

Optimizacija usisnog i ispušnog sustava motora bolida Formula student

Grubić, Dominik

Master's thesis / Diplomski rad

2018

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:235:232983>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-08**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Dominik Grubić

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

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

Student:

Dominik Grubić

Zagreb, 2018.

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

Zahvaljujem se svom mentoru prof. dr. sc. Darku Kozarcu na stručnoj pomoći, uputama i savjetima tokom izrade diplomskog rada.

Dominik Grubić



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, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Dominik Grubić** Mat. br.: 0035190218

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Optimizacija usisnog i ispušnog sustava motora bolida Formula student**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Optimization of the Intake and Exhaust System of Formula Student Car Engine**

Opis zadatka:

U posljednjih nekoliko godina studenti FSB-a u sklopu FSB Racing Team-a sudjeluju u izradi trkaćeg bolida za međunarodno natjecanje studenata tehničkih fakulteta Formula Student. Cilj tog natjecanja je da studenti osmisle, konstruiraju i izrade trkaći bolid unutar zadanih pravila. Na posljednjem bolidu FSB Racing Team-a nalazi se jednocilindrični motor temeljen na klipnom mehanizmu motora Husqvarna TE 610. S obzirom da prema pravilima Formule student motor mora na usisu imati postavljen restriktor najvećeg promjera 19 mm, optimizacijom elemenata usisnog sustava mogu se dobiti značajna poboljšanja u performansama. Isto tako buka vozila je ograničena pravilnikom, a kako je najveći izvor buke ispušni sustav motora, potrebno je konstruirati takav ispušni sustav koji će omogućiti zadovoljavanje pravila vezanih uz buku bez da se značajno smanje performanse motora. Optimizaciju usisnog i ispušnog sustava potrebno je provesti korištenjem numeričkih simulacija provedenih u programu AVL Boost™.

U okviru diplomskog rada potrebno je:

- napraviti kratki pregled pravila vezanih uz usisne i ispušne sustave Formula Student bolida te dozvoljenih razina buke,
- izraditi simulacijski model postojećeg motora u programu AVL Boost™,
- na temelju dostupnih rezultata mjerenja postojećeg motora kalibrirati i validirati model
- definirati nekoliko potencijalnih rješenja za konstrukciju ispušnog sustava,
- provesti simulacije za predložena rješenja,
- analizirati rezultate te na temelju rezultata odabrati konačno rješenje za ispušni sustav,
- provesti analizu utjecaja veličine usisnog plenuma na brzinu odziva motora,
- na temelju rezultata definirati konačan oblik usisnog sustava.

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

Zadatak zadan:

3. svibnja 2018.

Datum predaje rada:

5. srpnja 2018.

Predviđeni datum obrane:

11., 12. i 13. srpnja 2018.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednica Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	1
2. PREGLED PRAVILA VEZANIH UZ USISNE I ISPUŠNE SUSTAVE FORMULE STUDENT	2
2.1. Usisni sustav	2
2.2. Zaklopka gasa	3
2.3. Mehanički pokretana zaklopka gasa	3
2.4. Restriktor na usisu.....	4
2.5. Gorivo	5
2.6. Ispušni sustav	5
2.7. Maksimalna dozvoljena razina buke.....	5
2.8. Postupak mjerenja buke	6
3. IZRADA I VALIDACIJA SIMULACIJSKOG MODELA	7
3.1. Modeli izgaranja	8
3.2. Validacija simulacijskog modela	10
4. OPTIMIZACIJA USISA	14
4.1. Varijabilna geometrija usisne cijevi.....	16
4.1.1. Rezonancija usisa.....	17
4.1.2. Varijabilni usis s dvije duljine cijevi	21
4.1.3. Varijabilni usis s tri duljine cijevi	25
4.2. Varijabilna geometrija plenuma.....	28
4.2.1. Stacionarne simulacije	28
4.2.2. Tranzijentne simulacije	30
5. OPTIMIZACIJA ISPUHA	33
5.1. Plenum na spoju primarnih i sekundarne ispušne cijevi	36
5.2. Plenum s tri perforirane cijevi na spoju primarnih i sekundarne ispušne cijevi	39
5.2.1. Perforirane cijevi kroz cijeli plenum.....	40
5.2.2. Perforirane cijevi kroz dio plenuma.....	42
5.3. Helmholtz-ov rezonator	45
5.4. Obilazna ispušna cijev	47
5.5. Zamjena prigušivača	50
5.5.1. Konstrukcijska izvedba novog ispušnog sustava	63
5.5.2. Validacija simulacijskog modela s novim ispušnim sustavom.....	67
5.5.3. Novi klip	68

6. ZAKLJUČAK.....	71
LITERATURA.....	72
PRILOZI.....	73

POPIS SLIKA

Slika 1.	Dozvoljeno područje pozicioniranja usisnog sustava i sustava ubrizgavanja goriva [1]	2
Slika 2.	Konfiguracija usisa za atmosferske motore [1]	4
Slika 3.	Konfiguracija usisa za motore s prednabijanjem [1]	4
Slika 4.	Simulacijski model u programu AVL Boost™	8
Slika 5.	Usporedba krivulje momenta za dva različita modela izgaranja	9
Slika 6.	Usporedba rezultata dobivenih mjerenjem na kočnici s onima dobivenim simulacijom	10
Slika 7.	Postupak mjerenja buke pomoću bukomjera	11
Slika 8.	Postupak mjerenja buke u AVL Boost-u	12
Slika 9.	Usporedba razine buke dobivene mjerenjem i simulacijom	12
Slika 10.	Performanse motora sa standardnim usisom i starim ispuhom	14
Slika 11.	Bolid sa standardnim usisom i starim ispuhom	14
Slika 12.	Princip rada varijabilnog usisa [4]	16
Slika 13.	Helmholtz-ov rezonator [5]	17
Slika 14.	Rezonantna duljina usisne cijevi od plenuma do injektora	19
Slika 15.	Usporedba performansi dobivenih sa standardnim usisom i performansi dobivenih s rezonantnom duljinom usisne cijevi	19
Slika 16.	Izveba varijabilnog usisa s nazubljenom cijevi [5]	20
Slika 17.	Zastupljenost pojedinih područja brzine vrtnje motora tijekom vožnje na tipičnoj FSAE stazi [2]	21
Slika 18.	Dijagram momenta za rezonanciju usisa na odabranim brzinama vrtnje motora .	22
Slika 19.	Dijagram momenta motora s varijabilnim usisom s dvije duljine cijevi	23
Slika 20.	Usporedba volumetrijske korisnosti sa standardnim i varijabilnim usisom	23
Slika 21.	Usporedba performansi motora sa standardnim i varijabilnim usisom	24
Slika 22.	Dijagram momenta motora s varijabilnim usisom s tri duljine cijevi	25
Slika 23.	Usporedba volumetrijske korisnosti s varijabilnim usisom s dvije i tri duljine cijevi	26
Slika 24.	Usporedba performansi motora s varijabilnim usisom s dvije i tri duljine cijevi .	26
Slika 25.	CAD model varijabilnog usisa s tri duljine cijevi: pogled sprijeda (lijevo), poprečni presjek, pogled sa strane (u sredini), poprečni presjek, pogled od iza (desno)	27
Slika 26.	Usporedba momenta za različite volumene plenuma	29
Slika 27.	Usporedba volumetrijske korisnosti za različite volumene plenuma	29
Slika 28.	Odziv motora za različite volumene plenuma	32
Slika 29.	Protočni prigušivač Serdarević TT5	33
Slika 30.	Usporedba performansi motora sa starim i probnim ispuhom	34
Slika 31.	Usporedba razine buke sa starim i probnim ispuhom	35
Slika 32.	Simulacijski model (lijevo), CAD model (desno)	37
Slika 33.	Usporedba performansi za različite volumene plenuma	37
Slika 34.	Usporedba razine buke za različite volumene plenuma	38
Slika 35.	Poprečni presjek plenuma s perforiranim cijevima	39
Slika 36.	Simulacijski model (lijevo), CAD model (desno)	40
Slika 37.	Usporedba performansi za različite volumene plenuma	41
Slika 38.	Usporedba razine buke za različite volumene plenuma	42

Slika 39.	Simulacijski model (lijevo), CAD model (desno).....	43
Slika 40.	Usporedba performansi za različite volumene plenuma	43
Slika 41.	Usporedba razine buke za različite volumene plenuma	44
Slika 42.	Usporedba momenta s perforiranim cijevim kroz dio plenuma i kroz cijeli plenum	44
Slika 43.	Dimenzije Helmholtz-ovog rezonatora	45
Slika 44.	Usporedba performansi za različite volumene šupljine	46
Slika 45.	Usporedba razine buke za različite volumene šupljine	47
Slika 46.	Simulacijski model s obilaznom ispušnom cijevi	48
Slika 47.	Usporedba performansi za različite položaje obilazne ispušne cijevi.....	49
Slika 48.	Usporedba razine buke za različite položaje obilazne ispušne cijevi.....	49
Slika 49.	Prigušivač Akrapovič BMW R 1200 GS	50
Slika 50.	Ulazna (lijevo) i izlazna (desno) perforirana cijev	51
Slika 51.	Simulacijski model s Akrapovičevim prigušivačem	52
Slika 52.	Usporedba performansi dobivenih sa Serdarevičevim i Akrapovičevim prigušivačem	52
Slika 53.	Izmijenjeni simulacijski model s Akrapovičevim prigušivačem	53
Slika 54.	Usporedba razine buke dobivene sa Serdarevičevim i Akrapovičevim prigušivačem	54
Slika 55.	Usporedba razine buke za slučajeve s dodatnim ispušnim cijevima iz prigušivača	55
Slika 56.	Usporedba performansi za slučajeve s dodatnim ispušnim cijevima iz prigušivača	56
Slika 57.	Usporedba performansi za slučaj s povećanom duljinom sekundarne ispušne cijevi	57
Slika 58.	Količina zaostalih produkata izgaranja pri 3500 min^{-1} (lijevo) i 8000 min^{-1} (desno)	57
Slika 59.	Usporedba performansi za slučaj s povećanim promjerom sekundarne ispušne cijevi	58
Slika 60.	Simulacijski model probnog ispuha s dvije dodatne ispušne cijevi	60
Slika 61.	Usporedba razine buke između Serdarevića i Akrapovića s dvije dodatne ispušne cijevi	60
Slika 62.	Usporedba performansi dobivenih sa starim i novim ispuhom.....	61
Slika 63.	Usporedba razine buke dobivene sa starim i novim ispuhom	62
Slika 64.	Volumetrijska korisnost za cijeli spektar opterećenja motora.....	63
Slika 65.	CAD model novog ispušnog sustava na bolidu Strix R	64
Slika 66.	Novi prihvat prigušivača	65
Slika 67.	Novi ispušni sustav na bolidu Strix R	66
Slika 68.	Postupak mjerenja razine buke s novim ispušnim sustavom	67
Slika 69.	Vrijednosti oktanskog broja za odabrano gorivo	68
Slika 70.	Usporedba performansi dobivenih za različite promjere klipa	69
Slika 71.	Usporedba razine buke za različite promjere klipa	70

POPIS TABLICA

Tablica 1.	Osnovni parametri standardnog usisa i starog ispuha	15
Tablica 2.	Rezonantne duljine usisne cijevi za odabrane brzine vrtnje motora	22
Tablica 3.	Osnovne dimenzije probnog ispušnog sustava.....	34
Tablica 4.	Izmjerene vrijednosti razine buke ostvarene sa starim ispuhom	35
Tablica 5.	Duljine perforiranih cijevi ovisno o izvedbi i volumenu plenuma.....	40
Tablica 6.	Dimenzije Helmholtz-ovog rezonatora	46
Tablica 7.	Položaj obilazne ispušne cijevi.....	48
Tablica 8.	Usporedba mase za različite materijale ispušne grane	65
Tablica 9.	Usporedba mase starog i novog ispušnog sustava.....	66
Tablica 10.	Usporedba izmjerenih vrijednosti i vrijednosti dobivenih simulacijom.....	67

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	Poprečni presjek cijevi
a	-	Faktor kompletnosti izgaranja
CR	-	Kompresijski omjer
c	m/s	Brzina zvuka
D	m	Promjer cilindra
f	Hz	Frekvencija
H	m	Hod klipa
L	m	Duljina cijevi
m	-	Faktor oblika
V_{CL}	m^3	Kompresijski volumen cilindra
V_D	m^3	Radni volumen cilindra
V_{eff}	m^3	Proračunski efektivni volumen cilindra
V_T	m^3	Volumen fizikalnog tijela
V_V	m^3	Volumen šupljina
λ	-	Faktor pretička zraka
φ	-	Poroznost

SAŽETAK

U okviru ovog rada izvršena je optimizacija usisnog i ispušnog sustava motora bolida Formula Student. Na početku rada prvo je bilo potrebno proučiti pravilnik o natjecanju kako se ne bi ponudilo rješenje, koje će se pokazati kao najbolje, ali istovremeno suprotstavljati odredbama pravilnika. Optimizacijom usisa nastoje se ostvariti poboljšane performanse motora. U startu je odmah odbačena ideja da se koristi turbopunjač, pošto je riječ o jednocilindričnom motoru, a u obzir treba uzeti i samu težinu turbopunjača kao i potrebu za ugradnjom hladnjaka stlačenog zraka, koji također svojstveno pridonosi većoj ukupnoj masi bolida. Stoga je odlučeno da se poboljšanje performansi motora nastoji ostvariti dinamičkim nabijanjem, koje kao takvo može pridonijeti povećanju performansi uz neznatno povećanje mase. Shodno tome, razvijena je ideja varijabilnog usisa, pomoću kojeg je moguće postići optimalne performanse na cijelom području brzine vrtnje motora. Analiziran je slučaj s dvije i tri duljine cijevi u sklopu varijabilnog usisa te je prikazana njihova usporedba. Također, u sklopu optimizacije usisa ispitan je utjecaj smanjenja volumena usisnog plenuma. Smanjenje volumena plenuma prvo je analizirano pomoću stacionarnih simulacija u kojima se pratio porast, odnosno pad momenta, a potom i pomoću tranzijentnih simulacija pomoću kojih je moguće usporediti brzinu odziva motora. Optimizacija ispušnog sustava motora svodi se na jedan osnovni zadatak, a to je konstruirati takav ispušni sustav, s kojim će bolid zadovoljavati dopuštenu razinu buke propisanu pravilnikom. Optimizacija ispuha se stoga zapravo svodi na traženje kompromisa između dobrih performansi motora i dozvoljene razine buke. U konačnici, razvijen je takav ispušni sustav koji zadovoljava dopuštenu razinu buke i s kojim se ostvaruju zadovoljavajuće performanse motora. Optimizacija usisnog i ispušnog sustava provedena je korištenjem numeričkih simulacija u sklopu programskog paketa AVL Boost™.

Ključne riječi: optimizacija, usis, ispuh, rezonancija, simulacija, performanse, razina buke, odziv motora, Formula Student

SUMMARY

In this thesis, optimization of the intake and exhaust system of Formula Student car engine was performed. At the beginning of the thesis, first it was necessary to review the competition rules in order not to present the solution, which would appear to be the optimal solution but at the same time it opposes the regulations of the rules. The purpose of the intake system optimization is to increase engine performance. The idea of using a turbocharger was immediately rejected, as it is a single-cylinder engine and it should take into account the weight of the turbocharger as well as the need for intercooler installation, which also contributes to the bigger mass of the vehicle. Therefore it was decided to increase engine performance with dynamic turbocharging, which can contribute to increased performance with a slight increase in a vehicle mass. Accordingly, the idea of variable intake manifold has been developed in order to achieve optimal engine performance throughout the engine speed range. The variable intake manifold with two and three pipe lengths were analyzed and compared. Also, as part of intake optimization, the influence of plenum volume reduction was examined. The reduction in the plenum volume was first analyzed by stationary simulations in which a momentum rise and droop were observed, followed by transient simulations in order to compare engine response. The foreground task of exhaust system optimization is to design such an exhaust system which will gratify noise level prescribed by the book of regulations. Therefore the exhaust system optimization is reduced to seeking compromise between high engine performance and permitted noise level. In the end, an exhaust system that meets the permitted noise level and achieves satisfactory engine performance is developed. Optimization of the intake and exhaust system was carried out using numerical simulations within the AVL BoostTM.

Key words: optimization, intake, exhaust, resonance, simulation, performance, noise level, engine response, Formula Student

1. UVOD

U posljednjih nekoliko godina studenti FSB Racing Team-a sudjeluju u izradi trkaćeg bolida za Formula Student natjecanje. Riječ je o međunarodnom natjecanju studenata tehničkih fakulteta, čiji je cilj da studenti osmisle, konstruiraju i izrade trkaći bolid unutar zadanih pravila. Natjecanje se sastoji od statičkih i dinamičkih elemenata, što znači da se boduju i konstrukcijska rješenja koja iz opravdanih razloga nisu implementirana na sam bolid, ali su teorijski razrađena, te kao takva predstavljaju poboljšanje bolida.

U sklopu ovog rada potrebno je izvršiti optimizaciju usisnog i ispušnog sustava motora korištenjem numeričkih simulacija provedenih u programu AVL BoostTM. Na posljednjem bolidu FSB Racing Team-a nalazi se jednocilindrični motor temeljen na klipnom mehanizmu motora Husqvarna TE610, radnog volumena 570 cm³. Kako je riječ o jednocilindričnom motoru razumno je za pretpostaviti da će osnovni problemi takvog motora biti velike vibracije te velika razina razvijene buke. Upravo je to i razlog zbog kojeg je potrebno provesti optimizaciju ispuha, jer sadašnji ispušni sustav kao takav ne zadovoljava dopuštenu razinu buke prema pravilniku. Ako je razina buke iznad dozvoljene vrijednosti, to znači da bolid ne može uspješno proći tehnički pregled, odnosno s takvim bolidom nije moguće izaći na stazu. Iz toga slijedi da je problem razine buke primarni zadatak koji je potrebno uspješno riješiti. Dakle, potrebno je konstruirati takav ispušni sustav koji će istovremeno zadovoljavati pravilnikom propisanu razinu buke te s kojim će motor razvijati što bolje performanse. Optimizacijom usisa performanse motora se nastoje još dodatno poboljšati, a da se pritom masa samog usisnog sustava znatnije ne poveća u odnosu na sadašnju. U sklopu ovog rada prvo će se provesti optimizacija usisa, kako bi se iz motora izvukle što bolje performanse, a potom se kreće s optimizacijom ispuha kako bi se razina buke svela na zadovoljavajuću vrijednost. Mijenjanje usisnog sustava ne bi trebalo znatno utjecati na razinu proizvedene buke (štoviše taj utjecaj je zanemariv) pa se i nakon uspješne optimizacije ispušnog sustava i dalje mogu izvoditi preinake na usisnom sustavu.

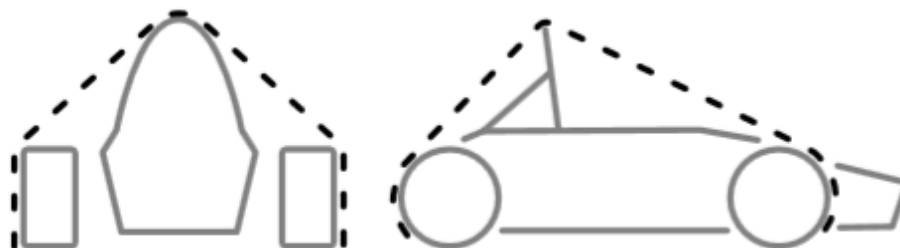
Prvo je potrebno izraditi simulacijski model postojećeg motora u prethodno spomenutom programu. Kako bi bili sigurni da će teorijski rezultati, tj. rezultati dobiveni simulacijama, odgovarati onima u stvarnosti, taj isti model je potrebno na temelju dostupnih rezultata mjerenja postojećeg motora kalibrirati i validirati. S tako validiranim modelom kreće se u optimizaciju usisnog i ispušnog sustava.

2. PREGLED PRAVILA VEZANIH UZ USISNE I ISPUŠNE SUSTAVE FORMULE STUDENT

Kako je prethodno spomenuto, sva konstrukcijska rješenja vezana za bolid Formule Student moraju se nalaziti u okviru propisanih pravila za takav tip natjecanja. Ukoliko se pojedina rješenja kose odredbama pravilnika nije moguće uspješno proći tehnički pregled, što znači da se s tako konstruiranim bolidom ne može pristupiti dinamičkom dijelu natjecanja, odnosno bolid ne smije izaći na stazu. Kako bi se to izbjeglo, u ovom poglavlju napraviti će se kratki pregled pravila vezanih uz usisne i ispušne sustave Formule Student [1].

2.1. Usisni sustav

Svi dijelovi usisnog sustava motora i sustava za ubrizgavanje goriva (uključujući zaklopku, kompletan usisni sustav, filter zraka i sve zračne kutije) moraju se nalaziti unutar površine određene vrhom glavnog obruča i vanjskim rubom svih četiriju kotača (Slika 1).



Slika 1. Dozvoljeno područje pozicioniranja usisnog sustava i sustava ubrizgavanja goriva [1]

Bilo koji dio usisnog sustava koji se nalazi na visini manjoj od 350 mm mjereno od tla mora biti zaštićen od bočnih ili stražnjih udaraca pomoću strukture prikazane u točki T2.16.

Usisna grana mora biti čvrsto pričvršćena na blok ili glavu motora pomoću prirubnice i veze oblikom. Vijčani spojevi koji se koriste za pričvršćivanje usisne grane smatraju se kritičnim pa moraju biti u skladu s točkom T9.

Usisni sustav sa značajnijom masom mora biti oslonjen kako bi se spriječilo njegovo naprezanje. Oslonci na motoru moraju biti kruti. Oslonci na šasiji moraju sadržavati prigušni element kako bi se omogućile dilatacije motora i uvijanje šasije.

2.2. Zaklopka gasa

Vozilo mora sadržavati zaklopku gasa. Kućište zaklopke gasa može biti bilo kojeg oblika i veličine.

Zaklopka gasa mora biti pokretana mehanički, pomoću papučice gasa, tj. preko sajle ili poluge, ili pomoću ETC (*Electronic Throttle Control*) sustava, tj. elektronički.

Položaj zaklopke gasa definiran je kao postotak otvorenosti od potpuno zatvorene do potpuno otvorene, gdje 0 % odgovara potpuno zatvorenoj, a 100 % potpuno otvorenoj zaklopki. Početni položaj zaklopke gasa odgovara prosječnoj vrijednosti položaja zaklopke dok se motor nalazi u praznom hodu.

Mehanizam zaklopke gasa mora biti zaštićen, tako da se onemogući ulazak krhotina, kako bi se spriječilo zagušenje motora.

2.3. Mehanički pokretana zaklopka gasa

Sustav otvaranja zaklopke gasa mora imati najmanje dvije povratne opruge smještene na kućištu zaklopke, tako da lom bilo koje od tih dviju opruga neće spriječiti zaklopku da se vrati u početni položaj.

Svaka povratna opruga mora biti u stanju vratiti zaklopku gasa u početni položaj u slučaju da su sve druge opruge odspojene.

Opruge u senzoru položaja zaklopke gasa (TPS – *Throttle position sensor*) nisu prihvatljive kao povratne opruge.

Sajla gasa se mora nalaziti najmanje 50 mm od bilo kojeg dijela ispušnog sustava i struje ispušnih plinova.

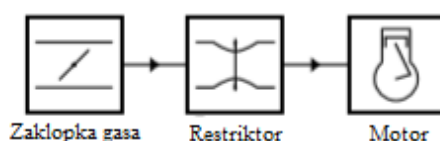
Sajla ili poluga gasa mora funkcionirati bez zapinjanja i ne smije se vezivati ili lijepiti. Mora biti zaštićena tako da je vozač ne savije ili na neki drugi način ošteti tijekom vožnje ili prilikom ulaska u vozilo.

Na papučici gasa mora biti ugrađen graničnik kako bi se spriječilo pretjerano naprezanje sajle gasa ili nekog drugog sustava za pokretanje zaklopke.

2.4. Restriktor na usisu

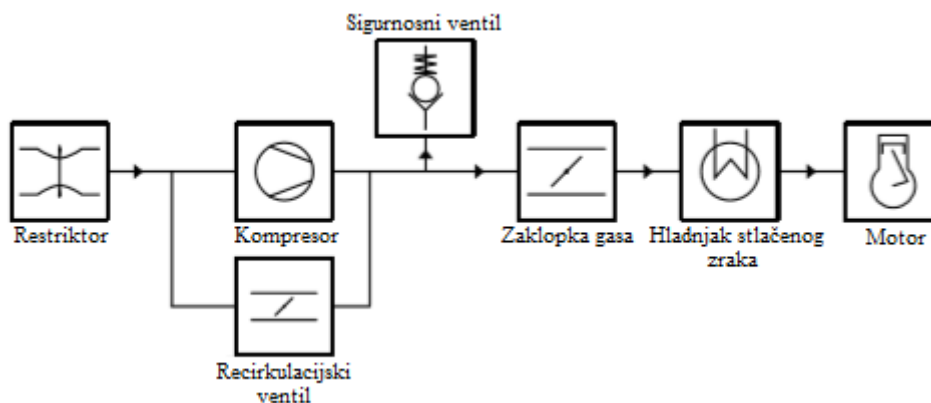
Kako bi se ograničila snaga motora, potrebno je u usisni sustav postaviti jedan restriktor kružnog poprečnog presjeka kroz koji mora prolaziti sav protok zraka. Jedini dozvoljeni poredak komponenti je sljedeći:

- Za atmosferske motore, poredak mora biti sljedeći: kućište zaklopke gasa, restriktor i motor (Slika 2).



Slika 2. Konfiguracija usisa za atmosferske motore [1]

- Za motore s turbopunjačem ili kompresorom, poredak mora biti sljedeći: restriktor, kompresor, kućište zaklopke gasa, motor (Slika 3).



Slika 3. Konfiguracija usisa za motore s prednabijanjem [1]

Najveći promjer restriktora, koji se mora poštivati u svakom trenutku natjecanja, iznosi:

- 20 mm – ako se kao pogonsko gorivo koristi benzin
- 19 mm – ako se kao pogonsko gorivo koristi E85

Restriktor mora biti smješten tako da se olakša mjerenje tijekom tehničkog pregleda.

Kružni poprečni presjek restriktora ne smije biti pomičan niti savitljiv na bilo koji način, npr. restriktor ne smije biti dio pokretnog dijela kućišta zaklopke.

2.5. Gorivo

Dostupne vrste goriva na natjecanju su bezolovni benzin 98RON i E85.

Vozila moraju biti pogonjena gorivima dostupnima na natjecanju.

Osim goriva (benzin ili E85) i zraka, nikakvi drugi dodaci ne smiju biti inducirani u komoru za izgaranje.

Temperatura goriva dobavljenog u sustav za ubrizgavanje ne smije se mijenjati s namjerom da se poboljša izračunata efikasnost.

2.6. Ispušni sustav

Ispušni sustav mora biti tako usmjeren da vozač ne bude izložen ispušnim plinovima pri bilo kojoj brzini.

Ispušni otvori se ne smiju nalaziti na udaljenosti većoj od 450 mm mjereno od simetrane stražnje osovine te na visini većoj od 600 mm mjereno od tla.

Svi dijelovi ispušnog sustava (ispušna grana, prigušivači, itd.) koji vire s bočne strane vozila, ispred glavnog obruča, moraju biti zaštićeni kako bi se spriječilo da osobe koje prilaze vozilu ili vozač koji izlazi iz vozila, dođu u kontakt s tim dijelovima. Temperatura vanjske površine ne smije biti štetna za osobu koja je dira.

Primjena vlaknastog/apsorpcijskog materijala na vanjskoj površini ispušnog sustava je zabranjena.

2.7. Maksimalna dozvoljena razina buke

Za odabrani motor maksimalna brzina vrtnje motora pri kojoj se mjeri razina buke odgovara prosječnoj brzini gibanja klipa od 15,25 m/s. Izračunata brzina vrtnje motora zaokružuje se na prvu najbližu vrijednost s korakom 500 min^{-1} . Maksimalna dozvoljena razina buke na izračunatoj brzini vrtnje motora iznosi 110 dB(C).

Za odabrani motor brzina vrtnje na ler gasu određena je baždarenjem od strane tima. Ukoliko brzina vrtnje motora na ler gasu varira, razina buke će se ispitivati u rasponu brzina vrtnje određenom od strane tima. Maksimalna dozvoljena razina buke na ler gasu iznosi 103 dB(C).

