektromotora za pogon kompresora 85
Slika 75. Prikaz početnog dijela programskog koda u alatu *Macro* 91
Slika 76. Globalne varijable u programskom paketu Solidworks™ 92
Slika 77. Način definiranja koraka i dimenzija matrica koje opisuju poziciju klipa i radijus plamena 92
Slika 78. Početni dio koda u Matlabu™ za definiranje matrica 93
Slika 79. Nazivi i dimenzije izlaznih matrica dobivenih iz koda u Matlabu™ 93
Slika 80. Početni dio kreirane datoteke za unos u programski paket AVL BOOST™ 94

POPIS TABLICA

Tablica 1. Karakteristike Arrow 1000 motora 12
Tablica 2. Karakteristike KFM 107 motora 13
Tablica 3. Karakteristike Rotax 618 motora 14
Tablica 4. Osnovne radne karakteristike motora 30
Tablica 5. Osnovne geometrijske karakteristike motora 31
Tablica 6. Trenuci otvaranja kanala za izmjenu radne smjese 47
Tablica 7. Položaj kanala za izmjenu radne tvari 49
Tablica 8. Položaj otvaranja ispušnog kanala reguliranog RAVE ventilom 50
Tablica 9 Ostvareni maseni protoci kroz motor u (kg/s) 60
Tablica 10. Nazivi izlaznih matrica 94

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
Latinično pismo		
A_{eff}	m^2	Efektivna površina strujanja
A_i	m^2	Ukupna površina stijenki prostora izgaranja
A_L	m^2	Laminarna (glatka) površina plamene fronte
A_T	m^2	Turbulentna (naborana) površina plamene fronte
A_w	m^2	Površina otvora
AF_{CP}	-	Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja
C_{TURB}	-	Faktor turbulencije uz stijenke
c_{ign}	-	Konstanta zakašnjenja paljenja
c_L	-	Konstanta integralne duljine vrtloga
c_m	m/s	Srednja brzina klipa
c_p	J/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
c_t	-	Konstanta produkcije turbulencije
c_u	m/s	Obodna brzina klipa
D	m	Promjer cilindra/klipa
D_3	-	Fraktalna dimenzija
d	-	Eksponent laminarne brzine plamena
d_{ex}	m	Promjer ispušnog ventila
d_{in}	m	Promjer usisnog ventila
d_{vi}	m	Unutarnji promjer sjedišta ventila (referentni promjer)
e	m	Zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila
H	m	Hod klipa
h_{BB}	J/kg	Entalpija smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra
h_{in}	J/kg	Entalpija mase koja ulazi u cilindar
h_{ex}	J/kg	Entalpija mase koja izlazi iz cilindra
$IMEP$	Pa	Srednji indicirani tlak
k	m^2/s^2	Turbulentna kinetička energija strujanja u cilindru
L_I	m	Integralna duljina vrtloga
l	m	Duljina klipnjače
m	-	Eksponent gustoće
m_{BZ}	kg	Masa izgorjele zone
m_C	kg	Ukupna masa u cilindru
m_{ev}	kg	Masa goriva koje isparava
m_{ex}	kg	Masa koja izlazi iz cilindra

Oznaka	Jedinica	Opis
$\dot{m}_{ex}$	kg/h	Maseni protok koji izlazi iz cilindra
m_{in}	kg	Masa koja ulazi u cilindar
$\dot{m}_{in}$	kg/h	Maseni protok koji ulazi u cilindar
m_{SOC}	kg	Masa goriva u cilindru na poˇcetku izgaranja
n	min^{-1}	Brzina vrtnje motora
P	$\text{kg/(ms}^3\text{)}$	Produkcija turbulentne kinetičke energije
p_C	Pa	Tlak unutar cilindra
Q_w	J	Gubitak energije uslijed prelaska topline u cilindru
Q_{wi}	J	Toplina prenesena na stijenke cilindra
q_{ev}	J/kg	Toplina isparavanja goriva
q_{in}	kg/s	Maseni protok na usisu
Re	-	Reynoldsov broj
$r_{f,ref}$	m	Tranzicijski radijus fronte plamena
r	m	Radijus radilice
r_f	m	Radijus prvog dostizanja plamena na stijenku
S_L	m/s	Laminarna brzina plamena
S_T	m/s	Turbulentna brzina plamena
s	m	Udaljenost klipa od gornje mrtve točke GMT
T	K	Temperatura atmosfere
T_C	K	Temperatura plinova u cilindru
$T_{L,TDC}$	K	Temperatura košuljice u gornjoj mrtvoj točki
$T_{L,BDC}$	K	Temperatura košuljice u donjoj mrtvoj točki
T_{wi}	K	Temperatura stijenki
u	J/kg	Specifična unutarnja energija
u'	m/s	Oscilacija brzine strujanja
V	m^3	Volumen cilindra
$\bar{v}$	m/s	srednja brzina klipa
w_{AIR}	-	Maseni udio zraka
w_B	-	Maseni udio izgorjele mase definiran kao omjer izgorjele i ukupne mase u cilindru
w_{CP}	-	Maseni udio produkata izgaranja
w_{FB}	-	Maseni udio izgorenog goriva
w_{FV}	-	Maseni udio para goriva
x	m	Relativan hod (stvarna pozicija klipa u odnosu na potpuni hod klipa)
Grčka slova		
α	°KV	Zakret koljenastog vratila relativan u odnosu na gornju mrtvu točku
α_P	$\text{W/(m}^2\text{K)}$	Koeficijent prijelaza topline na otvorima

Oznaka	**Jedinica**	**Opis**
α_W	$W/(m^2K)$	Koeficijent prijelaza topline na stijenke cilindra
ε	-	Kompresijski omjer motora
λ	-	Faktor pretička zraka
ρ	kg/m^3	Gustoća fluida
τ	s	Vremenska karakteristika izgaranja uz stijenke
ψ	°KV	Zakret koljenastog vratila između vertikalne osi kroz središte radilice i gornje mrtve točke kod zamaka osi klipa u odnosu na os radilice
ω	rad/s	Brzina vrtnje motora

SAŽETAK

U ovom radu analiziran je dvotaktni motor s prednabijanjem namijenjem za pogon zrakoplova generalne avijacije. U novije vrijeme zbog sve većih zahtjeva za smanjenjem potrošnje goriva i sve strožim propisima emisija ispušnih plinova, četverotaktni motori su istisnuli uporabu dvotaktnih motora. Analizom je pokazano kako se primjenom izravnog ubrizgavanja i pažljivim konstruiranjem kanala za izmjenu radnog medija mogu postići sasvim zadovoljavajući rezultati potrošnje goriva i emisije ispušnih plinova, istovremeno iskorištavajući veću snagu i ujednačeniji moment dvotaktnog motora. Za simulaciju rada motora koristio se komercijalni programski paket AVL BOOST^{TM} v2013.2. Na početku je izrađena simulacija motora s pojednostavljenim modelom turbopunjača te su uspoređeni dobiveni rezultati s maksimalno očekivanom efektivnom snagom pri maksimalnoj brzini vrtnje motora. S ciljem što točnije analize definirano je nekoliko kompletnih mapa rada turbopunjača te su uspoređeni rezultati i odabran je turbopunjač koji najbolje odgovara analiziranom motoru. Na kraju je analiziran utjecaj povećane nadmorske visine na rad motora te je opisan koncept dodatnog kompresora pogonjenog elektromotorom (eng. *e-booster*) kojim se može kompenzirati gubitak snage uslijed niskog tlaka okoline.

Ključne riječi: dvotaktni motor s unutarnjim izgaranjem, fraktalni model izgaranja, oktanski broj, AVL BOOST™, turbopunjač, kompresor pogonjen elektromotorom

SUMMARY

In this thesis the cycle-simulation of two stroke spark ignition turbocharged engine for the application in general aviation was analyzed. Most recently due to the increasing demands on reduction in fuel consumption and increasingly stringent exhaust emissions regulations, four-stroke engines have squeezed the use of two-stroke engines. The analysis has shown that by using direct injection and by detailed design of intake and exhaust ports, two stroke engines can achieve quite satisfactory results of fuel consumption and exhaust emissions while simultaneously taking advantage of greater power and a more balanced torque of the two-stroke engine. For engine simulation, the commercial version of AVL BOOST^{TM} v2013.2 software package was used. At the beginning a simulation of the engine with a simplified turbocharger model was made and the obtained results were compared with the maximum expected brake power at maximum engine speed. For a more accurate analysis, several full turbocharger maps have been defined and the results were compared with simplified model and a turbocharger is selected that best suits the analyzed engine. Finally, the influence of increased altitude on engine operation was analyzed and the concept of an additional compressor powered by an electric motor (e-booster) was described to compensate for the loss of power due to low ambience pressure.

Key words: two stroke internal combustion engine, fractal combustion model, octane number, AVL BOOST™, turbocharger, electrically driven compressor

1. Uvod

Motori s unutarnjim izgaranjem koriste se u ljudskoj povijesti već skoro dva stoljeća. Od trenutka izuma motori su našli primjenu u svakoj vrsti vozila: automobilima, motociklima, zrakoplovima, lokomotivama, brodovima, itd. Njihova primjena nije ograničena samo na vozila, već se mogu pronaći kao pogonski uređaji generatora struje, kao dio pogonskog sustava elektrane, u kosilicama, motornim pilama, kartinzima, maketama vozila, itd.

Motori s unutarnjim izgaranjem pretvaraju kemijsku energiju sadržanu u gorivu u toplinsku energiju plinova koji svojom ekspanzijom daju mehanički rad na koljenastom vratilu motora. Kao gorivo uglavnom se koristi benzinsko i dizelsko gorivo, iako je u zadnje vrijeme sve više zastupljena primjena ukapljenog naftnog plina, alkohola ili prirodnog plina. Motori s unutarnjim izgaranjem prema mehanizmu zapaljenja radne smjese dijele se u dvije osnovne skupine: motori s posebnim izvorom paljenja (Ottovi motori) i motori sa samozapaljenjem (Dieselovi motori). Još jedna podjela motora s unutarnjim izgaranjem jest na motore s prednabijanjem i na motore bez prednabijanja. U ovom diplomskom radu razmatrat će se prednabijeni dvotaktni Ottov motor za pogon zrakoplova generalne avijacije.

Zbog široke primjene, konstrukcija i sustavi motora s unutarnjim izgaranjem moraju konstantno napredovati. U cilju smanjenja potrošnje goriva i povećanja efikasnosti Ottovog motora koriste se različite konstrukcijske mjere poput smanjenja ukupnog radnog volumena motora (eng. *Downsizing*), nabijanja motora (eng. *Charging*), direktno ubrizgavanje goriva u cilindar (eng. *Direct Injection*), itd.

Dvotaktni motor je tip motora s unutarnjim izgaranjem kojemu ciklus traje dva takta tijekom samo jednog okreta koljenastog vratila. To je razlika od četverotaktnog motora, čiji ciklus traje četiri takta pri čemu se koljenasto vratilo okrene dva puta. Kod četverotaktnog motora jedan radni proces traje 4 takta (kompresija, ekspanzija, ispuh, usis) odnosno dva okreta koljenastog vratila. Od ta četiri takta, dva (ispuh i usis) su beskorisna za proizvodnju rada, odnosno jedan okretaj koljenastog vratila je beskoristan u tom smislu. Dvotaktni motori se danas manje upotrebljavaju nego nekada, pogotovo motori koje rade prema Ottovom procesu. Osnovni razlog je što dio gorive smjese izađe neizgoren iz cilindra, te time povećava efektivnu potrošnju i emisiju ispušnih plinova. Stoga se dvotaktni motori sve više zamjenjuju

četverotaktnima, čak i na uređajima koji su nekada bili rezervirani isključivo za dvotaktne. Unatoč očiglednim nedostacima, prednosti dvotaktnih motora su mehanička jednostavnost, mala težina i veliki omjer snage i težine. S tradicionalnom tehnikom podmazivanja miješanjem ulja u gorivo, oni također imaju prednost rada u bilo kojoj orijentaciji, jer nema spremnika za ulje ovisno o gravitaciji (bitno svojstvo za ručne alate kao što su motorne pile).

Razvoj motora kroz povijest pretežno se temeljio na izradi prototipova koji su se detaljno ispitivali na eksperimentalnim postavima. Ovakav proces je dugotrajan, skup i složen jer je osim izrade prototipova komponenti potrebna skupa oprema, tim stručnjaka za analizu rezultata, a postupak se ponavlja dok rezultati nisu zadovoljavajući. Porastom snage računala te razvojem računalnih simulacija proces razvoja motora postaje kraći i jeftiniji. Numeričke simulaciju u području motora s unutarnjim izgaranjem mogu se podijeliti na [1]:

- Simulacijski modeli temeljeni na metodi konačnih volumena i računalnoj dinamici fluida (eng. *Computational Fluid Dynamics - CFD*).
- Simulacijski modeli radnog ciklusa temeljeni na 1-D/0-D pristupu.
- Simulacijski modeli u stvarnom vremenu (eng. *Real Time* modeli).

U simulacijskom alatu AVL BOOST^{TM} analiziraju se srednje složeni 1-D/0-D simulacijski modeli stanja u cilindru. Simulacija usisnih i ispušnih sustava se temelji na 1-D proračunu metodom konačnih volumena, tj. diskretizacijom samo u uzdužnom smjeru cijevi. Termodinamičke značajke unutar cilindra se računaju primjenom jednadžbe očuvanja mase i prvog glavnog stavka termodinamike. Za izračun brzine izgaranja u 0-D modelima koriste se kvazi-dimenzijski modeli izgaranja. Kvazi-dimenzijski modeli izgaranja pripadaju pod-grupi 0-D modela jer se za proračun stanja u cilindru koriste osnovne termodinamičke jednadžbe, a proračun brzine izgaranja ovisi o geometriji prostora izgaranja, položaju svjećica, razini turbulencije, itd. Negativna značajka ove vrste simulacijskih modela je ovisnost rezultata o kalibracijskim parametrima modela.

Bezdimenzijski model može se podijeliti u dvije skupine: jednozonski i dvozonski. Jednozonski model objedinjuje prostor u cilindru pri čemu su temperatura i tlak jednaki u cijeloj smjesi unutar cilindra. Dvozonski model dijeli prostor u cilindru na dvije zone: izgorjelu i neizgorjelu zonu. Za tako podijeljene zone mogu se primijeniti termodinamički zakoni, uzimajući u obzir da su temperatura i sastav različiti za pojedinu zonu te da svaka zona zauzima određeni dio volumena cilindra.

Izgaranje u Ottovom motoru započinje pojavom električne iskre između elektroda svjećice čime se električna energija impulsa pretvara u povećanje unutarnje energije što dovodi do inicijalnog zapaljenja smjese goriva i zraka. Nakon početne faze stvaranja jezgre plamena dolazi do širenja fronte plamena kroz cjelokupni prostor izgaranja što je popraćeno turbulentnim izgaranjem u cilindru. Najveći utjecaj na brzinu oslobađanja topline u Ottovom motoru, koja posljedično utječe na performanse motora, imaju turbulentno strujanje u cilindru i geometrija prostora izgaranja.

Simulacijama radnog ciklusa (engl. *Cycle-simulation*) te primjenom tzv. kvazi-dimenzijskih modela izgaranja moguće je obuhvatiti utjecaj karakterističnih turbulentnih veličina i oblika prostora izgaranja na širenje fronte plamena tijekom izgaranja. Fraktalni model izgaranja, kao jedan od često korištenih kvazi-dimenzijskih modela izgaranja za Ottove motore, promatra izgaranje kao proces koji se sastoji od tri karakteristične faze: stvaranja jezgra plamena, turbulentnog izgaranja i dogorijevanje uz stjenku. U svrhu proračuna karakterističnih turbulentnih veličina kao što su intenzitet turbulencije i integralna duljina vrtloga potrebno je primijeniti pod-model turbulencije. U ovom radu korišten je *K-k* pod-model turbulencije.

2. Općenito o dvotaktnim motorima

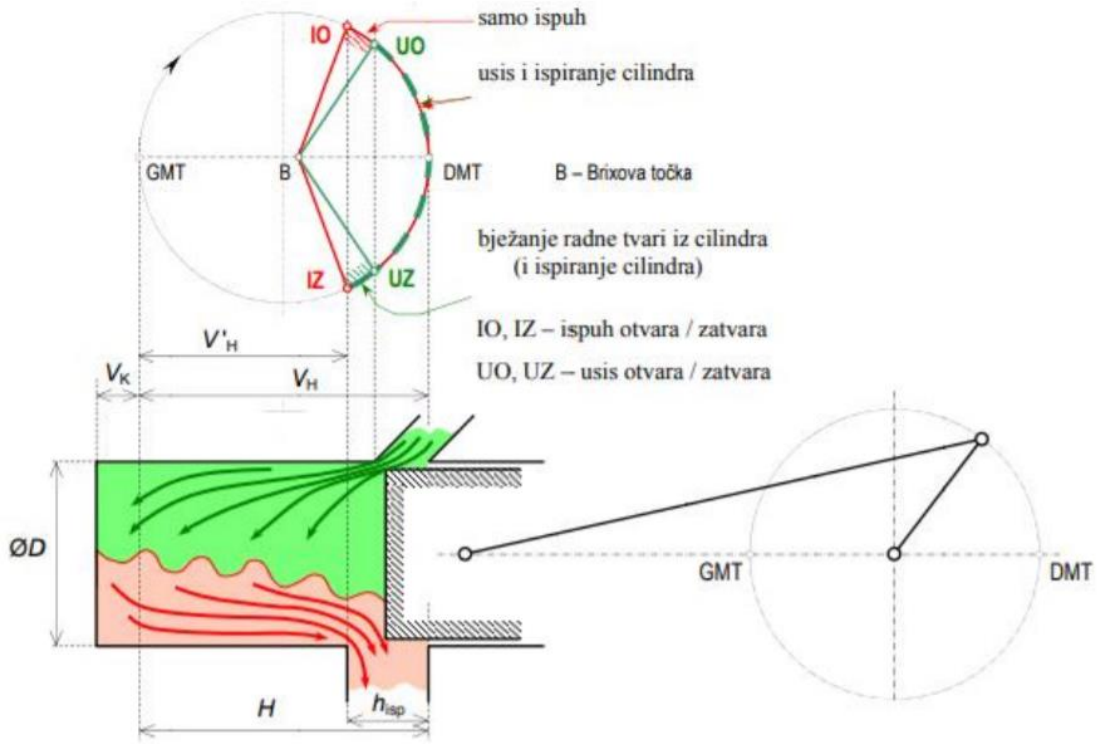
Kod dvotaktnog motora, kraj takta izgaranja i početak takta kompresije odvijaju se istodobno, pri čemu se istovremeno javljaju funkcije usisa i ispuha. Prema tome, pri istoj brzini vrtnje dvotaktni motor ima dvaput više procesa od četverotaktnog. Dvotaktni motori često imaju visok omjer snage i težine, pri čemu je snaga dostupna u uskom rasponu brzina vrtnje. U usporedbi s četverotaktnim motorima, dvotaktni motori imaju znatno smanjen broj pokretnih dijelova, te mogu biti kompaktniji i znatno lakši.

Efektivna snaga kod dvotaktnog motora je veća iz jednostavnog razloga jer ima dvaput veću frekvenciju procesa u cilindru. Iako je frekvencija procesa u cilindru dvaput veća, za slične motore s obzirom na ukupni radni volumen, dvotaktni motor će razvijati oko 60% više efektivne snage od četverotaktnog. Krivulja momenta kod dvotaktnog motora je jednoličnija, zbog manje rotacijskih i pomoćnih elemenata on je za istu snagu manji i lakši, međutim toplinsko opterećenje mu je veće. Ako se razvod vrši samo pomoću klipa i kanala u cilindru, tada konstrukcija može biti vrlo jednostavna jer ne treba nikakav razvodni mehanizam. Jedan od najvećih problema dvotaktnih motora je ispiranje cilindra od zaostalih ispušnih plinova od prethodnog procesa. Ispiranje je dobro samo kod izvedbe s uzdužnim (istosmjernim) ispiranjem (usisni kanali i ispušni ventili) [2].

S obzirom na vrstu procesa u cilindru i na oblik razvodnog dijagrama, odnosno konstrukciju uređaja za razvod radne tvari, Ottovi dvotaktni motori mogu biti:

- sa simetričnim razvodnim dijagramom - razvod kanalima u cilindru,
- s nesimetričnim razvodnim dijagramom - razvod kanalima i rotirajućim diskom.

Najveći efektivni stupanj djelovanja korisnosti dvotaktnih motora kod punog opterećenja za male Ottove motore (mopedi, radni strojevi) je 25%, dok kod većih Ottovih motora (motocikli, brodski, motori manjih letjelica) iznosi do 30%.



Slika 1. Prikaz simetričnog razvodnog dijagrama dvotaktnog motora [3]

Kod simetričnog razvodnog dijagrama (Slika 1), pri gibanju klipa od DMT do GMT najprije se zatvara niži usisni kanal (UZ), a tek potom viši ispušni kanal (IZ), dakle točka IZ je iza UZ. Zbog toga između ovih točaka svježa radna tvar bježi iz cilindra u ispuh. Kod Ottovog motora s ubrizgavanjem goriva u usisnu cijev u ispuh bježi svježa goriva smjesa, što povećava potrošnju goriva i emisiju štetnih tvari u ispuhu. Taj se gubitak može smanjiti primjenom uređaja za ubrizgavanje umjesto rasplinjača, kao i posebnom konstrukcijom prestrujnih kanala.

Osnovne prednosti dvotaktnih motora su:

- jednostavna konstrukcija,
- manje pokretnih dijelova,
- veća snaga (izgaranje se događa svaki drugi takt, dok kod četverotaknog svaki četvrti takt),
- bolja raspodjela snage,
- motor može raditi u bilo kojim pozicijama zbog načina podmazivanja.

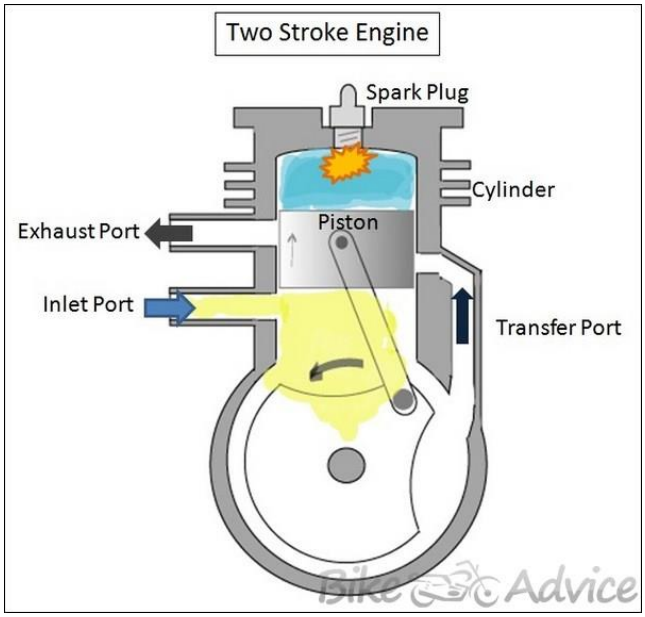
Nedostaci dvotaktnih motora su:

- veća specifična potrošnja goriva (dio goriva ne izgori neko samo prođe kroz motor),
- veća potrošnja ulja za podmazivanje,
- veće emisije štetnih plinova,
- često nepotpuno izgaranje,
- manji okretni moment od četverotaktnih [4].

2.1. Vrste izmjene radnog medija kod dvotaktnih motora

Razlikujemo motore sa simetričnim razvodnim dijagramom i s nesimetričnim razvodnim dijagramom. Kod dvotaktnog motora sa simetričnim razvodnim dijagramom izmjena radnog medija vrši se kanalima u cilindru. Kod motora s nesimetričnim razvodnim dijagramom najčešće se koriste dvije osnovne izvedbe. Prvi način je da se razvod vrši kanalima i rotirajućim diskom pričvršćenim na koljenasto vratilo. Otvor na disku je tako izveden da zatvori usisni kanal kada se klip počne gibati prema donjoj mrtvoj točki, te tako sprječava povrat usisane smjese u usisnu cijev. Razvodni dijagram ispod klipa je nesimetričan. Druga izvedba se sastoji od razvodnih kanala i lisnatih ventila u usisnom kanalu te pokretnim zasunom u ispušnom kanalu. Lisnati ventili na usisu su zapravo jednosmjerni ventili koji propuštaju struju svježe radne tvari u kućište motora pri gibanju klipa od donje mrtve točke prema gornjoj ili omogućuju strujanje radne tvari u cilindar, dok s druge strane sprječavaju povrat radne tvari u usisni kanal kada se klip giba prema donjoj mrtvoj točki te sprječavaju prodiranje produkata izgaranja u usisni kanal dok tlak u cilindru ne postane manji od tlaka komprimirane svježe mješavine u usisnom kanalu. Također, i u dvotaktnim motorima razvod se može vršiti pomoću ventila po uzoru na četverotaktne motore. U novije doba, ovakav način je sve zastupljeniji. Kod razvoda ventilima, najčešće se koristi ventil samo za ispuh, dok se radni medij na usisu dovodi usisnim kanalom [2].

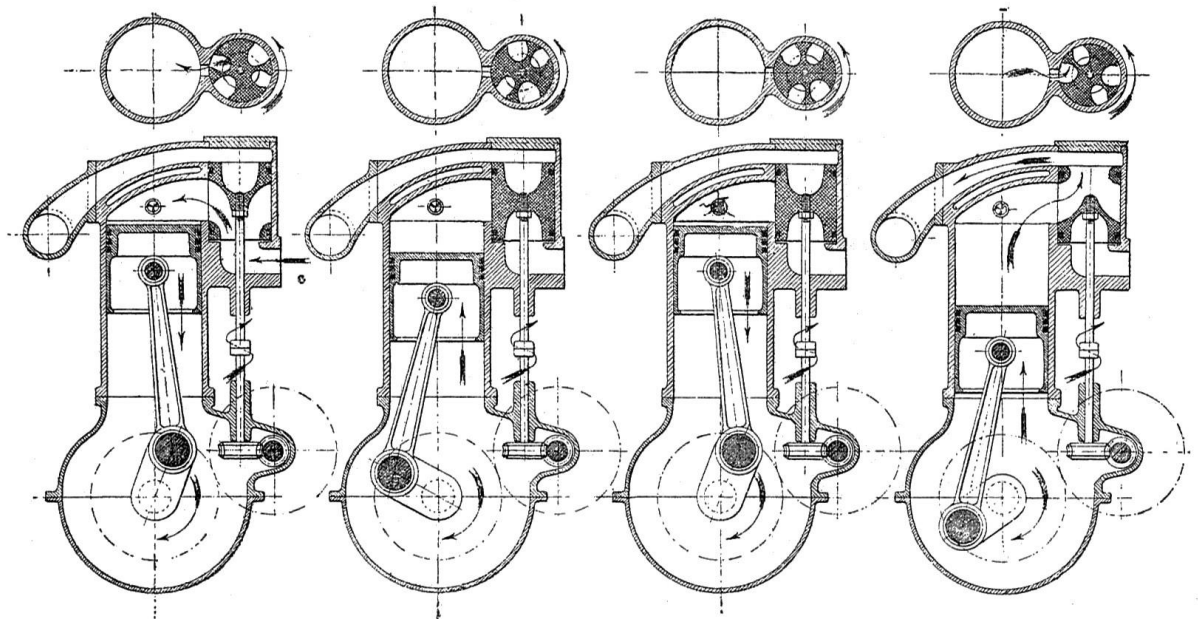
2.1.1. Usisni kanal kontroliran klipom



Slika 2. Prikaz usisnog kanala kontroliranog klipom [5]

Upravljanje kanalima pomoću klipa najjednostavniji je od dizajna i najčešći u malim dvotaktnim motorima (Slika 2). Sve se funkcije upravljaju isključivo pokrivanjem klipa i otkrivanjem kanala dok se kreću gore i dolje u cilindru. Sedamdesetih godina Yamaha je razradila neke osnovne principe za ovaj sustav. Otkrili su da, općenito, proširenje ispušnog kanala povećava snagu za isti iznos kao i podizanje kanala. Međutim, postoji mehaničko ograničenje na širinu jednog ispušnog otvora, na oko 62% promjera provrta za dulji vijek trajanja. Maksimalnih 70% širine provrta moguće je u trkaćim motorima, gdje se klipni prstenovi mijenjaju svakih nekoliko utrka. Trajanje usisa je između 120° i 160° zakreta koljenastog vratila. Snažni puls niskog tlaka u dvotaktnoj ekspanzijskoj komori može spustiti tlak kada je klip u donjoj mrtvoj točki, a kanali za prijenos radnog medija su gotovo širom otvoreni. Jedan od razloga visoke potrošnje goriva u dvotaktnim pogonima je taj da je dio ulazne radne smjese prisiljen strujati preko vrha klipa i izlaziti kroz ispušni kanal. Ekspanzijska komora sa snažnim obrnutim impulsom će zaustaviti ovaj izlazni tok. Temeljna razlika u odnosu na tipične četverotaktne motore je da je kućište koljenastog vratila u većini manjih dvotaktnih motora zatvoreno i sudjeluje u procesu kompresije.

2.1.2. Rotirajući usisni kanal



Slika 3. Prikaz rotirajućeg usisnog ventila [5]

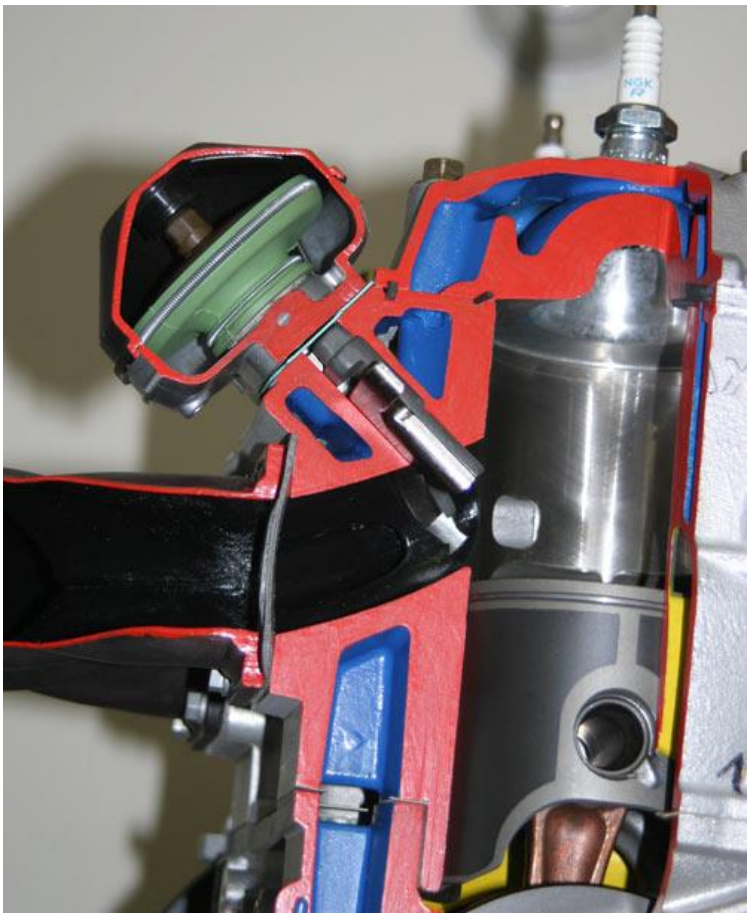
Na Slici 3 prikazan je sustav razvoda u kojem se usisni kanal otvara i zatvara rotirajućim elementom. Ovaj princip ponekad se može vidjeti na malim motociklima u obliku diska s prorezima pričvršćen na koljenasto vratilo koji pokriva i otkriva otvor na kraju kućišta radilice, dopuštajući punjenje da uđe tijekom jednog dijela ciklusa (tzv. disk ventil).

Drugi oblik rotacijskog ulaznog ventila koji se koristi kod dvotaktnih motora ima dva cilindrična elementa s odgovarajućim izrezima koji su postavljeni tako da se okreću jedan unutar drugog - usisna cijev ima prolaz do kućišta radilice samo kada se dva izreza poklapaju.

Prednost rotacijskog ventila je u tome što omogućuje varijabilni kut zakreta koljenastog vratila pri kojem se otvara usis dvotaktnog motora, što nije moguće kod motora s klipnim priključkom. Razvod upravljan samo klipom otvara i zatvara kanale prije i poslije gornje mrtve točke pod istim kutom zakreta koljenastog vratila, što ga čini simetričnim, dok rotacijski ventil omogućuje otvaranje i zatvaranje ranije, što ga čini nesimetričnim. Motori s rotirajućim ventilima mogu se prilagoditi tako da isporučuju snagu preko šireg raspona brzina ili veće snage u užem rasponu brzina [8].

2.1.3. Izmjena radnog medija ventilima

Mnogi moderni dvotaktni motori upotrebljavaju sustav s ventilima. Ventili se najčešće koriste samo za ispuh. Oni rade na jedan od dva načina: ili mijenjaju ispušni otvor zatvaranjem gornjeg dijela kanala, što mijenja vrijeme otvaranja, kao što je kod Rotax R.A.V.E, Yamaha YPVS, Honda RC-Valve, Kawasaki K.I.P.S., Cagiva C.T.S. ili Suzuki AETC sustava, ili promjenom volumena ispušnog sustava, koji mijenja rezonantnu frekvenciju ekspanzijske komore, kao što su Suzuki SAEC i Honda V-TACS sustav. Rezultat je motor s boljom snagom pri manjim brzinama bez narušavanja snage pri većim brzinama vrtnje. Međutim, budući da su ventili u protoku vrućih produkata izgaranja, potrebno ih je redovito održavati kako bi dobro funkcionirali [6].



Slika 4. ROTAX R.A.V.E sistem s ispušnim ventilom [6]

2.2. Primjena dvotaktnih motora

Dvotaktni Otto motori preferiraju se kada se traži mehanička jednostavnost, mala težina i veliki omjer snage i težine. Brojni proizvođači automobila koristili su u prošlosti dvotaktne motore, uključujući švedski Saab i njemačke proizvođače DKW, Auto-Union, VEB Sachsenring Automobilwerke Zwickau i VEB Automobilwerk Eisenach. Japanski proizvođač Suzuki je to učinio i 1970-ih. Proizvodnja vozila pogonjenih dvotaktnim motorima okončana je 1980-ih na Zapadu, prvenstveno zbog sve strože regulacije onečišćenja zraka. Zemlje Istočnog bloka nastavile su sve do 1991. godine, s Trabantom i Wartburgom u Istočnoj Njemačkoj. Danas se dvotaktni motori još uvijek nalaze u raznim malim pogonskim aplikacijama, kao što su vanbrodski motori, motocikli visokih performansi, motocikli malog kapaciteta, mopedi, brdski motocikli, skuteri, motorne sanjke, kartinzi, ultralaki zrakoplovi i modeli srednje velikih zrakoplova i drugim modelima vozila. (Slika 5) Također su uobičajene u alatima koji se koriste na otvorenom, kao što su kosilice za travu, motorne pile, itd [7].



