

UNIVERZA V LJUBLJANI

Fakulteta za strojništvo

**Vpliv geometrije plinske poti na zmogljivosti
motorja z notranjim zgorevanjem**

Zaključna naloga Razvojno raziskovalnega programa I. stopnje
STROJNIŠTVO

Aleš Zajec

Ljubljana, avgust 2017

UNIVERZA V LJUBLJANI

Fakulteta za strojništvo

**Vpliv geometrije plinske poti na zmogljivosti
motorja z notranjim zgorevanjem**

Zaključna naloga Razvojno raziskovalnega programa I. stopnje
STROJNIŠTVO

Aleš Zajec

Mentor: prof. dr. Tomaž Katrašnik, univ. dipl. fiz.

Ljubljana, avgust 2017

VLOGA ZA PREVZEM TEME ZAKLJUČNE NALOGE

Univerzitetni študijski program I. stopnje STROJNIŠTVO – Razvojno raziskovalni program

Št. zaključne naloge (izpolni študentski referat): UNT/904

Datum prejema vloge v ŠR: 18.08.2017

Podatki o študentu:

Ime in priimek: ALEŠ ZAJEC

Vpisna št.: 23120163

Datum, kraj rojstva: LJUDYANA, 18.11.1994

Podatki o zaključni nalogi:

Naslov zaključne naloge (slovenski):

Vpliv geometrije plinske poti na zmogljivost;
motorja z notranjim zgrevanjem

Naslov zaključne naloge (angleški):

Impact of gas path geometry on the performance
of an internal combustion engine

Mentor na FS: Dr. TONČI KATRAPŠOVIČ

Somentor na FS: _____

Veljavnost naslova temo je 6 mesecev od oddaje Vloge za prevzem.

Podpis študenta:

A. Zajec

Podpis mentorja:

T. Katrapšovič

Zahvala

Najprej bi se rad zahvalil mentorju, prof. dr. Tomažu Kutrašniku, za trud in pomoč pri pripravljanju zaključne naloge. Poleg tega bi se zahvalil asistentu dr. Roku Viharju za pomoč in praktično vodenje pri nastajanju zaključne naloge.

Rad bi se zahvalil mojim prijateljem in sošolcem, ki so mi prav tako pomagali pri izdelavi zaključne naloge.

Posebna zahvala gre tudi družini. Še posebej dekletu, ki mi je vsa leta študija stalo ob strani in me podpiralo pri uresničitvi mojih ciljev ter Antoniji Zajec, ki mi je bila vzor in motivacija za zaključek študija.

Najlepša hvala.

Spodaj podpisani/-a Aleš Zajec študent/-ka Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani, z vpisno številko 23130163, avtor/-ica pisnega zaključnega dela študija z naslovom: Vpliv geometrije plinske poti na zmogljivosti motorja z notranjim zgorevanjem,

IZJAVLJAM,

1. * ☒ a) da je pisno zaključno delo študija rezultat mojega samostojnega dela;
b) da je pisno zaključno delo študija rezultat lastnega dela več kandidatov in izpolnjuje pogoje, ki jih Statut UL določa za skupna zaključna dela študija ter je v zahtevanem deležu rezultat mojega samostojnega dela;
2. da je tiskana oblika pisnega zaključnega dela študija istovetna elektronski obliki pisnega zaključnega dela študija;
3. da sem pridobil/-a vsa potrebna dovoljenja za uporabo podatkov in avtorskih del v pisnem zaključnem delu študija in jih v pisnem zaključnem delu študija jasno označil/-a;
4. da sem pri pripravi pisnega zaključnega dela študija ravnal/-a v skladu z etičnimi načeli in, kjer je to potrebno, za raziskavo pridobil/-a soglasje etične komisije;
5. da soglašam z uporabo elektronske oblike pisnega zaključnega dela študija za preverjanje podobnosti vsebine z drugimi deli s programsko opremo za preverjanje podobnosti vsebine, ki je povezana s študijskim informacijskim sistemom članice;
6. da na UL neodplačno, neizključno, prostorsko in časovno neomejeno prenašam pravico shranitve avtorskega dela v elektronski obliki, pravico reproduciranja ter pravico dajanja pisnega zaključnega dela študija na voljo javnosti na svetovnem spletu preko Repozitorija UL;
7. da dovoljujem objavo svojih osebnih podatkov, ki so navedeni v pisnem zaključnem delu študija in tej izjavi, skupaj z objavo pisnega zaključnega dela študija;
8. da dovoljujem uporabo mojega rojstnega datuma v zapisu COBISS.

V Ljubljani, 22. 8. 2017

Podpis avtorja/-ice: Aleš Zajec

* Obkrožite varianto a) ali b).

Izvleček

UDK 004.942:519.876.5:621.43(043.2)

Tek. štev.: UN I/904

Vpliv geometrije plinske poti na zmogljivosti motorja z notranjim zgorevanjem

Aleš Zajec

Ključne besede: motor z notranjim zgorevanjem
 plinska pot delovne zmesi
 povečanje učinkovitosti
 polnilni sistem
 izpušni sistem

Zaključna naloga obravnava povečanje učinkovitosti enovaljnega štiritaktnega motorja z notranjim zgorevanjem s pomočjo izboljšanja plinske poti motorja. Opredeljeno je delovanje motorja, valovna dinamika in simulacijsko modeliranje sistema. Analiza plinske poti je bila izvedena na polnilnem in izpušnem sistemu na širšem območju delovanja motorja z namenom pridobitve optimalnejše rešitve. Simulacije so bile izvedene v profesionalnem simulacijskem programu. Simulacijski rezultati kažejo velik vpliv valovne dinamike sistema na učinkovitost motorja z notranjim zgorevanjem. Pri ustreznem dimenzioniranju plinske poti je mogoče izboljšati učinkovitost motorja z notranjim zgorevanjem in prilagoditi karakteristiko motorja za želeno uporabo.

Abstract

UDC 004.942:519.876.5:621.43(043.2)

No.: UN I/904

Impact of gas path geometry on the performance of an internal combustion engine

Aleš Zajec

Key words: internal combustion engine
 gas path of working fluid
 Increasing efficiency
 inlet system
 exhaust system

The thesis describes increasing efficiency of a Single-cylinder four-stroke internal combustion engine by improving the gas path of the engine. It identifies operation of the engine, wave actions and simulation modeling of the system. Analysis of the gas path was carried out on inlet and exhaust system on a wide operating range in order to obtain the best solution. Simulations were performed in professional simulation software. Simulation results show as great influence of the wave actions of the system on a efficiency of the internal combustion engine. With proper configuration of the gas path system, it is possible to improve efficiency of the internal combustion engine and adjust the engine characteristics for intended use.

Kazalo

Kazalo slik	xi
Kazalo preglednic	xii
Seznam uporabljenih simbolov	xiii
Seznam uporabljenih okrajšav	xv
1. Uvod.....	1
1.1. Ozadje problema	1
1.2. Cilji.....	2
1.3. Metodologija	2
2. Teoretične osnove in pregled literature	3
2.1. Delovanje motorja z notranjim zgorevanjem	3
2.1.1. Delovni cikel motorja	5
2.1.2. Vpliv delovnih parametrov motorja na zmogljivost motorja	7
2.1.2.1. Kompresijsko razmerje:.....	7
2.1.2.2. Razmerje zrak/gorivo.....	7
2.1.2.3. Učinkovitost polnjenja valja	8
2.1.2.4. Srednji efektivni tlak:.....	9
2.1.2.5. Vpliv parametrov na učinkovitost motorja	9
2.1.3. Proces zgorevanja	10
2.1.4. Izmenjava delovnih zmesi	11
2.2. Valovna dinamika.....	13
2.2.1. Nelinearni tok znotraj cevi.....	13
2.2.1.1. Določitev toka znotraj cevi:	13
2.2.1.2. Metode reševanja enačb toka v ceveh.....	15
3. Metodologija raziskave.....	21
3.1. Shema simulacijskega modela	22
3.1.1. Predstavitev simulacijskega modela	23
4. Rezultati	27
4.1. Polnilni sistem	27
4.1.1. Dimenzioniranje pri 2000 l/min:.....	28
4.1.2. Dimenzioniranje pri 4000 l/min:	30

4.1.3. Dimenzioniranje pri 6000 l/min:	32
4.1.4. Srednji efektivni tlak.....	34
4.2. Izpušni sistem.....	34
4.2.1. Dimenzioniranje pri 2000 l/min:	35
4.2.2. Dimenzioniranje pri 4000 l/min:	38
4.2.3. Dimenzioniranje pri 6000 l/min:	40
4.2.4. Srednji efektivni tlak.....	43
 5. Zaključki	 44
 6. Literatura.....	 45

Kazalo slik

Slika 2.1: Prerez štiritačnega motorja [2].....	4
Slika 2.2 Osnovne geometrije recipročnega motorja [1].....	5
Slika 2.3: Delovni cikel štiritačnega motorja [1].....	6
Slika 2.4 Tlak v valju pri različnih začetkih zgorevanja [1]	10
Slika 2.5 Masni delež zgorele snovi [1]	11
Slika 2.6 Diagram krmiljenja ventilov in p-V diagram. [1]	12
Slika 2.7 Dviganje in spuščanje ventilov v odvisnosti od kota ročične gredi [1].....	12
Slika 2.8 Potovanje linearne vala [3].....	16
Slika 2.9 Nelinearni val znotraj cevi [3].....	17
Slika 2.10 Prikaz udarnega vala znotraj cevi [3].....	18
Slika 2.11 Odboj vala pri odprtem koncu cevi [3].	19
Slika 2.12 Odboj vala pri zaprtem koncu cevi [3].....	20
Slika 2.13 Odboj vala znotraj cevi s spreminjajočim presekom [3].....	20
Slika 3.1 Simulacijska shema modela	23
Slika 4.1 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 2000 1/min.....	28
Slika 4.2 Volumetrični izkoristek pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 2000 1/min.....	29
Slika 4.3 Valovna dinamika v MP2 za različne dolžine cevi št. 1 pri 2000 1/min.....	29
Slika 4.4 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 4000 1/min.....	30
Slika 4.5 Volumetrični izkoristek pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 4000 1/min.....	31
Slika 4.6 Valovna dinamika v MP2 za različne dolžine cevi št. 1 pri 4000 1/min.....	31
Slika 4.7 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 6000 1/min.....	32
Slika 4.8 Volumetrični izkoristek pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 6000 1/min.....	33
Slika 4.9 Valovna dinamika v MP2 za različne dolžine cevi št. 1 pri 6000 1/min.....	33
Slika 4.10 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 1/min	35
Slika 4.11 Valovna dinamika v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 1/min	36
Slika 4.12 Masni tok v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 1/min.....	36
Slika 4.13 Masni delež skozi MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 1/min.....	37
Slika 4.14 Masa zaostalih plinov za dolžino cevi št. 3 je 200 mm pri 2000 1/min	37
Slika 4.15 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min	38
Slika 4.16 Valovna dinamika v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min	39
Slika 4.17 Masni tok v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min.....	39
Slika 4.18 Masni delež skozi točko MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min	40
Slika 4.19 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min	41
Slika 4.20 Valovna dinamika v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min	41
Slika 4.21 Masni tok v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min.....	42
Slika 4.22 Masni delež skozi točko MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min	42

Kazalo preglednic

Preglednica 3.1: Elementi AVL Boost sheme [9]	24
Preglednica 3.2: Parametri določitve valja.....	24
Preglednica 3.3: Položaj merilnih točk	25
Preglednica 3.4: Vrtilne frekvence simulacije	25
Preglednica 4.1: Testne dolžine cevi št. 1	27
Preglednica 4.2: Vrednosti IMEP za polnilni sistem pri različni dolžini cevi št. 1.....	34
Preglednica 4.3: Testne dolžine cevi št. 3	34
Preglednica 4.4: Vrednosti zaostalih plinov pri različnih dolžinah cevi št. 3 in 2000 1/min	38
Preglednica 4.5: Vrednosti zaostalih plinov pri različnih dolžinah cevi št. 3 in 4000 1/min	40
Preglednica 4.6: Vrednosti zaostalih plinov pri različnih dolžinah cevi št. 3 in 6000 1/min	43
Preglednica 4.7: Vrednosti IMEP za izpušni sistem pri različni dolžini cevi št. 3.....	43

Seznam uporabljenih simbolov

Oznaka	Enota	Pomen
A	m^2	pretočna površina
a	m/s	hitrost vala
a	mm	polmer gredi
B	mm	premer valja
d	$/$	odvod
D	m	premer
e_0	J/kg	specifična notranja energija
f	$/$	koeficient trenja
f	Hz	frekvenca
h_0	J/kg	specifična totalna entalpija
l	mm	dolžina ojnice
m_{ep}	Pa	srednji efektivni tlak
m_a	kg/m^3	masni tok zraka
m_f	kg/m^3	masni tok goriva
n_R	$/$	število zasukov gredi na delovni cikel (za štiritahtne motorje: 2)
N	$1/s$	vrtilna frekvenca motorja
p	Pa	tlak
P	W	moč motorja
Q_{HV}	KJ/kg	zgorevalna toplota goriva
q	W/m^2	prenos toplote
r_c	$/$	kompresijsko razmerje
R	$J/kg\ K$	specifična plinska konstanta
R_π	$/$	tlačno razmerje preko ventila
s	$J\ K^{-1}$	specifična entropija
s	mm	razdalja med sornikom bata in centrom gredi
T	Nm	navor
t	s	čas
T	$^{\circ}C$	temperatura
V	m^3	trenutna prostornina zgorevalnega prostora
V_c	m^3	prostornina zgorevalne komore
V_d	m^3	delovna prostornina valja
V_t	m^3	celotna prostornina valja
u	m/s	hitrost plina
x	m	razdalja
θ	$^{\circ}$	kot zasuka ročične gredi
η_v	$/$	volumetrični izkoristek
η_f	$/$	izkoristek zgorevanja goriva
κ	$/$	razmerje specifičnih toplot
π	$/$	konstanta pi
$\varphi_{a,i}$	kg/m^3	gostota zraka na polnilnem delu
φ	kg/m^3	gostota

∂ / parcialni odvod

Indeksi

e izpušni
i polnilni
razlika

Seznam uporabljenih okrajšav

Okrajšava	Pomen
<i>A/F</i>	razmerje zrak/gorivo
BDC	spodnja mrtva lega (angl. <i>Bottom dead-center</i>)
CI	Kompresijski vžig
DOHC	sistem krmiljenja ventilov z dvema odmičnima gredema
EVO	odprtje izpušnega ventila
EVC	zaprtje izpušnega ventila
<i>F/A</i>	razmerje gorivo/zrak
IVO	odprtje polnilnega ventila
IVC	zaprtje polnilnega ventila
ROHR	stopnja sproščanja toplote (angl. <i>Rate Of Heat Release</i>)
SI	Motor na prisilni vžig
TDC	zgornja mrtva lega (angl. <i>Top dead-center</i>)

1. Uvod

1.1. Ozadje problema

Motorji z notranjim zgorevanjem so ključni del našega vsakdana in so s seboj pripeljal veliko revolucij v gospodarstvu in kulturi. Največji delež motorjev z notranjim zgorevanjem se uporablja za transport ljudi in tovara. Težnja po hitrem pretoku ljudi in dobrin po transportnem omrežju so razlog za stalno povečanje števila transportnih sredstev v našem okolju, kar vodi k povečanju obremenitve okolja. Onesnaževanje zraka s strani transporta je ena glavnih problematik okoljevarstva v današnjem času. Za izboljšanje kvalitete bivanja in kakovosti zraka se strmi k zmanjšanju izpustov škodljivih plinov, med katerimi so najbolj nevarni trdi delci (PM), dušikovi oksidi (NO_x), ogljikov monoksid (CO) in drugi. Glavna smernica Evropske Unije je zmanjšanje ogljičnega odtisa v izpušnih plinih [7]. V ta namen in zaradi velikega izkoriščanja emisijskih norm bo od 1.9.2017 za emisijske ustreznosti vozil deloval posebni laboratorij za nadzor (RDE) [7].

Okoljevarstvene zahteve narekujejo tudi trende dimenzioniranja in uporabe motorjev z notranjim izgorevanjem. Že dlje časa je najbolj uporabljen štiritačni motor, ki je z okolijskega vidika bolj sprejemljiv. Najbolj uveljavljena motorja z notranjim zgorevanjem sta Ottov (SI) in dizelski motor, ki se razlikujeta tako po principu delovanja kot gorivu, ki ga uporabljata. SI motor ima nižji termodinamski izkoristek zaradi nižjega kompresijskega razmerja in večjih pretočnih izgub na polnilni strani. Nasprotno, ima dizelski motor višje kompresijsko razmerje ter posledično višji termodinamski izkoristek. Slabost dizelskega motorja pa predstavlja večja generacija onesnažil, ki nastane zaradi zgorevanja heterogene zmesi. Zaradi strogih emisijskih standardov predpisanih v direktivi Evropske Unije 715/2007 [7] o zmanjšanju izpustov spojin NO_x dizelski motorji težje dosegajo zahtevane standarde.

SI motor, ki ima zaradi delovanja s homogeno zmesjo goriva in zraka nižje izpuste onesnažil, za izpolnjevanje emisijskih norm potrebuje manj kompleksen sistem za naknadno obdelavo izpušnih plinov. Zaradi tega je tovrstna izvedba motorja cenovno ugodnejša in komercialno zanimiva za vgradnjo v vozila, ki prihajajo na trg. S povečanjem učinkovitosti motorja in tako znižanjem porabe goriva posledično vplivamo na znižanje ogljičnega odtisa motorja. To lahko dosežemo z optimizacijo plinske poti motorja. Namen izmenjave plinov na plinski poti je odstranitev zgorelih plinov iz valja in napolnitev valja s svežim zrakom za naslednji delovni cikel. Zmogljivost motorja je tako neposredno povezana s količino zraka, ki jo

napolnimo v valj motorja. Na izkoristek tega procesa vplivajo valovna nihanja tlaka znotraj polnilnega in izpušnega sistema. Za popis učinkovitosti polnilnega sistema je pogosto uporabljen parameter, imenovan volumetrični izkoristek. Nanj lahko vplivamo s spreminjanjem valovne dinamike na plinski poti motorja. To dosežemo z izkoriščanjem tlačnih nihanj na polnilnem in izpušnem sistemu. Lastne frekvence polnilnega in izpušnega sistema motorja uglasimo s frekvenco tlačnih nihanj posameznega sistema. Tlačna nihanja se ojačajo zaradi pojava resonance in pripomorejo k polnjenju in praznjenju valja. S pravilno dimenzioniranim izpušnim sistemom, ki zmanjša maso zaostalih plinov v valju in polnilnim sistemom, ki poveča maso svežega zraka v valj, lahko dosežemo večjo moč motorja.

1.2. Cilji

Cilj zaključnega dela je s pomočjo profesionalnega programskega okolja za snovanje motorjev z notranjim zgorevanjem, dimenzionirati izpušni sistem, ki bo bolj učinkovit za izbrani motor. Spreminjanje dolžine polnilnega sistema se analizira z vrednotenjem volumetričnega izkoristka. Hkrati se s spreminjanjem izpušnega sistema določa vpliv na valovno dinamiko znotraj cevi in količino zaostalih plinov v valju. Simulacija bo izvedena na enovaljnem štiritahtnem atmosferskem motorju s prisilnim vžigom (SI).

Cilj naloge je povečanje zmogljivosti štiritahtnega motorja s spreminjanjem polnilnega in izpušnega sistema in ugotoviti, kako spreminjanje oblike sistemov vpliva na karakteristiko motorja.

1.3. Metodologija

Struktura zaključne naloge je zasnovana tako, da bralcu predstavi celotni proces delovanja motorja z notranjim zgorevanjem, pri čemer je večji poudarek posvečen področju valovne dinamike.

Izsledki teoretičnega dela se uporabijo pri snovanju simulacijskega modela, ki je izveden v programskem okolju AVL Boost. Za lažje razumevanje simulacijskega modela je predstavljeno ozadje reševanja modela ter sama shema modela s pripadajočimi elementi. Po popisu in validiranju modela na realne parametre je izvedena simulacija z variacijo različnih parametrov sistema.

Na podlagi rezultatov simulacije je predstavljena študija vpliva dolžine polnilnega in izpušnega sistema na valovno dinamiko in posredno na učinkovitost polnjenja valja pri polnilnem sistemu in delež zaostalih plinov pri izpušnem sistemu.