2.8. Postupak mjerenja buke

Razina buke mjeri se tijekom statičkog ispitivanja.

Timovi na ispitivanje moraju donijeti prijenosno računalo kako bi pokazali brzinu vrtnje motora koju mjeri ECU (*Engine Control Unit*).

Mjerenje razine buke obavlja se pomoću mikrofona koji je postavljen u horizontalnoj ravnini na udaljenosti 0,5 m od ispušnog otvora pod kutem od 45°.

Ukoliko postoji više ispušnih otvora, ispitivanje se provodi za svaki otvor zasebno te se na kraju uzima najveće očitavanje.

Ukoliko ispušni sustav ima bilo kakav uređaj ili sustav za aktivno podešavanje ili prigušenje, takav uređaj, odnosno sustav, u svim položajima mora biti u skladu s pravilima. Ručno pokretani uređaji za podešavanje zahtijevaju upotrebu alata kako bi se podesili i ne smiju se premještati ili modificirati nakon što se prođe test razine buke. Položaj uređaja mora biti vidljiv službenicima, a sam uređaj mora imati mogućnost ručnog upravljanja od strane službenika za vrijeme ispitivanja razine buke.

Za vrijeme ispitivanja mjenjač se nalazi u neutralnom položaju. Tijekom ovog ispitivanja vozilo se mora nalaziti podignuto na dizalici.

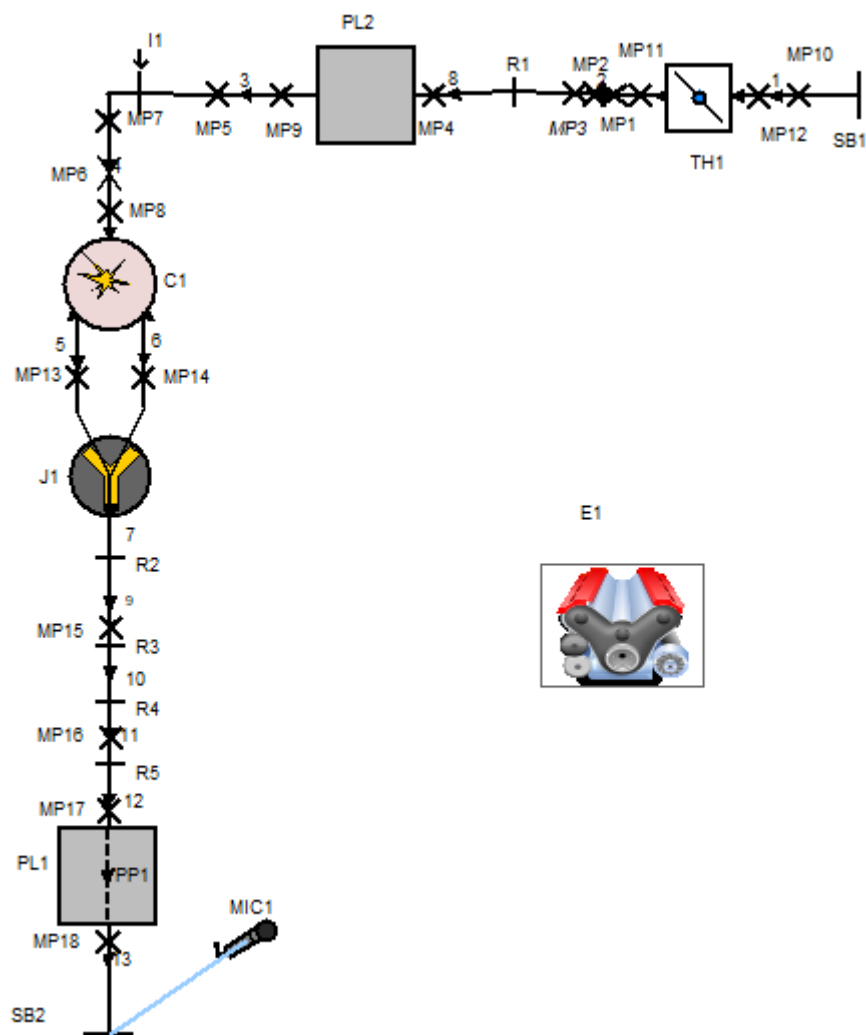
Ukoliko vozilo ne može proći test nakon tri pokušaja, mora se popraviti, a zatim vratiti na ponovni pregled.

3. IZRADA I VALIDACIJA SIMULACIJSKOG MODELA

Za izradu simulacijskog modela u programskom paketu AVL BoostTM (Slika 4) potrebno je unijeti niz parametara, kako bi u konačnici bilo moguće analizirati dobivene rezultate. Neke parametre je moguće direktno odrediti mjerenjem, dok je neke potrebno pretpostaviti na temelju preporučenih vrijednosti. Samim time može se zaključiti da će rezultati dobiveni simulacijama odstupati od onih realnih, dobivenih mjerenjem. Naravno, što su ulazni podaci točniji, odnosno bliži realnim vrijednostima, to će odstupanje između realnih rezultata i rezultata dobivenih simulacijama biti manje. Veliko odstupanje između tih rezultata nije prihvatljivo, jer samim time znači da model nije ispravno definiran, odnosno s takvim modelom moguće je donijeti krive zaključke. Za primjer se može uzeti razina proizvedene buke. Dakle, ukoliko simulacijski model nije ispravno definiran, simulacija nam može dati vrijednosti razine buke koje su niže ili pak više od onih stvarnih. Ako su dobivene vrijednosti niže od stvarnih te kao takve zadovoljavaju dozvoljenu razinu buke, može se donijeti zaključak da će problem preglasnog ispuha biti riješen, što naravno predstavlja pogrešan zaključak. Da bi se takav problem izbjegao, izrađeni simulacijski model potrebno je na određeni način validirati. Jedan od načina validacije je usporedba krivulje momenta ili snage dobivene simulacijom s krivuljom dobivenom mjerenjem na valjcima, ili ispitivanjem na motornoj kočnici. Drugi način validacije je usporedba vrijednosti razine buke dobivenih simulacijom s onima dobivenim mjerenjem, pomoću za to predviđenog uređaja (bukomjera), na pojedinim brzinama vrtnje motora. Ukoliko su odstupanja između stvarnih i dobivenih rezultata prevelika, simulacijski model potrebno je kalibrirati te ponovno kontrolirati na jedan od prethodno spomenutih načina. Postupak se ponavlja sve dok se odstupanja ne budu nalazila u prihvatljivim granicama.

U sklopu ovog rada prikazivat će se rezultati za sljedeće režime rada motora:

- Puno opterećenje – analiza maksimalnih ostvarivih performansi
- Bez opterećenja (prazni hod) – mjerenje razine buke
- Djelomično opterećenje – analiza ostvarenih performansi te podataka potrebnih za izradu mape motora



Slika 4. Simulacijski model u programu AVL Boost™

3.1. Modeli izgaranja

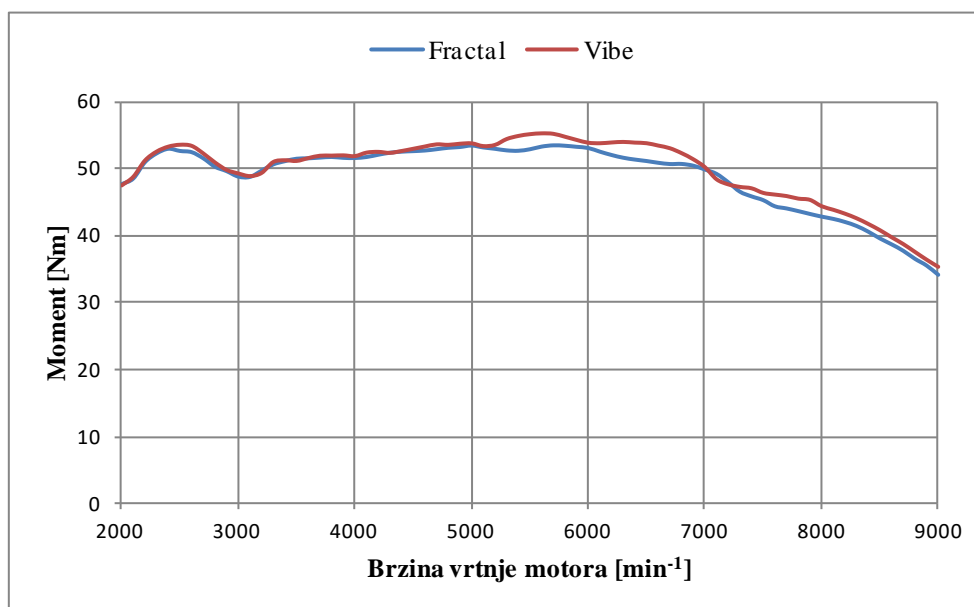
U navedenom simulacijskom programu ponuđeno je više modela izgaranja, a u sklopu ovog rada analizirat će se i usporediti sljedeća dva modela izgaranja kako bi se na kraju donijela odluka koji od ta dva će se koristiti u optimizaciji:

- a) *Vibe* – definira se na osnovu početka i trajanja izgaranja, parametra oblika m i parametra a . Navedene vrijednosti mogu se zadati kao konstante ili u ovisnosti o brzini vrtnje i opterećenja motora, izraženog preko srednjeg efektivnog tlaka u cilindru. Parametar a definira kompletnost izgaranja te za slučaj potpunog izgaranja iznosi 6,9. S druge strane, faktor oblika m , kao i trajanje izgaranja, odabire se prema

preporučenim vrijednostima za odabrani tip motora, dok se za početak izgaranja vrijednosti pretpostavljaju na temelju poznatog trenutka bacanja iskre i uz pretpostavljene vrijednosti zakašnjenja paljenja.

- b) *Fractal* – za razliku od prethodno spomenutog modela izgaranja gdje je proces izgaranja opisan empirijski, fraktalni model predstavlja složeniji model, koji nudi fizikalniji opis stvarnog procesa izgaranja. Osim toga, kod fraktalnog modela zadaje se točan trenutak bacanja iskre na svjećici u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila te model sam računa početak izgaranja. Također, može simulirati pojavu detonantnog izgaranja, što je važan faktor prilikom optimizacije rada trkaćeg motora.

Nakon što je izvršena teoretska usporedba navedenih modela izgaranja može se zaključiti da se izgaranje u svakom od ta dva modela definira na drugačiji način, ali u konačnici dobiveni rezultati s jednim i drugim modelom bi trebali biti jednaki ili barem približno jednaki. Da bi potvrdili tu teoriju, potrebno je na istom simulacijskom modelu provesti jednu simulaciju s modelom izgaranja *Vibe*, te drugu simulaciju s modelom izgaranja *Fractal*. Na slici 5 prikazna je usporedba krivulje momenta pri punom opterećenju motora za pojedini model izgaranja.

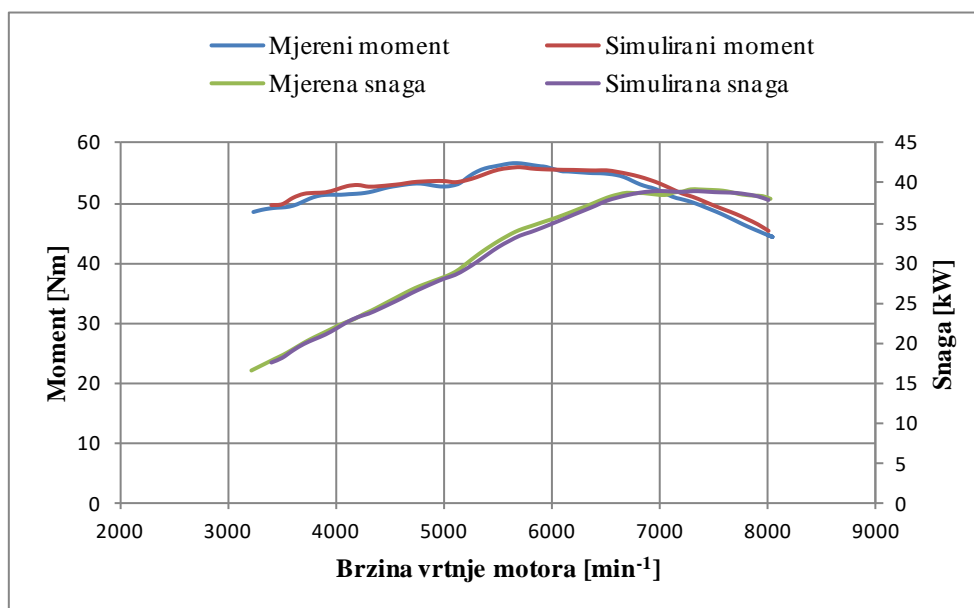


Slika 5. Usporedba krivulje momenta za dva različita modela izgaranja

Iz prethodnog dijagrama može se vidjeti da krivulje momenta imaju isti oblik. Na temelju detaljnije analize slijedi da najveće odstupanje između prikazanih krivulja momenta iznosi 5 % i to pri brzini vrtnje motora 6500 min^{-1} . Iako odstupanje od 5 % predstavlja relativno veliko odstupanje, prosječna razlika momenta između dva navedena modela izgaranja na cijelom području brzina vrtnje motora iznosi $0,97 \text{ Nm}$ što je praktični zanemarivo. Na temelju toga, može se zaključiti da je svejedno koji će se model izgaranja koristiti u optimizaciji. Ipak, zbog iznad navedenih prednosti odlučeno je da se koristi model izgaranja *Fractal*.

3.2. Validacija simulacijskog modela

Kao što je to prethodno spomenuto, izrađeni simulacijski model potrebno je validirati, kako bi rezultati simulacija odgovarali stvarnim rezultatima. Važno je napomenuti da je model bolida Strix već prethodno validiran [2] ispitivanjem na motornoj kočnici u Laboratoriju za motore i vozila u Zagrebu (Slika 6).



Slika 6. Usporedba rezultata dobivenih mjerenjem na kočnici s onima dobivenim simulacijom

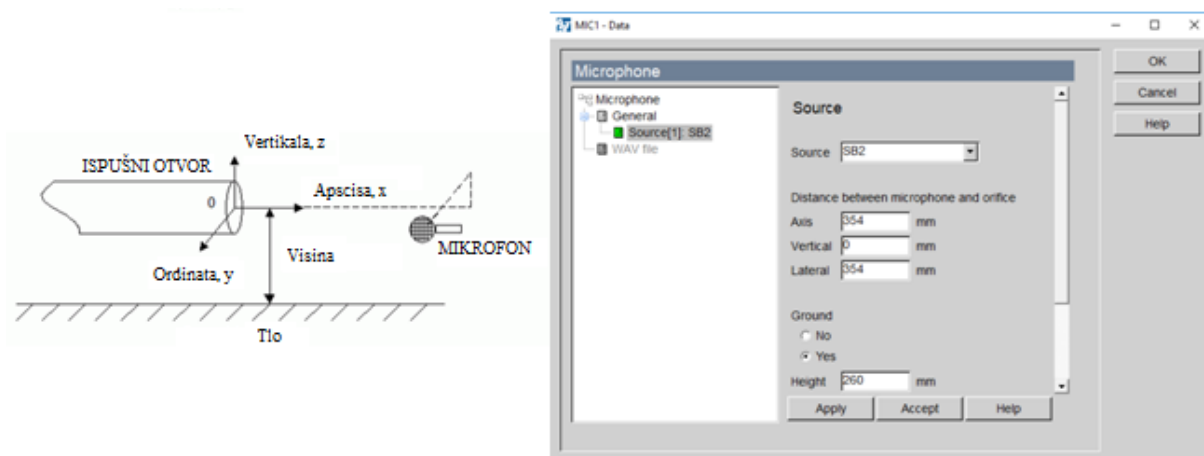
Međutim, prilikom ispitivanja na kočnici na motoru je bio montiran ispušni sustav, koji se trenutno ne nalazi na bolidu. To znači da je taj validirani model potrebno na neki način potvrditi. Odlučeno je da se ispravnost simulacijskog modela potvrdi mjerenjem buke, odnosno da se rezultati dobiveni mjerenjem usporede s rezultatima dobivenim simulacijom

(Slika 9). Ukoliko se rezultati donekle poklapaju, tj. ako su odstupanja zanemariva, to znači da je simulacijski model u potpunosti validiran. Mjerenje buke provedeno je ispred Laboratorija za motore i vozila u Zagrebu, pomoću za to predviđenog uređaja (bukomjera), na način kako je to objašnjeno u potpoglavlju 2.8. (Slika 7).



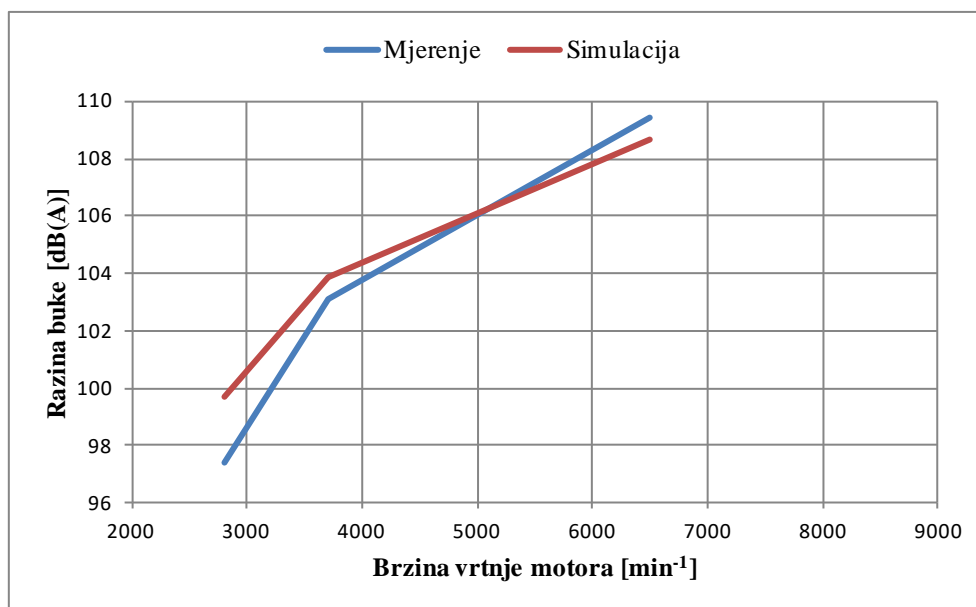
Slika 7. Postupak mjerenja buke pomoću bukomjera

S druge strane, za mjerenje razine buke u programskom paketu AVL BoostTM potrebno je prvo u simulacijski model ubaciti mikrofonski element koji je za to namijenjen, a potom definirati njegov položaj u skladu s pravilnikom (Slika 8).



Slika 8. Postupak mjerenja buke u AVL Boost-u

Nakon što su prikazani postupci mjerenja buke u stvarnosti i pomoću simulacijskog programa potrebno je prikazati dobivene rezultate kako bi se na temelju toga donijeli zaključci o ispravnosti modela.



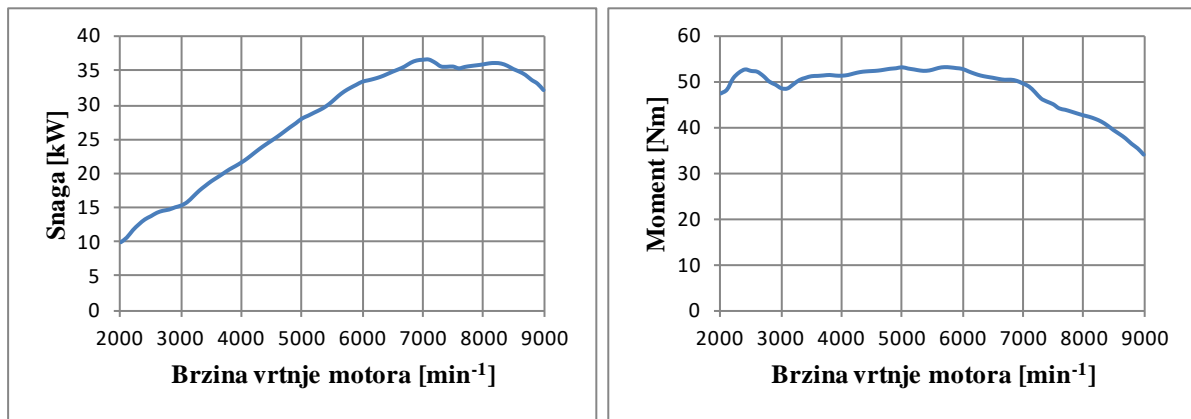
Slika 9. Usporedba razine buke dobivene mjerenjem i simulacijom

Usporedbom dobivenih rezultata vidi se da odstupanja postoje, ali isto tako može se reći da su ta odstupanja neznatna. Najveće odstupanje javlja se na ler gasu (2800 min⁻¹) i ono iznosi približno 2 %. Pri brzini vrtnje motora 3700 min⁻¹ i 6500 min⁻¹ odstupanje je gotovo pa

zanemarivo, odnosno iznosi približno 0,7 %. Na temelju toga može se zaključiti da je izrađeni simulacijski model validiran, odnosno rezultati dobiveni simulacijom odgovaraju onima u stvarnosti. Osim toga, važno je napomenuti da AVL BoostTM nema mogućnost mjerenja razine buke prema C skali, već samo prema A skali. Pri tome je C skala osjetljiva na niske frekvencije, dok je A skala osjetljivija na visoke frekvencije i to predstavlja osnovnu razliku među njima. Na natjecanjima se razina buke mjeri samo prema C skali, a kako pritom ne postoji veza između A i C skale, potrebno je približno pretpostaviti vrijednosti razine buke prema C skali. Okvirne vrijednosti razine buke prema C skali za svaki pojedini slučaj, određivat će se na temelju usporedbe izmjerenih vrijednosti prema A i C skali.

4. OPTIMIZACIJA USISA

Nakon uspješne validacije simulacijskog modela kreće se s optimizacijom usisa. Za početak će se prikazati performanse koje motor trenutno razvija sa standardnim usisom i starim ispuhom (Slika 10).



Slika 10. Performanse motora sa standardnim usisom i starim ispuhom

Pri tome je važno napomenuti da se pojmovi standardni usis i stari ispuh odnose na usisni, odnosno ispušni sustav koji se trenutno nalaze na bolidu Strix i koje je potrebno optimizirati (Slika 11).



Slika 11. Bolid sa standardnim usisom i starim ispuhom

Kako bi se lakše pratio tijek optimizacije usisa i ispuha potrebno je definirati osnovne parametre koji se odnose na početno stanje bolida, odnosno na bolid sa standardnim usisom i starim ispuhom (Tablica 1). Na temelju tako precizno definirane terminologije moguće je lakše pratiti pojedine korake optimizacije.

Tablica 1. Osnovni parametri standardnog usisa i starog ispuha

Osnovni parametri standardnog usisa	
Volumen plenuma	5,5 l
Duljina cijevi od plenuma do injektora	82,5 mm
Promjer cijevi od plenuma do injektora	40 mm
Duljina cijevi od injektora do ventila	125 mm
Promjer cijevi od injektora do ventila	40 mm
Osnovni parametri starog ispuha	
Duljina primarnih ispušnih cijevi	255 mm i 190 mm
Promjer primarnih ispušnih cijevi	35 mm
Duljina sekundarne ispušne cijevi	760 mm
Promjer sekundarne ispušne cijevi	min 35 mm, max 73 mm
Volumen prigušivača (Serdarević TT3)	1,9 l

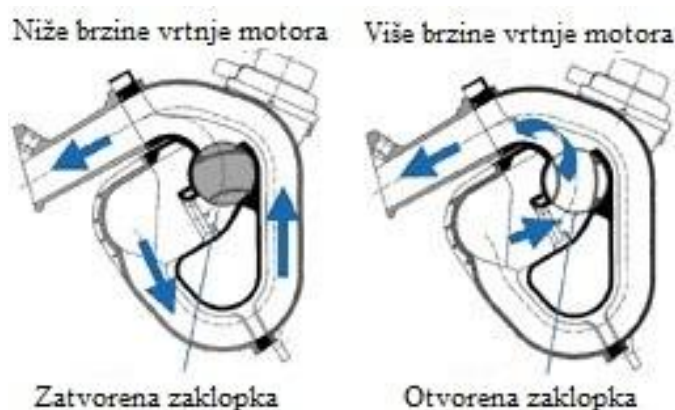
Osnovni cilj optimizacije usisa je ostvariti što bolje performanse motora poštujući pritom pravila prikazana u poglavlju 2. Pri tome treba imati na umu sljedeće. Ukoliko se ne koristi neki od mehanizama za vanjsko nabijanje motora (turbopunjač, kompresor) ne preostaje puno prostora za znatno poboljšanje performansi motora. Kako je ideja o vanjskom nabijanju motora u startu odbačena, jedino preostaje da se pomoću dinamičkog nabijanja poboljša punjenje cilindra. Na taj način moguće je ostvariti poboljšanje performansi motora, samo što takvo poboljšanje neće biti znatno izraženo kao što bi to bilo u slučaju implementacije jednog od mehanizama nabijanja motora. Još je važno napomenuti da promjene na usisnom sustavu nemaju utjecaj na razinu buke, ili je taj utjecaj jako mali, odnosno zanemariv. Iz tog razloga, prilikom procesa optimizacije usisa, neće se kontrolirati razina buke. U sklopu optimizacije

usisa odlučeno je da se analiziraju sljedeće ideje te njihov utjecaj na performanse motora:

- Varijabilna geometrija usisne cijevi
- Varijabilna geometrija plenuma

4.1. Varijabilna geometrija usisne cijevi

Usisavani zrak struji velikom brzinom kroz usisnu cijev, što mu daje određenu energiju gibanja, odnosno kinetičku energiju. Zatvaranjem usisnog ventila zračna se struja naglo zaustavlja i tlači. Pri tome nastaje povratni tlačni val koji se giba brzinom zvuka u suprotnom smjeru od strujanja svježe smjese. Tlačni se val na ulazu usisne cijevi odbija od zrak u plenumu i vraća nazad prema usisnom ventilu. Stigne li tlačni val na usisni ventil u trenutku kad je on upravo otvoren, povećat će se punjenje cilindra, što se naziva učinkom nabijanja. Frekvencija nastalih oscilacija ovisi o duljini usisne cijevi i broju okretaja motora. Međutim, to se događa samo u uskom području rada motora. Izvan tog područja djelovanje je suprotno, odnosno ukoliko u cilindar za vrijeme usisa uđe negativan dio tlačnog vala, punjenje cilindra je smanjeno. To rezultira skokovima na krivulji momenta motora. Pravilnim izborom duljine usisne cijevi postižu se takve oscilacije da tlačni val kroz otvoreni usisni ventil povećava punjenje cilindra. Ovakav tip dinamičkog nabijanja motora naziva se nabijanje oscilacijskom usisnom granom (Slika 12). Na nižim brzinama vrtnje motora zrak struji kroz dugačku usisnu cijev. Kratki usisni putovi zatvoreni su zaklopkama ili zakretnim zasunima. Pri višim brzinama vrtnje motora zaklopke se elektropneumatski, ili električno, otvaraju i motor usisava zrak kroz kratku usisnu cijev. [3]

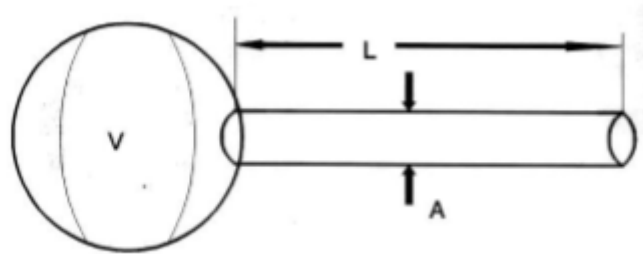


Slika 12. Princip rada varijabilnog usisa [4]

Sada je potrebno optimirati duljinu tih dviju usisnih cijevi, kako bi se postigle što bolje performanse na cijelom području brzine vrtnje motora. Duljine usisnih cijevi za pojedine brzine vrtnje motora odredit će se na temelju proračuna rezonancije, a zatim se nakon provedenih simulacija odabire duljina duže i kraće usisne cijevi.

4.1.1. Rezonancija usisa

Kada se podudare vremena otvaranja usisnih ventila s oscilacijama plina u usisnoj grani, pojavljuje se rezonancija. Ukoliko se na pojedinoj brzini vrtnje motora ostvari rezonancija, tlak na ventilima se povisuje, što rezultira poboljšanim punjenjem cilindra. Proračun rezonancije usisa [5] može se svesti na proračun Helmholtz-ovog rezonatora (Slika 13).



