Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitāte Latvia University of Life Sciences and Technologies Tehniskā fakultāte Faculty of Engineering



Mg.sc.ing. Kārlis Banis

INOVATĪVU RISINĀJUMU IZSTRĀDE IEKŠDEDZES MOTORU GĀZU APMAIŅAS SISTĒMAS EFEKTIVITĀTES PAAUGSTINĀŠANAI

INNOVATIVE IMPROVEMENTS OF GAS EXCHANGE SYSTEM EFFICIENCY FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Promocijas darba KOPSAVILKUMS

zinātnes doktora grāda (Ph.D.) iegūšanai

SUMMARY

Of the Doctoral thesis for the Doctoral degree of Science (Ph.D.)

Jelgava 2023

VISPĀRĪGĀ INFORMĀCIJA

Promocijas darba izpilde veikta Jelgavā, laika periodā no 2017. līdz 2023. gadam, cieši sadarbojoties ar Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes Tehnisko fakultāti un izmantojot tās telpas, aparatūru un akadēmiskā personāla konsultācijas.

Darbs aizstāvēts 2023. gada 30. augustā plkst. 11.00 Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes Tehniskās fakultātes 429. auditorijā, J.Čakstes bulv. 5, Jelgavā, Vides inženierijas un enerģētikas zinātņu nozares promocijas padomes atklātā sēdē.

Promocijas darba vadītāji

- Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes Tehniskās fakultātes asociētais profesors, galvenais inženieris, vadošais pētnieks **Dr.sc.ing.** Vilnis Pīrs.
- Bijušais Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes Tehniskās fakultātes profesors **Dr.sc.ing.** Imants Nulle.

Promocijas darba recenzenti

- Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes Tehniskās fakultātes profesors, vadošais pētnieks **Dr.sc.ing.** Vitālijs Osadčuks.
- Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes Tehniskās fakultātes viesasociētais profesors un Rīgas Tehniskās universitātes Mašīnzinību, transporta un aeronautikas fakultātes docents **Ph.D.** Māris Gailis.
- Igaunijas Dzīvībzinātņu universitātes Mežsaimniecības un Inženierzinātņu institūta Bioekonomikas un tehnoloģiju katedras asociētais profesors. Ph.D. Risto Ilves.

Darba izskatīšanas un akceptēšanas (paplašinātās institūta sēdes norises) vieta, datums un protokola Nr.

Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitāte, Tehniskā fakultāte, J. Čakstes bulvāris 5, Jelgava, 2023. gada 11. aprīlis, protokola Nr. 7.3.4.-4/2.

KOPSAVILKUMA SATURA RĀDĪTĀJS SUMMARY TABLE OF CONTENTS

IE	VADS	5
1.	IEKŠDEDZES MOTORU TEHNOLOĢIJAS ATTĪSTĪBA UN TĀS IETEKME VIDI	UZ 7
2.	IEPLŪDES UN IZPLŪDES SISTĒMU DARBĪBAS PARAMETRU APRĒĶINI	[.12
	2.1. Iekšdedzes motora atveidošana programmā Engine Analyzer Pro	12
	2.2. Gaisa plūsmas ātruma aprēķins ieplūdes kanālā	13
	2.3. Droseļvārsta darbības linearitātes aprēķina princips	15
	2.4. Degvielas iesmidzināšanas sistēma un tās eksperimentālo pētījumu rezultātu apstrādes princips	17
	2.5. Gāzu tilpuma caurplūdes aprēkins izplūdes kanālā	19
3.	INOVATĪVU RISINĀJUMU IZSTRĀDE	21
	3.1. Unikālas droselvārsta konstrukcijas izstrāde	21
	3.2. Jaudas stenda konstruēšana un izstrāde	22
4.	EKSPERIMENTĀLIE UN MODELPĒTĪJUMI	25
	4.1. Droselvārsta darbības izvērtējums visā tā atvēruma diapazonā	26
	4.2. Degvielas iesmidzināšanas izvērtējums visā droseļvārsta atvēruma diapazonā	.28
	4.3. Brīvgaitas parametru novērtējums.	30
	4.4. Spiediena harmoniskās svārstības ieplūdes kanālā	32
	4.5. Viena un divu inžektoru iesmidzināšanas risinājumu izvērtējums	34
	4.6. Spiediena harmoniskās svārstības izplūdes sistēmā	36
	4.7. Droseļvārsta korpusa harmonisko svārstību frekvenču analīze	38
	4.8. Izstrādātā jaudas stenda aprobācija	40
5.	EKONOMISKAIS NOVĒRTĒJUMS	42
	5.1. Eksperimentālā droseļvārsta atmaksāšanās perioda aprēķins	42
	5.2. Jaudas mērījumu stenda pašreizējās vērtības aprēķins	44
SE	CINĀJUMI UN PRIEKŠLIKUMI	47
GE	ENERAL INFORMATION	49
IN	TRODUCTION	50
1.	DEVELOPMENTS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE TECHNOLOGY AND THEIR IMPACT ON THE ENVIRONMENT	52
2.	CALCULATION OF THE OPERATING PARAMETERS OF INTAKE AND EXHAUST SYSTEMS	57
	2.1. Defining an internal combustion engine in Engine Analyzer Pro	57
	2.2. Calculation of air velocity in the inlet duct	58
	2.3. Principle for calculating the linearity of throttle valve operation	60

	2.4. Fuel injection system and the processing principle of its experimental data	62
	2.5. Calculation of the volumetric gas flow in exhaust duct	64
3.	DEVELOPMENT OF INNOVATIVE SOLUTIONS	66
	3.1. Development of a unique throttle valve design	66
	3.2. Design and development of the dyno bench	67
4.	EXPERIMENTAL AND MODELLING RESEARCH	70
	4.1. Evaluation of the throttle valve performance over its full opening range	71
	4.2. Evaluation of fuel injection over the full range of throttle valve opening	73
	4.3. Evaluation of idle parameters	75
	4.4. Harmonic pressure fluctuations in the intake duct	77
	4.5. Evaluation of single and dual injection solutions	79
	4.6. Harmonic pressure fluctuations in the exhaust system	81
	4.7. Frequency analysis of harmonic oscillations in the throttle body	83
	4.8. Validation of the developed dyno bench	85
5.	ECONOMIC EVALUATION	87
	5.1. Calculation of the payback period of the experimental throttle valve	87
	5.2. Net present value calculation of the developed dyno bench	89
CC	NCLUSIONS AND SUGGESTIONS	92

IEVADS

Iekšdedzes motori jau ilgu laiku ir galvenais spēka avots transporta nozarē. Tehnoloģiju attīstība šajā nozarē ir radījusi virkni uzlabojumu, lai uzlabotu iekšdedzes motoru veiktspēju un samazinātu emisijas. Tomēr šajā attīstībā ir palikusi viena svarīga niša, proti, ieplūdes sistēmu droseļvārsti. Lai gan to uzbūve ir vienkārša, tā ir nepilnīga un var radīt papildu pretestību plūsmas kanālā, kas samazina motora veiktspēju, it īpaši viencilindra motoru gadījumā, kas tiek lietoti dažādos lauksaimniecības un sadzīves agregātos un mašīnās. Lai uzlabotu iekšdedzes motoru veiktspēju, tehnoloģijas tiek attīstītas ar mērķi samazināt motora komponenšu berzes koeficientu un palielināt sadegšanas efektivitāti, tādējādi palielinot paša motora darbības efektivitāti un samazinot nepieciešamību pēc lielāka darba tilpuma motoriem, lai attīstītu to pašu jaudu un nodrošinātu kvalitatīvu braukšanu. Tiek arī attīstītas gāzu pēcapstrādes sistēmas, kas ķīmiski pārveido motora izplūdes gāzes, lai neitralizētu kaitīgo vielu daudzumu līdz aktuālajos standartos noteiktajam līmenim.

Promocijas darba ietvaros tiek pētīti viencilindra iekšdedzes motori. Pateicoties LBTU grantam "Zinātniskās kapacitātes stiprināšana" bija iespēja izstrādāt un izgatavot paša patentētu jaudas mērījumu stendu. Jaudas stenda izstrāde ir nozīmīga disertācijas daļa, kas ļauj realizēt iepriekšminētā droseļvārsta eksperimentālos pētījumus. Darba izstrādes laikā ir publicēti vairāki pētījumi, kas saistīti ar iekšdedzes motoru gāzu apmaiņas sistēmu, degvielas iesmidzināšanas sistēmu, kā arī inovatīva jaudas mērījumu stenda mezglu konstrukcijas izstrādi. Izpētīta literatūra par gāzu apmaiņas sistēmas efektivitāti ierobežojošiem faktoriem un izstrādāts inovatīvs koncepts jaunai droseļvārsta uzbūvei.

Pētnieciskā darba pētījumu objekts ir unikāla iekšdedzes motora droseļvārsta konstrukcija, kuras mērķis samazināt vai novērst galvenos trūkumus, kādi piemīt rūpnieciski izmantotajam tauriņa tipa droseļvārstam. Šie trūkumi ir šķēršļu vai kabatu veidošanās plūsmas kanālā pilnībā atvērtā pozīcijā, kā arī nelineāra gaisa masas caurplūdes un vārsta pozīcijas sakarība.

Pētnieciskā darba mērķis ir izstrādāt pilnveidotu droseļvārsta konstrukciju un novērtēt tās ietekmi uz motora darbības parametriem, kā arī izstrādāt un izgatavot specializētu jaudas mērīšanas iekārtu ar šādas konstrukcijas droseļvārstu aprīkotu spēkratu testēšanai. Mērķa sasniegšanai izvirzīti šādi uzdevumi:

- izvērtēt pasaules patentu datubāzē pieejamo iekšdedzes motoru droseļvārstu analogu priekšrocības un trūkumus;
- aprakstīt gāzu dinamiskos procesus iekšdedzes motoru ieplūdes un izplūdes sistēmās un izvērtēt to ietekmi uz motora darbību;
- identificēt gāzu apmaiņas sistēmas komponenšu konstruktīvo parametru ietekmi uz gāzu dinamiskajiem procesiem un matemātiski

iegūt izejas datus turpmāko eksperimentālo un modeļpētījumu veikšanai;

- izveidot unikālu droseļvārsta digitālo prototipu, patentēt tā konstrukciju un izgatavot specializētu jaudas mērīšanas iekārtu spēkratu testēšanai, kas aprīkoti ar šādas konstrukcijas droseļvārstu;
- veicot eksperimentālos un modeļpētījumus, noteikt gāzu apmaiņas sistēmas komponenšu konstrukcijas izmaiņu ietekmi uz motora darbības parametriem;
- aprobēt jaunizveidoto jaudas mērīšanas iekārtu un eksperimentāli noteikt tās mērījumu atkārtojamības līmeni;
- izvērtēt izstrādātā droseļvārsta prototipa un jaudas mērīšanas iekārtas ekonomisko izdevīgumu.

Sekmīgai uzdevumu izpildei un mērķa sasniegšanai promocijas darba ietvaros ir veikta savstarpēji saistītu pētījumu un eksperimentu sērija, kas sastāv no priekšizpētes darbiem, modeļpētījumiem, teorētiskajiem aprēķiniem, un dažādiem eksperimentiem. Teorētiskajā daļā izstrādāti ieplūdes un izplūdes sistēmu darbības parametru aprēķinu principi, pēc kā iegūti dati, kas ņemti par pamatu tālākiem eksperimentālajiem un modeļpētījumiem. Praktiskā daļa ietver inovatīvu risinājumu izstrādi, kurā izveidots unikālas konstrukcijas droseļvārsts un jaudas stends, kas paredzēts tā vēlākai eksperimentālai testēšanai. To konstrukciju izstrādes ietvaros veikti modeļpētījumi, kā arī ņemtas vērā atziņas, kas iegūtas priekšizpētes darbos. Eksperimentālā daļa ietver jaunizveidotā jaudas stenda aprobāciju, kā arī modeļpētījumus un eksperimentus, kas veikti ar praktiskajā daļā izstrādāto droseļvārsta digitālo prototipu, balstoties uz teorētiskajā daļā iegūtajiem izejas datiem.

Promocijas darba novitāte saskatāma unikālos tehniskajos risinājumos, kas ieviesti darba ietvaros izstrādātā droseļvārsta un jaudas stenda konstrukcijās būtisku inženiertehnisko problēmu risināšanai. Kā apliecinājums šai novitātei kalpo piešķirtais Latvijas Republikas patents par iekšdedzes motora droseļvārsta konstrukciju un patenta pieteikums par mehāniskās jaudas mērīšanas ierīci. Zinātniskā nozīme atrodama tā ietvaros veiktajos pētījumos un eksperimentos saistībā ar iekšdedzes motoru gāzu apmaiņas sistēmām. To mērķis veicināt fizisko un mehānisko procesu izzināšanu, kas ļauj saskatīt dotā brīža tehnoloģiju ierobežojošos faktorus un piedāvāt inženiertehniskos risinājumus. Saskaņā ar sekojošajā nodaļā aprakstīto informāciju, šī darba tautsaimnieciskā nozīme ir un būs aktuāla, pateicoties dažādiem tehnoloģiskajiem faktoriem, kas ierobežo globālās enerģijas apgādes infrastruktūras pāriešanu uz atjaunojamo resursu izmantošanu un simtprocentīgu atteikšanos no iekšdedzes tehnoloģijām.

1. IEKŠDEDZES MOTORU TEHNOLOĢIJAS ATTĪSTĪBA UN TĀS IETEKME UZ VIDI

Industriālo revolūciju dēļ tehnoloģiju attīstība divdesmitajā un divdesmit pirmajā gadsimtā ir ātri pieaugusi, tomēr cilvēces ekonomiskās aktivitātes ietekme uz ekoloģiju un klimatu ir kļuvusi arvien aktuālāka tēma. Transporta sektors ir identificēts kā viens no lielākajiem oglekļa dioksīda emisiju cēloņiem, tāpēc auto ražotāji pastāvīgi uzlabo motoru konstrukcijas, lai nodrošinātu tīrāku sadegšanu un efektīvāku darbību. Elektroautomobiļi kļūst arvien populārāki kā alternatīva iekšdedzes motoriem, bet ir jāņem vērā elektroenerģijas patēriņa pieaugums nākotnē.

Benzīna iekšdedzes motori darbojas pēc Otto cikla principa (skat. 1.1. att.), kas izšķir četras motora darbības taktis – ieplūdes, saspiešanas, darba un izplūdes takts.