2. Teoretične osnove in pregled literature

2.1. Delovanje motorja z notranjim zgorevanjem

Osnova za razumevanje delovanja motorja z notranjim zgorevanjem se prične že v samem imenu motorja, ki ga obravnavamo. Notranje zgorevanje je prva od lastnosti, ki pomeni, da se proces zgorevanja odvija v zaprtem prostoru. Zmes zraka in goriva pred in po zgorevanju je v tem primeru delovna zmes procesa.

Motorji, ki jih obravnavamo se lahko delijo po različnih kriterijih. Osnovni kriterij je način vžiga zmesi zraka in goriva. Tako poznamo motorje s prisilnim vžigom oziroma Ottov motor (angl. *Spark-Ignition* - SI), pri katerih je za vžig potrebna iskra, in motorje s kompresijskim vžigom oziroma dizelski motor (angl.: *Compressin-Ignition* - CI), pri katerih pride do samovžiga goriva, kot rezultat povišanja temperature, si se pojavi zaradi stiskanja medija pri gibanju bata. [1]

Druge delitve motorjev z notranjim zgorevanjem:

- 1) Zasnova motorja:
 - a) Recipročni ali batni (vrstni, V-motor, H-motor...)
 - b) Rotirajoči ali Wanklov motor
- 2) Delovni cikel:
 - a) Štiritaktni cikel (atmosferski, prisilno polnjen...)
 - b) Dvotaktni cikel (atmosferski, prisilno polnjen...)
- 3) Lokacija in oblika ventilov:
 - a) Nad glavo motorja
 - b) V glavi motorja
- 4) Gorivo:
 - a) Bencin
 - b) Dizelsko gorivo
 - c) Naravni plin
 - d) Alkohol
- 5) Metoda mešanja delovne zmesi zraka in goriva:
 - a) Uplinjač
 - b) Vbrizg goriva v sesalni zbiralnik
 - c) Vbrizg direktno v valj

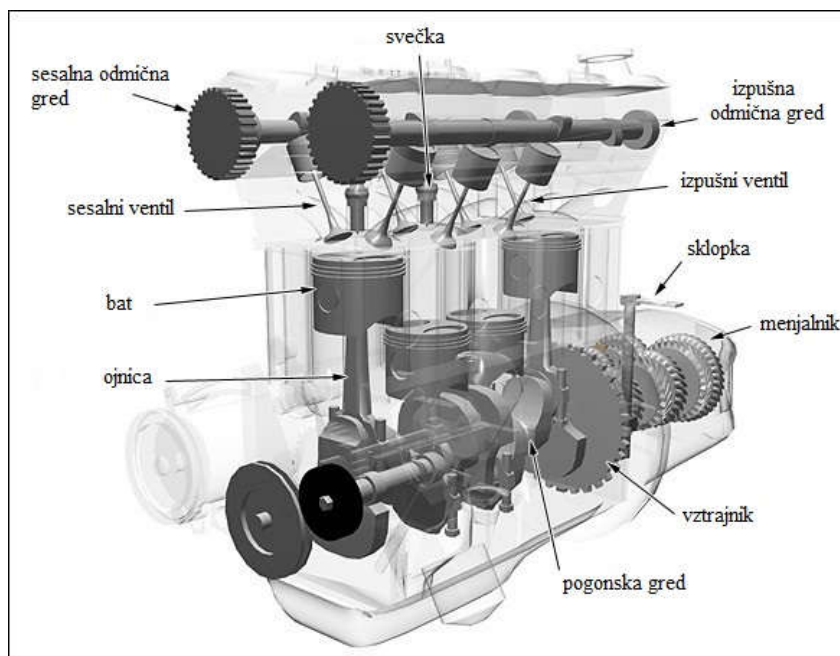
- 6) Oblika zgorevalne komore:
 - a) Odprta komora
 - b) Ločena komora
- 7) Metoda hlajenja:
 - a) Vodno
 - b) Zračno

Podrobneje bodo predstavljeni batni motorji, kjer se bat motorja giba premočrtno po valju in prenaša moč s pomočjo ojnice na rolično gred, kot je prikazano na sliki 2.1.

V ohišju motorja, ki je po navadi iz kovanega železa ali aluminija, se nahajajo valji. Velikost valja nam podaja prostornino motorja, ki je odvisna od premera valja, hoda bata in števila valjev, ki jih ima motor.

Za krmiljenje dovoda in odvoda delovne zmesi skrbijo ventili, katerih poznamo več vrst. Krmiljenje se razlikuje po lokaciji ventilov, obliki ventilov itn. Glavna delitev pa jih deli na sesalne in izpušne. Krmiljenje ventilov je zelo pomembno za izkoristek in pravilno delovanje motorja.

Preko ojnice se energija, ki se sprosti pri zgorevanju v valju prenaša na rolično oziroma pogonsko gred, ki je povezana z vztrajnikom in preko sklopke naprej na menjalnik. Zasuk rolične gredi se meri v stopinjah in je pomemben pokazatelj, v katerem položaju je motorski sklop. Prav tako je hitrost delovanja motorja podana v obratih na minuto oziroma vrtilni frekvenci in predstavlja hitrost rolične gredi [2].

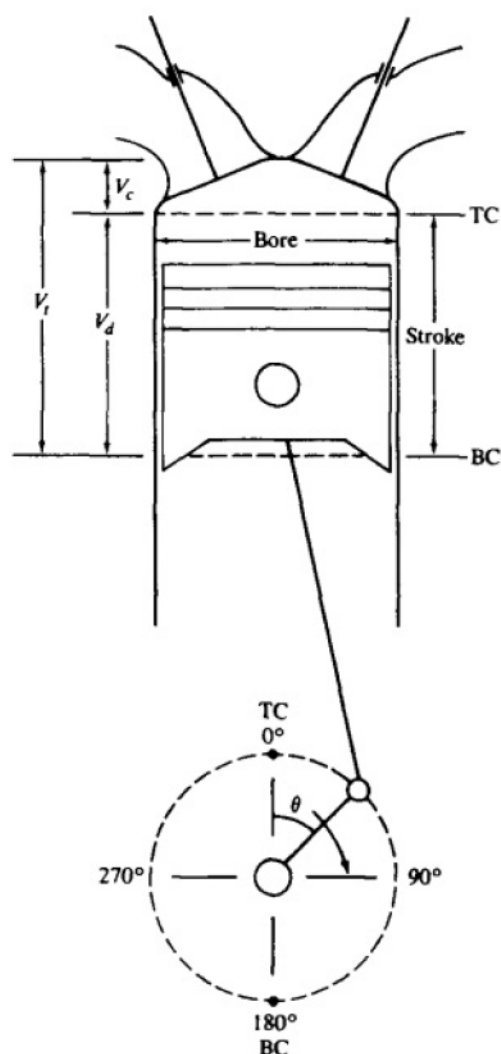


Slika 2.1: Prerez štiriktaktnega motorja [2].

2.1.1. Delovni cikel motorja

Gibanje ojnice povzroča ciklično gibanje bata znotraj valja. Dve glavni točki položaja bata sta zgornja mrtva lega (angl. *Top dead-center* - TDC) in spodnja mrtva lega (angl. *Bottom dead-center* - BDC), kjer se bat za trenutek ustavi.

Najmanjša prostornina valja oziroma prostornina zgorevalnega prostora (V_c) je določena, ko je bat v TDC. Celotna prostornina valja (V_t) je določena, ko je bat v BDC. Razlika med celotno prostornino in prostornino zgorevalnega dela pa predstavlja delovno prostornino (V_d) (Slika 2.2). Iz teh podatkov dobimo parameter, imenovan kompresijsko razmerje, ki je razmerje največje in najmanjše prostornine. Tako imajo SI motorji kompresijsko razmerje (r_c) med 8 in 12 (novejši tudi do 14), CI motorji pa od 12 do 24. [1]

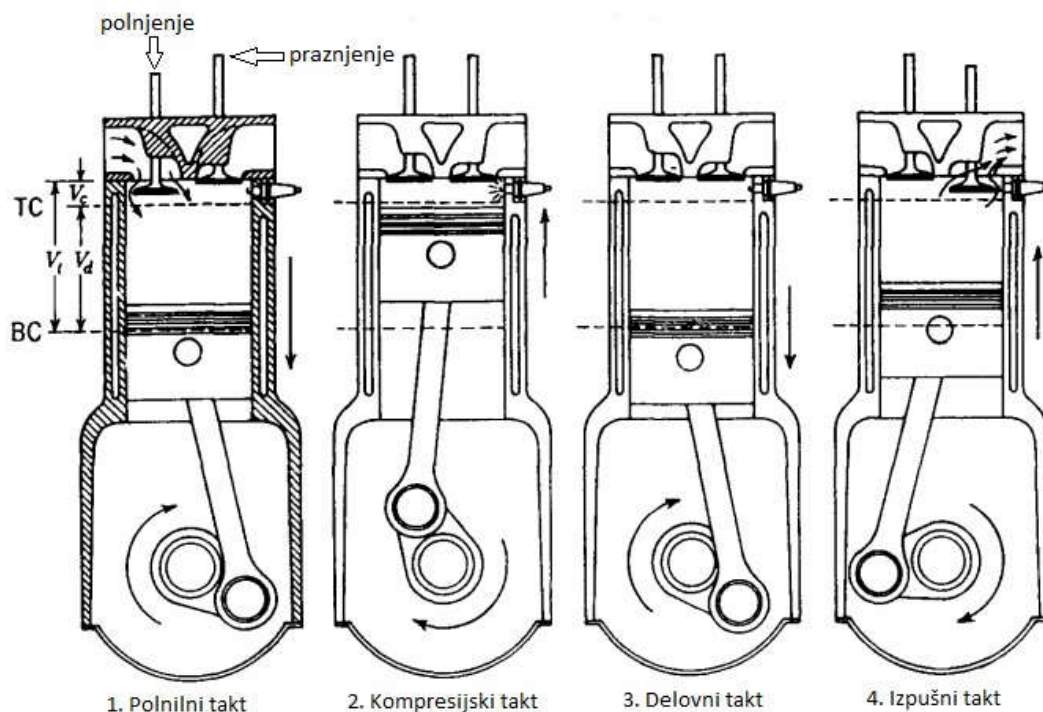


Slika 2.2 Osnovne geometrije recipročnega motorja [1]

Delovni cikel štiritaktnega motorja je razdeljen na štiri takte, pri čemer se ročična gred dvakrat zavrti za polni obrat, da se konča en delovni cikel motorja (paziti moramo, da ne zamenjamo delovni cikel in delovni takt).

1. Polnilni takt: Prične se, ko je bat v TDC, in konča, ko je bat v BDC. Naloga tega takta je vsesati svežo zmes zraka in goriva oziroma samo zrak v valj. Da vsesa največjo možno količino, se sesalni ventili odprejo še preden je bat v TC (do 20° pred TDC). Sesalni ventil se vedno zapre za BDC točko.
2. Kompresijski takt: V tem taktu se bat pomika iz BDC v TDC in stiska zmes v valju do majhnega volumna (V_c). V tem času so vsi ventili, sesalni in izpušni, zaprti. Proti koncu takta pride do vžiga zmesi, zaradi česar se tlak v valju hitro poveča.
3. Delovni takt: Prične se, ko je bat v TDC in je v zgorevalnem prostoru zelo visok tlak in temperatura. Ta tlak potisne bat proti BDC in tako preko ojnice zavrti ročično gred ter opravi delo. Ko se bat približuje BDC, se odpre izpušni ventil, da približa tlak zunanjemu. Tako nastane pozitiven tlačni valj.
4. Izpušni takt: Preostale zgorele pline bat na poti iz BDC v TDC potisne iz valja. Izpušni ventil se zapre malo po TDC.

Dvotaktni motor deluje na podoben način. Pri njem je en delovni cikel končan v enem obratu ročične gredi. Njegova prednost je večja specifična moč motorja. Pomanjkljivost pa je, da lahko nekaj zmesi uide direktno v izpušni sistem pred zgorevanjem, kar znižuje učinkovitost motorja in povečuje izpuste onesnažil [1].



Slika 2.3: Delovni cikel štiritaktnega motorja [1]

2.1.2. Vpliv delovnih parametrov motorja na zmogljivost motorja

Ker je namen zaključne naloge izboljšati zmogljivost motorja z notranjim zgorevanjem, je pomembno vedeti, kateri parametri vplivajo na zmogljivost in kako izboljšati zasnovo motorja. Na te parametre je potrebno biti pozoren že pri dimenzioniranju motorja. Motor se dimenzionira po naslednjih petih smernicah, ki so pomembne za uporabnika motorja [1]:

1. Delovna karakteristika skozi celotno delovno območje motorja
2. Poraba goriva v delovnem območju in cena uporabljenega goriva
3. Glasnost motorja in izpusti onesnažil v delovnem območju motorja
4. Cena motorja in njegova vgradnja
5. Zanesljivost in vzdržljivost motorja, njegovo vzdrževanje in stroški, povezani z vzdrževanjem.

V zaključni nalogi se bomo osredotočili na prvo točko, ki je navedena zgoraj ter dimenzionirali in analizirali karakteristiko navora na širšem območju delovanja motorja. Posledično bomo vplivali na izkoristek motorja in porabo goriva, ki pa nista tema zaključnega dela. Kar je za nas bolj pomembno, je zmogljivost motorja, ki ima več definicij obravnavanja:

- Največja moč motorja: Največja moč, ki jo motor lahko proizvede v kratkem časovnem intervalu
- Normalna (delovna) moč motorja: Največja moč, ki jo lahko motor proizvede v daljšem oziroma konstantnem območju delovanja. Moč s katero uporabnik konstantno razpolaga na dnevni ravni.
- Nazivna hitrost motorja: Hitrost ročične gredi, pri kateri je nazivna moč proizvedena.

2.1.2.1. Kompresijsko razmerje:

Kompresijsko razmerje motorja je razmerje med največjo in najmanjšo prostornino valja in je določeno po enačbi (2.1). Pri kompresijskem razmerju je željeno čim višje število, saj nam višje kompresijsko razmerje daje večjo termično učinkovitost.

$$r_c = \frac{\text{maksimalna prostornina valja}}{\text{minimalna prostornina valja}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

Tipična vrednost kompresijskega razmerja za SI motor se giblje med 8 in 12 (glej poglavje 2.2.1.1).

2.1.2.2. Razmerje zrak/gorivo

Eden izmed parametrov delovanja je tudi razmerje med masnim tokom polnilnega zraka in masnim tokom vbrizganega goriva (A/F), ki je določen v spodnji enačbi (2.2). A/F razmerje ima tudi velik vpliv na emisije izpušnih plinov. SI motorji (kot motor v našem primeru) delujejo blizu stehiometrijskega razmerja (približno $A/F = 15$) za zanesljivo delovanje motorja. Če zmanjšamo A/F razmerje se stehiometrijsko razmerje poveča, z njim pa se

povečajo tudi emisije. Normalne vrednosti razmerja zrak/gorivo za SI motorje z bencinskim gorivom se gibljejo med 12 in 18 [1].

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} \quad (2.2)$$

m_a ... masni tok zraka

m_f ... masni tok goriva

2.1.2.3. Učinkovitost polnjenja valja

Oba parametra, opisana v poglavju 2.1.2.1. in 2.1.2.2., vplivata na učinkovitost polnjenja valja. Polnilni sistem je pomemben element plinske poti motornega sistema. Za popis učinkovitosti se uporablja parameter, imenovan volumetrični izkoristek (enačba 2.3). Volumetrični izkoristek je razmerje med maso zraka in maso goriva, ki je ujet v valj tekom sesalnega tekata, in maso, ki bi zasedla delovno prostornino valja, če bi bila gostota zraka v valju enaka ambientni gostoti zraka. Omejitev toka zraka v sesalnem sistemu povzroči padec tlaka v sesalnem toku in s tem znižanje gostote zraka [5]. Tipične vrednosti volumetričnih izkoristkov za atmosferske motorje se gibljejo med 80 in 90 odstotki [1].

$$\eta_v = \frac{2m_a}{\varphi_{a,i} V_d N} \quad (2.3)$$

η_v ... volumetrični izkoristek

$\varphi_{a,i}$... gostota zraka na polnilnem delu

Volumetrični izkoristek je uporabljen kot splošna ocena učinkovitosti štiritaktnega motorja na njegovo uspešnost polnjenja valja s svežim zrakom. Pri enačbi (2.6) je lahko gostota zraka $\varphi_{a,o}$ podana pri pogojih okolice in se računa η_v kot celotni izkoristek. Lahko pa se $\varphi_{a,o}$ poda kot gostota v polnilnem zbiralniku in tako η_v podaja polnilne sposobnosti valja, polnilnih zbiralnikov in valjev. [1]

Vplivi na volumetrični izkoristek [1]:

1. Vrsta goriva, razmerje zrak/gorivo, toplota zgorelega goriva itd.
2. Temperatura mešanja kot vpliv prenosa toplote
3. Razmerje izpušnega in polnilnega tlaka
4. Kompresijsko razmerje
5. Hitrost motorja
6. Dizajn polnilnega in izpušnega zbiralnika ter sedišč ventilov
7. Geometrija, velikost, izvedba in časovno krmiljenje ventilov

Obstaja več načinov, kako izboljšati volumetrični izkoristek. Veliko dirkalnih motorjev uporablja natančno specificiran polnilni sistem zraka in predelan izpušni sistem, s pomočjo katerega tlačni valovi potisnejo zrak v in iz valja s pomočjo resonance sistema. Ena izmed metod modernih štiritaktnih motorjev je tudi variabilno krmiljenje ventilov glede na hitrost motorja. Pri atmosferskih motorjih se s pravilno karakteristiko lahko doseže volumetrični izkoristek tudi do 130% (tipično za DOHC motorje s štirimi ventili na valj). Tretja možnost, ki omogoča volumetrični izkoristek nad 100%, je prisilno polnjenje motorja [8].

2.1.2.4. Srednji efektivni tlak:

Srednji efektivni tlak je parameter sposobnosti motorja za izvajanje specifičnega dela, ki ga motor oddaja na izstopni gredi, neodvisno od njegove prostornine. Določen je po enačbi (2.4) [4].

$$mep = \frac{P n_R}{V_d N} = \frac{T n_R 2\pi}{V_d} \quad (2.4)$$

mep ...srednji efektivni tlak

P ... moč v vatih

n_R ... število zasukov gredi na delovni cikel (za štiritaktne motorje: 2)

V_d ... delovna prostornina

N ... vrtilna frekvenca motorja

T ... navor motorja

Poznamo več vrst srednjega efektivnega tlaka, ki se razlikujejo po lokaciji merjenja in metodi izračuna. Najbolj pogosto se uporabljata tlaka IMEP in BMEP. IMEP je določen kot povprečni tlak, ki deluje na bat preko celotnega cikla. BMEP pa je izračunan iz izmerjenega navora motorja in je zelo široko uporaben parameter za določanje karakteristik motorja z notranjim zgorevanjem [4]. Tipične vrednosti BMEP za atmosfersko polnjen SI motor se gibljejo med 850 in 1050 kPa, pri hitrosti motorja, ki daje največjo moč [1].

2.1.2.5. Vpliv parametrov na učinkovitost motorja

Za popis zmogljivosti motorja so določene enačbe za moč (2.5) in navor motorja (2.6) [1]. Iz enačb je razvidno, da s povečanjem volumetričnega izkoristka povečamo tudi moč in navor motorja.