Slika 13. Helmholtz-ov rezonator [5]

Frekvencija Helmholtz-ovog rezonatora iznosi:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV_{\text{eff}}}} \quad (1)$$

Pri tome efektivni volumen, potreban za proračun, predstavlja volumen cilindra s klipom na polovici hoda, zato što je u tom položaju brzina klipa najveća. Efektivni volumen za proračun računa se primjenom sljedećeg izraza:

$$V_{\text{eff}} = \frac{V_D}{2} + V_{\text{CL}} \quad (2)$$

gdje je V_D radni, a V_{CL} kompresijski volumen cilindra.

Radni volumen cilindra računa se primjenom sljedećeg izraza:

$$V_D = \frac{D^2 \pi}{4} H \quad (3)$$

gdje je:

D - promjer cilindra

H - hod klipa

Kompresijski volumen cilindra može se izraziti preko radnog volumena cilindra i kompresijskog omjera:

$$V_{CL} = \frac{V_D}{CR - 1} \quad (4)$$

Uvrštavanjem izraza (4) u izraz (2) dobijemo:

$$V_{eff} = \frac{V_D(CR + 1)}{2(CR - 1)} \quad (5)$$

Uvrštavanjem izraza (5) u izraz (1) i nakon sređivanja, dobijemo konačan izraz za proračun duljine usisne cijevi za koju će se pri željenoj brzini vrtnje motora ostvariti rezonancija.

$$L = \frac{c^2 A(CR - 1)}{2\pi^2 f^2 V_{eff}(CR + 1)} \quad (6)$$

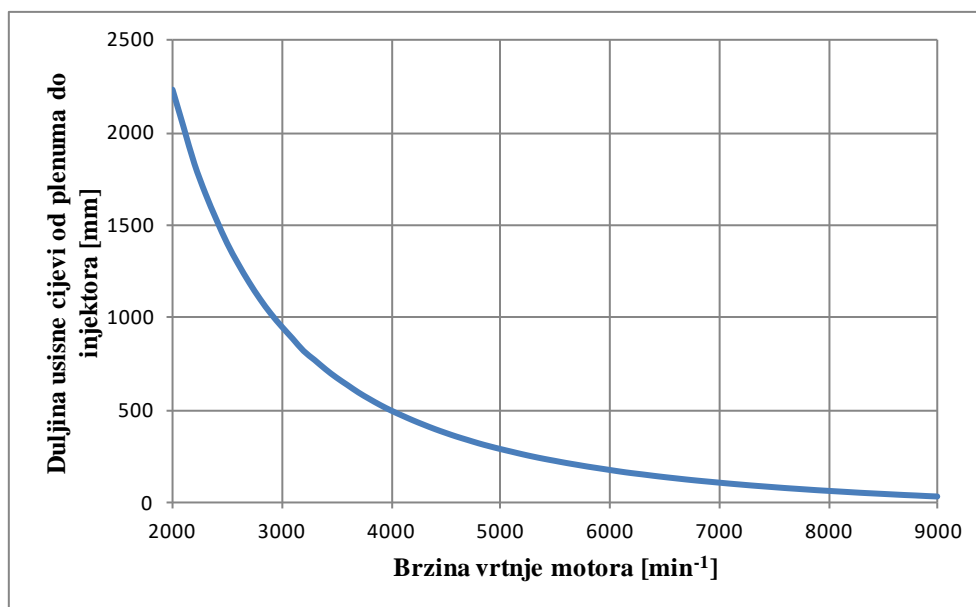
gdje je:

L - duljina usisne cijevi od plenuma do injektora

A - poprečni presjek usisne cijevi od plenuma do injektora

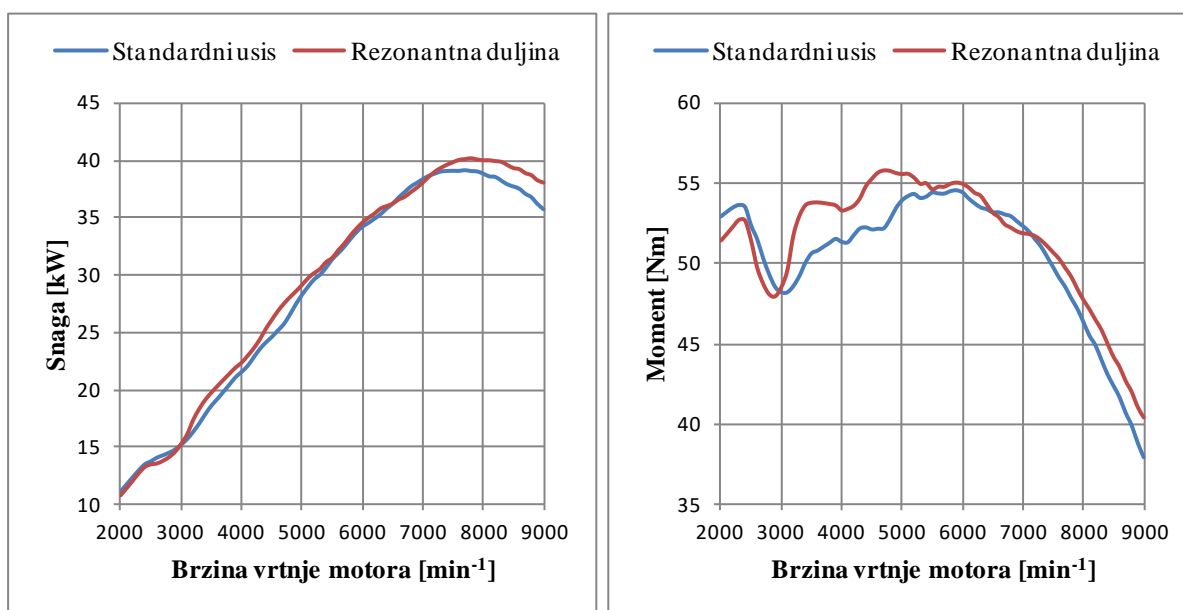
c - brzina zvuka

Na temelju prethodnog proračuna rezonancije usisa moguće je za cijeli spektar brzina vrtnje motora dobiti vrijednosti duljina usisne cijevi za koje će se ostvariti rezonancija (Slika 14).



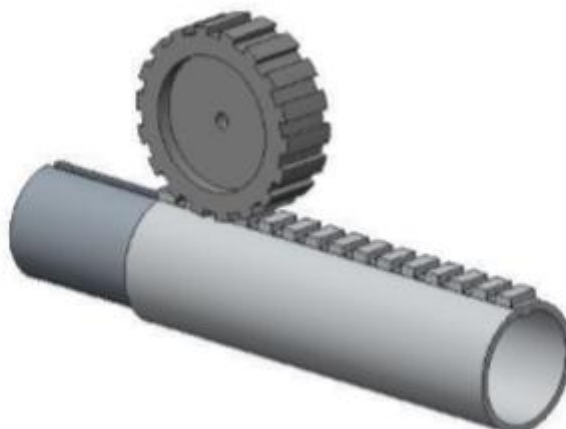
Slika 14. Resonantna duljina usisne cijevi od plenuma do injektora

Iz prethodnog dijagrama vidi se da za svaku pojedinu brzinu vrtnje motora postoji odgovarajuća duljina usisne cijevi od plenuma do injektora pri kojoj će se ostvariti rezonancija. S tako konstruiranim usisnim sustavom, kod kojeg će pri pojedinoj brzini vrtnje motora zrak strujati kroz cijev odgovarajuće duljine, može se ostvariti najveći porast performansi (Slika 15).



Slika 15. Usporedba performansi dobivenih sa standardnim usisom i performansi dobivenih s rezonantnom duljinom usisne cijevi

Jasno je da takav sustav predstavlja idealni slučaj, odnosno nešto što je moguće samo u teoriji. Dakle, nastoji se konstruirati takav varijabilni sustav s kojim će se ostvarene performanse motora sve više približavati onim idealnim, prikazanim na slici 15. Prethodno spomenuti idealni slučaj s velikim brojem duljina usisnih cijevi djelomično se može ostvariti pomoću nazubljene cijevi (Slika 16). Kod takve izvedbe varijabilni usis se sastoji od dvije cijevi i jednog zupčaničkog para. Pomoću zupčaničkog para koji se sastoji od jednog zupčanika i zubne letve, koja zapravo predstavlja nazubljenu cijev, rotacijsko gibanje pretvara se u linearno. Druga cijev, koja ulazi u nazubljenu cijev, opremljena je mehanizmom za vođenje. U ovisnosti o brzini vrtnje motora, senzor koljenastog vratila šalje signal elektromotoru koji rotira zupčanik na temelju čega se dobiva željena duljina usisne cijevi. Na ovaj način moguće se pokriti širok spektar brzina vrtnje motora, odnosno moguće je dobiti veliki raspon duljina usisne cijevi.



Slika 16. Izvedba varijabilnog usisa s nazubljenom cijevi [5]

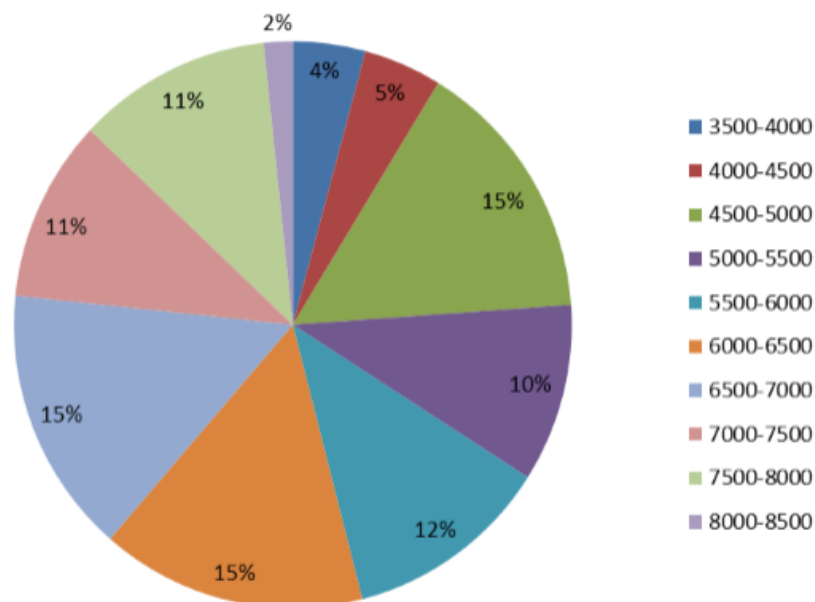
Međutim, zbog kompliciranosti same izvedbe, ponajprije zbog problema regulacije i upravljanja samim sustavom ideja se u potpunosti odbacuje. U razmatranje se uzima jednostavnija izvedba, prikazana prethodno na slici 12, koja se sastoji od jedne cijevi i zaklopke pomoću koje se zrak može usmjeriti kraćim ili duljim putem. Na taj način pri nižim brzinama vrtnje motora zrak struji kroz cijev veće duljine, a pri višim brzinama vrtnje kroz cijev manje duljine. Sada je potrebno odrediti te dvije duljine tako da se rezonancija usisa postigne na željenim brzinama vrtnje motora.

4.1.2. Varijabilni usis s dvije duljine cijevi

Za početak je potrebno napomenuti da će se sve simulacije vezane za varijabilni usis provoditi s probnim ispuhom, već predloženim rješenjem [2], pomoću kojeg bi se trebao ostvariti značajniji porast performansi pri višim brzinama vrtnje motora. Probni ispuh implementira se u simulacijski model tijekom optimizacije usisa kako kasnije u sklopu optimizacije ispuha ne bi bilo potrebno ponovno prikazivati rezultate dobivene korištenjem varijabilnog usisa, ali s ugrađenim probnim ispuhom. Karakteristike probnog ispuha detaljno će se opisati u sljedećem poglavlju.

Nakon što je objašnjen razlog implementacije probnog ispuha u simulacijski model, potrebno je odrediti duljine cijevi varijabilnog usisa. Pri tome treba imati na umu sljedeće. Navedene duljine cijevi potrebno je odabrati tako da se rezonancija usisa postiže na području brzina vrtnje u kojem se motor najčešće nalazi (Slika 17), odnosno tako da se u tom području ostvaruju najbolje performanse motora.

Zastupljenost pojedinih područja brzine vrtnje motora na tipičnoj FSAE stazi

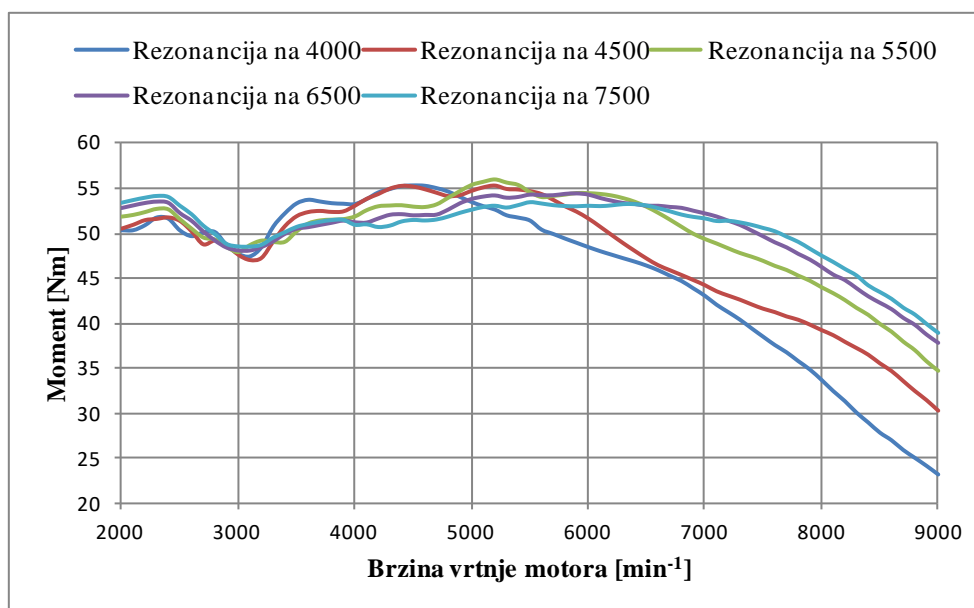


Slika 17. Zastupljenost pojedinih područja brzine vrtnje motora tijekom vožnje na tipičnoj FSAE stazi [2]

Ponudit će se rezultati pri kojima se rezonancija usisa postiže na sljedećim brzinama vrtnje: 4000, 4500, 5500, 6500 i 7500 min^{-1} (Slika 18). Pri tome je važno napomenuti da se do sada rezonancija usisa ostvarivala na 6500 min^{-1} . Za navedene brzine vrtnje motora pripadne rezonantne duljine usisne cijevi od plenuma do injektora prikazane su u tablici 2.

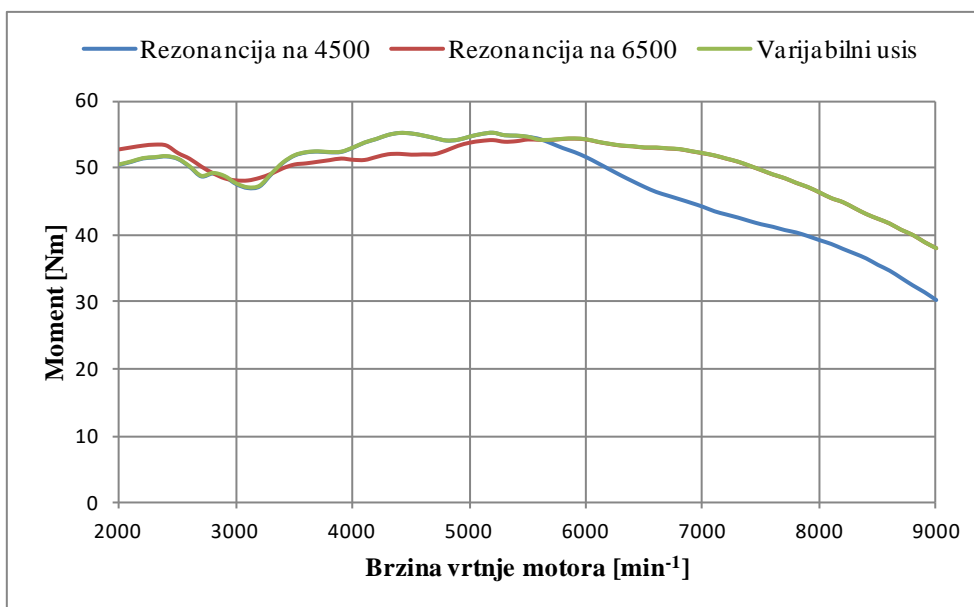
Tablica 2. Rezonantne duljine usisne cijevi za odabrane brzine vrtnje motora

Brzina vrtnje motora [min^{-1}]	Duljina usisne cijevi od plenuma do injektora [mm]
4000	502
4500	381
5500	230
6500	142,5
7500	88



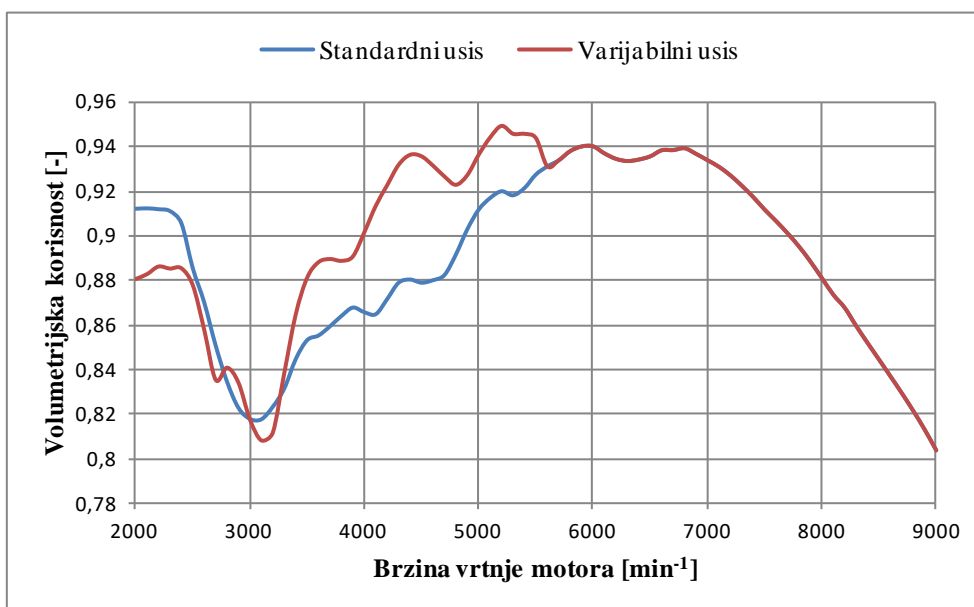
Slika 18. Dijagram momenta za rezonanciju usisa na odabranim brzinama vrtnje motora

Uzevši u obzir najčešće područje brzine vrtnje motora te na temelju rezultata prikazanih na dijagramu momenta sa slike 18 odlučeno je da rezonancija usisa bude na 4500 i 6500 min^{-1} .



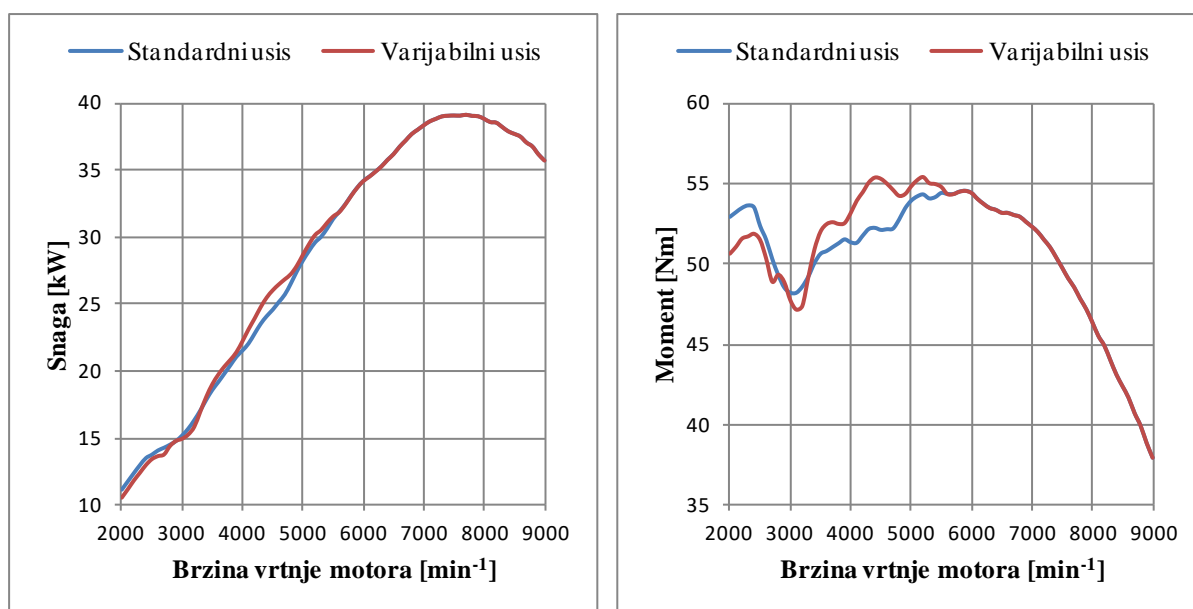
Slika 19. Dijagram momenta motora s varijabilnim usisom s dvije duljine cijevi

Dakle na području brzine vrtnje motora od 2000-5500 min⁻¹ zrak bi su sklopu varijabilnog usisa strujao kroz cijev duljine 381 mm, odnosno u tom slučaju bi zaklopka prikazana na slici 12 bila zatvorena. Pri brzinama vrtnje većim od 5500 min⁻¹ zaklopka se otvara i zrak struji kroz kraću cijev duljine 142,5 mm.



Slika 20. Usporedba volumetrijske korisnosti sa standardnim i varijabilnim usisom

Postavljanjem dviju duljina usisne cijevi osigurano je povećano punjenje cilindra na širem spektru brzina vrtnje motora, u odnosu na slučaj gdje se koristi samo jedna duljina cijevi (Slika 20). Na taj način u prostor izgaranja ulazi veća masa svježeg zraka, tako da može izgarati veća količina goriva, odnosno omogućuje se povećanje snage motora bez da se pritom poveća radni volumen. Međutim, povećanje stupnja punjenja može dovesti do detonantnog izgaranja. Kako se kao pogonsko gorivo koristi E85, koji ima veću otpornost prema detonantnom izgaranju, vjerojatnost da dođe do pojave detonacija je smanjena. To je i jedan od razloga zašto je odlučeno da se koristi E85 umjesto benzina, jer se tako ujedno može ostvariti i veća kompresija motora, a da pritom ne dođe do pojave detonacija.



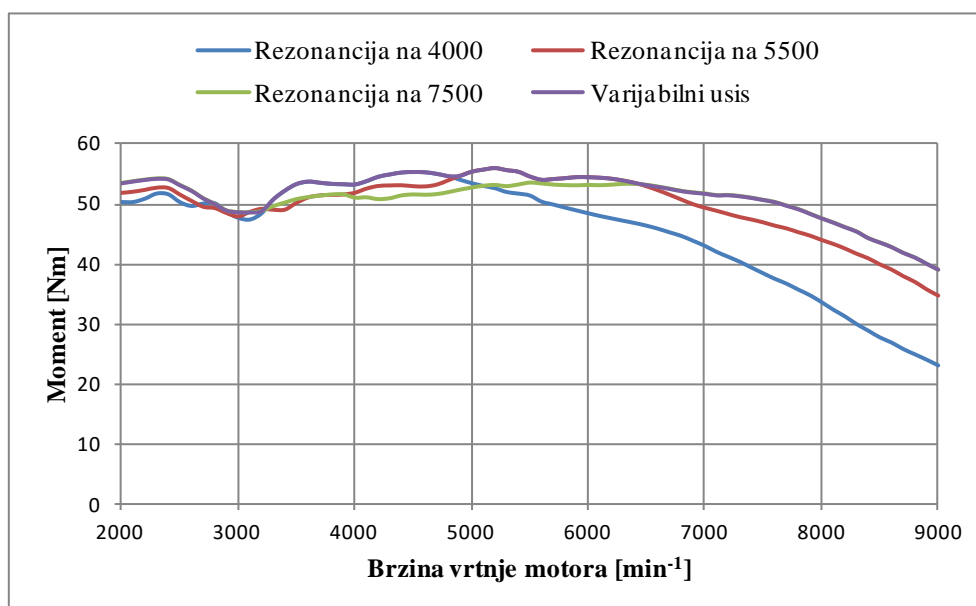
Slika 21. Usporedba performansi motora sa standardnim i varijabilnim usisom

Usporedbom performansi motora dobivenih sa standardnim usisom s onima dobivenim s varijabilnim usisom (Slika 21) dolazi se do zaključka da se dobiva značajniji porast na području od 3500-5500 min^{-1} . Ako pogledamo na sliku 17 vidjet ćemo da je raspon od 4500-5500 min^{-1} jedan od najčešćih područja brzina vrtnje motora i upravo na tom području je ostvaren porast performansi. Najveći porast iznosi približno 6 % i ostvaruje se upravo pri brzini vrtnje motora 4500 min^{-1} . Iako već sam po sebi varijabilni usis s dvije duljine usisne cijevi predstavlja značajan napredak u pogledu performansi u odnosu na standardni usis, postavlja se pitanje da li je moguće ostvariti još veći porast na širem području brzina vrtnje

motora. Ako promotrimo sliku 18, dolazi se do zaključka da je to moguće ostvariti kombiniranjem triju duljina usisne cijevi.

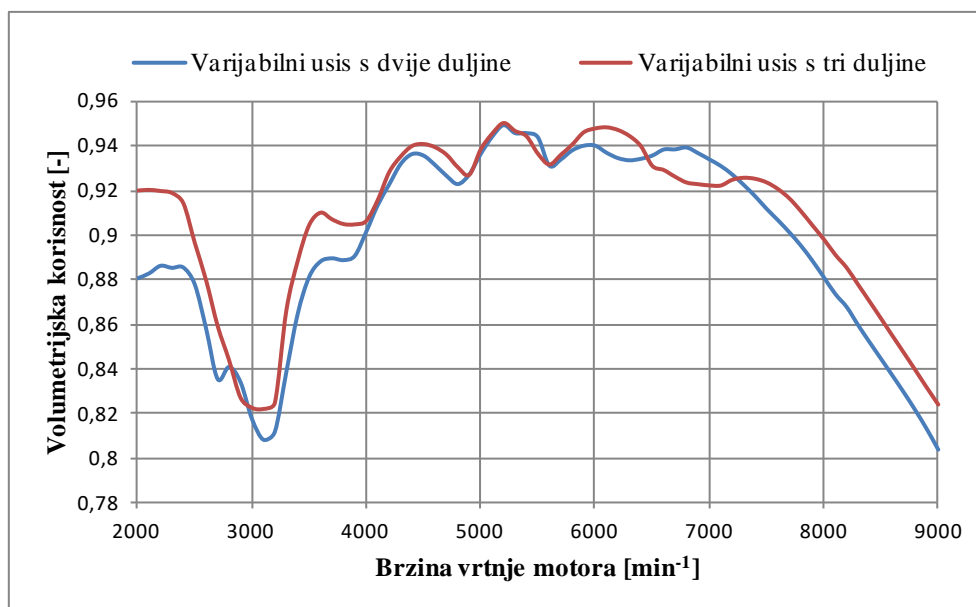
4.1.3. Varijabilni usis s tri duljine cijevi

Analizom dijagrama sa slike 18, odlučeno je da se kombiniraju tri duljine usisne cijevi, tako da se rezonancija usisa postiže na sljedećim brzinama vrtnje: 4000, 5500 i 7500 min^{-1} (Slika 22). Za navedene brzine vrtnje motora pripadne rezonantne duljine usisne cijevi od plenuma do injektora prikazane su u tablici 2.