Slika 5. Primjena dvotaktnih motora

Dakle, povijesno se ciklus koristio u velikim dizelskim motorima, uglavnom velikim industrijskim i brodskim motorima, te nekim teretnim vozilima i teškim strojevima. Postoji nekoliko eksperimentalnih dizajna namijenjenih upotrebi automobila:npr. Lotus iz Norfolka (Slika 6), Velika Britanija, 2008. godine je imao prototip dvotaktnog motora s izravnim ubrizgavanjem pogonjenog alkoholnim gorivima nazvanim Omnivor. [9]

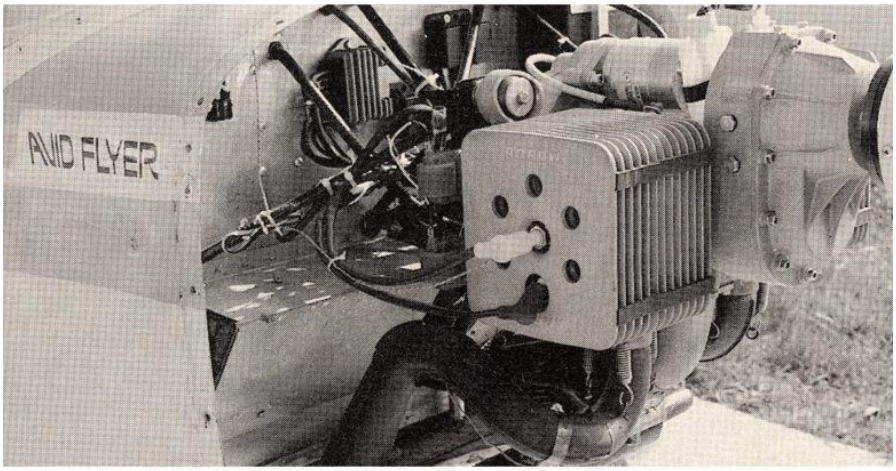


Slika 6. Vozilo Lotus s dvotaktnim motorom [9]

2.3. Primjeri dvotaktnih motora za pogon malih zrakoplova

2.3.1. Arrow 1000

Arrow 1000 (Slika 7) je konvencionalni četverocilindrični motor mase 66 kg. Motor ima jednostruki ili opcionalno dvostruki sustav paljenja, izmjenu radnog medija preko *reed* ventila, hlađenje zrakom, ugrađeni ispušni sustav, rasplinjač tipa Bing te pumpu za gorivo. Motor je predviđen s redukcijskim sustavom mjenjača koji je uključivao jednosmjernu spojku. Pokretanje je pomoću električnog startera. Model 1000 proizvodi 100 KS (75 kW) efektivne snage, radi na bezolovnom automobilskom gorivu i ima preporučeno vrijeme između servisa 300 radnih sati. Ugrađeni ispušni sustav s motorom bio je kritiziran kao "glomazan" i bilo ga je potrebno modificirati kako bi odgovaralo većini zrakoplova. Više nije u proizvodnji [10]. Glavne karakteristike motora Arrow 1000 navedene su u Tablici 1.



Slika 7. Arrow zrakoplovni motor [10]

Tablica 1. Karakteristike Arrow 1000 motora

konstrukcija	četverocilindarski dvotaktni boxer motor
radni volumen	1000 cm^3
masa	66 kg
razvod	reed ventil
podmazivanje	predmiješano ulje i gorivo
hlađenje	zrakom
broj svjećica	1-2
maksimalna efektivna snaga	75 kW pri 6000 min^{-1}

2.3.2. KFM 107

Motor je dizajnirao i proizveo KFM (Komet Flight Motor) zrakoplovni odjel talijanskog američkog motornog inženjerstva u Italiji i izvan je proizvodnje od 1986. KFM 107 (Slika 8) je dvocilindarski motor koji je vrlo kompaktan i lagan sa samo 15,2 kg u svojoj verziji 107s. Motor ima sustav paljenja s jednom svjećicom, jedan Tillotson leptirasti rasplinjač, integriranu pumpu za gorivo, podešeni ispušni sustav i izmjenu medija pomoću reed ventila. Ponuđen je s redukcijskim sustavom remenica 2 : 1. Pokretanje je elektropokretačem ili starterom. Većina verzija modela 107 proizvodi 25 KS (19 kW) pri 6300 min^{-1} tijekom pet minuta za uzlijetanje i 22,5 KS (17 kW) pri 6080 min^{-1} [11]. Glavne karakteristike motora KFM 107 navedene su u Tablici 2.



Slika 8. KFM 107 zrakoplovni motor [11]

Tablica 2. Karakteristike KFM 107 motora

konstrukcija	dvocilindarski dvotaktni boxer motor
hod klipa	52 mm
promjer klipa	60 mm
kompresijski omjer	10,5
radni volumen	294 cm^3
masa	15,2 kg
razvod	*reed* ventil
podmazivanje	predmiješano ulje (4%) i gorivo
hlađenje	zrakom
broj svjećica	1-2
maksimalna efektivna snaga	17 kW na 6300 min^{-1}

2.3.3. Rotax 618

Rotax 618 je dvotaktni, dvocilindrični, vodom hlađeni motor koji je proizvodio BRP-Rotax GmbH & Co. KG. Dizajniran je za uporabu na ultralakim zrakoplovima. Rotax 618 (Slika 9) ima glave cilindra hlađene tekućinom i cilindre s usisnim ventilom i ispušnim ventilom. Hlađenje se odvija preko jednog ili dva vanjska hladnjaka. Podmazivanje se vrši upotrebom prethodno izmiješanog goriva i ulja pri omjeru 50:1 ili ubrizgavanjem ulja. 618 ima dvostruke Ducati sustave paljenja i opremljen je s dva rasplinjača klipnog tipa. On koristi pneumatsku pumpu za pogon goriva koja osigurava tlak goriva. Standardni motor uključuje ispušni sustav

i usisni prigušivač i filtar, a dostupan je i dodatni ispušni lonac kako bi se dodatno smanjila buka motora. Standardni starter je električni starter. Ugrađeni generator izmjenične struje proizvodi 12 V i 200 W. Rotax 618 više nije u proizvodnji [12]. Glavne karakteristike motora Rotax 618 navedene su u Tablici 3.



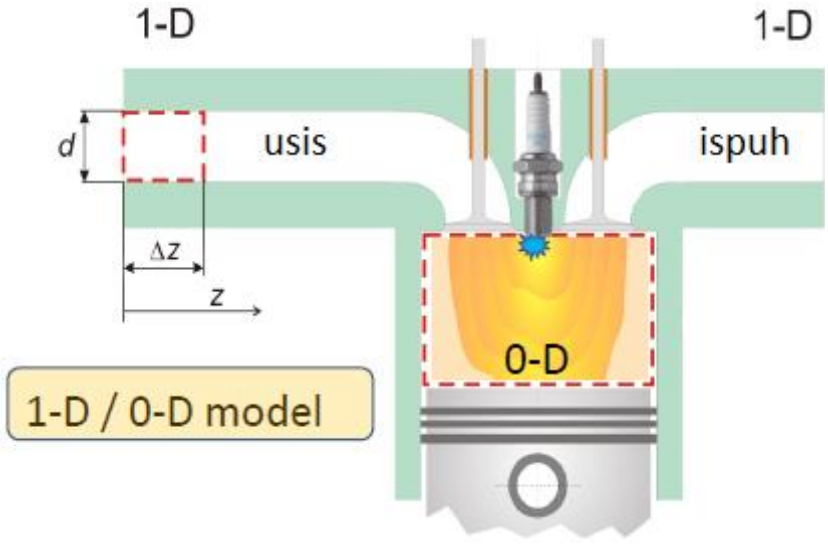
Slika 9. Rotax 618 zrakoplovni motor [12]

Tablica 3. Karakteristike Rotax 618 motora

konstrukcija	dvocilindarski dvotaktni motor
hod klipa	68 mm
primjer klipa	76 mm
kompresijski omjer	10,5
radni volumen	617 cm^3
masa	59,1 kg
razvod	rotirajući ventil
podmazivanje	predmiješano ulje i gorivo omjer 50:1
hlađenje	vodom
broj svjećica	2
broj rasplinjača	2
maksimalna efektivna snaga	55 kW na 6750 min^{-1}

3. Teorijske osnove modeliranja u programskom paketu AVL BOOST™

U simulacijskom alatu AVL BOOST™ analiziraju se srednje složeni 1-D/0-D simulacijski modeli stanja u cilindru koji prema tome, daju rezultate koji se mogu ocijeniti kao relativno točno predviđanje realnog stanja. Tim pristupom omogućeno je simuliranje rada cjelokupnog sustava motora unutar prihvatljivog vremena računanja. Dio rada motora vezan za usisne i ispušne sustave se temelji na 1-D proračunu metodom konačnih volumena, tj. diskretizacijom samo u uzdužnom smjeru cijevi. Termodinamičke značajke unutar cilindra se računaju primjenom jednadžbe očuvanja mase i prvog glavnog stavka. Prema tome prostor unutar cilindra se ne diskretizira, a promjene fizikalnih svojstava se računaju kao funkcija vremena i od tuda naziv bezdimenzijski, 0-D, termodinamički simulacijski model. Kvazi-dimenzijski modeli izgaranja su pod-grupa 0-D modela (Slika 10) jer se za proračun stanja u cilindru koriste osnovne termodinamičke jednadžbe, a proračun brzine izgaranja uzima u obzir geometriju prostora izgaranja, položaj svjećice, itd. Značajka ove vrste simulacijskog modela je ovisnost rezultata o parametrima modela.



Slika 10. Prikaz 0-D modela izgaranja [13]

3.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih značajki

3.1.1. Maseni udjeli radne smjese

Maseni udio zraka računa se prema:

$$w_{air} = 1 - w_{FV} - w_{CP}, \tag{1}$$

w_{air} maseni udio zraka (Air = zrak) (-),

w_{FV} maseni udio para goriva (Fuel Vapour = para goriva) (-),

w_{CP} maseni udio produkata izgaranja (Combustion products = produkti izgaranja) (-).

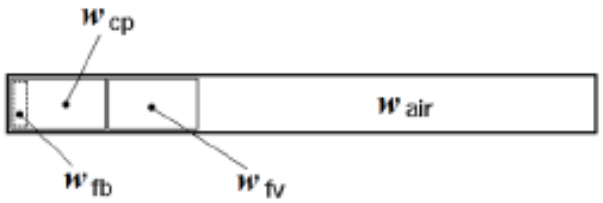
Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja računa se prema:

$$AF_{CP} = \frac{w_{CP} - w_{FB}}{w_{FB}}, \tag{2}$$

AF_{CP} omjer zraka i goriva u produktima izgaranja (-),

w_{FB} maseni udio izgorjelog goriva (Burned fuel = izgorjelo goriva) (-).

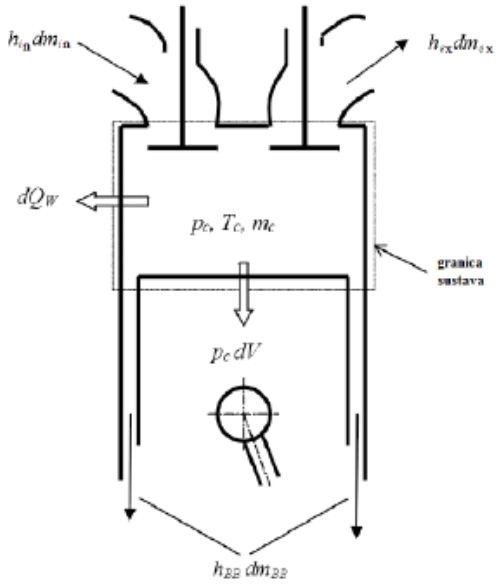
Na Slici 11 shematski su prikazani razmatrani udjeli masa radne smjese.



Slika 11. Razmatrani maseni udjeli radne smjese [14]

3.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru

Računanje termodinamičkog stanja u cilindru temelji se na prvom zakonu termodinamike prema Slici 12.



Slika 12. Energetska ravnoteža cilindra [14]

Energetska ravnoteža cilindra postavlja se kao:

$$\frac{d(m_C \cdot u)}{d\alpha} = -p_C \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_{in}}{d\alpha} \cdot h_{in} - \\ - \sum \frac{dm_{ex}}{d\alpha} \cdot h_{ex} - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}. \tag{3}$$

Varijacija mase u cilindru može se računati prema sumi masa koje ulaze i izlaze iz cilindra:

$$\frac{dm_C}{d\alpha} = \sum \frac{dm_{in}}{d\alpha} - \sum \frac{dm_{BB}}{d\alpha} - \frac{dm_{ex}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt}, \tag{4}$$

pri čemu je:

$\frac{d(m_C \cdot u)}{d\alpha}$ promjena unutarnje energije u cilindru,

$-p_C \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ rad klipa,

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$ brzina oslobađanja topline,

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ tok entalpije uslijed prolaska smjese iz cilindra između klipa i stijenke cilindra,

m_C ukupna masa u cilindru (kg),

u specifična unutarnja energija (J/kg),

p_C tlak unutar cilindra (Pa),

V volumen cilindra (m^3),

Q_F energija goriva (J),

Q_W gubitak energije uslijed prelaska topline u cilindru (J),

α kut koljenastog vratila (°KV),

h_{BB} entalpija smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra (J/kg),

$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ maseni protok smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra,

dm_{in} diferencijalna masa koja ulazi u cilindar,

dm_{ex} diferencijalna masa koja izlazi iz cilindra,

h_{in} entalpija mase koja ulazi u cilindar (J/kg),

h_{ex} entalpija mase koja izlazi iz cilindra (J/kg),

q_{ev} toplina isparavanja goriva (J/kg),

f frakcija topline isparavanja smjese u cilindru (J/kg),

m_{ev} masa frakcije goriva koje isparava (kg).

Prvi zakon termodinamike za visokotlačni ciklus tvrdi da je promjena unutarnje energije u cilindru jednaka sumi rada tlaka, unosu energije goriva, gubitku energije uslijed prelaska topline na stijenku cilindra i toku entalpije uslijed prolaska smjese i cilindra između klipa i stijenke cilindra [14].

Jednadžba (3) vrijedi za motore s unutarnjom i vanjskom pripremom radne smjese. Ipak, uvjeti koji uzimaju u obzir promjenu sastava plinova uslijed izgaranja su drugačiji za unutarnju i vanjsku pripremu radne smjese.

Za unutarnju pripremu prepostavlja se da:

- gorivo dodano u smjesu cilindra trenutno se pali,
- produkti izgaranja miješaju se trenutno s ostatkom smjese cilindra i formira se jedinstvena smjesa,

- kao posljedica, omjer zraka i goriva (A/F ratio) punjenja cilindra smanjuje se kontinuirano od visoke vrijednosti na početku izgaranja do konačne vrijednosti na kraju izgaranja.

Za vanjsku pripremu se pretpostavlja da:

- mješavina je homogena pri početku izgaranja,
- kao posljedica, omjer zraka i goriva (A/F ratio) je konstantan tokom izgaranja,
- izgorjeli i neizgorjeli dio punjenja cilindra imaju jednak tlak i temperaturu iako je sastav drugačiji.

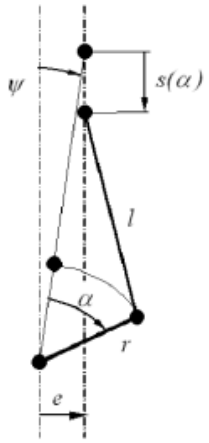
Zajedno s jednadžbom stanja plina:

$$p_C = \frac{1}{V} \cdot m_C \cdot R_o \cdot T_C \tag{5}$$

koja povezuje tlak, temperaturu i gustoću. Jednadžba za temperaturu u cilindru može se riješiti korištenjem Runge-Kutta metode. Jednom kad je temperatura u cilindru poznata, tlak u cilindru može se dobiti rješavanjem jednadžbe stanja plina (5) [14].

3.1.3. Gibanje klipa

Za standardni oblik konstrukcije koljenasto vratilo – klipnjača - klip, gibanje kao funkcija zakreta koljenastog vratila može se opisati prema Slici 13:



Slika 13. Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [14]

$$s = (r+l)\cdot\cos\psi - r\cdot\cos(\psi+\alpha) - l\cdot\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\cdot\sin(\psi+\alpha)-\frac{r}{l}\right)^2}, \quad (6)$$

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right), \quad (7)$$

pri čemu je:

s udaljenost klipa od gornje mrtve točke (m),

r polumjer radilice (m),

l duljina klipnjače (m),

ψ zakret koljenastog vratila između vertikalne osi kroz središte radilice i gornje mrtve točke (°KV),

e zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila (m),

α zakret koljenastog vratila relativan u odnosu na gornju mrtvu točku (°KV).

3.1.4. Prijelaz topline

Prijelaz topline u cilindru

Prijelaz topline u cilindru obuhvaća prijenos topline na stijenke cilindra, tj. košuljicu cilindra, glavu cilindra i klip, a računa se prema formuli:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_C - T_{wi}), \quad (8)$$

Q_{wi} toplina prenesena na stijenke cilindra (J),

A_i ukupna površina stijenki prostora izgaranja (m^2),

a_w koeficijent prijelaza topline ($W/m^2 K$),

T_C temperatura plinova u cilindru (K),

T_{wi} temperatura stijenki (K).

Varijacija temperature po uzdužnoj osi cilindra tj. od gornje mrtve točke do donje se uzima u obzir prema formulama:

$$T_L = T_{L,TDC}\cdot\frac{1-e^{-c\cdot x}}{x\cdot c}, \quad (9)$$

$$c = \ln\left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}}\right), \quad (10)$$

pri čemu je:

T_L temperatura košuljice (K),

$T_{L,TDC}$ temperatura košuljice u gornjoj mrtvoj točki (K),

$T_{L,BDC}$ temperatura košuljice u donjoj mrtvoj točki (K),

x relativan hod (stvarna pozicija klipa u odnosu na potpuni hod klipa) (-).

U simulacijskom programu AVL BOOST^{TM} korišten je Woschni 1990 [14] model za izračun koeficijenta prijelaza topline prema formuli:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left\{ C_1 \cdot c_m \cdot \left[1 + 2 \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-0,2} \right] \right\}^{0,8}, \tag{11}$$

pri čemu je:

C_1 $= 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m}$,

D promjer cilindra (m),

c_m srednja brzina klipa (m/s),

c_u obodna brzina (m/s),

p_c tlak u cilindru (Pa),

T_c temperatura u cilindru (K),

V volumen cilindra (m^3),

V_{TDC} volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki (m^3),

$IMEP$ srednji indicirani tlak (Pa).

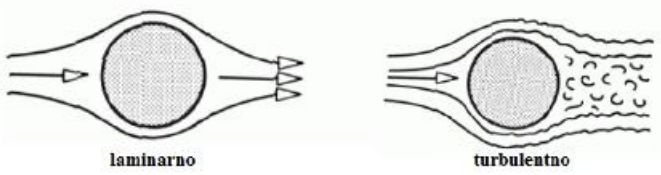
Izraz za koeficijent prijelaza topline kod izmjene plinova u Woschni [14]:

$$a_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left(C_3 \cdot c_m \right)^{0,8}, \tag{12}$$

gdje je $C_3 = 6,18 + 0,417 \cdot (c_u / c_m)$.

3.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra

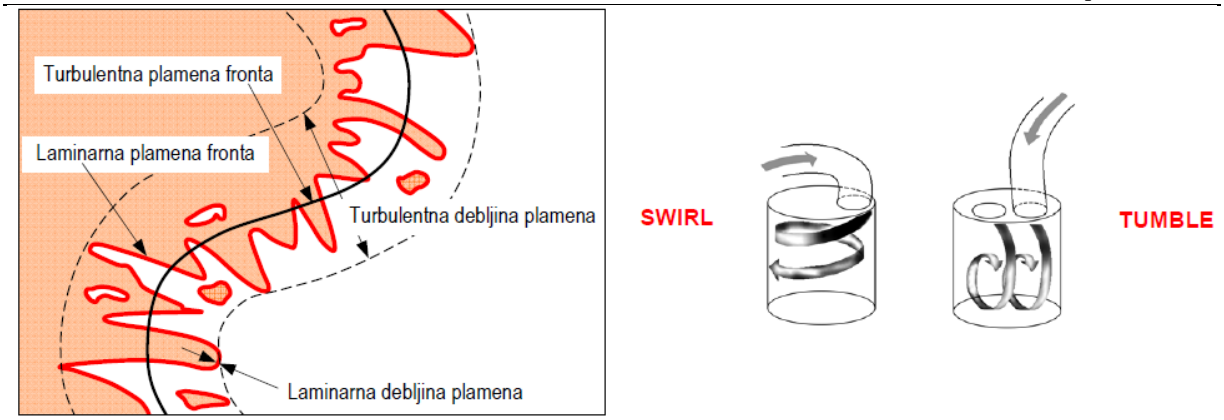
Strujanja koja se događaju u prirodi mogu se podijeliti u dvije grupe: laminarna i turbulentna strujanja (Slika 14). Na laminarno strujanje utječe oblik i dimenzija elementa na koji fluid nastrujava dok na turbulentno strujanje utječe i gibanje novostvorenih vrtloga [15].



Slika 14. Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrujavanja na objekt [15]

Turbulentno strujanje ili turbulencija je veoma kompleksna fizikalna pojava koja se događa kad je Reynoldsov broj ($\mathrm{Re} = U \cdot L / \nu$, gdje su U (m/s) i L (m) karakteristike brzine i duljine strujanja srednjeg toka, a ν kinematička viskoznost fluida ($Pa \cdot s$)) iznad kritične vrijednosti. Skoro sva strujanja koja se događaju u inženjerskoj praksi su turbulentna: strujanja oko vozila, brodova, aviona, zgrada, mostova pa tako i u motorima s unutarnjim izgaranjem. Ponašanje turbulentnog strujanja je nasumično i kaotično, a gibanje čestica fluida postaje nemirno čak i za konstantne granične uvjete. Brzina i ostale značajke strujanja variraju nasumično i kaotično [1].

Poznato je da je izgaranje u Ottovom motoru većinom ovisno o rasprostiranju plamena u cilindru i njegovom površinom (frontom). Primjer jedne takve fronte prikazan je na Slici 15. Na površinu plamene fronte može se utjecati oblikom prostora izgaranja i položajem svjećica. Velik utjecaj na izgaranje u Ottovom motoru imaju i nabori plamene fronte. Nabori na plamenoj fronti najviše ovise o vrtloženju u cilindru koje se u ograničenoj mjeri može kontrolirati ciljanim vrtložnim strujanjem oko uzdužne i poprečne osi cilindra (eng. *swirl* i *tumble*). Ciljanim vrtložnim strujanjem moguće je postići kontrolu sastava smjese, utjecati na izlazne karakteristike motora (okretni moment) te na prijenos topline i mase. Razina turbulencije u cilindru je često određena intenzitetom turbulencije. Razina turbulencije je ovisna o brzini vrtnje motora, kompresijskom omjeru, procesu izgaranja te o trenutku otvaranja ventila [1].

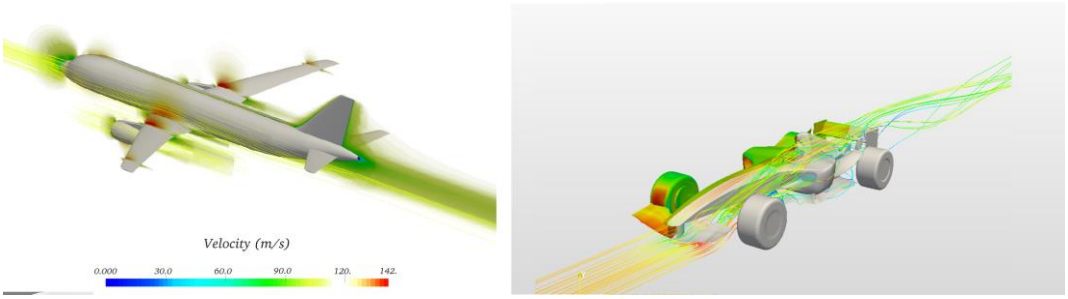


Slika 15. Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [2]

Kako vrtlozi u cilindru stvaraju nabore na fronti plamena, tako i povećavaju njezinu površinu što rezultira ubrzavanjem zagrijavanja plinova u cilindru. To znači i brže oslobađanje topline u cilindru, tj. pretvaranje kemijske energije u toplinsku. Kako s porastom brzine vrtnje motora jačaju vrtloženja u cilindru tako se ubrzava oslobađanje topline iako brzina izgaranja ne raste [2].

Provođenje eksperimenata je skup proces koji zahtijeva specijalnu opremu, laboratorij te ljude osposobljene za provođenje eksperimenata. Zbog procesa koji se odvijanju u cilindru, provođenje eksperimenata na radnom ciklusu motora s unutarnjim izgaranjem jako je otežano. S porastom snage računalnih procesora, sve učestalija je upotreba računalnih simulacija. Tokom vremena su se razvili brojni simulacijski alati od kojih je najviše primjenjena CFD metoda konačnih volumena. U praksi se upotrebljavaju i simulacijski alati temeljeni na 0- D analizi s kojima se do prihvatljivih rješenja dolazi u kraćem vremenu [1].

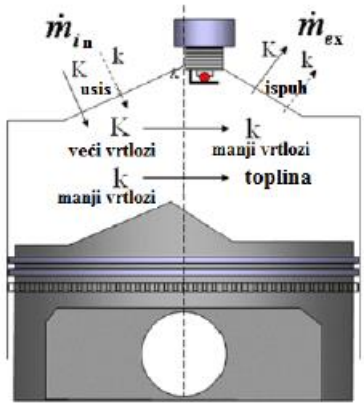
Primjeri simulacija strujanja u praksi prikazani su na Slici 16.



Slika 16. Prikaz simulacija turbulentnog strujanja [16]

3.2.1. Proračunski podmodel turbulencije $K-k$

Model turbulencije $K-k$ temelji se na prethodno opisanom energijskom kaskadnom fenomenu čiji je proces u cilindru shematski prikazan na Slici 17.



Slika 17. Ilustracija energijskog kaskadnog fenomena [17]

U svakom trenutku ciklusa, mogu se izračunati srednja brzina strujanja U i oscilirajuća vrijednost brzine strujanja u' koja se još naziva i intenzitet turbulencije, poznavajući izraze za kinetičku energiju glavnog strujanja K (m^2/s^2) i turbulentnu kinetičku energiju k (m^2/s^2). Izrazi koji povezuju navedene veličine su [14]:

$$K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2, \tag{13}$$

$$k = \frac{3}{2} \cdot m \cdot \left(u'\right)^2, \tag{14}$$

gdje je m (kg) masa unutar cilindra. Faktor 3 u jednadžbi (14) se javlja iz pretpostavke da su turbulentni mali vrtlozi izotropni te se uzimaju u obzir oscilacije u sva tri smjera. Prema tome, vremenska promjena srednje kinetičke energije K i turbulentne kinetičke energije k prikazana je jednadžbama (15) i (16):

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \mathrm{m_{in}} \cdot u_{in}^2 - P + K \cdot \frac{m_{ex}}{m} + K \cdot \frac{\rho_{UZ}}{\rho}, \tag{15}$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m \cdot \varepsilon + k \cdot \frac{m_{ex}}{m} + k \cdot \frac{\rho_{UZ}}{\rho}, \tag{16}$$

pri čemu je:

m_{in} maseni protok koji ulazi u cilindar (kg/h) (in = eng. *intake*, usis),

m_{ex} maseni protok koji izlazi iz cilindra (kg/h) (ex = eng. *exhaust*, ispuh),

u_{in} srednja brzina strujanja na usisnom ventilu (m/s),

P produkcija turbulentne kinetičke energije ($kg / (m \cdot s^3)$).

Produkcija turbulentne kinetičke energije P je složena funkcija lokalnih svojstava strujanja u cilindru. Kako ovaj model ne uzima u obzir prostornu različitost svojstava strujanja, P se mora računati iz vrijednosti srednjeg strujanja. Pretpostavlja se kako je produkcija u cilindru jednaka produkciji turbulencije u turbulentnom graničnom sloju kod strujanja preko ravne ploče. Produkcija i disipacija turbulentne kinetičke energije se računaju prema [13]:

$$P = 0,3307 \cdot c_t \cdot \left(\frac{K}{L_1} \right) \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}, \tag{17}$$

$$\varepsilon = \frac{\left(u^{/} \right)^3}{L_I} = \frac{\left(2k / 3m \right)^{3/2}}{L_I}, \tag{18}$$

pri čemu je:

L_I integralna duljina vrtloga (m),

c_t kalibracijska konstanta modela (-).

Razvoj intenziteta turbulencije i općenito turbulencije tijekom procesa izgaranja ovisan je o očuvanju zakretnog momenta za stvaranje vrtloga većih dimenzija. Preko modela turbulencije se postavljaju inicijalni uvjeti i svojstva za početak izgaranja. Nakon što izgaranje počne, produkcija turbulentne kinetičke energije se nastavlja računati prema izrazu (17).

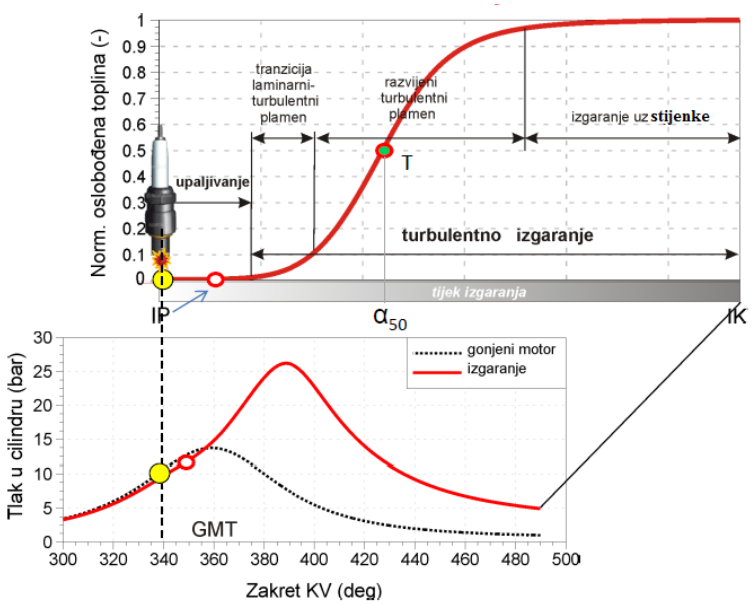
Pretpostavlja se da je iznos P u izrazu (17) jednak nuli. Kad proces izgaranja završi, intenzitet turbulencije izračunat prema očuvanju vrtložnog zakretnog momenta postaje inicijalna vrijednost za ostatak ciklusa te je nastavljen izračun prema modelu turbulencije [18].

3.3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem

Izgaranje u motoru je vrlo složen proces koji uključuje različite pojave kao što su oblik električnog luka na svjećici, kemija oksidacije goriva, toplinski gubici u složenoj geometriji te turbulencija. Navedene pojave se različito ponašaju pri različitim uvjetima rada motora. Izgaranje je proces u kojem se kemijska energija goriva pretvara u unutarnju energiju izgorenih plinova koji ekspandiraju i na taj način prenose gibanje na klip i koljenasto vratilo.

Proces izgaranja motora sa svjećicom se može podijeliti na 4 glavne faze kao što je u prikazano na Slici 18:

- zakašnjenje paljenja ili upaljivanje,
- tranzicija iz laminarnog u turbulentni plamen,
- razvijeni turbulentni plamen,
- izgaranje uz stijenke.



Slika 18. Faze izgaranja u cilindru Ottovog motora [13]

Izgaranje započinje preskakanjem iskre na svjećici koje se događa u točno određenom trenutku (eng. *Spark Timing*). Kod stehiometrijske smjese benzina i zraka energija iskre potrebna za sigurno upaljivanje iznosi 0,2 mJ, dok je potreban električni napon na elektrodama svjećice najmanje 12 kV (u automobilskim motorima iznos napona na elektrodama svjećice je i preko 30 kV) [2].

Energija smjese koja se zapali u neposrednoj okolini iskre mora biti dovoljno velika da se nastavi rasprostiranje plamena u nezapaljenoj smjesi. Time je postavljena gornja granica faktora zraka λ (-) jer se kod premale količine goriva u zraku plamen gasi. Najranija točka paljenja je ograničena pojavom detonantnog izgaranja. Početak izgaranja najčešće kasni za trenutkom preskakanja iskre na svjećici i ova faza se zove zakašnjenje paljenja u kojoj se oslobađa jako mala količina topline. U toj fazi se formira jezgra plamena od koje izgaranje postupno teče dalje. Zakašnjenje paljenja ovisi i oktanskom broju, o omjeru goriva i zraka te o temperaturi i tlaku na kraju kompresije. Što je zakašnjenje paljenja kraće to je veća opasnost od pojave samozapaljenja i detonantnog izgaranja [2].

Nakon preskakanja iskre na svjećici i formiranja jezgre plamena do radijusa veličine 5 - 6 mm, uslijed jakog strujanja u području svjećice, pomiče se središte jezgre plamena, plamena fronta se sve više deformira i naborava što povećava njenu površinu. Kao posljedica toga povećava se brzina izgaranja. Plamena fronta se širi radijalno iz vlastitog centra prema stijenkama. Izgaranje uz stijenke je usporeno zbog malog utjecaja turbulencije, otežanog širenja fronte plamena i lokalnog gašenja plamena.

3.3.1. Fraktalni model izgaranja

Realna plamena fronta u motorima sa svjećicom je tanka i jako naborana površina koja se širi kroz prostor izgaranja. Postoje dva mehanizma zbog kojih se plamena fronta naborava [13]:

- turbulentni vrtlozi različitih veličina koji utječu na konvektivno naboravanje plamene fronte,
- varijacije u lokalnim temperaturama i sastavima mješavine koje utječu na lokalnu brzinu izgaranja i deformaciju plamena.

Kod velikih brzina rada motora deformacija fronte može biti toliko velika da se javljaja više plamenih fronti koje okružuju dijelove neizgorjele mješavine. Prihvaćena tvrdnja je da je pri većini režima rada motora plamena fronta ipak jedinstvena površina prikazana na Slici 19.



Slika 19. Podjela mješavine u cilindru na izgorjelu i neizgorjelu zonu [19]

Kako je već prethodno opisano, mješavina u cilindru se dijeli na dvije zone: izgorjelu i neizgorjelu zonu. Iako su modeli izgaranja bez-dimenzijski, podgrupa modela koji se nazivaju kvazi-dimenzijski uzimaju u obzir oblik prostora izgaranja, širenje plamene fronte te njenu interakciju sa stijenkama prostora izgaranja. Jedan od najviše korištenih kvazi-dimenzijskih modela je i fraktalni model izgaranja (eng. *Fractal Combustion Model*).

Fraktalni model izgaranja obuhvaća naboravanje plamene fronte, njeno širenje laminarnom brzinom te utjecaj turbulentnog strujanja na frontu. Naboravanjem plamene fronte raste njena površina i brzina izgaranja. Definirane su sljedeće pretpostavke modela [13]:

- fronta plamena je beskonačno tanka zona koja dijeli izgorjelu i neizgorjelu zonu (dvozonski model izgaranja),
- jedinstveni tlak u obje zone,
- temperaturna homogenost u pojedinim zonama,
- nema izmjene topline između izgorjele i neizgorjele zone,
- naborana fronta plamena A_T zahvaća neizgorjelu smjesu laminarnom brzinom S_L.

Površina plamene fronte je određena primjenom fraktalne teorije. Fraktalna teorija se temelji na samosličnosti određene fizikalne veličine u različitim mjerilima kao prema primjeru različitih veličina turbulentnih vrtloga prikazanih na Slici 19.

3.3.2. Model detonacije

Korišteni model detonacije osnovni je model za analizu detonacije iz programskog paketa AVL BOOST^{TM}. Analiza se provodi na temelju zakašnjenja upaljivanja smjese u odnosu na

kraj procesa izgaranja. Zakašnjenje paljenja je vrijeme koje prođe od preskakanja iskre na svjećici u cilindru do početka izgaranja. Nakon preskakanja iskre se stvara jezgra samo u uskoj zoni oko svjećice te nakon dosezanja kritične temperature kreće fronta plamena. To vrijeme je otprilike konstantno te se proteže, ovisno o brzini vrtnje koljenastog vratila, preko manjeg ili većeg kuta zakreta. Zakašnjenje paljenja ovisi o tlaku i temperaturi na kraju kompresije, omjeru goriva i zraka, opterećenju motora te o oktanskom broju goriva koje se koristi u motoru. Ako je vrijeme trajanja zakašnjenja zapaljenja kratko onda raste opasnost od detonacije uslijed samozapaljenja smjese.