Moč štiritaktnega motorja je določena po enačbi:

$$P = \frac{\eta_f \eta_v N V_d Q_{HV} \rho_{a,i} (F|A)}{2} \quad (2.5)$$

Navor štiritaktnega motorja je določena po enačbi:

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_d Q_{HV} \rho_{a,i} (F|A)}{4\pi} \quad (2.6)$$

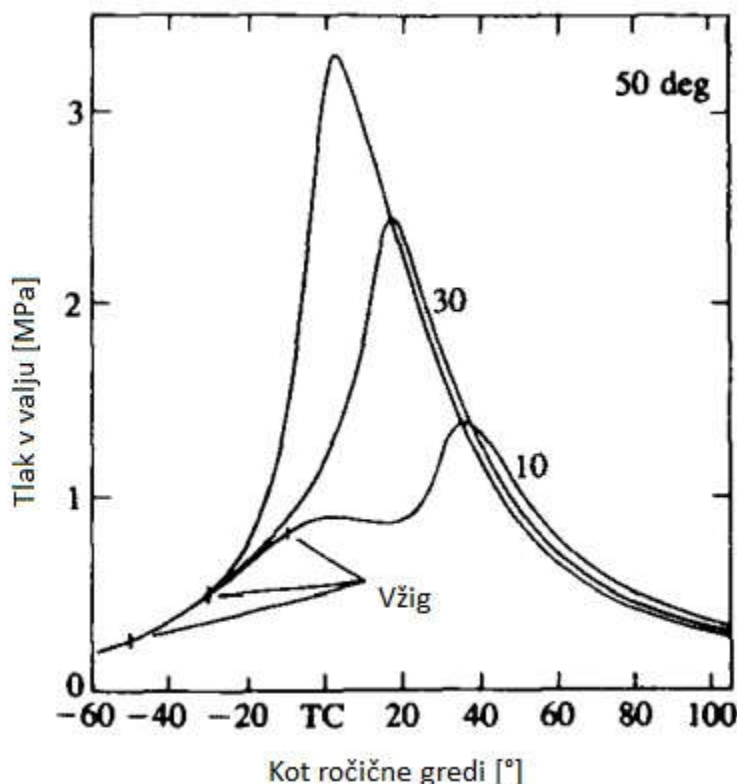
Iz relacij parametrov vidimo kaj je najbolj pomembno za učinkovitost motorja:

1. Visok izkoristek zgorevanja goriva
2. Visok volumetričen izkoristek
3. Povečanje gostote zraka pri sesanju v valj
4. Največje razmerje gorivo/zrak, ki je še primerno za normalno delovanje motorja.
5. Visoka hitrost bata

2.1.3. Proces zgorevanja

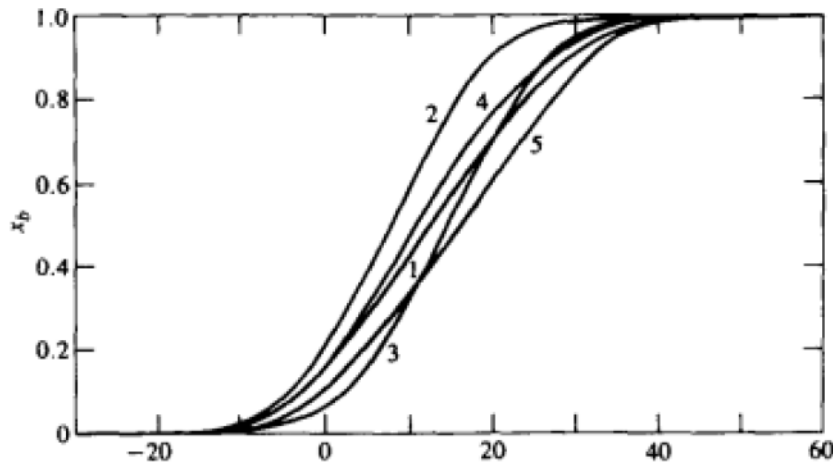
Ena izmed možnosti izvedb priprave zmesi pri SI motorjih je, da sta gorivo in zrak zmešana v polnilnem sistemu in nato vsesana preko polnilnega ventila v valj, kjer se zmešata z zaostalimi plini iz prejšnjega cikla. Celotna delovna zmes se nato stisne v kompresijskem taktu. Pri običajnem delovanju se zgorevanje prične proti koncu kompresijskega takta z vžigom iskre, ki jo sproži vžigalna svečka. Tako se razvije turbulentni tok plamen, ki se širi čez zmes plinov in goriva, dokler ne doseže sten valja in površino bata. Iskra se sproži okoli 30° pred TDC točko, plamen pa je prvič viden približno 24° pred TDC točko, največji postane 15° za TDC in ugasne po 30° za TDC točko. Tlak v valju doseže svoj vrh še preden plamen dogori.

Čas trajanja od nastanka plamena do njegove ugasnitve je med 30° do 90° zasuka ročične gredi. Zgorevanje se prične pred koncem kompresijskega takta ter se nadaljuje v začetni fazi delovnega takta do trenutka, ko nastopi največji tlak v valju. Slika 2.4 prikazuje, kako je tlak v valju motorja odvisen od časa vžiga, glede na TDC točko. Če je čas vžiga zelo zgodaj pred TDC točko, se delo kompresije poveča (bat daje delo plinu). Če je čas začetka zgorevanja zelo zakasnen, pride do največjega tlaka v valju kasneje v delovnem taktu in je ta dosti nižji. Optimalen čas vžiga se pojavi pri največjem navoru. To je v primeru, ko ta pojava izključujeta drug drugega. Na sliki 2.4 do pojava pride pri kotu 30° .



Slika 2.4 Tlak v valju pri različnih začetkih zgorevanja [1]

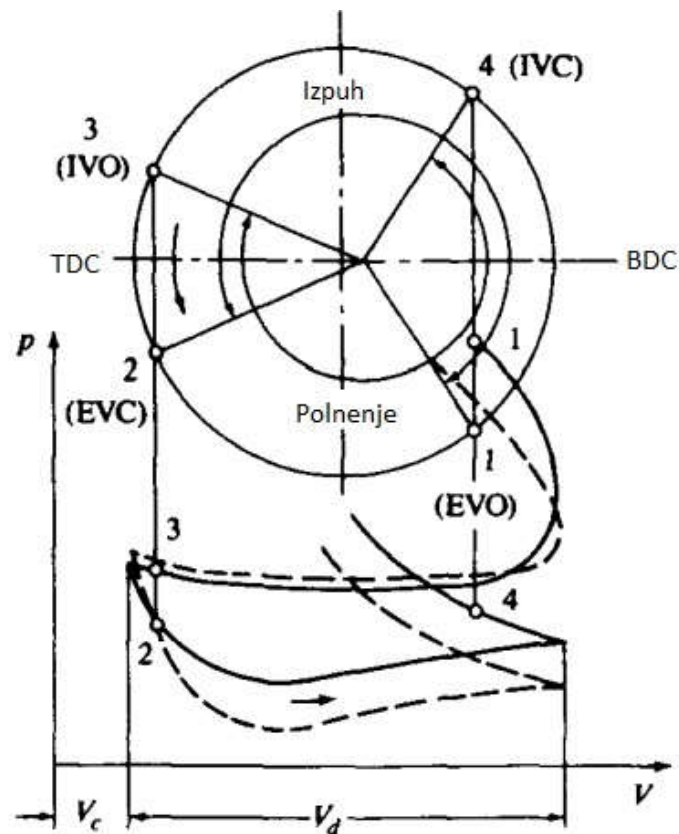
Na sliki 2.5 je prikazan delež zgorele zmesi v odvisnosti od kota ročične gredi za več ciklov motorja z notranjim zgorevanjem. Kot lahko opazimo, so si krivulje različne, saj na zgorevanje vpliva več spremenljivih dejavnikov, kot so mešanje plinov in njihova sestava. Razvidno je, da zmes dogori pri približno 30° po TC točki, kjer tudi ugasne plamen.



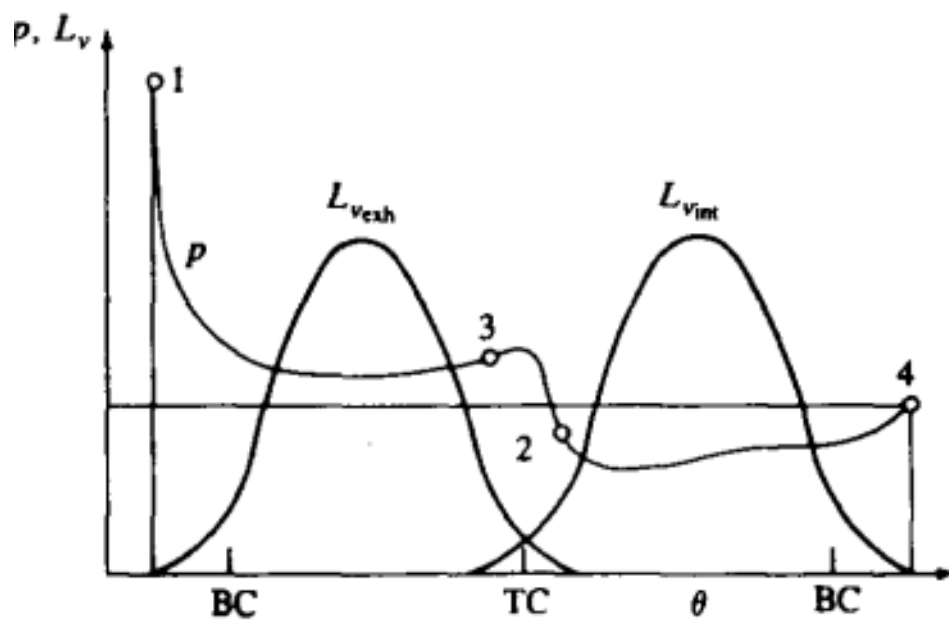
Slika 2.5 Masni delež zgorele snovi [1]

2.1.4. Izmenjava delovnih zmesi

Polnilni vod motorja tipično vsebuje zračni filter, uplinjač ali injektor (v kolikor motor nima direktnega vbrizga v valj) in polnilni zbiralnik. Pri procesu polnjenja pride do padca tlaka pri vsaki od teh komponent ter še dodatno pri sesalnem ventilu. Izpušni sistem tipično sestavlja izpušni zbiralnik, izpušne cevi, velikokrat pa tudi sistem za naknadno obdelavo izpušnih plinov in dušilec. Delovna zmes tako prehaja iz polnilnega sistema v valj, kjer sodeluje v procesu zgorevanja in po zgorevanju nadaljuje v izpušni sistem in okolico. Tekom plinske poti se energijska vrednost in tlak delovne zmesi spreminjata. Sliki 2.6 in 2.7 prikazujeta pulzirajoči tok pri konvencionalnem motorju na prisilni vžig. Velik del tega toka lahko obravnavamo na kvazi statičnem nivoju. Sliki 2.6 in 2.7 prikazujeta tudi odpiranje in zapiranje ventilov in graf p - V . Običajna praksa je podaljšanje odpiralnega časa ventilov preko sesalnega in izpušnega takta z namenom izboljšanja praznjenja oziroma polnjenja valja ter izkoristiti inercijo plina znotraj sesalnega in izpušnega sistema. Proces izpuha se po navadi prične od 40° do 60° pred BDC točko. Do BDC točke se zgoreli plini premikajo iz valja zaradi tlačne razlike med valjem in izpušnim sistemom. Po BDC točki je valj prazen s strani bata, ki se pomika proti TDC točki in potiska izpušne pline iz valja. Tipično se izpušni ventil zapre od 15° do 20° po TDC točki, sesalni ventil pa se odpre od 10° do 20° pred TDC točko. [1] Določeno obdobje sta oba ventila odprta. V tem obdobju lahko pride do pojava, ko je $p_i/p_e < 1$ in nastane povratni tok plinov iz izpušnega sistema v valj in plinov iz valja v polnilni sistem. Pojav prekrivanja ventilov je koristen pri visokih hitrostih motorja, saj se tako poveča volumetrični izkoristek. Ko se nato bat premakne preko TDC točke, se v valju pojavi podtlak in plini iz polnilnega voda pritečejo v valj. Polnilni ventil ostane odprt še od 50° do 60° po BDC točki, da lahko plini še naprej pritekajo v valj [1].



Slika 2.6 Diagram krmiljenja ventilov in p-V diagram. [1]



Slika 2.7 Dviganje in spuščanje ventilov v odvisnosti od kota ročične gredi [1]

2.2. Valovna dinamika

S pomočjo polnilnega in izpušnega sistema lahko veliko pripomoremo k večjemu izkoristku motorja, manjšim izpustom onesnažil in boljšemu oziroma tišjemu zvoku delovanja celotnega sistema. Zato sta ta dva sistema zelo pomembna pri dimenzioniranju motorja. Če predpostavimo konstantno razmerje zrak/gorivo, je srednji efektivni tlak oziroma navor, ki ga proizvede motor, odvisen od količine zraka, ki pride v valj motorja. Veliko motorjev je neprisilno polnjenih in deluje na štiritaktnem ciklu, kjer določen takt prevzame funkcijo praznjenja in polnjenja valja. Na ta takta se lahko v veliki meri vpliva z zasnovo polnilnega in izpušnega sistema [3]. Zasnova sistema je prav tako odvisna od aplikacije uporabe, ki je zahtevana od motorja. Glede na željene zahteve se prilagodi tudi izpušni in polnilni sistem. Zahteve po zmanjšanju izpustov onesnažil in posledično povečanju učinkovitosti motorja so pomembnost zasnove izpušnega in polnilnega zbiralnika le še povečale.

Raziskave so pokazale, da je učinek potovanja plinov skozi sistem zelo odvisen od vrtilne frekvence motorja. Razlog je predvsem zaradi impedance tlačnih valov znotraj sistema v odvisnosti od frekvence. Rezultat tega je, da je možno dimenzionirati zbiralnike tako, da dajo specifično navorno karakteristiko v odvisnosti od hitrosti motorja. V primeru dirkalnih motorjev so tako zbiralniki oblikovani, da dosežejo največjo moč pri visokih hitrostih. Njihovo nasprotje pa so komercialna vozila, ki so dimenzionirana tako, da je navor porazdeljen po širšem območju delovanja [3]. Zbiralniki so tako lahko dimenzionirani na različne načine.

2.2.1. Nelinearni tok znotraj cevi

Nelinearno valovno dinamiko znotraj cevi smo obravnavali na enodimenzionalnem nivoju (1D). Na teh predpostavkah namreč slonijo tudi simulacijske metode, ki smo jih kasneje uporabili za analizo. Sistem je primernejši za bolj ravne cevi in ni tako natančen pri ceveh večjih radijev. Analiziranje nelinearnega toka lahko delimo na tok znotraj samih cevi in tok na mejah sistema [3].

2.2.1.1. Določitev toka znotraj cevi:

Obravnavamo enodimenzijski tok stisljive tekočine skozi kontrolno prostornino (cevi) s pretočno površino A , trenjem f in prenosom toplote q . Osnovne enačbe za 1D tok stisljivega plina so navedene spodaj (2.7, 2.8, 2.9). Enačbe upoštevajo spremembo preseka cevi, trenje fluida na stenah in prestop toplote na stene cevi [3].

Kontinuitetna enačba:

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u A)}{\partial x} = 0 \quad (2.7)$$

Momentna enačba:

$$\frac{\partial(\rho u A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)A}{\partial x} - q \frac{dA}{dx} + \frac{1}{2} \rho u^2 f R_{\pi} D = 0 \quad (2.8)$$

Energijska enačba:

$$\frac{\partial(\rho e_0 A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0 A)}{\partial x} - q \rho A = 0 \quad (2.9)$$

Enačbe sestavljajo spremenljivke:

A ... pretočna površina (preseki cevi)

u ... hitrost toka v smeri x

ρ ... gostota tekočine

t ... čas

x ... dolžina

p ... tlak

q ... stopnja prestopa toplote na enoto mase

f ... frekvenca

D ... diferencialni operator

R_π ... tlačno razmerje preko ventila

e_0 ... specifična notranja energija

h_0 ... specifična totalna entalpija

Zgornje enačbe nam popisujejo enodimenzijski tok znotraj cevi kot ga bomo obravnavali. Ko plin potuje znotraj cevi, se spreminja tudi njegova entropijska vrednost zaradi spremembe hitrosti in prestopa toplote na stene cevi. Spremembo entropije tekom linije potovanja plina lahko ocenim z enačbo (2.10) [3].

$$ds = \frac{(q + uG)}{T} dt \quad (2.10)$$

Zapišemo še hitrostni parameter G (2.11), na katerega vpliva trenje med plinom in površino cevi.

$$G = \frac{1}{2} u |u| f \frac{4}{D} \quad (2.11)$$

ds ... sprememba entropije

T ... temperatura

f ... trenje

D ... premer cevi

Opazimo, da se entropija plina, ki se giblje po cevi s hitrostjo u , spreminja zaradi prevoda toplote z ali na stene cevi ter trenja, ki se generira na stenah cevi.

Linearne enačbe stisljivega enodimenzijskega toka

Za izpeljavo linearnih valovnih enačb enodimenzijskega toka predpostavimo, da v ceveh ni sprememb presekov. Kontinuitetna enačba (2.7) in momentna enačba (2.8) se zapišeta kot:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (2.13)$$

Lokalne vrednosti spremenljivk tlaka, gostote in hitrosti so podane z začetnimi vrednostmi spremenljivk in diferencialnimi razlikami [3]:

$$p = p_0 + p \quad (2.14)$$

$$\rho = \rho_0 + \rho \quad (2.15)$$

$$u = u_0 + u \quad (2.16)$$

Če te relacije vpeljemo v enačbi (2.12) in (2.13) ter so diferencialni deli zelo majhni, dobimo linearno enačbo za valove majhnih magnitud:

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial(u)}{\partial x} = 0 \quad (2.17)$$

$$\rho_0 \frac{\partial(u)}{\partial t} + \frac{\partial(p)}{\partial x} = 0 \quad (2.18)$$

Če imamo izentropno spremembo ($ds = 0$), lahko spremembo tlaka in gostote podamo kot (2.19):

$$dp = a^2 d\rho \quad (2.19)$$

kjer parameter a predstavlja hitrost zvoka. Tako dobimo tri enačbe spremembe gostote, hitrosti in tlaka za linearni val (2.20, 2.21, 2.22) [3]:

$$\frac{\partial^2(p)}{\partial t^2} = a_0^2 \frac{\partial^2(p)}{\partial x^2} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial^2(u)}{\partial t^2} = a_0^2 \frac{\partial^2(u)}{\partial x^2} \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial^2(\rho)}{\partial t^2} = a_0^2 \frac{\partial^2(\rho)}{\partial x^2} \quad (2.22)$$

2.2.1.2. Metode reševanja enačb toka v ceveh

Ker je analitično reševanje zgoraj navedenih diferencialnih enačb zelo zahtevno in včasih nemogoče, je bilo potrebno iznajti numerični način reševanja enačb. Želimo pridobiti set algebraičnih korelacij, da znižamo stopnjo diferencialne enačbe in nato rešimo sistem na računalniku. Bistveno je, da dobimo numerično metodo, ki bo znala popisati fenomen valov znotraj cevi, da bo lahko simulacija delovanja motorja uspešna.

Linearni valovi

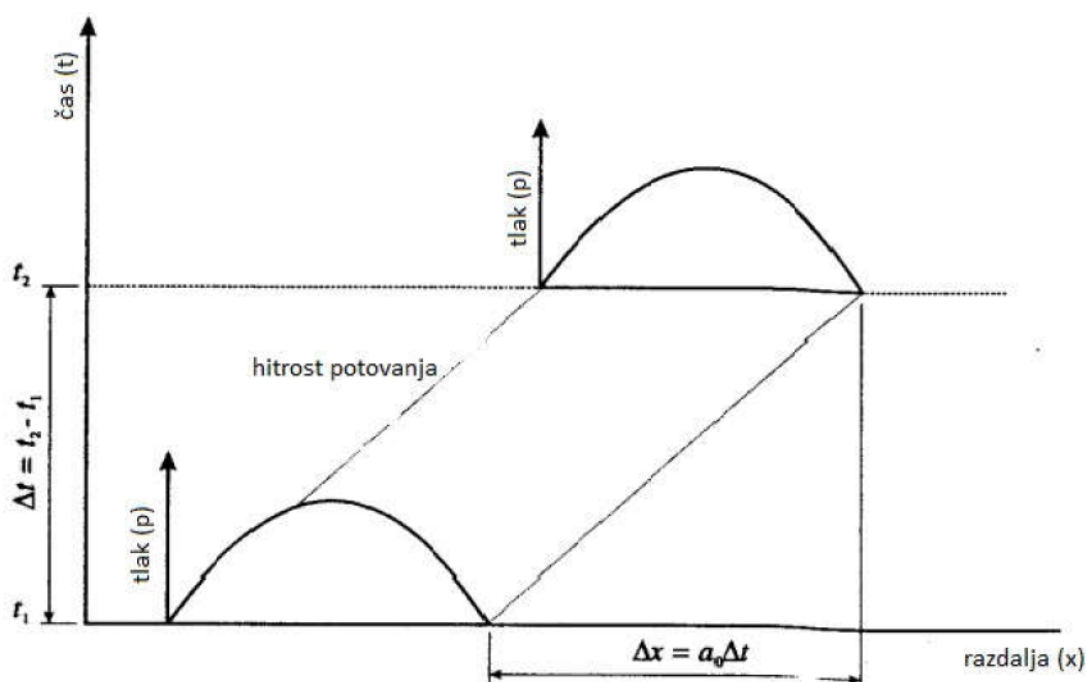
Metoda linearne valovne dinamike pravi, da obstajajo individualni valovi, ki se gibljejo v pozitivno ali negativno smer in njihova smer ne zavisi od interakcij med seboj [3].