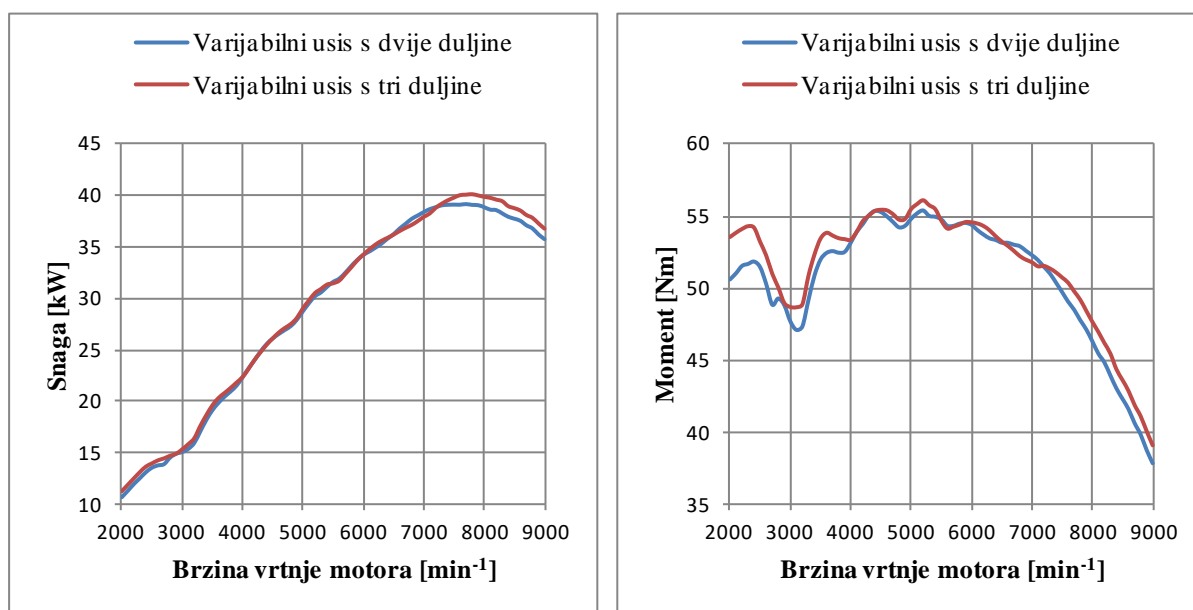
Slika 22. Dijagram momenta motora s varijabilnim usisom s tri duljine cijevi

Varijabilni usis s tri duljine cijevi zamišljen je tako da pri brzini vrtnje motora od 2000-3200 min^{-1} zrak struji kroz cijev duljine 88 mm, od 3300-4800 min^{-1} kroz cijev duljine 502 mm, od 4900-6400 min^{-1} kroz cijev duljine 230 mm te od 6500-9000 min^{-1} ponovno kroz cijev duljine 88 mm. Takvim rasporedom strujanja zraka kroz varijabilni usis, ostvarene su sve prednosti rezonancije na odabranim brzinama vrtnje motora, odnosno na taj način je osigurano povećano punjenje cilindra, što dovodi do poboljšanja performansi motora.



Slika 23. Usporedba volumetrijske korisnosti s varijabilnim usisom s dvije i tri duljine cijevi

U odnosu na varijabilni usis s dvije duljine usisne cijevi, s varijabilnim usisom s tri duljine ostvaruje se povećano punjenje cilindra na gotovo cijelom području brzine vrtnje motora (Slika 23). To znači da se očekuje i porast performansi motora. Kako se s varijabilnim usisom s dvije duljine već ostvario značajan porast performansi u odnosu na standardni usis, sada će se prikazati usporedba performansi između varijabilnog usisa s dvije i tri duljine.



Slika 24. Usporedba performansi motora s varijabilnim usisom s dvije i tri duljine cijevi

Kao što je bilo i za očekivati, s navedenim varijabilnim usisom dobiveno je poboljšanje performansi na gotovo cijelom području brzine vrtnje motora. Ovakva izvedba s tri duljine usisne cijevi je neznatno kompliciranija od izvedbe s dvije duljine cijevi, a daje puno bolje rezultate. Što se tiče konstrukcijske izvedbe, jasno je da će duljine usisnih cijevi u određenoj mjeri odstupati od teorijskih vrijednosti, prikazanih u tablici 2. Varijabilni usis treba biti izveden tako da su ta odstupanja što manja, kako bi se dobivene performanse što više približile onima prikazanim na slici 24. Što se tiče upravljanja sustavom, nameću se dvije ideje. Prva ideja je da se regulacija protoka zraka u varijabilnom usisu ostvari pomoću dvije zaklopke, od kojih je svaka zasebno pokretana. Druga ideja je da se upravljanje sustavom vrši pomoću rotirajućeg cilindra pokretanog malim elektromotorom. Na rotirajućem cilindru nalazile bi se rupe koje bi ovisno o položaju cilindra omogućavale, odnosno onemogućavale protok zraka. CAD model varijabilnog usisa s tri duljine usisne cijevi s regulacijom protoka zraka pomoću rotirajućeg cilindra prikazan je na slici 25.



Slika 25. CAD model varijabilnog usisa s tri duljine cijevi: pogled sprijeda (lijevo), poprečni presjek, pogled sa strane (u sredini), poprečni presjek, pogled od iza (desno)

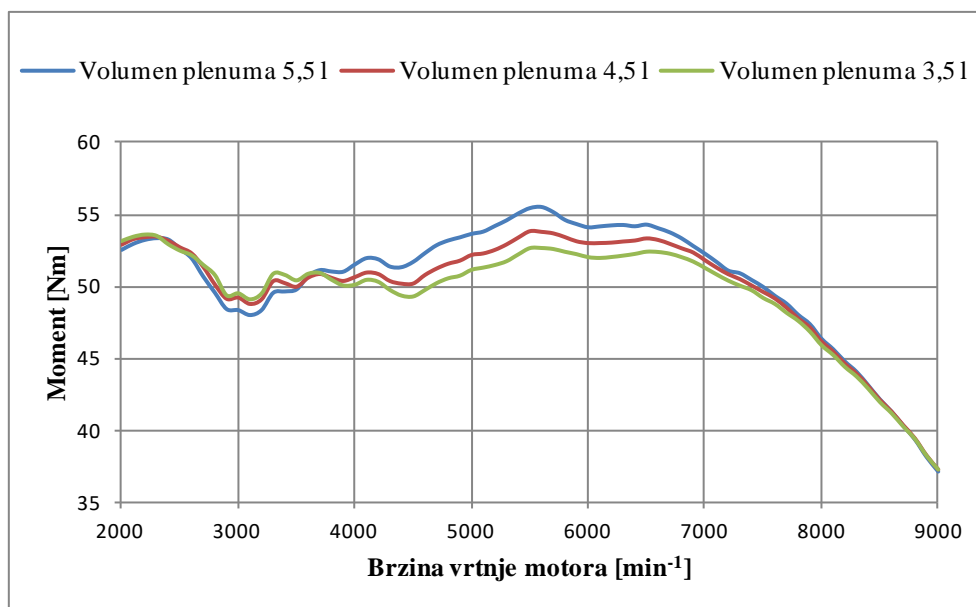
Iako bi se implementacijom varijabilnog usisa na bolid Formule Student ostvarile brojne prednosti, počevši od znatno boljih performansi motora, odustaje se od takve ideje zbog kompliciranosti same izvedbe te zbog poteškoća oko pozicioniranja navedenog sustava na bolidu.

4.2. Varijabilna geometrija plenuma

Performanse motora s unutarnjim izgaranjem izravno ovise o količini usisanog zraka u taktu usisa. Na temelju toga, maksimalna snaga motora može se ograničiti iniciranjem pada tlaka u usisnoj grani. Na osnovu tog načela, pravilnik Formula Student natjecanja zahtjeva ugradnju restriktora promjera 19 mm (ako se kao pogonsko gorivo koristi E85) u usisnu cijev, između zaklopke gasa i ulaza u motor. Zadatak restriktora je uzrokovati pad tlaka i na taj način ograničiti maksimalnu snagu motora. Kako bi se utjecaj restriktora smanjio, postavlja se plenum između restriktora i motora. Kao posljedica toga pad tlaka u restriktoru se smanjuje, a maseni protok zraka koji usisava motor se povećava. To omogućuje porast performansi motora. Što je volumen plenuma veći, to će snaga koju motor može razviti biti veća. S druge strane, uvođenje plenuma uzrokuje kašnjenje u odzivu motora, odnosno tražena snaga se isporučuje sa zakašnjenjem koje je izravno proporcionalno volumenu plenuma. Isti problem javlja se prilikom usporavanja, kada moment kočenja motorom nastoji smanjiti brzinu vozila. Restriktor u usisnom sustavu značajnije utječe na jednocilindarske, nego na višecilindarske motore, zbog velikog pulsiranja masenog protoka. Navedeni problem može se riješiti pomoću varijabilne geometrije plenuma. U slučaju kada je potrebno ostvariti maksimalne performanse, zrak struji kroz plenum većeg volumena, a u slučaju kada je potrebno ostvariti što bolji odziv motora zrak struji kroz plenum manjeg volumena. Na taj način moguće je postići kompromis između maksimalnih performansi i što boljeg odziva motora. [6]

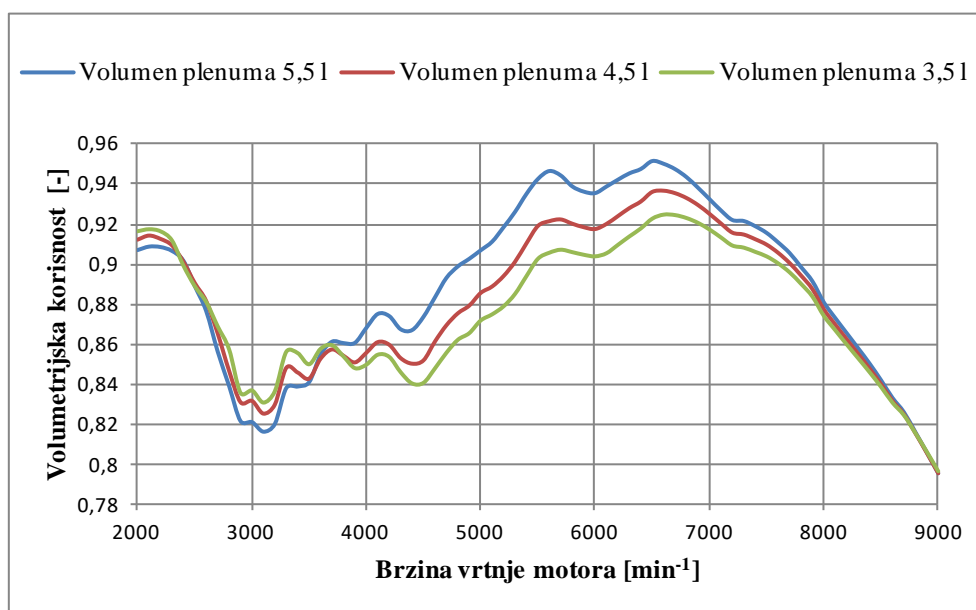
4.2.1. Stacionarne simulacije

Prvo je potrebno pratiti utjecaj smanjenja volumena plenuma na performanse motora. Trenutno se na bolidu nalazi plenum volumena 5,5 l. Osim navedenog, analizirat će se plenum volumena 4,5 i 3,5 l. Za očekivati je da će plenum s većim volumenom dati bolje performanse u stacionarnom režimu rada motora. Na slici 26 prikazana je usporedba momenta za navedene slučajeve.



Slika 26. Usporedba momenta za različite volumene plenuma

Analizom dijagrama sa slike 26 može se zaključiti da su prethodne tvrdnje potvrđene. Dakle s porastom volumena plenuma na višim brzinama vrtnje dobiva se porast momenta koji motor može ostvariti. Kako se volumen plenuma smanjuje, moment pri višim brzinama vrtnje opada, a pri nižim neznatno raste. Razlog tome leži u dijagramu usporedbe volumetrijske korisnosti za analizirane volumene plenuma (Slika 27).



Slika 27. Usporedba volumetrijske korisnosti za različite volumene plenuma

Iako stacionarne simulacije pokazuju značajan pad u performansama motora, prije donošenja konačnog zaključka potrebno je provesti tranzijentne simulacije te ispitati utjecaj smanjenja volumena plenuma na odziv motora. S plenumom manjeg volumena trebao bi se dobiti bolji odziv. Sada se postavlja pitanje koliko bolji odziv se može dobiti s manjim volumenom plenuma da bi se opravdao gubitak momenta prikazan na slici 26. Da bi odgovorili na to pitanje, potrebno je analizirati utjecaj smanjenja volumena plenuma pomoću tranzijentnih simulacija.

4.2.2. *Tranzijentne simulacije*

Do sada su se u svrhu optimizacije usisa koristile stacionarne simulacije pomoću kojih su se analizirale dobivene performanse u ovisnosti o brzini vrtnje motora. Međutim u sklopu stacionarnih simulacija nije moguće pratiti promjenu performansi, te ostalih parametara bitnih za optimizaciju, u ovisnosti o vremenu, odnosno nije moguće pratiti odziv motora. U tu svrhu koriste se tranzijentne simulacije. U sklopu tranzijentnih simulacija potrebno je izmijeniti simulacijski model u odnosu na onaj koji se koristi za provedbu stacionarnih simulacija, odnosno potrebno je ubaciti nove elemente u model:

- *Vehicle* – element u kojem je potrebno definirati općenite podatke koji se odnose na bolid, kao što su moment inercije kotača, masa bolida, dinamički radijus kotača te opterećenje. Osim toga potrebno je definirati i podatke koji se odnose na mjenjač, kao što su prijenosni omjeri u mjenjaču te vrijeme potrebno za promjenu stupnja prijenosa. Također se zadaje i brzina koju vozilo nastoji postići.
- *Engine interface* – u ovom slučaju potrebno je ubaciti dva takva elementa. Prvi se koristi za upravljanje trenutkom bacanja iskre u ovisnosti o brzini vrtnje za cijeli spektar brzine vrtnje motora. Razlog tome je činjenica da se u sklopu tranzijentnih simulacija ne zadaje cijelo područje brzine vrtnje motora, već samo početna brzina vrtnje s koje vozilo starta (u ovom slučaju zadano je 2000 min^{-1}), a potom vozilo ubrzava do krajnje brzine vrtnje koju motor može postići u ovisnosti o zadanim parametrima, nakon čega prebacuje u drugi stupanj prijenosa i tako redom. Drugi takav element koristi se kako bi u ovisnosti o vremenu zadavali kut otvorenosti zaklopke i time simulirali slučaj kada vozač daje puni gas te kada ga pušta. Na taj način moguće je pratiti koliko je vremena potrebno da se plenum napuni, odnosno da

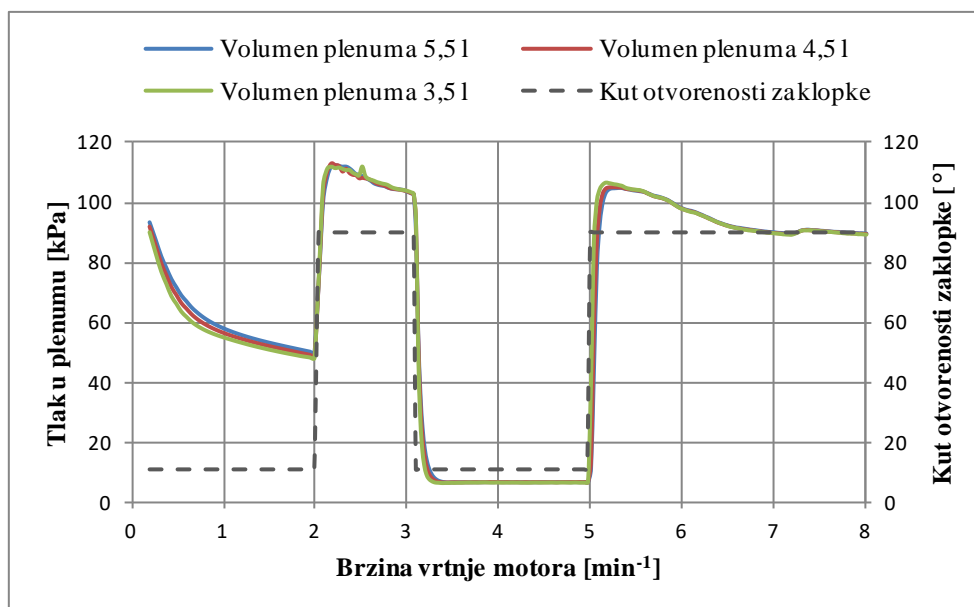
se u njemu postigne tlak od otprilike 100 kPa, te koliko je vremena potrebno da se plenum isprazni.

Da bi se pratio odziv motora u izrađenom modelu, varirat će se sljedeći parametri:

- Volumen plenuma – za volumen plenuma zadavat će se sljedeće vrijednosti: 5,5, 4,5 i 3,5 l, kao što je to bio slučaj i kod stacionarnih simulacija.
- Vrijeme – trenutak kada vozač pritišće pun gas i kada ga pušta. Papučica gasa koju vozač pritišće zadaje se kutem otvorenosti zaklopke. Dakle za puni gas kut otvorenosti zaklopke iznosi 90° , a za slučaj kada vozač pušta gasa, kut otvorenosti zaklopke iznosi 11° , što znači da je vozač u potpunosti pustio papučicu gasa.

U okviru stacionarnih simulacija pokazano je da smanjenje volumena plenuma direktno utječe na smanjenje performansi, odnosno javlja se veliki pad momenta i snage na području između 3500 i 7500 min^{-1} . Bilo je i za očekivati da će smanjenje volumena plenuma negativno utjecati na performanse motora, jer se time u cilindar usisava manje zraka potrebnog za izgaranje. Isto tako je logično da bi manji volumen plenuma trebao dati bolji odziv, jer je potrebno manje vremena da se takav plenum napuni, odnosno isprazni. Dakle, traži se kompromis između što boljeg odziva i što većeg momenta koji motor može razviti.

Dobiveni rezultati (Slika 28) analizirani su za slučaj gdje vozač naglim dodavanjem ili otpuštanjem papučice gasa uzrokuje dinamične promjene u usisnom sustavu. Promatra se potrebno vrijeme da se u takvim uvjetima stabilizira tlak u plenumu na vrijednosti koje se postižu u stacionarnom režimu rada.



Slika 28. Odziv motora za različite volumene plenuma

Da se u plenumu volumena 5,5 l postigne vrijednost tlaka od 100 kPa, prilikom naglog ubrzavanja s 2800 min^{-1} ($\sim 50 \text{ kPa}$), potrebno je 0,093 s, a s plenumom volumena 3,5 l ta vrijednost tlaka postiže se za 0,081 s. Dakle s volumenom plenuma od 3,5 l odziv je brži za 12 ms, što je zanemarivo. Da se u plenumu volumena 5,5 l naglim otpuštanjem papučice gasa postigne stacionarna vrijednost tlaka u plenumu, prilikom usporavanja s 5000 min^{-1} , potrebno je 0,23 s, a s plenumom volumena 3,5 l potrebno je 0,14 s. Dakle, razlika je 90 ms, što je također zanemarivo. Da se u plenumu volumena 5,5 l postigne vrijednost tlaka od 100 kPa, prilikom naglog ubrzanja s 3800 min^{-1} ($\sim 7 \text{ kPa}$), potrebno je 0,163 s, a s plenumom volumena 3,5 l potrebno je 0,093 s. Dakle, razlika je 70 ms, što je zanemarivo.

Na temelju podataka dobivenih iz tranzijentnih simulacija zaključuje se da je s manjim volumenom plenuma odziv motora brži, što je bilo i za očekivati. Međutim, iako se ostvaruje brži odziv, nije isplativo raditi plenum varijabilnog volumena, zato što je ta razlika u odzivu motora zanemarivo mala. Donesenoj odluci u prilog idu i rezultati stacionarnih simulacija iz kojih se vidi da smanjenje volumena plenuma za sobom povlači i veliki pad momenta, koji motor može ostvariti. Za pretpostaviti je kako bi se značajnije prednosti u odzivu motora dobile tek drastičnim smanjenjem volumena plenuma, no tada bi i gubitak u performansama bio proporcionalno veći.

5. OPTIMIZACIJA ISPUHA

U sklopu optimizacije ispuha kao primarni zadatak nameće se potreba za smanjenjem razine buke ispod pravilnikom propisanih vrijednosti. Sekundarni zadatak optimizacije ispuha jest poboljšanje performansi motora.

Performanse motora mogu se poboljšati postavljanjem uže sekundarne ispušne cijevi i primarnih ispušnih cijevi jednake duljine. Na taj način je strujanje ispušnih plinova u ispuhu brže pa je i podtlak veći. Ukoliko je podtlak dovoljno velik, u trenutku preklapanja ventila može doći do uvlačenja svježe smjese u cilindar što se naziva efektom nabijanja. Međutim, ukoliko je promjer sekundarne ispušne cijevi premalen, može doći do nastanka povratnog tlačnog vala, jer je u tom slučaju prevelik otpor strujanju. U tom slučaju ispušni sustav se zagušuje što rezultira smanjenjem snage i momenta koji motor može razviti. Dakle, potrebno je odabrati promjer sekundarne ispušne cijevi, takav da ne bude prevelik niti premalen, odnosno takav da se ostvari efekt nabijanja, a da pritom ne dođe do formiranja povratnog tlačnog vala.

Uzevši u obzir prethodno rečeno stvorena je ideja probnog ispuha, koji je korišten još u sklopu optimizacije usisa. Sada je potrebno objasniti što taj pojam podrazumijeva. Probni ispuh zapravo predstavlja početnu ideju kako bi novi ispuh na bolidu mogao izgledati, a zamišljeno je da izgleda na sljedeći način:

- primarne ispušne cijevi jednake duljine
- sekundarna ispušna cijev konstantnog promjera
- protočni prigušivač Serdarević TT5 volumena 3 l (Slika 29)



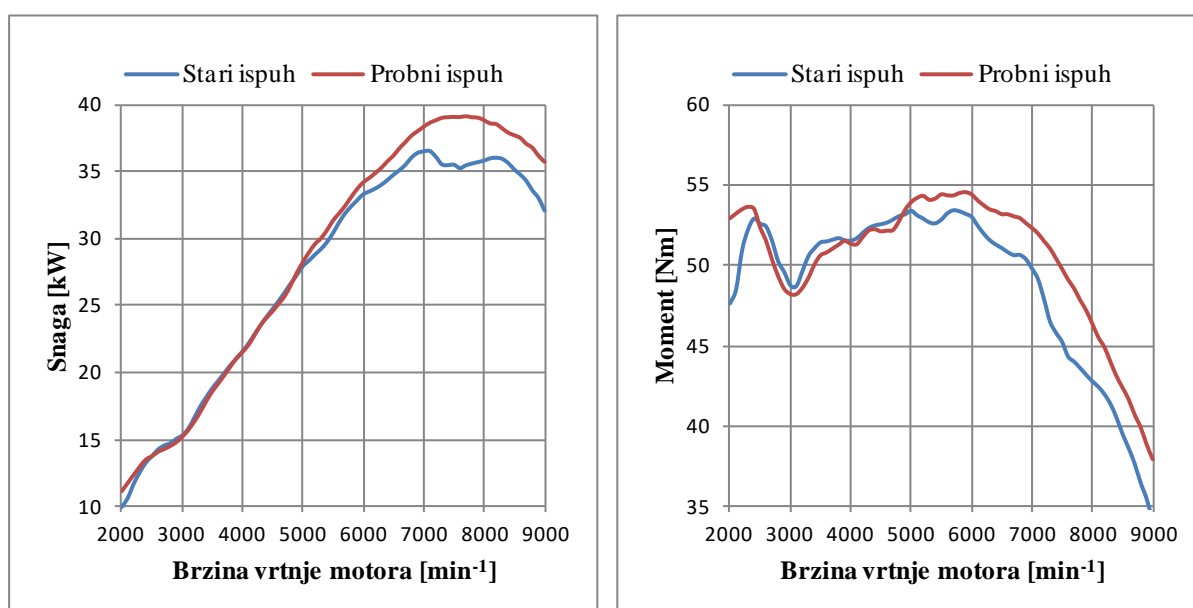
Slika 29. Protočni prigušivač Serdarević TT5

Osnovne dimenzije probnog ispušnog sustava prikazane su u tablici 3.

Tablica 3. Osnovne dimenzije probnog ispušnog sustava

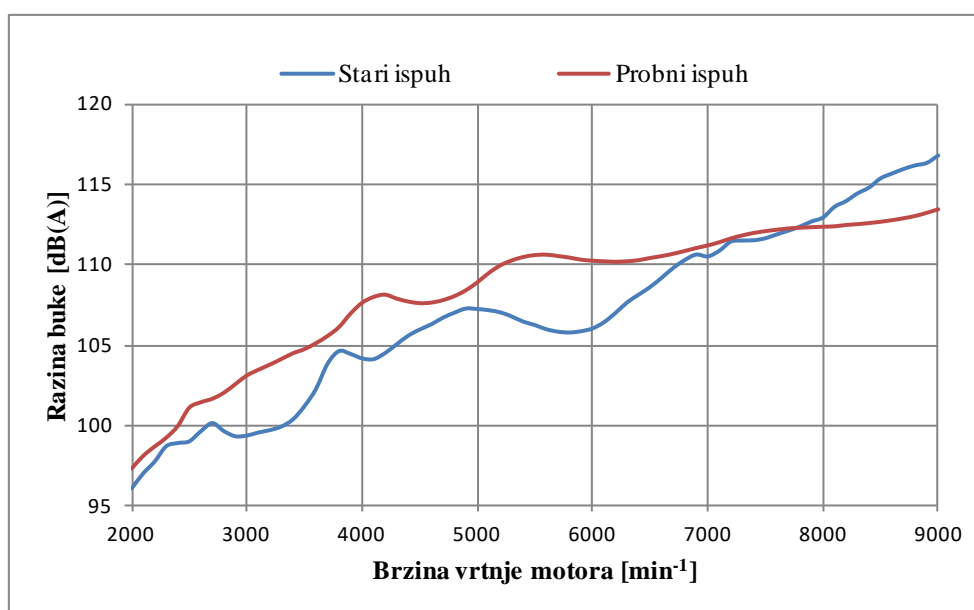
	Promjer [mm]	Duljina [mm]
Primarna ispušna cijev	35	250
Sekundarna ispušna cijev	47	605

U odnosu na stari ispuh, s probnim se ispuhom postiže značajan porast performansi na području od 5000-9000 min^{-1} (Slika 30).



Slika 30. Usporedba performansi motora sa starim i probnim ispuhom

Međutim, s probnim ispuhom ostvarena razina buke je znatno veća u odnosu na onu ostvarenu sa starim ispuhom. U praznom hodu motora pri brzini vrtnje 2800 min^{-1} dobije se povećanje od 2 %, dok pri brzini vrtnje 6000 min^{-1} povećanje iznosi 4% (Slika 31).



Slika 31. Usporedba razine buke sa starim i probnim ispuhom

Kako je to već prethodno spomenuto, u sklopu programskog paketa AVL BoostTM buku nije moguće mjeriti po C skali. Stoga će se vrijednosti razine buke po C skali pretpostavljati na temelju vrijednosti dobivenih po A skali, usporedbom izmjerenih vrijednosti po A i C skali prikazanih u tablici 4. Izmjerene vrijednosti odnose se na razinu buke ostvarenu sa starim ispuhom. Temeljem rezultata navedenih u tablici ocjenjivanje rezultata simulacija provodit će se na način da se postavi granica buke prema A skali u 10 dB nižem iznosu od propisanih iznosa koji se odnose na C skalu.