AVL BOOST [TM] potreban oktanski broj goriva računa u ovisnosti o zakašnjenju zapaljenja prema sljedećem izrazu [14]:

$$ON = 100 \cdot \left(\frac{1}{A} \int_{t_{SOC}}^{t_{85\%MBF}} \left[\left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{n} \cdot \exp\left(-\frac{B}{T_{UBZ}} \right) \right] dt \right)^{\frac{1}{a}}, \tag{19}$$

ON predstavlja potreban oktanski broj za miran rad motora u zadanim uvjetima i režimima rada. Integral u prikazanom izrazu predstavlja vrijeme zakašnjenja paljenja te se dijeli s konstantom A koja predstavlja referentno vrijeme zakašnjenja zapaljenja. Referentni tlak predstavlja koliko je tlak na kraju kompresije veći ili manji od tlaka potrebnog za miran rad motora, te se ta vrijednost množi sa eksponentnom zagradom koja je vrijednost zadana od proizvođača.

4. Osnovni podaci i simulacijski model motora

Kako bi se zadani motor mogao točno definirati u programskom paketu AVL BOOST^{TM}, za početak je potrebno definirati osnovne radne i geometrijske parametre motora. Radni i geometrijski parametri izravno definiraju izlazne veličine motora (efektivna snaga, efektivni moment, specifična efektivna potrošnja goriva, itd.). Svaki motor s unutarnjim izgaranjem definira se osnovnim radnim parametrima kao što su konfiguracija i broj cilindara, radni volumen cilindra i motora, kompresijski omjer, maksimalni srednji efektivni tlak, gorivo koje koristi i mnogi drugi. Jednako tako potrebno je definirati geometrijske parametre (promjer cilindra, hod klipa, duljina klupnjače, radni i kompresijski volumen, itd.). U ovom radu su prije izrade simulacijskog modela opisane osnovne radne i geometrijske karakteristike motora te su prikazane u Tablici 4 i Tablici 5.

4.1. Osnovni radni i geometrijski podaci

Tablica 4. Osnovne radne karakteristike motora

konfiguracija	četverocilindarski dvotaktni motor, boxer
redoslijed paljenja	1. i 3. cilindar 0°KV, 2. i 4. cilindar 180°KV
radni volumen motora	2,3 dm^3
hlađenje	zrakom
gorivo	benzin
prednabijanje	maks. tlak prednabijanja: 1,6 bara
maksimalni srednji efektivni tlak	8 bara
maksimalna srednja brzina klipa	12 – 14 m/s
broj svjećica po cilindru	2
kut pretpaljenja	23° KV prije GMT na 5500 min^{-1}
faktor pretička zraka	1,0
maksimalna efektivna snaga	142 kW na 5500 min^{-1}

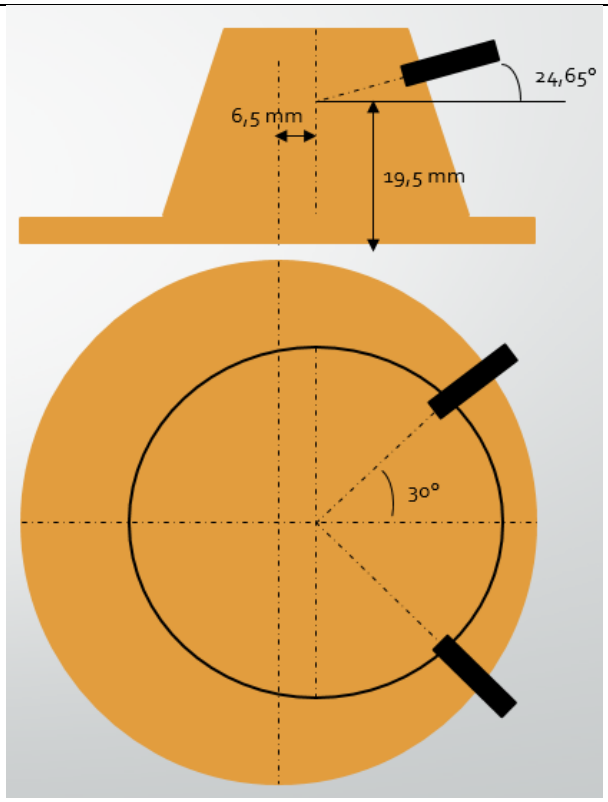
Vidljivo je iz Tablice 4 kako razmatrani motor ima ograničenja u vidu maksimalnog efektivnog tlaka i brzine klipa. Uslijed dvaput veće frekvencije radnih procesa i veće gustoće snage dvotaktnih Ottovih motora proizlazi i veće toplinsko opterećenje cilindra, klipa i ležaja

osovinice klipa, naročito kod razvoda klipom i kanalima u cilindarskom bloku. Iz tog razloga se moraju postaviti neka toplinska ograničenja kako bi se osigurala trajnost dijelova i siguran rad motora.

Tablica 5. Osnovne geometrijske karakteristike motora

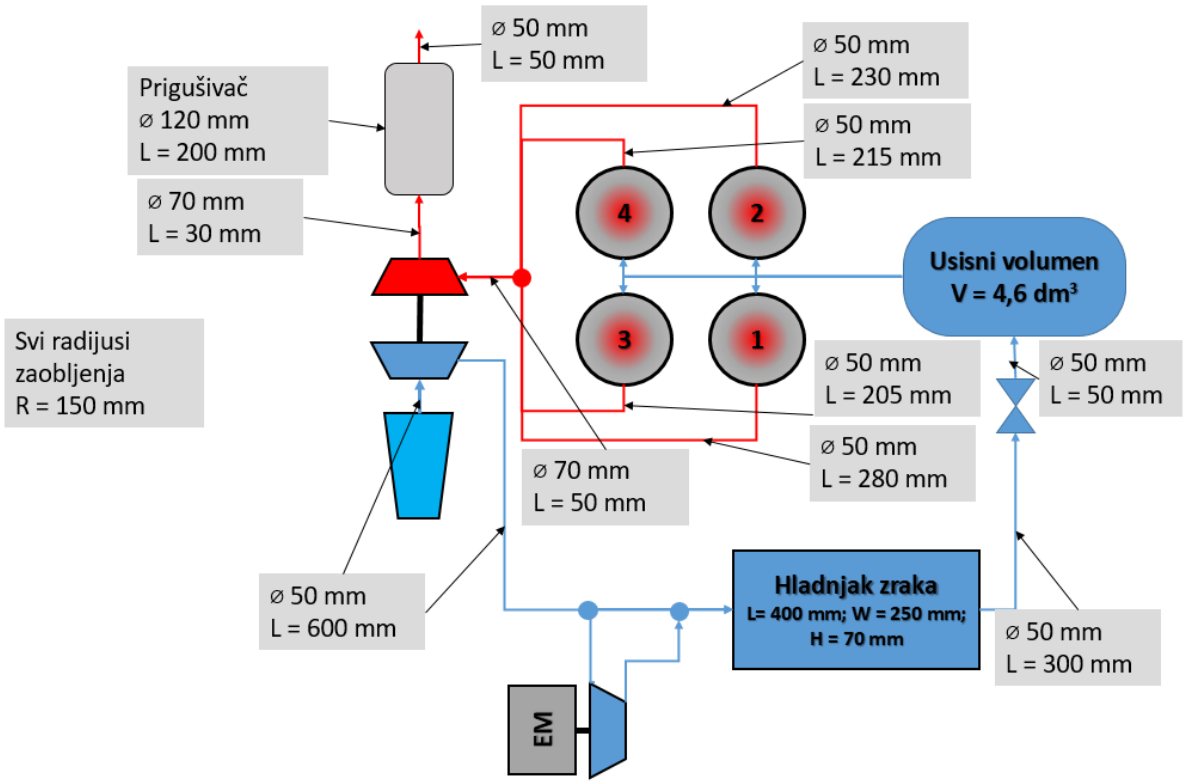
Geometrijska značajka	Dimenzija	Mjerna jedinica
Promjer cilindra	98	mm
Hod klipa	76	mm
Duljina klipnjače	175	mm
Promjer koljenastog vratila	38	mm
Omjer klipnjače	0,22	-
Geometrijski kompresijski omjer	12,00	-
Radni volumen cilindra	573265,26	mm^3
Kompresijski volumen cilindra	52115,02	mm^3
Minimalni volumen nakon IZ	280221,11	mm^3
Maksimalni volumen nakon IZ	392234,13	mm^3
Minimalni stvarni kompresijski omjer	6,38	-
Maksimalni stvarni kompresijski omjer	8,53	-

Definirana pozicija svjećica prikazana je na Slici 20:



Slika 20. Definiranje položaja svjećica

Sustav s udvojenim paljenjem je karakterističan sustav za Ottove motore koji se koriste za pogon letjelica. Glavna važnost takvog sustava je da spriječi otkazivanje sustava paljenja prilikom prestanka rada jedne svjećice. Isto tako sustav daje kvalitetnije izgaranje u prostoru izgaranja te smanjuje štetnu emisiju ispušnih plinova. Glavni razlog zašto ovakav sustav nije još zastupljeniji je zato jer je često vrlo teško pronaći mjesta u cilindarskoj glavi za još jednu svjećicu. Na Slici 20 vidljivo je kako su svjećice međusobno postavljene pod kutem od 60° te na jednakoj visini od referentne točke. Imajući u vidu strujanje zraka i ubrizgavanje goriva u cilindru, od iznimne je važnosti postaviti svjećice na optimalnu poziciju kako bi se smanjilo zakašnjenje paljenja.

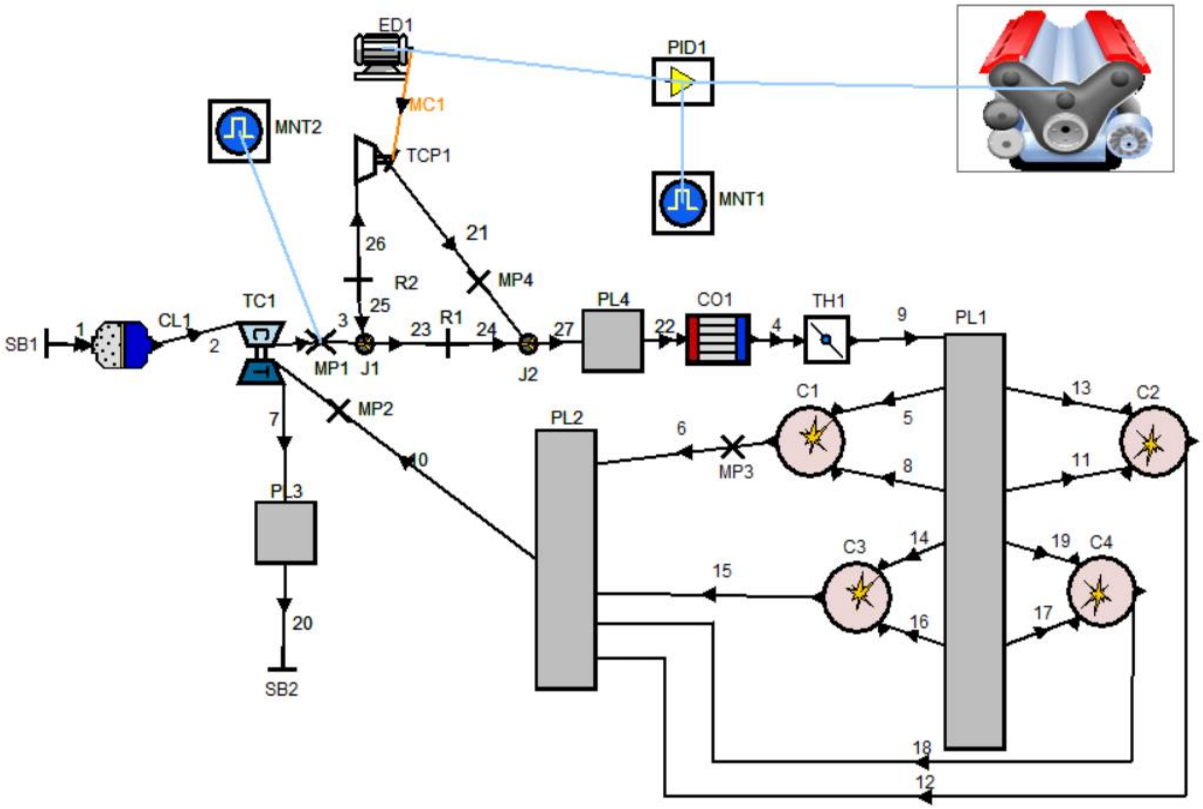


Slika 21. Shema analiziranog dvotaktnog motora

Nakon definiranja radnih i geometrijskih parametara izrađena je shema motora s osnovnim elementima. Na Slici 21 vidljivo je kako zrak ulazi na usis te se preko turbopunjača vrši nabijanje motora. Za rad motora u nepovoljnim uvjetima (npr. pri većoj nadmorskoj visini) postavljen je kompresor pogonjem elektromotorom. Pri normalnim uvjetima, kada motor može ostvariti predviđene tlakove prednabijanja motor radi s osnovnim turbopunjačem. U slučaju kada je tlak prednabijanja na izlazu iz kompresora osnovnog turbopunjača nedovoljno visok, preko upravljačke jedinice preusmjerava se protok zraka na usisu tako da zrak struji preko dodatnog kompresora pogonjenog elektromotorom. Na taj način se ostvaruje serijski spoj osnovnog turbopunjača i kompresora pogonjenog elektromotorom te se postiže zadani tlakovi prednabijanja. Kasnije će detaljnije biti opisan rad dodatnog kompresora pogonjenog elektromotorom. Također, na shemi (Slika 21) definirane su duljine i promjeri svih cijevi na usisnoj i ispušnoj strani motora. Definiran je volumen hladnjaka zraka i volumen usisnog kolektora, te su definirane dimenzije prigušivača.

4.2. Simulacijski model motora u programskom paketu AVL BOOST™

Simulacijski model prikazan na Slici 22 izrađen je prema shemi motora na Slici 21. Zrak ulazi u motor i struji kroz cijevi do turbopunjača. Kompresor turbopunjača stlačeni zrak usmjerava prema hladnjaku zraka koji dalje preko zaklopke dolazi u usisni kolektor. Upravljačka jedinica mjeri tlak na izlazu iz kompresora te ovisno o potrebi, preko elektromotora pogoni dodatni električno pogonjeni kompresor. Iz usisnog kolektora zrak usisnim kanalima struji prema prostoru izgaranja u cilindru. Nakon izgaranja, produkti izgaranja ispušnim kanalima struje prema turbinskom dijelu turbopunjača te kroz prigušivač izlaze u atmosferu.



Slika 22. Model simulacijskog motora u AVL BOOST™

4.2.1. Elementi modela

4.2.1.1 Rubni uvjeti

Polazeći od ulazne granice sustava koje je u grafičkom modelu označena slovima SB (eng. *System boundary*) definira se stanje okoliša, tj. rubne uvjete koji su na 0 metara nadmorske visine 1,013 bara i 293,15 K. Sve cijevi označene su samo brojem, a ulazni podaci koji ih

definiraju su promjer i duljina, laminarni i turbulentni koeficijenti trenja strujanja, te faktor prijenosa topline i temperaturu stijenke za proračunski model prijenosa topline kroz stijenku.

4.2.1.2 Turbopunjač

Za simulaciju rada kompresora i turbine kod pojednostavljenog modela potrebno je definirati performanse kompresora i turbine pri konstantnoj brzini vrtnje. Kompresor se definira efikasnošću i željenim omjerom izlaznog i ulaznog tlaka. Turbina se definira efikasnošću, masenim protokom i *discharge* koeficijentom. Kod simulacije tranzijentnih pojava potrebno je definirati potpune mape kompresora i turbine kroz čitav raspon brzine vrtnje o čemu će biti riječi kasnije.

Snaga turbine određena je masenim protokom turbine i promjeni entalpije na turbini i opisana je izrazom [14]:

$$P_T = m_T \cdot \eta_m \cdot (h_3 - h_4), \tag{20}$$

pri čemu je:

P_T snaga turbine (kW),

m_T maseni protok turbine (kg/s),

h_3 entalpija na ulazu u turbinu (kJ/kg),

h_4 entalpija na izlazu iz turbine (kJ/kg),

η_m ukupna mehanička efikasnost turbopunjača (-).

Snaga kompresora ovisi o masenom protoku kompresora i promjeni entalpije kompresora. Promjena entalpije ovisi o omjeru tlaka, ulaznoj temperaturi zraka i izentropskoj učinkovitosti kompresora [14]:

$$P_C = m_C \cdot (h_2 - h_1), \tag{21}$$

P_C snaga kompresora (kW),

m_C maseni protok kompresora (kg/s),

h_1 entalpija na ulazu u kompresor (kJ/kg),

h_2 entalpija na izlazu iz kompresora (kJ/kg).

Promjena entalpije na kompresora definirana je izrazom [14]:

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{\eta_{s,c}} \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right], \tag{22}$$

pri čemu je:

$\eta_{s,c}$ izentropska efikasnost kompresora (-),

c_p vrijednost specifične topline pri konstantnom omjeru izlaznog i ulaznog tlaka kompresora (kJ/kg),

T_1 ulazna temperatura (K),

p_2, p_1 izlazni i ulazni tlak kompresora (Pa).

Snaga za pogon kompresora jednaka je snazi koju daje turbina [14]:

$$P_C = P_T . \tag{23}$$

Ukupna efikasnost kompresora dana je izrazom [14]:

$$\eta_{TC} = \eta_{m,TC} \cdot \eta_{s,T} \cdot \eta_{s,C} \tag{24}$$

Za performanse u stacionarnom radu motora može se koristiti pojednostavljeni model turbopunjača. Unutar ovog modela dinamika turbopunjača (npr. promjena brzine vrtnje) nije uzeta u razmatranje. Nadalje, učinkovitost turbopunjača je zadržana kao konstanta tijekom ciklusa rada motora. Kao što su mnoga testiranja dokazala, ovaj model osigurava dobru točnost za izračune motora u stacionarnom stanju. Model je vrlo prikladan jer kao ulazne podatke zahtijeva samo srednje vrijednosti za učinkovitost kompresora, ukupnu učinkovitost i mehaničku učinkovitost turbopunjača. Time se drastično smanjuje potreban broj ulaznih varijabli u usporedbi s punim modelom turbopunjača gdje se moraju definirati cijele mape kompresora i turbine. Proizvođači turbopunjača često ne učine mape dostupnima, stoga je pojednostavljeni model alternativno rješenje.

U inicijalnoj verziji modela korišten je pojednostavljeni model turbopunjača s tzv. „*turbine layout calculation“* načinom računanja. Kod tog modela željeni omjer tlaka na turbopunjaču

je naveden kao ulazni podatak proračuna. Program podešava otpor protoka na turbini, sve dok se ne zadovolji energetska ravnoteža turbopunjača.

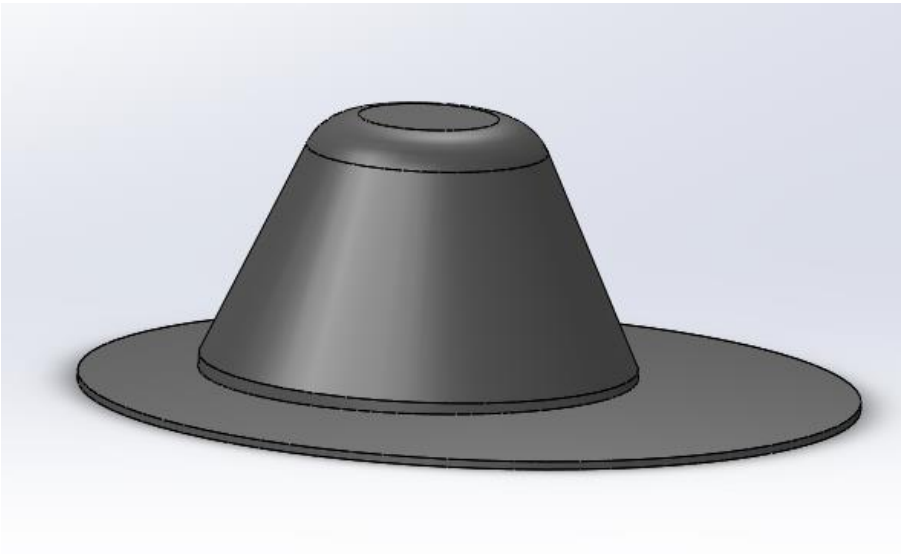
Zadatkom je zadano da tlak prednabijanja treba biti približno 1,6 bara. U modelu je omjer tlaka zadan kao globalna varijabla pod nazivom *turbo_tlak* i njegova vrijednost je definirana kroz raspon vrzine vrtnje prema Slici 23. Potrebno je napomenuti kako omjer tlaka na kompresoru i tlak prednabijanja nisi isti jer za određeni omjer tlaka na kompresoru, tlak prednabijanja je nešto manje vrijednosti zbog gubitaka u sustavu.

Case Set 1	n	turbo_tlak	spark_timing	ispuh_dat	ispuh_shift
	rpm	[-]	deg		deg
Case 1	1000	1.1	0	ispuh_1000.txt	-23
Case 2	2000	1.4	-6	ispuh_2000.txt	-18
Case 3	3000	1.62	-11	ispuh_3000.txt	-13
Case 4	3500	1.68	-15	ispuh_3500.txt	-10
Case 5	4000	1.68	-17	ispuh_4000.txt	-8
Case 6	4500	1.7	-19	ispuh_4500.txt	-5
Case 7	5000	1.71	-21	ispuh_5000.txt	-2
Case 8	5500	1.73	-23	ispuh_5500.txt	0

Slika 23. Prikaz definiranja globalne varijable *turbo_tlak* kroz raspon brzine vrtnje

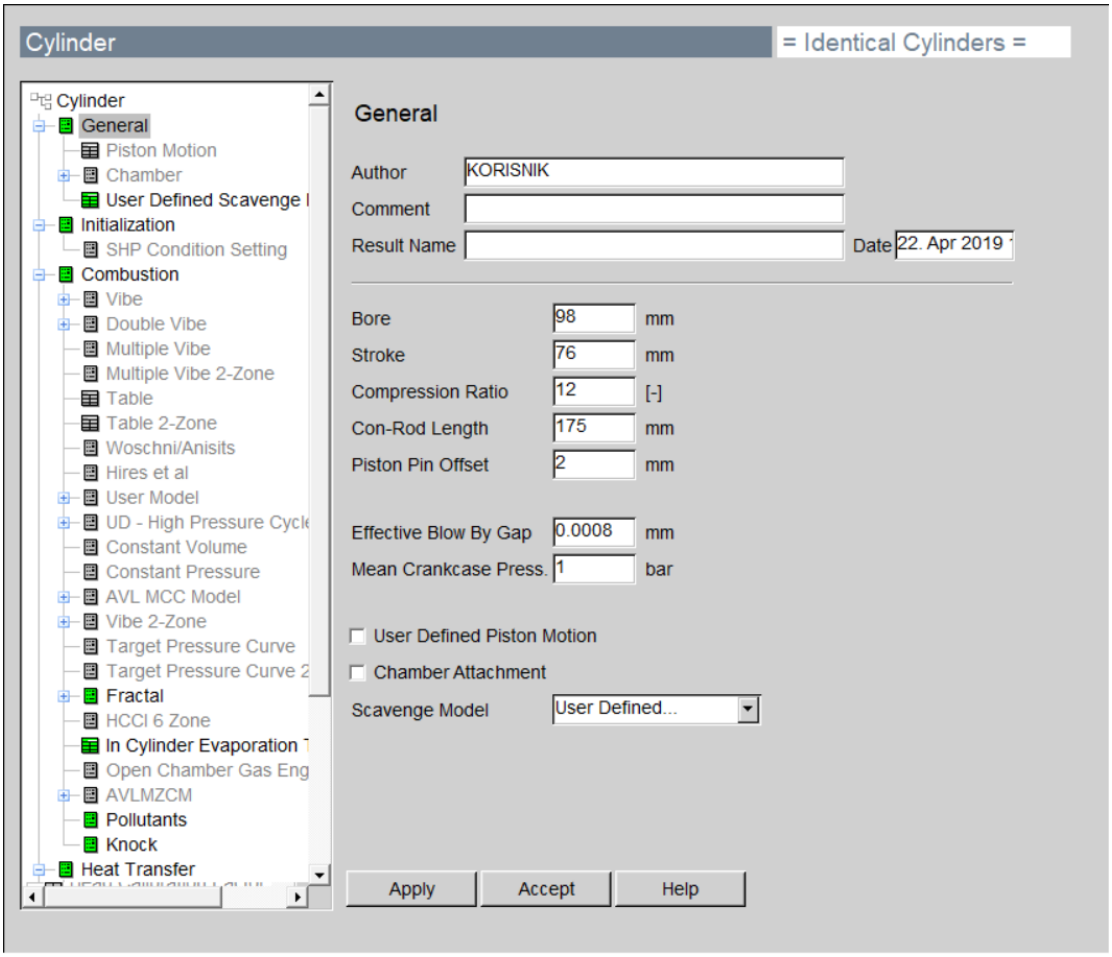
4.2.1.3 Cilindar

Za početak potrebno je odrediti geometriju prostora izgaranja zadanog dvotaktnog motora. Oblik prostora izgaranja prikazan je na Slici 24.



Slika 24. Oblik prostora izgaranja

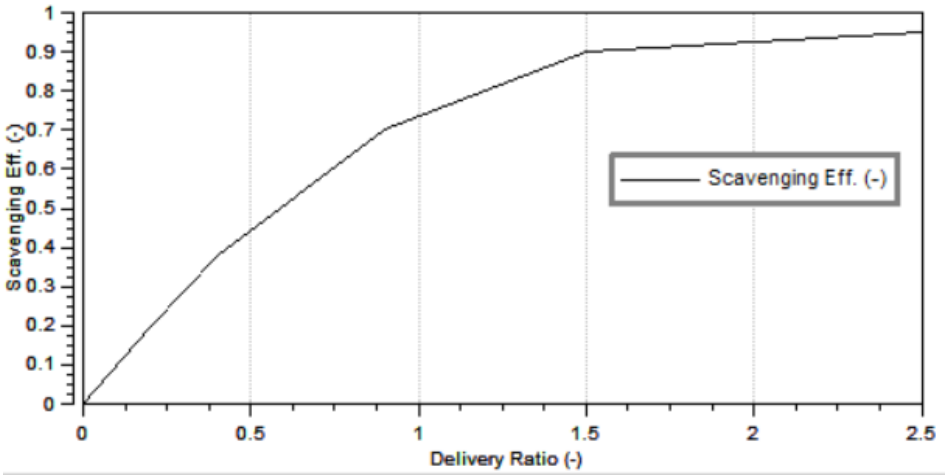
Nakon evaluacije geometrije cilindra potrebno je definirati parametre cilindra u programskom paketu AVL BOOST™. Cilindar je glavni i najsloženiji element za definirati. Definiranje započinje općenitim geometrijskim i radnim paramentrima prikazanim na Slici 25:



Slika 25. Definiranje geometrije cilindra

Za početak se unose dimenzije promjera cilindra, hoda klipa i duljine klipnjače. Kod nekih dvotaktnih motora se kompresija vrši u kućištu koljenastog vratila, no kod ovog tipa motora to nije slučaj pa je tlak u kućištu postavljen na vrijednost 1 bara. Pod opcijom *scavenging model* postoje tri modela. Model *perfect mixing* definira ispušne plinove jednake smjesi zraka i goriva u cilindru te da je energija ispušnih plinova jednaka energiji smjese u cilindru. Takav model koristi se za opisivanje četverotaktnih motora i ne daje zadovoljavajuće rezultate kod dvotaktnih motora. Za dvotaktne motore postoji model *perfect displacement* u kojemu ne postoji miješanje usisanog zraka i zaostalih produkata izgaranja te samo zaostali produkti

izgaranja napuštaju cilindar (dok oni postoje u cilindru). [14] AVL BOOST^{TM} daje treću opciju *user defined scavenging model* u kojem korisnik sam definira način ispiranja cilindara. Na Slici 26 je prikazana krivulja koja prikazuje odabrani model za zadani motor.



Slika 26. Odabrani model ispiranja cilindara

Na Slici 26 na *y*-osi definirana je efikasnost izmjene radnog medija. Ta efikasnost definira se kao omjer ukupne mase usisanog zraka koja se nalazi u cilindru nakon zatvaranja ispušnog otvora i ukupne mase (usisanog zraka, neizgorjelog zraka i zaostalih produkata izgaranja) koja se nalazi u cilindru nakon zatvaranja ispušnog otvora. Taj omjer definira se jednadžbom (25) [14]:

$$SE = \frac{m_{tas}}{m_{tr}} = \frac{m_{tas}}{m_{tas} + m_{ex} + m_{ar}}, \tag{25}$$

pri čemu je:

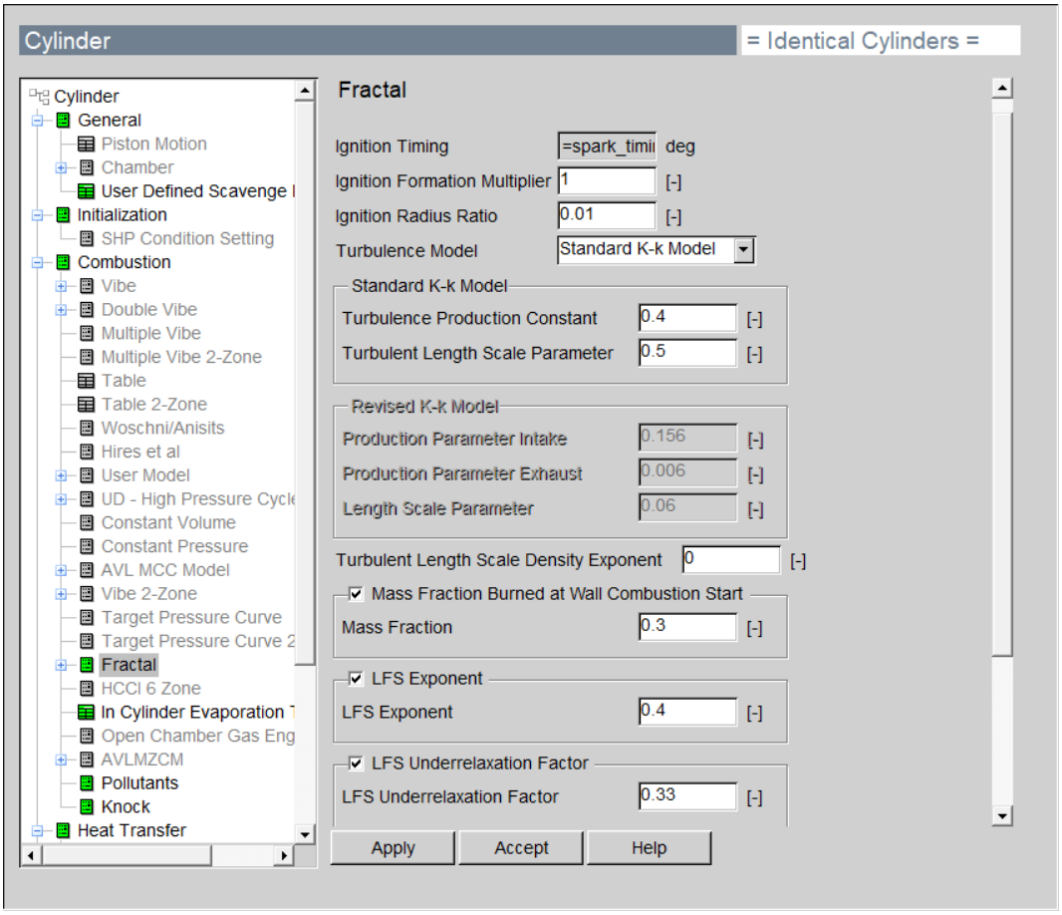
m_{tas} masa usisanog zraka u cilindru nakon zatvaranja ispušnog kanala (kg),

m_{ex} masa zaostalih produkata izgaranja nakon zatvaranja ispušnog kanala (kg),

m_{tas} masa neizgorjelog zraka iz prošlog ciklusa u cilindru nakon zatvaranja ispušnog kanala (kg).

Pod *početnim vrijednostima* definiraju se tlak i temperatura pri otvaranju ispušnih kanala te referentne vrijednosti okolišne temperature i tlaka.

Pod izbornikom *izgaranje* bira se fraktalni model izgaranja u kojemu se definiraju parametri prema Slici 27:



Slika 27. Konstantne fraktalnog modela izgaranja

Kut pretpaljenja definira se na način da ne dolazi do detonantnog izgaranja (oktanski broj dobiven u programskom paketu AVL BOOST^{TM} mora biti manji ili jednak oktanskom broju korištenog goriva). S obzirom na oktanski broj podešavaju se kutevi pretpaljenja dok se ne dobiju zadovoljavajuće vrijednosti. Ostale konstante koje definiraju fraktalni model izgaranja su [19]:

- Konstanta zakašnjenja paljenja (eng. *Ignition Formation Multiplier*) c_{ign} ,
- Tranzicijski radijus fronte plamena (eng. *Ignition Radius Ratio*) $r_{f,ref}$,
- Produkcijska konstanta turbulencije (eng. *Turbulence Production Constant*) c_t ,
- Konstanta integralne duljine vrtloga (eng. *Turbulent Length Scale Parameter*) c_L ,
- Eksponent omjera gustoće (eng. *Turbulence Length Scale Density Exponent*) m ,

- Udio izgorjele smjese (eng. *Mass Fraction Burned at Wall Combustion Start*) w_2,
- Eksponent laminarne brzine plamena (eng. *Laminar Flame Speed Exponent*) *d*.

Konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign}

Vrijeme zakašnjenja paljenja je vrijeme od preskakanja iskre na svjećici do formiranja stabilne jezgre plamena. Ovisi o geometriji svjećice i energiji dovedenoj električnom iskrom. Konstanta zakašnjenja paljenja je parametar za kalibriranje vremena zakašnjenja paljenja koje je izraženo preko kuta zakreta koljenastog vratila α, a ovisi o brzini vrtnje motora ω :

$$\Delta\alpha = 2 \cdot 10^{-4} \cdot c_{ign} \cdot \omega \tag{26}$$

Tranzicijski radijus fronte plamena $r_{f,fer}$

Parametar koji utječe na početak naboravanja fronte plamena odnosno prijelaz između faze stvaranja jezgre plamena i faze turbulentnog izgaranja. Naboravanje počinje pri brzini vrtnje ω_{wr} koja ovisi o omjeru promjera jezgre plamena u određenom trenutku r_f i tranzicijskom radijusu fronte plamena, te o omjeru trenutne brzine vrtnje motora *n* i referentne brzine vrtnje motora n_{ref} . Referentna brzina vrtnje motora iznosi 1000 min^{-1}.

$$\omega_{wr} = \frac{r_f}{r_{f,ref}} \cdot \frac{n}{n_{ref}} \tag{27}$$

Produkcijska konstanta turbulencije i konstanta integralne duljine vrtloga

Produkcijska konstanta turbulencije upravlja kako brzo raste intenzitet turbulencije tijekom takta usisa. Visoka vrijednost parametra znači da se vršna vrijednost intenziteta turbulencije događa u ranoj fazi otvaranja usisnog ventila. Niska vrijednost rezultira da se vršna vrijednost intenziteta turbulencije nalazi u srednjoj fazi ili pri kraju otvaranja usisnog ventila. Ako je prenizak vršna vrijednost se može dogoditi tijekom takta kompresije.