Enačba linearnega vala (2.20) karakterizira vse fenomene prek homogenega medija pri hitrosti enega vala a_0 . Ta je neodvisen od vrste vala in smeri gibanja. Za akustične valove a_0 predstavlja hitrost zvoka, ki je delno odvisna tudi od temperature (2.23). Za zrak pri 300K je hitrost zvoka 348 m/s, medtem ko je hitrost zvoka pri izpuhu s temperaturo približno 1000K okoli 620m/s [3].

$$a_0 = \sqrt{\kappa RT} \quad (2.23)$$

Valovi ne vplivajo drug na drugega. Tako je tlak na določeni točki zgolj seštevek posameznih vrednosti tlakov določenih valov. Vsi valovi potujejo z isto hitrostjo a_0 in oblika valja se ne spreminja.

Na sliki 2.8 je naključen linearen val pri času t_1 in t_2 . Val ima pri času t_1 enako obliko kot pri času t_2 in je pri tem opravil pot $a_0\Delta t$ v smeri potovanja vala. Tako lahko sledimo lokaciji vala zgolj s poznavanjem časa nastanka vala. Čas, ki ga val potrebuje, da prepotuje cev, lahko popišem ob poznavanju dolžine cevi (l) in hitrosti vala (a_0) [3].



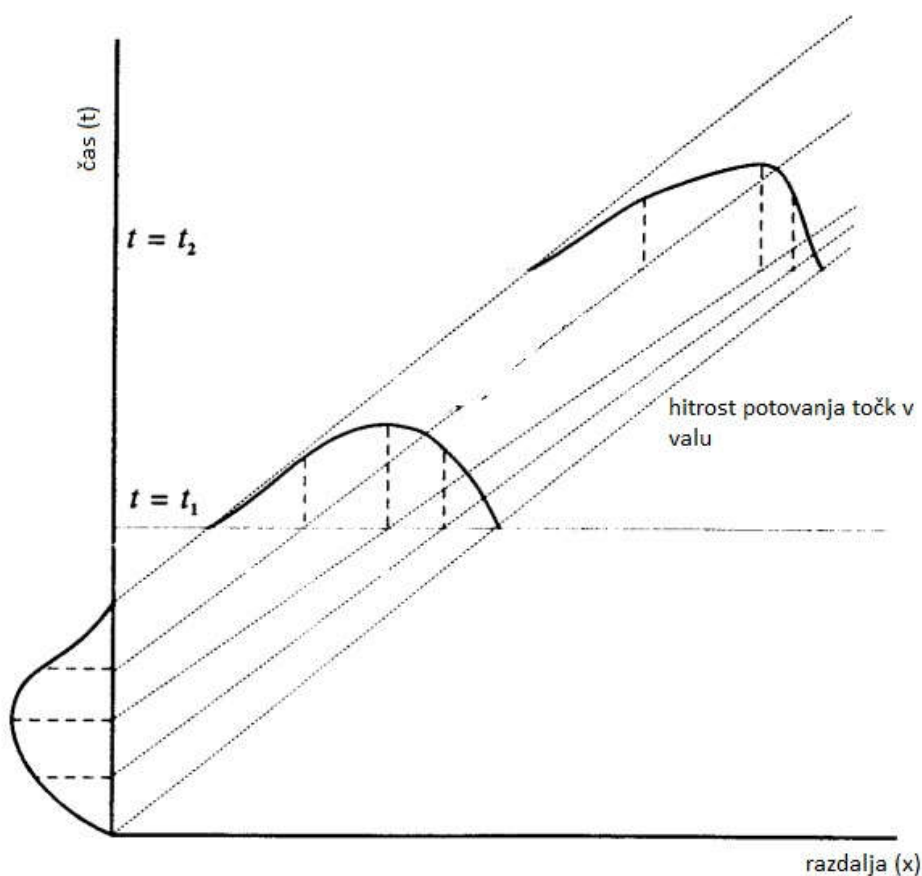
Slika 2.8 Potovanje linearnega vala [3].

Področje vala, kjer je tlak $p_e > 0$, imenujemo tlačni val in zanj velja, da je inducirana hitrost vedno v isti smeri kot potovanje vala. Ko imamo primer $p_e < 0$, se pojavi ekspanzijski val, za katerega velja, da je smer hitrost vedno v nasprotni smeri gibanja vala [3].

Nelinearni valovi

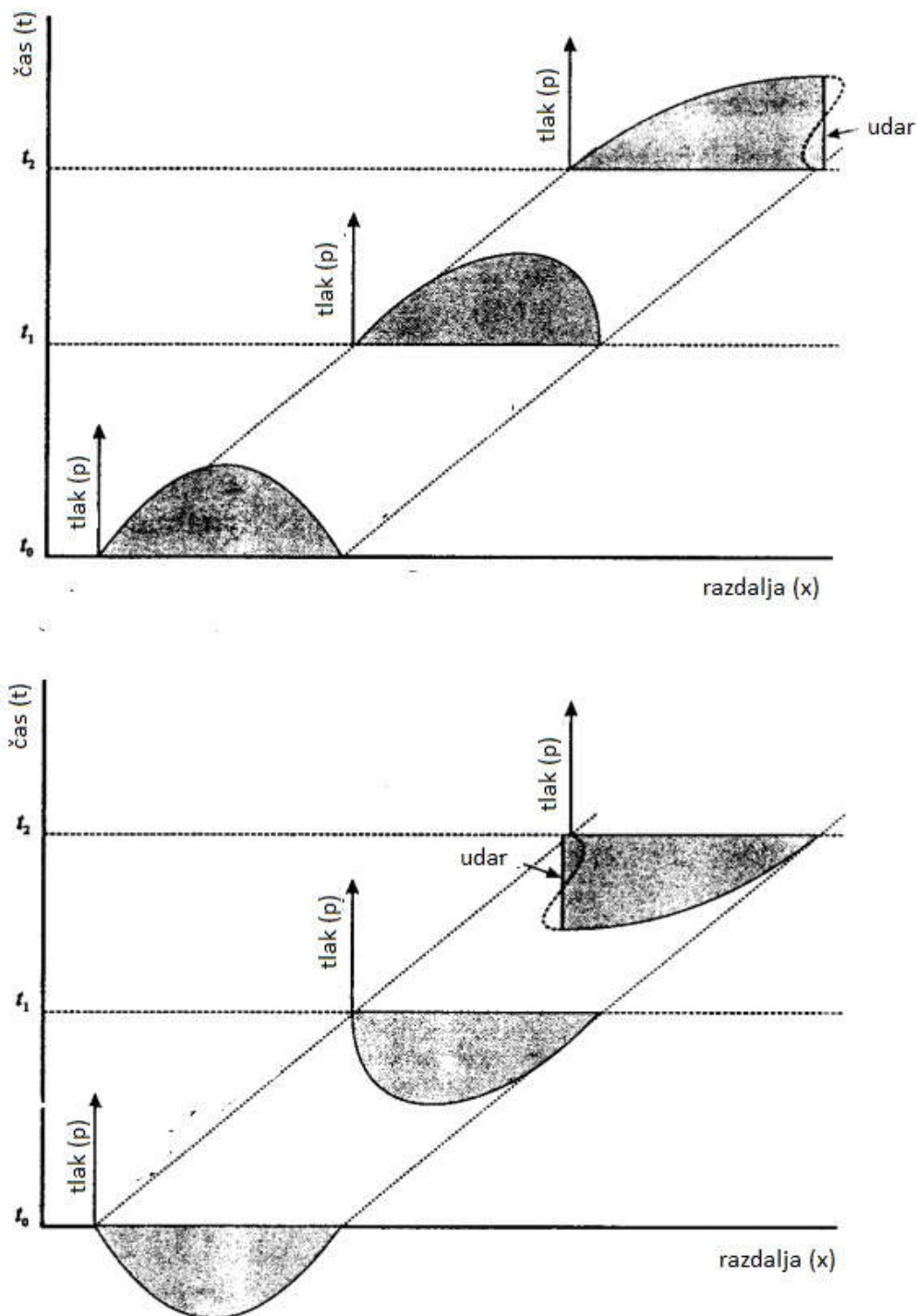
Linearna valovna dinamika ne upošteva amplitude valov in s tem spremembe hitrosti. Pri linearni valovni dinamiki se obravnava motnja zgolj po smeri potovanja in hitrosti, medtem ko nelinearna upošteva tudi amplitudo vala. Od amplitude je odvisna tudi hitrost vala, saj področja z večjo amplitudo potujejo hitreje. Prav tako so znotraj vala področja z večjim in manjšim tlakom, ki imajo prav tako spremembo v hitrosti. Tako nelinearna valovna dinamika popiše valovanje bolj točno kot linearna [3].

Za obravnavanje nelinearnega vala sta pomembni Earnshaw-ovi enačbi [3]. Enačbi kažeta, da sta hitrost delca in hitrost širjenja delca v prostoru, ko ga preide amplituda vala, nelinearni funkciji, odvisni od tlaka plina. Hitrost delca se namreč poveča, ko se poveča tlak v prostoru. To privede do ukrivljenosti vala, kot opazimo na sliki 2.11, saj znotraj vala del z večjim tlakom potuje hitreje kot del z manjšim tlakom. Tako se bo tlačni val preoblikoval v udarni val in ekspanzijski val se bo razširil. Nastaja zgoščina na sprednjem delu vala.



Slika 2.9 Nelinearni val znotraj cevi [3]

Ko se val spredaj preobremeni, rečemo da se zlomi (podobno kot valovi v morju ob stiku z obalo). Iz tega pa nastane udarni val, kot je prikazano na sliki 2.12. Ko se tvori udarni val, Earnshaw-i enačbi ne držita več, saj so temperature in tlaki zelo visoki in val ni več izentropen.

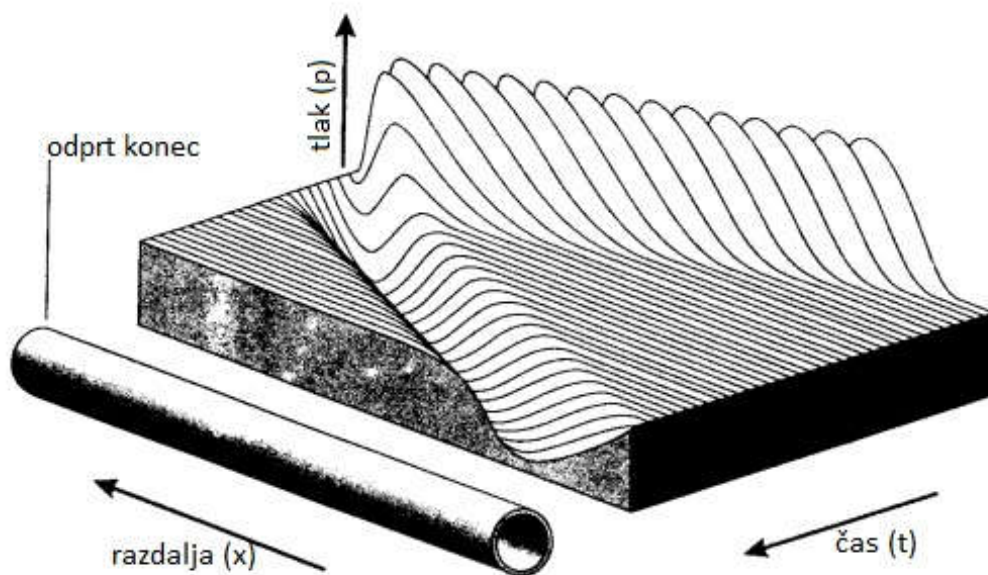


Slika 2.10 Prikaz udarnega vala znotraj cevi [3]

Robni pogoji:

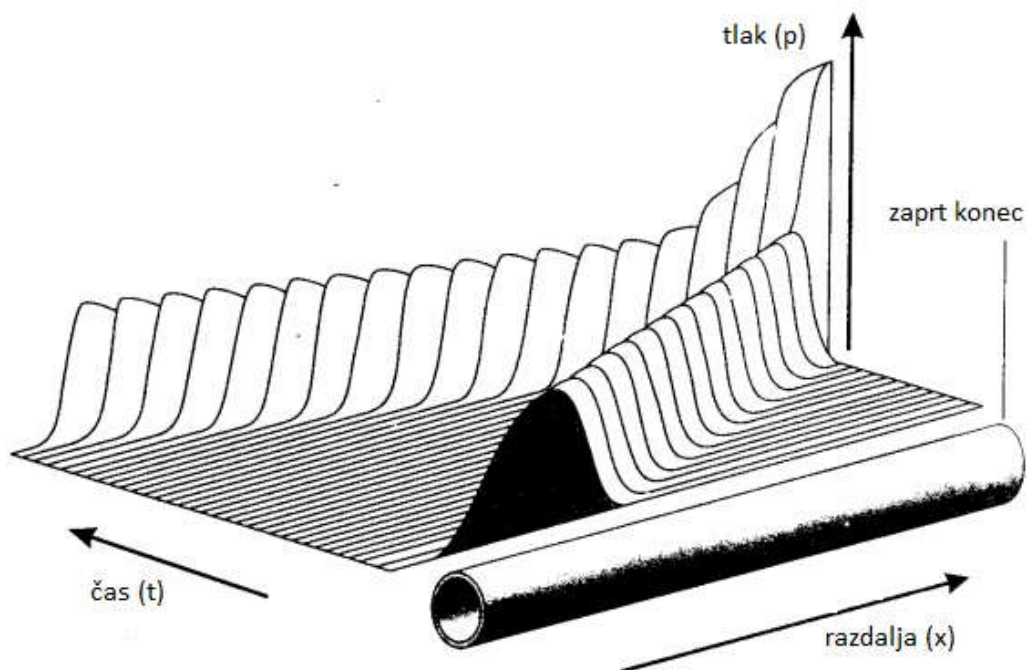
Poleg valovne dinamike znotraj cevi moramo obravnavati tudi meje sistema. Vsaki cevi lahko pripišemo dva konca in s tem dve meji oziroma dva robna pogoja, ki jih je potrebno popisati. Ena izmed metod za popis različnih vrst robnih pogojev je metoda karakteristik. Celotni popis karakteristik mejnih pogojev je popisan v teoriji volumnov Benson [3], iz katere smo vzeli le nekatere ključne za naš problem. Vse karakteristike temeljijo na predpostavki kvazi statičnega toka, kar pomeni, da karakteristika ni funkcija frekvence indiciranega valovanja [3].

Kvazi statična predpostavka predpostavi, da je fizikalna velikost meje sistema po velikosti zanemarljivo majhna v primerjavi s celotno dolžino sistema (cevi). Tako lahko predpostavimo statičen tok na majhnem področju. Najbolj pogost je primer, ko je konec cevi odprt v okolico, pri čemer je tlak na koncu sistema enak tlaku okolice. Efekt takega robnega pogoja je, da se tlačni val obrne iz nadtlačnega v podtlačnega in obratno, kot je prikazano na sliki 2.11.



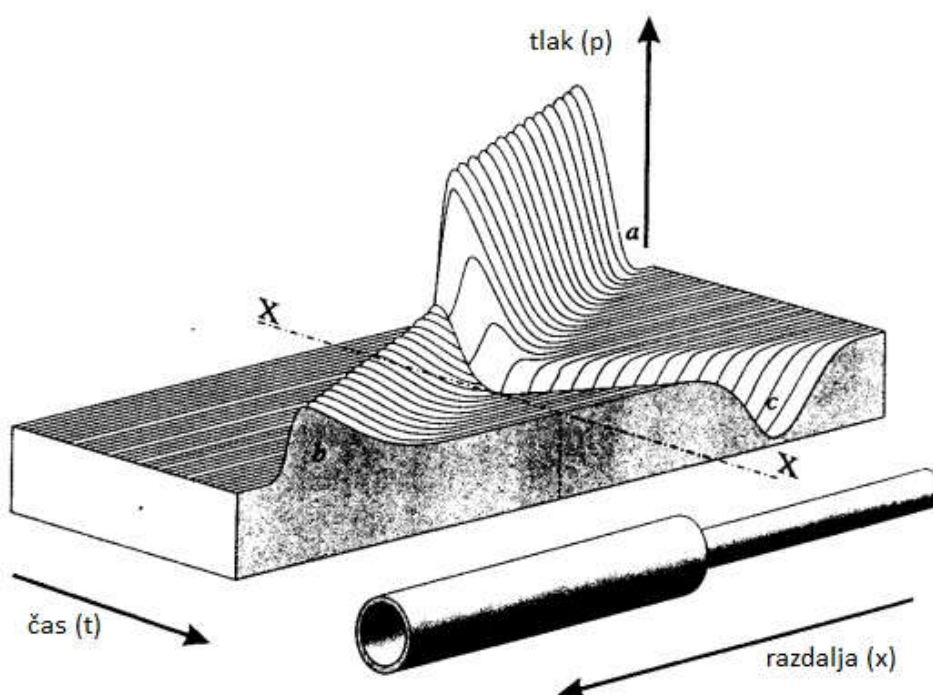
Slika 2.11 Odboj vala pri odprtem koncu cevi [3].

V primeru zaprtega konca cevi je hitrost na koncu cevi enaka nič, kar pomeni, da se val odbije z enako amplitudo, a se ne obrne. Vidno je tudi, da tlak na meji strmo naraste (slika 2.12). Do pojava pride predvsem, ko plin trči v zaprte ventile.



Slika 2.12 Odboj vala pri zaprtem koncu cevi [3].

Pri spremembi preseka cevi del vala, ki naleti na spremembo preseka, nadaljuje svoje gibanje z manjšo amplitudo, del vala pa se odbije in obrne nazaj v prvotno cev (slika 2.13).



Slika 2.13 Odboj vala znotraj cevi s spreminjajočim presekom [3].

3. Metodologija raziskave

Za izdelavo optimalne plinske poti pri motorju z notranjim zgorevanjem je potreben dolgotrajen in temeljit razvojni proces. Razvojni proces večine poprodukcijskih ali produkcijskih izpušnih in polnilnih sistemov je na začetku omejen z določeno obliko in gabariti, ki jih je treba upoštevati. Prav tako sta v modernem svetu pomembna dejavnika zvočne emisije in onesnaževanje, ki ju je treba upoštevati pri razvoju. Pomemben pa je tudi namen uporabe objekta, ki bo vseboval motor, saj z oblikovanjem plinske poti pomembno vplivamo na karakteristiko motorja. V tem zaključnem delu smo se osredotočili samo na izkoristek in povečanje moči enovaljnega motorja.

Dimenzioniranje plinske poti smo razdelil na dve glavni fazi. V prvi fazi smo najprej prilagodili in dimenzionirali polnilni sistem in s tem poskušali dobiti optimalno dinamiko polnjenja. Ob spreminjanju dolžine cevi polnilnega sistema smo analiziral rezultate in vrednotili uspešnost s pomočjo volumetričnega izkoristka pri treh različnih vrtilnih frekvencah motorja. Po opravljenih simulacijah polnilnega sistema smo se odločili za optimalno izvedbo in z njo nadaljevali v drugi fazi dimenzioniranja. V drugi fazi smo poskušali zmanjšati količino zaostalih plinov s pomočjo pravilne oblike oziroma dolžine izpušnega sistema. S tem smo dosegli možnost večjega polnjenja sveže zmesi v valj in posledično večjo moč motorja. Tudi v drugi fazi smo dimenzionirali izpušni sistem za tri vrtilne frekvence motorja in analizirali vplive spreminjanja dolžine izpušnega sistema.

Najlažja pot za optimizacijo izpušnega sistema je preko numeričnih modelov na računalniku, ki poenostavijo razumevanje in skrajšajo čas razvoja v primerjavi z izkustvenim preizkušanjem izdelovanja izpuhov. Tako smo v tem zaključnem delu za analizo in dimenzioniranje polnilnega in izpušnega sistema uporabili program AVL Boost.

3.1. Shema simulacijskega modela

Simulacijo smo izvajali v virtualnem razvojnem programskem okolju AVL Boost. AVL Boost je profesionalno simulacijsko programsko okolje za motorje z notranjim zgorevanje, ki lahko za več vrst motorjev poda delovanje motorja, emisije in akustično okolje. Shemo motorja smo sestavili iz posamičnih elementov znotraj grafičnega vmesnika. Elemente smo med seboj povezali s cevmi ali mehanskim spojem. V vseh elementih lahko nastavimo določene parametre, ki vplivajo na simulacijo. Elementi in njihovi vplivi so podrobno predstavljeni spodaj.