1.1. att. Otto cikls

 ieplūdes vai izplūdes takts pie konstanta spiediena; 2 - adiabātiska degmaisījuma saspiešanas takts; 3 - sadegšana pie konstanta tilpuma; 4 - darba takts, izentropiska izplešanās; 5 - izplūdes takts pie konstanta tilpuma.

Praktiski visi patēriņa sektora pasažieru automobiļu un motociklu iekšdedzes motori darbojas ar kloķa-klaņa mehānisma palīdzību. Lai padarītu to darbību efektīvāku, uzlabotu attīstītās jaudas raksturlīkni, samazinātu degvielas patēriņu, kā arī radītu mazāk klimatam un populācijai kaitīgo emisiju, šādas konstrukcijas iekšdedzes motori piedzīvojuši daudz uzlabojumu, tomēr ieplūdes gaisa droseļvārsta konstrukcija šo uzlabojumu rezultātā nav tikusi mainīta.

Ieplūdes gaisa droseļvārsts ir daļa no iekšdedzes motora ieplūdes sistēmas, kas regulē gaisa vai degmaisījuma ieplūdi degkamerā. Mūsdienās plašāk izmanto tauriņa tipa vārstus (skat. 1.2. att.), kuru konstrukcijas trūkums ir slēdzējelementa nespēja pamest plūsmas kanālu pilnībā atvērtā pozīcijā. Tas izraisa plūsmas dalīšanu un papildus pretestību.



1.2. att. **Tauriņa tipa droseļvārsta konstrukcija** 1 - plūsmas kanāls; 2 - rotējošs diskveida vārsts; 3 - piedziņas vārpsta; 4 - skrūve.

Iekšdedzes motoros, kuros nepieciešama droseļvārsta izmantošana, pamatā izšķir divus droseļvārsta novietojumus attiecībā pret pārējo ieplūdes sistēmu vai motora cilindru galvu. Visplašāk izmantotais novietojums izmantots motoros ar diviem vai vairāk cilindriem, kur droseļvārsts atrodams starp cilindriem kopīga ieplūdes kolektora sākumā (skat. 1.3. att. - A), bet retāk izmantots novietojums atrodams pamatā viencilindra vai sacīkstēm paredzētos motoros, kur droseļvārsts atrodas ieplūdes kanālā starp cilindru galvu un ieplūdes kolektoru vai ieplūdes kanāla sākumu (skat. 1.3. att. - B).



1.3. att. Ieplūdes gaisa droseļvārsta iespējamie izvietojumi

A - visiem cilindriem kopīgs droseļvārsts; B - katram cilindram atsevišķs droseļvārsts; 1 - droseļvārsti; 2 - ieplūdes gaisa kolektors; 3 - kolektorā ienākošā gaisa plūsma; 4 - uz cilindriem aizejošā gaisa plūsma.

Iekšdedzes motora cikliskā darbība izraisa spiediena pulsācijas ieplūdes kanālā, kas rada tā harmoniskas svārstības. Šo svārstību viļņi atstarojas atkarībā no šķērsgriezuma laukuma izmaiņas koeficienta un izraisa rezonansi ieplūdes sistēmā pie noteiktas rotācijas frekvences. Izmantojot šo fenomenu, ieplūdes sistēmu iespējams projektēt tā, lai panāktu motora tilpumiskās efektivitātes pieaugumu. Līdzīgs fenomens ir novērojams arī izplūdes sistēmā.

Vispasaules patentu datu bāzē ir pieejami dažādi izgudrojumi, kas paredzēti, lai samazinātu droseļvārsta ietekmi uz plūsmas pretestību, novēršot tauriņa tipa droseļvārsta trūkumus, piemēram, slēdzējelementa atrašanos plūsmas kanāla šķērsgriezumā pie pilna atvēruma. Piemēram, kompānijas R&Dracing USA izstrādājums "Throttle body with offset axis drum valve", kas ir izmantots četrtaktu viencilindra sacīkšu motocikliem, izmanto cilindrisku segmenta vārstu, kas ir profilēts tā, lai pilnībā atvērtā pozīcijā piekļautos plūsmas kanāla sienām, radot vienmērīgu pāreju (skat. 1.4. att.).



1.4. att. Droseļvārsts ar cilindrisku vārstu uz nobīdītas rotācijas ass
1 - korpuss; 2 - gaisa plūsmas virziens; 3 - cilindrisks vārsts; 4 - vārsta rotācijas ass;
5 - degvielas inžektors; 6 - izsmidzinātā degviela; 7 - šķērsgriezuma laukuma sašaurinājums.

Šādas konstrukcijas priekšrocības ietver koncentrētu gaisa straumi un uzlabotu gaisa un degvielas samaisīšanās kvalitāti. Tomēr, potenciālais trūkums ir kabatas veidošanās vārsta tuvumā pilnībā atvērtā pozīcijā. Cilindra tipa droseļvārsts (skat. 1.5. att.) var būt alternatīva, jo tā profilētā forma nodrošina nevainojamu plūsmas kanāla laukumu pat pilnībā atvērtā stāvoklī, taču tas var radīt nepieciešamību pēc formas maiņas, izteiktā darbības nevienmērīguma dēļ.

Tāpat pasaules patentu datubāzē atrodami arī vairāki droseļvārstu analogi, kas tikuši izmantoti salīdzinoši reti, vai arī palikuši kā neattīstīti koncepti. Šādi droseļvārsti ir, piemēram, slīdņa tipa droseļvārsts (skat. 1.6. att.), rotējoša segmenta droseļvārsts (skat. 1.7. att.), droseļvārsts ar diviem rotējošiem cilindrisku segmentu vārstiem (skat. 1.8. att.), kā arī īrisa tipa droseļvārsts (skat. 1.9. att.).



1.5. att. Droseļvārsts ar cilindrisku vārstu

A - pilnībā atvērta pozīcija; B - aizvērta pozīcija; 1 - cilindru galva; 2 - ieplūdes vārsts;
 3 - degvielas inžektors; 4 - korpuss; 5 - cilindrisks vārsts.



1.6. att. Slīdņa tipa droseļvārsts

1 - korpuss; 2 - izgriezums; 3 - vārsts; 4 - izgriezums vārstā.

Visi šie izgudrojumi tiecas novērst tauriņa vārsta galveno trūkumu, t.i., vārsta atrašanos plūsmas kanālā pilnībā atvērtā pozīcijā, tomēr tikai rotējoša cilindra un slīdņa tipa droseļvārstu izgudrojumiem paralēli izdodas panākt plūsmas kanāla nepārtrauktību, kur tajā neeksistē arī konstruktīvu izgriezumu vai kabatu. Dažiem no šiem izgudrojumiem, piemēram, droseļvārstam ar diviem rotējošiem cilindrisku segmentu vārstiem un īrisa tipa droseļvārstam, piemīt potenciāls trūkums – spēku iedarbība, kas rodas spiediena atšķirību rezultātā vienā un otrā pusē vārstiem. Praktiski visi apskatītie izgudrojumi, ieskaitot tauriņa tipa droseļvārstu, raksturojas ar nevienmērīgu darbību, kas skaidrojama ar kanāla šķērsgriezuma laukuma izmaiņu vārsta atvēršanas rezultātā.



1.7. att. Rotējoša segmenta droseļvārsts
 1 - plūsmas kanāls; 2 - vārsts; 3 - korpuss; 4 - rotācijas ass.



1.8. att. **Droseļvārsts ar diviem rotējošiem, cilindrisku segmentu vārstiem** A - daļēji atvērtā pozīcijā; B - pilnībā atvērtā pozīcijā; 1 - korpuss; 2 - vārsta atkāpšanās

kabata; 3 - vārsta rotācijas ass; 4, 5 - vārsti.



1.9. att. Īrisa tipa droseļvārsts

1 - atvēršanas elementa rotācijas virziens; 2 - īrisa lāpstiņas; 3 - atvēršanas mehānisma tapa.

2. IEPLŪDES UN IZPLŪDES SISTĒMU DARBĪBAS PARAMETRU APRĒĶINI

Turpmākajās šīs nodaļas apakšnodaļās aprakstīti ieplūdes un izplūdes gāzu dinamisko procesu aprēķinu principi, kas izmantoti modeļpētījumu ietvaros veikto plūsmas simulāciju izejas datu iegūšanai, kā arī fiziskajos pētījumos iegūto datu apstrādei. Šim mērķim nepieciešami motora darbības parametri, kas iegūstami, izmantojot programmu *Engine Analyzer Pro* (skat. 2.1. att.).



2.1. att. Ieplūdes un izplūdes sistēmu darbības parametru aprēķināšanas loģiskā secība

Engine Analyzer Pro ir plaši pielietota iekšdedzes motora matemātiskā modeļa izveidošanas programma. Tā izmanto tā saucamo galīgās diferences modeli (no angļu val. – Finite Difference Model) viendimensionālas gāzu plūsmas diferenciālvienādojumu risināšanai. Šīs programmas trūkums ir ierobežotas iespējas aprakstīt atšķirīgas formas ieplūdes un izplūdes kanālus spiediena svārstību pētīšanai, tādēļ programma darbojas pēc pieņēmuma, ka tiek izmantots viendabīgas formas plūsmas kanāls ar zināmu plūsmas pretestību. Lai būtu iespējams pētīt ieplūdes un izplūdes kanālu formas ietekmi uz dinamiskajām spiediena svārstībām gāzu sadales sistēmā, nepieciešams veikt plūsmas simulācijas, par pamatu ņemot datus, kas eksportēti no programmas Engine Analyzer Pro.

2.1. Iekšdedzes motora atveidošana programmā Engine Analyzer Pro

2.2. attēlā ir redzama *Engine Analyzer Pro* matemātiskā modeļa blokshēma, kas pieprasa detalizētu motora konstruktīvo parametru ievadi programmā. Uzskatāmības nodrošināšanai promocijas darba ietvaros veikti motocikla *Honda CRF450R* motora konstruktīvo un funkcionālo parametru mērījumi, izmantojot tehniskās iespējas, ko nodrošina Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitāte un uzņēmums *SIA Dinex Latvia*. Veiktie mērījumi nodrošina pilnvērtīgu programmai nepieciešamo parametru ievadi, kā rezultātā iegūts dotā motora matemātiskais modelis.



2.2. att. Engine Analyzer Pro iekšdedzes motora matemātiskā modeļa blokshēma

Ir svarīgi piebilst, ka izmantotā programmas *Engine Analyzer Pro* versija neatbalsta motora darbības parametru aprēķinu pie nepilna ieplūdes gaisa droseļvārsta atvēruma, tā vietā tiek pieņemts, ka motors darbojas ar maksimālo noslodzi (pilnu droseļvārsta atvērumu) jebkurā rotācijas frekvencē. Papildus tam programma izdara dažus pieņēmumus – tā nepieļauj nekvalitatīvas degmaisījuma proporcijas definēšanu, tā vietā tiek pieņemts, ka degmaisījuma proporcija ir viendabīga jebkurā motora darbības brīdī.

2.2. Gaisa plūsmas ātruma aprēķins ieplūdes kanālā

Ieplūdes sistēmas komponenšu raksturlielumi, piemēram, droseļvārsta diametrs, kolektora tilpums un ieplūdes kanāla diametrs un garums, kā arī šo komponentu savstarpējais novietojums, ietekmē motora attīstīto griezes momenta raksturlīkni. Šo ietekmi var skaidrot ar plūsmas pretestību un spiediena svārstībām ieplūdes kanālā motora cikliskās darbības rezultātā. Šīs svārstības iespējams izmantot, lai ļautu uzsākt ieplūdes vārstu atvēršanu ievērojami agrāk, palielinot ieplūstošā gaisa vai degmaisījuma tilpumu degkamerā. Spiediena svārstības ir dinamiska parādība, kuras pētīšanai nepieciešams ievērtēt gan gāzu termodinamikas likumus, gan arī plūsmas kanāla ģeometriju un tās izmaiņas. 2.3. attēlā parādīta šajā nodaļā veikto aprēķinu loģiskā secība, kādā iegūti plūsmas simulācijas izejas dati – virzuļa kustības radītais gaisa plūsmas ātrums ieplūdes kanālā.



2.3. att. Ieplūdes kanāla gaisa plūsmas ātruma aprēķināšanas loģiskā secība

Šī pētnieciskā darba ietvaros veiktie aprēķini balstīti uz eksperimentiem pieejamo motociklu *Honda CRF450R*. Saskaņā ar 2.3. attēlā redzamo aprēķinu loģisko secību, ieplūdes sistēmas spiediena harmonisko svārstību pētīšanai nepieciešams izmantot plūsmas simulācijas. Tās paredzēts veikt *Solidworks Flow Simulation* vidē, par robežnosacījumu izmantojot plūsmas ātrumu ieplūdes kanālā, kā funkciju no fiziskā laika. Ieplūdes kanāla plūsmas ātruma noteikšanai ir nepieciešams izmantot gan vienādojumu sistēmu, gan arī no *Engine Analyzer Pro* eksportētos datus.

Izmantojot vienādojumu sistēmu, kas apraksta dotā motora virzuļa kustību, iegūst virzuļa izraisīto kustību cilindra galvas ieplūdes kanālā atkarībā no kloķvārpstas pozīcijas. Apvienojot šos datus ar ieplūdes vārstu atvēruma raksturlīkni, kas iegūta no programmas *Engine Analyzer Pro*, iegūst tuvinātu gaisa plūsmas ātrumu cilindra galvas ieplūdes kanālā (skat. 2.4. att.). Šos datus tālāk iespējams izmantot, lai ar plūsmas simulācijas palīdzību pētītu spiediena viļņu harmoniskās svārstības.



2.4. att. Tuvināts teorētiskais plūsmas ātrums *Honda CRF450R* cilindra galvas ieplūdes kanālā

Šajā apakšnodaļā aprakstītajā vienādojumu sistēmā identificējamas divas nepilnības. Gaisa plūsmas ātruma aprēķins tiek balstīts uz nesaspiežamas gāzes pamatprincipiem, kā arī ieplūdes vārstu atvēruma ilgums ierobežots ar 180 kloķvārpstas rotācijas grādiem. Lai gan faktiski gaiss ir saspiežams gāzu maisījums un ieplūdes vārstu atvērums lielākoties pārsniedz 180 kloķvārpstas rotācijas grādus, aprēķinātā plūsmas ātruma robežnosacījuma uzdevums ir radīt harmoniskās spiediena svārstības ieplūdes kanālā, kas turpinās visa motora darba cikla laikā, tādēļ minētās nepilnības nav uzskatāmas par būtiskām.