Produkcijska konstanta turbulencije izravno utječe na brzinu nastajanja turbulencije. Konstanta integralne duljine vrtloga i konstanta su konstante *K-k* pod-modela turbulencije dok su ostale konstante fraktalnog modela izgaranja. Konstanta integralne duljine vrtloga c_L kontrolira brzinu opadanja intenziteta turbulencije. Visoka vrijednost parametra dovodi do sporog pada tijekom takta kompresije što dovodi do visoke vrijednosti intenziteta turbulencije

prije izgaranja. Niska vrijednost rezultira brzim padom što dovodi do niske vrijednosti intenziteta turbulencije prije izgaranja. Integralna duljina vrtloga L_I linearno se mijenja s promjenom konstante c_L, a proporcionalna je i trenutnoj visini cilindra H [19].

$$L_I = c_L \cdot H \tag{28}$$

Eksponent omjera gustoće *m*

Parametar za kalibriranje faze turbulentnog izgaranja na osnovi gustoće neizgorjele smjese na početku izgaranja ρ_{SOZ} i gustoće neizgorjele smjese u određenom trenutku ρ_{UZ} .

$$\left(\frac{dm_b}{d_t}\right)_{cfractals} = \rho_u \cdot \left(\frac{L_I}{l_k}\left(\frac{\rho_{SOZ}}{\rho_{UZ}}\right)^m\right)^{D3-2} \cdot A_L S_L \tag{29}$$

Udio izgorjele smjese za utjecaj dogorjevanja w_2

Parametar koji određuje kada počinje treća faza izgaranja odnosno izgaranje uz stijenke cilindra. Maseni faktor w_2 linearno se mijenja tijekom dogorijevanja ovisno o omjeru trenutne neizgorjele mase $(m - m_b)$ i neizgorjele mase tijekom vremena tranzicije $(m - m_b)_{tr}$.

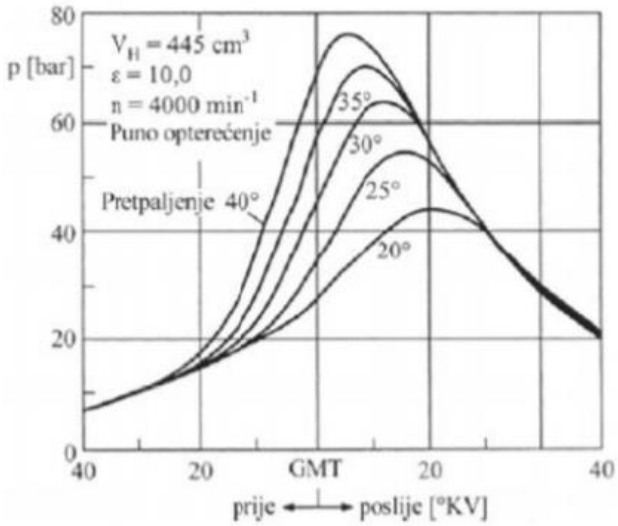
$$w_2 = 1 - \frac{m - m_b}{(m - m_b)_{tr}} \tag{30}$$

Eksponent laminarne brzine plamena *d*

Parametar koji definira promjenu laminarne brzine plamena u ovisnosti o udjelu produkata izgaranja $m_{f,RG}$ te utječe na cjelokupnu fazu izgaranja [19]:

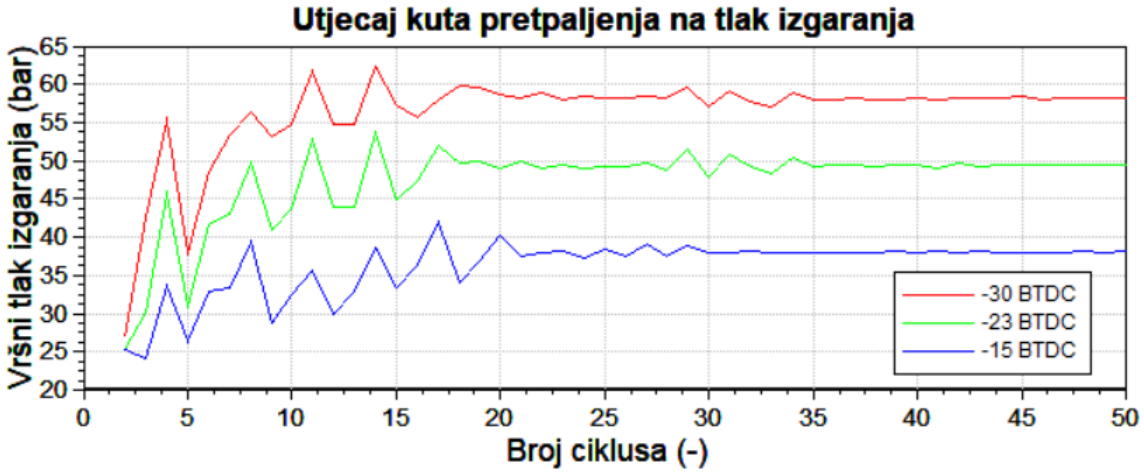
$$S_L = c_{lfs} \cdot S_{L,RG=0} \cdot (1 - m_{f,RG})^d \tag{31}$$

Oktanski broj goriva ne smije biti veći od granične vrijednosti 95-98. Oktanski broj ovisi o velikom broju faktora, ali najveći utjecaj ima kut pretpaljenja. Kod motora s prednabijanjem oktanski broj je veći jer su tlakovi na usisu veći što nepovoljno utječe na oktanski broj. U programskom paketu AVL BOOST^{TM} analiziran je utjecaj konstanti fraktalnog modela izgaranja i utjecaj kuta pretpaljenja. Na Slici 28 je prikazan utjecaj kuta pretpaljenja na vršne tlakove izgaranja u cilindru.

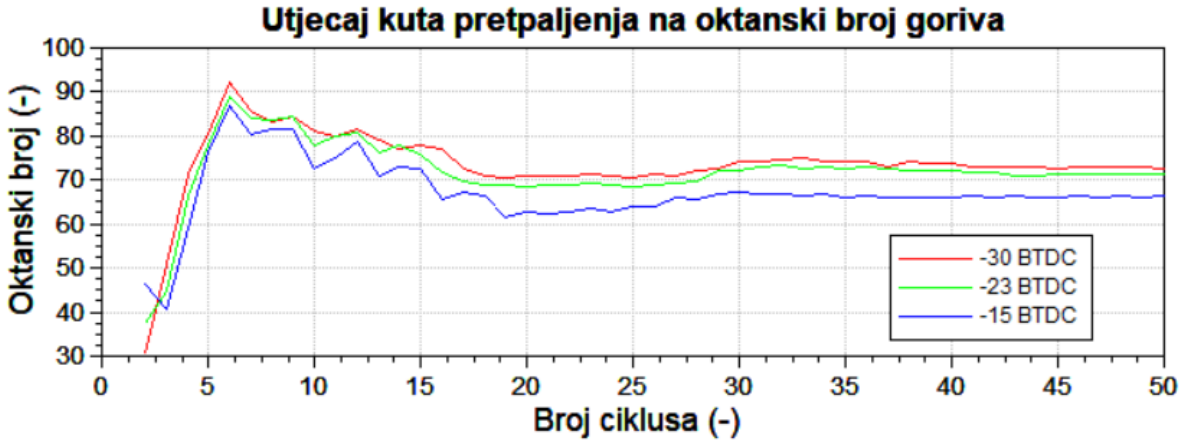


Slika 28. Utjecaj kuta pretpaljenja na vršne tlakove izgaranja [20]

Na Slici 28 vidi se kako prerano paljenje može izrazito povećati vršne tlakove izgaranja u cilindru te se može pojaviti detonantno izgaranje. Zadatkom je definiran kut pretpaljenja 23° koljenastog vratila prije GMT na 5500 min^{-1}. Na Slici 29 i Slici 30 prikazan je utjecaj kuta pretpaljenja na vršne tlakove izgaranja i oktanski broj za razmatrani dvotaktni motor pri brzini vrtnje 5500 min^{-1} . Kao što je očekivano, ako se kut pretpaljenja pomakne ranije, vršni tlak izgaranja i oktanski broj će porasti,a time i toplinsko opterećenje motora.



Slika 29. Utjecaj različitih kuteva pretpaljenja na tlakove izgaranja



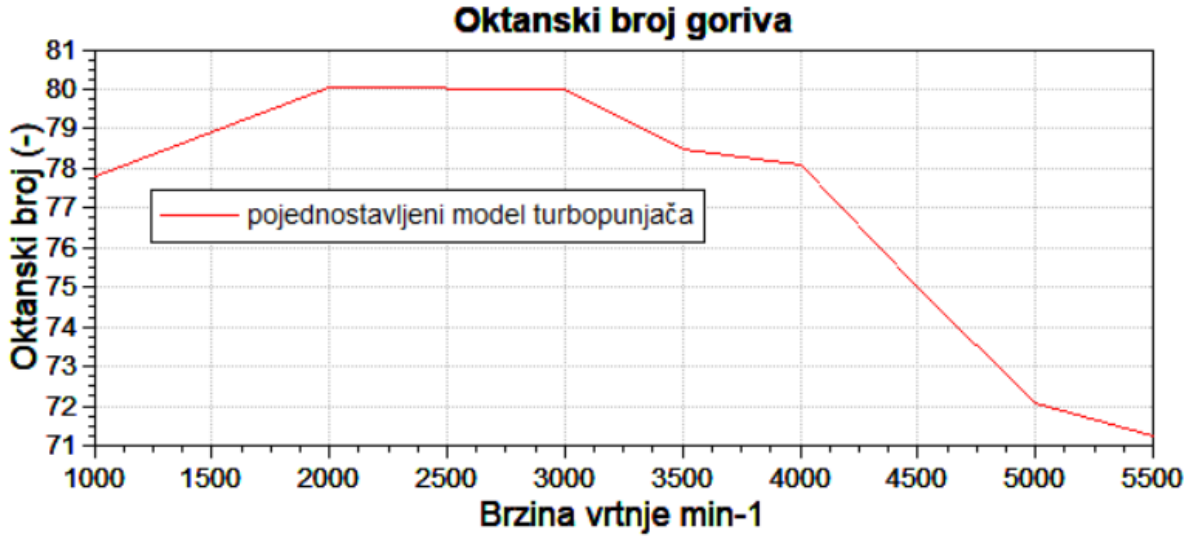
Slika 30. Utjecaj različitih kuteva pretpaljenja na potreban oktanski broj goriva

Kako bi se pronašlo optimalno rješenje kuta pretpaljenja kroz čitav raspon brzine vrtnje motora, pratio se kut zakreta koljenastog vratila pri kojem je izgorjelo 50% ukupne mase koja sudjeluje u izgaranju (eng. *CA50 angle*). Teorijska ispitivanja su pokazala da za prednabijeni Ottov motor taj kut za optimalne rezultate iznosi 8-10˚ zakreta koljenastog vratila nakon GMT pri nižim brzinama vrtnje i 5-8 ˚ zakreta koljenastog vratila pri višim brzinama vrtnje. Praćenjem oktanskog broja, vršnih tlakova izgaranja i CA50 kuta zakreta koljenastog vratila definirani su kutevi pretpaljenja kroz čitav raspon brzine vrtnje motora. U AVL BOOST™ dodijeljen je globalni parametar *Spark_timing* koji označava kut pretpaljenja. Na Slici 31 je prikazan odabrani kut pretpaljenja za pojedinu brzinu vrtnje motora pri simuliranom punom opterećenju motora.

Case Set 1	n	turbo_tlak	spark_timing	ispuh_dat	ispuh_shift
	rpm	[-]	deg		deg
Case 1	1000	1.1	0	ispuh_1000.txt	-23
Case 2	2000	1.4	-6	ispuh_2000.txt	-18
Case 3	3000	1.62	-11	ispuh_3000.txt	-13
Case 4	3500	1.68	-15	ispuh_3500.txt	-10
Case 5	4000	1.68	-17	ispuh_4000.txt	-8
Case 6	4500	1.7	-19	ispuh_4500.txt	-5
Case 7	5000	1.71	-21	ispuh_5000.txt	-2
Case 8	5500	1.73	-23	ispuh_5500.txt	0

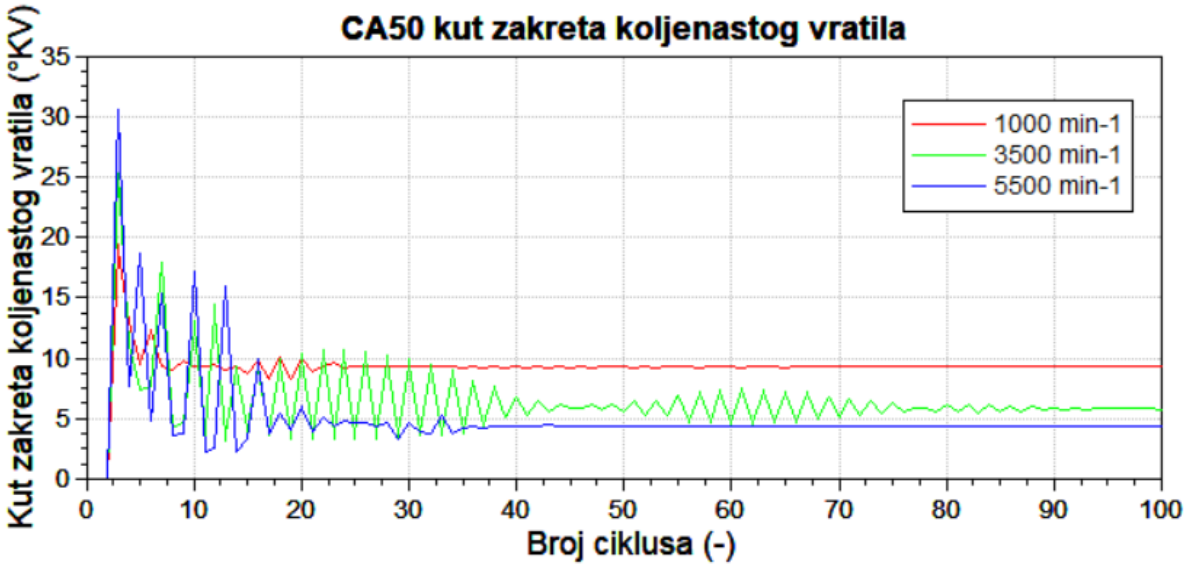
Slika 31. Definiranje globalnog parametra *spark_timing* kroz raspon brzine vrtnje motora

S tako odabranim kutevima pretpaljenja dobiven je oktanski broj goriva kroz čitav raspon brzine vrtnje te su prikazani na Slici 32:



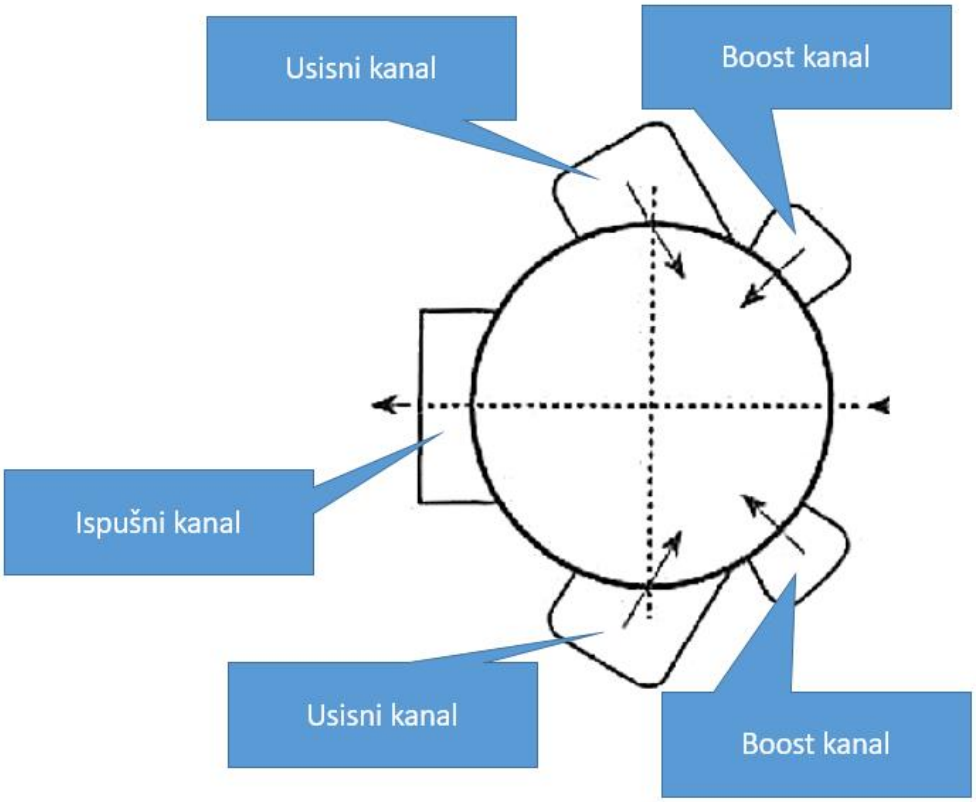
Slika 32. Prikaz potrebnog oktanskog broja kroz čitav raspon brzine vrtnje pri punom opterećenju motora

Na Slici 33 je vidljivo kako su kutevi zakreta koljenastog vratila pri kojima je 50% mase izgorjelo unutar preporučenog raspona.



Slika 33. Položaj točke težišta izgaranja (CA50) pri različitim brzinama vrtnje i pri punom opterećenju motora

Način izmjene radnog medija u cilindru prikazan je na slici 34:



Slika 34. Prikaz položaja i broja usisnih i ispušnih kanala u poprečnoj ravnini cilindra motora

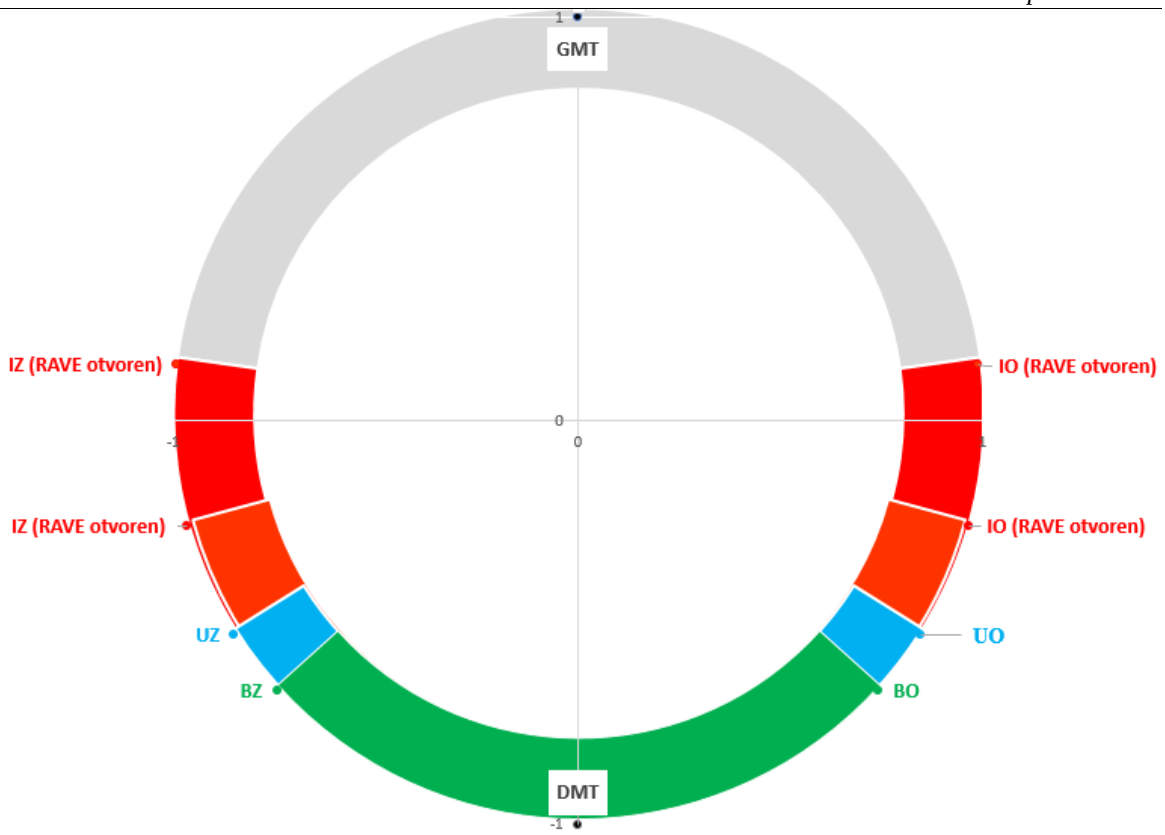
Slika 34 prikazuje raspored i broj kanala kroz koje se vrši izmjena radnog medija. Ranije su objašnjeni načini izmjene radnog medija kod dvotaktnih motora. Za zadani motor izmjena radnog medija vrši se kretanjem klipa koji naizmjenično zatvara i otvara kanale za izmjenu radnog medija. Usisni kanali (eng. *transfer port*) su kanali preko kojih dolazi svježi zrak u cilindar. Na zadanom motoru svaki cilindar ima dva takva kanala. „*Boost*“ kanali također opskrbuljuju cilindar sa svježim zrakom, a oni su najčešće tako postavljeni da se otvaraju kasnije od usisnih kanala i njihova glavna uloga je da dodatno potpomognu ispiranje cilindra. Oni imaju manje poprečne površine presjeka od usisnih kanala. Na zadanom motoru također se nalaze dva „*boost*“ kanala po cilindru. Ispušni kanal je kanal za odvođenje produkata izgaranja te manjeg udjela neizgorenog zraka i goriva. Najčešće je površinom najvećeg poprečnog presjeka od svih kanala te se uvijek prvi otvara kako bi omogućio inicijalno odvođenje produkata izgaranja dok još vlada visoki tlak u cilindru. Za dvotakni motor je od iznimne važnosti odrediti točne površine i trenutke otvaranja kanala kako bi se postiglo optimalno izgaranje i ispiranje cilindara. Na primjer, ranije otvaranje ispušnog kanala omogućuje dulje trajanje ispiranja cilindara, ali se zbog više pozicije kanala s obzirom na hod klipa postiže manja kompresija te su manji tlakovi netom prije izgaranja. Kasnijim

otvaranjem otvora se postiže veća kompresija u cilindru, ali je ispiranje cilindra slabije, pa mogu ostati veći postoci zaostalih produkata izgaranja. Uzevši u obzir sve faktore, u Tablici 6 i na Slici 35. prikazani su trenuci otvaranja kanala i razvodni dijagram u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila.

Tablica 6. Trenuci otvaranja kanala za izmjenu radne smjese

Ispušni kanal otvara (RAVE ventil otvoren)	IO (nakon GMT)- RAVE otvoren	82	° KV
Ispušni kanal otvara (RAVE ventil otvoren)	IO (nakon GMT)- RAVE zatvoren	105	° KV
Usisni kanal otvara	UO (nakon GMT)	122	° KV
Boost kanal otvara	BO (nakon GMT)	132	° KV
Ispušni kanal zatvara (RAVE ventil otvoren)	IZ (nakon GMT)- RAVE otvoren	278	° KV
Ispušni kanal zatvara (RAVE Valve closed)	IZ (nakon GMT)-RAVE zatvoren	255	° KV
Usisni kanal zatvara	UZ (nakon GMT)	238	° KV
Boost kanal zatvara	BZ (nakon GMT)	228	° KV

Kao što Tablica 6 prikazuje, na razmatranom motoru ispušni kanal se otvara u različitim trenucima u ovisnosti o brzini vrtnje motora. Takvo varijabilno otvaranje omogućuje RAVE ventil (eng. *Rotax Adjustable Variable Exhaust*- Rotax podesivi varijabilni ispuh). RAVE ventili nalaze se iznad ispušnog kanala, okruglog su oblika s vijkom za podešavanje na sredini. Rade na principu povećanja trajanja otvorenosti ispuha (tj. ranije ga otvaraju) kako raste brzina vrtnje motora. Mehanizam njihovog djelovanja je tlak u ispušnom sustavu. Kako raste brzina vrtnje, raste i tlak u ispušnom sustavu te se uslijed toga ventil otvara. Pri smanjenju brzine vrtnje tlak se smanjuje i ventil se postepeno zatvara. [21] Iz tablice se vidi da kada je RAVE ventil u potpunosti otvoren (na 5500 min^{-1}) ispušni kanal se otvara na 82° nakon GMT time omogućujući dulje trajanje izmjene radnog medija. Na 1000 min^{-1} RAVE ventil je potpuno zatvoren i ispuh se otvara na 105° nakon GMT čime se postiže bolja kompresija što rezultira poboljšanim okretnim momentom pri nižim brzinama vrtnje motora.



Slika 35. Prikaz razvodnog dijagrama motora

Kako je radni ciklus motora definiran pomakom klipa iz gornje mrtve točke pa sve dok se ponovno ne nađe u gornjoj mrtvoj točki slijedi odnos hoda klipa i zakreta koljenastog vratila prema jednadžbi:

$$s = r \cdot \left[1 - \cos\varphi + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right], \tag{32}$$

s pozicija klipa (mm),
φ kut zakreta koljenastog vratila (°).

Prema jednadžbi (32) izračunati su položaji otvaranja i zatvaranje svih kanala za izmjenu radnog medija i prikazani su Tablicom 7:

Tablica 7. Položaj kanala za izmjenu radne tvari

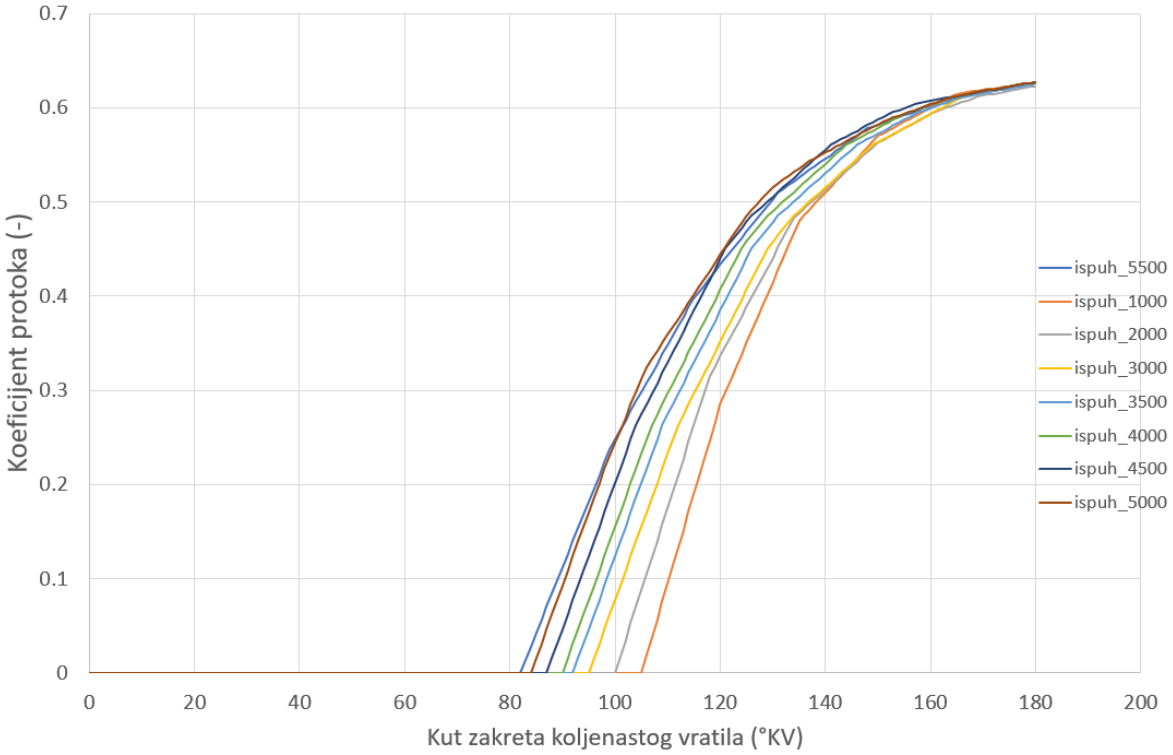
Ispušni kanal otvara nakon GMT (RAVE ventil otvoren)	37,15	mm
Ispušni kanal otvara nakon GMT (RAVE ventil zatvoren)	52,00	mm
Visina ispušnog kanala (RAVE ventil otvoren)	28,00	mm
Visina ispušnog kanala (RAVE ventil zatvoren)	13,15	mm
Širina ispušnog kanala	68,00	mm
Donja granica ispušnog kanala	65,15	mm
Površina ispušnog kanala (RAVE ventil otvoren)	1904,00	mm^2
Površina ispušnog kanala (RAVE ventil zatvoren)	894,20	mm^2
Usisni kanal otvara nakon GMT	61,20	mm
Visina usisnog kanala	14,50	mm
Širina usisnog kanala	62,50	mm
Dvostruka površina usisnih kanala	1812,50	mm^2
Boost kanal otvara (nakon GMT)	66,00	mm
Boost kanal visina	9,70	mm
Boost kanal širina	35,00	mm
Dvostruka površina Boost kanala	679,00	mm^2

Također, s obzirom na položaj RAVE ventila, izračunati su položaji otvaranja ispušnog kanala (udaljenost od GMT) kroz čitav raspon brzine vrtnje motora i prikazani su u Tablici 8:

Tablica 8. Položaj otvaranja ispušnog kanala reguliranog RAVE ventilom

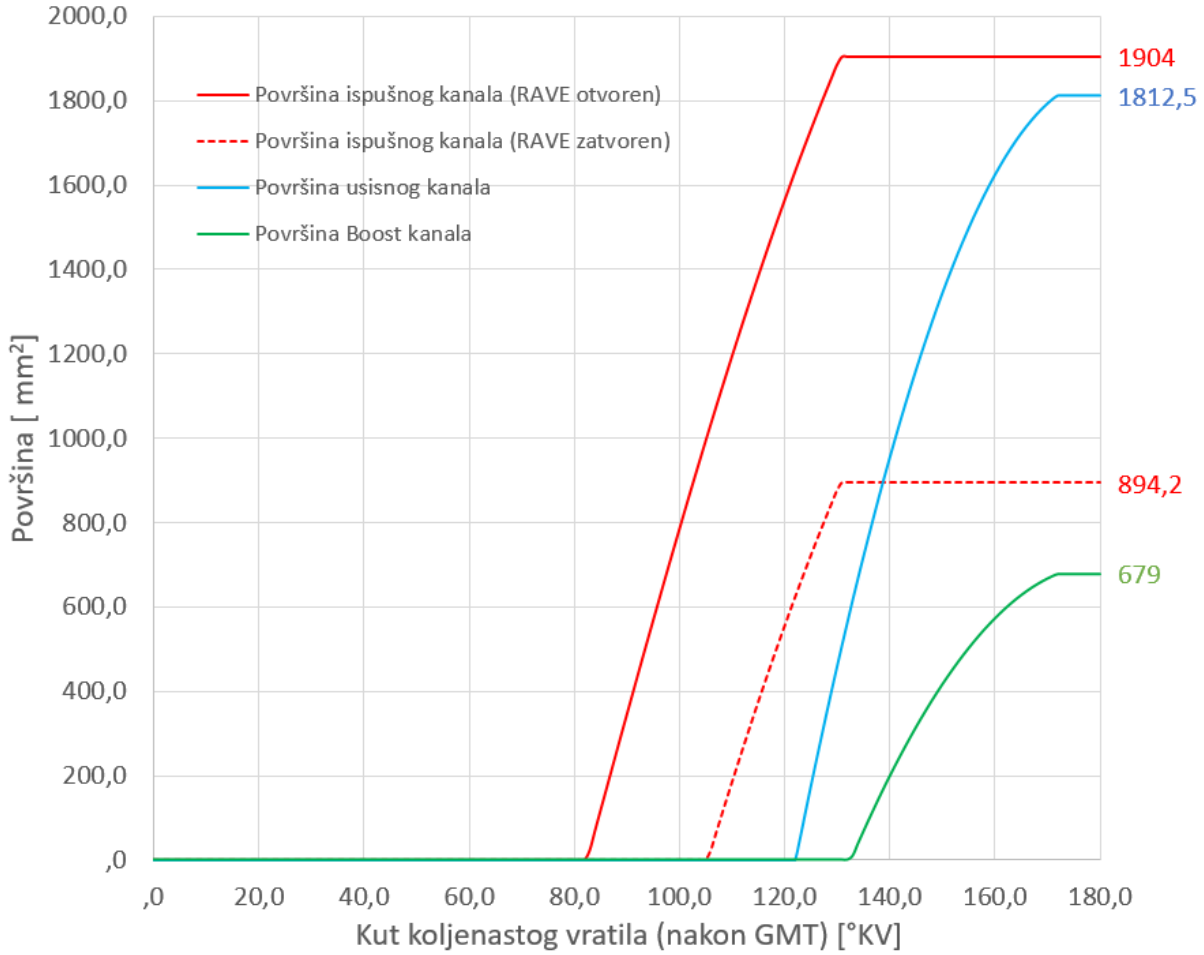
1000 min^{-1}	52,00	mm
2000 min^{-1}	48,65	mm
3000 min^{-1}	45,45	mm
3500 min^{-1}	43,50	mm
4000 min^{-1}	41,88	mm
4500 min^{-1}	40,18	mm
5000 min^{-1}	38,66	mm
5500 min^{-1}	37,15	mm

Za svaku brzinu vrtnje izračunati su efektivni protoci kroz kanale. Koeficijent protoka u ovisnosti o položaju klipa za sve brzine vrtnje odabran je prema primjeru ispušnog otvora prema User Guideu [14] te je prikazan je na Slici 36.



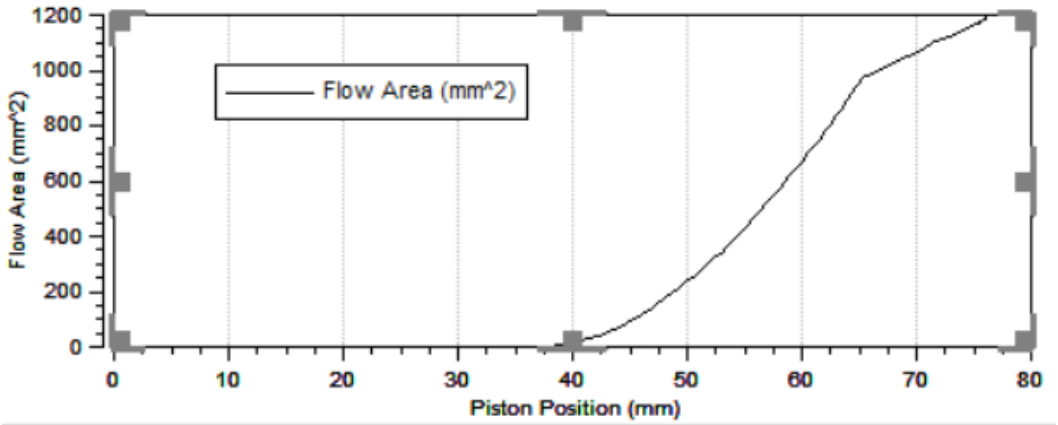
Slika 36. Koeficijenti protoka ispušnog kanala za različite brzine vrtnje motora

Površine kanala u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila prikazane su na Slici 37:



Slika 37. Površine kanala za izmjenu radne smjese

Efektivne površine otvorenog kanala dobiju se umnoškom ukupnih površina otvora i koeficijenta protoka u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila i za brzinu vrtnje od 5500 min^{-1} prikazana je na Slici 38. U AVL BOOST™ u za trenutak otvaranja ispuha zadaje se globalni parametar *ispuh_shift* (Slika 31) kojim se opisuje utjecaj promjene otvorenosti RAVE ventila. Također se za efektivnu površinu ispuha ovisno o brzini vrtnje učitava datoteka za traženu brzinu vrtnje koja se isto definira kao globalni parametar.