Sam program popisuje pretok v ceveh na 0D/1D ravni, saj je 3D simuliranje zelo zahtevno in v določenih primerih ni potrebno, saj zadostuje natančnost 1D simulacije. Preračuni simulacije so hitri in natančni za problem, ki ga raziskujemo. Program prav tako upošteva načela valovne dinamike, ki so že opisani v teoretičnem delu. Valovna dinamika ima namreč velik vpliv na plinsko pot in posledično na karakteristiko moči in navor motorja. Osnova za preračune 0D elementov je gibalna enačba in enačba o ohranitvi energije, medtem ko se pri 1D elementih upošteva tudi valovna dinamika, ki je popisana v prejšnjem poglavju (glej poglavje 2.2). Enačbe (2.8, 2.8, 2.9) predstavljajo osnovo za stisljiv plin in upoštevajo spremembo preseka cevi, trenja ob stenah in prestop toplote. Spodaj so naštet osnovni elementi, uporabljeni v simulacijski shemi.

Elementi simulacijskega modela:

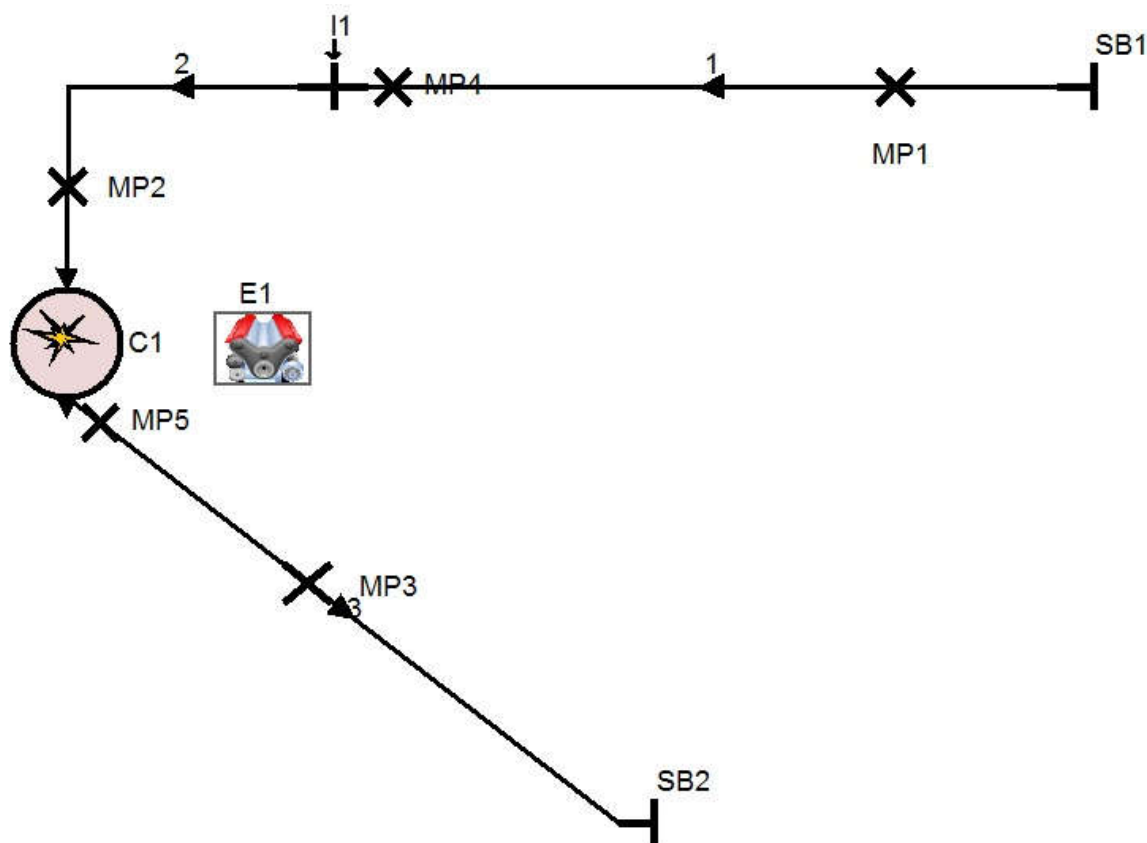
- **Motor (oznaka: E1)**
Je glavni del, kjer določimo sam tip motorja. Parametri, ki jih določimo so, med drugim, hitrost motorja (vrtilna frekvenca ročične gredi), krivulja trenja, tip motorja (2-taktni ali 4-taktni), BMEP... Motor je direktno povezan z valjem.
- **Valj (oznaka: C1)**
Valj popisuje glavne dimenzije valja in zgorevalne karakteristike. Izračuni v valju temeljijo na prvem zakonu termodinamike. Popis parametrov v valju je zelo pomemben, saj valj podaja pomembne podatke za kasnejšo analizo kot so volumetrični izkoristek in IMEP, masne tokove polnjenja in praznjenja, popis zgorevalnega procesa itd.
- **Injektor (oznaka: I1)**
Je naprava za vbrizg goriva. V našem primeru je to šoba, ki vbrizga gorivo v zrak pred valjem.
- **Cev (oznaka: 1,2,3)**
Je 1D element, v katerem preračuni slonijo na Eulerjevih enačbah. Pri cevi lahko določimo njeno ukrivljenost, toplotno prevodnost, trenje na stenah itd. Na cevi postavimo merilne točke, ki nam pomagajo spremljati in analizirati fizikalne količine znotraj cevi.
- **Merilna točka (MP1, MP2...)**
So poljubno postavljene točke po sistemu cevi, ki nam podajajo fizikalne lastnosti potrebne za analizo.

- **Meja sistema (SB1, SB2)**

Meji sistemov sta nastavljeni na parametre okolice in so nujni za pravilno obravnavanje rezultatov.

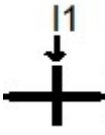
3.1.1. Predstavitev simulacijskega modela

Simulacijski model (Slika 3.1) je namenjen analizi in prikazu rezultatov predpostavljene plinske poti, ki smo jo izvedli. Model je sestavljen iz različnih elementov, ki so navedeni v Preglednici 3.1, razloženi pa so bili v prejšnjem poglavju. Vsak izmed elementov ima določene parametre, ki jih je potrebno pravilno nastaviti, da so rezultati simulacije pravilni.



Slika 3.1 Simulacijska shema modela

Preglednica 3.1: Elementi AVL Boost sheme [9]

E1	Motor (angl. <i>Engine</i>)	
C1	Valj (angl. <i>Cylinder</i>)	
1,2,3	Cev (angl. <i>Pipe</i>)	
SB1, SB2	Okolica sistema (angl. <i>System Boundary</i>)	
I1	Injektor (angl. <i>Injector</i>)	
MP1, MP2 MP3, MP4, MP5	Merilne točke (angl. <i>Measuring Point</i>)	

Glavni parametri nastavitve motorja (E1) so vrtilna frekvenca in trenje v odvisnosti od vrtilne frekvence ter BMEP. V našem primeru smo nastavljal hitrost motorja kot spremenljivko (Preglednica 3.4), ki smo jo tekom simulacije spreminjali, cikel motorja smo določili kot 4-taktni in krivuljo trenja po preglednici. Po zgradbi se znotraj motorja nahaja valj (C1), ki je po številu parametrov popisa najzahtevnejši. Popisati je potrebno geometrijo valja in kompresijsko razmerje, količino goriva na cikel itd. Pomembna je tudi določitev krivulj odpiranja ventilov in nastavitve pretočni koeficient skozi njih. Pomembni podatki za določitev valja so navedeni v Preglednici 3.2.

Preglednica 3.2: Parametri določitve valja

Premer valja	84 mm
Hod bata	90 mm
Kompresijsko razmerje	9
Dolžina ojnice	174,6 mm
A/F razmerje	13.54
Začetek zgorevanja	705° (zasuka ročične gredi)
Čas trajanja zgorevanja	53°
Odprtje polnilnega ventila	293°
Zaprtje polnilnega ventila	368°
Odprtje izpušnega ventila	66°
Zaprtje izpušnega ventila	368°

Valj je povezan s cevmi (1 in 2 sta polnilni cevi, 3 pa je izpušna cev). Cevem je predpisan konstanten premer in dolžina, ki je predpisana kot spremenljivka. Predpostavljene dolžine cevi, ki jih bomo obravnavali v simulaciji so predstavljene v poglavju 4. Na ceveh so postavljene merilne točke (MP 1-5), ki merijo fizikalne lastnosti med simulacijo in, razen položaja na cevi (Preglednica 3.3), ne potrebujejo dodatne nastavitve.

Preglednica 3.3: Položaj merilnih točk

Merilna točka	Položaj merilne točke	Razdalja glede na element [mm]
MP1	Polnilna cev 1	0
MP2	Polnilna cev 2	dolžina cevi 2
MP3	Izpušna cev 3	dolžina cevi 3
MP4	Polnilna cev 1	dolžina cevi 1
MP5	Izpušna cev 3	0

Za konec je potrebno določiti še meje sistema SB1 na polnilni strani in SB2 na izpušni strani. Določil smo termodinamsko stanje medija, kot so tlak, temperatura in vlažnost. Simulacija se je izvajala pri vhodni zunanji temperaturi 19.85°C in tlaku okolice 0.981bar.

Simulacijo smo opravljali pri treh delovnih točkah motorja (Preglednica 3.4), saj nas zanima, kako se spreminja valovna dinamika pri določenih dolžinah sistemov, glede na vrtilno frekvenco motorja.

Preglednica 3.4: Vrtilne frekvence simulacije

	Vrtilna frekvenca [1/min]
1	2000
2	4000
3	6000

Za vsako delovno točko motorja smo predpostavili več različnih dolžin polnilnega in izpušnega sistema in jih analizirali. Najprej smo se osredotočili na polnilni sistem, ki ga sestavljata cevi številka 1 in 2. Cev številka ena in dve sta konstantnega premera 34 mm. Pri polnilnem sistemu smo spreminjali dolžino cevi 1 in opazovali valovno dinamiko znotraj cevi ter vpliv na valj. Preko merilne točke MP4 in merilne točke M2 tik pred valjem smo diagnosticirali, kako podaljševanje/krajšanje cevi vpliva na navor motorja in volumetrični izkoristek. Razlog za spremembo smo poiskali s pomočjo valovne dinamike oziroma nihanja tlaka znotraj cevi.

Izbrane testne dolžine cevi številka ena smo izbrali izkustveno v mejah normalnih razumnih dimenzij. Pričeli smo z najkrajšo dolžino 100 mm in nadaljevali po korakih do 1300 mm dolžine. Pri dimenzioniranju polnilnega sistema bo dolžina izpušnega sistema (cev št. 3) konstantna, in sicer 150 mm.

Ko smo določili optimalno dolžino polnilne cevi za širše območje delovanja motorja, smo jo predpisali kot parameter in z njo nadaljevali pri dimenzioniranju izpušnega sistema. Pri izpušnem sistemu smo spreminjali dolžino cevi 3, premera 31 mm, in preko merilnih točk MP3 in MP5 opazovali fizikalne lastnosti v cevi. Prav tako smo s pomočjo analize valja vrednotili zaostale pline znotraj valja, ki negativno vplivajo na moč motorja. Dolžine cevi številka tri smo prav tako izbrali v določenih razumnih mejah. Pričeli smo s skrajno kratko cevjo 60 mm in nadaljeval vse do 1800 mm. Po analizi vseh dolžin za tri različne frekvence delovanja smo izbrali najbolj primerno za določen namen uporabe.

4. Rezultati

Na podlagi opisanega modela v prejšnjem poglavju smo naredil 1D parametrično študijo za različne dolžine polnilne cevi 1 in izpušne cevi 3. Potrebno je razumeti meje dolžin cevi in vrednotiti rezultate kritično. Najbolj pomembno je ugotoviti, kako spreminjanje dolžine cevi vpliva na valovno dinamiko in posledično na karakteristike motorja za različne vrtilne frekvence in pojave pojasniti s pomočjo teorije. Osnovna ideja pa je povečanje volumetričnega izkoristka pri polnilnem sistemu in zmanjšanje zaostalih plinov pri izpušnem sistemu. Za popis uspešnosti in analizo smo izbrali več različnih parametrov, ki so že bili predstavljeni v teoretičnem delu. Analiza je potekala splošno od spremembe navora, ki je bila posledica boljšega volumetričnega izkoristka zaradi izboljšane valovne dinamike.

4.1. Polnilni sistem

Na polnilni sistem vpliva spreminjanje dolžine cevi številka 1 za tri različne vrtilne frekvence, ki so navedene v preglednici 3.4. Polnilno cev številka ena smo analizirali na dolžinah, ki so navedene v spodnji preglednici. Izpušni sistem je tekom simulacije polnilnega sistema nastavljen na 150 mm. V rezultatih so predstavljene pomembnejše dolžine, ki imajo dober izkoristek ali zanimiv pojav valovanja.

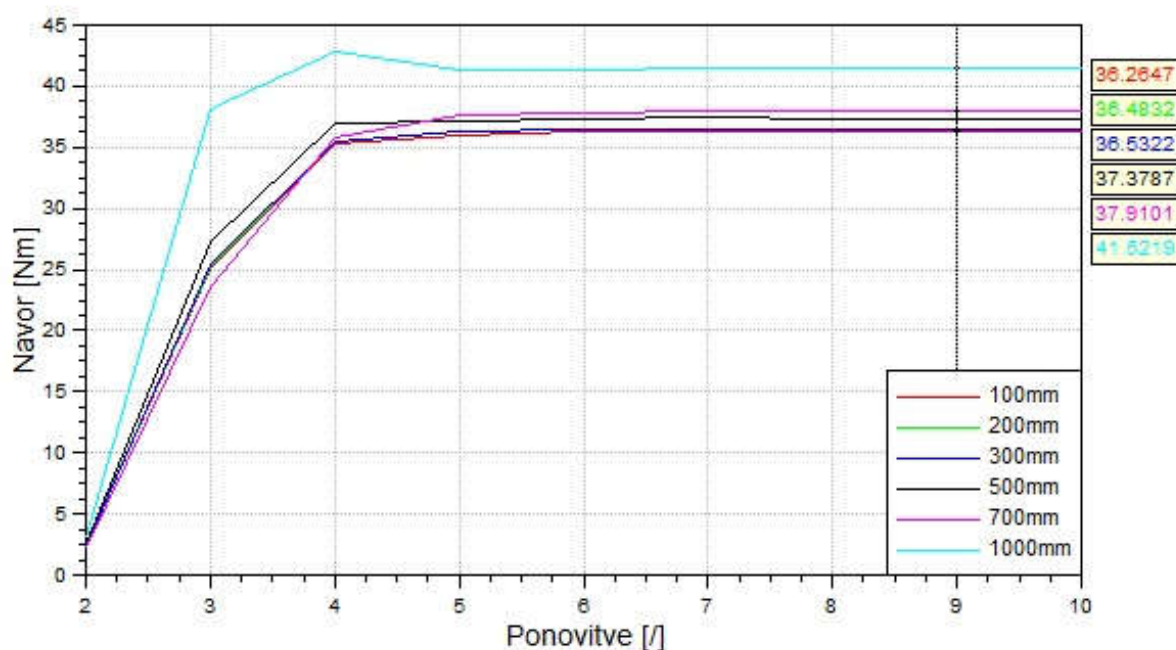
Preglednica 4.1: Testne dolžine cevi št. 1

Primer:	dolžina cevi št. 1 [mm]
1	100
2	200
3	300
4	500
5	700
6	1000

4.1.1. Dimenzioniranje pri 2000 1/min:

Navor motorja

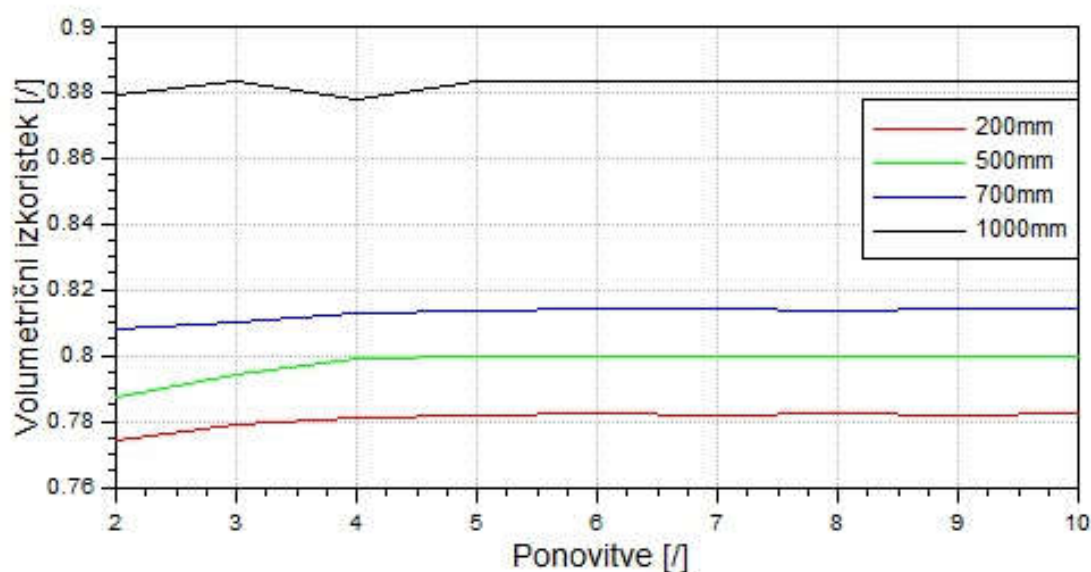
Prva simulacija se je izvajala pri konstantni vrtilni frekvenci 2000 1/min, ki je najnižja vrtilna frekvenca, ki smo jo obravnavali. Pri cevi številka ena, ki sestavlja del polnilnega sistema, se pri frekvenci 2000 1/min pojavi veliko odstopanje pri navoru motorja glede na dolžino cevi št. 1. Na Sliki 4.1 lahko opazimo veliko odstopanje najdaljše 1000 mm cevi v primerjavi z ostalimi dolžinami. Prav tako opazimo, da v tem primeru daljša cev pomeni večji navor, saj si dolžine cevi in velikost navora, ki ga doseže motor z njimi, zaporedno sledijo.



Slika 4.1 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 2000 1/min

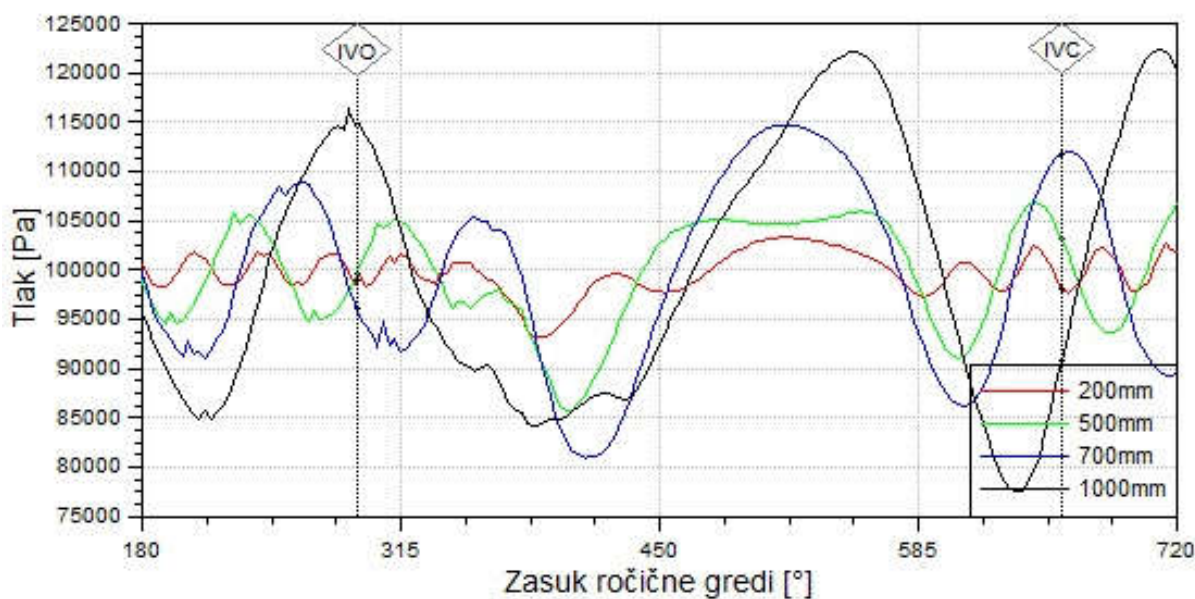
Volumetrični izkoristek

Na podlagi slike 4.2, ki prikazuje volumetričen izkoristek valja, lahko potrdimo, da je cev z dolžino 1000 mm najprimernejša za delovanje v območju s frekvenco 2000 1/min. Sledijo ji cevi z dolžino 700 mm in 500 mm. Volumetričen izkoristek je ocena uspešnosti polnilnega sistema. V našem primeru nanj vplivamo z zasnovo polnilnega sistema (glej poglavje 2.2.1.4.2). Motorji, primerljivi z našim, dosegaajo volumetričen izkoristek med 80 in 90 odstotki. Kar pomeni, da se cevi dolžine 1000 mm in 700 mm lahko smatrata kot optimalni.