Tablica 4. Izmjerene vrijednosti razine buke ostvarene sa starim ispuhom

Brzina vrtnje motora	Razina buke (A)	Razina buke (C)
[min ⁻¹]	[dB(A)]	[dB(C)]
2800	97,42	107,18
3700	103,1	112,19
6500	109,4	115

Uvođenjem probnog ispušnog sustava sekundarni zadatak optimizacije ispuha je riješen, odnosno ostvarene su znatno bolje performanse u odnosu na one dobivene korištenjem starog ispušnog sustava. S druge strane, primarni zadatak optimizacije ispuha nije riješen. Štoviše,

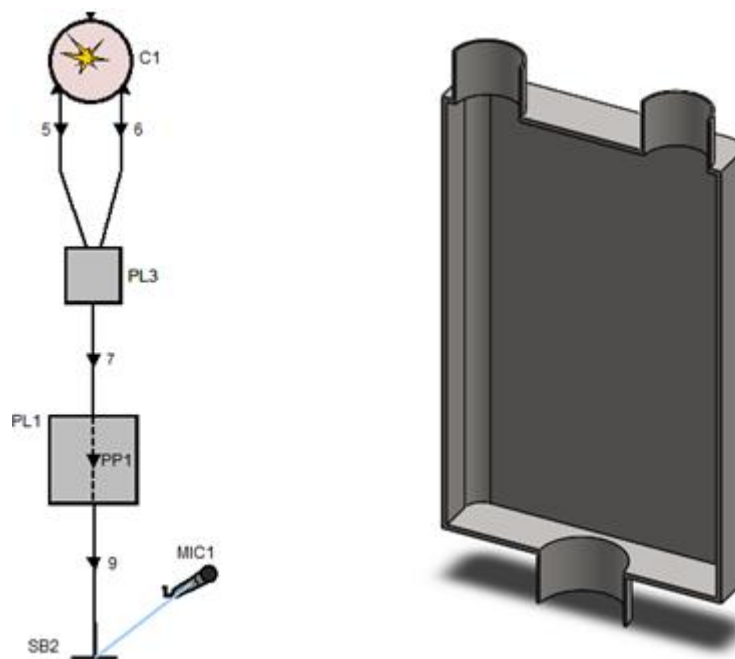
korištenjem probnog ispuha dobio se porast razine buke na gotovo cijelom području brzine vrtnje motora. Dakle, kako je sekundarni zadatak ispunjen, sada samo preostaje riješiti problem buke, odnosno primarni zadatak optimizacije. U tu svrhu potrebno je prilagoditi probni ispušni sustav tako da vrijednosti razine buke budu ispod dozvoljenih, a da se pritom barem približno zadrže performanse ostvarene takvim ispušnim sustavom. Dakle, optimizacija ispušnog sustava zapravo se svodi na traženje kompromisa između što boljih performansi motora i dozvoljene razine buke. Shodno tome, analizirat će se sljedeće preinake na probnom ispušnom sustavu:

- postavljanje plenuma na spoju primarnih i sekundarne ispušne cijevi
- postavljanje plenuma s tri perforirane cijevi na spoju primarnih i sekundarne ispušne cijevi (perforirane cijevi kroz dio plenuma)
- postavljanje plenuma s tri perforirane cijevi na spoju primarnih i sekundarne ispušne cijevi (perforirane cijevi kroz cijeli plenum)
- postavljanje Helmholtz-ovog rezonatora na sekundarnu ispušnu cijev
- postavljanje obilazne ispušne cijevi
- zamjena prigušivača

5.1. Plenum na spoju primarnih i sekundarne ispušne cijevi

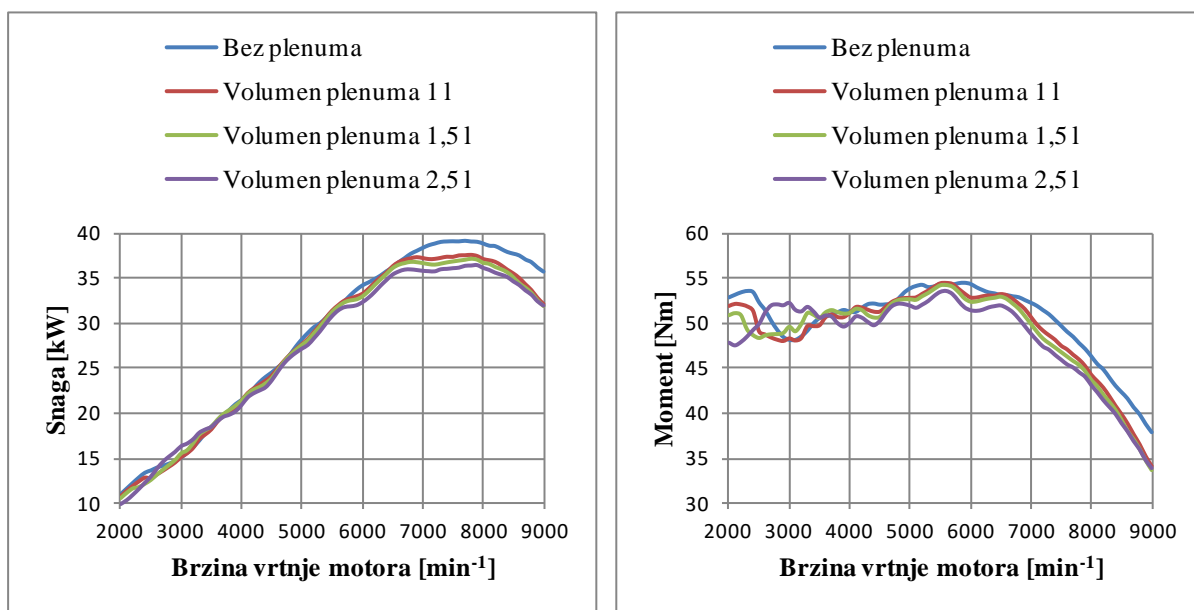
Za početak je važno napomenuti da se sve simulacije u sklopu optimizacije ispuha provode sa standardnim usisom, kod kojeg se rezonancija ostvaruje pri 6500 min^{-1} .

Postavljanjem plenuma na spoju između primarnih i sekundarne ispušne cijevi (Slika 32) nastoji se prigušiti ispušni sustav. Na taj način bi se trebala dobiti niža razina buke u odnosu na slučaj bez plenuma, ali i lošije performanse motora. Ovakvom preinakom na ispušnom sustavu ostvaruje se minimalno prigušenje. Sada je potrebno analizirati koliko se gubi na performansama motora u svrhu smanjenje razine buke te da li je s ovakvim načinom prigušenja uopće moguće zadovoljiti pravilnikom propisane vrijednosti. Pri tome će se varirati volumen plenuma te shodno tome pratiti utjecaj na performanse motora i razinu razvijene buke. Zamišljeno je da plenum bude pravokutnog poprečnog presjeka.



Slika 32. Simulacijski model (lijevo), CAD model (desno)

Za početak će se analizirati ostvarene performanse prikazane na slici 33.

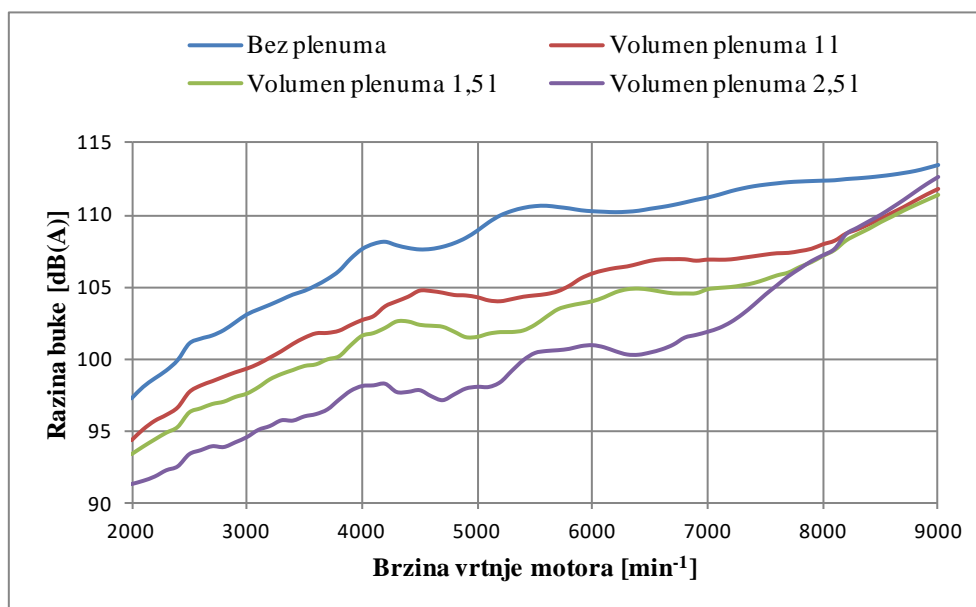


Slika 33. Usporedba performansi za različite volumene plenuma

S plenumom volumena 1 l, u odnosu na izvedbu bez plenuma, javlja se pad performansi na području od 6500-9000 min⁻¹. U odnosu na izvedbu sa starim ispuhom i dalje se zadržava porast performansi na gotovo cijelom području brzine vrtnje motora. Postavljanjem plenuma

volumena 1,5 l pad momenta i snage na području od 6500-9000 min^{-1} postaje izraženiji, te se krivulje sve više približavaju onima ostvarenim sa starim ispuhom. S plenumom volumena 2,5 l javlja se značajniji pad na gotovo cijelom području brzina vrtnje u odnosu na probni ispuh bez plenuma. Na području od 3500-5500 min^{-1} čak se javlja pad u odnosu na krivulju dobivenu sa starim ispuhom.

Sada je potrebno analizirati rezultate ostvarene razine buke (Slika 34), koji se odnose na primarni zadatak u sklopu optimizacije ispuha.



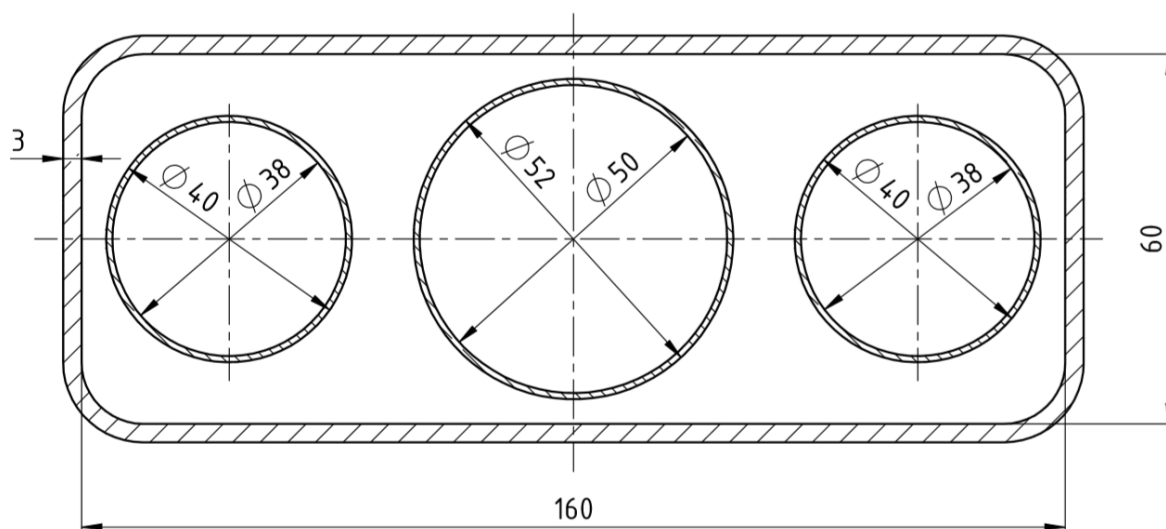
Slika 34. Usporedba razine buke za različite volumene plenuma

Iz dijagrama sa slike 34 jasno se vidi da ni s jednim od analiziranih volumena plenuma nije moguće zadovoljiti dozvoljenu razinu buke. Jedino se s plenumom volumena 2,5 l ta vrijednost nalazi malo iznad dozvoljene pa se jedino takva izvedba može uzeti u razmatranje. Iako se s volumenom plenuma 2,5 l dobije značajan pad performansi, čak i u odnosu na stari ispuh, s takvom preinakom na ispušnom sustavu dobivena razina buke približno odgovara dozvoljenim vrijednostima. Kako smanjenje razine buke predstavlja primarni zadatak, a poboljšanje performansi sekundarni, može se reći da je od svih ponuđenih izvedbi, ona s volumenom plenuma 2,5 l najoptimalnija.

5.2. Plenum s tri perforirane cijevi na spoju primarnih i sekundarne ispušne cijevi

Kao i u prethodnom slučaju, na spoju između primarnih i sekundarne ispušne cijevi postavlja se plenum određenog volumena, samo što su sad u plenumu postavljene ukupno tri perforirane cijevi (dvije od primarnih i jedna od sekundarne ispušne cijevi). Ovisno o izvedbi perforiranih cijevi može se ostvariti maksimalno ili djelomično prigušenje ispušnog sustava. Ukoliko su perforirane cijevi u plenumu postavljene tako da svojom duljinom prolaze kroz cijeli plenum, odnosno ako je duljina perforiranih cijevi jednaka visini plenuma, to znači da ispušni plinovi struje samo kroz rupice na perforiranim cijevima pa se na taj način ostvaruje maksimalno prigušenje ispuha. S druge strane, ako su perforirane cijevi postavljene tako da prolaze samo kroz dio plenuma, odnosno ako je duljina perforiranih cijevi manja od visine plenuma, ostvaruje se djelomično prigušenje ispuha. U tom slučaju ispušni plinovi struje kroz rupice na perforiranim cijevima, ali i kroz same cijevi.

Odabran je pravokutni poprečni presjek plenuma. Prvo je na temelju promjera perforiranih cijevi potrebno odrediti minimalne dimenzije presjeka potrebne za njihovu ugradnju (Slika 35).



Slika 35. Poprečni presjek plenuma s perforiranim cijevima

Nakon toga, na temelju odabranog volumena plenuma, može se odrediti njegova visina. Kako će se u svrhu analize performansi motora i razine buke varirati volumen plenuma, pri čemu dimenzije poprečnog presjeka ostaju iste, slijedi da je za svaki odabrani volumen plenuma potrebno izračunati pripadnu visinu. Na temelju izračunate visine plenuma odabiru se duljine

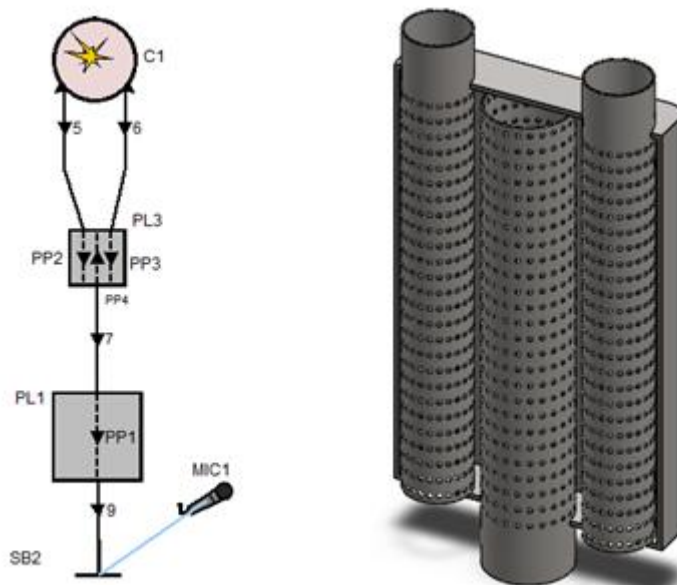
perforiranih cijevi, ovisno o načinu izvedbe (Tablica 5).

Tablica 5. Duljine perforiranih cijevi ovisno o izvedbi i volumenu plenuma

Perforirane cijevi kroz cijeli plenum			
Volumen plenuma [l]	1	1,5	2,5
Duljina perforiranih cijevi [mm]	104	156	260
Perforirane cijevi kroz dio plenuma			
Volumen plenuma [l]	1	1,5	2,5
Duljina perforiranih cijevi [mm]	80	130	200

5.2.1. Perforirane cijevi kroz cijeli plenum

Postavljanjem plenuma s perforiranim cijevima na spoj između primarnih i sekundarne ispušne cijevi, tako da perforirane cijevi svojom duljinom prolaze kroz cijeli plenum, ostvaruje se maksimalno prigušenje ispušnog sustava. Na temelju toga, očekuje se znatno smanjenje razine buke, ali i performansi motora.

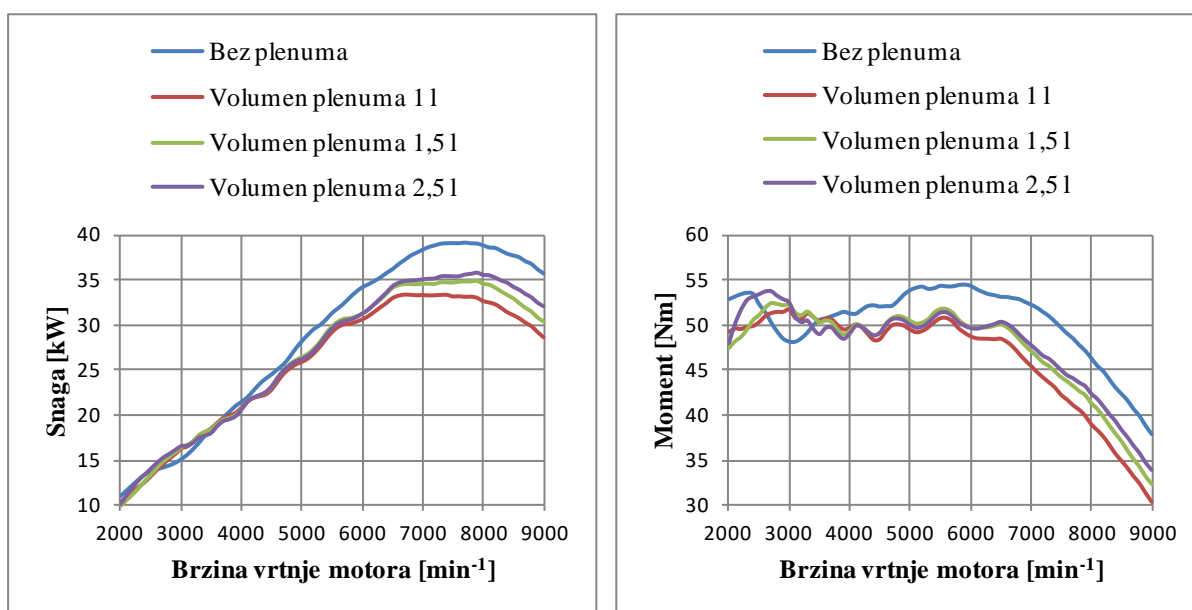


Slika 36. Simulacijski model (lijevo), CAD model (desno)

Kako bi simulacijski model (Slika 36) bio u potpunosti definiran, još je potrebno izračunati poroznost perforiranih cijevi. Poroznost je fizikalna veličina koja opisuje šupljikavost tijela, a predstavlja omjer volumena šupljina V_V i volumena fizikalnog tijela V_T :

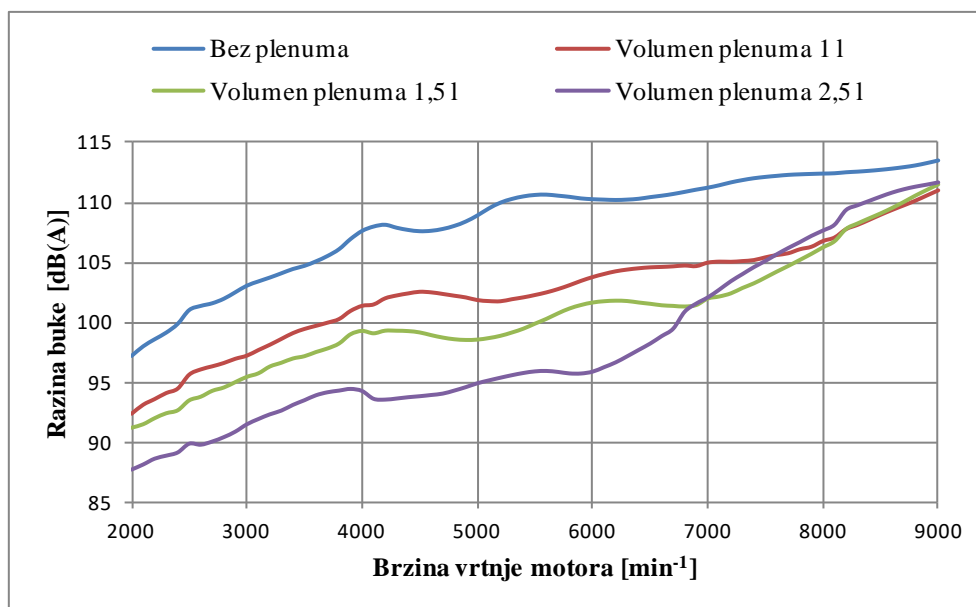
$$\varphi = \frac{V_V}{V_T} \quad (7)$$

Na temelju prethodnog izraza moguće je izračunati poroznost za svaku od tri perforirane cijevi ugrađene u plenum. Pri tome će perforirane cijevi od primarnih ispušnih cijevi imati istu vrijednost poroznosti. Unošenjem vrijednosti za poroznost perforiranih cijevi, simulacijski model je u potpunosti definiran te se može krenuti u analizu, prvo ostvarenih performansi motora (Slika 37), a potom i razine buke (Slika 38).



Slika 37. Usporedba performansi za različite volumene plenuma

Kao što je to bilo i za očekivati ostvaren je značajan pad performansi u odnosu na slučaj bez plenuma. Maksimalnim prigušenjem ispušnog sustava krivulja momenta i snage nalazi se ispod one dobivene standardnim usisom i starim ispuhom. Dakle, s ovakvom izvedbom nije ostvaren sekundarni cilj optimizacije ispuha, odnosno performanse motora nisu poboljšane u odnosu na početni slučaj. Iz toga se može naslutiti da će se dobiti znatno smanjenje razine buke te da će ovakva izvedba ispušnog sustava dati prihvatljive vrijednosti.

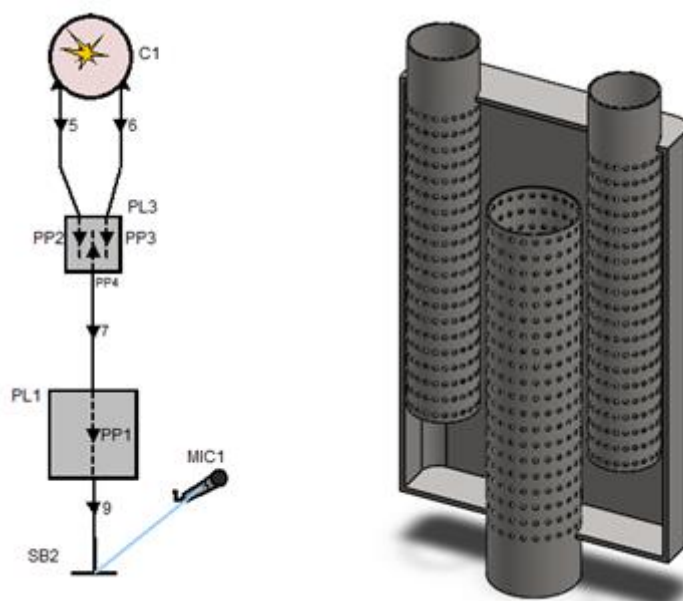


Slika 38. Usporedba razine buke za različite volumene plenuma

Na temelju prethodnog dijagrama može se zaključiti da je jedino s plenumom volumena 2,5 l moguće postići da se razina buke nalazi ispod dozvoljenih vrijednosti. S takvom izvedbom, u odnosu na probni ispušni sustav, pri brzini vrtnje motora 2800 min⁻¹ razina buke je smanjena za 11 %, a pri brzini vrtnje 6000 min⁻¹ za 13 %.

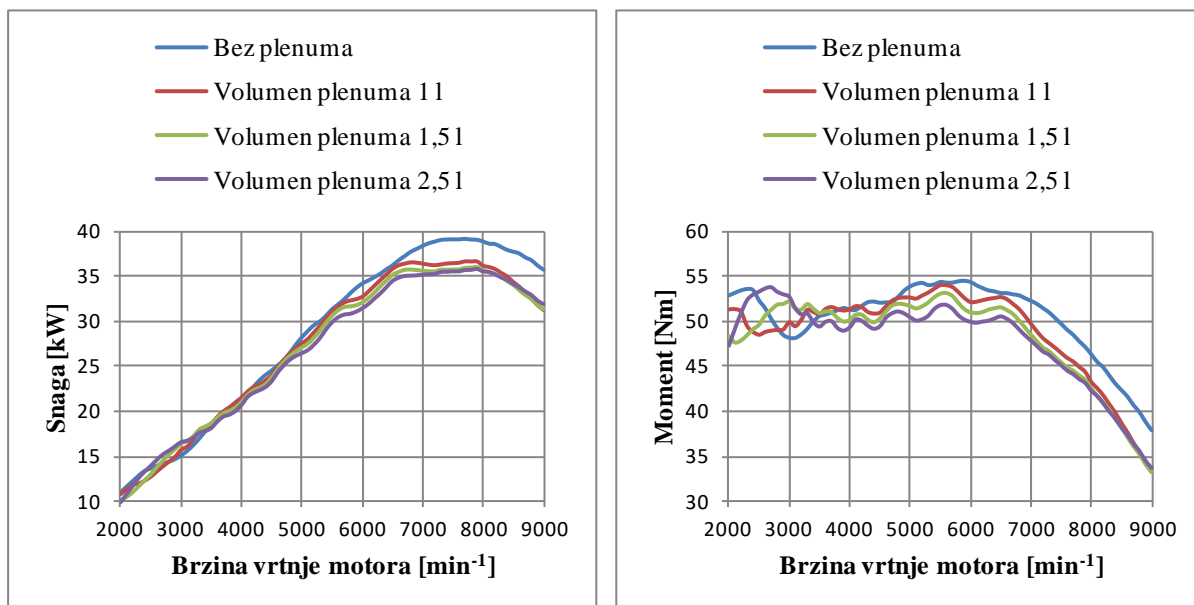
5.2.2. Perforirane cijevi kroz dio plenuma

U prethodnom odjeljku analiziran je slučaj maksimalnog prigušenja ispušnog sustava te je donesen zaključak da je s plenumom volumena 2,5 l moguće postići prihvatljive vrijednosti razine buke. Sada je potrebno vidjeti da li je s djelomičnim prigušenjem ispuha također moguće postići tako prihvatljive vrijednosti, jer bi se na taj način ostvarile bolje performanse motora u odnosu na slučaj s maksimalnim prigušenjem. Jedina razlika između ove i prethodne izvedbe je u tome što sada ispušni plinovi, osim kroz rupice na perforiranim cijevima, mogu strujati i kroz same cijevi. Shodno tome i simulacijski model (Slika 39), neće previše odstupati od onog prikazanog u prethodnoj izvedbi.



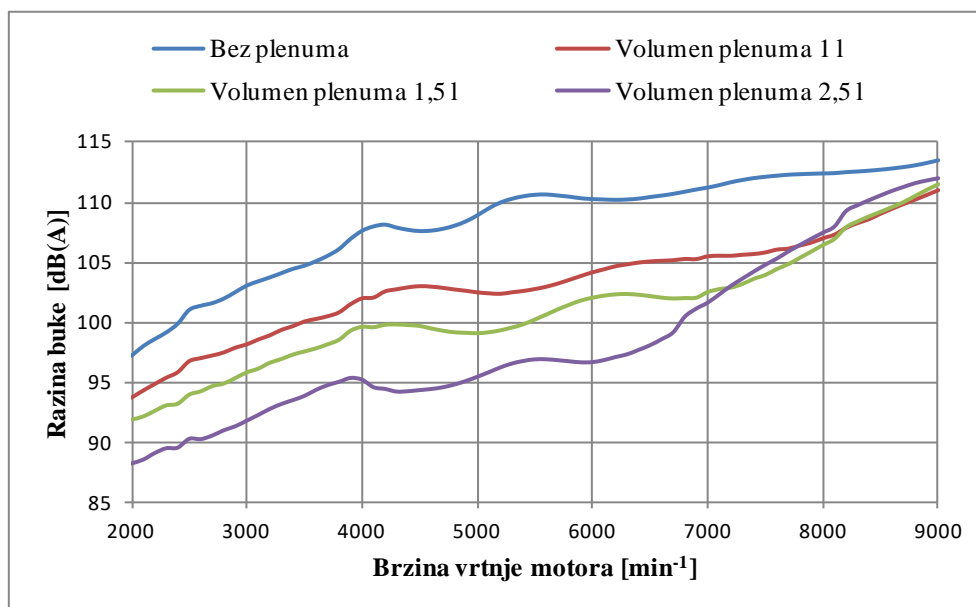
Slika 39. Simulacijski model (lijevo), CAD model (desno)

Ponovno se ponavlja ista procedura. Prvo će se analizirati dobivene performanse motora (Slika 40), a zatim razina buke (Slika 41) ostvarena takvom preinakom na ispušnom sustavu. Nakon toga, usporedbom dobivenih rezultata s onima dobivenim s probnim ispuhom bez plenuma donijet će se zaključak o uspješnosti izvedbe.