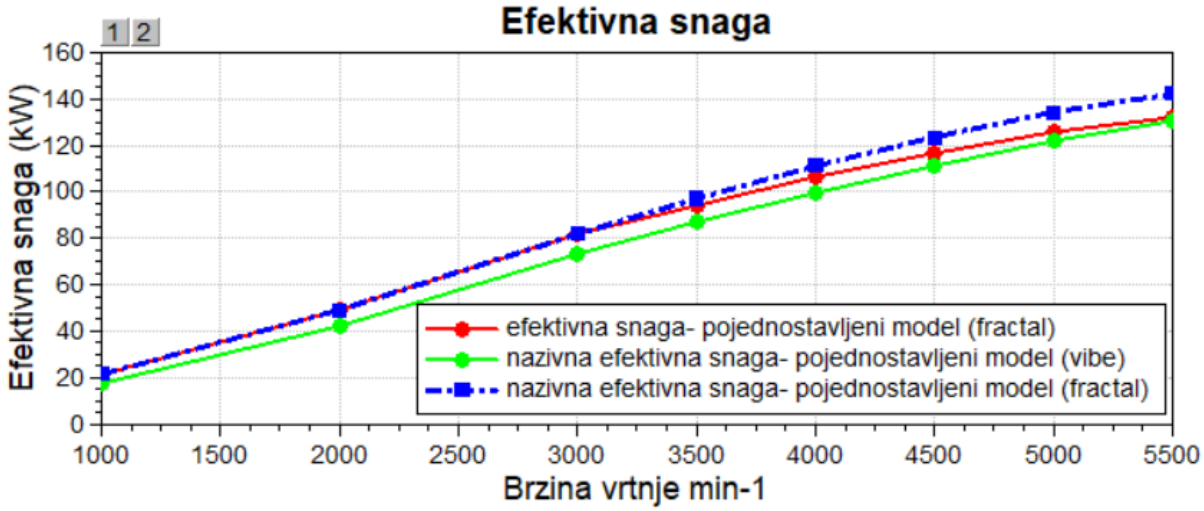


Slika 38. Efektivna površina ispušnog kanala na 5500 min^{-1}

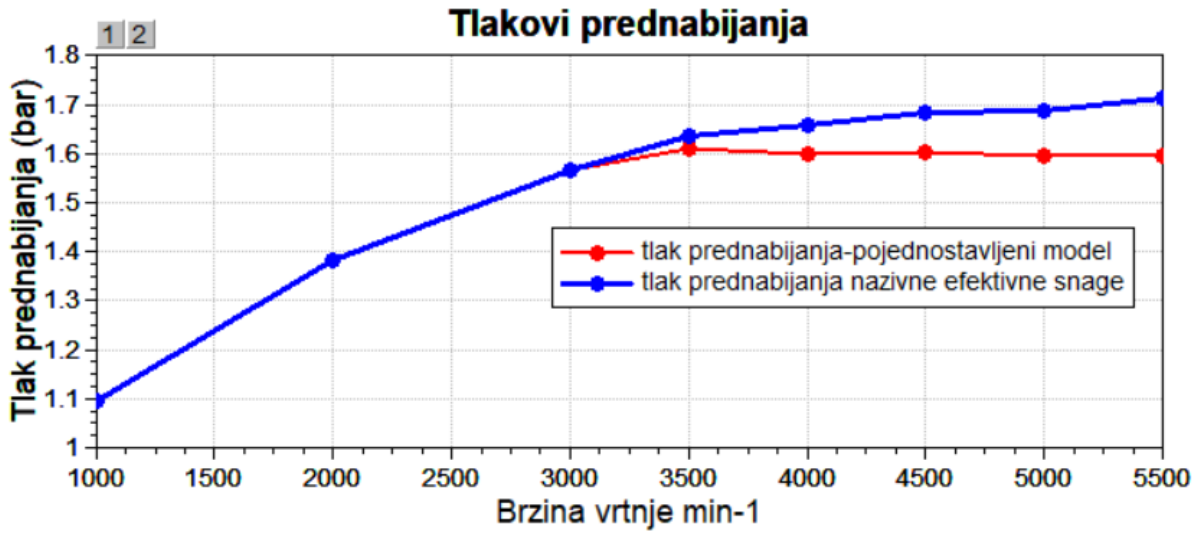
Kao što je već napisano, na 5500 min^{-1} definirano je otvaranje ispušnog kanala na 82° KV nakon GMT. Pri toj brzini vrtnje RAVE ventil je potpuno otvoren. S obzirom da su pozicije RAVE ventila bile poznate za najmanju i najveću brzinu vrtnje motora, pretpostavljen je linearni pomak ventila za brzine vrtnje između te dvije vrijednosti. Preko parametra *ispuh_shift* (Slika 31) definiran je utjecaj RAVE ventila, tj. trenutak otvaranja ispušnog kanala u ovisnosti o brzini vrtnje motora.

5. Rezultati simulacije s pojednostavljenim modelom turbopunjača

Nakon što je definirana geometrija usisa i ispuha te su učitani vanjski evaluirani podaci slobodnih površina i izgorjelih volumena, te su određene točke paljenja, provedena je analiza u programskom paketu AVL BOOST™ za pojednostavljeni model turbopunjača. Dobiveni rezultati za efektivnu snagu motora i pripadni tlak prednabijanja turbopunjača su prikazani na Slici 39 i Slici 40.



Slika 39. Efektivna snaga motora s pojednostavljenim modelom turbopunjača



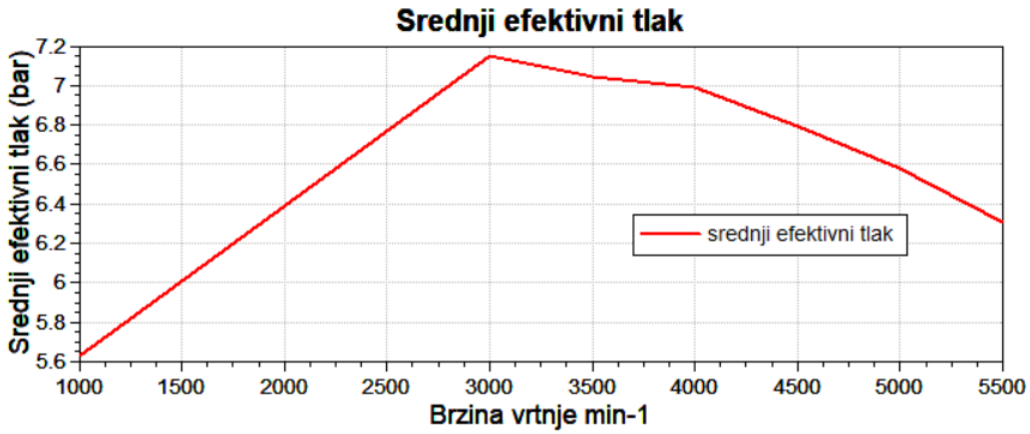
Slika 40. Tlakovi prednabijanja motora s pojednostavljenim modelom turbopunjača

U deklariranim podacima maksimalna je efektivna snaga motora na 5500 min^{-1} jednaka 142 kW uz maksimalni tlak prednabijanja od 1,6 bara. U AVL BOOST™ dobivena snaga s tim

tlakom prednabijanja je 133 kW (crvena krivulja) što je blizu deklariranih podataka. S obzirom da je dobivena snaga nešto manja od deklarirane, povećan je tlak prednabijanja sve dok se ne dobije nazivna efektivna snaga. Na Slici 40 prikazan je tlak prednabijanja pri kojem je dobivena efektivna snaga na 5500 min^{-1} jednaka 142 kW (plava krivulja). Da bi se dobila nazivna snaga na 5500 min^{-1} potrebno je ostvariti tlak prednabijanja od 1,71 bara. Može se reći da je dobiveni tlak prednabijanja vrlo blizu procijenjenom tlaku te da pojednostavljeni model turbopunjača dobro simulira rad motora pri punom opterećenju.

Na Slici 39 također je prikazana usporedba dobivenih efektivnih snaga primjenom fraktalnog i Vibe modela izgaranja za jednake tlakove prednabijanja. S obzirom da je Vibe model izgaranja puno jednostavniji, upitna je bila opravdanost korištenja fraktalnog modela izgaranja. Vibe model je definiran tako da je trajanje izgaranja postavljeno između 45-60° KV ovisno o brzini vrtnje, a početak izgaranja 5-8° KV iza trenutka bacanja električne iskre. Za konstantu *m* uzeta je vrijednost 2. Na Slici 40 vidi se da je efektivna snaga dobivena fraktalnim modelom veća. Osnovni razlog upotrebe fraktalnog modela izgaranja jest što razmatrani motor ima sustav udvojenog paljenja, a Vibe model ne obuhvaća faktor većeg broja svjećica po cilindru. Za očekivati je da će motor s udvojenim paljenjem ostvarivati efikasnije izgaranje, a simulacija to potvrđuje prema rezultatima na Slici 39.

S obzirom da su dvotaktni motori toplinski opterećeniji od četverotaktnih, potrebno je još usporediti dobiveni srednji efektivni tlak motora s definiranim. Određeno je da maksimalni srednji efektivni tlak motora bude do 8 bara, a na Slici 41 je prikazan srednji efektivni tlak motora pri kojem se postiže efektivna snaga pri punom opterećenju motora.

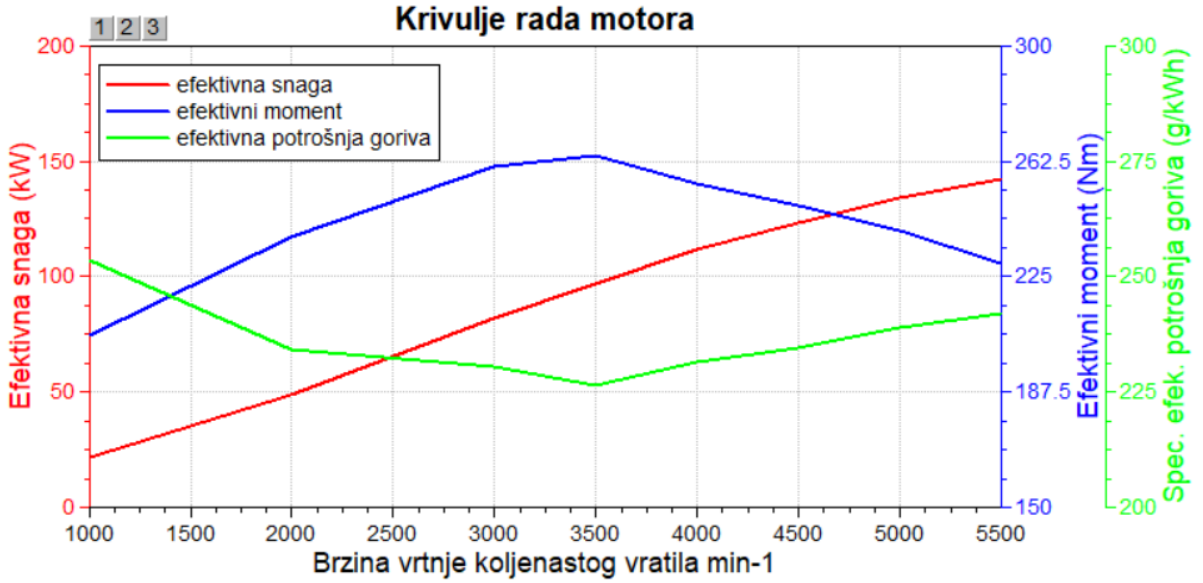


Slika 41. Srednji efektivni tlak kroz raspon brzine vrtnje motora

Također se mogu prikazati krivulje efektivne snage, momenta i specifične efektivne potrošnje goriva motora koje često razni proizvođači daju u jednom zajedničkom dijagramu. Već je

napisano kako je nedostatak dvotaktnih motora veća specifična potrošnja goriva i veće emisije štetnih plinova u ispuhu. Glavni razlog tomu je što dvotaktni motori često imaju ubrizgavanje u usisnu cijev pa stoga dio goriva bježi u okolinu kao neizgoreno. S obzirom da je ovdje riječ o motoru s izravnim ubrizgavanjem u cilindar te se velika pažnja pridodala optimalnom strujanju smjese u cilindru (usisni kanali su postavljeni pod kutem, čelo klipa posebno konstruirano da vodi strujanje u cilindru) vidljivo je kako specifična efektivna potrošnja pri punom opterećenju nije puno veća od nominalnih vrijednosti za takve slične četverotaktne Otto motore.

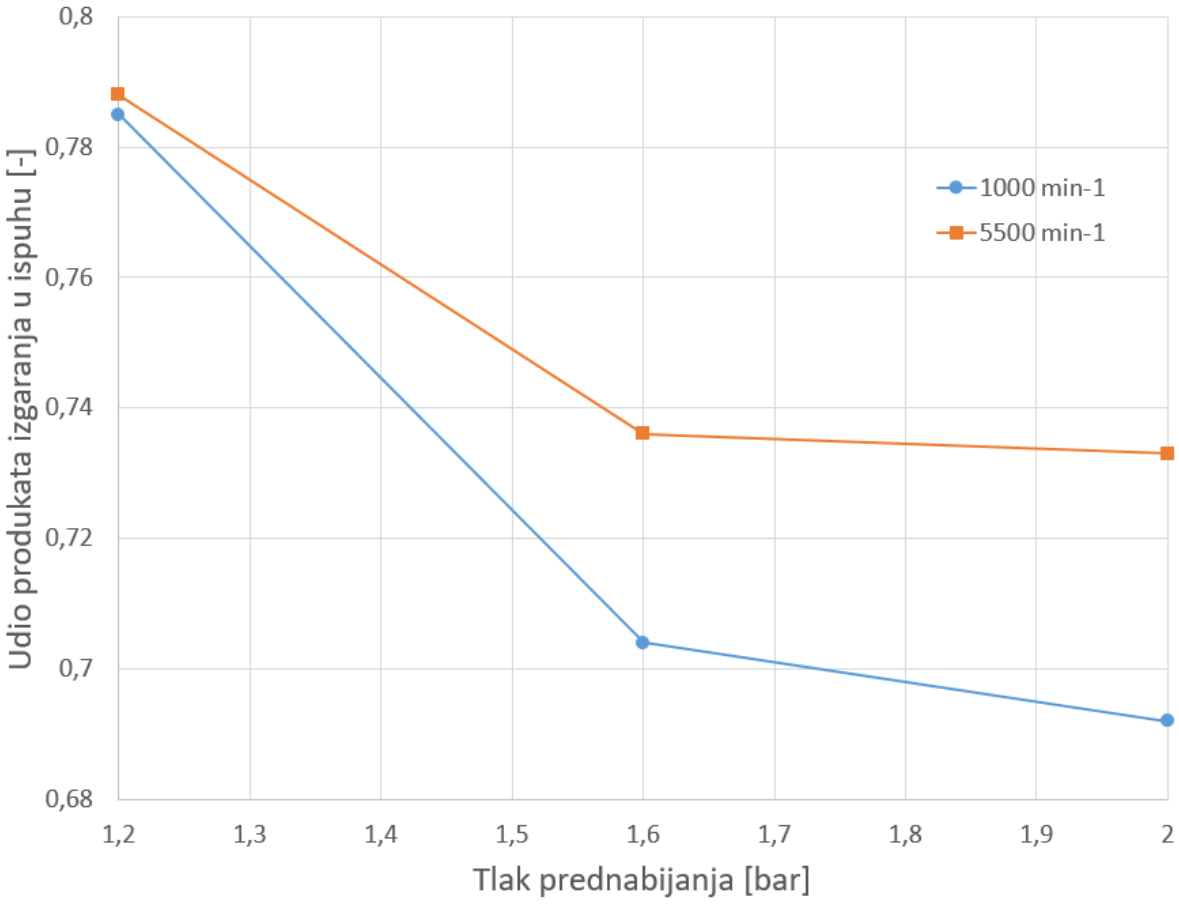
Na Slici 42 je prikazan dijagram koji objedinjuje efektivnu snagu, moment i specifičnu efektivnu potrošnju goriva razmatranog motora.



Slika 42. Krivulje performansi motora

S obzirom na konfiguraciju zadanog motora s razvodom pomoću klipa, neizbježno je da dio prednabijenog zraka s usisa pobjegne kroz cilindar prilikom otvaranja i zatvaranja kanala. Velik broj faktora utječe na postotak produkata izgaranja u ispuhu, a ovdje će se prikazati utjecaj tlaka prednabijanja na najmanjoj i najvećoj brzini vrtnje motora. Potrebno je naglasiti kako velik utjecaj na udio produkata izgaranja u ispuhu ovdje ima RAVE ventil koji svojim djelovanjem mijenja trenutke otvaranja ispuha te na taj način varira vrijeme u kojem suotvorena oba kanala. S obzirom da se regulacijom ventila ispušni kanal pri 5500 min^{-1} otvara 23° KV ranije nego na 1000 min^{-1} za očekivati je da će pri većoj brzini vrtnje biti i veći udio produkata izgaranja jer će imati manje vremena za izaći iz cilindra. Na Slici 43 prikazan

je utjecaj tlaka prednabijanja na udio produkata izgaranja kod brzini vrtnje od 1000 min^{-1} i kod 5500 min^{-1}.



Slika 43. Udio produkata izgaranja u ispuhu na 1000 min^{-1} i 5500 min^{-1}

Prema očekivanju vidljivo je kako je udio produkata izgaranja u ispuhu općenito veći pri višim brzinama vrtnje motora jer se ispušni kanal ranije otvara. Također se može primijetiti kako veći tlak prednabijanja povećava udio usisanog zraka koji izlazi iz cilindra za vrijeme istovremene otvorenosti usisnih i ispušnih kanala. S obzirom na to saznanje postavlja se pitanje do kojeg tlaka prednabijanja ima smisla uopće ići jer vidljivo je da osim na toplinsko i mehaničko opterećenje motora utječe i na izmjenu radnog medija.

6. Odabir mapa turbupunjača

Nakon provedene analize s pojednostavljenim modelom turbopunjača, s ciljem postizanja što kvalitetnijih rezultata pristupilo se odabiru odgovarajuće mape turbopunjača za razmatrani motor. Mape turbopunjača proizvodi Garrett. Za analizu je bilo potrebno odabrati tri mape, te ih definirati i iznijeti dobivene rezultate s odabranim mapama. Zatim je odabrana mapa koja najbolje odgovara zadanom motoru.

Za precizniju analizu u programskom paketu AVL BOOST^{TM} potrebno je definirati mape kompresora i turbine. Promjena brzine vrtnje rotora računa se formulom [14]:

$$\frac{d\omega_{TC}}{dt} = \frac{1}{I_{TC}} \cdot \frac{P_T - P_C}{\omega_{TC}}, \tag{33}$$

pri čemu je:

ω_{TC} kutna brzina rotora turbopunjača (rad/s),

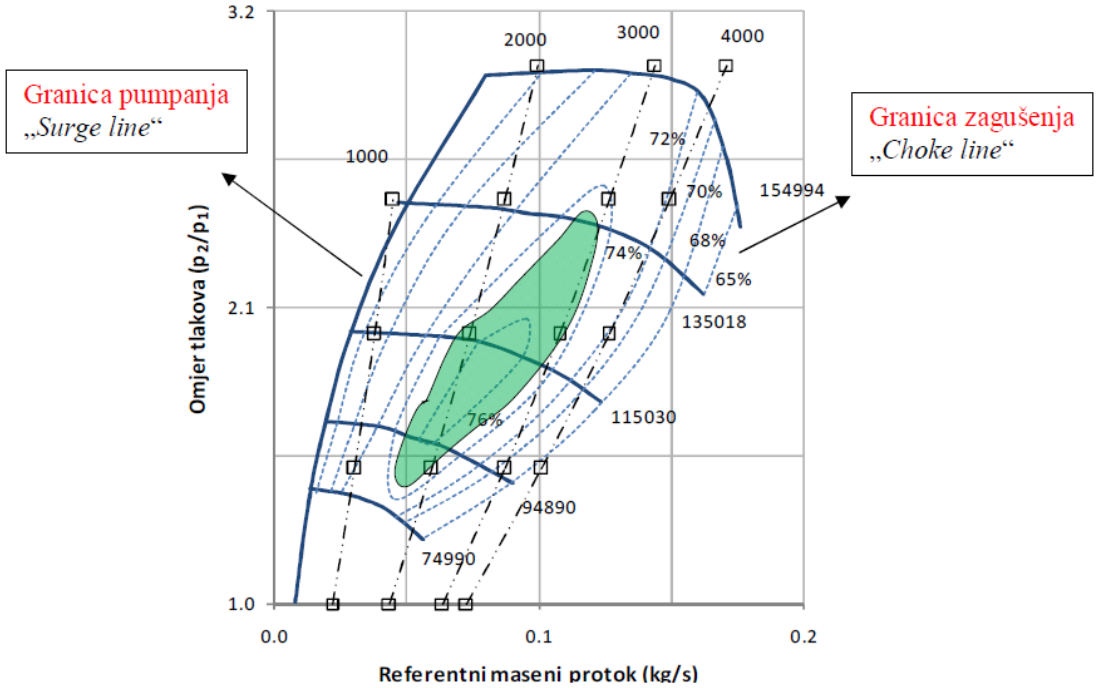
I_{TC} moment inercije turbopunjača (kgm).

Brzina vrtnje turbopunjača dobiva se iz jednadžbe (33). Uz trenutnu brzinu vrtnje i maseni protok kroz kompresor, izentropska efikasnost i omjer tlaka računa se interpolacijom kompresorske mape. Efikasnost i maseni protok turbine računa se iz turbinske mape uzimajući u obzir brzinu vrtnje i omjer tlakova.

Za optimalan rad motora od velike je važnosti ispravan odabir turbopunjača, odnosno veličine turbine i kompresora, jer oni značajno utječu na karakteristike rada motora. Preveliki turbopunjač daje niske tlakove nabijanja pri niskim brzinama vrtnje motora jer protok ispušnih plinova nije dovoljan da bi pokretao turbinu, ali zato na visokim brzinama vrtnje motora daje visoke tlakove nabijanja. Kod premalenog turbopunjača javljaju se visoki tlakovi nabijanja pri nižim brzinama vrtnje motora, ali pri visokim brzinama vrtnje motora dolazi do zagušenjaturbopunjača. Također, pri korištenju malog tubopunjača kod visokih brzina vrtnje motora može doći do prevelike brzine vrtnje rotora turbine i kompresora, što može dovesti do

oštećenja elemenata turbopunjača. Gore opisani slučajevi negativno utječu na karakteristiku momenta motora.

Preveliki turbopunjač negativno utječe na efektivni moment motora pri niskim brzinama vrtnje motora, što znači slabije ubrzanje vozila te pojava tzv. turbo-rupe (eng. *Turbolag*). Premali turbopunjač negativno utječe na efektivni moment motora pri visokim brzinama vrtnje motora. Negativan utjecaj turbopunjača na okretni moment motora može se znatno ublažiti regulacijom protoka ispušnih plinova kroz turbinu pomoću regulacijskog ventila (eng. *Waste gate*) ili turbine s varijabilnom geometrijom. Da bi ispravno odabrali turbopunjnač potrebno je znati karakteristične mape rada kompresora i turbine turbopunjača (kompresorska i turbinska mapa), te je potrebno odrediti maseni protok radnog medija kroz motor pri različitim uvjetima tlaka na usisu i različitim brzinama vrtnje motora. Primjer jedne kompresorske mape prikazan je na Slici 44:

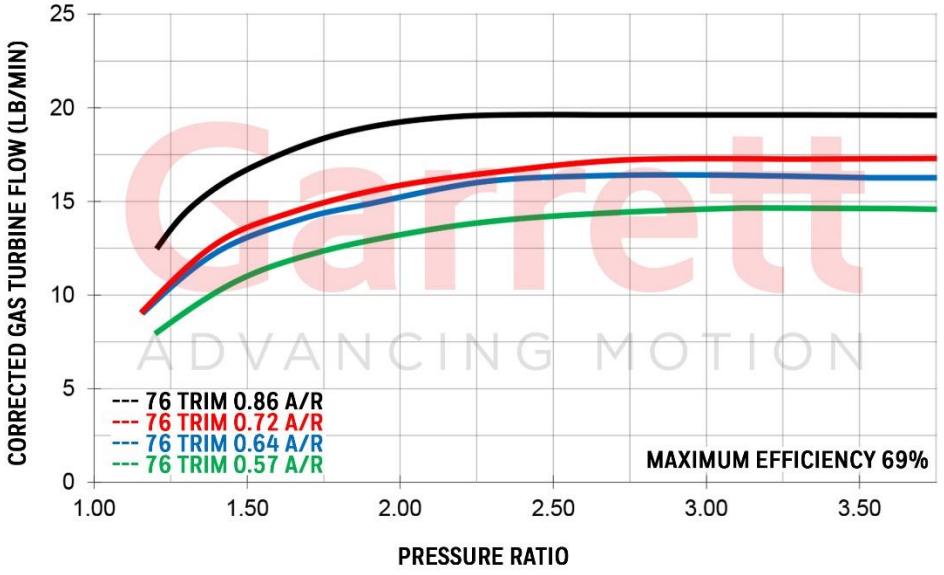


Slika 44. Primjer kompresorske mape

Kompresorska mapa je dijagram čija je apcisa referentni maseni protok kroz kompresor, a ordinata omjer tlakova na izlazu i ulazu u kompresor. Na Slici 44 prikazana je jedna kompresorska mapa. Na njoj su ucrtane linije konstantne referentne brzine vrtnje kompresora (plave pune crte) i linije konstantne izentropske iskoristivosti (plave točkaste crte). Lijevo od linije pumpanja (plava lijeva linija na Slici 44.) nalazi se područje nestabilnog rada, tj.

pumpanje. Na sredini mape je područje stabilnog rada, a s desne strane je područje u kojem dolazi do zagušenja te je stupanj djelovanja kompresora nizak. Kompresor se odabire tako da se krivulje (karakteristike rada) motora što bolje poklapaju s kompresorskom mapom. Primjer na Slici 44. prikazuje dobro poklapanje karakteristike motora (crne isprekidane linije) s kompresorskom mapom pri nižim brzinama vrtnje motora.

Primjer turbinske mape prikazan je na Slici 45:



Slika 45. Primjer turbinske mape [22]

Pri odabiru turbine, stvarni maseni protok na ulazu u turbinu potrebno je svesti na referentni maseni protok. Jednako tako, u mapi turbine dana je referentna brzina vrtnje rotora turbine. Referentni maseni protok ispušnih plinova kroz turbinu [2]:

$$\dot{m}_{ref,T} = \dot{m}_{IP} \cdot \frac{\sqrt{\frac{T_{stv}}{T_{ref}}}}{\frac{p_{stv}}{p_{ref}}} \quad . \tag{34}$$

Referentna brzina vrtnje rotora turbine [2]:

$$n_{ref,T} = n_{stv} \cdot \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{stv}}} \quad , \tag{35}$$

pri čemu je:

$\dot{m}_{ref,T}$ referentni maseni protok ispušnih plinova kroz turbinu (kg/s),

$n_{ref,T}$ referentna brzina vrtnje rotora turbine (min^{-1}),

n_{stv} stvarna brzina vrtnje turbopunjača (min^{-1}),

T_{stv} stvarna temperatura na ulazu u turbinu (K),

T_{ref} referentna temperatura na ulazu u turbinu (K),

p_{stv} stvarni tlak na ulazu u turbinu (Pa),

p_{ref} referentni tlak na ulazu u turbinu (Pa).

U pojednostavljenom modelu provedena je analiza za različite omjere tlakova na kompresoru: 1,2; 1,6; 2; 2,4; 2,8. Dobiveni su referentni maseni protoci kroz kompresor te su krivulje rada motora ucrtane u mapi turpobunjača. S obzirom da je zadatkom definiran raspon brzine vrtnje 3500-5500 min^{-1} koji je potrebno analizirati, izračunani su protoci za te brzine vrtnje te još za 1000 min^{-1} kako bi se vidjelo je li turbuponjač pri najnižim brzinama vrtnje radi unutar dozvoljenje granice pumpanja. U Tablici 9 je prikaz dobivenih referentnih masenih protoka u kg/s koji su zatim pretvoreni u protoke u lb/min jer se ta mjerna jedinica nalazi na većini mapa.

Jednadžba (36) po kojoj se pretvaraju maseni protoci iz kg/s u lb/min:

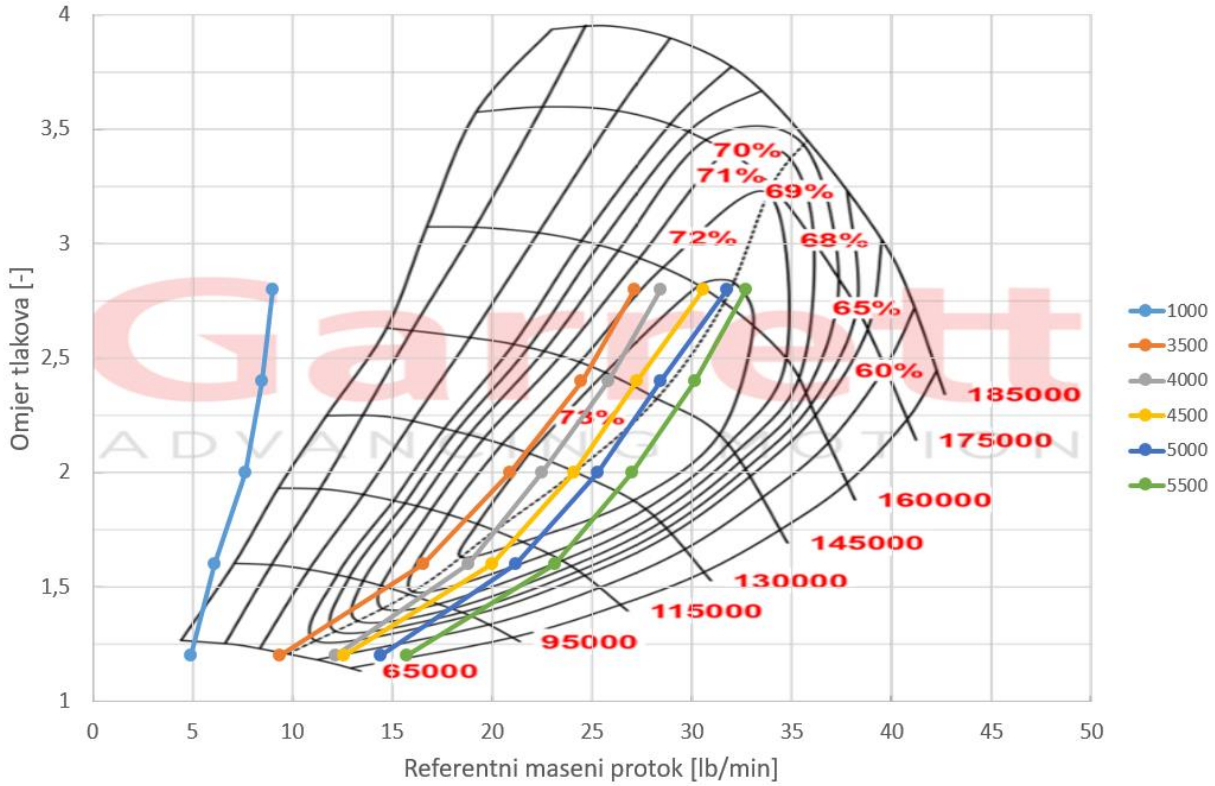
$$\dot{m}(lb/\min) = \dot{m}(kg/s) \cdot 2,20462 \cdot 60 \tag{36}$$

Tablica 9 Ostvareni maseni protoci kroz motor u (kg/s)

brzina vrtnje (min^{-1})	omjer tlakova (-)				
	1,2	1,6	2	2,4	2,8
1000	0,037	0,046	0,058	0,064	0,068
3500	0,071	0,125	0,158	0,185	0,205
4000	0,092	0,142	0,17	0,195	0,215
4500	0,095	0,151	0,182	0,206	0,231
5000	0,109	0,16	0,191	0,215	0,24
5500	0,119	0,175	0,204	0,228	0,247

6.1. Prvi turbopunjač- GTX2860

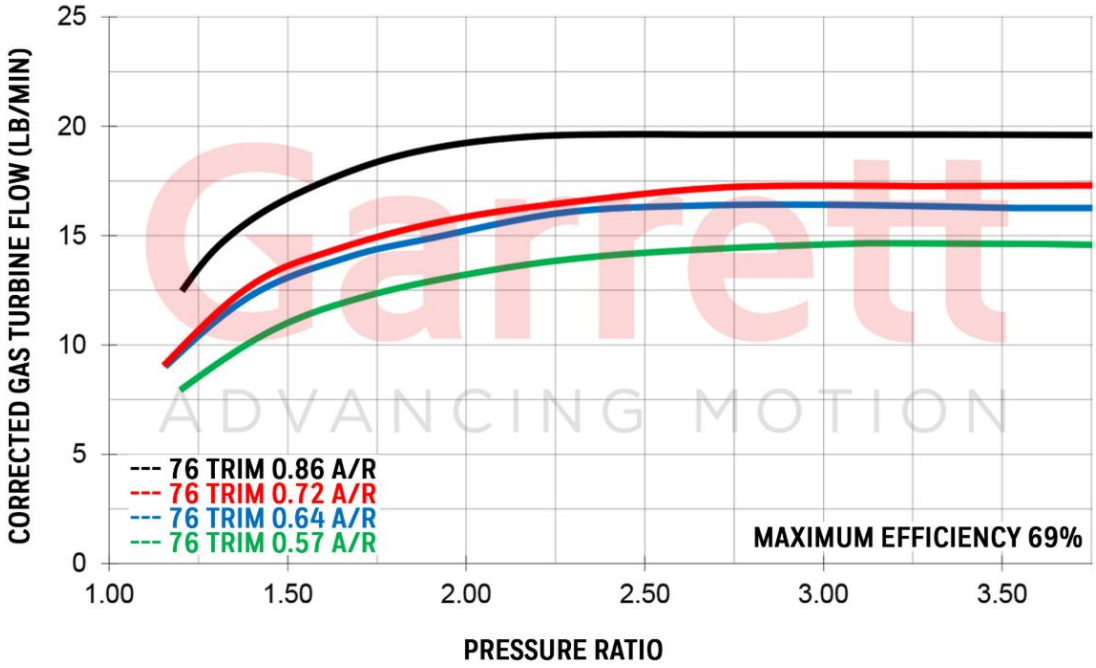
Linije protoka prikazane su u mapi turbopunjača na Slici46:



Slika 46. Maseni protoci u mapi kompresora GTX2860 [22]

Na Slici 46 prikazana je mapa kompresora GTX 2860. Riječ je o kompresoru proizvođača Garrett koji se primjenjuje u vozilima s efektivnom snagom 150-200 kW i radnim volumenom motora od 2 do2,5 dm^3. Na Slici 46 vidi se kako kompresor pri većim brzinama vrtnje može podnijeti referentni maseni protok i do 40 lb/min prije nego dođe do zagušenja. Vidljivo je kako se većina krivulja konstantne brzine vrtnje nalazi u optimalnom području rada kompresora, no kako je riječ o malo većem kompresoru, moguće je kako će pri najnižim brzinama vrtnje doći do izražene pojave turbo rupe što se primjećuje po poziciji krivulje za 1000 min^{-1}. Krivulja je gotovo cijela izvan mape rada kompresora. Prema poziciji krivulja rada motora i prema dostupnim omjerima tlakova do 4, za očekivati je kako će ovaj turbopunjač lošije raditi pri nižim brzinama vrtnje, a pri višim će davati veliku efektivnu snagu zbog velikog omjera tlakova dostupnim na kompresoru.