2.3. Droseļvārsta darbības linearitātes aprēķina princips

Iekšdedzes motora ieplūdes gaisa droseļvārsts regulē gaisa daudzumu, kas nonāk degkamerā, lai mainītu attīstīto griezes momentu. Attiecībai starp droseļvārsta atvēršanu un motora griezes momentu jābūt paredzamai un lineārai, lai atvieglinātu tā kontroli ar akseleratoru. Lai gan pastāv sistēmas droseļvārsta kontrolei, tās netiek plaši izmantotas paredzamā sadārdzinājuma dēļ.

2.5. attēlā ir parādīta šajā apakšnodaļā izstrādāto aprēķinu principa loģiskā secība, kas ļauj novērtēt droseļvārsta darbības linearitāti – gaisa masas caurplūdes atkarību no droseļvārsta atvēruma.



2.5. att. Droseļvārsta darbības linearitātes aprēķinu principa loģiskā secība

2.6. attēlā ir redzama efektīvā šķērsgriezuma laukuma projekcijas izmaiņa rūpnieciski ražotam tauriņa tipa droseļvārstam, neņemot vērā piedziņas vārpstas jeb asītes aizņemto laukuma daļu. Šajā ilustrācijā ir labi izšķirami divi savstarpēji nodalīti pusmēness tipa laukumi, kas satiekas tikai pie pilna atvēruma, liecinot par iespējamu caurplūstošo gāzu straumes pārdalīšanu.





Gadījumos, kad degmaisījuma sajaukšanās notiek uzreiz aiz droseļvārsta, gaisa plūsmas dalīšana vairākās daļās ir nevēlams faktors, jo tā plūsmas daļa, kas atrodas tuvāk degvielas inžektoram, satur atšķirīgu degvielas koncentrāciju nekā daļa, kas atrodas tālāk no degvielas inžektora.

2.7. attēlā ar nepārtrauktu līniju ir parādīta efektīvā šķērsgriezuma laukuma izmaiņa tauriņa tipa droseļvārstam. Ar raustītu līniju ir attēlota pilnībā lineāra šķērsgriezuma laukuma izmaiņa. Ir redzams, ka faktiskajai šķērsgriezuma laukuma izmaiņai eksistē ievērojama nobīde no lineārās izmaiņas, liecinot par iespējami nevienmērīgu droseļvārsta darbību.



2.7. att. *Honda CRF450R* droseļvārsta efektīvā šķērsgriezuma laukuma izmaiņa

Tauriņu tipa droseļvārsta efektīvā šķērsgriezuma laukuma izmaiņa atšķiras no gaisa masas caurplūdes izmaiņas caurplūdes koeficienta dēļ, kas raksturo attiecību starpību starp faktisko un ideālo masas caurplūdi. Faktiskā masas caurplūde ir atkarīga no šķērsgriezuma laukuma un ģeometrijas, bet ideālā masas caurplūde ir atkarīga tikai no šķērsgriezuma laukuma. Lai novērtētu droseļvārsta linearitāti, jāizpēta kopējā gaisa masas caurplūde atkarībā no droseļvārsta atvēruma, jo tas nosaka sadedzinātās degvielas daudzumu un attīstīto griezes momentu.

Droseļvārsta darbības linearitāti var definēt kā gaisa masas caurplūdes pieauguma atkarību no droseļvārsta atvēruma, kur ideālā gadījumā tā ir tieši proporcionāla. Veicot aprēķinus ar šajā nodaļā izstrādāto vienādojumu sistēmu, iegūst procentuāli izteiktu droseļvārsta darbības linearitāti. Šādu metodi iespējams izmantot, lai novērtētu darbības linearitāti, salīdzinot dažādu droseļvārstu konstrukcijas, kur pieejami dati par to tilpuma vai masas caurplūdi atkarībā no droseļvārsta atvēruma. Šos datus nepieciešams iegūt eksperimentāli, veicot plūsmas simulācijas vai testējot gatavu droseļvārstu konstrukcijas ar gāzu plūsmas mērīšanas iekārtas palīdzību.

2.4. Degvielas iesmidzināšanas sistēma un tās eksperimentālo pētījumu rezultātu apstrādes princips

Degvielas iesmidzināšanas sistēma ir atbildīga par precīza degvielas daudzuma pievienošanu motora gaisa plūsmai, lai nodrošinātu stehiometrisku degvielas maisījuma proporciju. Elektronisko degvielas izsmidzināšanas sistēmu izstrādes laikā tika atklāts, ka izsmidzinātā degviela var veidot plānu slāni uz ieplūdes kanāla sieniņām, kavējot iztvaikošanu un izraisot novirzes no vēlamās degvielas maisījuma proporcijas. Lai to novērstu, plūsmas ātrumu kanālā var palielināt, lai aizkavētu slāņa veidošanos un veicinātu tā iztvaikošanu. Tāpat arī palielinot spiedienu degvielas padeves sistēmā, izsmidzināto degvielu var sadalīt sīkākos pilienos, kas ātrāk iztvaiko, tādējādi samazinot degvielas plēves veidošanās un cieto daļiņu emisiju risku.

Stehiometriskās sadegšanas motoros izšķir vairākas dažādas degvielas izsmidzināšanas sistēmas, kuras raksturīgas ar degvielas inžektoru novietojumu ieplūdes sistēmā. Piemēram, cilindru galvas kanālu iesmidzināšana, tiešā iesmidzināšana, duālā iesmidzināšana un droseļvārsta iesmidzināšana.

2.8. attēlā redzama šajā apakšnodaļā izstrādātā eksperimentālo pētījumu rezultātu apstrādes loģiskā secība, kas paredzēta sekundārā inžektora izmantošanas priekšrocību novērtēšanai motoram, kas aprīkots ar ieplūdes kanālu iesmidzināšanu. Tam ir nepieciešams veikt eksperimentus uz jaudas stenda ar atkārtotu mērījumu izdarīšanu, lai izslēgtu gadījuma kļūdas un uzlabotu mērījumu precizitāti.



2.8. att. Degvielas iesmidzināšanas sistēmas eksperimentālo pētījumu rezultātu apstrādes principa loģiskā secība

Dati, ko pēc mērījumu veikšanas nepieciešams iegūt, ir attīstītā griezes momenta atkarība no motora rotācijas frekvences. Balstoties uz priekšizpētes darbiem, ir secināts, ka jaudas stendi ir pakļauti apkārtējo faktoru ietekmei (elektriskie trokšņi, vibrācijas, u.c.), tādēļ dati, kas eksportēti no programmām, ar kurām tie aprīkoti, ir trokšņaini. Balstoties uz priekšizpētes procesā iegūtajiem novērojumiem, pēc datu eksportēšanas sagaidāmi tādi apgrūtinājumi kā vairāki griezes momenta datu punkti, kas atbilst vienai rotācijas frekvencei, būtiski atšķirīgi griezes momenta datu punkti vienā vai blakus esošos rotācijas frekvenču datu punktos (signāla troksnis), kā arī rotācijas frekvenču datu punktu atšķirība starp mērījumiem.

Šajā nodaļā izstrādāta vienādojumu sistēma, ar kuras palīdzību iespējams apstrādāt no jaudas stendu programmām eksportētos mērījumu datus, lai būtu iespējama to tālāka apstrāde un salīdzināšana ar citiem mērījumiem, piemēram, lai novērtētu sekundārā inžektora izmantošanas ieguvumu motoram, kas aprīkots ar ieplūdes kanālu iesmidzināšanas sistēmu.

2.5. Gāzu tilpuma caurplūdes aprēķins izplūdes kanālā

Iekšdedzes motora izplūdes sistēma pamatā veic sadegšanas produktu izvadīšanu un trokšņu. Dažas izplūdes sistēmas arī attīra izplūdes gāzes, lai ierobežotu kaitīgo izmešu daudzumu. Pareizi projektēta izplūdes sistēma var palīdzēt attīstīt lielāku jaudu spiediena viļņu svārstību dēļ, kas atbilst pareizam ieplūdes un izplūdes kanālu garumam noteiktā motora rotācijas frekvenču diapazonā, ko sauc par "tūningu". Šāda paņēmiena trūkums ir risks negatīvi ietekmēt attīstīto griezes momentu ārpus "tūninga" rotācijas frekvenču diapazona. Dažu eksperimentālo izplūdes sistēmu mērķis ir samazināt izplūdes sistēmas spiediena viļņu svārstību amplitūdu noteiktā rotācijas apgriezienu diapazonā, lai mazinātu šo efektu.

Līdzīgi kā aprakstīts 2.2. nodaļā, arī izplūdes sistēmas spiediena harmonisko svārstību pētīšanai iespējams veikt plūsmas simulācijas, kur nepieciešams uzdot no fiziskā laika atkarīgus robežnosacījumus. Tomēr, atšķirībā no 2.2. nodaļā veiktajiem aprēķiniem, šajā gadījumā kā plūsmas simulācijas robežnosacījumu nepieciešams izmantot cilindru galvas izplūdes kanāla gāzu tilpuma caurplūdi un temperatūru. 2.9. attēlā ir parādīta šajā nodaļā veikto aprēķinu loģiskā secība, kādā iegūti plūsmas simulācijas robežnosacījuma dati. Šī pētnieciskā darba ietvaros veiktie aprēķini balstīti uz eksperimentiem pieejamo motociklu *Honda CRF450R*. Tā motora matemātiskais modelis programmā *Engine Analyzer Pro* izveidots 2.1. nodaļā. No šī matemātiskā modeļa tiek iegūta degkameras gāzu temperatūra un spiediens atkarībā no kloķvārpstas leņķiskās pozīcijas pie dažādām motora rotācijas frekvencēm.

Šajā nodaļā izstrādāta vienādojumu sistēma, ar kuras palīdzību tiek noteikti plūsmas simulācijas robežnosacījumi spiediena harmonisko svārstību pētīšanai izplūdes sistēmās izmantojot no programmas *Engine Analyzer Pro* eksportētos datus (skat. 2.10. att.). Aprakstītajiem plūsmas simulācijas robežnosacījumu aprēķiniem piemīt nepilnība – aprēķinātā izplūdes gāzu tilpuma caurplūde ir tuvināta. To ietekmē lineārās interpolācijas un spiediena krituma transformācijas metodes izmantošana. Līdzīgi kā 2.2. nodaļā, arī šajā gadījumā aprēķināto plūsmas simulāciju robežnosacījumu uzdevums ir radīt harmoniskās spiediena svārstības izplūdes kanālā, kas turpinās visa motora darba cikla laikā, tādēļ minētā nepilnība nav uzskatāma par būtisku.



2.9. att. Izplūdes kanāla gāzu tilpuma caurplūdes aprēķināšanas loģiskā secība



2.10. att. Aprēķinātā Honda CRF450R izplūdes gāzu tilpuma caurplūde un temperatūra cilindra galvas izplūdes kanālā

3. INOVATĪVU RISINĀJUMU IZSTRĀDE

Pēc 1. nodaļā aprakstīto iekšdedzes motoru droseļvārstu trūkumu identificēšanas tiek uzsākta inovatīvas droseļvārsta konstrukcijas izstrāde. Tās mērķis ir novērst visizplatītākā droseļvārsta tipa galvenos trūkumus, uzlabojot iekšdedzes motora gāzu apmaiņas sistēmas efektivitāti. Lai pēc konstrukcijas izstrādes būtu iespējams novērtēt tai uzdotā mērķa sasniegšanu, nepieciešami eksperimentālie pētījumi, kam par bāzi kalpo digitālais modelis. Lai uzlabotas konstrukcijas droseļvārstu būtu iespējams testēt pēc tā uzbūvēšanas, nepieciešama mehāniskās jaudas mērīšanas ierīce — jaudas stends, kura nodrošinātā mērījumu atkārtojamība ir pietiekoša, lai fiksētu droseļvārsta modifikācijas radītās izmaiņas motora darbībā.

3.1. Unikālas droseļvārsta konstrukcijas izstrāde

Saskaņā ar 1. nodaļā aprakstīto informāciju izmaiņām droseļvārsta konstrukcijā ir lielāks potenciāls gadījumā, kad tas novietots aiz cilindra galvas ieplūdes kanāla (skat. 1.3. att. - B), kur šāds novietojums visbiežāk sastopams tieši viencilindra motoros, ar ko aprīkoti motocikli, kvadricikli, dažāda dārza, lauksaimniecības un būvniecības tehnika u.tml. Pētnieciskā darba ietvaros ir pieejams motocikls *Honda CRF450R*, kas aprīkots ar viencilindra motoru un tauriņa tipa droseļvārstu, kurā integrēta elektroniskās degvielas iesmidzināšanas sistēma ar vienu degvielas inžektoru.

Uzlabotas droseļvārsta konstrukcijas izstrādei dotajam motociklam vispirms ir nepieciešama detalizētu mērījumu veikšana. To nodrošina uzņēmuma *SIA Dinex Latvia* iekārta *Faro Quantum FaroArm*, izmantojot mērtausta¹ metodi.

Projektējot unikālas konstrukcijas droseļvārstu ir jāņem vērā tādi faktori kā identiska pievienošanas metode, trosīšu piedziņa ar līdzvērtīgu akseleratora roktura gājienu, kā arī to pašu vai līdzvērtīgu elektronisko ierīču izmantošana. Slēdzējelementu mehānisma izvēle pamatā balstīta uz viendabīga plūsmas kanāla veidošanas pie pilna droseļvārsta atvēruma un ieplūstošā gaisa koncentrēšanas kanāla šķērsgriezumā pie nepilna atvēruma. Izstrādātais jaunā droseļvārsta digitālais prototips pabeigtā stadijā redzams 3.1. attēlā.

¹ Mērtausta metode 3D mērīšanā – mērāmā objekta taustīšana ar "probi" jeb speciālu keramisku lodīti, reģistrējot tās telpiskās koordinātas attiecībā pret sākumpunktu.