Slika 4.2 Volumetrični izkoristek pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 2000 1/min

Valovna dinamika



Slika 4.3 Valovna dinamika v MP2 za različne dolžine cevi št. 1 pri 2000 1/min

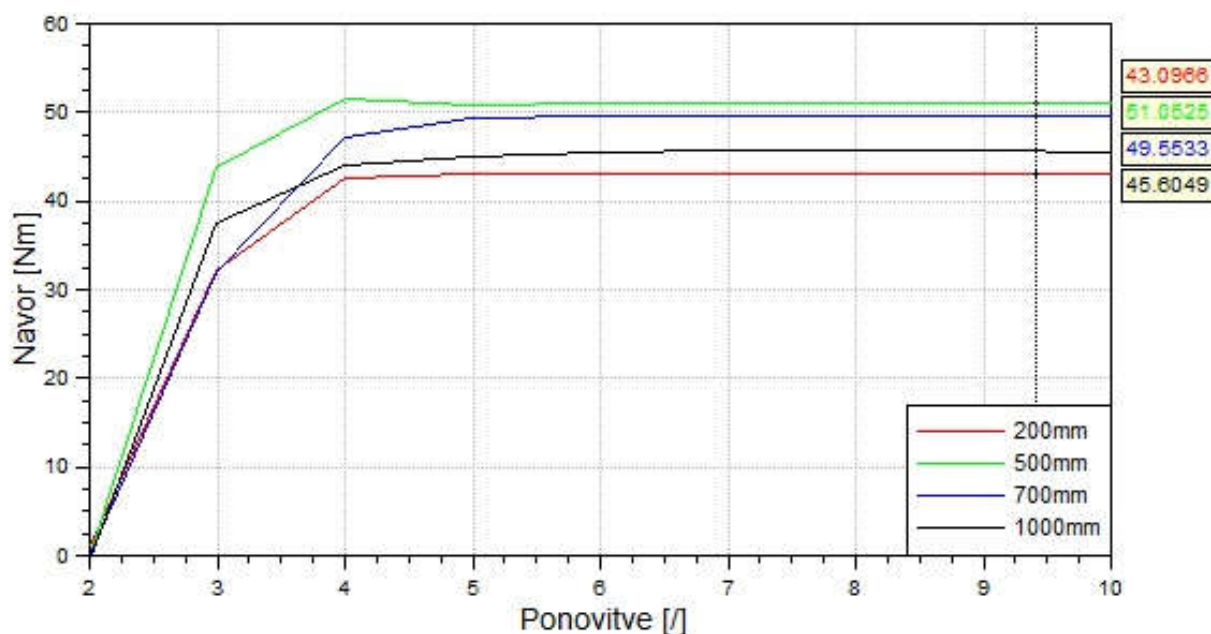
Razlike pri volumetričnem izkoristku se pojavijo zaradi različnih valovnih dinamik, ki jih povzročajo različno dolge cevi. Na sliki 4.3 lahko vidimo graf valovne dinamike oziroma nihanje tlaka v merilni točki MP2, ki se nahaja tik ob vходу v valj, v odvisnosti od zasuka ročične gredi motorja. Z IVO je označen trenutek, ko se odpre polnilni ventil (66° zasuka ročične gredi) in IVC, ko se polnilni ventil zapre (660° zasuka ročične gredi). Najprej opazimo veliko razliko pri amplitudi tlakov. Amplitude tlakov daljše cevi so namreč večje

od tlakov v krajših in posledično povzročajo večji udarni valj. Ob IVO se daljša cev (1000 mm) nemudoma odzove in tlak sunkovito pade. Tako nastane podtlačni val in snovi iz valja še hitreje odteka. Težava pri nizki vrtilni frekvenci je nastanek povratnega toka, ki ga povzroči val, ki se obrne na koncu cevi in pride do valja pred IVC.

4.1.2. Dimenzioniranje pri 4000 l/min:

Navor motorja

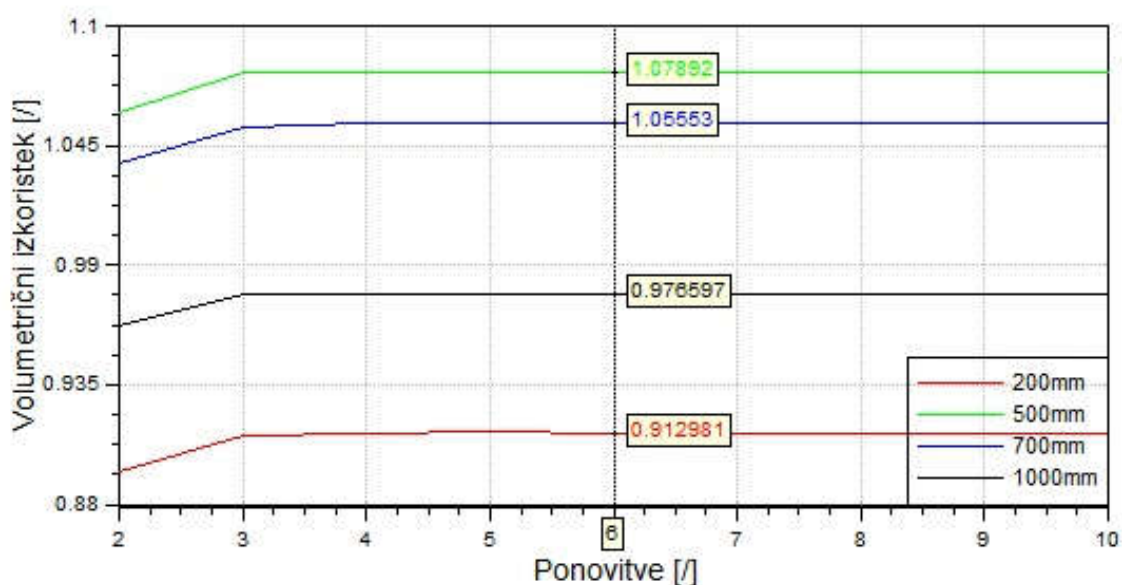
Srednja vrtilna frekvenca oziroma 4000 1/min je prehodno območje, na katerem se ne pojavljajo velike razlike pri navorih v odvisnosti od dolžine polnilnega sistema. Iz slike 4.4 je razvidno, da se navor v splošnem poveča v primerjavi z nižjo frekvenco. Na primeru cevi dolžine 500 mm se navor namreč poveča za kar 13,6 Nm. Prav tako postane cev dolžine 500 mm najučinkovitejša za vrtilno frekvenco 4000 1/min. Pomembno je poudariti, da bi motor, namenjen komercialni uporabi, deloval na območju te frekvence in je v takem primeru najbolj primerna dolžina cevi 1. 500 mm. Zelo blizu z razliko 1.5 Nm je tudi cev z dolžino 700 mm.



Slika 4.4 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 4000 l/min

Volumetrični izkoristek

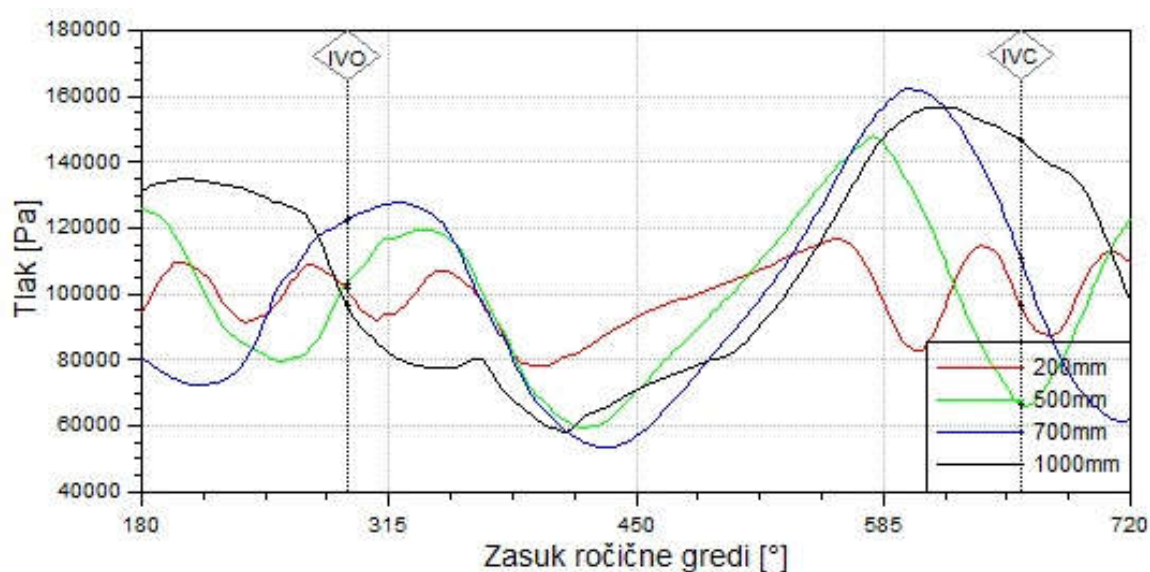
Prav tako kot navor se poveča tudi volumetričen izkoristek, ki sedaj v primeru 500 mm in 700 mm že presega 100% učinkovitost.



Slika 4.5 Volumetrični izkoristek pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 4000 1/min

Valovna dinamika

Na grafu valovne dinamike v točki MP2, ki je prikazan na sliki 4.6 lahko opazimo, da se vrh pozitivnega udarnega vala pri daljših ceveh približa IVC. Ta pojav je ugoden, saj tik pred zaprtjem polnilnega ventila povzroči največji polnilni val. Obenem pa ne pride do padca tlaka, ki bi valj nazaj praznil, tako kot v primeru nižje vrtilne frekvence. Posledično je večji tudi volumetrični izkoristek. Pozitivno vplivajo tudi višje amplitude tlakov, ki so posledica višje vrtilne frekvence. S povečanjem vrtilne frekvence se poveča tudi hitrost plinov in obenem trenje medija na stenah cevi (enačba 2.11). Posledica so večje amplitudne razlike, ponekod tudi do 50%.

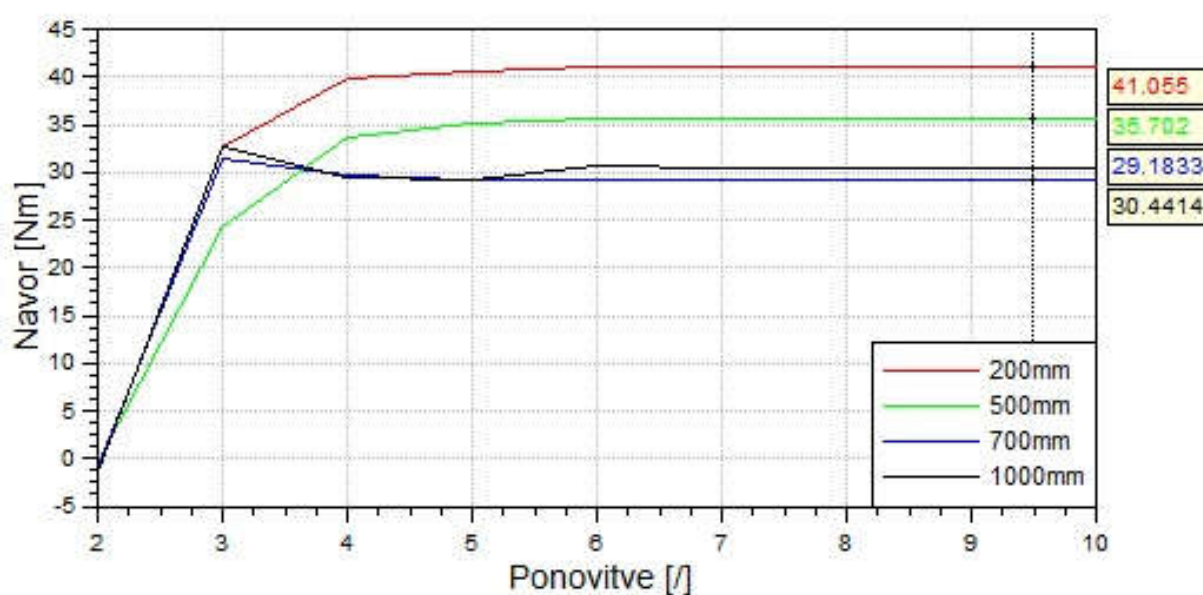


Slika 4.6 Valovna dinamika v MP2 za različne dolžine cevi št. 1 pri 4000 1/min

4.1.3. Dimenzioniranje pri 6000 l/min:

Navor motorja

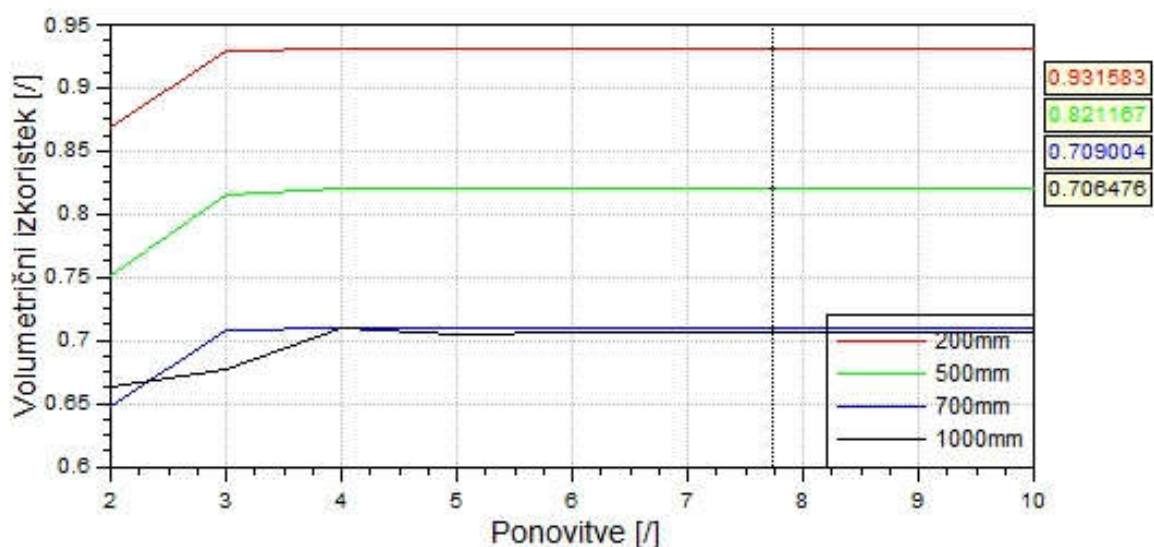
Najvišja vrtilna frekvenca, ki jo obravnavamo je 6000 1/min in je po karakteristiki delovanja primerna za športne motorje, kjer voznik zahteva večjo moč motorja. Iz slike 4.7 je hitro razvidno, da daljše cevi, kot sta 1000 mm in 700 mm, ne zagotavljata dobre karakteristike navora. V primeru visokih frekvenc delovanja pridejo v ospredje cevi krajših dolžin. Iz slike 4.7 se vidi, da ima najboljšo navorno karakteristiko najkrajša cev z dolžino 200 mm. Ravno obratno kot pri nizkih frekvencah se tukaj s krajšanjem cevi navor večja. Tako bi bilo smiselno za motor, ki se uporablja v športne namene, izbrati krajšo izmed cevi.



Slika 4.7 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 6000 l/min

Volumetrični izkoristek

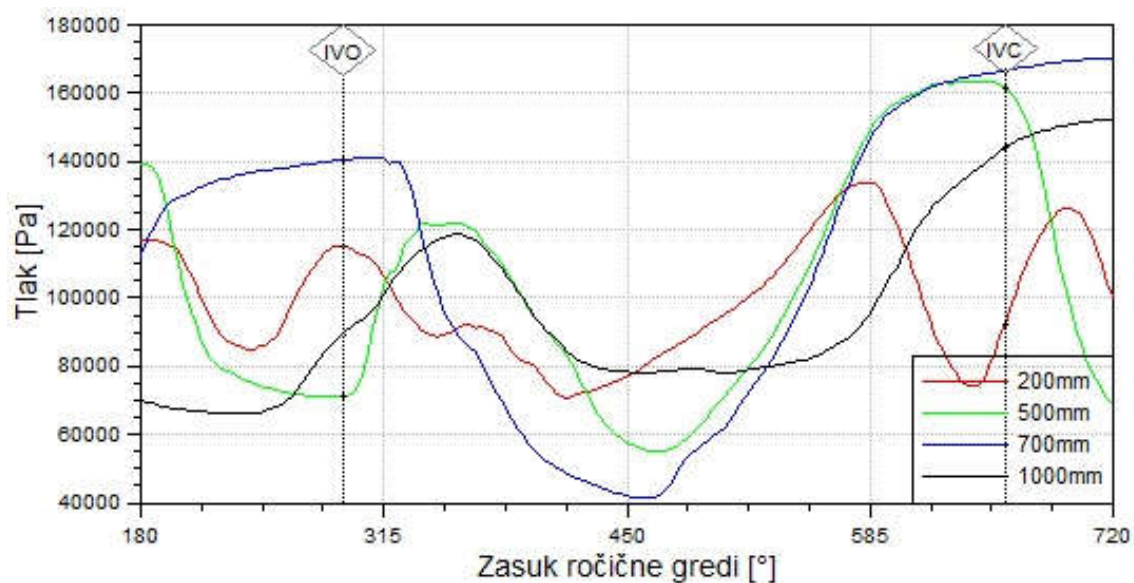
Enako kot navor pokaže tudi volumetričen izkoristek, kjer sta najboljše predstavljeni cevi z dolžino 200 mm in 500 mm.



Slika 4.8 Volumetrični izkoristek pri različnih dolžinah cevi št. 1 pri 6000 1/min

Valovna dinamika

Pri valovni dinamiki vidimo veliko interakcijskih valovanj, ki jih je težje popisati. Daljši cevi 1000 mm pade začetni tlak in tako nima dovolj energije, da bi potisnila svežo zmes zraka in goriva v valj. Ker se s povečanjem dolžine in vrtilne frekvence posledično poveča tudi trenje v ceveh, lahko opazimo velike tlačne padce, ki zahtevajo večji protitlak. Pri nižjih vrtilnih frekvencah se je z ugodnim pojavom valovne dinamike povečano trenje daljše cevi izničilo, pri visoki vrtilni frekvenci pa temu ni tako. Tako ima cev z dolžino 200 mm najmanjše trenje in manjše spremembe tlačnih amplitud, kar je bolj ugodno. Tako vidimo normalno valovanje z vrhom malo pred IVC.



Slika 4.9 Valovna dinamika v MP2 za različne dolžine cevi št. 1 pri 6000 1/min

4.1.4. Srednji efektivni tlak

Gleda na IMEP izberemo najboljšo cev, ki se jo nato uporabi za simulacije izpuha. Po rezultatih zgoraj opazimo, da sta najbolj primerni cevi dolžin 500 mm in 700 mm. Vrednosti IMEP pri vseh treh vrtilnih frekvencah so podane v spodnji preglednici (vrednosti IMEP so podane v barih zaradi boljše preglednosti).

Preglednica 4.2: Vrednosti IMEP za polnilni sistem pri različni dolžini cevi št. 1

Vrtilna frekvenca [1/min]	Dolžina cevi št. 1 [mm]	IMEP [bar]
2000	500	10,26
	700	10,39
4000	500	13,99
	700	13,61
6000	500	10,42
	700	8,77

Iz dobljenih rezultatov, analize rezultatov iz prejšnjega odstavka in rezultatov IMEP podanih v zgornji preglednici je razvidno, da je najprimernejša cev z dolžino 500 mm. Zato se za nadaljevanje dimenzioniranja izpušnega sistema uporablja dolžina cevi št. 1: 500 mm. V primeru, da bi se dimenzioniral športni motor, bi bila najbolj primerna cev z dolžino 200 mm, saj ima najboljše karakteristike pri visokih vrtilnih frekvencah. Nasprotno bi za delavni stroj, kjer se motor uporablja na nizkih frekvencah, uporabili cev z dolžino 1000 mm.