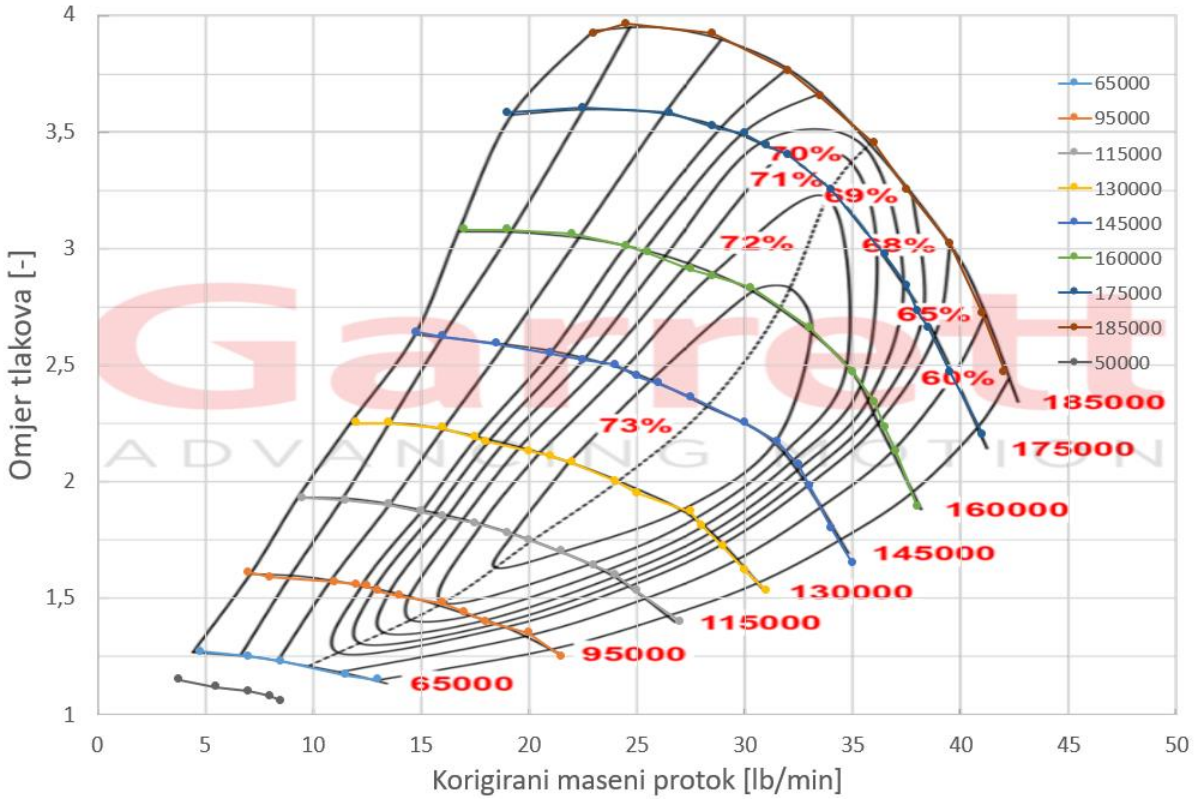
Pripadna mapa turbine prikazana je na Slici 47 :



Slika 47. Mapa turbine turbopunjača GTX2860 [22]

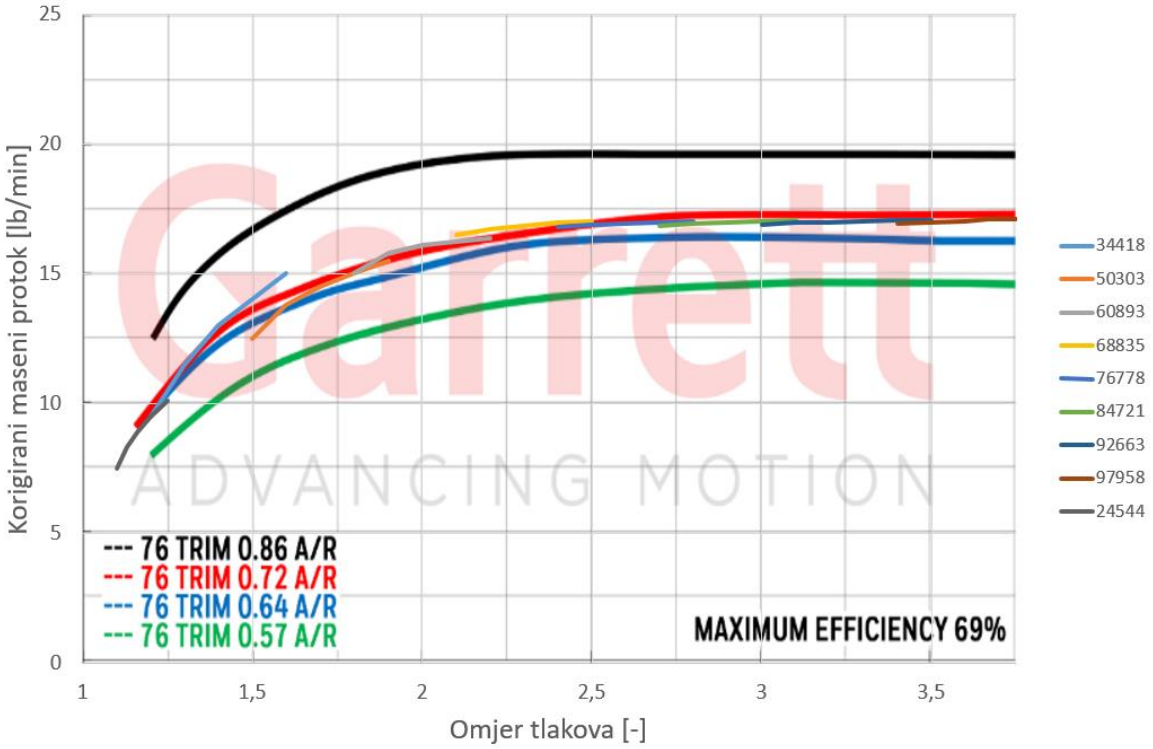
Kao što se vidi na Slici 47, uz ovu mapu kompresora moguće je odabrati više različitih turbina ovisno o njihovoj geometriji. A/R vrijednost je omjer poprečnog presjeka površine na izlazu iz turbine i polumjera turbinskog kola na tom mjestu. Taj omjer uvelike opisuje rad turbine. Manji A/R omjer omogućuje brži odziv turbopunjača pri nižim brzinama vrtnje, ali pri višim brzinama vrtnje turbopunjač ne daje dovoljno veliku snagu. Veći A/R omjer daje više snage pri višim brzinama vrtnje, ali povećava turbo rupu (eng. turbo lag) pri nižim brzinama vrtnje motora.

Nakon što su uneseni protoci u mapu kompresora tada je potrebno aproksimirati mape i zatim ih unijeti u programski paket AVL BOOST^{TM}. Kompresorska mapa aproksimira se tako da se odabere nekoliko točaka različitih korigiranih masenih protoka i omjera tlakova koji će definirati krivulju konstantne brzine vrtnje turbopunjača. Također, za svaku točku aproksimacije, ovisno gdje se ona nalazi na mapi, potrebno je očitati njenu korisnost. Na Slici 48 je prikazan primjer aproksimirane mape kompresora.



Slika 48. Aproksimacija mape kompresora GTX2860

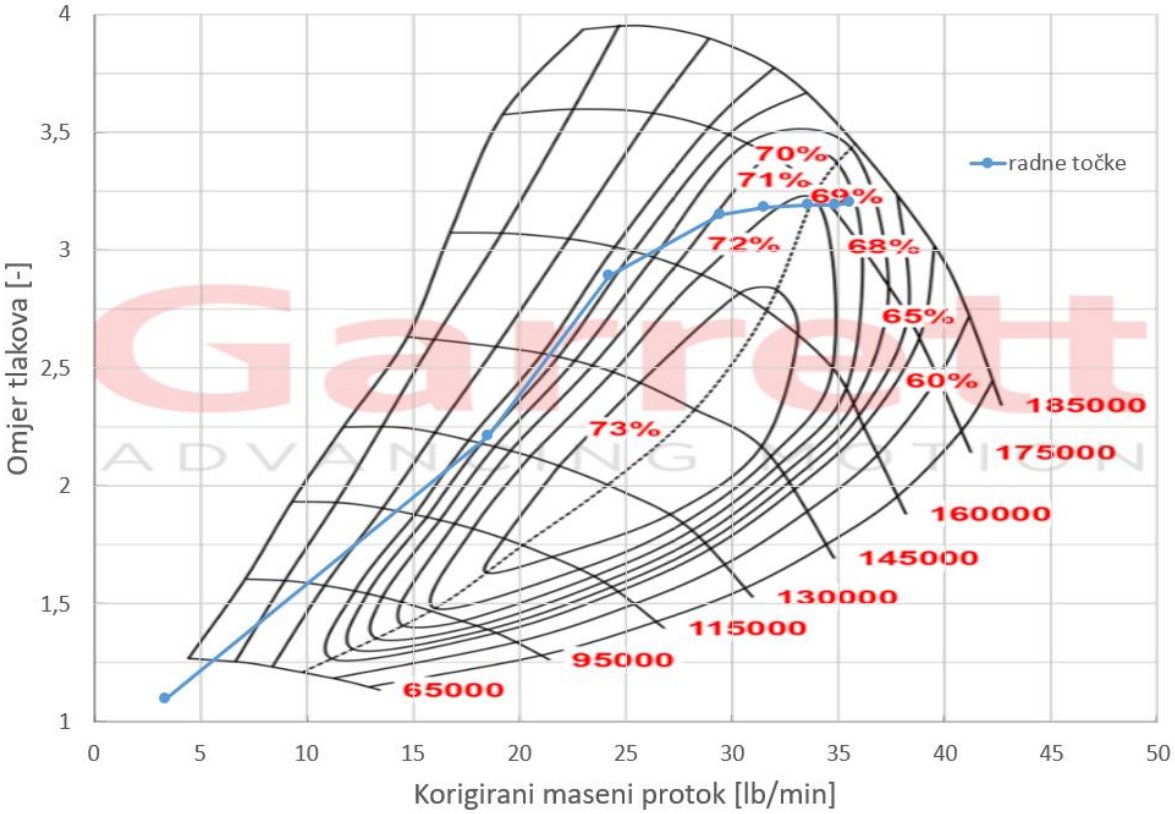
Turbinska mapa (Slika 49) ima zamijenjene osi i prema jednadžbi (35) potrebno je izračunati korigirane brzine vrtnje koje se zatim unose u programski paket AVL BOOST^{TM}. Za proračun odabrane su crna i crvena krivulja iz turbinske mape te su uspoređivani rezultati. Obje krivulje odgovaraju pripadnom kompresoru, ali pokazalo se da crvena krivulja bolje odgovara razmatranom motoru, pa je njena aproksimacija napravljena na Slici 49.



Slika 49. Aproksimacija turbinske mape GTX2860

U alatu „Boost Turbocharger Tool“ unose se mape kompresora i turbine. Na početku je potrebno definirati osnovnu geometriju i vrste protoka (s ili bez referentnih uvjeta). Za referentne uvjete uzima se tlak od 1 bar i temperatura od 293 K.

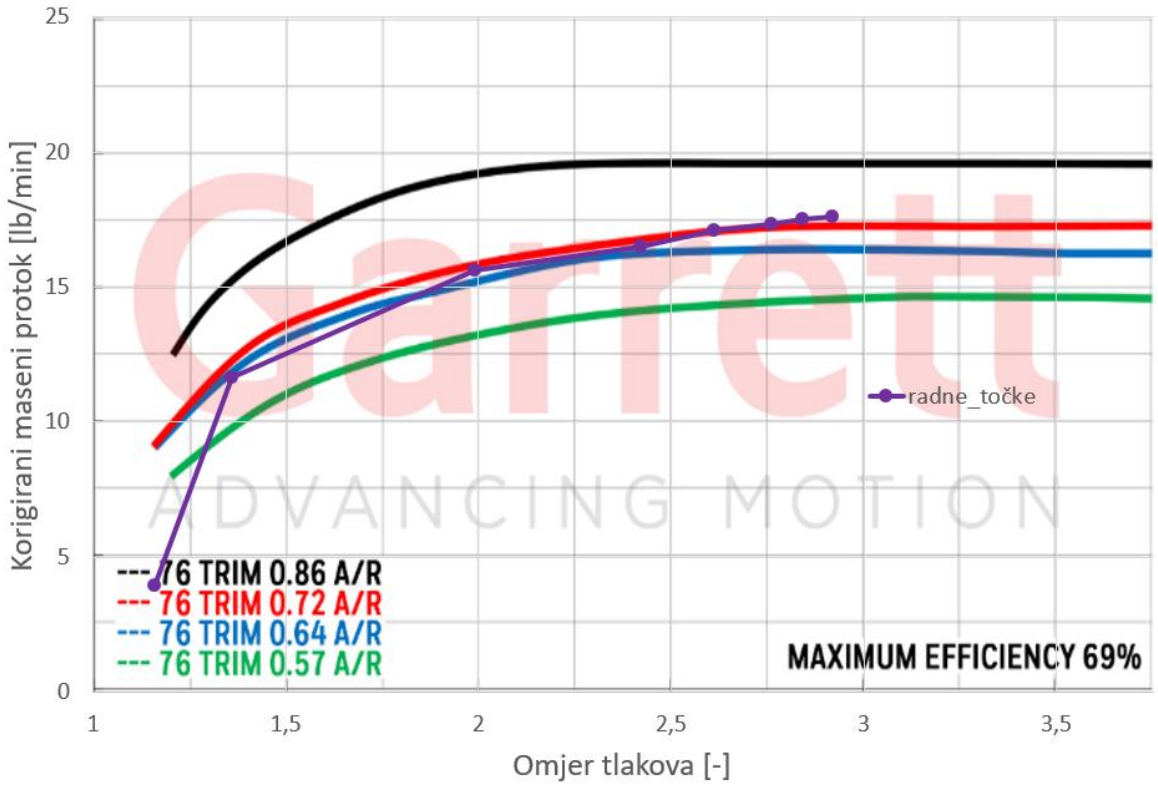
Nakon provedene analize s učitanim mapama moguće je ucrtati točke rada motora pri punom opterećenju u kompresorkoj i turbinskoj mapi. Iz rezultata u AVL BOOST^{TM} se iščitaju podaci o referentnom masenom protoku i omjeru tlaka te se te točke ucrtaju na mapama prema Slici 50 i Slici 51.



Slika 50. Radne točke motora pri punom opterećenju u kompresorskoj mapi GTX2860

Vidljivo je kako je na 1000 min^{-1} radna točka u nepovoljnoj području rada kompresora, ali ostale točke se nalaze u području visoke efikasnosti. Kompresor daje omjer tlakova približno 3,5 pri velikim brzinama vrtnje što omogućuje dobivanje velike efektivne snage. Kod tako velikih omjera tlakova, treba obratiti pozornost na oktanski broj, jer kako je ranije napisano, povećanjem tlakova prednabijanja, povećava se i oktanski broj goriva te se povećava šansa za pojavom detonantnog izgaranja.

Na Slici 51 ucrtane su radne točke motora u turbinskoj mapi.

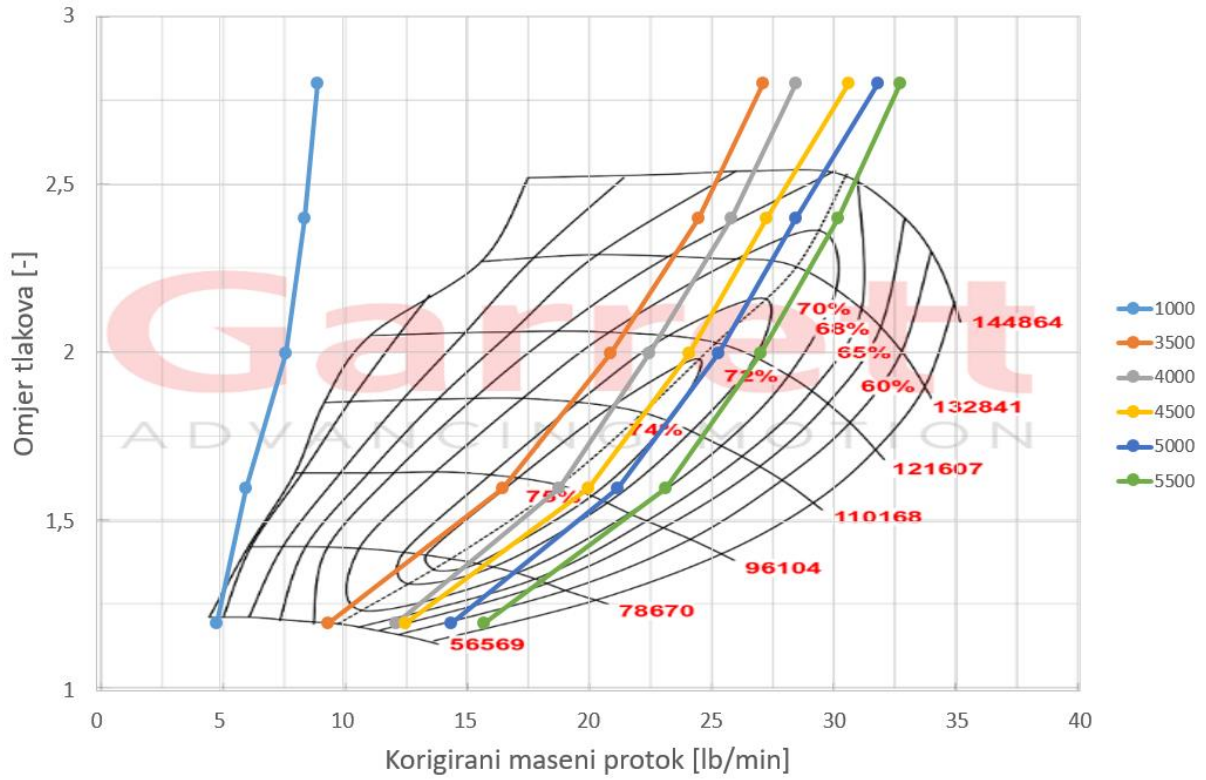


Slika 51. Radne točke motora pri punom opterećenju u turbinskoj mapi GTX2860

Na turbinskoj mapi vidljivo je kako ovisno o geometriji turbine, ovisi mogućnost prolaska masenog protoka kroz turbinu (eng. *swallowing capacity*). Turbine s većim A/R omjerom imaju veću površinu poprečnog presjeka i mogu podnijeti veće protoke prije zagušenja. Iz mape se također vidi kako je pri brzini vrtnje od 1000 min^{-1} izražena turbo rupa, tj turbina uopće se zavrti dovoljno kompresor kako bi radio unutar povoljnog područja. Analizom mapa turbopunjača GTX2860 vidi se kako ima veliku mogućnost u podizanju efektivne snage motora u vidu velikog omjera tlakova na kompresoru, ali i nemogućnost dobrog odziva pri niskim brzinama vrtnje. Također, porastom tlaka prednabijanja, neupitno raste srednji efektivni tlak motora i oktanski broj goriva, pa je potrebno vidjeti do kojeg tlaka prednabijanja je uopće moguće koristiti turbopunjač u zadanom motoru.

6.2. Drugi turbopunjač- GT2560R

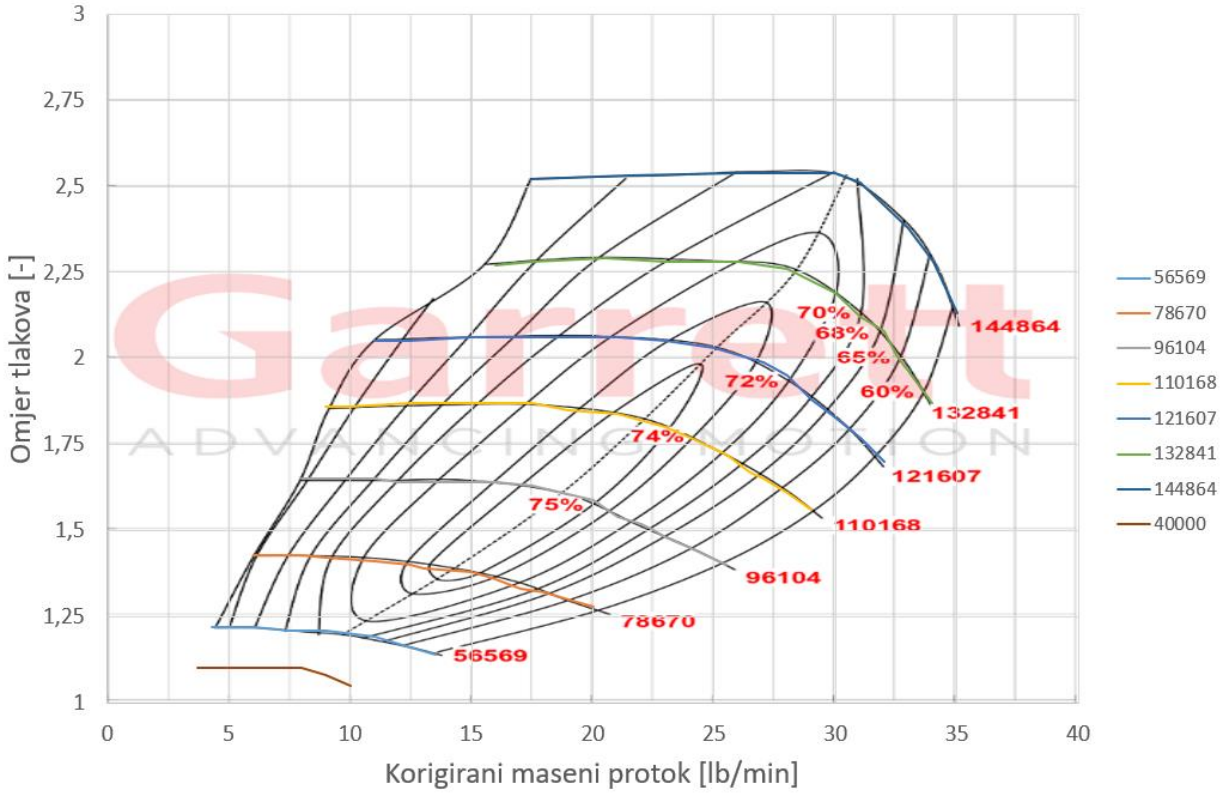
Linije protoka prikazane su u mapi turbopunjača na Slici 52.



Slika 52. Maseni protoci u mapi kompresora GT2560R

Na Slici 52 je prikazana mapa kompresora GT2560R. Riječ je o kompresoru proizvođača Garrett koji se primjenjuje u vozilima s efektivnom snagom od 120 do 200 kW i radnim volumenom motora od 1,8 do 2,2 dm^3. Na Slici 52 se vidi kako kompresor pri većim brzinama vrtnje može podnijeti referentni maseni protok do 35 lb/min prije nego dođe do zagušenja. Vidljivo je kako se većina krivulja konstantne brzine vrtnje motora nalazi u optimalnom području rada kompresora. Krivulja na 1000 min^{-1} jedva upada u mapu te se većinom nalazi lijevo od granice pumpanja, ali na mapi za razliku od prethodne (GTX2860) granica pumpanja je pri manjim korigiranim masenim protocima, pa će turbo rupa biti manje izražena. Također vršna efikasnost je veća nego kod turbopunjača GTX2860 što bi moglo značiti da će trebati nešto manji tlakovi prednabijanja za podjednake rezultate efektivne snage motora. Kompresor je manjih dimenzija i najveći njegov nedostatak je da je gornja granica tlakova prednabijanja do 2,6-2,7 bara, a za veće tlakove mu se drastično smanjuje efikasnost, a povećava brzina vrtnje iznad dopuštene.

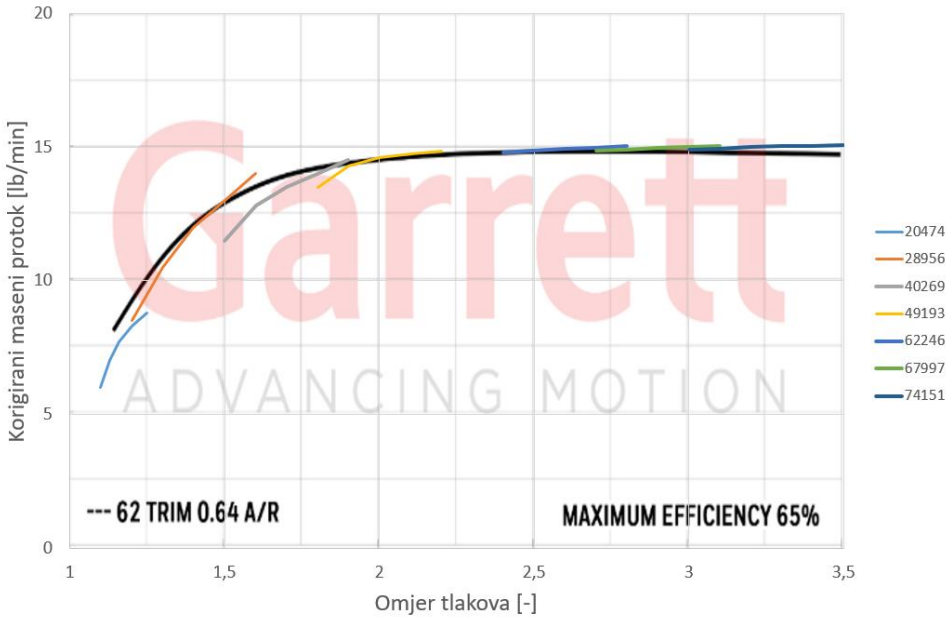
Nakon što su uneseni protoci u mapu kompresora tada je potrebno aproksimirati mape i zatim ih unijeti u programski paket AVL BOOST ™, kao i za prethodni kompresor. Za ovaj kompresor nudi se jedinstvena turbinska mapa sa samo jednim A/R omjerom. Aproksimacija kompresorske mape prikazana je na Slici 53.



Slika 53. Aproksimacija kompresorske mape GT2560R

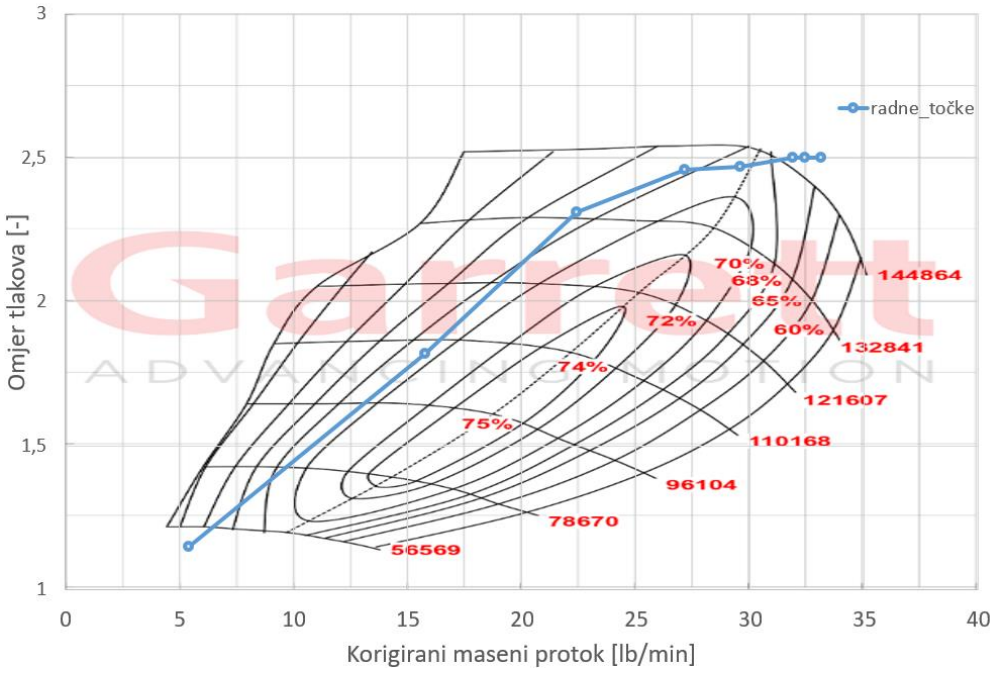
Potrebno je naglasiti kako je većina kompresorskih mapa nepotpuna, tj nedostaju im krivulje rada pri manjim brzinama vrtnje. Kao što se vidi na Slici 53, moguće je dodati linije konstantne brzine vrtnje ispod zadnje definirane krivulje u mapi, ali to je potrebno pažljivo aproksimirati i pravilno odrediti efikasnost koja kao i pri prevelikim brzinama vrtnje, naglo opada. Na Slici 53 je definirana krivulja konstantne brzine vrtnje 40000 min^{-1} koja će bolje opisivati rad kompresora pri nižim brzinama vrtnje motora i najnižim tlakovima prednabijanja.

Aproksimirana turbinska mapa s ucrtanim krivuljama konstantne brzine vrtnje prikazana je na Slici 54.



Slika 54. Aproksimirana turbinska mapa GT2560R

Iz rezultata u programu AVL BOOST^{TM} prikazani su podaci o referentnom masenom protoku i omjeru tlaka te su točke ucrtane na mapama prema Slici 55 i Slici 56.

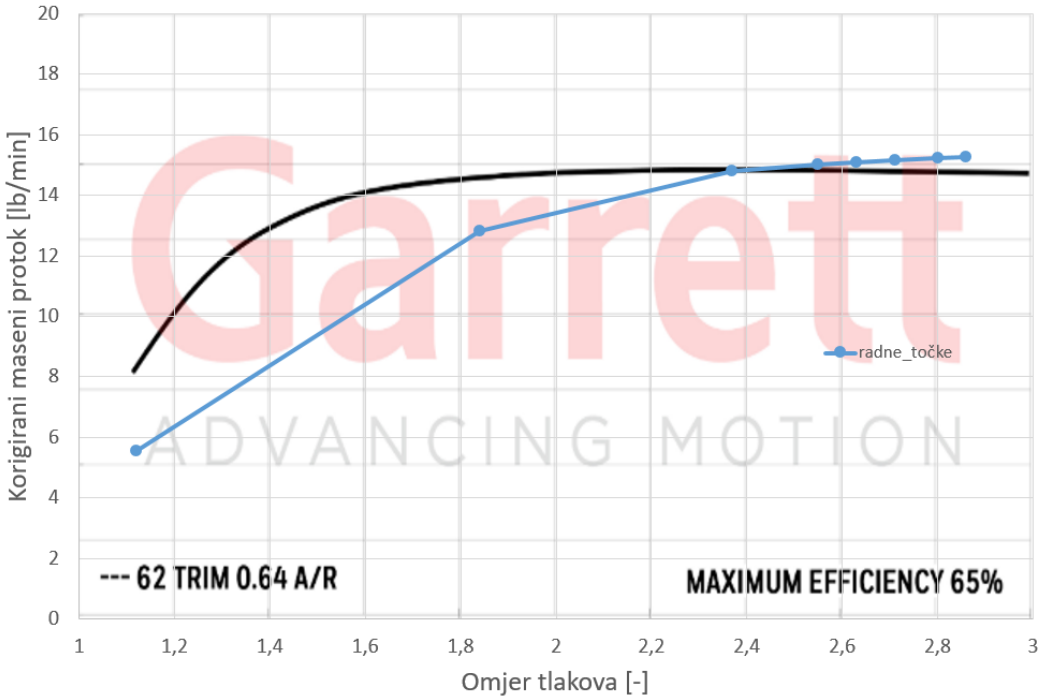


Slika 55. Radne točke motora pri punom opterećenju u kompresorskoj mapi GT2560R

Vidljivo je kako je na 1000 min^{-1} radna točka u nepovoljnoj području rada kompresora, ali ostale točke se nalaze u području visoke efikasnosti. Kompresor daje omjer tlakova približno

2,5 pri velikim brzinama vrtnje. Vidljivo je kako točke rada nisu u najpovoljnijem području jer su na gornjoj granici dostupnih omjera tlakova kompresora.

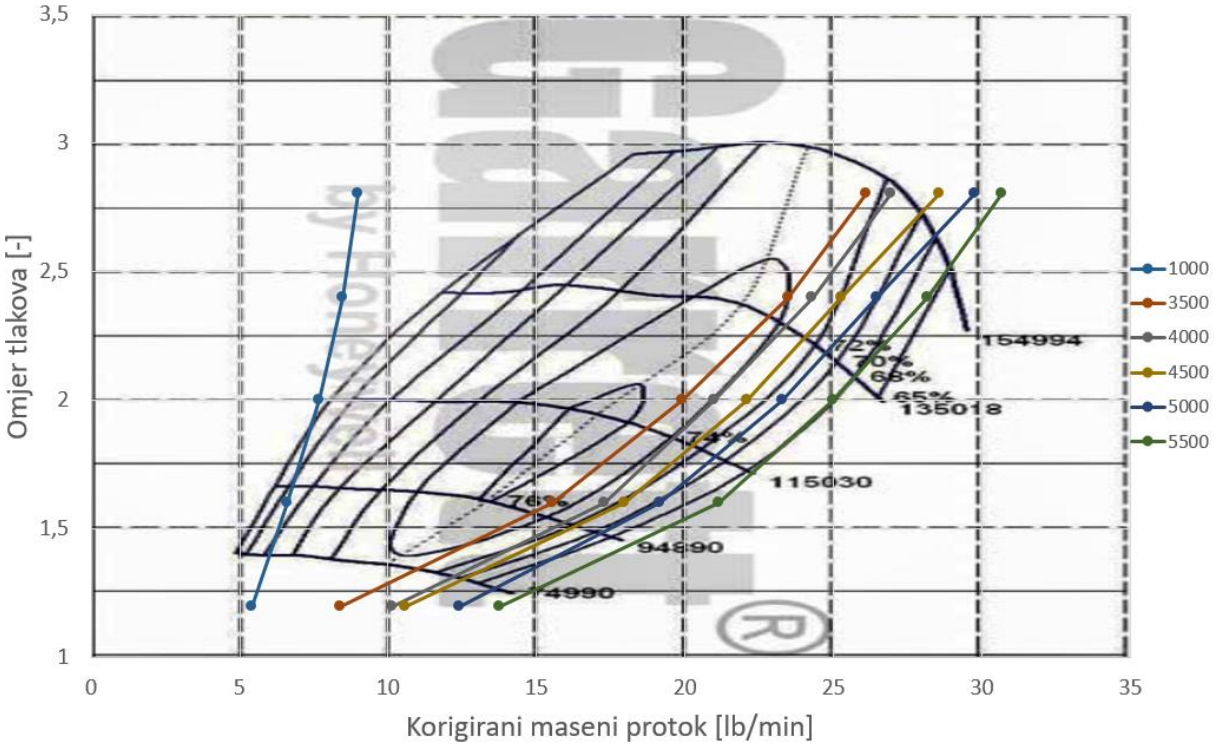
Na Slici 56 ucrtane su radne točke motora u turbinskoj mapi:



Slika 56. Radne točke motora pri punom opterećenju u turbinskoj mapi GT2560R

6.3. Treći turbopunjač- GT2259

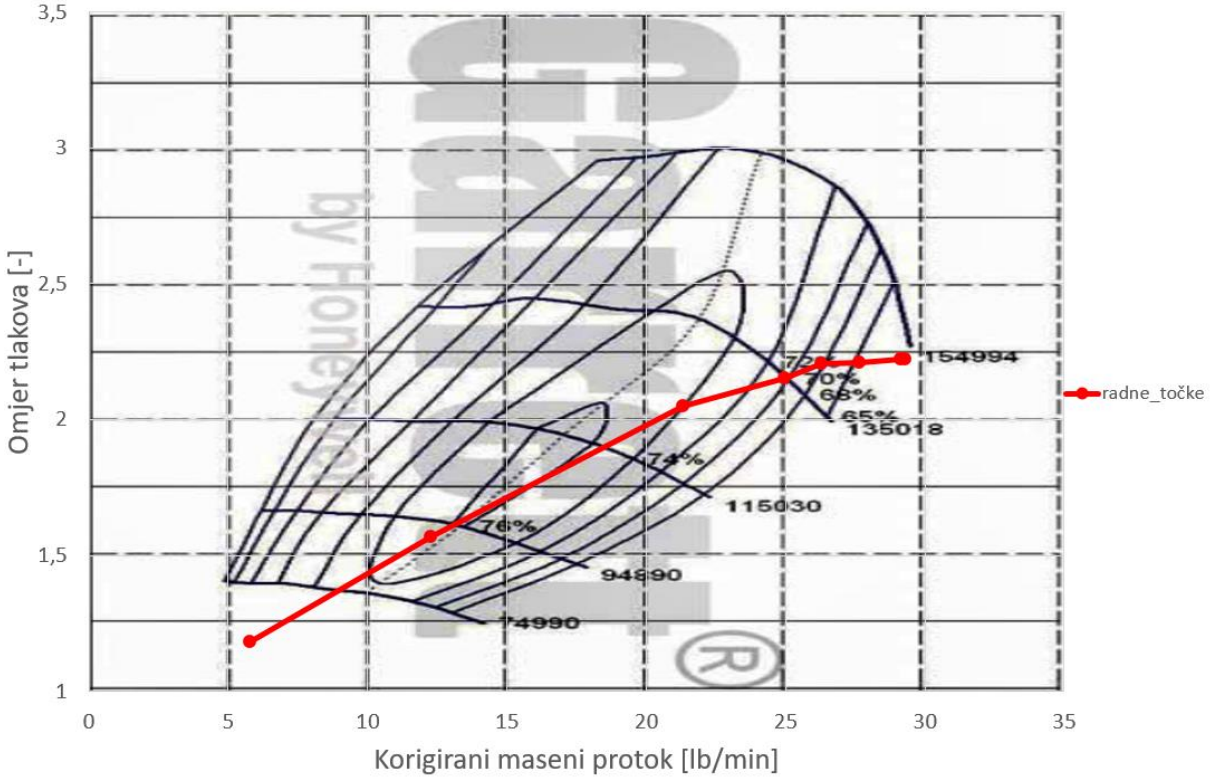
Linije masenih protoka prikazane su u mapi turbopunjača na Slici 57:



Slika 57. Maseni protoci u mapi kompresora GT2560R

Na Slici 57 prikazana je mapa kompresora GT2259. Riječ je o kompresoru proizvođača Garrett koji se primjenjuje u vozilima s efektivnom snagom od 120 do 190 kW i radnim volumenom od 2 do 2,4 dm^3. Na Slici 57 se vidi kako kompresor pri većim brzinama vrtnje može podnijeti referentni maseni protok do 30 lb/min prije nego dođe do zagušenja što ga čini najmanjim od odabranim kompresora po tom pitanju. Vidljivo je kako se većina krivulja konstantne brzine vrtnje nalazi malo iza optimalnog području rada kompresora, no maksimalna efikasnost kompresora je najveća (76%) te krivulje efikasnost sporije opadaju udaljavanjem od maksimalne efikasnosti. Krivulja na 1000 min^{-1} vrlo dobro upada unutar kompresorske mape za razliku od prethodna dva odabrana turbopunjača. Kompresor je manjih dimenzija, pa je i to najveći razlog da mu je granica pumpanja pomaknuta prema nižim protocima nego kod npr. prvog kompresora GTX2860.