3.1. att. Pabeigta jaunā droseļvārsta konstrukcija

 lielais korpuss; 2 - mazais korpuss; 3 - vāciņš; 4, 5 - vārstu gultņu servisa vāciņi;
 plūsmas kanāls; 7 - vārsti; 8 - MAP sensors; 9 - brīvgaitas gaisa regulācijas skrūve;
 10 - kondensatora pieskrūvēšanas vieta; 11 - degvielas inžektors; 12 - degvielas inžektora savienojuma kronšteins; 13 - MAP sensora caurulīte.

Balstoties uz šajā nodaļā izstrādāto konstrukciju iegūts Latvijas Republikas patents Nr. 15411 (A) (skat. 3.2. att.). Tās priekšrocība ir viendabīga plūsmas kanāla forma pilnībā atvērtā pozīcijā, samazinot plūsmas pretestību. Tas nodrošina lielāku gaisa masas caurplūdi un netraucētu spiediena viļņu dinamiku, kā arī kanālā centrētu plūsmu pie nepilna atvēruma.



3.2. att. Inovatīvas konstrukcijas droseļvārsta patenta zīmējums
1 - korpuss; 2 - plūsmas kanāls; 3, 4 - vārsti; 6 - plūsmas kanāla centra līnija;
7, 8 - iekšējo zobratu sektori, 9 - ārējo zobratu pāris, piedziņas vārpsta.

3.2. Jaudas stenda konstruēšana un izstrāde

Lai varētu eksperimentāli novērtēt izstrādātā droseļvārsta tipa ietekmi uz motora darbību, nepieciešams veikt mērījumus ar jaudas stenda palīdzību. Šādi stendi Latvijā ir pieejami, tomēr smagu rotoru konstrukciju ietekmē tiek ierobežots sistēmas dinamisko izmaiņu reakcijas laiks. Ņemot vērā šo faktoru, pētnieciskā darba ietvaros ar Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes palīdzību izstrādāts un izgatavots šasijas tipa jaudas stends (skat. 3.3. att.), kura mērķis ir nodrošināt īsāku sistēmas reakcijas laiku dinamisku izmērītā griezes momenta izmaiņu ietekmē. Lai varētu relatīvi novērtēt izstrādātās konstrukcijas parametrus, jaudas stenda izpildījumam jābūt salīdzināmam ar kādu analogu sistēmu, uz kuras jau iepriekš veikti eksperimenti un iegūti mērījumu rezultāti. Šādi eksperimenti veikti, izmantojot *Dynojet-200ix* šasijas tipa jaudas stendu ar motociklu *Honda CRF450R* (skat. 4.5. nodaļu), tādēļ šajā nodaļā izstrādātā jaudas stenda konstrukcija tiek pielāgota motociklu testēšanai.



3.3 att. Darba ietvaros izstrādātā šasijas tipa motociklu jaudas stenda kopskats

Par izstrādātā jaudas stenda unikālo ruļļa konstrukciju iesniegts Latvijas Republikas patenta pieteikums Nr. LV15597A (skat. 3.4. att.). Šādas konstrukcijas rulla būtiskākā priekšrocība ir par 83% mazāka masa, salīdzinājumā ar analogām sistēmām. Tas nodrošina īsāku sistēmas reakcijas laiku uz dinamiskām izmērītā griezes momenta izmaiņām, kā arī dod iespēju izstrādāt kompaktu un efektīvu rāmja konstrukciju. Tāpat šādas konstrukcijas priekšrocība ir iespēja izmērīt spararatu un tiem pievienotā slogošanas elementa radīto pretestības momentu no nekustīgas vārpstas. Tas, savukārt, ļauj vienkāršot spēka mērīšanas elementa konstrukciju un uzlabot sistēmas precizitāti. Šajā nodalā aprakstīta jaudas stenda izgatavošana, izvēlētie materiāli, tehnoloģijas un ar tām saistītie procesi. Aprakstīts arī spēka elementa izgatavošanas process, sistēmas izvēle, kalibrēšana un parametru ievade vadības vadības datorprogrammā, kā rezultātā iegūts jaudas stends, ar ko iespējama izstrādātā droseļvārsta eksperimentālā testēšana.



3.4. att. Mehāniskās jaudas mērīšanas ierīces konstrukcijas patenta pieteikuma zīmējums

ruļļa apvalks; 2, 3 - nesošie gultņi; 4 - diferenciālpārvada korpuss; 5, 6 - satelīti; 7,
 vārpstu zobrati; 8 - vārpsta, kas slogojama ar mehānisko pretestību; 10 - vārpsta, kas savienojama ar slodzes mērīšanas sistēmu.

Lai gan šajā nodaļā izstrādātais jaudas stends sākotnēji konstruēts balstoties uz motocikla *Honda CRF450R* parametriem, tas ir derīgs jebkura cita motocikla testēšanai bez speciālu modifikāciju nepieciešamības. Ar atsevišķu modifikāciju palīdzību iespējams veikt arī citu, līdzīgas jaudas transportlīdzekļu vai agregātu testēšanu.

4. EKSPERIMENTĀLIE UN MODEĻPĒTĪJUMI

Disertācijas ietvaros veiktie eksperimentālie pētījumi sastāv no vairākām daļām. Katrā pētījumu daļā risināts kāds konkrēts, ar disertācijas kopējo mērķi saistīts jautājums. Eksperimentālo pētījumu struktūra parādīta 4.1. attēlā. Kā redzams, eksperimentālos pētījumus nosacīti var iedalīt divās daļās, t.i., modeļpētījumi jeb simulācijas un fiziskie eksperimenti. Tā kā projektējamais droseļvārsts ir projektēšanas un izstrādes stadijā, tad ne visus eksperimentus iespējams veikt praktiski. Turklāt optimālas konstrukcijas noskaidrošanai lietderīgi sākumā veikt modeļpētījumus, kuros iespējams atklāt dažādas nianses, ko nav iespējams noteikt un paredzēt, projektējot konkrēto elementu vai mezglu.



4.1. att. Eksperimentālo pētījumu struktūra

Lai veiktu pilnvērtīgu konstrukcijas analīzi eksperimentālajam droseļvārstam, kas pielāgots lietošanai uz motocikla *Honda CRF450R*, ir nepieciešami pētījumi, kuros iekļauts salīdzinājums ar oriģinālo tauriņa tipa droseļvārstu. Novērotajām atšķirībām ir nepieciešams rast skaidrojumu, kā arī novērtēt to potenciālo ietekmi uz motora darbību.

4.1. Droseļvārsta darbības izvērtējums visā tā atvēruma diapazonā

Kā minēts 1. nodaļā, transporta industrijā visplašāk pielietotā droseļvārsta galvenais trūkums ir vārsta atrašanās plūsmas kanālā pie pilna atvēruma, kas rada papildus gaisa vai degmaisījuma plūsmas pretestību, samazinot motora maksimālo tilpumisko efektivitāti. Patentētā droseļvārsta konstrukcijas teorētiskais salīdzinājums ar tauriņa tipa droseļvārstu veicams, testējot 3.1. nodaļā izstrādāto konstrukciju ar plūsmas simulācijām. Tam izmantota *SolidWorks Flow Simulation* vide, ievērtējot pilnu motocikla *Honda CRF450R* ieplūdes sistēmu, uzdodot konstantu spiediena kritumu un izdalot droseļvārsta atvēruma soli 10%. Eksperimentā izmantotās modeļa un tā attiecīgās plūsmas simulācijas konfigurācijas uzskaitītas 4.1. tabulā.

Droseļvārsta	Tauriņa tipa vārsts			Projekte	ējamai	s vārst	S	
atvērums,	Vārsta	Spiediena		Vārstu	Spiediena		na	
%	leņķis, °	kri	kritums, kPa		leņķis, °	kri	kritums, kPa	
10	76.5				86.4			
20	68.0				76.8			
30	59.5				67.2			
40	51.0				57.6			
50	42.5	1.0	5.0	10.0	48.0	1.0	5.0	10.0
60	34.0	1.0	5.0	10.0	38.4	1.0	5.0	10.0
70	25.5				28.8			
80	17.0				19.2			
90	8.5				9.6]		
100	0				0			

4.1. tabula. Visa diapazona plūsmas simulācijā izmantotās konfigurācijas

Plūsmas simulācijas rezultāti visām motocikla *Honda CRF450R* ieplūdes sistēmu konfigurācijām ir redzami 4.2. tabulā un atspoguļoti 4.2. attēlā Tie izteikti kā gaisa masas caurplūde caur droseļvārsta šķērsgriezumu atkarībā no vārsta procentuālā atvēruma pie trīs dažādiem spiediena kritumiem. Pēc tiem ir redzams, ka eksperimentālais droseļvārsta dizains uzrāda lielāku gaisa masas caurplūdi visā vārsta atvēruma diapazonā, ieskaitot maksimālo atvērumu.

Lai novērtētu droseļvārsta darbības linearitāti, izmantojot šos datus, veic aprēķinus saskaņā ar 2.3. nodaļā aprakstīto metodi. Pie 1 kPa liela spiediena krituma nav novērojamas izmaiņas darbības linearitātē starp eksperimentālo un oriģinālo tauriņa tipa droseļvārstu. Pie 5 kPa liela spiediena krituma eksperimentālais droseļvārsts uzrāda par 0.5% lielāku darbības linearitāti salīdzinājumā ar oriģinālo droseļvārstu, bet pie 10 kPa liela spiediena krituma šī atšķirība ir samazinājusies par 0.3%.



4.2. att. Visa diapazona plūsmas simulāciju rezultāti – gaisa masas caurplūde caur droseļvārsta šķērsgriezumu un vārsta darbības linearitāte

4.2	. tabula.	Visa diapazoi	1a plūsmas sin	nulāciju rezul	ltāti – gais	a masas
caur	olūde ca	ur droseļvārst	ta šķērsgriezu	mu un vārsta	darbības	linearitāte

Vuitauiia	Tauriņa tipa vārsts			Inovatīvais vārsts		
Kriterijs	1 kPa	5 kPa	10 kPa	1 kPa	5 kPa	10 kPa
Maksimālā gaisa masas caurplūde, kg h ⁻¹	190.5	418.2	578.8	193.7	431.5	592.0
Darbības linearitāte, %	92.5	92.6	92.7	92.5	93.1	93.0

4.3. attēlā parādīts plūsmas simulāciju rezultāts – gaisa plūsmas ātrums motocikla *Honda CRF450R* ieplūdes sistēmā, kas aprīkota ar oriģinālo tauriņa tipa droseļvārstu salīdzinājumā ar eksperimentālo droseļvārstu (sānskatā). Pēc šī attēla iespējams novērot, ka tauriņa tipa droseļvārsts dala gaisa plūsmu augšējā un apakšējā straumē, bet eksperimentālā tipa droseļvārsts to koncentrē vienā straumē.

Iegūtie rezultāti apliecina izstrādātās konstrukcijas priekšrocības, uzrādot par 2.4% lielāku maksimālo gaisa masas caurplūdi un par 0.3% vienmērīgāku darbību.



4.3. att. Plūsmas ātrums motocikla *Honda CRF450R* ieplūdes sistēmā pie 10 kPa spiediena krituma un 50% vārsta atvēruma

A - tauriņa tipa droseļvārsts; B - eksperimentālais droseļvārsts.

4.2. Degvielas iesmidzināšanas izvērtējums visā droseļvārsta atvēruma diapazonā

Lai arī maksimālā gaisa masas caurplūde un darbības linearitāte ir būtiski droseļvārsta efektivitātes parametri, tā kā dotais motocikls *Honda CR450R* aprīkots ar elektronisko degvielas izsmidzināšanas sistēmu, kas integrēta droseļvārsta korpusā, tad vienlīdz svarīgas ir degvielas izsmidzināšanas parametru izmaiņas. Balstoties uz aprēķinātajiem plūsmas simulācijas rezultātiem, tās iespējams novērtēt, veicot daļiņu iesmidzināšanas analīzi. Degvielas izsmidzināšanas kvalitāte ir svarīgs iekšdedzes motora efektivitātes faktors, jo tas tiešā veidā iespaido motora efektivitātes koeficientu. Lai izsmidzinātie degvielas pilieni spētu pilnvērtīgi sadegt, tiem vispirms jātiek iztvaicētiem.

Benzīna daļiņu iesmidzināšanas simulācija ar attiecīgo masas caurplūdi, daļiņu diametru un ātrumu no divpadsmit inžektorā iestrādātajiem izmidzināšanas punktiem tiek veikta *SolidWorks Flow Simulation* vidē, balstoties uz iepriekšējā nodaļā iegūtajiem plūsmas simulācijas rezultātiem. Pēc tiem iegūst statistisko analīzi, kurā apkopota informācija par katrā punktā izsmidzināto daļiņu trajektorijas garumu un tajā pavadīto laiku. Tas dod iespēju veikt visu divpadsmit izsmidzināšanas punktu trajektoriju garumu summēšanu, izdalot to ar summāro laiku, kas pavadīts visās divpadsmit trajektorijās, kā rezultātā iegūst izsmidzināto degvielas pilienu vidējo ātrumu. Izsmidzināto degvielas pilienu ceļā pavadītais laiks no izsmidzināšanas punkta līdz nonākšanai degkamerā ir efektīvs kritērijs, kas nosaka pilieniem atvēlēto laiku iztvaicēšanās procesam, bet to ātrums ir efektīvs kritērijs, kas nosaka pilienu tieksmi tikt iztvaicētiem.

4.4. attēlā ir parādīti degvielas pilienu iesmidzināšanas rezultāti pie 5 kPa spiediena krituma. Rezultātos ir redzams, ka, neatkarīgi no spiediena krituma, palielinoties droseļvārsta atvērumam, palielinās arī izsmidzināto degvielas pilienu vidējais ātrums.





Turklāt eksperimentālā droseļvārsta gadījumā pie atvēruma, kas mazāks par 50...60%, degvielas pilieni pārvietojas ar lielāku (+38.1%) vidējo ātrumu. To iespējams skaidrot ar eksperimentālā droseļvārsta plūsmas kanāla sašaurinājuma konstruktīvo īpašību, kuras iespaidā pie maziem vārsta atvērumiem caur sašaurinājumu plūstošā gaisa straume tiek novirzīta degvielas sprauslas virzienā.

Tā kā tieši zemās motora slodzes jeb nepilnie droseļvārsta atvērumi sastāda vislielāko procentu no motora darbības laika, tad uzlabojot degvielas iztvaicēšanas kvalitāti šajā droseļvārsta atvēruma diapazonā, rodas potenciāls uzlabot sadegšanas kvalitāti. Tas, savukārt, dod iespēju samazināt degvielas patēriņu un radītās kaitīgās emisijas, tomēr, lai precīzi noteiktu šādas konstrukcijas droseļvārsta degvielas patēriņa un kaitīgo emisiju samazinājumu, nepieciešami fiziskie eksperimenti ar braukšanas ciklu, izmantojot fizisko droseļvārsta prototipu.