4.2. Izpušni sistem

Na izpušni sistem vpliva spreminjanje dolžine cevi številka 3, ki je obenem celotni izpušni sistem. Analiza se izvaja na treh različnih delavnih frekvencah, ki so navedene v preglednici 3.4. Polnilni sistem je dolžine cevi 1. 500 mm in cevi 2. 50 mm, saj je to optimalna dolžina za širšo karakteristiko delovanja. Izpušna cev se analizira na dolžinah, ki so navedene v spodnji preglednici.

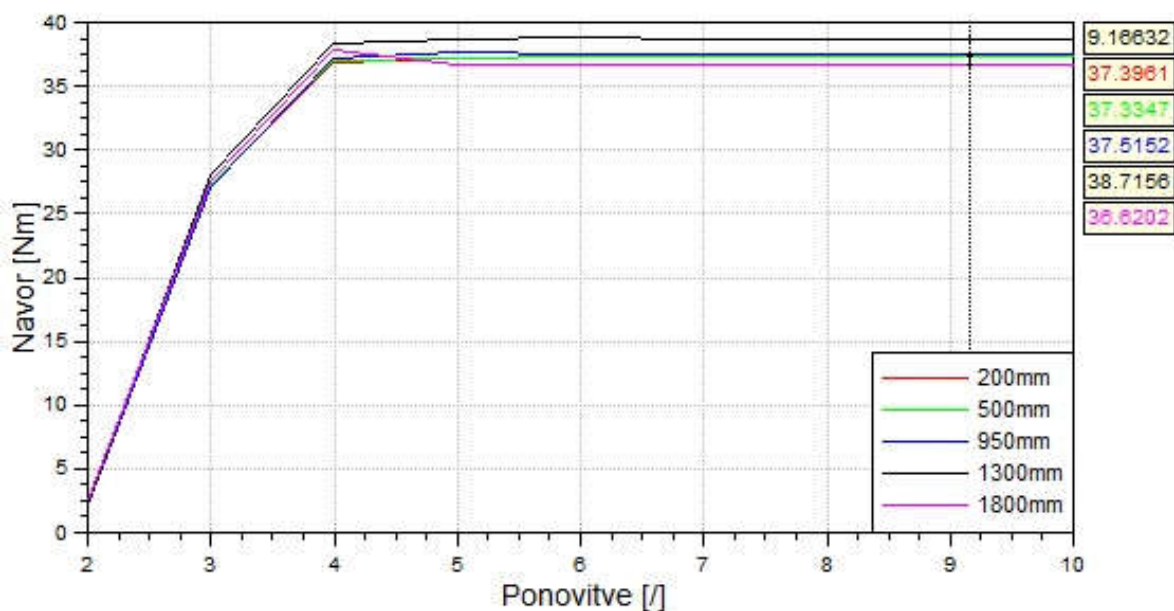
Preglednica 4.3: Testne dolžine cevi št. 3

Primer:	dolžina cevi št. 3 [mm]
1	60
2	200
3	500
4	800
5	950
6	1300
7	1800

4.2.1. Dimenzioniranje pri 2000 l/min:

Navor motorja

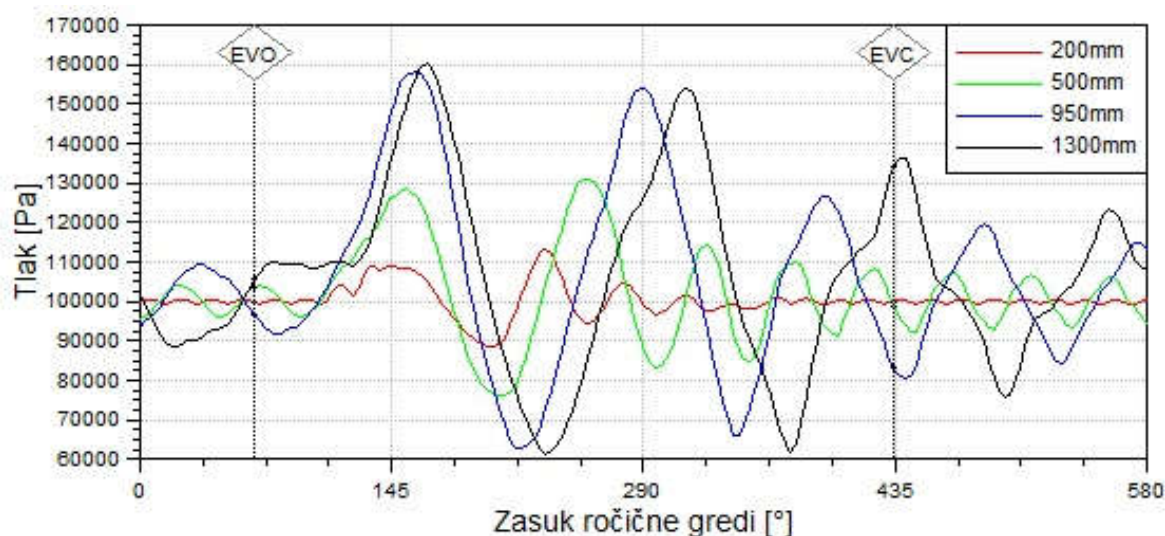
Iz slike 4.10, ki prikazuje navor motorja pri 2000 l/min opazimo, da v primerjavi s spreminjanjem dolžin polnilnega sistema pri izpušnem ne pride do tolikšnih razlik. V tem primeru je največji navor dosežen pri cevi z dolžino 1300 mm, kar je podobno kot pri polnilnem sistemu.



Slika 4.10 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 l/min

Valovna dinamika

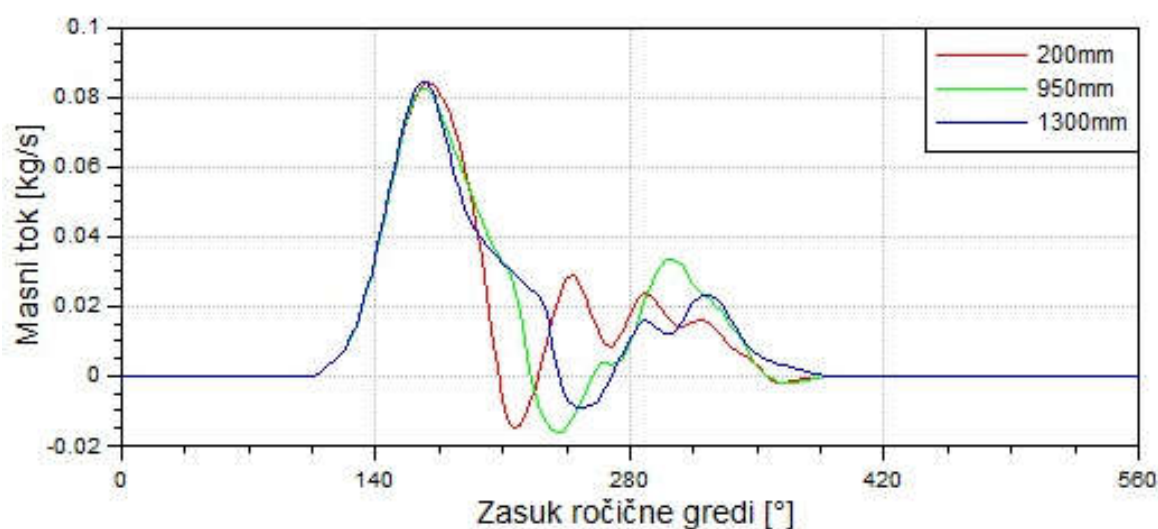
Na grafu valovne dinamike (Slika 4.11) je prikazano amplitudno valovanje tlaka na merilni točki MP5, ki se nahaja takoj ob izstopu iz valja. Označena sta tudi odpiralni (EVO) čas izpušnega ventila pri 66° zasuka ročične gredi in zapiralni (EVC) čas izpušnega ventila pri 434° zasuka ročične gredi. Iz grafa razberemo, da se ob EVO tlak hitro poveča, saj začne uhajati iz valja pod visokim tlakom. Za prvim udarnim valom, ki je posledica tlaka v valju, pride podtlačni val, ki dodatno izprazni valj. Posledica majhne vrtilne hitrosti je, da se začetni udarni val pravočasno odbije od meje sistema in vrne nazaj do valja. Ta pojav negativno vpliva na izkoristek.



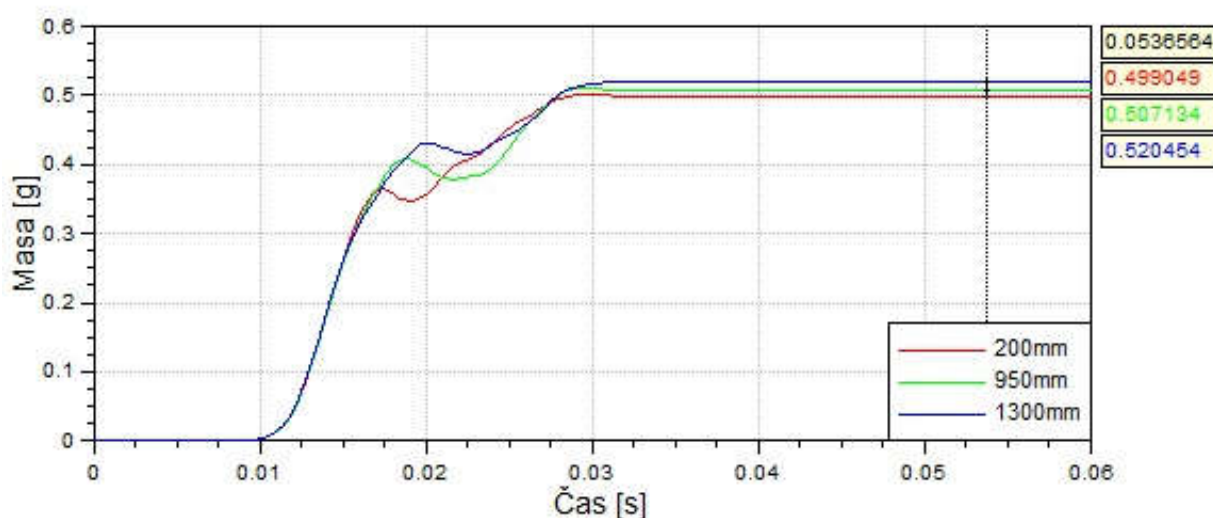
Slika 4.11 Valovna dinamika v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 1/min

Masni tok in masni delež

Na grafu masnega toka, predstavljenega na sliki 4.12, je lepo vidno, kako povratni val (pri približno 210° zasuka ročične gredi) z negativnim tokom polni valj z že zgorelimi snovmi, ki tam niso zažele. S povečanjem zaostalih snovi se namreč zmanjša masa sveže zmesi, ki omogoča zgorevanje večje količine goriva, kar vodi k večji moči motorja. Iz naslednjega grafa na sliki 4.13 je razvidno, da cev z dolžino 1300 mm odvede največ zgorelih plinov in zmesi. To posledično pomeni večji delež volumna, ki ga lahko zapolni sveža zmes zraka in goriva. Ob povečanju mase sveže zmesi pa se poveča tudi moč motorja.



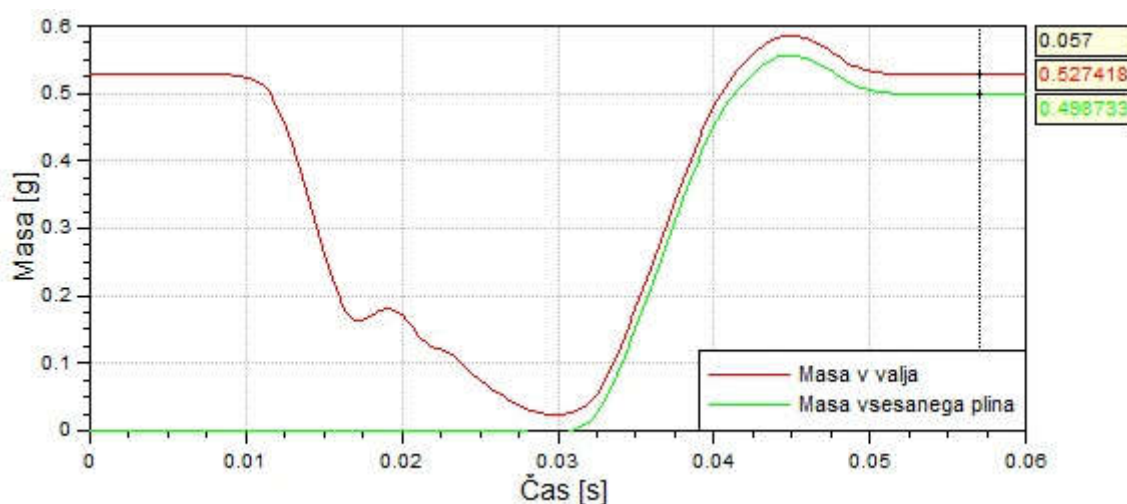
Slika 4.12 Masni tok v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 1/min



Slika 4.13 Masni delež skozi MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 2000 1/min

Zaostali plini

Kot že navedeno, se je potrebno čim bolj izogniti zaostalim plinom, ki jih povratni valovi prinesejo v valj. Na sliki 4.14 je prikazan graf mase snovi v valju čez celoten cikel delovanja in mase vsesane sveže zmesi plina in goriva med polnilnim taktom. Iz grafa lahko opazimo razliko, ki predstavlja maso zaostalih plinov. Načelo izboljšanja izpušnega sistema je zmanjšanje te razlike oziroma zmanjšanje mase zaostalih plinov.



Slika 4.14 Masa zaostalih plinov za dolžino cevi št. 3 je 200 mm pri 2000 1/min

Preglednica vrednosti zaostalih plinov za tri različne dolžine cevi. Manjša kot je masa zaostalih plinov, večja bo masa sveže zmesi in večja bo moč motorja. Pri vrtilni frekvenci 2000 1/min ima najboljši učinek praznjenja cev z dolžino 1300 mm in 950 mm.

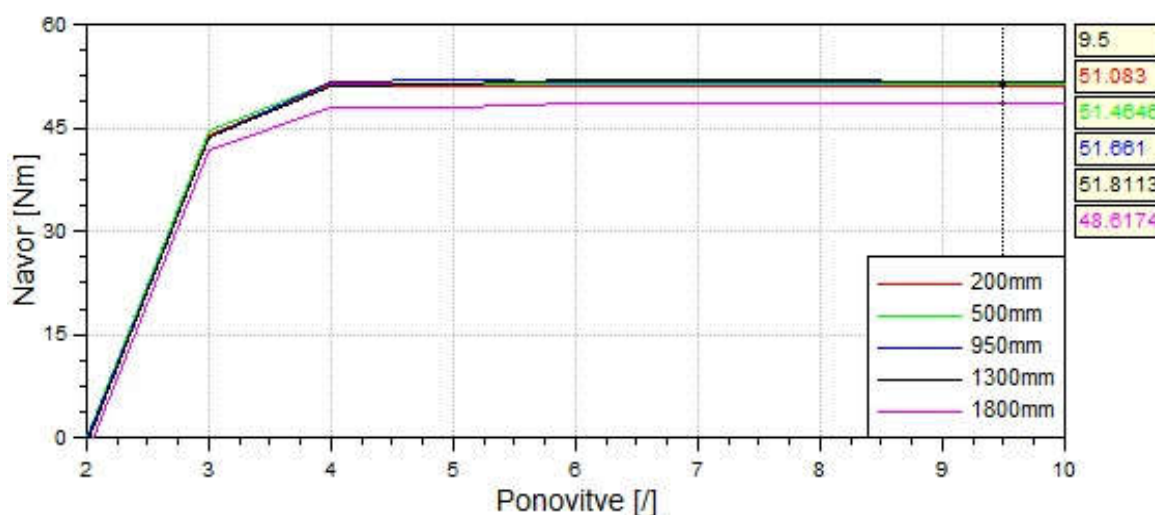
Preglednica 4.4: Vrednosti zaostalih plinov pri različnih dolžinah cevi št. 3 in 2000 1/min

Dolžina cevi št. 3 [mm]	Masa vsesanih plinov [g]	Masa plina znotraj valja [g]	Masa zaostalih plinov [g]
200	0,499	0,527	0,028
950	0,507	0,527	0,020
1300	0,520	0,540	0,020

4.2.2. Dimenzioniranje pri 4000 1/min:

Navor motorja

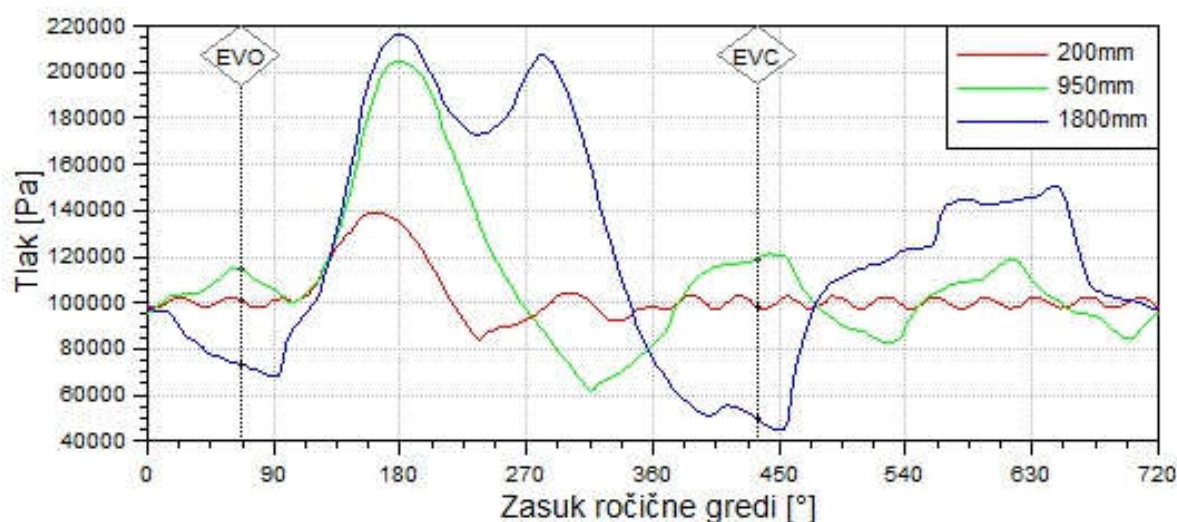
Tako kot pri polnilnem sistemu tudi pri izpušnem sistemu, pri frekvenci 4000 1/min, ni opaziti večjih razlik pri navoru. Odstopa le najdaljša cev 1800 mm, ki ima zelo slabo karakteristiko navora. Pri srednji vrtilni frekvenci imata najboljšo karakteristiko cevi z dolžino 1300 mm in 950 mm, podobno kot v primeru z nižjo frekvenco delovanja.



Slika 4.15 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min

Valovna dinamika

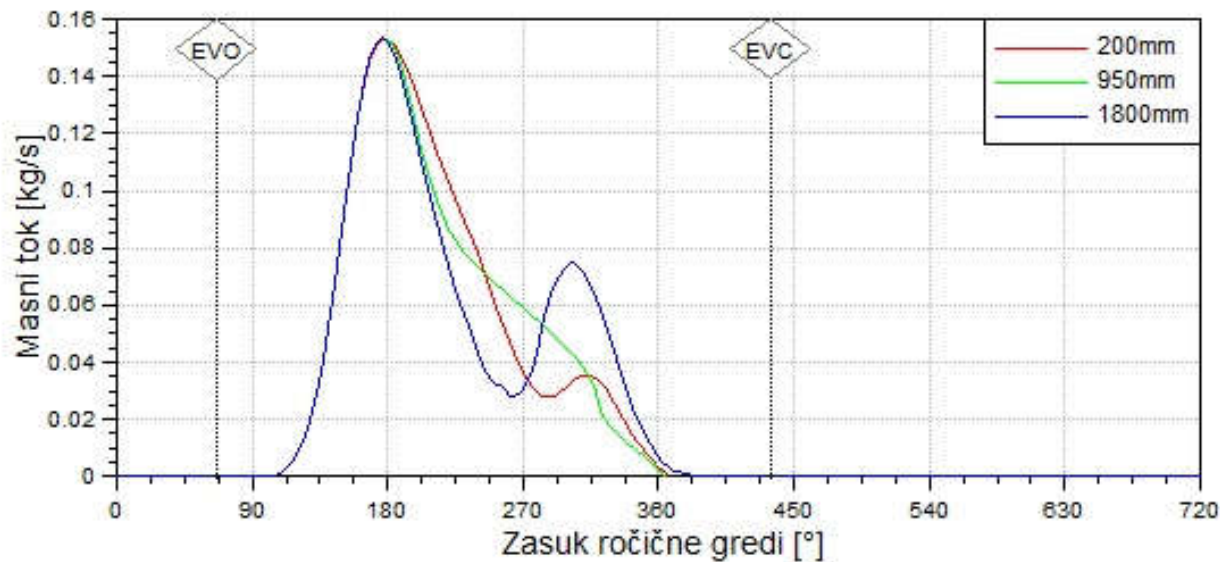
Pri valovni dinamiki na sliki 4.16 je viden razlog za zelo slabo karakteristiko najdaljše cevi. Po EVO se tlak v vseh ceveh poveča. Pri cevi z dolžino 1800 mm pa pride kmalu do interference, ki povzroči ponovni povratni tlačni val. Tudi pri izpušnem sistemu velja, da se s povečanjem dolžine cevi poveča trenje. Tlačni padci so tako večji in manj ugodni, v kolikor bi bil učinek valovne dinamike zanemarljiv. Pri pravilni valovni dinamiki pa lahko tlačni padci pripomorejo k praznjenju valja.