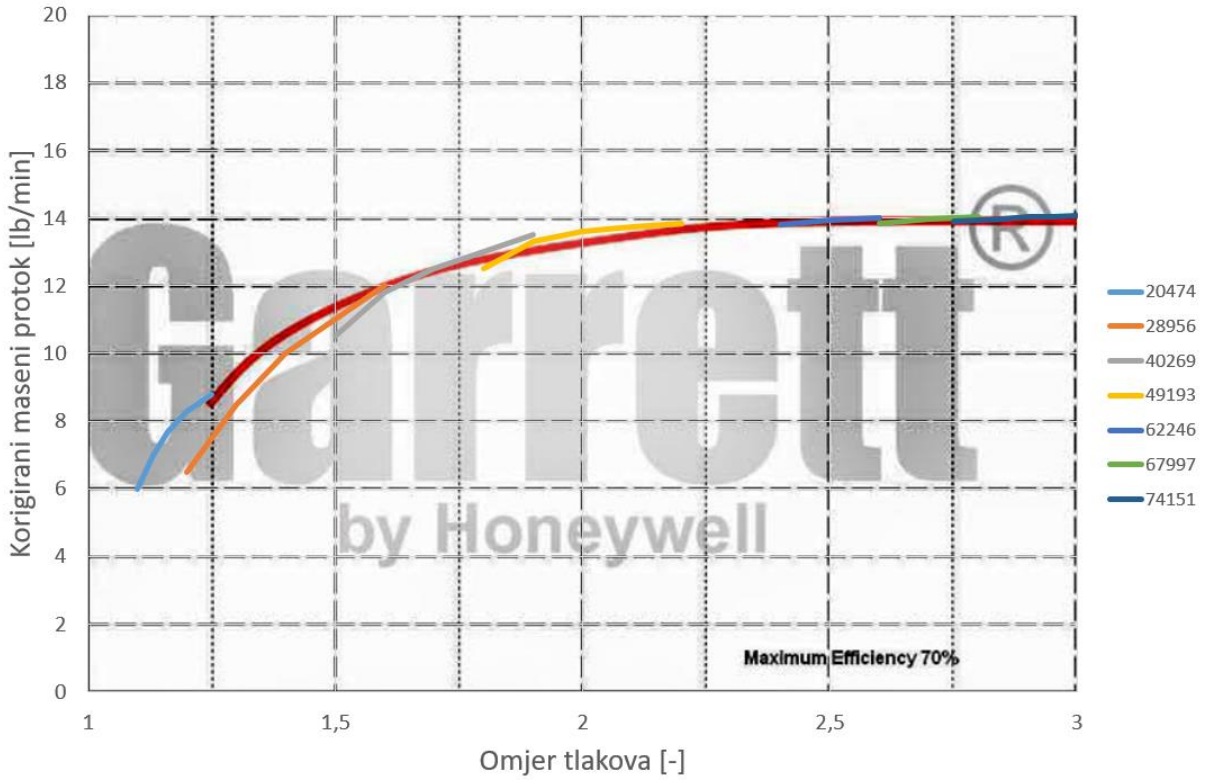
Iz rezultata u AVL BOOST™ se iščitaju podaci o referentnom masenom protoku i omjeru tlaka te se te točke ucrtaju na mapama prema Slici 58 i Slici 59.



Slika 58. Radne točke motora pri punom opterećenju u kompresorskoj mapi GT2259

Vidljivo je kako su radne točke u vrlo povoljnom području rada kompresora. Karakteristično za ovu mapu je da su tlakovi prednabijanja dosta niži od maksimalnih dopuštenih tlakova unutar mape. Također vidljivo je kako je zadnja radna točka (5500min^{-1}) već blizu granici zagušenja, te bi daljnje povećanje brzine vrtnje motora sigurno ušlo u to područje. No, još jedan od razloga zašto se u radu prvenstveno analizira raspon brzine vrtnje 3500-5500 min^{-1} je taj što se pokazalo da daljnje povećanje brzine vrtnje ima štetan utjecaj na elisu uz nedovoljan rast efektivne snage i momenta, te iz tog razloga nije potrebno vrtiti motor na većim brzinama od 5500 min^{-1}. Iz tog razloga ova mapa, pogotovo zbog boljeg rada pri nižim brzinama vrtnje i radnim točkama u najboljem području efikasnosti od svih odabranim mapa, čini se najboljim izborom za razmatrani motor.

Na Slici 59 ucrtane su radne točke motora u turbinskoj mapi.

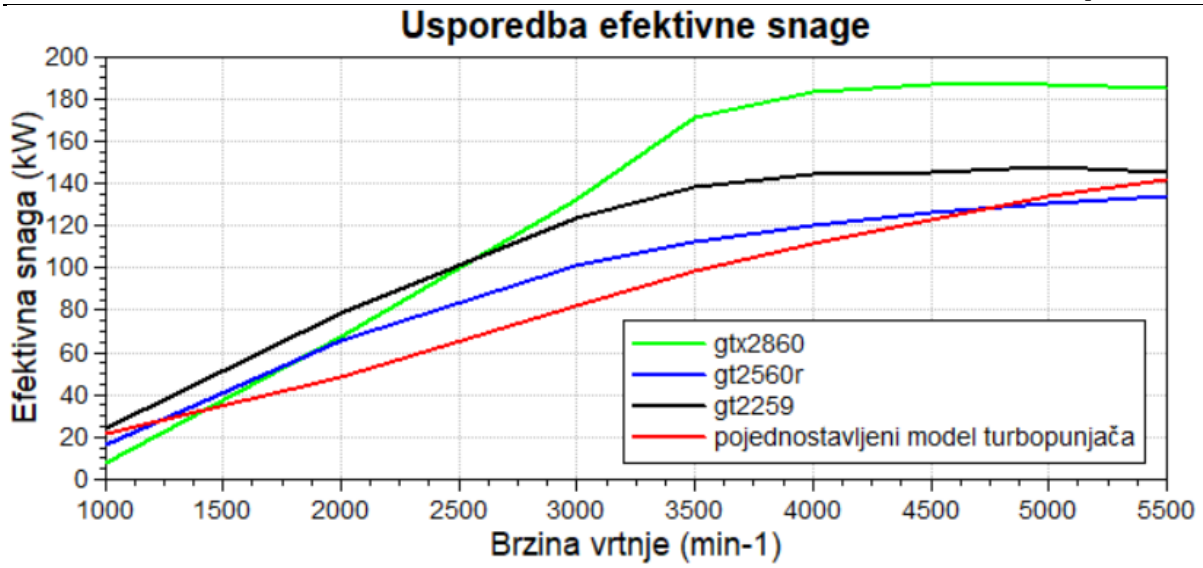


Slika 59. Radne točke motora pri punom opterećenju u turbinskoj mapi GT2259

6.4. Usporedba razmatranih turbopunjača

U programskom paketu AVL BOOST^{TM} napravljena je usporedba odabranih turbopunjača. Kako bi se od razmatranih turbopunjača odabrao onaj koji najbolje odgovara razmatranom motoru potrebno je prikazati krivulje efektivne snage svakog turbopunjača te ih usporediti s efektivnom snagom dobivenom s pojednostavljenim modelom. Osim efektivne snage potrebno je provjeriti kako pojedini turbopunjač utječe na oktanski broj sa svojim tlakovima prednabijanja. Također je potrebno analizirati brzinu vrtnje turbopunjača kako ne bi ušao u nedozvoljeno područje brzine vrtnje (iznad 220 000 min^{-1}).

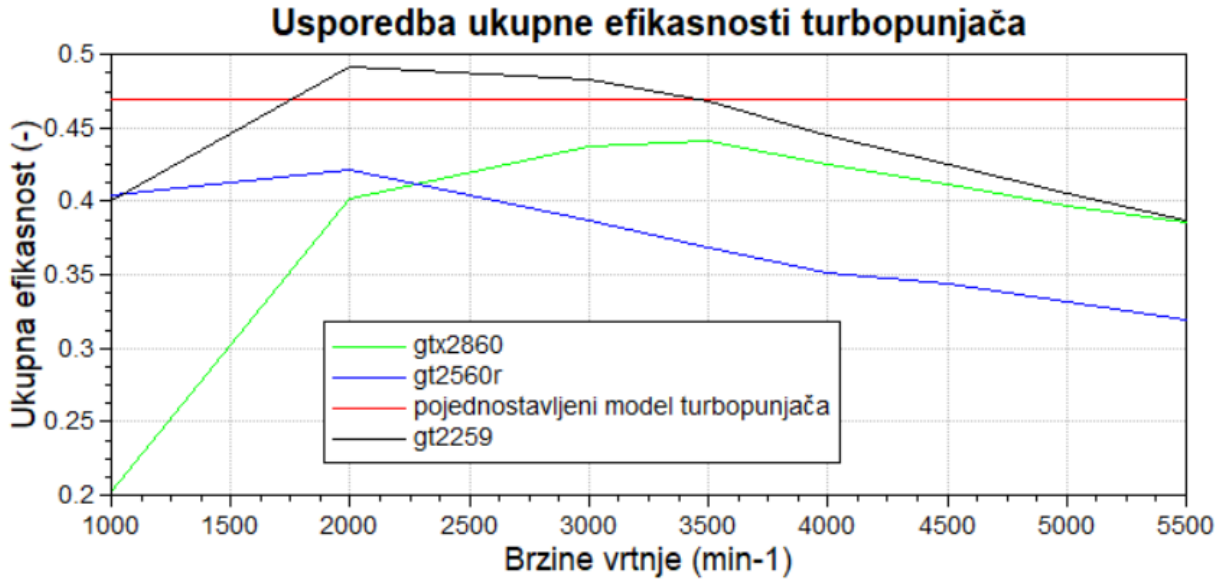
Na Slici 60 prikazana je usporedba efektivne snage odabranih turbopunjača i efektivne snage dobivene pojednostavljenim modelom turbopunjača.



Slika 60. Usporedba efektivnih snaga odabranih turbopunjača

Na Slici 60 je vidljivo kako se najveća snaga dobiva s najvećom mapom turbopunjača (GTX2860), ali je također jasan njegov nedostatak pri nižim brzinama vrtnje, gdje kompresor radi u nepovoljnom području rada i premala mu je brzina vrtnje. Turbopunjači GT2560r i GT2259 su dosta slični s obzirom na mape kompresora. Osnovna razlika je da kompresor GT2259 i njegova pripadna turbina daju veću vršnu efikasnost. Također, točke rada motora se u mapi GT2259 nalaze u povoljnijem području nego u mapi GT2560r. Osim toga mapa turbopunjača GT2259 nudi veće omjere tlakova u kompresorskoj mapi.

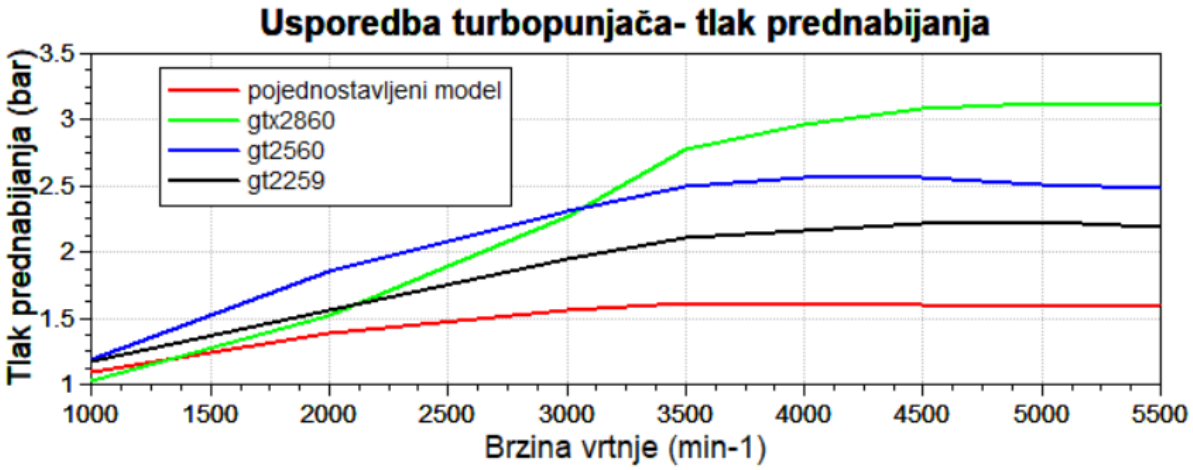
U pojednostavljenom modelu ukupna efikasnost turbopunjača postavljena je na 0,47 i ona je konstantna. Na mapama kompresora i turbine vidi se kako vršne efikasnosti nikad ne prelaze 75% za kompresor i 70% za turbinu, pa je teško očekivati da će ukupna efikasnost kompresora biti tako visoka kroz veći raspon brzine vrtnje. Na Slici 61 je prikazana efikasnost odabranih turbopunjača i usporedba s pojednostavljenim modelom:



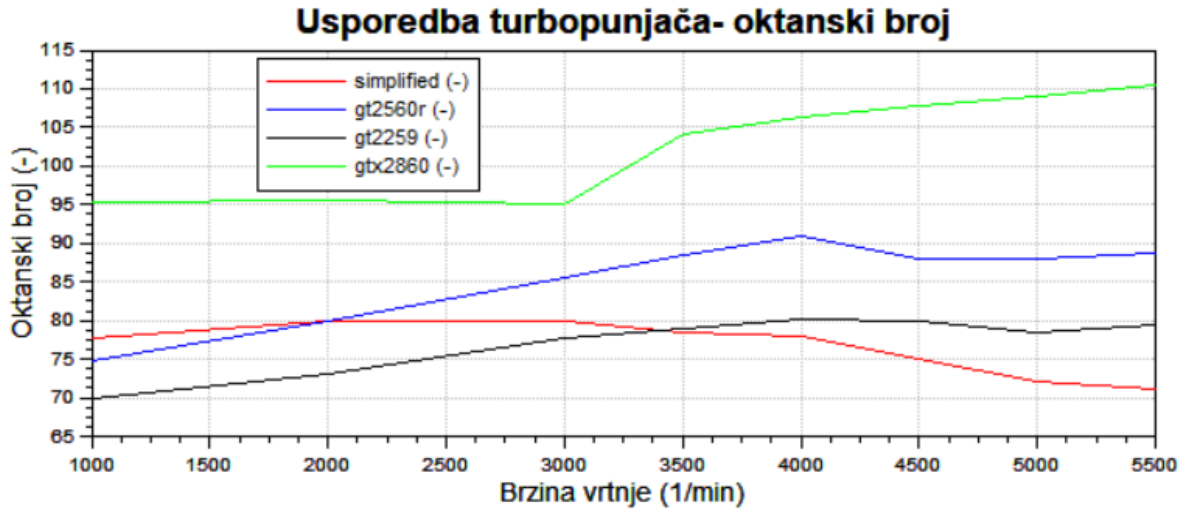
Slika 61. Usporedba ukupne efikasnosti odabranih turbopunjača

Vidljivo je kako je zajedničko svim turbopunjačima da ima je maksimalna efikasnost u rasponu srednjih brzina vrtnje, te da niti jedan turbopunjač ne može postići ukupno efikasnost kao u pojednostavljenom modelu kroz veći raspon brzine vrtnje. Zbog toga će biti potrebni veći tlakovi prednabijanja kako bi se postigla ista efektivna snaga na 5500 min^{-1} nego kod modela s pojednostavljenim modelom turbopunjača. Iz ukupne efikasnosti se vide i zakonitosti kompresorskih mapa. GTX2860 je najveći turbopunjač i u kompresorskoj mapi se vidjelo da će pri nižim brzinama vrtnje imati izraženu pojavu turbo rupe što se vidi iz njegove efikasnosti koja je na 1000 min^{-1} svega 0,2. Također se vidi, s obzirom da je riječ o mapi koja dopušta najveće protoke i omjere tlakova kako ukupna efikasnost na višim okretajima sporije pada nego za preostala dva turbopunjača. Ukupna efikasnost je umnožak efikasnosti turbine i kompresora te još uzima u obzir mehaničke gubitke. GT2259 i GT2560R su slični turbopunjači, ali je kod GT2259 i kompresor i turbina imaju veću maksimalnu efikasnost. Isto tako kod kompresora GT2259 se stvara manji tlak na turbini pa on bolje odgovara razmatranom motoru što potvrđuje njegova efikasnost.

Vrlo bitna značajka u usporedbi turbopunjača je i tlak prednabijanja. Na Slici 62 prikazana je usporedba turbopunjača s obzirom na tlak prednabijanja.



Slika 62. Tlak prednabijanja za odabrane turbopunjače kroz raspon brzine vrtnje motora

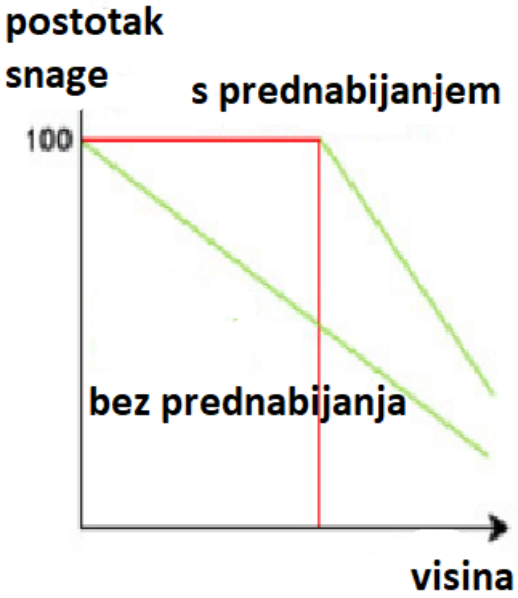


Slika 63. Dobiveni oktanski broj za odabrane turbopunjače

Kao što je bilo za očekivati, na Slici 63 vidljivo je kako oktanski broj kod najvećeg turbopunjača (GTX2860) prelazi dopuštene granice. Za benzin oktanski broj smije biti veći od 95. Razlog ovako visokom oktanskom broju su preveliki tlakovi prednabijanja koji se ostvaruju kod GTX2860 turbopunjača. Zbog toga taj turbopunjač ne zadovoljava osnovne uvjete i ne može se primijeniti na razmatrani motor. Ostala dva turbopunjača zadovoljavaju oktanske brojeve, ali GT2259 se zbog bolje efikasnost kroz čitavi raspon brzine vrtnje motora i manjeg potrebnog omjera tlakova na kompresoru pokazao kao puno bolji izbor za ovaj motor.

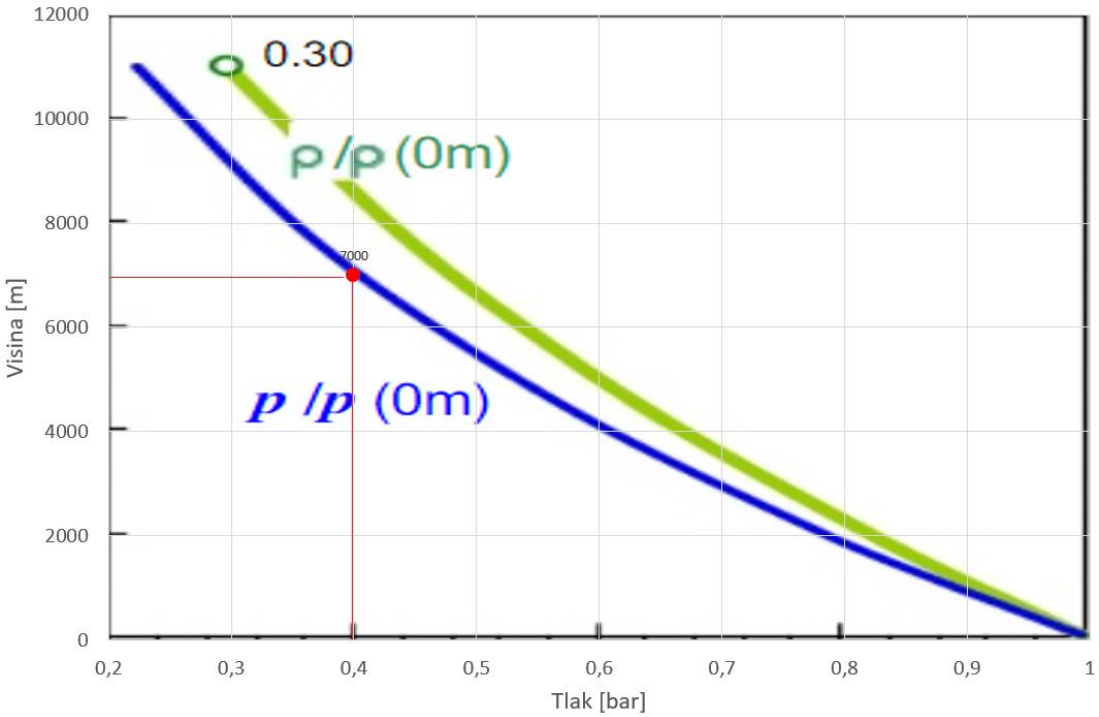
7. Simulacija rada motora pri punom opterećenju na 7000 metara nadmorske visine

Osnove fizike govore kako s porastom nadmorske visine pada tlak, temperatura i gustoća zraka. Visoka nadmorska visina ima velik utjecaj na rad motora. S obzirom da je tlak niži i zrak rjeđi, motor neće imati dovoljno kisika te će izgaranje biti slabije. Isto tako temperature su niže što povoljnije utječe na hlađenje motora i smanjuje oktanski broj. Tlak zraka koji ulazi u cilindar je niži pa su i vršni tlakovi niži što smanjuje šansu za pojavom detonantnog izgaranja. Neki gradovi u Americi koji se nalaze na većim nadmorskim visinama prodaju benzin s nižim oktanskim brojem (85) jer će motor tada bolje raditi. Zbog nižih tlakova također je lakša pojava isparavanja goriva što može dovesti do začepljenja sustava dobave goriva. Visoka nadmorska visina nepovoljno utječe na sve motore, ali puno manji utjecaj ima na motore s prednabijanjem. Razlog tomu je što kompresor turbopunjača do nekih nadmorskih visina kompenzira utjecaj porasta nadmorske visine. Na Slici 64 prikazana je usporedba promjene efektivne snage jednog motora bez i jednog motora s prednabijanjem. Analize su pokazale da motori s prednabijanjem mogu zadržati nazivnu efektivnu snagu do određene nadmorske visine (približno 2000 metara) nakon čega efektivna snaga neizbježno pada [23].

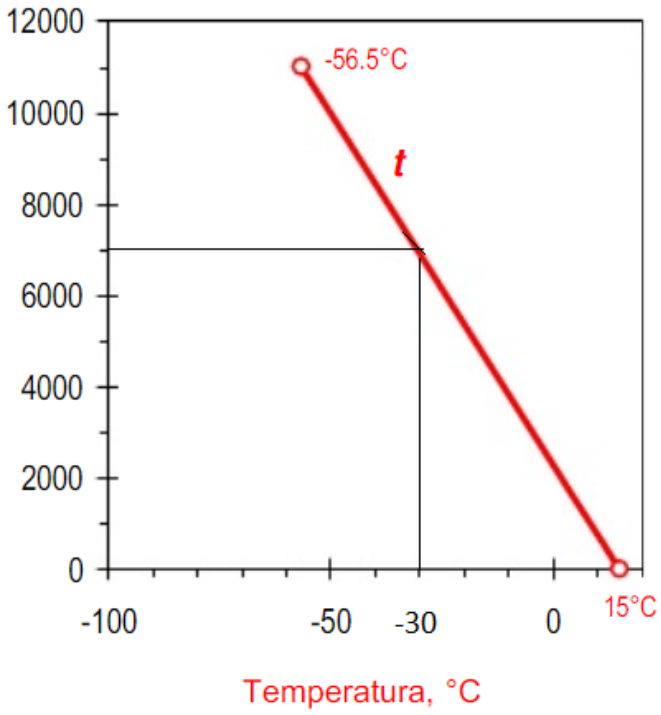


Slika 64. Pad snage s porastom nadmorske visine [23]

Na 7000 metara nadomorske visine vladaju uvjeti prikazani na Slici 65 i Slici 66.



Slika 65. Tlak okoline u ovisnosti o promjeni nadmorske visine [2]



Slika 66. Ovisnost promjene temperature okoline o promjeni nadmorske visine [2]

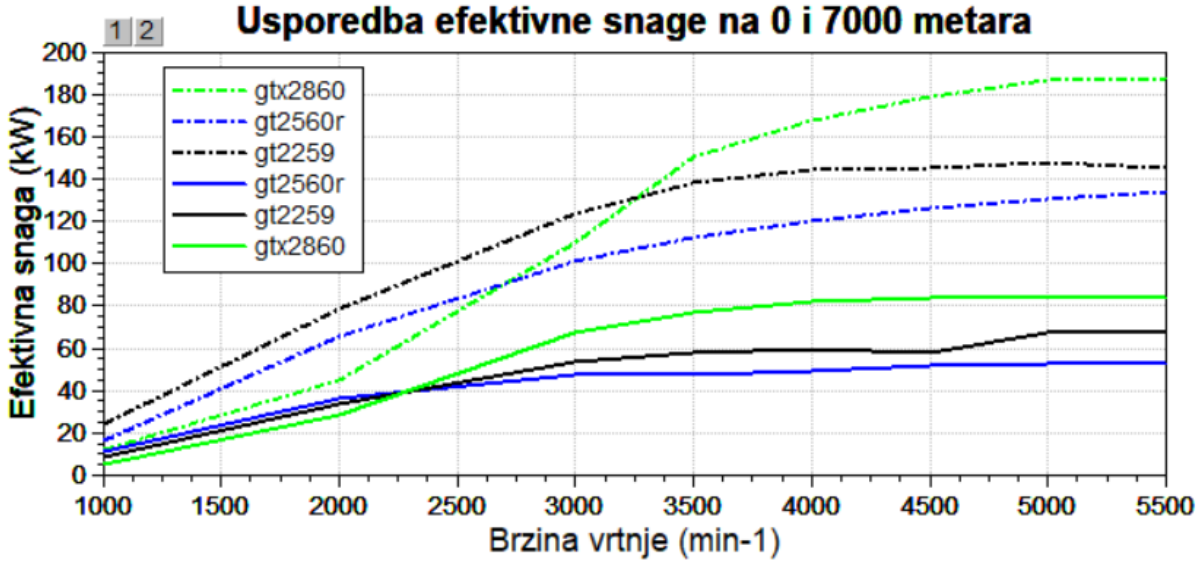
7.1. Promjena rubnih uvjeta

S obzirom da okolišni uvjeti nisu jednaki kao na 0 metara nadmorske visine, u programskom paketu AVL BOOST^{TM} potrebno je promijeniti rubne uvjete (eng. *System Boundary*). Prema Slici 65 i Slici 66 za vanjski tlak se unosi 0,4 bara, a za temperaturu 243,15 K. Isto tako potrebno je korigirati temperature u cijevima te temperature stijenki cijevi duž cijelog modela u odnosu na simulaciju na 0 metara nadmorske visine.

7.2. Hladnjak zraka (eng. *Air Cooler*)

Za razliku od simualcije na 0 metara nadmorske visine, efikasnost hladnjaka zraka opada na 7000 metara. O obzirom da je temperatura niža i ne postoji tolika potreba hlađenja zraka nakon izlaska iz kompresora. Procijenjeno je da se zrak pri većim tlakovima prednabijanja zagrijava do 290 K, a nakon hladnjaka njegova temperatura pada na 275 K. Temperatura hladnjaka zraka postavljena je na 260 K, s čime se dobiva ukupna efikasnost od 0,5 za razliku od efikasnosti 0,64 na 0 metara nadmorske visine.

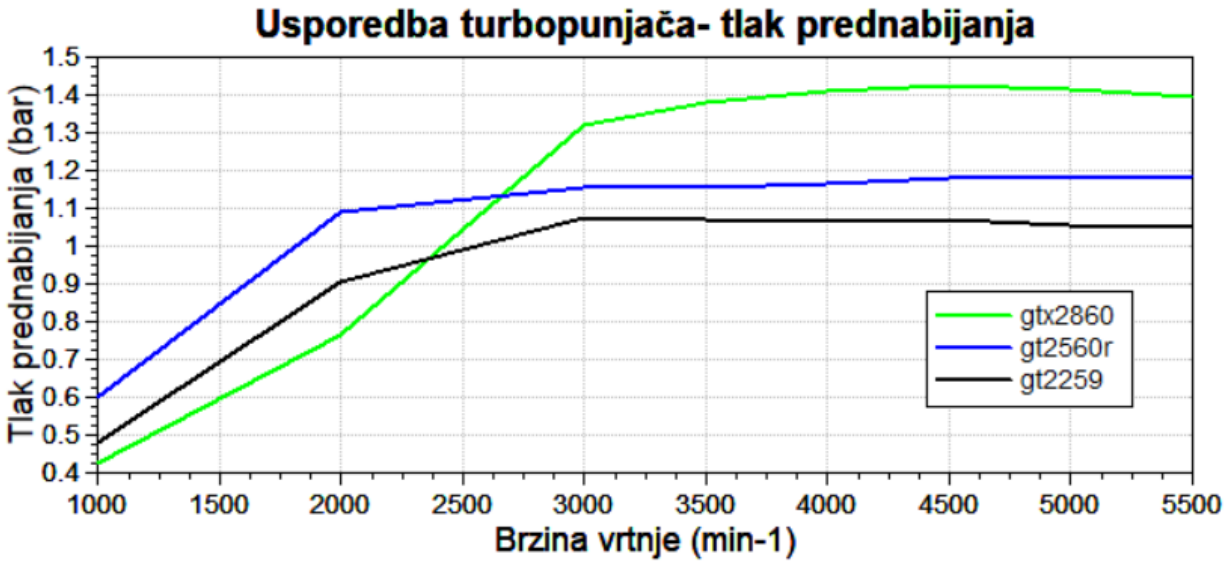
7.3. Prikaz rezultata na 7000 metara nadmorske visine



Slika 67. Usporedba efektivne snage motora na 7000 metara

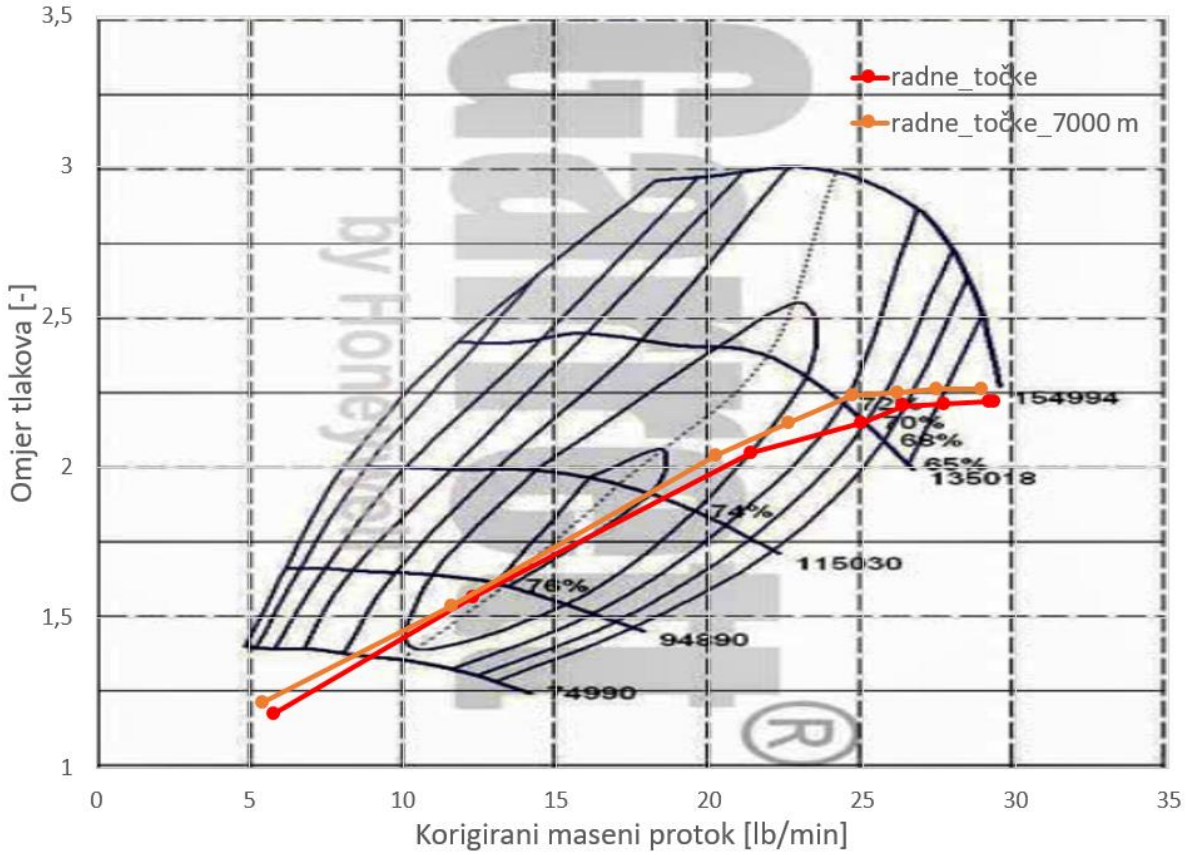
Na Slici 67 vidi se usporedba efektivne snage motora na 7000 metara nadmorske visine za odabrane turbopunjače. Bez obzira na veličinu turbopunjača ili njegovu efikasnost, niti jedan turbopunjač ne može nadoknaditi pad efektivne snage na 7000 metara. Kao što je ranije navedeno motori s prednabijanjem nemaju izraženi pad snage na visinama do približno 2000 metara, ali nakon toga je tlak prenizak te ga turbopunjač ne može kompenzirati.