4.3. Brīvgaitas parametru novērtējums

3.1. nodaļā izstrādātās droseļvārsta konstrukcijas brīvgaitas loks (skat. 4.5. att.) nenovēršami sevī ietver trūkumu. Vārstiem savstarpēji pārsedzoties, pie esošajiem izmēru ierobežojumiem nav iespējams nodrošināt pilnīgu hermētiskumu starp vārstu atdalītajām plūsmas kanāla pusēm.



4.5. att. Jaunā droseļvārsta brīvgaitas gaisa padeves shēma

 1 - brīvgaitas gaisa plūsma; 2 - gaisa pievads; 3 - plūsmas kanāls; 4 - speciāls urbums; 5, 6 - vārsti.

Pie maza atvēruma konstrukcijā veidojas šauru kanālu sērija, kas savieno plūsmas kanāla labo un kreiso pusi, veidojot mazu gaisa masas caurplūdi (turpmāk – noplūdi) pilnībā aizvērtā pozīcijā. Šo trūkumu potenciāli pasliktina ražošanas tehnoloģijas izvēle, kur zemākas precizitātes komponentes veido lielāku noplūdi. Lai mazinātu risku, ka šīs noplūdes rezultātā pie pilnībā aizvērtas droseļvārsta pozīcijas motoram pieplūstošā gaisa masas daudzums ir pārāk liels motora brīvgaitas rotācijas frekvences nodrošināšanai (1,900...2,200 min⁻¹), korpusa konstrukcija tiek papildināta ar noplūdi mazinošām komponentēm.

Šī pētījuma mērķis ir noskaidrot, vai noplūdes rezultātā motocikla *Honda CRF450R* motora nominālā brīvgaitas rotācijas frekvence tiek nodrošināta, kā arī pētīt degvielas izsmidzināšanas kvalitātes izmaiņas brīvgaitas režīmā. Tā ietvaros izmērīts motocikla *Honda CRF450R* motora brīvgaitas režīmā radītais

spiediena kritums un tālāk izmantots kā robežnosacījums plūsmas simulācijas veikšanai *SolidWorks Flow Simulation* vidē. Eksperimenta veikšanai izmantots elektroniskais modelis dotā motocikla ieplūdes sistēmai, aprīkotai ar inovatīvā droseļvārsta konstrukciju, kas aprakstīta 3.1. nodaļā, kā salīdzinājumu izmantojot ar oriģinālo tauriņa tipa droseļvārstu aprīkotu dotā motocikla ieplūdes sistēmu. Inovatīvajā droseļvārsta konstrukcijā ir ievērtētas atstarpes starp kustīgajiem elementiem, kas atbilst prototipa materiālu izvēlei un aprakstītajai izgatavošanas tehnoloģijai. No plūsmas simulācijas rezultātiem ir izmērīta gaisa masas caurplūde oriģinālā ieplūdes sistēmas izpildījumā, kā arī ar eksperimentālo droseļvārstu aprīkotā ieplūdes sistēmas izpildījumā, turklāt mērījumi veikti pie divām dažādām brīvgaitas gaisa regulācijas skrūves pozīcijām – 1.3 un 1.7 apgriezieni atvēršanas virzienā no pilnībā aizvērtas pozīcijas. Šī eksperimenta rezultāti parādīti 4.3. tabulā.

Brīvgaitas gaisa regulācijas skrūves pozīcija	Tauriņa tipa droseļvārsts, kg h ⁻¹	Eksperimentālais droseļvārsts, kg h ⁻¹		
1.3 apgriezieni	1.076	1.925		
1.7 apgriezieni	1.925	2.650		

4.3. tabula.	Gaisa	masas	caurplūde	brīvgaitas	režīmā
--------------	-------	-------	-----------	------------	--------

Pēc 4.3. tabulā redzamajiem datiem izdarīts secinājums, ka eksperimentālās konstrukcijas droseļvārsta gadījumā nepieciešami papildus 0.4 brīvgaitas gaisa regulācijas skrūves apgriezieni aizvēršanas virzienā, lai pilnībā aizvērtā pozīcijā sasniegtu gaisa masas caurplūdi līdzvērtīgu oriģinālajam tauriņa tipa droseļvārstam.

Tāpat šajā pētījumā, līdzīgi kā 4.2. nodaļā aprakstītajā eksperimentā, veikta arī degvielas daļiņu izsmidzināšana pilnībā aizvērtā droseļvārsta stāvoklī, kur vienīgā gaisa plūsma caur droseļvārstu notiek caur brīvgaitas gaisa padeves loku oriģinālā droseļvārsta gadījumā, un papildus arī caur noplūdes vietām starp kustīgajām detaļām, eksperimentālā droseļvārsta gadījumā. Šī eksperimenta rezultāti parādīti 4.6. attēlā. No tiem izdarīts secinājums, ka brīvgaitas režīmā izsmidzināto degvielas pilienu ātrums to trajektorijās eksperimentālā jeb inovatīvā droseļvārsta gadījumā ir par 16.91% lielāks nekā oriģinālā tauriņa tipa vārsta gadījumā, norādot uz iespējami labāku gaisa un degvielas maisījuma veidošanās kvalitāti.



4.6. att. Izsmidzināto degvielas daļiņu ātrums to trajektorijās brīvgaitas režīmā

4.4. Spiediena harmoniskās svārstības ieplūdes kanālā

Tā kā eksperimentālā droseļvārsta prototipu paredzēts pielāgot lietošanai uz motocikla *Honda CRF450R*, tad konstrukcijas izstrādes procesā nepieciešams ievērot virkni ierobežojumu. Kā aprakstīts 3.1. nodaļā, šajā procesā ir izdevies sekmīgi apvienot visas nepieciešamās komponentes, ievērojot vietas ierobežojumus, taču rezultātā ir nepieciešams veikt plūsmas kanāla formas maiņu no koniskas uz cilindrisku. Saskaņā ar 1. nodaļā aprakstīto informāciju, plūsmas kanāla formas maiņa ievieš papildus vakuuma un spiediena viļņu atstarošanās punktus, kas savukārt var izmainīt motora rotācijas frekvenci, pie kuras iestājas rezonanse ar vakuuma un spiediena harmoniskajām svārstībām ieplūdes sistēmā. Papildus tam, ieviešot plūsmas kanālā sašaurinājumus, rodas risks samazināt maksimālo gaisa masas caurplūdi, tādējādi samazinot motora maksimāli attīstīto jaudu.

Lai novērtētu plūsmas kanāla formas maiņas ietekmi uz harmoniskajām vakuuma un spiediena svārstībām tajā, veikts pētījums, kura mērķis ir salīdzināt harmonisko spiediena un vakuuma svārstību frekvenci un amplitūdu, kā arī maksimālo gaisa tilpuma caurplūdi dažādu formu ieplūdes kanāliem. Tā ietvaros veikta statiskā un dinamiskā plūsmas simulācija *SolidWorks Flow Simulation* vidē, par pētījumu objektu izmantojot motocikla *Honda CRF450R* ieplūdes sistēmu, kas uzskatāmības uzlabošanas nolūkos ir atbrīvota no droseļvārsta, atstājot netraucētu plūsmas kanālu. Izmantojot 2.1. nodaļā iegūtos datus, ar

statiskās plūsmas simulācijas palīdzību iegūtas gaisa masas caurplūdes vērtības, bet ar dinamiskās plūsmas simulācijas palīdzību iegūtas spiediena un vakuuma harmoniskās svārstības ieplūdes kanālā pēc impulsa radīšanas. Pētījumā izmantotās ieplūdes sistēmu konstrukcijas parādītas 4.7. attēlā.



4.7. att. Spiediena harmonisko svārstību pētījumā izmantotie plūsmas kanāla dizaini

V1 - oriģināls, konisks; V2 - taisns; V3 - pakāpienveida pāreja no taisna uz konisku.

No iegūtajiem rezultātiem izdarīts secinājums, ka šādas formas plūsmas kanāls iegūst par 1.0% lielāku spiediena viļņu amplitūdu, kā kompromisu zaudējot maksimālo gaisa tilpuma caurplūdi -1.0% apmērā. Tomēr pēc 4.1. nodaļas rezultātiem, veicot līdzīgu eksperimentu ar pilnvērtīgām tauriņa tipa un izstrādātā droseļvārsta konstrukcijām, ir redzams, ka maksimālā caurplūde, neskatoties uz atšķirīgo plūsmas kanāla formu, ir pieaugusi par 1.6...3.2%, tādējādi liecinot par efektīvāku eksperimentālā droseļvārsta darbību gan no spiediena un vakuuma viļņu dinamikas, gan maksimālās gaisa masas caurplūdes viedokļa.

4.8. attēlā parādīti spiediena harmonisko svārstību rezultāti motocikla Honda CRF450R ieplūdes kanālā izmantojot tauriņa vārstu un eksperimentālo droseļvārstu. Šajā attēlā parādītais variants V1.1 ir veidots par pamatu izmantojot iepriekš aprakstīto variantu V1, un papildinot to ar tauriņa vārstu pilnībā atvērtā pozīcijā, bet variants V3.3 ir balstīts uz variantu V3, izmantojot atšķirīgus noapaļojuma rādiusus r₁ un r₂. Ar šādu tauriņa tipa vārstu aprīkotā plūsmas kanālā spiediena svārstību amplitūda samazinās par 1.9%, salīdzinot ar vienlīdzīgu plūsmas kanālu bez tauriņa vārsta (variants V1). Šāds novērojums apstiprina 1. nodaļā izteikto apgalvojumu – šķēršļi plūsmas kanālā var izmainīt spiediena viļņu svārstības.



4.8. att. Spiediena harmonisko svārstību pētījuma rezultāti – tauriņa tipa un izstrādātā droseļvārsta spiediena svārstību salīdzinājums

4.5. Viena un divu inžektoru iesmidzināšanas risinājumu izvērtējums

Šī eksperimenta pētījumu objekts ir motocikla *Honda CRF450R* elektroniskā degvielas iesmidzināšanas sistēma, kas papildināta ar sekundāro degvielas inžektoru, novietotu pirms droseļvārsta 76 mm attālumā no primārā degvielas inžektora (skat. 4.9. att.). Saskaņā ar 0. nodaļā aprakstīto informāciju sekundārā inžektora izmantošana stehiometriskās sadegšanas iekšdedzes motoru ieplūdes sistēmās dod iespēju attīstīt lielāku jaudu pie augstām motora rotācijas frekvencēm, pateicoties ieplūdes sistēmas sieniņu dzesēšanai un degvielas pilieniem paredzētā iztvaicēšanās laika pieaugumam.

Pētījuma mērkis ir novērtēt izmainas uz motora attīstītā griezes momenta raksturlīkni, kas rodas, izmantojot sekundāro degvielas inžektoru. Eksperimenti 2018. gada decembrī, izmantojot šasijas veikti Rīgā jaudas stendu Dynojet-200ix. Oriģinālā izpildījumā motocikls Honda CRF450R aprīkots ar vienu degvielas inžektoru, tādēļ jaudas mērījumi šādā konfigurācijā tiek uzskatīti par referenci, bet sekundārā inžektora pievienošana izdalīta trīs atsevišķos režīmos (skat. 4.4. tab.). Katram no degvielas izsmidzināšanas režīmiem tiek veikti trīs mērījumu atkārtojumi, no kā tiek aprēķināta vidējā attīstītā griezes momenta vērtība. Datu apstrāde pēc eksportēšanas no jaudas stenda programmas SportDyno 4 tiek veikta saskaņā ar 0. nodaļā aprakstīto metodi, bet rezultāti vidējo griezes momentu un jaudu formā apkopoti 4.5. tabulā.



4.9. att. *Honda CRF450R* ieplūdes sistēma, aprīkota ar sekundāro inžektoru

 cilindra galvas ieplūdes kanāls; 2 - ieplūdes vārsts; 3 - droseļvārsts; 4 - ieplūdes kanāls; 5 - primārais degvielas inžektors; 6 - sekundārais degvielas inžektors.

4.4.	tabula.	Eksperimentā	izmantotais	degvielas	sadalījums	starp
		-	inžektorien	1	-	-

Vonfigurācija	Izsmidzinātās degvielas sadalījums					
Konnguracija	Primārais inžektors	Sekundārais inžektors				
Reference	100%	0%				
Režīms 1	65%	35%				
Režīms 2	50%	50%				
Režīms 3	35%	65%				

4.5. tabula. Vidējie jaudas un griezes momenta rezultāti dažādos motora rotācijas frekvenču intervālos

Int. 4,5006,000 min ⁻¹		6,1008,000 min ⁻¹		8,10010,000 min ⁻¹		
Konfig.	Vidējais griezes moments, N m	Vidējā jauda, kW	Vidējais griezes moments, N m	Vidējā jauda, kW	Vidējais griezes moments, N m	Vidējā jauda, Zs
Ref.	39.78 ± 0.29	21.76 ± 0.16	49.55 ± 0.38	30.85 ± 0.28	45.62 ± 0.15	42.47 ± 0.13
Rež. 1	39.73	21.72	49.72	36.26	45.85	42.68
	± 0.34	± 0.18	± 0.46	± 0.45	± 0.16	± 0.23
Rež. 2	39.68	21.70	49.33	21.95	45.75	42.58
	± 0.29	± 0.16	± 0.36	± 0.26	± 0.13	± 0.12
Rež. 3	39.31	21.49	49.16	35.86	45.64	42.49
	± 0.20	± 0.11	± 0.24	± 0.17	± 0.11	± 0.10

Apkopojot rezultātus, secināts, ka sekundārā degvielas inžektora izmantošana šī motocikla ieplūdes sistēmā nesniedz būtisku ieguvumu, turklāt uz šasijas tipa jaudas stenda *DynoJet-200ix* iegūtie mērījumu rezultāti sniedz relatīvi zemu ticamību, uzrādot 0.11...0.46 N m lielu izmērītā griezes momenta kļūdu starp mērījumu atkārtojumiem. Tas pārsniedz starp degvielas izsmidzināšanas režīmiem novērotās atšķirības – 0.02...0.45 N m. Lai paaugstinātu šo rezultātu ticamību, eksperimentu nepieciešams atkārtot uz motora jaudas stenda, palielinot mērījumu atkārtojumu skaitu un nodrošinot stingrāku parametru kontroli, lai mazinātu to ietekmi uz mērījumu rezultātiem.