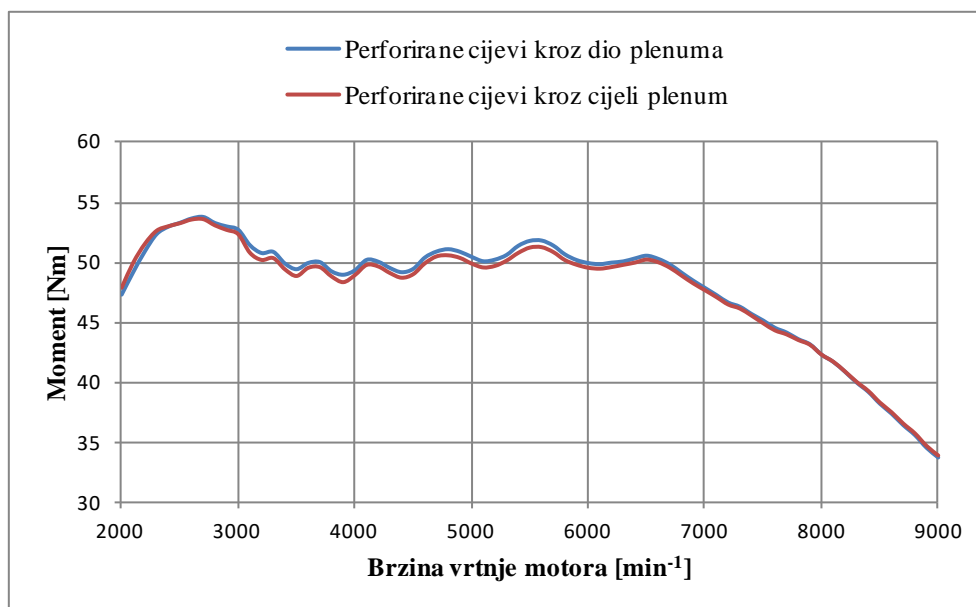
Slika 40. Usporedba performansi za različite volumene plenuma

Analizom dijagrama sa slike 40 može se zaključiti da se jedino s plenumom volumena 1 l dobivaju performanse, koje su približno jednake onima dobivenim sa starim ispuhom. S većim vrijednostima volumena plenuma dobiva se veliki pad momenta i snage na području od 3500-5500 min^{-1} . Što je volumen plenuma veći, to je veći i pad performansi na tom području.



Slika 41. Usporedba razine buke za različite volumene plenuma

Kao i u prethodnom slučaju, kod djelomičnog prigušenja ispušnog sustava, samo plenum volumena 2,5 l zadovoljava pravilnikom propisanu razinu buke.



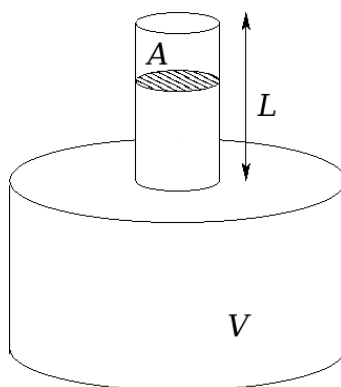
Slika 42. Usporedba momenta s perforiranim cijevim kroz dio plenuma i kroz cijeli plenum

Usporedbom momenta (Slika 42) potrebno je odlučiti koja je od tih dviju izvedbi bolja. Iz prikazanog dijagrama vidi se da se krivulje momenta približno poklapaju. Ipak, s izvedbom u kojoj su perforirane cijevi postavljene kroz dio plenuma ostvaruju se neznatno bolje performanse. To je bilo i za očekivati, pošto je u tom slučaju ostvareno djelomično prigušenje ispuha, za razliku od izvedbe u kojoj su perforirane cijevi postavljene kroz cijeli plenum, gdje je ostvareno potpuno prigušenje. Kako kod obje izvedbe razina buke zadovoljava pravilnikom propisane vrijednosti, odluka je pala na onu s perforiranim cijevima kroz dio plenuma, jer se s takvom izvedbom ostvaruju nešto bolje performanse.

Iako se postavljanjem plenuma (s perforiranim cijevima kroz dio plenuma) na spoj između primarnih i sekundarne ispušne cijevi riješio primarni zadatak u sklopu optimizacije ispušnog sustava, takvu izvedbu nije moguće uzeti u obzir kao potencijalno rješenje optimizacije. Razlog tome je značajan pad performansi, ne samo u odnosu na probni ispušni sustav bez plenuma, već i u odnosu na stari ispušni sustav. Iako rješenje problema preglasnog ispušnog sustava ima prioritet pred ostvarivanjem dobrih performansi motora, tako izražen pad momenta i snage nije poželjno zanemariti.

5.3. Helmholtz-ov rezonator

Helmholtz-ov rezonator (Slika 43) je svaka kuglasta šupljina koja ima vlastitu rezonantnu frekvenciju. Frekvencija ovisi o volumenu šupljine te o promjeru i duljini spojnog kanala. Koristi se pri akustičkim ispitivanjima te za prigušivanje buke. Na specifičnoj frekvenciji šupljina će rezonirati pa se valovi u ispušnoj cijevi reflektiraju natrag prema izvoru. Na taj se način ublažavaju frekvencije odabrane amplitude. Da bi se to ostvarilo promjer spojnog kanala rezonatora mora biti jednak promjeru sekundarne ispušne cijevi.



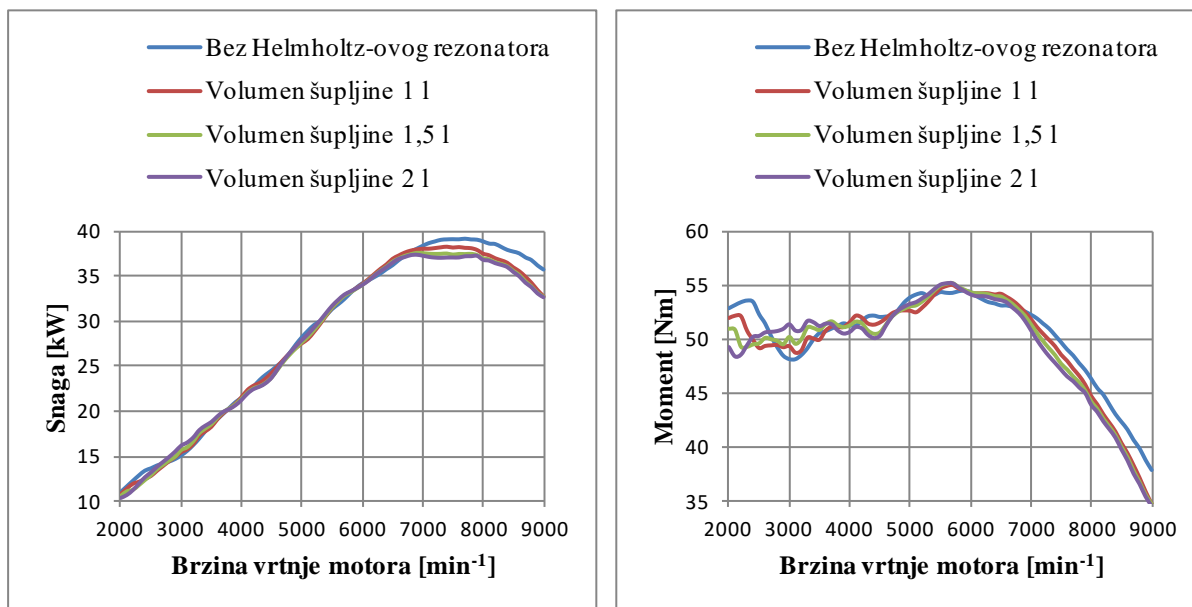
Slika 43. Dimenzije Helmholtz-ovog rezonatora

S druge strane, duljina spojnog kanala proizvoljno se odabire ovisno o konstrukcijskim zahtjevima. Na temelju proračuna rezonantne frekvencije (1) određuje se potrebni volumen šupljine za prigušenje buke pri brzinama vrtnje motora na kojima se provodi ispitivanje. Dimenzije Helmholtz-ovog rezonatora prikazane su u tablici 6.

Tablica 6. Dimenzije Helmholtz-ovog rezonatora

Promjer spojne cijevi [mm]		47
Duljina spojne cijevi [mm]		100
Volumen šupljine [l]	za rezonanciju na 2800 min^{-1}	5,5
	za rezonanciju na 6000 min^{-1}	1,2

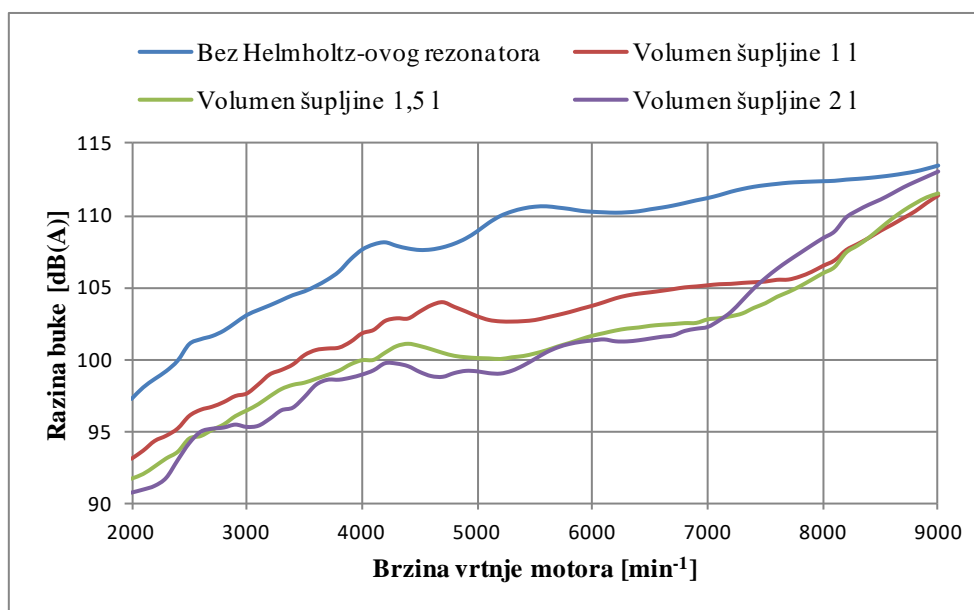
Iz konstrukcijskih razloga na bolid nije moguće implementirati Helmholtz-ov rezonator volumena 5,5 l pa će se u sklopu ovog potpoglavlja analizirati sljedeći volumeni šupljine: 1, 1,5 i 2 l. Pri tome volumen šupljine od 2 l predstavlja maksimalni mogući volumen s kojim je još moguće konstrukcijski realizirati takvu izvedbu. Za početak je potrebno pratiti utjecaj Helmholtz-ovog rezonatora na ostvarene performanse motora (Slika 44).



Slika 44. Usporedba performansi za različite volumene šupljine

Analizom dijagrama sa slike 44 dolazi se do zaključka da se postavljanjem Helmholtz-ovog rezonatora na sekundarnu ispušnu cijev, performanse motora ne narušavaju previše. U odnosu

na probni ispuh bez rezonatora značajniji pad se javlja na području od 7000-9000 min^{-1} . Također se može vidjeti da se krivulje momenta i snage približno poklapaju za sva tri volumena šupljine. S ovakvom preinakom na ispušnom sustavu ostvaruju se solidne performanse. Da bi se donio zaključak o uspješnosti izvedbe potrebno je još analizirati razinu buke za sva tri slučaja (Slika 45).



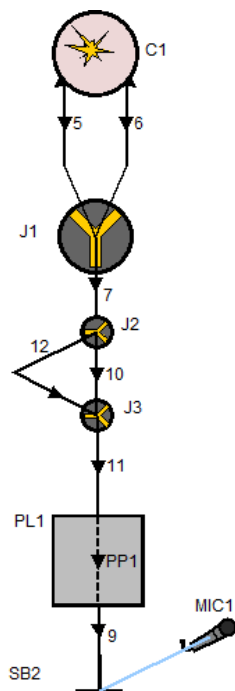
Slika 45. Usporedba razine buke za različite volumene šupljine

S volumenom šupljine 1,5 i 2 l, pri brzinama vrtnje motora na kojima se vrši ispitivanje (2800 i 6000 min^{-1}), postižu se jednake vrijednosti razine buke. Međutim, te vrijednosti se nalaze iznad maksimalnih dozvoljenih, što znači da izvedba s Helmholtz-ovim rezonatorom ne zadovoljava primarni cilj optimizacije ispuha pa se u potpunosti odbacuje. Ipak, važno je napomenuti da u odnosu na prethodne preinake na ispušnom sustavu, ovakva izvedba najbolje zadržava dobre performanse motora uz znatno smanjenje razine buke. Osim navedenog, analiziran je i slučaj s više Helmholtz-ovih rezonatora na sekundarnoj ispušnoj cijevi, kao i slučaj s različitim pozicijama rezonatora. Donesen je zaključak da položaj rezonatora kao i njihov broj, ne utječu znatnije na razvijene performanse motora, kao ni na razinu buke.

5.4. Obilazna ispušna cijev

Obilazna ispušna cijev u ovom slučaju predstavlja prigušnu cijev kojom se nastoji smanjiti razina buke ispod dozvoljene vrijednosti. Princip djelovanja je sličan onome kod Helmholtz-

ovog rezonatora. Kada zvučni val dođe do spoja sekundarne i obilazne ispušne cijevi, energija se jednoliko raspodjeli. Zvučni val koji putuje kroz obilaznu cijev, reflektira se na njenom kraju te ponovno vraća u sekundarnu ispušnu cijev. Obilazna ispušna cijev je u simulacijskom modelu (Slika 46) definirana postavljanjem jedne cijevi te dvaju spojeva (*Junction*).



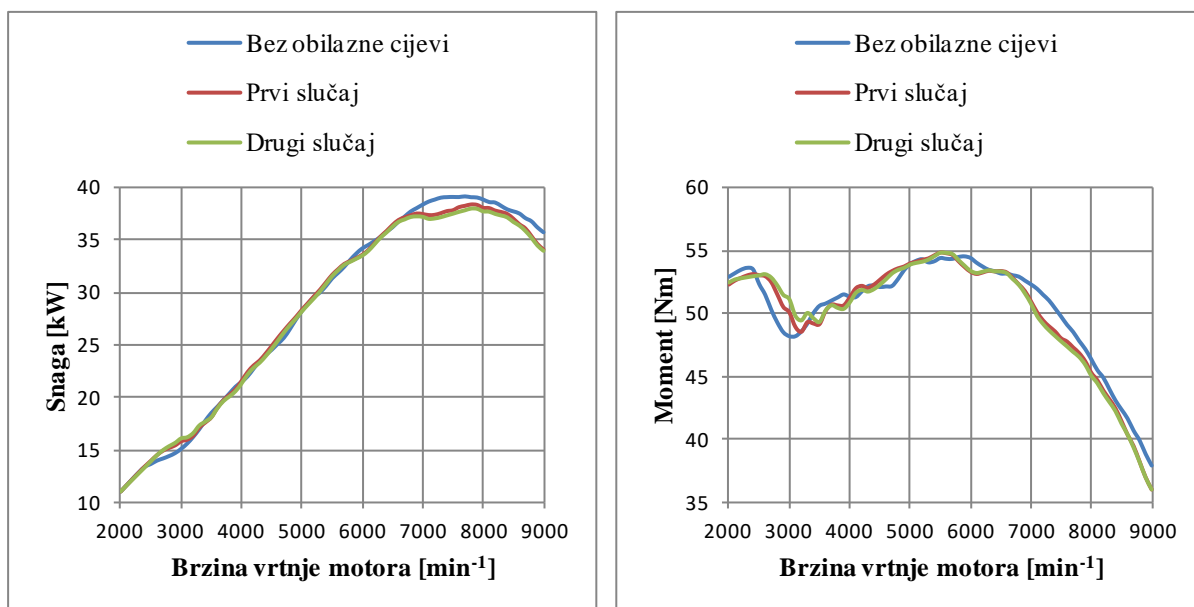
Slika 46. Simulacijski model s obilaznom ispušnom cijevi

Pri tome će se varirati položaj navedene obilazne cijevi u odnosu na sekundarnu ispušnu cijev (Tablica 7). Dakle, varira se duljina cijevi 7, 10 i 11, a time i duljina obilazne cijevi 12.

Tablica 7. Položaj obilazne ispušne cijevi

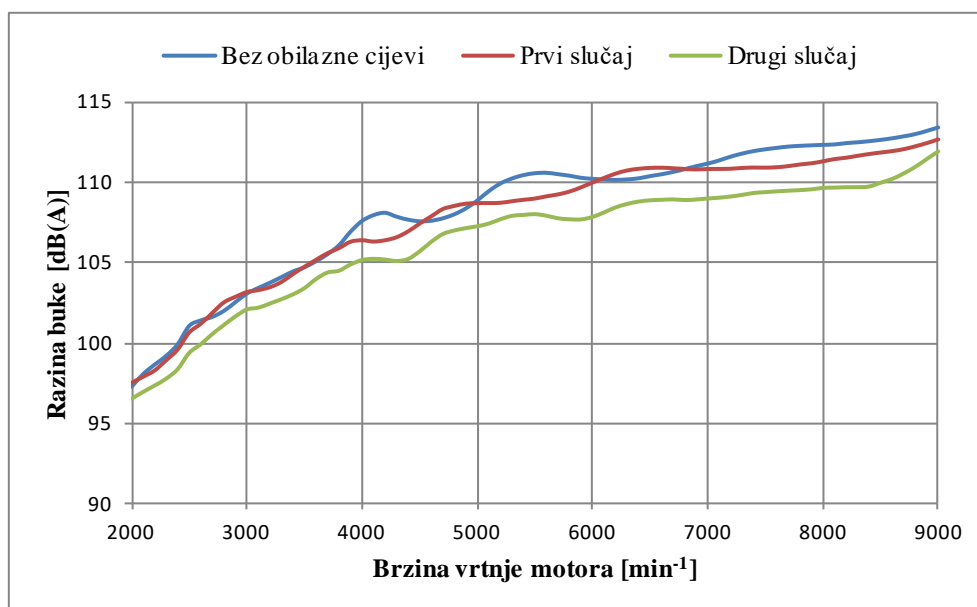
	Prvi slučaj	Drugi slučaj
Duljina cijevi 7 [mm]	302,5	100
Duljina cijevi 10 [mm]	202,5	405
Duljina cijevi 11 [mm]	100	100
Duljina cijevi 12 [mm]	100	270

Zaključak o uspješnosti izvedbe donosi se na temelju analize performansi (Slika 47) i razine buke (Slika 48) za dva prethodno navedena slučaja.



Slika 47. Usporedba performansi za različite položaje obilazne ispušne cijevi

Analizom dijagrama sa slike 47 zaključuje se da položaj obilazne ispušne cijevi ne utječe na dobivene performanse motora, odnosno krivulje momenta i snage za prvi i drugi slučaj se približno poklapaju. U odnosu na probni ispuh bez obilazne cijevi javlja se nešto veći pad na području od 7000-9000 min^{-1} , dok se u odnosu na stari ispuh javlja porast na gotovo cijelom području brzine vrtnje motora. Iako položaj obilazne cijevi ne utječe na dobivene performanse, potrebno je vidjeti da li je to slučaj i s razinom buke.



Slika 48. Usporedba razine buke za različite položaje obilazne ispušne cijevi

Analizom dijagrama sa slike 48 vidi se da položaj obilazne ispušne cijevi nešto više utječe na razinu buke, negoli na ostvarene performanse motora. U odnosu na probni ispuh bez obilazne cijevi smanjenje je zanemarivo, odnosno vrijednosti razine buke su i dalje znatno iznad dozvoljenih. Uzevši u obzir analizu ostvarenih performansi te prethodno rečeno, slučaj se u potpunosti odbacuje, jer izuzev primarnog zadatka, nije zadovoljen sekundarni zadatak optimizacije ispušnog sustava.

5.5. Zamjena prigušivača

Kontaktiranjem tvrtke *Akrapović d.d.* dobili smo savjet da problem buke na bolidu Strix možemo potencijalno riješiti ugradnjom jednog od njihovih prigušivača (Slika 49), koji se montira na motocikl marke BMW R 1200 GS.

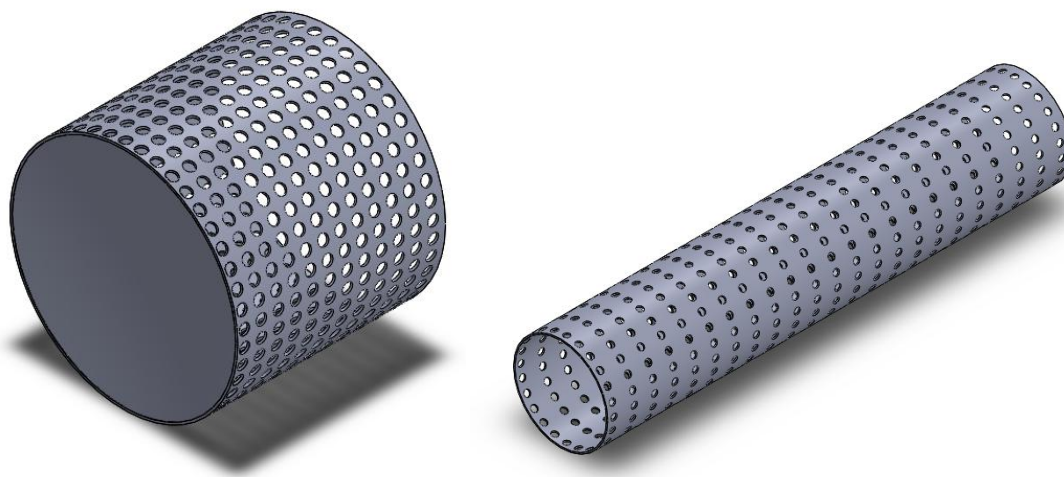


Slika 49. Prigušivač Akrapović BMW R 1200 GS

Riječ je o kombinaciji reaktivnog i apsorbirajućeg prigušivača. Dakle, ispušni plinovi putuju kroz seriju perforiranih cijevi i komora, što znači da ne prolaze samo kroz same cijevi, već i kroz rupice na njima te se na taj način buka prigušuje. Osim toga, navedeni prigušivač sadrži i određeni prigušni materijal (najčešće je to fiberglass). To osigurava neznatno smanjenje buke na niskim frekvencijama i znatno smanjenje buke na visokim frekvencijama, uz mali pad tlaka, što znači da zadržava dobre performanse, za razliku od reaktivnog prigušivača.

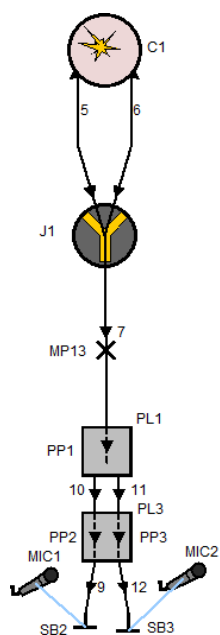
Na temelju dobivene tehničke dokumentacije navedenog prigušivača, potrebno je isti modelirati u programskom paketu AVL BoostTM. Ono što je potrebno izračunati, a da bi

model prigušivača u simulacijskom modelu bio u potpunosti definiran, jest poroznost perforiranih cijevi. U sklopu odabranog prigušivača nalaze se ukupno tri perforirane cijevi, jedna ulazna i dvije izlazne. Ulazna perforirana cijev izvedena je tako da se pomoću nje ostvaruje maksimalno prigušenje ispušnog sustava, odnosno ispušni plinovi struje samo kroz rupice na njenom obodu, dok je protok na kraju cijevi onemogućen. Izlazne perforirane cijevi izvedene su tako da se pomoću njih ostvaruje djelomično prigušenje ispuha, što znači da je protok na krajevima cijevi omogućen. Dakle, prvo je potrebno izraditi 3D model perforiranih cijevi u programskom paketu SolidWorks (Slika 50), a potom se za određivanje poroznosti koristimo izrazom (7).



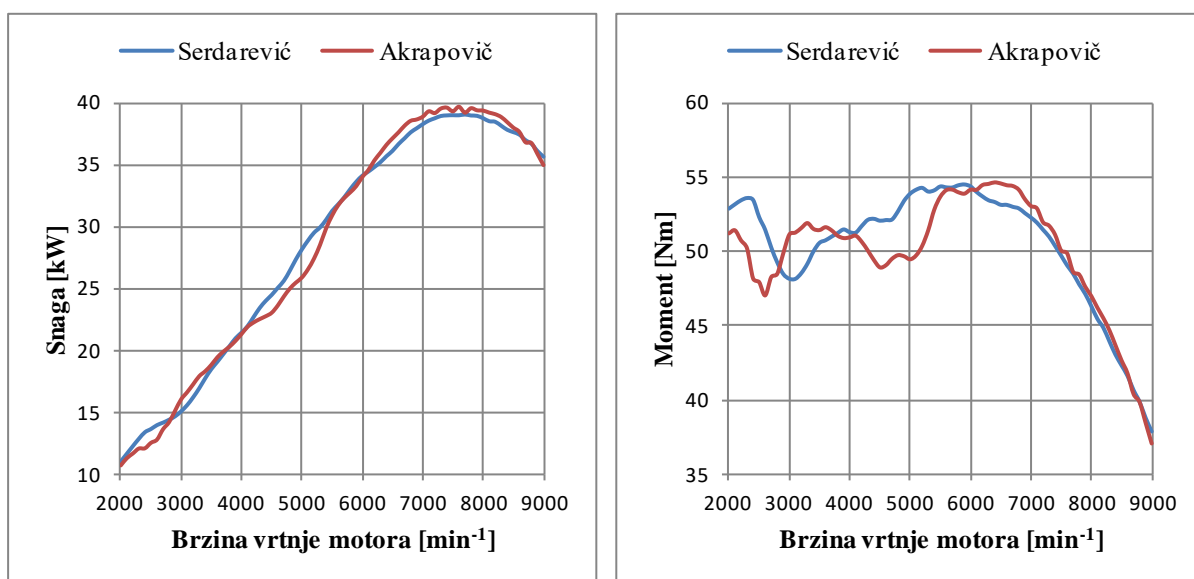
Slika 50. Ulazna (lijevo) i izlazna (desno) perforirana cijev

Sada je potrebno izraditi simulacijski model navedenog prigušivača u AVL Boost-u. Prigušivač će se modelirati tako da se podijeli u dva plenuma. Unutar prvog plenuma nalazi se jedna perforirana cijev, koja je postavljena kroz dio plenuma. Taj plenum sadržava dva izlaza te je pomoću kratkih cijevi vezan s drugim plenumom. Unutar drugog plenuma nalaze se dvije perforirane cijevi, koje su postavljene duž cijelog plenuma. Na izlazu iz drugog plenuma, odnosno na izlazu iz prigušivača, nalaze se dvije ispušne cijevi (Slika 51).



Slika 51. Simulacijski model s Akrapovičevim prigušivačem

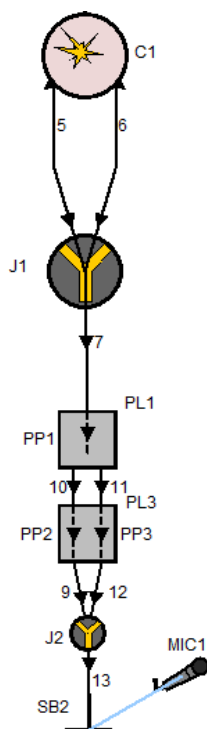
Za razliku od Serdarevićeva prigušivača (prikazanog na slici 29), koji je protočni, odabrani Akrapovičev prigušivač je reaktivno-apsorpcijski. Kroz protočni prigušivač tok ispušnih plinova odvija se nesmetano, dok kod reaktivno-apsorpcijskog prigušivača ispušni plinovi struje kroz seriju perforiranih cijevi, čime se strujanje usporava, a ispušni sustav dodatno prigušuje. To znači da se s takvim ispušnim sustavom očekuje određen pad performansi na pojedinim brzinama vrtnje motora (Slika 52).