Na Slici 68 prikazan je tlak prednabijanja na izlazu iz kompresora. S obzirom da je ulazni tlak približno 0,4 bara, za turbopunjač koji prema ranijim simulacijama najbolje odgovara razmatranom motoru (GT2259), tlak na izlazu iz kompresora je jedva malo veći od standardnog tlaka na 0 metara nadmorske visine.



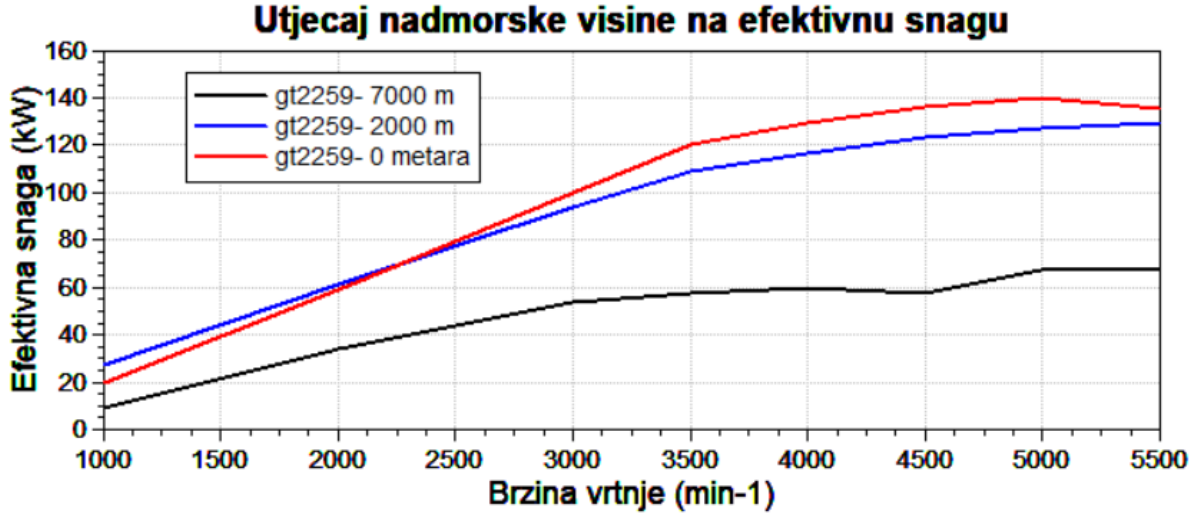
Slika 68. Usporedba ostvarenog tlaka prednabijanja odabranih turbopunjača na 7000 metara

S obzirom na uvelike promijenjene okolišne uvjete, vrlo je vjerojatno kako će se promijeniti radne točke u mapi kompresora. Na Slici 69 prikazana je usporedba radnih točaka u kompresorskoj mapi GT2259 na 0 i 7000 metara nadmorske visine. Vidljivo je kako se položaj radnih točaka nije drastično promijenio te se one i dalje nalaze u području vrlo dobre efikasnosti. Zamjetno je jedino kako je postignut nešto veći omjer tlakova pri većim brzinama vrtnje.



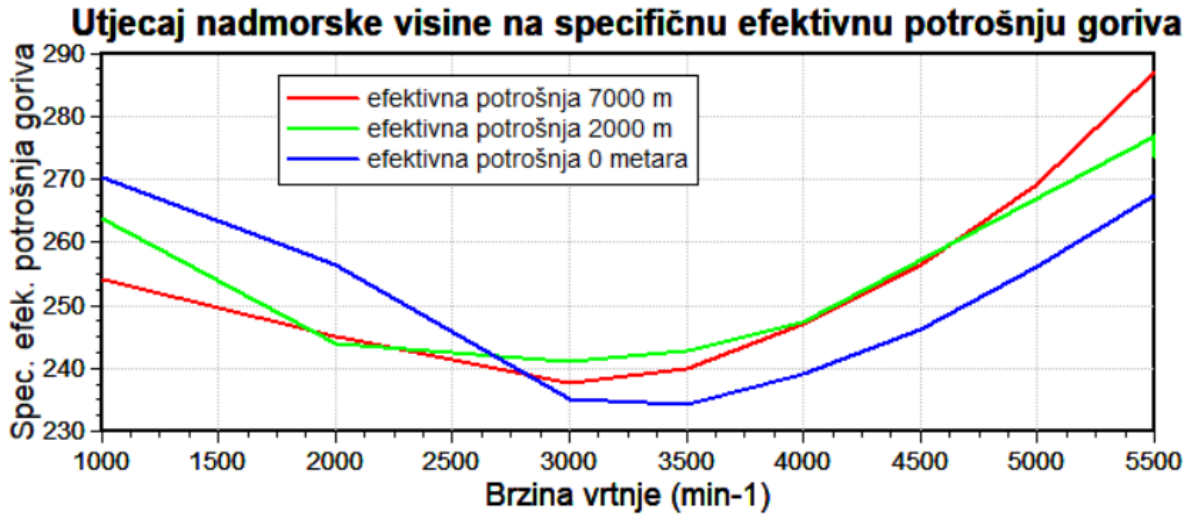
Slika 69. Usporedba radnih točaka u kompresorskoj mapi na 0 i 7000 metara nadmorske visine

S obzirom da se analizira Ottov motor s prednabijanjem za koji je utvrđeno da do nekih nadmorskih visina nema velik pad snage zanimljiva bi bila analiza efektivne snage na nekoj manjoj nadmorskoj visini od 7000 metara. Na primjeru odabranog turbopunjača GT2259 provedena je analiza rada motora na 2000 metara te je uspoređena s podacima dobivenim na 0 i 7000 metara. Na slici 70 prikazani su rezultati rada motora na tri različite nadmorske visine. Jasno se vidi kako su točna istraživanja, tj. motoru na 2000 metara nadmorske visine je pad snage minimalan. Kroz čitav raspon brzine vrtnje motor pad snage nije veći od 10%. Isto tako efektivna snaga na 7000 metara je približno svega 50 posto nazivne na 0 metara nadmorske visine. Iz tog razloga za rad motora na većim nadmorskim visinama je potrebno konstruirati koncept pogona dodatnog kompresora koji će dodatno podići tlakove prednabijanja.



Slika 70. Usporedba ostvarene efektivne snage s turbopunjačem GT2259 na tri različite nadmorske visine: 0 m, 2000 m i 7000 m.

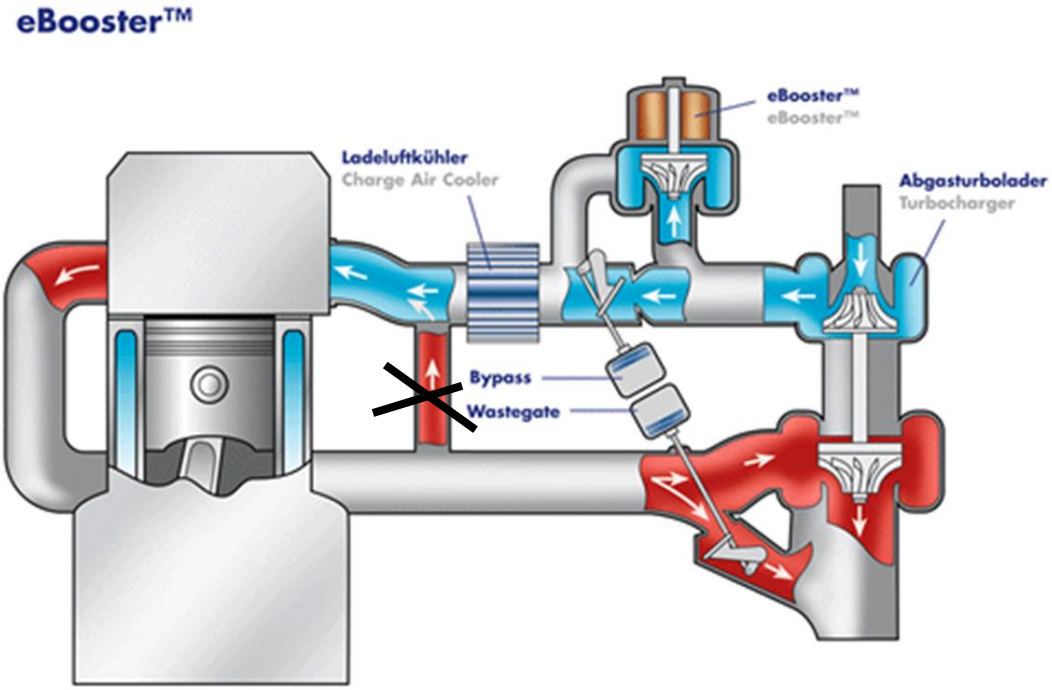
Na kraju je na Slici 71 za odabrani turbopunjač GT2259 prikazan dijagram u kojem se uspoređuje specifična efektivna potrošnja goriva na 0, 2000 i 7000 metara nadmorske visine.



Slika 71. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva s turbopunjačem GT2259 na tri različite nadmorske visine: 0 m, 2000 m i 7000 m.

8. *E-booster*

Na Slici 72 prikazan je osnovni koncept kompresora pogonjenog elektromotorom.

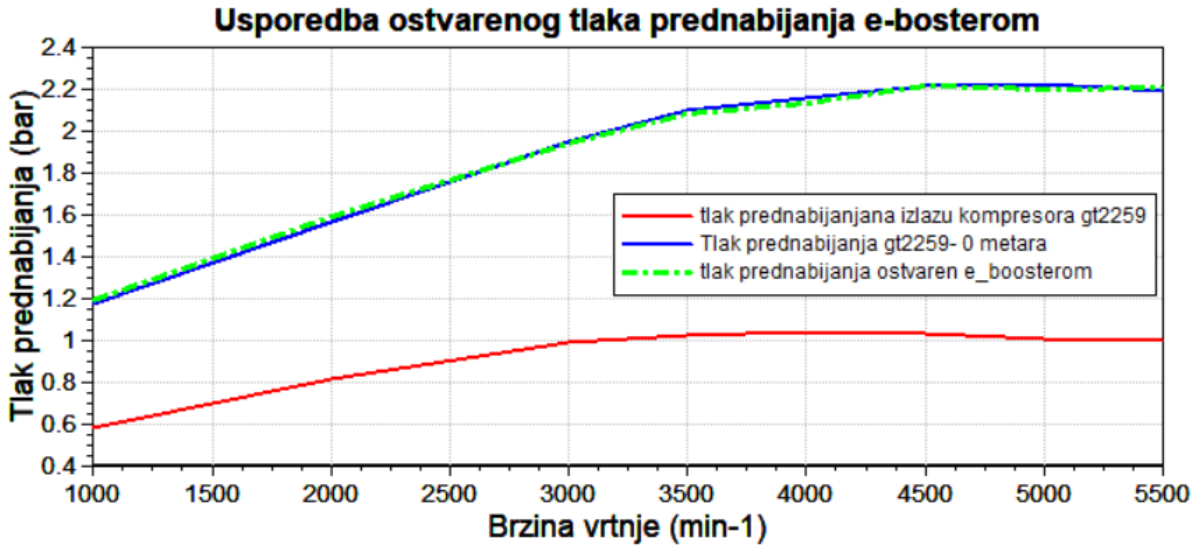


Slika 72. Koncept *e-boostera* [24]

BorgWarner je prvi iznio ideju o kompresoru pogonjenom elektromotorom krajem 1990-tih, ali je zaključio kako je koncept zahtijevao previše snage. Međutim nedavni razvoj električnih sustava od 48 V ponovno je tu ideju učinio aktualnom. Pružanje četiri puta veće snage od sustava od 12 V danas omogućuje korištenje mnogo pogodnosti (aktivna vožnja, električna pumpa za vodu,grijana sjedala, itd). Za e-booster potrebno je 5 - 6 kW što sustav od 48 V može podnijeti [24]. Mnogi proizvođači već razvijaju tehnologiju pogona dodatnog kompresora elektromotorom. Glavni razlog upotrebe ovog koncepta je smanjenje turbo rupe pri niskim brzinama vrtnje motora. Audi i Volvo su već razvili svoje koncepte i uskoro će krenuti njihova instalacija u određena vozila. Audi svojim konceptom garantira 7 kW snage koja je od trenutka kada se osjeti potreba dostupna za 250 milisekundi. Iako se ovaj koncept za sada prvenstveno koristi za smanjenje turbo rupe, njegova upotreba bi potencijalno mogla biti korisna pri letu na većim nadmorskim visinama [25].

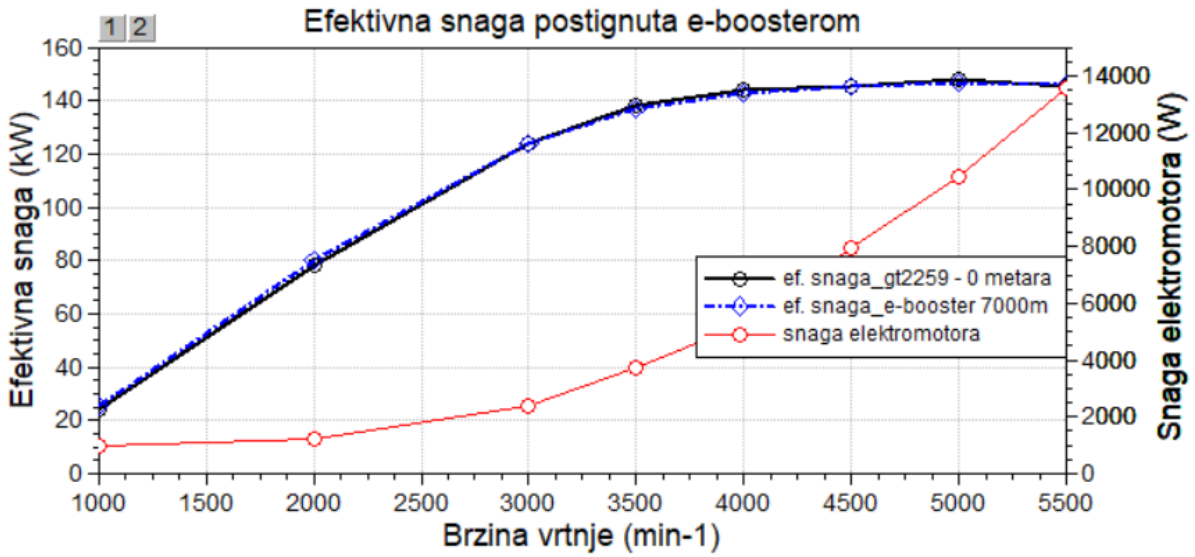
Koncepti dodatnog kompresora pogonjenog elektromotorom imaju tri faze. Prva faza je kada se vozilo pokreće i potreba za snagom je niska te motor radi samo s osnovnim kompresorom. Ako se u nekom trenutku javi potreba za većom efektivnom snagom, uključuje se druga faza te se pokreće dodatni kompresor pogonjen elektromotorom u 200-300 milisekundi te time omogućuje željenu snagu bez pojave turbo rupe. Kada brzina vrtnje motora poraste i vratilo turbopunjača se počne vrtiti dovoljnom brzinom, dodatni kompresor više nije potreban te se isporuka električne energije elektromotora zaustavlja [25].

Na Slici 22. pokazana je konstrukcijska shema e-booster koncepta zamišljenog za kompenzaciju efektivne snage na većim nadmorskim visinama leta. Kako na 7000 metara nadmorske visine ne postoji turbopunjač koji bi omogućio dovoljno velike tlakove prednabijanja s ciljem postizanja deklarirane efektivne snage, ideja e-booster koncepta je spojiti dva turbopunjača u serijski spoj. Preko upravljačke jedinice mjeri se tlak na izlazu osnovnog kompresora i ako je on dovoljno visok zrak struji preko cijevi 23 i 24 i motor radi s osnovnim turbopunjačem. U slučaju kada tlak na izlazu kompresora padne ispod zadovoljavajuće vrijednosti (npr. pri promjeni nadmorske visine) tada se *restrictor 1* zatvara i usisani zrak preko *restrictora* 2 prolazi kroz dodatni kompresor spojem u seriju. Dodatni kompresor se pogoni elektromotorom koji snagu dobiva iz električnog sustava dvotaktnog motora. PiD regulator služi za regulaciju električne energije koja se koristi za pogon dodatnog kompresora. PiD regulator je spojen na monitor koji mjeri izlaznu snagu motora te na osnovu toga daje signal PiD regulatoru za njegov rad.



Slika 73. Ostvareni tlak prednabijanja e-boosterom

Slika 73 pokazuje koliki su ostvarivi tlakovi na izlazu iz osnovnog kompresora GT2259, te koliki je tlak ostvarem pogonom dodatnog kompresora pogonjenog elektromotorom. Vidi se kako je postignut dovoljno visok tlak da se dobije približna deklarirana efektivna snaga.



Slika 74. Efektivna snaga postignuta e-boosterom i snaga elektromotora za pogon kompresora

Slika 74 prikazuje potrebnu snagu elektromotora kroz čitav raspon brzine vrtnje motora za postizanje nominalne efektivne snage. Pri nižim brzinama vrtnje vidi se da su zahtjevi za snagom elektromotora razumni i ostvarivi. Pri većim brzinama vrtnje zahtijevana snaga elektromotora prelazi 10 kW te bi se s današnjim tehnologijama teže ostvarivala.

9. ZAKLJUČAK

Nakon provedene simulacije motora, u radu može se utvrditi kako je primjena dvotaktnog motora za pogon zrakoplova generalne avijacije praktična. Uz pažljivu konstrukciju elemenata za izmjenu radnog medija pokazano je kako se mogu postići zadovoljavajući rezultati specifične efektivne potrošnje goriva. S obzirom da se u analizu ušlo s ulaznim parametrima koji su deklarirani u eksperimentalnoj fazi motora, rezultati dobiveni u radu pokazali su vrlo dobra podudaranja. Rezultati s pojednostavljenim modelom turbopunjača pokazali su kako je predviđeni tlak prednabijanja približno dovoljan za postizanje deklarirane efektivne snage. Također je pokazana opravdanost upotrebe fraktalnog modela izgaranja umjesto *Vibe* modela, kako bi se točnije simulirao udvojeni sustav paljenja na zrakoplovnim motorima. Vanjskom evaluacijom geometrije (koja je dostupna u fraktalnom modelu) obuhvaćen je utjecaj dvije svjećice po cilindru te je dobivena efektivna snaga približno 10% veća od snage dobivene *Vibe* modelom. Iz analize s potpunim mapama turbopunjača vidljivo je kako je najveća pogreška pojednostavljenog modela definiranje konstantne efikasnosti turbopunjača. U analizi s potpunim mapama objašnjena je važnost definiranja nekoliko različitih mapa turbopunjača kako bi se što bolje odabrao turbopunjač koji najbolje odgovara motoru. U analizi je pokazano da ne treba uvijek osnovni faktor pri odabiru turbopunjača biti maksimalna efektivna snaga, nego se trebaju uzeti i faktori efikasnosti, brzine vrtnje turbopunjača te da se radne točke nalaze u što boljem području mape. Neki turbopunjači mogu dati velike omjere tlakova, ali to može imati nepovoljan utjecaj na sklonost pojavi detonantnog izgaranja. Upravo mapa GTX2860 je dala zadovoljavajuće rezultate efektivne snage, ali je gorivo bilo podložno pojavi detonantnog izgaranja. Iz detaljne analize mapa odabrana je ona koja najbolje odgovara motoru i ta mapa je dalje razmatrana u radu u promjenjenim uvjetima okoline. Za primjer promjenjenih uvjeta je provedena simulacija rada motora pri punom opterećenju na 7000 metara. U radu je objašnjen utjecaj niskog tlaka i temperature na višim nadmorskim visinama, te je uspoređeno ponašanje motora s i bez prednabijanja. Simulacijom rada motora na 7000 metara nadmorske visine, dobiveni su rezultati koji pokazuju neizbježni gubitak snage motora. Također je pokazan utjecaj na oktanski broj motora pri promjeni nadmorske visine. Možemo zaključiti kako je jedini način postizanja veće snage pri tim visinama, upotreba dodatnog kompresora pogonjenog elektromotorom. S obzirom da zrakoplov može letjeti na tim visinama i prema potrebi dulje

vremena, isključena je mogućnost upotrebe baterija za skladištenje energije potrebne elektromotoru, te je elektromotor pogonjen izravno motorom s unutarnjim izgaranjem. Rezultati takve analize su pokazali kako je moguće povećanje snage takvim konceptom, ali u određenim granicama. Simulacijom je dobiveno kako pri nižim brzinama vrtnje potreba za snagom elektromotora je do 5 kW što je u danjašnje doba ostvarivo, ali pri većim brzinama vrtnje motora ta zahtijevana snaga počinje naglo rasti. Postoje određena ograničenja snage elektromotora u vidu 48 V sustava i moderni koncepti poznatih proizvođača vozila su pokazali kako je upotreba elektromotora do 6 - 7 kW snage opravdana. Za veće snage potrebno je napraviti detaljniju analizu.

LITERATURA

[1] Sjerić, M. New Physically Based Sub-models for the Cycle-Simulation of Spark-Ignition Engine, Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.

[2] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D., Motori s unutarnjim izgaranjem, Podloge uz predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.

[3] Alagušić, D., Potencijal povećanja snage malog dvotaktnog Ottovog motora, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2019.

[4] Mahalec, I., Dvotaktni motor za pogon osobnog automobila?, Meinig; MTZ 7-8, 9, 10, 11/2001, Von Schnurbein, Eilts; MTZ 7, 8/1999.

[5] MechStuff, http://mechstuff.com/how-does-a-2-stroke-engine-work/, siječanj 2019

[6] Tech Shorts, http://www.amsnow.com/how-to-tech/2008/09/tech-shorts-porting-and-clipping---exhaust-valve-maintenance, siječanj 2019

[7] Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Two-stroke_engine, siječanj 2019

[8] Blair, Gordon P., Design and simulation of two stroke engines, The Queens University of Belfast, Belfast, 1996.

[9] Inhabitat, https://inhabitat.com/lotus-announces-omnivore-engine/?variation=d, veljača 2019.

[10] Wikipedia, Arrow 1000, https://en.wikipedia.org/wiki/Arrow_1000, veljača 2019

[11] Wikipedia, KFM 107, https://en.wikipedia.org/wiki/KFM_107, veljača 2019

[12] Wikipedia, Rotax 618, https://en.wikipedia.org/wiki/Rotax_618, siječanj, 2019

[13] Sjerić, M., Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem, Prezentacija, Računalne simulacije u razvoju motora i vozila, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.

[14] AVL BOOST - version 2013.2, Theory, Edition 11/2013, AVL LIST GmbH, Graz, 2013.

[15] Stanford EDU, Simulation of Turbulence Flows, Prezentacija, https://web.stanford.edu/class/me469b/handouts/turbulence.pdf, veljača 2019.

[16] Simscale, CFD Analysis of Airflow around a F1 Car to Test Aerodynamics, Javni projekt, https://goo.gl/aeNg83, veljača 2019.

[17] Lee, T-K., Filipi, Z. S., Improving the Predictiveness of the Quasi-D Combustion Model for Spark Ignition Engines with Flexible Intake Systems, International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 1, pp. 1-9, 2011., doi:10.1007/s12239-011-0001-4.

[18] Poulos, S. G., Heywood, J. B. The E_ect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion, SAE Paper No. 830334., 1982.

[19] Kaurić, M., Utjecaj oblika prostora izgaranja na performanse Ottovog motora, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.

[20] Tomić, R., Model of knock phenomenonin spark ignition engine, Doctoral thesis, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2015.

[21] Ratax RAVE, https://www.rotax-kart.com/upload/files/3938.pdf, travanj, 2019

[22] Garret Turbochargers, https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-turbos/, ožujak 2019.

[23] http://www.pilotfriend.com/training/flight_training/fxd_wing/power.htm, travanj, 2019

[24] BorgWarner, http://www.turbos.bwauto.com/products/eBooster.aspx, travanj, 2019

[25] SAE INTERNATIONAL, https://www.sae.org/news/2014/07/testing-audis-new-e-booster-reveals-turbochargings-future, travanj, 2019

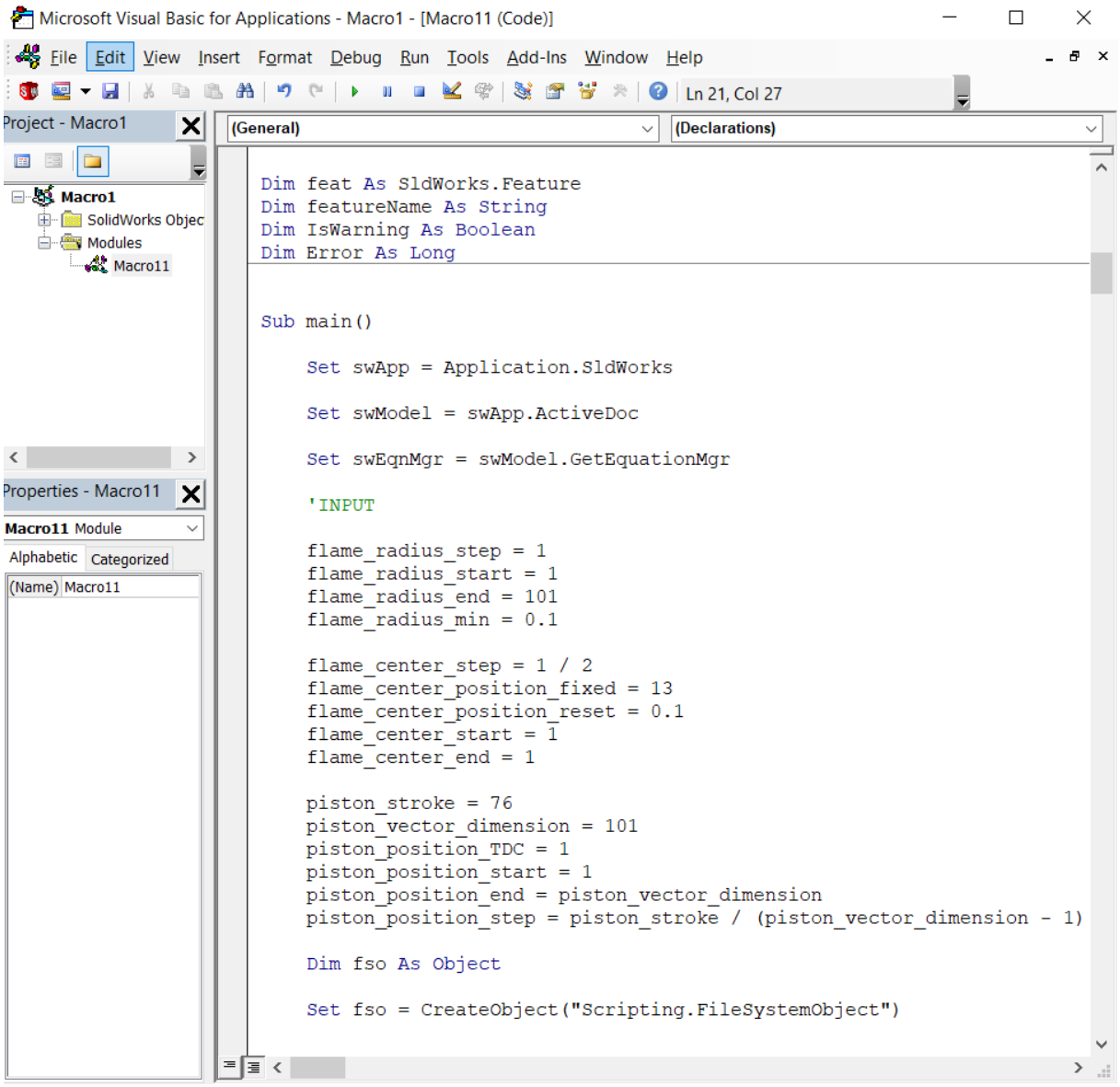
PRILOZI

I. Izračun slobodnih ploha plamena i izgorjelih volumena primjenom 3-D CAD modela

II. CD-R disc

I. Izračun slobodnih ploha plamena i izgorjelih volumena primjenom 3-D CAD modela

Za evaluaciju slobodnih ploha plamena i izgorjelih volumena za različite položaje klipa (od GMT do DMT) i različite radijuse fronte plamena ($R_f = 0 - R_{f,\max}$) uz pretpostavku sfernog oblika izgorjele zone potrebno je provesti analizu preko programskog koda (Slika 75) u alatu *Macro* u programskom paketu Solidworks™.



Slika 75. Prikaz početnog dijela programskog koda u alatu *Macro*

Jednadžbe koje opisuju varijable u Solidworks modelu prikazane su na Slici 76.

Name	Value / Equation	Evaluates to	Comments
Global Variables			
"piston_position"	= 1mm	1mm	
"flame_radius"	= 2.1	2.1	
"flame_center_position_5"	= 13.45	13.45	
Add global variable			
Features			
Add feature suppression			
Equations			
"D1@Sketch1"	= "piston_position"	1mm	
"D4@Sketch8"	= "flame_radius"	2.1mm	
"D1@Sketch8"	= "flame_center_position_5"	13.45mm	
Add equation			

Slika 76. Globalne varijable u programskom paketu Solidworks™

U 3-D modelu zadaju se globalne varijable koje opisuju poziciju klipa i polumjer fronte plamena, dok se pozicija svjećica zadaje kao fiksna vrijednost prema geometriji na Slici 20. Nakon toga definira se korak rasta radijusa plamena i pozicije klipa prema sljedećem dijelu koda:

```
flame_radius_step = 1
flame_radius_start = 1
flame_radius_end = 101
flame_radius_min = 0.1

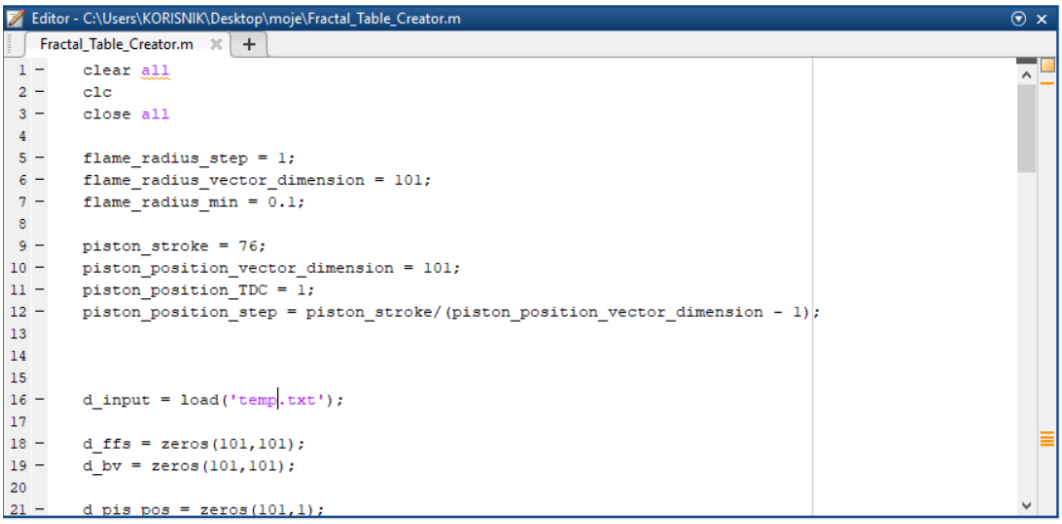
piston_stroke = 76
piston_vector_dimension = 101
piston_position_TDC = 1
piston_position_start = 1
piston_position_end = piston_vector_dimension
piston_position_step = piston_stroke / (piston_vector_dimension - 1)
```

Slika 77. Način definiranja koraka i dimenzija matrica koje opisuju poziciju klipa i radijus plamena

Prema dijelu koda na Slici 77 definira se matrica slobodnih fronti plamena i izgorjelih volumena dimenzije 101 x 101. Na početku je trebalo zadati parametre kako bi se za omjer volumena prostora izgaranja pri položaju klipa u DMT i GMT dobio odgovarajući kompresijski omjer. Analizom volumena u programskom paketu Solidworks™ dobiven je kompresijski omjer 12 što odgovara zadanom omjeru.

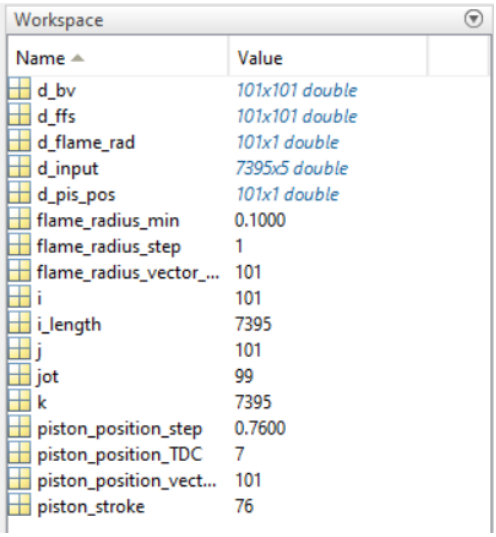
Nakon evaluacije slobodnih fronti plamena i izgorjelih volumena potrebno je te podatke svesti na oblik datoteke koja će se moći ubaciti u programski paket AVL Boost. Za to su korišteni

programski paketi Excel™ i Matlab™. Prvo se tekstualna datoteka kreirana u alatu Macro u programskom paketu Solidworks™ pomoću definiranog programskog koda (Slika 78) u programskom paketu Matlab™ pretvori u niz datoteka koje sadrže matrice odabranih dimenzija.



Slika 78. Početni dio koda u Matlabu™ za definiranje matrica

U programskom kodu je pod nazivom *temp.txt* navedena ulazna datoteka dobivena pokretanjem koda alata Macro u programskom paketu Solidworks™. Programski kod je napravljen tako da ulazne podatke zapisuje u niz matrica točno zadanih dimenzija čiji nazivi i objašnjenja su navedena na Slici 79 i Tablici 10.



Slika 79. Nazivi i dimenzije izlaznih matrica dobivenih iz koda u Matlabu™

Tablica 10. Nazivi izlaznih matrica

d_bv	matrica izgorjelih volumena
d_ffs	matrica površina slobodnih fronti plamena
d_flame_rad	polumjer fronti plamena
d_input	ulazna datoteka (iz Macro-a)
d_pis_pos	pozicija klipa

Zatim se novokreirane matrice unose u programski paket Excel™ gdje se vrši završna obrada za unos u programski paket AVL BOOST™. Početni dio datoteke koja se unosi u AVL BOOST™ prikazan je na Slici 80:

```
TYPE 2

# Number of flame radii
NUMFLARAD 101
# Number of piston positions
NUMPISPOS 101
# total head area[mm2]
TOTHEADAREA 7854.00
# minimal liner area[mm2]
MINLINAREA 762.30
# total piston area[mm2]
TOTPISAREA 10178.00

HEADVOL 0.00
PISVOL 0.00

# minimum piston position
PISPMIN 0.00
# maximum piston postion
PISPMAX 76.00
# incerement piston position
PISPINC 0.76
#minimum flame radius[mm]
FRADMIN 0.00
# maximum flame radius[mm]
```

Slika 80. Početni dio kreirane datoteke za unos u programski paket AVL BOOST™