4.6. Spiediena harmoniskās svārstības izplūdes sistēmā

Saskaņā ar 2.5. nodaļā aprakstīto informāciju, spiediena viļņu harmoniskās svārstības noteiktā motora rotācijas frekvenču diapazonā dod iespēju palielināt motora tilpumisko efektivitāti. Tomēr motoram atrodoties ārpus šī rotācijas frekvenču diapazona, šo harmonisko svārstību iespaids uz tilpumisko efektivitāti var būt negatīvs. Efektīvs paņēmiens, lai samazinātu izplūdes sistēmas spiediena viļņu svārstību izraisīto nevēlamo efektu, ir izplešanās kameras izmantošana. Tā darbojas pēc gāzu kinētiskās enerģijas izkliedēšanas un akustisko viļņu atstarošanas principa, ko izraisa izmaiņas plūsmas kanāla šķērsgriezuma laukumā. Šāda tehnoloģija tiek izmantota ne tikai izplūdes "tūninga" negatīvā efekta mazināšanai, bet arī izplūdes sistēmas klusināšanai.

Šī eksperimenta pētījumu objekts ir motocikla *Honda CRF450R* izplūdes sistēma, kas aprīkota ar izplešanās kameru, un mērķis ir pētīt šīs kameras parametru ietekmi uz spiediena viļņu amplitūdu izplūdes sistēmā. Lai sasniegtu izvirzīto mērķi, tiek izveidots eksperimentos izmantotā motocikla izplūdes sistēmas digitālais modelis (skat. 4.10. att.), uz kura pamata tiek veikta dinamiskā plūsmas simulācija *SolidWorks Flow Simulation* vidē.



4.10. att. *Honda CRF450R* izplūdes sistēma, aprīkota ar izplešanās kameru 1 - sistēmas ieeja; 2 - sistēmas izeja.
Tā veidota balstoties uz 2.5. nodaļā iegūtajiem robežnosacījumiem, kas raksturo gāzu plūsmas ātrumu un temperatūru *Honda CRF450R* cilindra galvas izplūdes kanālā pie dažādām motora rotācijas frekvencēm. Eksperimentam izvēlētie mainīgie izplešanās kameras parametri ir tās garums (4.10. att. - l), savienojuma diametrs (4.10. att. - p) un attālums no cilindra galvas izplūdes kanāla jeb simulācijas ieejas (4.10. att. - a). Kopējie konstrukcijas izmēri uzskaitīti 4.6. tabulā.

Konstrukcija	D, mm	d, mm	L, mm	l, mm	p, mm	a, mm	b, mm
K1 (bez	<i>(</i> 742		1 000				
kameras)	Ø42	_	1,000	_	_	_	_
K2 (atskaite)	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø15	100	40
K3	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø15	300	40
K4	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø5	500	40
K5	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø20	100	40
K6	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø25	100	40
K7	Ø42	Ø60	1,000	300	Ø15	100	40
K8	Ø42	Ø60	1,000	400	Ø5	100	40

4.6. tabula. Spiediena svārstību simulācijā izmantotie Honda CRF450R izplūdes sistēmas parametri

Pēc simulāciju pabeigšanas tiek veikti spiediena mērījumi sistēmas ieejā jeb cilindra galvas izplūdes kanālā. Simulācijas rezultāti maksimālās spiediena amplitūdas formā parādīti 4.7. tabulā, bet 4.11. attēlā ir parādīts maksimālās spiediena svārstību amplitūdas samazinājums salīdzinājumā ar izplūdes sistēmu, kas nav aprīkota ar izplešanās kameru (konfigurācija K1).

Rotācijas frekvence, min ⁻¹	3,000	5,000	9,000
K1 (bez kameras), kPa	102.0	147.61	184.64
K2 (atskaite), kPa	79.72	109.41	135.16
K3 (<i>a</i> = 300 mm), kPa	79.44	108.15	130.94
K4 ($a = 500$ mm), kPa	84.22	111.17	161.02
K5 ($p = \emptyset 20$ mm), kPa	78.86	94.37	100.94
K6 ($p = \emptyset 25$ mm), kPa	79.2	88.24	85.43
K7 ($l = 300$ mm), kPa	76.94	106.21	133.89
K8 ($l = 400 \text{ mm}$), kPa	74.64	104.78	135.23

4.7. tabula. Spiediena svārstību simulācijas rezultāti – maksimālā amplitūda

Apskatot rezultātus, ir redzams, ka izplūdes sistēmā, kura aprīkota ar šāda tipa izplešanās kameru, novērojama samazināta spiediena viļņu amplitūda un palielināts to viļņa garums jeb samazināta frekvence. Pārvietojot izplešanās kameru tālāk no cilindra galvas izplūdes kanāla, novērota tās ietekmes samazināšanās visās motora rotācijas frekvencēs, bet, palielinot savienojuma diametru, novērota tās ietekmes palielināšanās. Ievērojami palielinot izplešanās kameras tilpumu novērotās atšķirības spiediena viļņu svārstībās ir mazāk izteiktas salīdzinājumā ar tās novietojumu vai savienojuma diametru.



4.11. att. Spiediena amplitūdas samazinājums *Honda CRF450R* cilindra galvas izplūdes kanālā, salīdzinājumā ar sistēmu bez izplešanās kameras

Secināts, ka izplešanās kameras izmantošana šāda tipa izplūdes sistēmā samazina spiediena viļņu svārstību amplitūdu un frekvenci, potenciāli samazinot izplūdes sistēmas "tūninga" negatīvo efektu un uzlabojot izplūdes sistēmas klusināšanas īpatnības.

4.7. Droseļvārsta korpusa harmonisko svārstību frekvenču analīze

Viens no galvenajiem faktoriem, kas ietekmē izstrādātā droseļvārsta spēju pilnvērtīgi darboties uz motocikla *Honda CRF450R*, ir tā brīvo svārstību frekvences. Šis ir būtisks apsvērums, jo gadījumā, ja droseļvārsta korpusam uzspiestās vibrāciju frekvences sakrīt ar tā brīvo svārstību frekvenci vai tās harmonikām, tad var iestāties droseļvārsta rezonanse, kuras rezultātā tā korpuss vai atsevišķi reģioni sāk nekontrolēti svārstīties, izraisot konstrukcijas bojājumus.

Šajā pētījumā tiek aprēķināts motocikla *Honda CRF450R* motora izraisīto vibrāciju frekvenču kopējais diapazons ~33...357 Hz robežās un veikta droseļvārsta korpusa brīvo svārstību frekvenču analīze *SolidWorks Simulation* – *Frequency* vidē. Tās mērķis ir noskaidrot vai izstrādātā droseļvārsta korpusa brīvo svārstību frekvences vai to harmonikas ietilpst motora izraisīto vibrāciju frekvenču diapazonā. Dotā programma, piešķirot modelim materiālu ar zināmu blīvumu un elastības koeficientu, aprēķina fundamentālo brīvo svārstību frekvenci vismaz vienā svārstību režīmā. Svārstību režīms šajā izteiksmē apzīmē noteiktus modeļa reģionus un to svārstību virzienus, kur tajos aprēķinātās brīvo

svārstību frekvences ir modeļa ģeometriskās stingrības un piešķirtā materiāla īpašību produkts.

4.8. tabulā ir atspoguļoti harmonisko svārstību frekvenču simulācijas rezultāti piecās zemākajās brīvo svārstību režīmu frekvencēs.

Rezonanse	Lielais korpuss, Hz	Mazais korpuss, Hz	Vāciņš, Hz
Režīms 1	2,016	5,220	1,730
Režīms 2	2,947	6,279	2,338
Režīms 3	4,413	7,745	3,479
Režīms 4	4,784	7,972	4,231
Režīms 5	7,068	9,532	5,167

4.8.	tabula.	Droselvārsta	korpusa	detalu	brīvo	svārstību	frekvences
						~	

Ir redzams, ka zemākā brīvo svārstību frekvence novērota vāciņam režīmā 1 – 1,730 Hz, kas 4.85 reizes pārsniedz motora izraisīto vibrāciju maksimālo svārstību frekvenci 357 Hz. Tas nozīmē, ka motora darbības rezultātā izraisītās vibrācijas nespēj izsaukt rezonansi inovatīvā droseļvārsta korpusa detaļās. 4.12. attēlā ir atspoguļoti trīs korpusa brīvo svārstību režīmi, kur krāsu skala apzīmē modeļa ģeometrijas maksimālo novirzi no miera stāvokļa.



4.12. att. Brīvo svārstību frekvenču simulācijas rezultāti – lielā korpusa svārstību režīmi

 $A-re\check{z}\bar{i}ms\ 1;\ B-re\check{z}\bar{i}ms\ 2;\ C-re\check{z}\bar{i}ms\ 3;\ D-re\check{z}\bar{i}ms\ 4;\ E-re\check{z}\bar{i}ms\ 5.$

4.8. Izstrādātā jaudas stenda aprobācija

Lai eksperimentālā droseļvārsta testēšana būtu objektīva, 3.2. nodaļā izstrādātajam jaudas mērījumu stendam ir jānodrošina zināma līmeņa atkārtojamība. Šim mērķim 2021. gada augustā veikti eksperimenti uz izstrādātā jaudas stenda, izmantojot motociklu *Honda CRF450R*.

Eksperimentu laikā veikta trīs mērījumu atkārtojumu sērija kontrolētos apstākļos. 4.13. attēlā redzami mērījumu laikā ierakstītie spēka mērīšanas elementa griezes momenta dati atkarībā no motora rotācijas frekvences. Līknes attēlo no programmatiski filtrētu signālu iegūtos griezes momenta datus, bet to punkti attēlo no datu vācējā ierakstītajiem jeb nefiltrētajiem signāliem iegūtos datus.



4.13. att. Jaudas stenda aprobācijas procesa griezes momenta mērījumu rezultāti

4.9. tabulā parādīta katra mērījuma atkārtojuma procentuālā novirze no vidējās vērtības noteiktā motora rotācijas frekvenču intervālā. Šiem datiem ir novērojama korelācija ar spēka sensora signāla trokšņainību. Vislielākā signāla trokšņainība novērojama rotācijas frekvenču diapazonā 4,100...5,000 min⁻¹, kas atbilst 4.9. tabulas lielākās novirzes (1.15% ± 0.22%) ātrumu diapazonam. Balstoties uz šo novērojumu, iespējams secināt, ka spēka sensora signāla trokšņainība tiešā veidā ietekmē mērījumu rezultātu atkārtojamību.

Motora rotācijas frekvenču intervāls, min ⁻¹	Atkārtojums 1, %	Atkārtojums 2, %	Atkārtojums 3, %	Vidēji, %
4,1006,000	1.25	0.90	1.29	1.15 ± 0.22
6,1008,000	0.35	0.31	0.19	0.28 ± 0.08
8,10010,000	0.65	0.49	0.70	0.61 ± 0.11
4,10010,000	0.74	0.56	0.72	0.67 ± 0.10

4.9. tabula. Jaudas stenda aprobācijas procesā izmērīto griezes momentu novirze no vidējās vērtības

4.10. tabulā ir parādīts jaudas stenda aprobācijas rezultātu salīdzinājums ar 2019. gada decembra pētījumā izmantotās sistēmas datiem. No tā iespējams secināt, ka darba ietvaros izstrādātais šasijas tipa jaudas stends nodrošina griezes momenta mērījumu atkārtojamības līmeni, kas pārsniedz *DynoJet-200ix* sistēmas atkārtojamības līmeni.

4.10. tabula. Izstrādātā jaudas stenda aprobācijas rezultātu salīdzinājums ar DynoJet-200ix sistēmu

Motora rotācijas frekvenču intervāls, min ⁻¹	DynoJet-2	<i>00ix</i> kļūda	Izstrādātā jaudas stenda kļūda		
4,1006,000	± 1.21 N m	$\pm 3.58\%$	± 0.22 N m	$\pm 0.66\%$	
6,1008,000	± 1.39 N m	± 3.24%	± 0.38 N m	$\pm 0.90\%$	
8,10010,000	± 0.70 N m	± 1.78%	± 0.11 N m	± 0.29%	
4,10010,000	± 1.10 N m	± 1.38%	± 0.24 N m	$\pm 0.62\%$	

Lai eksperimentālā droseļvārsta testēšana ar izstrādāto jaudas mērījumu stendu būtu objektīva, tā radītajām izmaiņām motora attīstītā griezes momenta raksturlīknē ir jābūt lielākām par mērījumu atkārtojumu standartkļūdu, šajā gadījumā > 0.29...0.90%. Atkārtojamības uzlabošanas nolūkos iespējams izstrādātā jaudas stenda spēka sensoru aprīkot ar elektronisko trokšņu filtru, kā arī palielināt ruļļa korpusa inerces momentu. Šādā gadījumā sagaidāma mērījumu atkārtojumu standartkļūdas samazināšanās, kas ļautu izšķirt smalkākas atšķirības motora attīstītajā griezes momenta raksturlīknē.

5. EKONOMISKAIS NOVĒRTĒJUMS

Šī pētnieciskā darba ietvaros ir izstrādāts digitālais prototips droseļvārstam ar unikālu, patentētu dizainu, kas pielāgots lietošanai uz motocikla *Honda CRF450R*. Ir izstrādāta šī droseļvārsta izgatavošanas tehnoloģija un identificēti materiāli, kā arī nepieciešamās gatavās komponentes. Lai būtu iespējama plaša šāda tipa droseļvārsta testēšana dažādos apstākļos, šī darba ietvaros ir izstrādāts un izgatavots unikāls šasijas tipa jaudas stends, kas paredzēts motocikliem, taču ar atsevišķu modifikāciju palīdzību izmantojams arī citiem līdzīgas jaudas transportlīdzekļiem un agregātiem. Turpmākajās šī darba apakšnodaļās aprēķināti izstrādāto ierīču ekonomiskie raksturlielumi, piemēram, pašreizējā vērtība un atmaksāšanās periods.