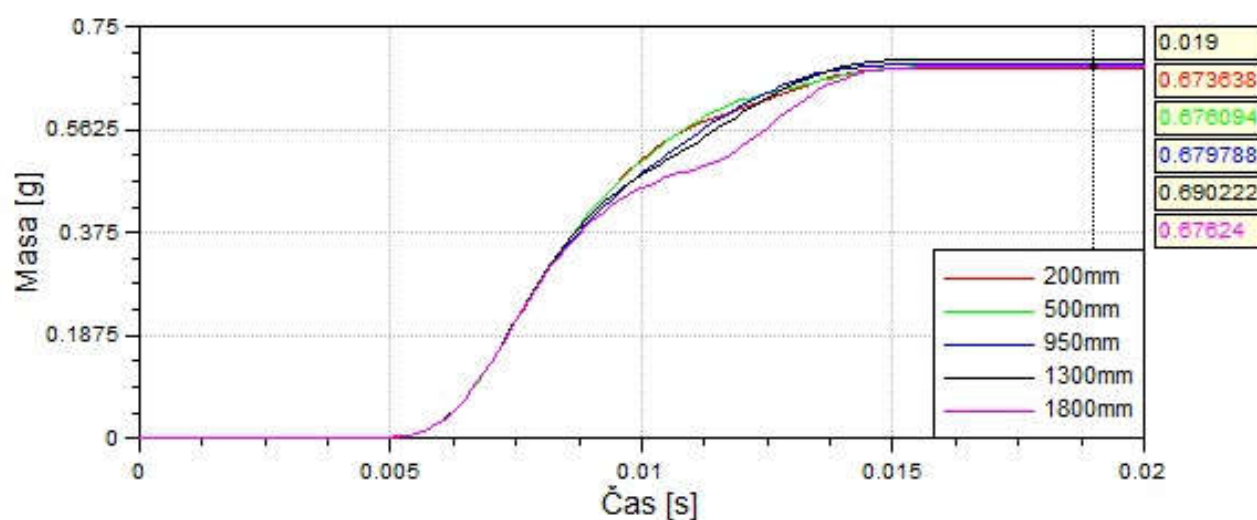
Slika 4.16 Valovna dinamika v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min

Masni tok in masni delež

Tlačni val, ki se zaradi interference pojavi pri cevi z dolžino 1800 mm, negativno vpliva na praznjenje valja oziroma ga celo nazaj napolni, kot je razvidno iz slike 4.17, kjer je lepo vidna lepa karakteristika praznjenja valja za cev z dolžino 950 mm in 1300 mm.



Slika 4.17 Masni tok v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min



Slika 4.18 Masni delež skozi točko MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 4000 1/min

Zaostali plini

Zaostali plini se pri vrtilni frekvenci 4000 1/min v primerjavi z 2000 1/min nekoliko zmanjšajo, kar privede tudi do povečanja navora in moči motorja. Kot kaže preglednica 4.5 imata najslabšo karakteristiko praznjenja valja cevi z dolžino 200 mm in 1800 mm. Najbolje pa se, zaradi valovne dinamike in vrha drugega tlačnega vala, ravno na EVC odrežeta cevi z dolžinama 950 mm in 1300 mm

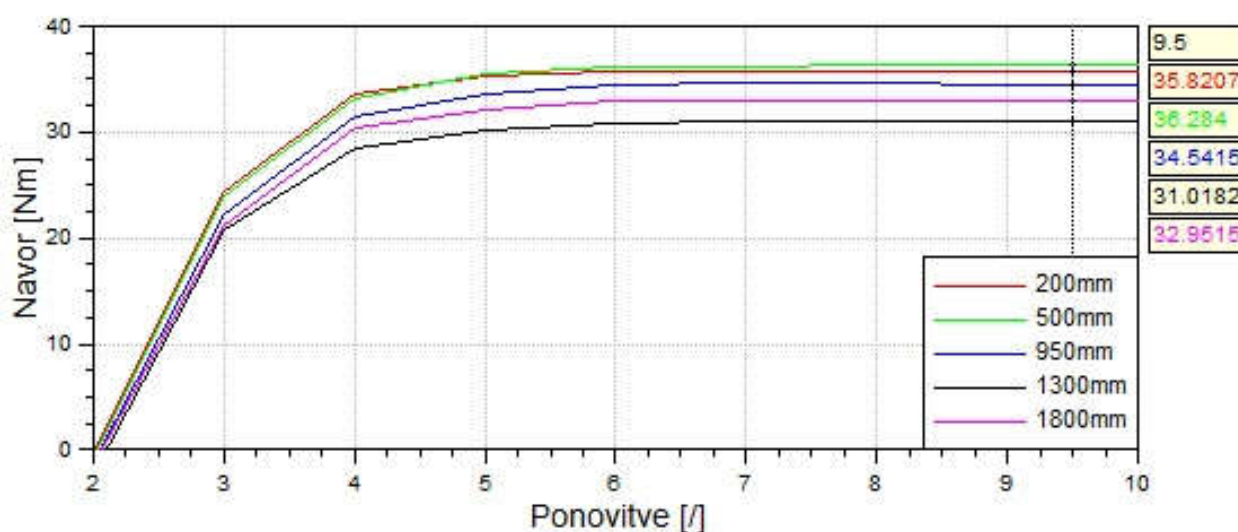
Preglednica 4.5: Vrednosti zaostalih plinov pri različnih dolžinah cevi št. 3 in 4000 1/min

Dolžina cevi št. 3 [mm]	Masa vsesanih plinov [g]	Masa plina znotraj valja [g]	Masa zaostalih plinov [g]
200	0,673	0,695	0,022
500	0,676	0,696	0,020
950	0,680	0,697	0,017
1300	0,690	0,702	0,012
1800	0,676	0,697	0,021

4.2.3. Dimenzioniranje pri 6000 l/min:

Navor motorja

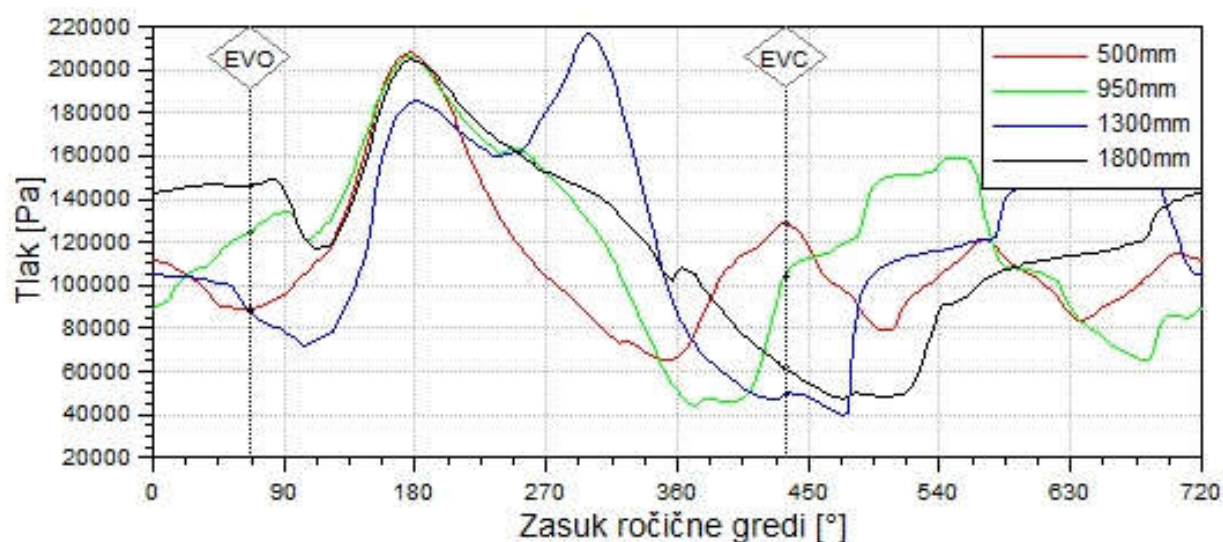
Karakteristika navora v odvisnosti od dolžine cevi se pri najvišji frekvenci delovanja popolnoma obrne v primerjavi z nižjimi vrtilnimi frekvencami (slika 4.10). Prav tako kot pri polnilnem sistemu so za višje vrtilne frekvence bolj primerne krajše izpušne oziroma polnilne cevi (slika 4.07). Najboljšo karakteristiko izpušne cevi imata cevi dolžine 500 mm in 200 mm. Vrednost navora 1300 mm cevi pa prikaže najslabše rezultate.



Slika 4.19 Navor pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min

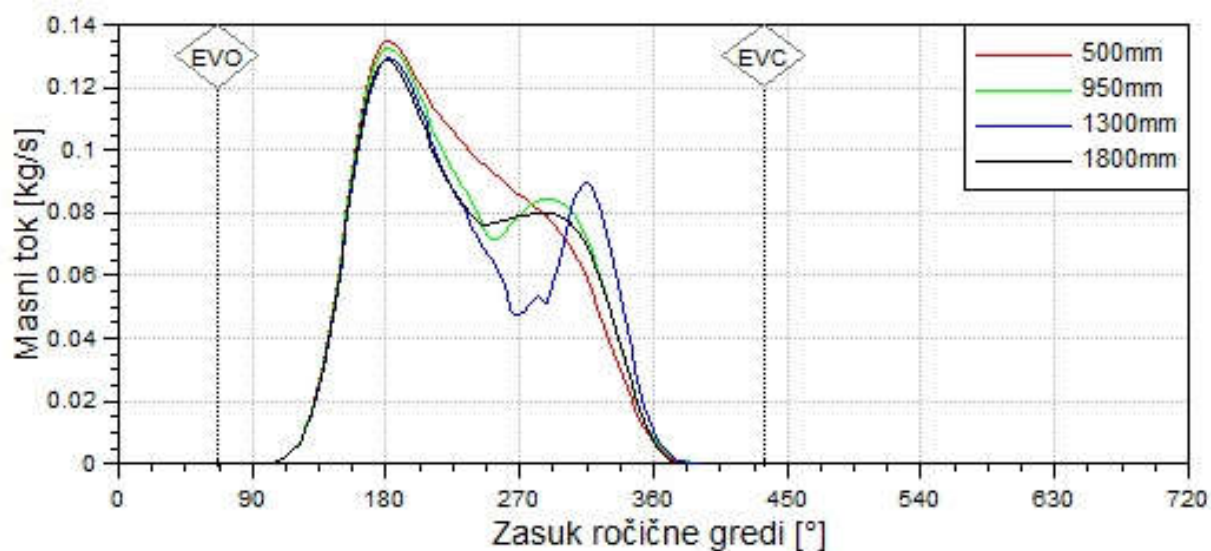
Valovna dinamika

Razlog za slabo navorno karakteristiko pri 1300 mm cevi je isti kot pri cevi dolžine 1800 mm in vrtilni frekvenci 4000 1/min. Zaradi zelo močnega povratnega tlačnega vala se praznjenje zaustavi oziroma se za trenutek celo prične nazaj polniti (slika 4.21). V primeru kratke cevi dolžine 500 mm pa je vidno veliko povečanje začetnega tlačnega vala in odlično časovno usklajen povratni val, ki se pojavi ravno v točki EVC. Tako je masni tok pri cevi dolžine 500 mm neprekinjen v smeri praznjenja, kot je lahko vidno na sliki 4.21.

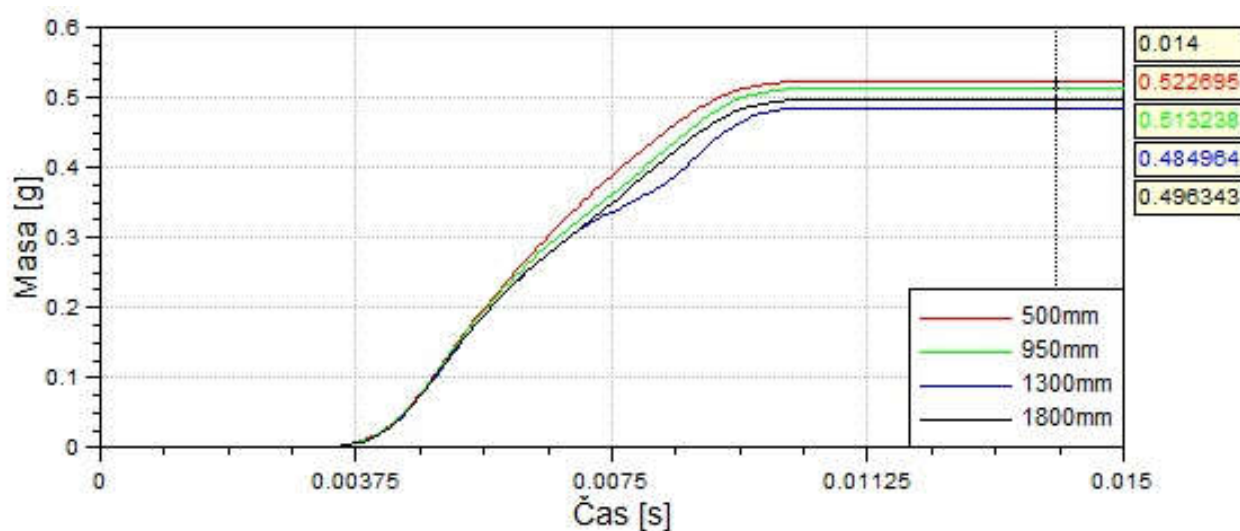


Slika 4.20 Valovna dinamika v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min

Masni tok in masni delež



Slika 4.21 Masni tok v točki MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min



Slika 4.22 Masni delež skozi točko MP5 pri različnih dolžinah cevi št. 3 pri 6000 1/min

Zaostali plini

Za največji izkoristek sveže zmesi in moči je pomembno čim večje izpraznjenje valja, kar je pri najvišji vrtilni frekvenci najbolje uspelo cevi dolžine 500 mm. Za motorje, ki obratujejo v območju visoke vrtilne frekvence, kot je 6000 1/min, je tako optimalna dolžina izpušne cevi 500 mm (za obravnavani primer motorja).

Preglednica 4.6: Vrednosti zaostalih plinov pri različnih dolžinah cevi št. 3 in 6000 1/min

Dolžina cevi št. 3 [mm]	Masa vsesanih plinov [g]	Masa plina znotraj valja [g]	Masa zaostalih plinov [g]
500	0,523	0,540	0,017
950	0,513	0,534	0,021
1300	0,485	0,516	0,031
1800	0,497	0,524	0,027

4.2.4. Srednji efektivni tlak

Po zgoraj navedenih rezultatih so najbolj primerne izpušne cevi dolžin 500 mm, 950 mm in 1300 mm. Vrednosti IMEP pri vseh treh vrtilnih frekvenca so podane v spodnji preglednici (vrednosti IMEP so podane v barih zaradi lažje preglednosti).

Preglednica 4.7: Vrednosti IMEP za izpušni sistem pri različni dolžini cevi št. 3

Vrtilna frekvenca [1/min]	Dolžina cevi št. 1 [mm]	IMEP [bar]
2000	500	10,25
	950	10,30
	1300	10,60
4000	500	14,10
	950	14,15
	1300	14,19
6000	500	10,56
	950	9,90
	1300	9,24

Iz analiziranih rezultatov simulacije je razvidno, da je za širše območje delovanja najbolj primerna cev dolžine 950 mm, ki je v vseh območjih povprečna. Cev dolžine 1300 mm je zelo učinkovita pri nižjih frekvencah delovanja in bi bila primerna za motorje, ki delujejo v tem območju. Motorjem, katerih območje delovanja so visoke frekvence, najbolj ustreza krajša cev 500 mm, ki bolje prazni zaostale pline pri visoki vrtilni frekvenci motorja.

5. Zaključek

Z izpopolnjevanjem motorjev z notranjim zgorevanjem se ukvarja veliko industrijskih področij in posameznikov, saj prinaša številne možnosti za izboljšanje in napredek. Ena izmed možnosti izboljšanja in napredka je predstavljena v tej zaključni nalogi. Optimizacija plinske poti je ena izmed bolj uporabljenih metod, ki lahko veliko pripomore k izkoristku motorja. S pravilno zasnovo in dimenzioniranjem polnilnega in izpušnega sistema lahko izboljšamo volumetrični izkoristek in zmanjšamo količino zaostalih plinov v valju.

Za izdelavo analize je bilo potrebno izdelati simulacijski model enovaljnega štiristaktnega motorja v profesionalnem programskem okolju za 1D simulacijo in nastaviti parametre delovanja. Prednost simulacijskega modela je numerično reševanje praktičnega problema in posledično hitrejše in cenejše analiziranje. Analiza je potekala na motorju, pri katerem se je spreminjala dolžina polnilnega in izpušnega sistema z namenom vzpostavitve najboljše karakteristike motorja. Pri različnih vrtilnih frekvencah motorja smo ugotovili stanje valovne dinamike in določili najprimernejše dolžine cevi, ki so odvisne od vrtilne frekvence. Tako smo določili optimalne dolžine za različne karakteristike uporabe motorjev.

Ugotovili smo, da so za nižje vrtilne frekvence motorja primernejše daljše cevi oziroma daljši polnilni in izpušni sistem. Pri višjih vrtilnih frekvencah motorja pa se pojav obrne in so primernejše krajše dolžine cevi oziroma krajša izvedba polnilnega in izpušnega sistema.

Cilj zaključne naloge, ki je bil povečanje učinkovitosti, je bil tako dosežen. Prav tako smo potrdili, da s spreminjanjem geometrije plinske poti vplivamo na karakteristiko motorja z notranjim zgorevanjem in ga tako lahko prilagodimo načinu uporabe.

Predlog za nadaljnje delo.

Kot potrditev simulacijskih rezultatov bi bilo smiselno izvesti realen preizkus na enakem motorju in primerjati rezultate. Tako bi ocenili natančnost simulacijskega modela in spoznali, kje se lahko pojavijo napake.

6. Literatura

- [1] John B. Heywood: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Book Company, New York, 1988.
- [2] *The Basics of 4-stroke Internal Combustion Engines*. Dostopno na: <https://xorl.wordpress.com/2011/03/05/the-basics-of-4-stroke-internal-combustion-engines/>, ogled: 10. 5 2017.
- [3] Winterbone D., Pearson R.: *Design for Engine Manifolds*. Professional Engineering Publishing Limited, London and Bury St. Edmunds, UK, 1999.
- [4] Wikipedia: *Mean effective pressure*. Dostopno na: https://en.wikipedia.org/wiki/Mean_effective_pressure, ogled: 25.6.2017
- [5] Wikipedia: *Volumetric efficiency*. Dostopno na: https://en.wikipedia.org/wiki/Volumetric_efficiency, ogled: 25.6.2017
- [6] Bartsch P., Borzi A.: *On the Modeling and Simulation of Boundary Flow Through Partially Open Pipe Ends*, *Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Physik*, 2004
- [7] European Commission: *Air pollutants from road transport*. Dostopno na: <http://ec.europa.eu/environment/air/transport/road.htm>, ogled: 18.8.2017
- [8] José Manuel Luján, Ausias Moratal: *Applied Thermal Engineering: Volumetric efficiency modelling of internal combustion engines based on a novel adaptive learning algorithm of artificial neural networks*, september 20016, str. 660-669.
- [9] AVL Boost Theory, verzija 2011.2, AVL List GmbH, Gradec, 2012