Slika 52. Usporedba performansi dobivenih sa Serdarevićevim i Akrapovičevim prigušivačem

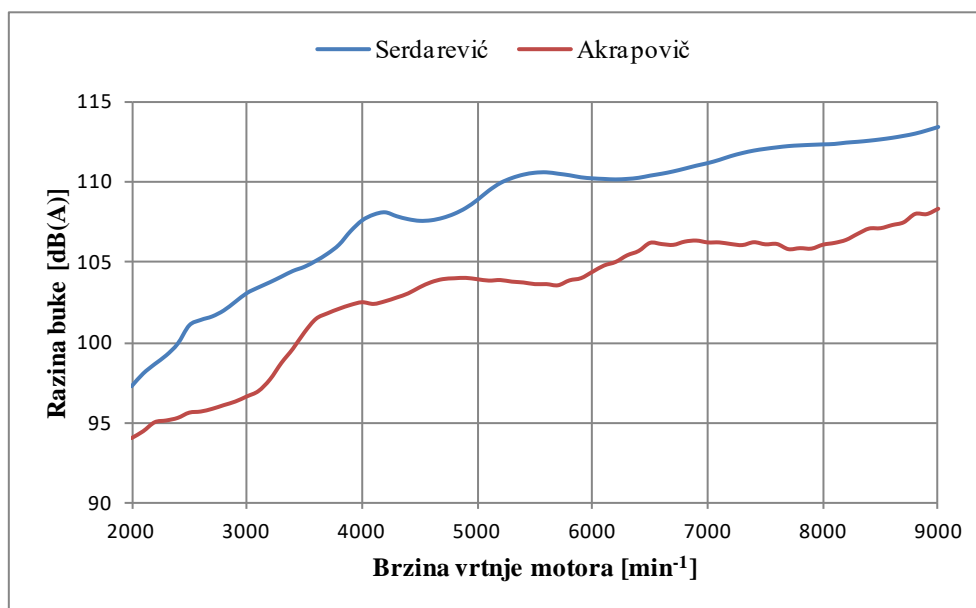
Iz dijagrama sa slike 52 može se vidjeti da se očekivani pad performansi javlja na području od 4000-5500 min^{-1} . Takav pad je iznimno nezgodan, jer se javlja na području brzina vrtnje na kojima se motor često nalazi. Međutim, na području od 6000-7000 min^{-1} javlja se i određeni porast performansi, koji nije toliko izražen, ali također obuhvaća područje brzine vrtnje u kojem se motor često nalazi.

Kako je prethodno spomenuto, na izlazu iz Akrapovičeva prigušivača nalaze se dvije ispušne cijevi, jedna duža duljine 80 mm i jedna kraća duljine 55 mm. U pogledu modeliranja navedenog prigušivača u programskom paketu AVL BoostTM, ta činjenica predstavlja problem prilikom simuliranja rada motora u praznom hodu, u svrhu mjerenja razine buke. Razlog tome je što se za mjerenje razine buke u simulacijski model moraju postaviti dva mikrofona, po jedan na kraju svake ispušne cijevi. Pri tome problem nastaje zbog toga što program računa razinu buke za svaku ispušnu cijev zasebno, pri čemu razvijena buka na jednoj ispušnoj cijevi ne utječe na razinu buke na drugoj ispušnoj cijevi, odnosno program pretpostavlja da su te dvije ispušne cijevi međusobno jako udaljene jedna od druge. Dakle, u tom slučaju razina buke će biti znatno manja negoli je to u stvarnosti. Da bi dobili realne vrijednosti razine buke, u model postavljamo spoj (*Junction*) između te dvije ispušne cijevi te jednu dodatnu cijev na izlazu iz tog spoja, duljine 50 mm i promjera 44 mm (Slika 53).



Slika 53. Izmijenjeni simulacijski model s Akrapovičevim prigušivačem

S tako izmijenjenim modelom dobivene su realne vrijednosti razine buke prikazane dijagramom na slici 54.

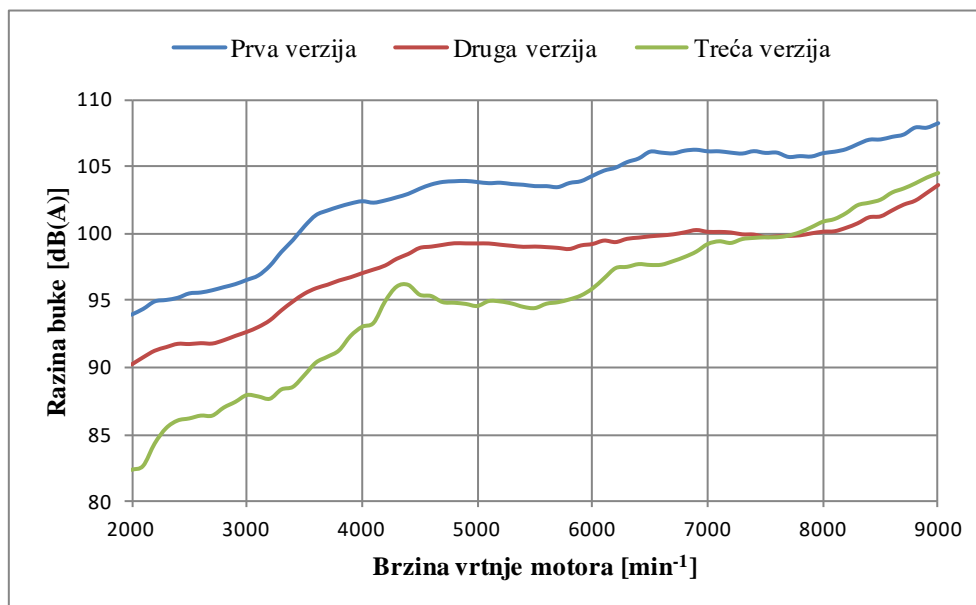


Slika 54. Usporedba razine buke dobivene sa Serdarevićevim i Akrapovičevim prigušivačem

U odnosu na Serdarevićev prigušivač, dobiveno je smanjenje buke na cijelom području brzine vrtnje motora. Međutim, ostvarena razina buke se i dalje ne nalazi ispod pravilnikom dozvoljenih vrijednosti.

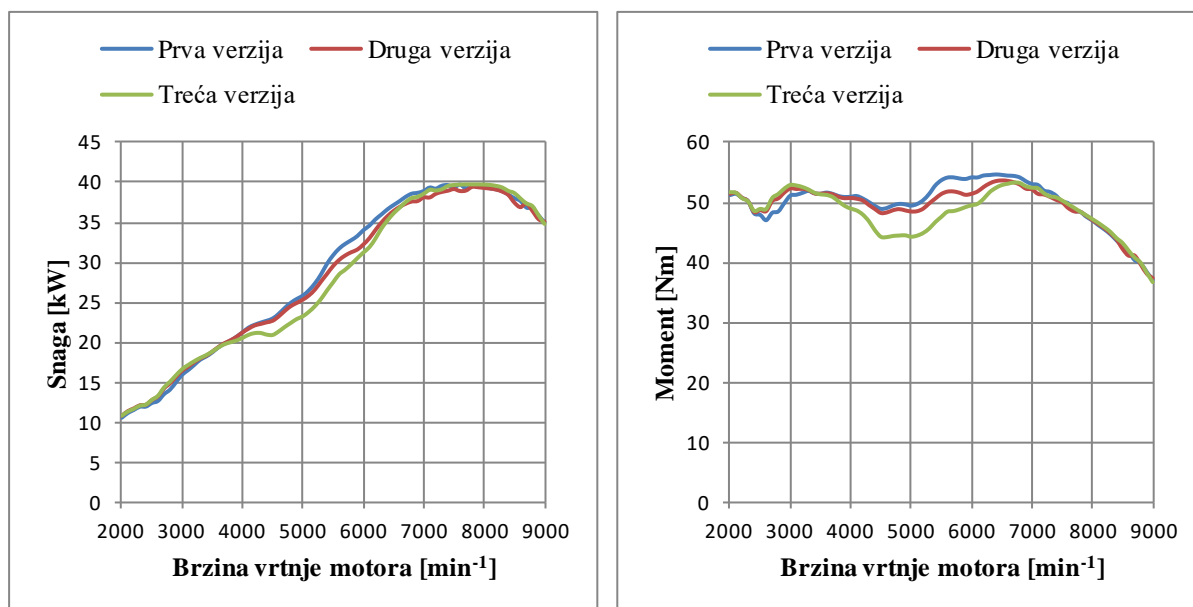
Činjenicu da programski paket prilikom mjerenja razine buke pretpostavlja da se izlazi iz prigušivača nalaze na međusobno velikoj udaljenosti, tako da pritom ne utječu jedan na drugog, moguće je iskoristiti u realnoj situaciji za rješavanje problema buke. Ukoliko se na izlazu iz prigušivača postave dvije izlazne cijevi, raspoređene tako da su dovoljno udaljene jedna od druge, moguće je ostvariti znatno smanjenje razine buke. U tom slučaju, prema pravilniku o Formula Student natjecanju, razina buke se mjeri na svakoj izlaznoj cijevi zasebno te se uzima najveće očitavanje. Za razliku od prethodnih slučajeva, gdje su se prvo analizirale ostvarene performanse, sada će se prvo analizirati razina buke (Slika 55), kako bi se utvrdilo da li je na taj način uopće moguće svesti razinu buke ispod maksimalnih dozvoljenih vrijednosti. Ukoliko se problem buke uspješno riješi, potrebno je analizirati utjecaj takve modifikacije ispušnog sustava na performanse motora. Pri tome je važno napomenuti da se pojam prva verzija odnosi na slučaj u kojemu na izlazu iz Akrapovičevog prigušivača nema dodatnih ispušnih cijevi. Druga verzija odnosi se na slučaj u kojemu se na

izlazu iz prigušivača nalazi jedna dodatna ispušna cijev ukupne duljine 400 mm. Kod treće verzije postavljaju se dvije dodatne ispušne cijevi, po jedna na svaki izlaz iz prigušivača, pri čemu ukupna duljina svake iznosi 400 mm.



Slika 55. Usporedba razine buke za slučajeve s dodatnim ispušnim cijevima iz prigušivača

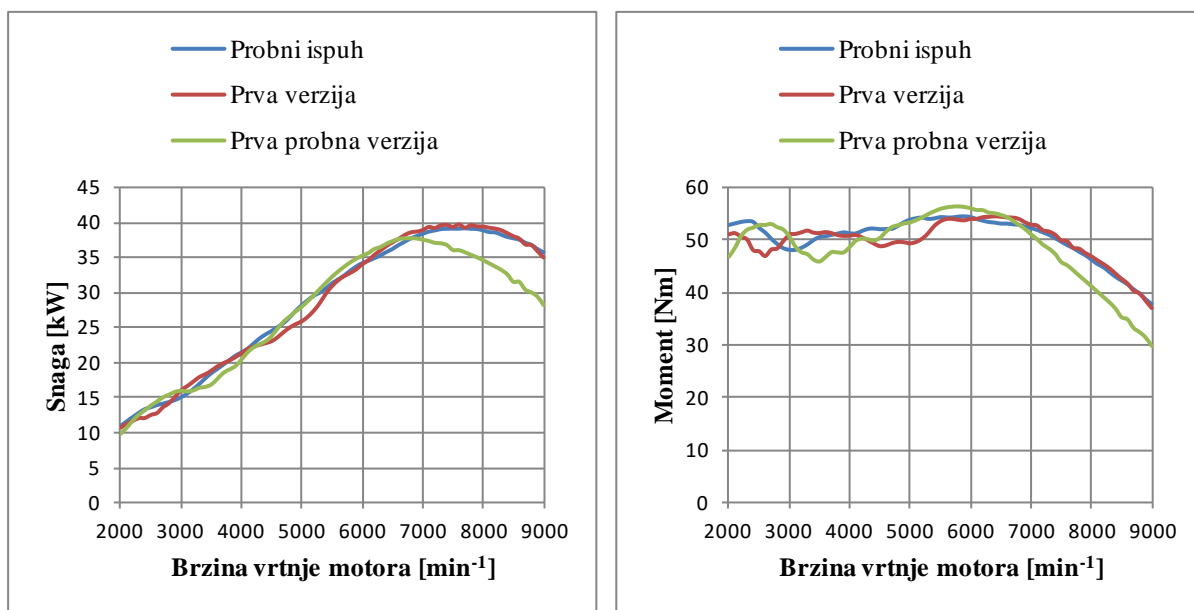
U skladu s pravilnikom, vrijednosti razine buke za drugu i treću verziju prikazane su za onaj ispušni otvor na kojem se ostvaruju veće vrijednosti. Iz dijagrama sa prethodne slike vidi se da je postavljanjem dodatnih ispušnih cijevi iz prigušivača (druga i treća verzija), razinu buke na brzinama vrtnje motora pri kojima se vrši ispitivanje, moguće svesti ispod maksimalne dozvoljene vrijednosti. Nakon što je potvrđeno da je s takvom preinakom na ispušnom sustavu moguće zadovoljiti pravilnikom propisanu razinu buke potrebno je analizirati utjecaj na performanse motora (Slika 56).



Slika 56. Usporedba performansi za slučajeve s dodatnim ispušnim cijevima iz prigušivača

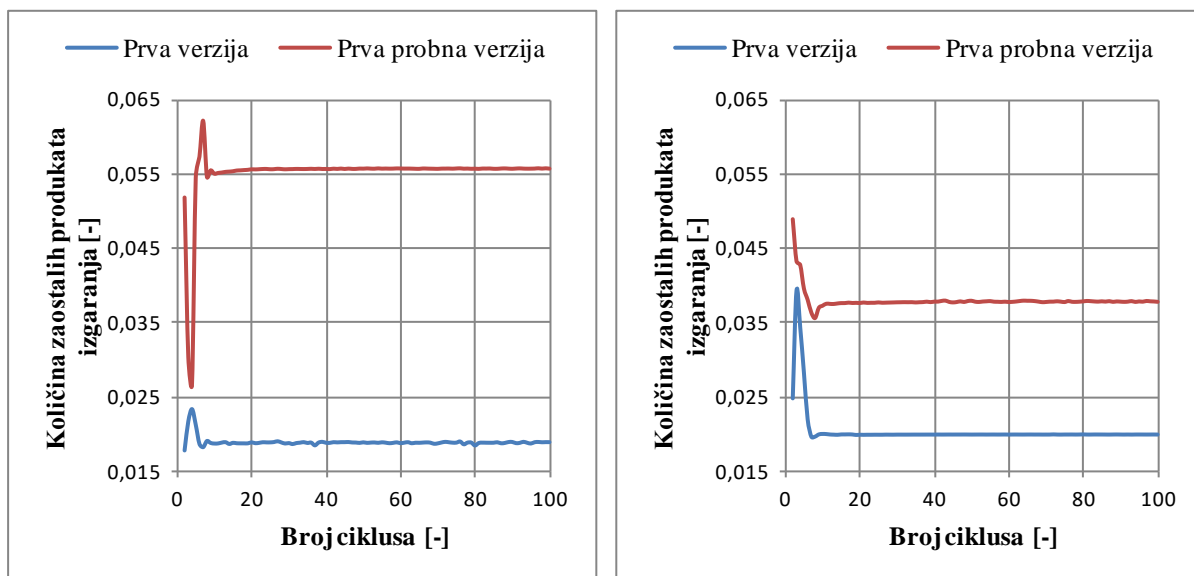
Iz dijagrama sa slike 56 jasno se vidi da se na području od 4500-6000 min⁻¹ javlja veliki pad snage i momenta, koji je time izraženiji što je više dodatnih ispušnih cijevi iz prigušivača. Pad performansi javlja se na nezgodnom mjestu, jer se u navedenom području brzina vrtnje motor nerijetko nalazi.

Na početku poglavlja spomenuto je kako je probni ispušni sustav zamišljen s prigušivačem marke Serdarević prikazanim na slici 29. Riječ je o protočnom prigušivaču, u kojem je otpor strujanja zanemarivo malen naspram onom kroz Akrapovičev reaktivno-apsorbirajući prigušivač, prikazan na slici 49. Dakle sa Serdarevićevim prigušivačem ostvaruje se nesmetano strujanje duž cijelog ispušnog sustava, odnosno izuzev primarnih cijevi, cijeli ispušni sustav može se razmatrati kao jedna ispušna cijev. Na temelju toga dolazi se na ideju da u analizi s Akrapovičevim prigušivačem duljina sekundarne ispušne cijevi bude jednaka duljini cijelog probnog ispušnog sustava, izuzev duljinu primarnih cijevi (prva probna verzija). Na taj način bi se trebao riješiti problem pada snage i momenta na srednjim brzinama vrtnje motora. Analiza navedenog slučaja u pogledu ostvarenih performansi te usporedba s probnim ispuhom i prvom verzijom prikazana je na slici 57.



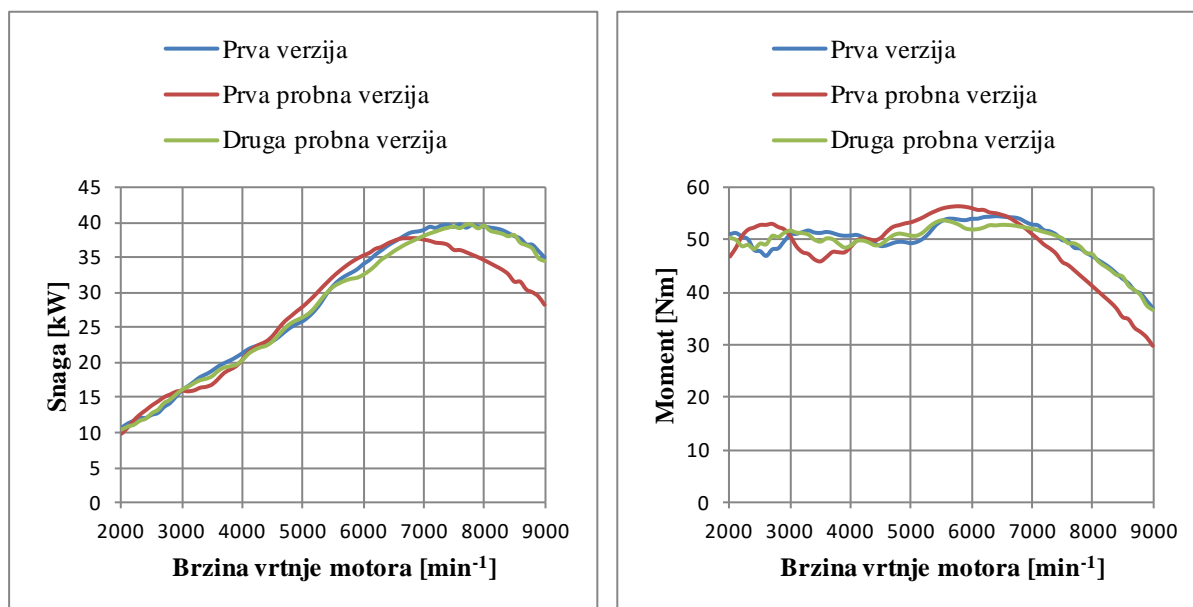
Slika 57. Usporedba performansi za slučaj s povećanom duljinom sekundarne ispušne cijevi

S povećanjem duljine sekundarne ispušne cijevi, na način kako je to prethodno pojašnjeno, javlja se očekivani porast performansi na srednjim brzinama vrtnje motora. Međutim, na nižim i višim brzinama vrtnje javlja se određeni pad snage i momenta u odnosu na probni ispuh, ali i u odnosu na slučaj s kraćom duljinom sekundarne ispušne cijevi (prva verzija). Analizom je utvrđeno da je prikazani pad performansi posljedica velike količine zaostalih produkata izgaranja u ispuhu na pripadajućim brzinama vrtnje motora (Slika 58).



Slika 58. Količina zaostalih produkata izgaranja pri 3500 min⁻¹ (lijevo) i 8000 min⁻¹ (desno)

Navedeni problem može se riješiti povećanjem promjera sekundarne cijevi (druga probna verzija), jer se na taj način otpor strujanja kroz cijev smanjuje. Promjer sekundarne ispušne cijevi povećan je toliko da odgovara ulaznoj cijevi u Akrapovičev prigušivač. Na taj način ostvarene su performanse motora prikazane na slici 59.



Slika 59. Usporedba performansi za slučaj s povećanim promjerom sekundarne ispušne cijevi

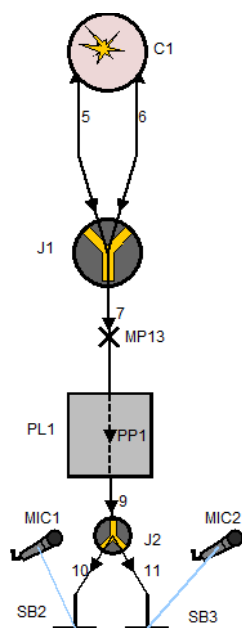
Kao što je to bilo i za očekivati, povećanjem promjera sekundarne ispušne cijevi eliminiran je pad performansi pri nižim i višim brzinama vrtnje motora. Međutim, sada se pri srednjim brzinama vrtnje javlja određeni pad snage i momenta. Dakle, odabirom duljine i promjera sekundarne ispušne cijevi, nastoji se postići kompromis između dobrih performansi pri nižim i višim brzinama vrtnje te dobrih performansi pri srednjim brzinama vrtnje motora. Iz dijagrama sa slike 59 vidi se da se s povećanjem duljine i promjera sekundarne cijevi dobiva krivulja snage, odnosno momenta, koja se približno poklapa s onom dobivenom za slučaj početne vrijednosti duljine i promjera sekundarne cijevi, odnosno za slučaj probnog ispušnog sustava s Akrapovičevim prigušivačem bez dodatnih izlaznih cijevi (prva verzija). Međutim, jednako tako razina buke se približno poklapa u oba slučaja. Kako je prva verzija znatno kompaktnija lakše ju je pozicionirati i smjestiti na bolid. Kod verzije s povećanom duljinom i s povećanim promjerom sekundarne ispušne cijevi javlja se problem konstrukcijske izvedbe. Zbog većih dimenzija, u odnosu na prvu verziju, problem je pozicionirati i smjestiti takav ispušni sustav na bolid. Iz tog razloga navedena verzija ispuha se odbacuje.

Nakon usporedbe rezultata svih prethodnih preinaka ispušnog sustava, dolazi se do zaključka da je optimalna izvedba ona kod koje je na probni ispuh postavljen Akrapovičev prigušivač iz kojeg izlaze dvije dodatne ispušne cijevi ukupne duljine 400 mm. Pomoću takve izvedbe moguće je kombinirati tri osnovna slučaja:

- Prva verzija – uklonjene su obje dodatne ispušne cijevi. Na taj način se ostvaruje najmanje prigušenje buke, ali i najbolje performanse
- Druga verzija – montirana je samo jedna dodatna ispušna cijev. Na taj način se ostvaruje djelomično prigušenje buke, ali i solidne performanse.
- Treća verzija – montirane su obje dodatne ispušne cijevi. Na taj način se ostvaruje najveće prigušenje buke, ali i najlošije performanse.

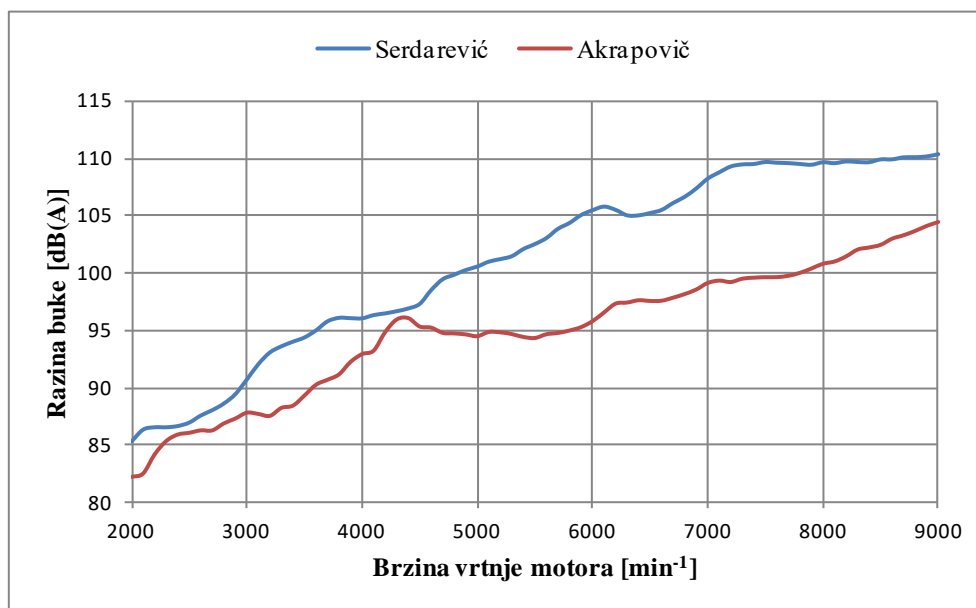
S prvom verzijom, pomoću koje se ostvaruju najbolje moguće performanse s navedenim prigušivačem, razina buke ne premašuje znatno dozvoljene vrijednosti pa je stoga razumno za pretpostaviti da se uslijed odstupanja simulacijskog modela od realnog, razina buke zapravo nalazi u dozvoljenim granicama. Ukoliko to nebi bio slučaj, odnosno ukoliko bi vrijednosti razine buke dobivene mjerenjem u realnim uvjetima odgovarale onima dobivenim simulacijom, ili ukoliko bi pak bile veće od tih vrijednosti, na izlazne cijevi iz prigušivača postavile bi se dodatne ispušne cijevi na način kako je to prethodno objašnjeno. Na osnovu izmjerenih vrijednosti razine buke, određuje se potrebna duljina dodatnih ispušnih cijevi kako bi se te vrijednosti svele ispod maksimalnih dozvoljenih.

Kako bi se opravdala kupnja spomenutog Akrapovičevog prigušivača, provodi se još jedna simulacija probnog ispušnog sustava sa Serdarevičevim prigušivačem, na čijem kraju se postavljaju dvije dodatne ispušne cijevi, tako da ukupna duljina od izlaza iz prigušivača do ispušnih otvora iznosi 400 mm (Slika 60), kao što je to bio slučaj i kod Akrapoviča.



Slika 60. Simulacijski model probnog ispuha s dvije dodatne ispušne cijevi

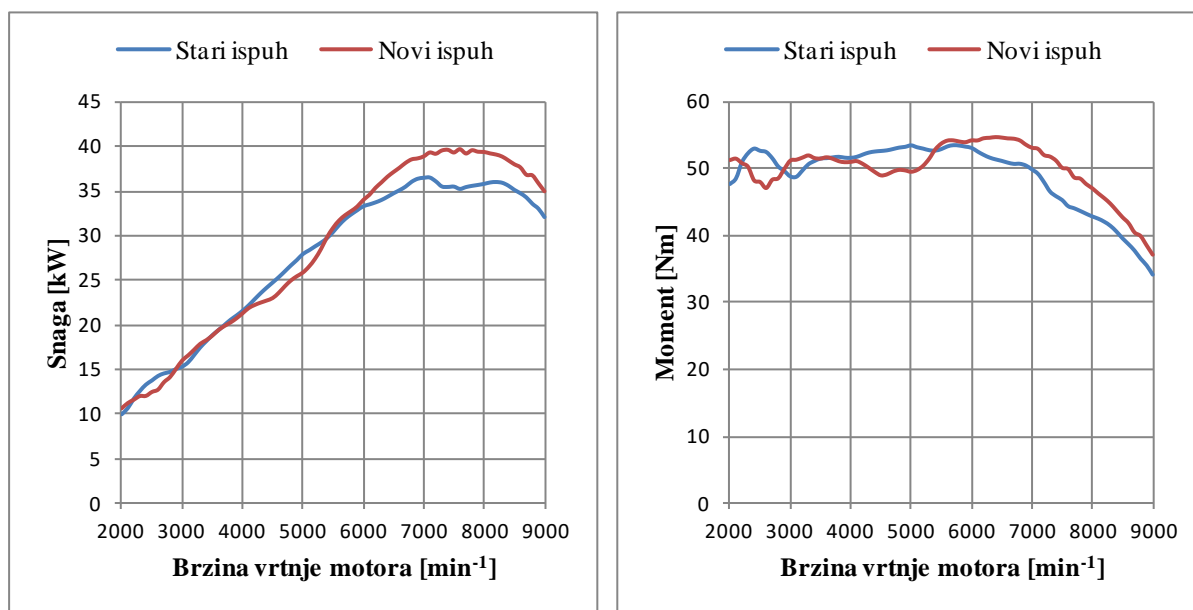
Osnovna svrha ove simulacije jest vidjeti da li se dobiveno smanjenje buke pomoću Akrapovića može dobiti i sa Serdarevićem. Ukoliko može, onda nema potrebe za kupnjom Akrapovičeva prigušivača. U protivnom, kupnja spomenutog prigušivača je opravdana. Na slici 61 prikazana je usporedba dobivenih vrijednosti razine buke između navedenih prigušivača.



Slika 61. Usporedba razine buke između Serdarevića i Akrapovića s dvije dodatne ispušne cijevi

Iz dijagrama sa slike 61 vidi se da s probnim ispuhom sa Serdarevićevim prigušivačem, u slučaju najvećeg prigušenja buke, odnosno kada su na prigušivač montirane dvije dodatne ispušne cijevi, pri brzini vrtnje 6000 min^{-1} buka prelazi dozvoljenu vrijednost. To je dovoljan argument da kupnja Akrapovićeve prigušivača bude opravdana.