5.1. Eksperimentālā droseļvārsta atmaksāšanās perioda aprēķins

3.1. nodalā izstrādātā eksperimentālā droseļvārsta izgatavošanas izmaksas sastāv no divām komponentēm - vienības cenas un vienreizējām investīcijām. Vienreizējās investīcijas raksturo izgatavošanas tehnoloģijas izstrādei nepieciešamos līdzekļus, bet vienības cena ir no šo līdzekļu summas neatkarīga vērtība. Jaunā droseļvārsta izgatavošanas vienreizējās investīcijas saskaņā ar apkopoto informāciju sastāda 1,242.22 Eur, bet vienas droseļvārsta vienības izgatavošana sastāda 826.04 Eur. Ir nepieciešams uzsvērt, ka izvēlētā korpusu un vācina izgatavošanas metode (ciparvadības frēzēšana un virpošana) ir attiecināma uz maza vienību skaita ražošanu, jo ietver sevī salīdzinoši lielu nonemtā materiāla daudzumu, padarot apstrādes procesu neefektīvu liela apjoma ražošanai. Lai pielāgotu doto izstrādājumu liela vienību skaita ražošanai, nepieciešama minēto detaļu izgatavošana ar liešanas tehnoloģiju. Tas ievērojami palielina vienreizējām investīcijām nepieciešamo summu, bet samazina vienības izgatavošanas cenu.

Lai iegūtu ekonomisku salīdzinājumu starp jauno droseļvārstu un plaši pielietoto tauriņa tipa droseļvārstu, nepieciešams izmantot metodi, kas novērtē abus izstrādājumus no naudas plūsmas viedokļa. Efektīvs instruments šādam mērķim ir pašreizējās vērtības metode (skat. (5.1.) formulu). Tā nosaka projekta vai produkta pašreizējo vērtību pēc noteikta laika perioda un ievērtē arī noteiktu resursu sadārdzināšanos, nosakot fiksētu diskonta likmi.

$$NPV = \frac{C}{i} \cdot \left(1 - \frac{1}{(1+i)^n}\right) - IN,$$
(5.1.)

kur NPV – pašreizējā vērtība, Eur;
 C – naudas plūsma, Eur gadā;
 i – diskonta likme, %;
 n – periodu skaits, gadi;
 IN – sākotnējās investīcijas, Eur.

Lai noskaidrotu eksperimentālā droseļvārsta ekspluatācijas atmaksāšanās periodu ar pašreizējās vērtības metodi, nepieciešams noteikt punktu, kurā naudas plūsma starp tauriņa tipa droseļvārstu un eksperimentālo droseļvārstu izlīdzinās. Šim mērķim nepieciešams izdarīt vairākus pieņēmumus, kas uzskaitīti 5.1. tabulā. Diskonta likmes vērtība 5% raksturo sagaidāmo degvielas cenas sadārdzinājumu vienā periodā.

5.1. tabula. Izstrādātā droseļvārsta atmaksāšanās perioda aprēķinam izmantotie pieņēmumi

Pieņēmums	Vērtība
Eksperimentālā droseļvārsta izgatavošanas sadārdzinājums, %	20
Eksperimentālā droseļvārsta degvielas patēriņa samazinājums, %	15
Transportlīdzekļa nobraukums gadā, km	10,00050,000
Degvielas cena, Eur	1.65
Degvielas patēriņš izmantojot tauriņa tipa droseļvārstu, l uz km ⁻¹	10
Diskonta likme, %	5

Veicot aprēķinus pēc šajā nodaļā aprakstītā principa, iegūst jaunā droseļvārsta atmaksāšanās periodu atkarībā no degvielas patēriņa procentuālā samazinājuma un ikgadējā nobraukuma (skat. 5.2. tabulu un 5.1. att.).

5.2. tabula. Izstrādātā droseļvārsta atmaksāšanās periods gados atkarībā no degvielas patēriņa samazinājuma un ikgadējā nobraukuma

Nobraukums, km	Degvielas patēriņa samazinājums							
	1%	2%	3%	4%	5%			
10,000	11.07	4.80	3.07	2.26	1.79			
20,000	4.80	2.26	1.48	1.10	0.87			
30,000	3.07	1.48	0.97	0.73	0.58			
40,000	2.26	1.10	0.73	0.54	0.43			
50,000	1.79	0.87	0.58	0.43	0.35			



5.1. att. Eksperimentālā droseļvārsta atmaksāšanās periods atkarībā no degvielas patēriņa samazinājuma un ikgadējā nobraukuma

Degvielas patēriņa samazinājums jaunajam droseļvārstam šajā gadījumā ir nezināms lielums, jo nosakāms tikai eksperimentālā veidā, veicot kontrolētu braukšanas testu sēriju, tādēļ šajā aprēķinā tas tiek pieņemts robežās 1...5%.

5.2. Jaudas mērījumu stenda pašreizējās vērtības aprēķins

Izstrādātais jaudas stends paredzēts spēkratu novērtēšanai, kas aprīkoti ar promocijas darbā izstrādātās konstrukcijas droseļvārstu. Tā izgatavošana veikta ar Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes projekta Z25 – "Zinātniskās kapacitātes stiprināšana 2018" finansējuma atbalstu. Tās procesā izmantotas arī tehnoloģiskās iespējas, ko nodrošina Tehniskā fakultāte. Izmantoti tirgū brīvi pieejami materiāli un komponentes, kā arī to izgatavošanas metodes. Jaudas mērījumu stends sadalāms piecās galvenajās daļās: rāmis, rullis, bremzēšanas sistēma, spēka sensors un vadības sistēma. Veicot informācijas apkopošanu, iegūtās jaudas stenda atsevišķo daļu izgatavošanas izmaksas ir šādas:

- rāmja izgatavošana 832.22 Eur;
- ruļļa izgatavošana 1,402.57 Eur;
- bremzēšanas sistēmas izgatavošana 598.42 Eur;
- spēka sensora izgatavošana 129.00 Eur;
- vadības sistēmas komplektēšana 4,228.81 Eur.

Kopā 3.2. nodaļā izstrādātā jaudas stenda izgatavošanas izmaksas sastāda 7,137.12 Eur. Ir svarīgi piebilst, ka šajā izmaksu kalkulācijā nav iekļautas pozīcijas ar grūti nosakāmu vērtību, piemēram:

- projektēšanas izmaksas, kas veiktas personīgiem spēkiem;
- materiālu, detaļu un sistēmu sagādes izmaksas, kas veiktas personīgiem spēkiem;
- ietaupījums no procesiem, kas veikti ar Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes inventāra nodrošinājumu;
- salikšanas un sistēmu kalibrēšanas izmaksas, kas veiktas personīgiem spēkiem.

Izstrādātā jaudas stenda pašreizējās vērtības aprēķināšanai noteiktā laika periodā var izmantot (5.1.) formulu, kas ievērtē arī zināmu resursu sadārdzināšanos. Šajā gadījumā to var salīdzināt ar alternatīvu – jaudas stenda nomāšanu, izšķirot šādas situācijas:

- jaudas stenda pakalpojumi droseļvārsta pētījumu veikšanai tiek nomāti par tirgus cenu;
- izstrādātais jaudas stends sākotnēji tiek izmantots droseļvārsta pētījumu veikšanai, bet pēc tam iznomāts pēc tirgus pieprasījuma.

Gadījumā, kad droseļvārsta pētījumu veikšanai jaudas stenda pakalpojumi tiek nomāti, ir jāņem vērā izmaksas, ko sastāda nomas pakalpojuma stundas maksa un pētījuma veikšanai nepieciešamais laiks. Jaudas stenda izstrādes gadījumā, šīs izmaksas netiek ņemtas vērā, jo nomas pakalpojumi nav nepieciešami. Tā vietā izstrādāto jaudas stendu var iznomāt pēc tirgus pieprasījuma, radot peļņu. Izmaksas šajā gadījumā sastāda ikgadējās apkopes, piemēram, eļļas un gultņu maiņa. Izstrādātā jaudas stenda pašreizējās vērtības aprēķinam izmantotie pieņēmumi uzskaitīti 5.3. tabulā.

5.3. tabula. Izstrādātā jaudas stenda pašreizējās vērtības aprēķinam izmantotie pieņēmumi

Pieņēmums	Vērtība
Nomas pakalpojuma maksa, Eur h ⁻¹	100.00
Vidējais nomāšanas sesijas ilgums, h	3
Jaudas stenda nomāšanas sesiju skaits gadā	12
Eksperimentālā droseļvārsta pētīšanai nepieciešamais laiks, h	10
Ikgadējās apkopes izmaksas, Eur	200.00
Diskonta likme, %	5

Cita jaudas stenda nomāšanas gadījumā, naudas plūsma C_I (skat. (5.1.) formulu) sastāda nulles vērtību, jo nomāšanas pakalpojums tiek veikts tikai droseļvārsta pētījumu ietvaros. Šī pētījuma izmaksas tādēļ tiek uzskatītas kā sākotnējās investīcijas IN_I (1,000.00 Eur), ko iegūst sareizinot pētījumam nepieciešamo stundu skaitu ar nomas maksu. Izmantojot izstrādāto jaudas stendu, naudas plūsmu C_2 raksturo tā iznomāšana pēc tirgus pieprasījuma, kā arī ikgadējās apkopes izmaksas. Veicot aprēķinu, iegūtie rezultāti parādīti 5.2. attēlā, kur šādā situācijā prognozējama izstrādātā jaudas stenda atmaksāšanās pēc ~2.25 gadu perioda.



5.2. att. Izstrādātā jaudas stenda pašreizējā vērtība salīdzinājumā ar nomātu jaudas stenda pakalpojumu

Izstrādātā jaudas stenda izmaksu salīdzināšanai ar tirgū pieejamu analogu sistēmu tika veikts cenu pieprasījumu Igaunijas kompānijā *Dynomax Industrial*. Pēc pieprasījuma veikšanas tika saņemts piedāvājums šasijas tipa jaudas stendam, kas paredzēts motocikliem un aprīkots ar bremzēšanas elementu – 8,500.00 Eur + PVN vērtībā. Ir svarīgi piebilst, ka piedāvātais analogs neiekļauj skābekļa sensora komplektu un motora dzesēšanas sistēmu, kas saskaņā ar sniegto informāciju izmaksā papildus 500.00 Eur, sastādot kopējo analoga cenu ~9,000.00 Eur + PVN, jeb 10,800.00 Eur vērtībā. Līdz ar to šī darba ietvaros izgatavotais jaudas stends ir par 33.9% lētāks, sniedzot ievērojamu ietaupījumu ar līdzvērtīgu funkcionalitāti un uzlabotu mobilitāti.

SECINĀJUMI UN PRIEKŠLIKUMI

Galvenie secinājumi

- 1. Iekšdedzes motoru efektivitātes uzlabošanas jautājumu aktualitāte balstās salīdzinoši lielajā iekšdedzes motoru īpatsvarā šobrīd un tuvākajās desmitgadēs. Katrs iegūtais motora efektivitātes procents ietaupa miljoniem litru degvielas visā pasaulē.
- Pasaules patentu datubāzē atrodamas vairākas iekšdedzes motora droseļvārstu konstrukcijas. No tām visoptimālāko plūsmas kanālu nodrošina droseļvārsts ar cilindrisku slēdzējelementu.
- 3. Izstrādātā un patentētā iekšdedzes motora droseļvārsta konstrukcija pilnībā atvērtā stāvoklī nodrošina nepārtrauktu plūsmas kanāla formu ar brīvu vidusdaļu, kas ir uzskatāma par priekšrocību, salīdzinot ar tauriņa tipa droseļvārstu. Daļēji atvērtā stāvoklī šī konstrukcija veido plūsmas kanālā centrētu un uz degvielas inžektoru mērķētu gaisa plūsmu, kas uzlabo degmaisījuma sagatavošanu.
- Iesniegts patenta pieteikums jaudas stenda ruļļa konstrukcijai ar unikālu inerces momenta multiplikatoru, kas nodrošina par 80% lielāku inerces momentu un kopējās konstrukcijas kompaktumu, salīdzinot ar analogām sistēmām.
- 5. Simulācijas rezultāti jaunizveidotā droseļvārsta konstrukcijai pilnībā atvērtā stāvoklī uzrāda gaisa masas caurplūdes uzlabojumu par vidēji 2.4% un spiediena viļņu amplitūdas pieaugumu par vismaz 1.0%. Daļēji atvērtā stāvoklī iegūts par 38.1% lielāks izsmidzināto degvielas pilienu vidējais ātrums, un iegūts darbības linearitātes uzlabojums par 0.3%.
- 6. Izgatavotais jaudas stends, testējot eksperimentos izmantoto motociklu, nodrošina izmērītā griezes momenta atkārtojamības līmeni robežās no ± 0.3% līdz ± 0.9% no vidējās vērtības dažādās motora rotācijas frekvencēs. Šāds rezultāts pārsniedz šī darba ietvaros izmantotās sistēmas Dynojet-200ix atkārtojamības līmeni (± 1.8...± 3.6%).
- Jaunizveidotā droselvārsta izgatavošanai 7. nelielā vienību skaitā nepieciešamas vienreizējās investīcijas 1,242.22 Eur apmērā, bet vienas vienības izgatavošanas izmaksas ir 826.04 Eur. Pieņemot ikgadējo 10,000...50,000 km nobraukumu robežās un degvielas patērina samazinājumu robežās 1...5%, pētījumā noteikts šī droseļvārsta izmantošanas atmaksāšanās periods līdz 11.1 gadam.
- 8. Izgatavotā jaudas stenda kopējās izgatavošanas izmaksas veido 7,137.12 Eur, kas ir par 33.9% mazāka summa nekā firmas *Dynomax Industrial* piedāvātā analoga cena. Šāda jaudas stenda izmantošana droseļvārstu darbības pētīšanai spēj atmaksāties pēc 2.3 gadu perioda, nodrošinot peļņu pēc tirgus pieprasījuma.