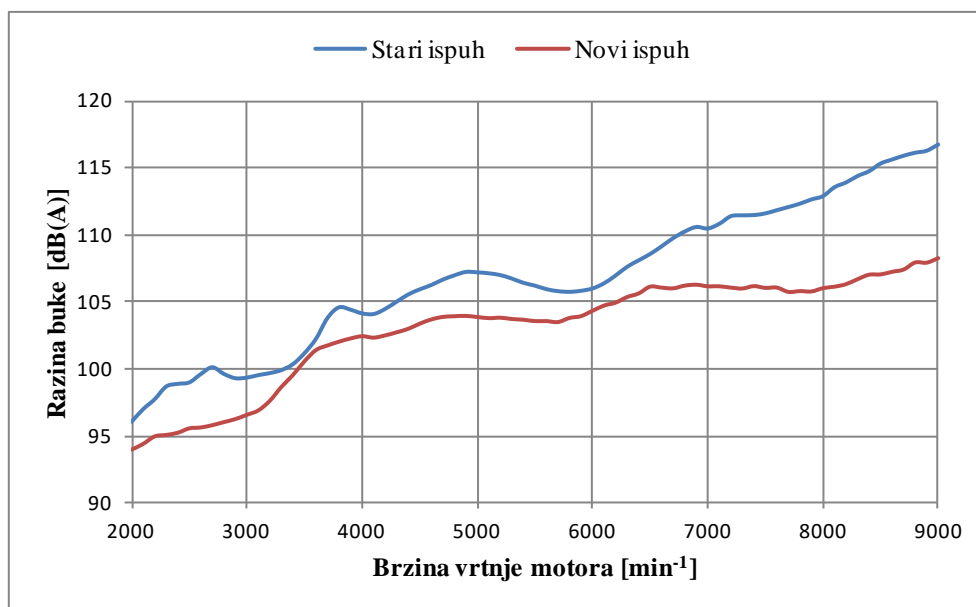
Sada kada je definiran konačan izgled ispušnog sustava bolida, potrebno je napraviti usporedbu sa starim ispuhom. Za početak će se prikazati usporedba performansi između starog i novog ispuha (Slika 62).



Slika 62. Usporedba performansi dobivenih sa starim i novim ispuhom

Iz dijagrama sa slike 62 može se vidjeti da se na području od $4500\text{-}5500 \text{ min}^{-1}$ javlja izraženiji pad performansi u odnosu na stari ispuh. Ako pogledamo na sliku 17 možemo vidjeti da je to područje brzine vrtnje u kojem se motor nerijetko nalazi, zbog čega je taj pad vrlo nezgodan. S druge strane, ako kao referencu ponovno uzmemo sliku 17 možemo vidjeti da se motor također vrlo često nalazi u području brzina vrtnje od $6000\text{-}8000 \text{ min}^{-1}$, a upravo na tom području se javlja značajniji porast performansi u odnosu na stari ispuh. Na temelju analiziranih podataka može se zaključiti da je sekundarni zadatak optimizacije ispušnog sustava zadovoljen.

Nadalje, kako je primarni zadatak optimizacije ispušnog sustava bio smanjiti razinu buke u odnosu na početni slučaj, potrebno je prikazati usporedbu ostvarene razine buke između starog i novog ispušnog sustava (Slika 63).

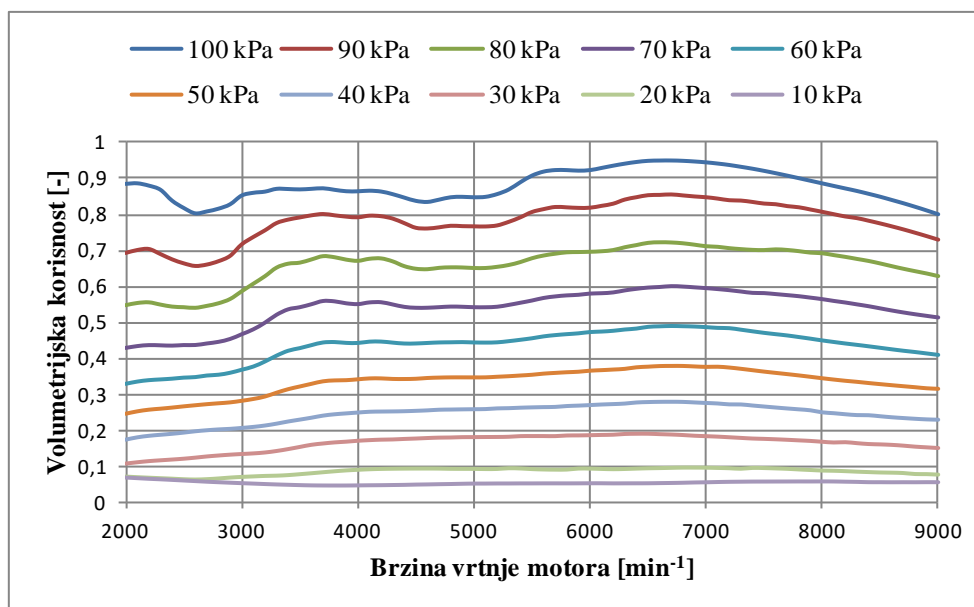


Slika 63. Usporedba razine buke dobivene sa starim i novim ispuhom

Iz dijagrama sa slike 63 može se vidjeti da je s novim ispuhom ostvareno primjetno smanjenje razine buke u odnosu na stari ispuh. Mjerenjem u realnim uvjetima, pomoću za to predviđenog uređaja (bukomjera), potrebno je potvrditi dobivene podatke, a nakon toga, ukoliko je to potrebno, donijeti odluku o modifikaciji odabranog ispušnog sustava dodavanjem dodatnih ispušnih cijevi odgovarajuće duljine.

Sada kada je odabrana konačna verzija ispušnog sustava potrebno je izraditi novu mapu motora. Za mapu motora potrebno je izvaditi vrijednosti volumetrijske korisnosti za cijeli spektar opterećenja u ovisnosti o brzini vrtnje motora (Slika 64). Opterećenje motora mijenja se u ovisnosti o kutu otvorenosti zaklopke, odnosno u ovisnosti o vrijednosti tlaka u usisnom plenumu. Vrijednosti volumetrijske korisnosti potrebno je dobiti za slučaj stehiometrijskog omjera goriva i zraka ($\lambda = 1$), a potom se u konfiguraciji upravljačke jedinice motora (ECU – *Engine Control Unit*) unose ciljane vrijednosti omjera goriva i zraka ($\lambda target$).

Pri tome je važno napomenuti da volumetrijska korisnost predstavlja omjer gustoće smjese zraka i goriva, koja je pri atmosferskom tlaku usisana u cilindar u taktu usisa, i gustoće zraka koji se nalazi u usisnoj grani.



Slika 64. Volumetrijska korisnost za cijeli spektar opterećenja motora

5.5.1. Konstrukcijska izvedba novog ispušnog sustava

Nakon što je odabrana konačna verzija ispušnog sustava potrebno je razraditi njeno konstrukcijsko rješenje, odnosno potrebno je pozicionirati novi ispušni sustav na bolid. Pri tome se nameću dvije osnovne ideje:

- Prva ideja – pozicioniranje novog ispušnog sustava na način kako je to bilo izvedeno i sa starim ispuhom (Slika 11). Dakle, novi ispuh bi u tom slučaju bio smješten na stražnjem dijelu bolida s prigušivačem okomitim na uzdužnu os bolida. U odnosu na stari ispuh, sada bi ovakvo konstrukcijsko rješenje bilo još lakše izvedivo jer se pomiču stari prihvatni stražnjeg krila, što ostavlja dosta prostora za pozicioniranje nove ispušne grane. U ovom slučaju još je potrebno postaviti dvije dodatne ispušne cijevi iz prigušivača, koje bi bile položene prema van, odnosno na način da se spriječi da ispušni plinovi udaraju u stražnji lijevi kotač bolida.
- Druga ideja – grana novog ispušnog sustava bila bi konstruirana tako da omogućiti smještaj prigušivača na lijevi bok bolida, jer se na desnom boku bolida nalaze prihvatni za elektroniku. Pri tome bi prigušivač bio smješten paralelno s uzdužnom osi bolida. U tom slučaju bi svi dijelovi ispušnog sustava koji vire s bočne strane bolida trebali biti zaštićeni na način kako je to propisano pravilnikom, što dodatno komplicira izvedbu. Također bi se trebale postaviti dvije dodatne ispušne cijevi iz prigušivača, koje bi bile

usmjerene tako da ispušni plinovi izlaze u smjeru suprotnom od gibanja bolida, a da pritom vozač ne bude izložen njihovom djelovanju.

Nakon razmatranja tih dviju ideja, u konačnici se odlučilo za prvu, prvenstveno radi jednostavnosti te izvedbe. Zbog velikog volumena, novi prigušivač bi bilo teško smjestiti na bok bolida, dok na stražnjem dijelu to ne predstavlja problem, zbog dosta raspoloživog prostora. Za početak je potrebno izraditi CAD model novog ispušnog sustava (Slika 65), na temelju kojeg će se vršiti postupak izrade ispušne grane.



Slika 65. CAD model novog ispušnog sustava na bolidu Strix R

Sada je potrebno odabrati materijal od kojeg će se izraditi ispušna grana. Jedan od najčešće korištenih materijala u automobilskoj industriji je nehrđajući čelik zbog relativno niske cijene i velike rasprostranjenosti. Karakterizira ga dobra obradljivost te ne zahtijeva posebnu pripremu za postupak zavarivanja. Budući da svaki materijal ima svoja ograničenja, tako i nehrđajući čelik. Pri višim temperaturama opada mu čvrstoća i otpornost na koroziju pa je stoga potrebno koristiti cijevi s većom debljinom stijenke, kako bi se osigurala dovoljna čvrstoća ispušne grane, a što u konačnici rezultira povećanjem ukupne mase ispušnog sustava. Navedeni problem može se riješiti upotrebom titana, koji je skoro dva puta lakši u odnosu na nehrđajući čelik, a karakterizira ga relativno dobra čvrstoća. Problem se javlja pri višim temperaturama kada dolazi do oksidacije pa se proces zavarivanja mora odvijati u inertnoj atmosferi. Osim toga važno je napomenuti da je za razliku od nehrđajućeg čelika titan znatno

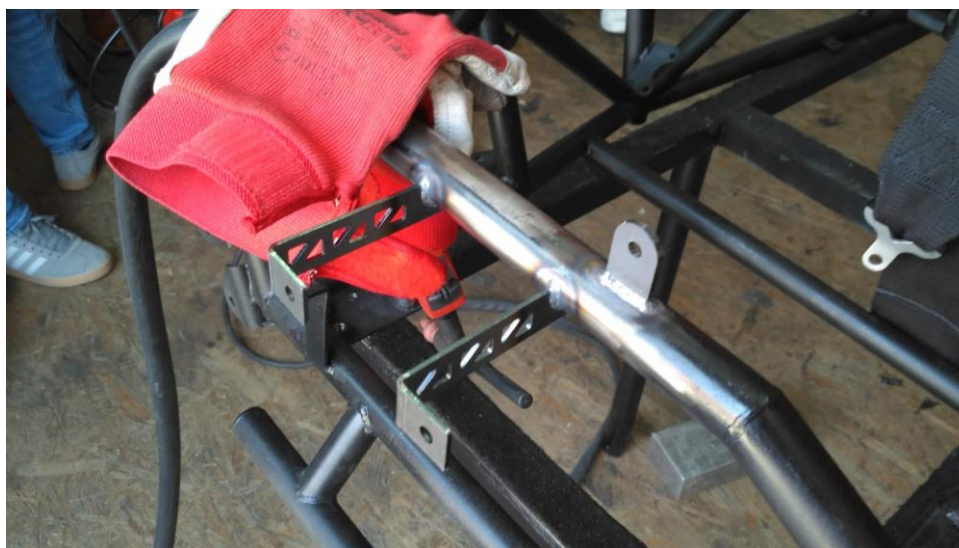
skuplji. U tablici 8 prikazana je razlika u masi između titanske ispušne grane i ispušne grane izrađene od nehrđajućeg čelika.

Tablica 8. Usporedba mase za različite materijale ispušne grane

	Nehrdajući čelik	Titan
Masa ispušne grane [kg]	1,622	0,925

Unatoč tome što je titan znatno skuplji u odnosu na nehrđajući čelik, pošto se radi o relativno maloj masi ispušne grane, odlučeno je da bi se kao materijal trebao koristiti titan, prvenstveno zbog značajnije uštede u masi. Međutim, zbog nemogućnosti pronalaska tvrtke koja bi nabavila titanske cijevi te ih u konačnici i zavarivala, odustaje se od upotrebe titana kao materijala za izradu ispušne grane, te će se kao alternativa koristiti nehrđajući čelik.

Također je potrebno osmisliti način prihvaćanja novog prigušivača na šasiju bolida. Kod starog ispušnog sustava, prigušivač je za šasiju bio vezan pomoću šelne učvršćene na za to osmišljenom prihvat. Međutim, novi prigušivač je znatno veći u odnosu na stari, a time i masivniji, pa je osim osiguranja šelnom potrebno osmisliti dodatni prihvat navedenog prigušivača na šasiju. Novi prihvat na šasiji zamišljen je u obliku dviju čeličnih pločica u obliku slova L, na koje bi se prigušivač vezao pomoću dvaju vijaka (Slika 66). Kako novi prigušivač serijski dolazi s već ugrađenim prihvatom, isti je samo potrebno prilagoditi zamišljenom prihvat na šasiji.



Slika 66. Novi prihvat prigušivača

Kako je jedan od glavnih ciljeva redizajna bolida smanjenje njegove ukupne mase, potrebno je na kraju prikazati usporedbu mase između starog i novog ispušnog sustava (Tablica 9).

Tablica 9. Usporedba mase starog i novog ispušnog sustava

	Stari ispušni sustav	Novi ispušni sustav
Masa ispušne grane [kg]	1,85	1,82
Masa prigušivača [kg]	1,45	4,4
Ukupna masa [kg]	3,3	6,22

Iz tablice 9 vidi se da je s novim ispušnim sustavom (Slika 67) povećana ukupna masa bolida, odnosno novi ispušni sustav je teži od staroga. Masa nove ispušne grane približno je jednaka masi stare ispušne grane. Glavni problem po pitanju mase predstavlja novi prigušivač. Iako je navedeni prigušivač u potpunosti izrađen kombiniranjem titana i ugljičnih vlakana, zbog svog velikog volumena znatno je masivniji u odnosu na stari prigušivač. Razlog tome je činjenica da je stari prigušivač bio protočni, a novi predstavlja kombinaciju reaktivnog i apsorbirajućeg prigušivača, što znači da sadrži seriju perforiranih cijevi i komora, koje zahtijevaju veliki volumen za ugradnju.



Slika 67. Novi ispušni sustav na bolidu Strix R

5.5.2. Validacija simulacijskog modela s novim ispušnim sustavom

Validacija simulacijskog modela s novim ispušnim sustavom vrši se na isti način kao i u potpoglavlju 3.2. Dakle, mjerenjem razine buke ostvarene s novim ispuhom (Slika 68), pomoću za to predviđenog uređaja (bukomjera), potrebno je potvrditi da se rezultati dobiveni simulacijama u potpunosti, ili barem približno, poklapaju s izmjerenim vrijednostima. Ukoliko rezultati dobiveni simulacijama previše odstupaju od izmjerenih vrijednosti, potrebno je kalibrirati simulacijski model. Postupak se ponavlja sve dok se odstupanje ne bude nalazilo u prihvatljivim granicama. Na temelju dobivenih rezultata, ukoliko je to potrebno, izvode se određene preinake na novom ispušnom sustavu (dodavanje dodatnih ispušnih cijevi na izlaz iz prigušivača).



Slika 68. Postupak mjerenja razine buke s novim ispušnim sustavom

Rezultati dobiveni mjerenjem prikazani su u tablici 10.

Tablica 10. Usporedba izmjerenih vrijednosti i vrijednosti dobivenih simulacijom

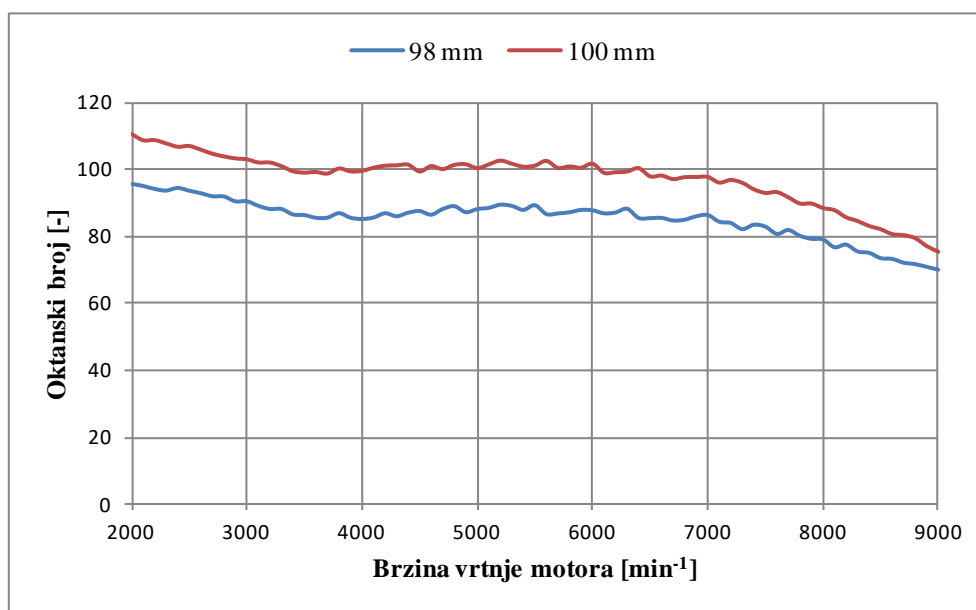
Brzina vrtnje motora	Simulacija	Mjerenje
[min ⁻¹]	[dB(A)]	[dB(A)]
2800	95,74	95,5
6000	105,57	105,9

Usporedbom rezultata dobivenih simulacijom i mjerenjem jasno se vidi da su odstupanja zanemarivo mala pa se može zaključiti da je simulacijski model validiran. Međutim, iz toga slijedi da izvedba bez ispušnih cijevi iz prigušivača (prva verzija) ne zadovoljava dozvoljenu

razinu buke temeljenu na pretpostavkama prema tablici 4, odnosno da je potrebno postaviti dvije ispušne cijevi iz prigušivača, jednu dulju i jednu kraću, tako da su dovoljno udaljene jedna od druge. Simulacije pokazuju kako bi se tom preinakom (druga verzija) razina buke mogla smanjiti ispod pravilnikom propisane vrijednosti. Ipak, preinake ne treba raditi prije mjerenja razine buke prema C skali, upravo radi nesigurnosti u navedene pretpostavke.

5.5.3. Novi klip

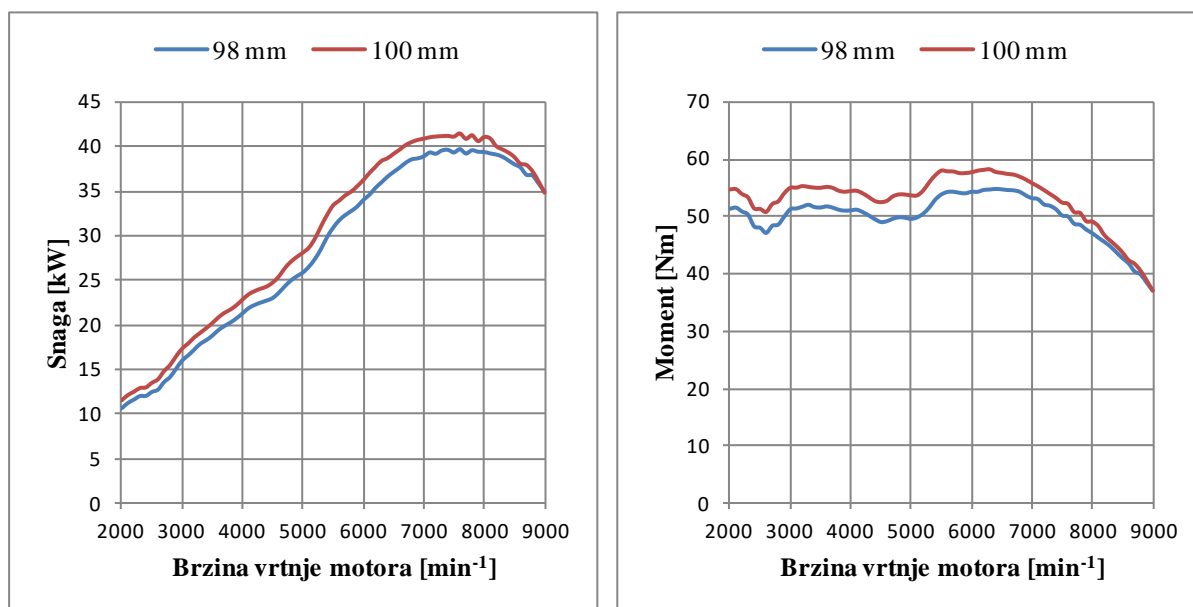
Na bolidu se trenutno nalazi jednocilindrični motor temeljen na klipnom mehanizmu motora Husqvarna TE610. Navedeni motor serijski je opremljen s klipom promjera 98 mm. U tijeku je izrada redizajna bolida (Strix R), pri čemu je zamišljeno da novi bolid bude pogonjen istim motorom, samo s trkaćim klipom promjera 100 mm čime se povećava radni volumen, ali i kompresija zahvaljujući geometriji klipa. Povećanjem kompresijskog omjera povećava se efikasnost motora, a samim time i performanse, no važno je napomenuti da se s većom kompresijom javlja i veća opasnost od pojave detonantnog izgaranja u cilindru. Međutim, kako se kao pogonsko gorivo koristi E85, koji ima veću otpornost prema detonantnom izgaranju u odnosu na benzin, opasnost od pojave detonacija je svedena na minimum. Kako bi bili sigurni da neće doći do pojave detonacija potrebno je pratiti vrijednosti oktanskog broja na cijelom području brzine vrtnje motora, za slučaj s novim klipom (Slika 69).



Slika 69. Vrijednosti oktanskog broja za odabrano gorivo

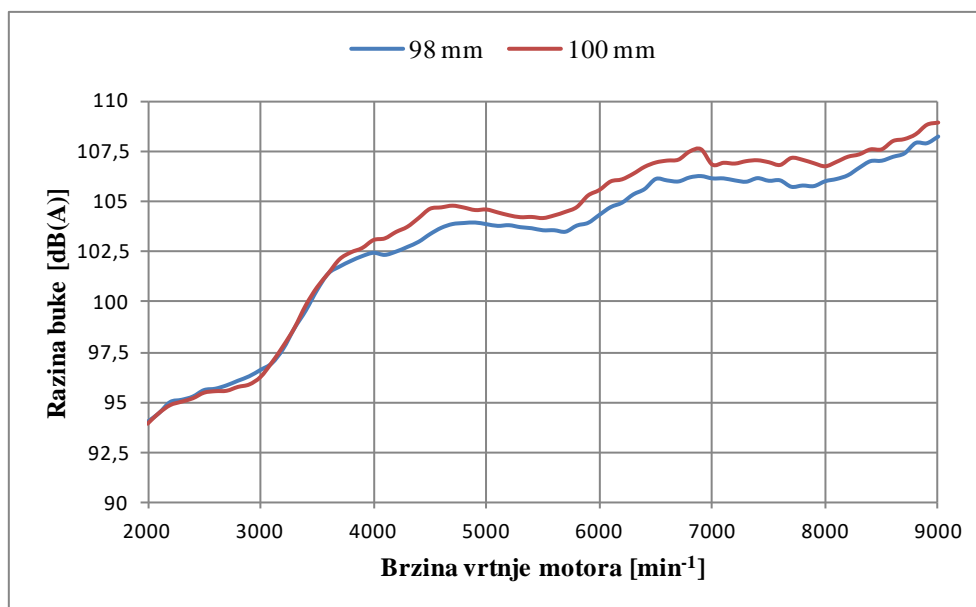
Oktanski broj za E85 nalazi se u rasponu od 100-105, a za benzin u rasponu od 91-93. Simulacija je namještena tako da trenutak bacanja iskre odgovara onom zakretu koljenastog vratila za koji se dobivaju najbolje performanse. To znači da se pri nižim brzinama vrtnje motora, gdje se oktanski broj nalazi iznad propisane vrijednosti za odabrano gorivo, jednostavno može pomaknuti kut pretpaljenja.

Prethodno je spomenuto da bi se s novim klipom većeg promjera trebale dobiti poboljšane performanse motora. Sada tu tvrdnju treba potkrijepiti odgovarajućim dijagramom (Slika 70).



Slika 70. Usporedba performansi dobivenih za različite promjere klipa

Kao što je bilo i za očekivati, s novim klipom promjera 100 mm ostvaren je porast snage i momenta na cijelom području brzine vrtnje motora, u odnosu na slučaj s klipom promjera 98 mm. Još je potrebno kontrolirati razinu buke, jer se s klipom većeg promjera očekuje porast tih vrijednosti (Slika 71).



Slika 71. Usporedba razine buke za različite promjere klipa

Iz dijagrama sa slike 71 jasno se vidi da s novim klipom većeg promjera dolazi do porasta razine buke na gotovo cijelom području brzina vrtnje motora. Međutim, kako vidimo taj porast je zanemarivo mali, a pri brzini vrtnje 2800 min⁻¹ čak dolazi i do smanjenja vrijednosti razine buke.

6. ZAKLJUČAK

U okviru ovog rada bilo je potrebno izvršiti optimizaciju usisnog i ispušnog sustava bolida Formula Student. U sklopu optimizacije usisa kao konačno rješenje ponuđen je varijabilni sustav s tri duljine cijevi pomoću kojeg je moguće ostvariti značajan porast performansi na gotovo cijelom području brzine vrtnje motora. S tako osmišljenim sustavom moguće je bez prevelikih ulaganja te značajnijeg porasta mase bolida dobiti traženo povećanje snage i momenta. Ideja je bila pokazati da se i bez mehanizma za vanjsko nabijanje motora, koji zbog potrebe za ugradnjom hladnjaka stlačenog zraka iziskuje značajnija financijska ulaganja, mogu ostvariti solidne performanse motora. Iako su prednosti ugradnje varijabilnog usisa potvrđene rezultatima simulacija, zbog kompliciranosti same izvedbe te zbog poteškoća oko pozicioniranja sustava na bolid, odustaje se od spomenute ideje. Odbacivanjem ideje varijabilnog usisa s tri duljine cijevi, usisni sustav bolida ostaje isti. U sklopu optimizacije ispušnog sustava nastojao se postići kompromis između dobrih performansi motora i dozvoljene vrijednosti razine buke na odgovarajućim brzinama vrtnje motora. Osnovni problem koji se pritom javlja jest činjenica da pomoću simulacijskog programa AVL BoostTM nije moguće mjeriti razinu buke prema C skali, zbog čega su se zaključci o uspješnosti pojedinih ideja u sklopu optimizacije ispuha donosili na temelju pretpostavke. U konačnici je razvijen takav ispušni sustav s kojim se ostvaruje porast performansi na određenim brzinama vrtnje te koji na temelju rezultata dobivenih simulacijom, uzevši pritom u obzir početnu pretpostavku, zadovoljava pravilnikom propisane vrijednosti razine buke. Može se reći da je optimizacija ispuha uspješno izvršena, jer je razvijena izvedba ispušnog sustava ponuđena s odgovarajućim faktorom sigurnosti. U slučaju da ispušni sustav prilikom mjerenja razine buke ne zadovoljava dopuštene vrijednosti, jednostavnim preinakama u vidu dodavanja izlaznih ispušnih cijevi odgovarajućih duljina iz prigušivača, moguće je svesti razinu buke ispod pravilnikom propisanih vrijednosti. Dakle, s navedenom izvedbom ispušnog sustava moguće je, ovisno o potrebi, ostvariti minimalno ili maksimalno prigušenje ispušnog sustava.

LITERATURA

- [1] Formula Student Rules 2018.
- [2] Krajnović, J: Formula student engine modeling using AVL Boost simulation software
- [3] Popović, G.: Tehnika motornih vozila, Pučko otvoreno učilište, Zagreb, 2004.
- [4] Autozine Technical School: Intake and exhaust
- [5] Potul, S., Nachnolkar, R., Bhave, S.: Analysis of change in intake manifold length and development of variable intake system, 2014.
- [6] Vichi, G., Romani, L., Ferrari, L., Ferrara, G.: Development of an engine variable geometry intake system for a Formula SAE application, 2015.

PRILOZI

I. CD-R disc