Galvenie priekšlikumi

- 1. Promocijas darba ietvaros izstrādāto droseļvārsta konstrukciju ieteicams izmantot stehiometriskās sadegšanas iekšdedzes motoru spēkratos vai agregātos, kas aprīkoti ar vienu droseļvārstu uz cilindru.
- 2. Aprīkojot iekšdedzes motoru ar promocijas darba ietvaros izstrādātās konstrukcijas droseļvārstu un papildinot to ar duālo degvielas iesmidzināšanas sistēmu, sagaidāms attīstītās jaudas pieaugums pie augstas motora rotācijas frekvences. Aprīkojot šādu motoru ar izplūdes sistēmu, kas izmanto izplešanās kameru, sagaidāma vienmērīgāka attīstītā griezes momenta raksturlīkne.
- Izstrādāto jaudas mērīšanas iekārtu ieteicams izmantot motociklu testēšanai, bet ar atsevišķu modifikāciju palīdzību tā izmantojama arī citu spēkratu vai agregātu testēšanai.
- 4. Izstrādātā droseļvārsta ekonomiskā izdevīguma uzlabošanai ieteicams izmantot izgatavošanas tehnoloģijas, kas paredzētas liela vienību skaita ražošanai.

GENERAL INFORMATION

The dissertation was carried out in Jelgava, Latvia, in the period from 2017 to 2023, in close collaboration with the Technical Faculty of Latvia University of Life Sciences and Technologies, using its premises, equipment and advice of academic staff.

Thesis supervisors

- Latvia University of Life Sciences and Technologies, Faculty of Engineering associate professor, lead engineer and senior researcher **Dr.sc.ing.** Vilnis Pīrs.
- Former Latvia University of Life Sciences and Technologies professor **Dr.sc.ing.** Imants Nulle.

Thesis reviewers

- Latvia University of Life Sciences and Technologies, Faculty of Engineering professor and senior researcher **Dr.sc.ing.** Vitālijs Osadčuks.
- Latvia University of Life Sciences and Technologies, Faculty of Engineering guest associate professor and Riga Technical University Faculty of Mechanical Engineering, Transport and Aeronautics assistant professor **Ph.D.** Māris Gailis.
- Estonian University of Life Sciences, Institute of Forestry and Engineering, Chair of Biosystems Engineering associate professor **Ph.D.** Risto Ilves.

Place, date and minutes of the review and acceptance of thesis (extended institute meeting).

Latvia University of Life Sciences and Technologies, Faculty of Engineering, J. Čakstes bulvāris 5, Jelgava, April 11th, 2023, Protocol No. 7.3.4.-4/2.

INTRODUCTION

Internal combustion engines have long been the main source of power in the transportation sector. Technological developments in this sector have led to a series of improvements for internal combustion engines. However, one important niche has remained in this development, namely the intake air throttle valve. Although simple in design, it is imperfect and can create additional flow resistance which reduces engine performance, particularly in the case of singlecylinder engines used in a variety of agricultural, domestic plant and industrial machinery. To improve the performance of internal combustion engines, technologies are being developed to reduce the coefficient of friction and increase combustion efficiency, thereby increasing the efficiency of the engine itself. Gas after-treatment systems are also being developed which chemically modify engine exhaust gases to neutralize pollutants to the levels required by current standards.

The thesis investigates single-cylinder internal combustion engines. Thanks to the LBTU grant "Strengthening of Scientific Capacity" it was possible to design and manufacture own-patented dyno bench. The development of the dyno bench is an important part of the thesis, which allows to realize the experimental studies of a new throttle valve. During the development of the thesis, several studies related to the gas exchange system of internal combustion engines, the fuel injection system, and the design of innovative dyno bench have been published. Literature on the limiting factors for the efficiency of gas exchange system has been investigated and an innovative concept for a new throttle valve design has been developed.

The object of the research work is a unique internal combustion engine throttle valve design, which aims to reduce or eliminate the main disadvantages of the industrial butterfly valve. These disadvantages are the formation of obstructions or pockets in the flow passage at fully open position, as well as a non-linear relationship between mass air flow rate and valve opening.

The aim of the thesis is to develop an improved throttle valve design and evaluate its influence on engine performance parameters, as well as to design and manufacture a specialized dyno bench for testing vehicles equipped with a throttle valve of this design. The following main tasks have been set:

- evaluate the advantages and disadvantages of butterfly valve analogues available in the world patent database;
- identify the influence of gas exchange system component design parameters on gas dynamic processes and mathematically derive the initial data for further experimental and modelling research;
- develop a unique digital throttle valve prototype, patent its design, and produce specialized dyno bench for testing vehicles equipped with this throttle valve design;

- determine the effect of changes in gas exchange system component design on engine performance by experimental and modelling studies;
- validate the newly developed dyno bench and experimentally determine its measurement repeatability level;
- evaluate the economic viability of the developed throttle valve prototype and dyno bench.

For the successful completion of the set tasks, a series of interrelated studies and experiments, consisting of feasibility studies, modelling studies, theoretical calculations, and various experiments, have been carried out within the framework of the thesis. The theoretical section develops the principles for calculation of the operating parameters of intake and exhaust systems, and then derives the data which is taken as a basis for further experimental and modelling studies. The practical section includes the development of innovative solutions, with a unique throttle valve design and a dyno bench for subsequent experimental testing. As part of their design, modelling studies have been carried out and insights gained from feasibility studies have been considered. The experimental section includes the validation of newly developed dyno bench, as well as model studies and experiments carried out on the digital throttle valve prototype developed in the practical section, based on the input data obtained in the theoretical section.

The novelty of the thesis can be seen in unique technical solutions implemented in the throttle valve and dyno bench designs for engineering problem-solving. This novelty is confirmed by a patent of the Republic of Latvia granted for the design of throttle valve for an internal combustion engine as well as the patent application for mechanical power measurement device. The scientific significance is to be found in research and experiments carried out within the thesis framework in connection with gas exchange systems for internal combustion engines. Their aim is to contribute to the understanding of physical and mechanical processes, which makes it possible to identify the limiting factors of current technology and to propose engineering solutions. According to the information presented in the following chapter, the economic relevance of this work is and will continue to be important due to the various technological factors that limit the transition of global energy supply infrastructure to renewable resources and the 100% abandonment of internal combustion technologies.

1. DEVELOPMENTS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE TECHNOLOGY AND THEIR IMPACT ON THE ENVIRONMENT

Technological advances have increased rapidly in the twentieth and twenty-first centuries because of the industrial revolutions, but the impact of human economic activity on the ecology and climate has become an increasingly topical issue. The transport sector has been identified as one of the biggest contributors to carbon dioxide emissions, and car manufacturers are constantly improving engine designs to ensure cleaner combustion and more efficient operation. Electric cars are becoming increasingly popular as an alternative to internal combustion engines, but future growth in electricity consumption must be considered.

Petrol internal combustion engines operate according to the Otto cycle (see Figure 1.1.), which distinguishes between four engine strokes – intake, compression, power, and exhaust.



Fig. 1.1. Otto cycle

inlet or outlet stroke at constant pressure; 2 - adiabatic compression stroke;
 combustion at constant volume; 4 - power stroke, isentropic expansion; 5 - exhaust stroke at constant volume.

Virtually all internal combustion engines in consumer passenger cars and motorcycles operate via a crank-rod mechanism. To make them more efficient, improve the developed power curve, reduce fuel consumption, and produce fewer emissions, these designs have undergone many improvements, but the design of the intake air throttle valve has not been changed as a result of these improvements.

The intake air throttle valve is part of the intake system of an internal combustion engine that regulates the flow of air or fuel into the combustion chamber. Butterfly valves (see Figure 1.2.) are more widely used today, the design drawback of which is the inability of the locking element to leave the flow channel in the fully open position. This causes flow separation and additional resistance.



Fig. 1.2. **Butterlfy throttle valve construction** 1 - flow channel; 2 - rotating disc valve; 3 - drive shaft; 4 - screw.

For internal combustion engines requiring the use of a throttle valve, there are two general throttle valve positions relative to the rest of the intake system. The most common position is found in engines with two or more cylinders, where the throttle valve is common between the cylinders at the inlet of intake manifold (see Figure 1.3. - A), while the less commonly used position is found in essentially single-cylinder or racing engines, where the throttle valve is in the intake passage between the cylinder head and the intake manifold (see Figure 1.3. - B).



Fig. 1.3. Possible locations of the intake air throttle valve

A - throttle valve common to all cylinders; B - separate throttle valve for each cylinder; 1 - throttle valves; 2 - inlet air manifold; 3 - inlet air flow to manifold; 4 - outlet air flow to cylinders.

The cyclic operation of an internal combustion engine causes pressure pulsations in the intake system, which lead to harmonic oscillations. These oscillatory waves are reflected depending on the cross-sectional area change factor and cause resonance in the intake system at a given rotational speed. Using this phenomenon, it is possible to design the intake system in such a way as to achieve an increase in the volumetric efficiency of the engine. A similar phenomenon can be observed in the exhaust system.

The worldwide patent database contains various inventions designed to reduce the effect of butterfly valve on flow resistance by eliminating its disadvantages, such as the occluding element being in the cross-section of the flow channel at full opening. For example, R&D racing USA's "Throttle body with offset axis drum valve", used on four-stroke single-cylinder racing

motorcycles, uses a cylindrical segment valve that is profiled to match the walls of flow passage when fully open, creating a smooth transition (see Figure 1.4.).



Fig. 1.4. Throttle body with offset axis drum valve

1 - body; 2 - direction of air flow; 3 - cylindrical valve; 4 - valve rotation axis; 5 - fuel injector; 6 - fuel spray; 7 - cross-sectional area constriction.

The advantages of this design include a concentrated air stream and improved mixing of air and fuel. However, a potential disadvantage is the formation of a pocket near the valve in a fully open position. A cylinder type throttle valve (see Figure 1.5.) may be an alternative because its profiled shape provides a smooth flow channel area even in a fully open position, but this may necessitate a change in shape due to the pronounced unevenness of operation.

The world patent database also contains several butterfly valve analogues that have been used relatively rarely or remain as undeveloped concepts. These include, for example, the slide type throttle valve (see Figure 1.6.), the rotary segment throttle valve (see Figure 1.7.), the throttle valve with two rotating cylindrical segments (see Figure 1.8.) and the iris type throttle valve (see Figure 1.9.).



Fig. 1.5. **Cylindrical throttle valve** A - fully open position; B - closed position; 1 - cylinder head; 2 - inlet valve; 3 - fuel





Fig. 1.6. **Slide throttle valve** 1 - body; 2 - cut-out; 3 - valve; 4 - cut-out in valve.

All these inventions seek to eliminate the main disadvantage of the butterfly valve, i.e., the flow obstruction in fully open position, but only the rotating cylinder and slide type throttle valve inventions manage to achieve continuity of the flow channel, where there are also no technological cut-outs or pockets. Some of these inventions, such as the throttle valve with two rotating cylindrical segments and the iris throttle valve, have the potential disadvantage of being subjected to forces due to pressure difference between one side of the occluder and the other. Practically all the inventions considered, including the butterfly throttle valve, are characterized by uneven operation because of the dependency between change in the cross-sectional area and valve opening.



Fig. 1.7. Rotating segment throttle valve

1 - flow - channel; 2 - valve; 3 - housing; 4 - rotary axis.



Fig. 1.8. Throttle body with two rotating cylindrical segment valves

A - in partially open position; B - in fully open position; 1 - body; 2 - valve retreat pocket; 3 - valve rotation axis; 4, 5 - valves.



Fig. 1.9. **Iris throttle valve** 1 - direction of rotation of the opening element; 2 - iris blades; 3 - pin of the opening mechanism.

2. CALCULATION OF THE OPERATING PARAMETERS OF INTAKE AND EXHAUST SYSTEMS

The following subsections of this Chapter describe the principles used to calculate the dynamic inlet and exhaust processes used to derive the input data for the flow simulations carried out as part of the modelling studies, as well as to process the data from the physical studies. For this purpose, the engine performance parameters are required and can be obtained using *Engine Analyzer Pro* (see Figure 2.1.).



Fig. 2.1. Logical sequence for calculating the operating parameters of intake and exhaust systems

Engine Analyzer Pro is widely used software for building a mathematical model of an internal combustion engine. It uses the so-called Finite Difference Model to solve the differential equations of a one-dimensional gas flow. The disadvantage of this program is the limited capability to describe different shaped inlet and outlet ducts for the study of pressure fluctuations, therefore the program works under the assumption that a homogeneously shaped flow duct with a known flow resistance is used. To be able to study the influence of the shape of the inlet and outlet channels on the dynamic pressure fluctuations in a gas distribution system, it is necessary to perform flow simulations based on data exported from *Engine Analyzer Pro*.

2.1. Defining an internal combustion engine in Engine Analyzer Pro

Figure 2.2 shows a block diagram of the *Engine Analyzer Pro* mathematical model, which requires detailed input of engine design parameters into the software. For clarity, the structural and functional parameters of the *Honda CRF450R* motorcycle engine were measured using the technical facilities provided by the Latvian University of Biosciences and Technology and the company *Dinex Latvia LLC*. The measurements performed provide full input of

the parameters necessary for the program, resulting in a mathematical model of the given engine.



Fig. 2.2. *Engine Analyzer Pro* mathematical model block diagram of an internal combustion engine

It is important to note that the version of *Engine Analyzer Pro* used does not support the calculation of engine performance at part throttle, but instead assumes that the engine is operating at maximum load (full throttle) at any rotational speed. In addition, the program makes some assumptions: it does not allow the definition of an incorrect fuel mixture ratio, instead it assumes that the fuel mixture ratio is homogeneous at any point in the engine operation.

2.2. Calculation of air velocity in the inlet duct

The characteristics of the components of the intake system, such as throttle valve diameter, manifold volume and intake duct diameter and length, as well as the relative positions of these components, influence the torque characteristic curve developed by the engine. This effect can be explained by the flow resistance and pressure fluctuations in the intake duct due to the cyclic operation of the engine. These fluctuations can be used to allow the intake valves to open much earlier by increasing the volume of intake air or fuel in the combustion chamber. Pressure fluctuations are a dynamic phenomenon, which requires consideration of the laws of gas thermodynamics as well as the geometry of the flow channel and its variations. Figure 2.3. shows the logical sequence of calculations performed in this chapter to obtain the flow simulation output, the air velocity in the inlet duct due to the piston motion.





The calculations carried out in this research work are based on the *Honda CRF450R* motorcycle available for experiments. According to the logical sequence of calculations shown in Figure 2.3., it is necessary to use flow simulations to study the harmonic oscillations of the intake system pressure. These are to be carried out in the *Solidworks Flow Simulation* environment, using the flow velocity in the inlet duct as a function of physical time as the boundary condition. For the determination of the inlet duct flow velocity, it is necessary to use both the system of equations and the data exported from *Engine Analyzer Pro*.

Using the system of equations describing the piston motion of a given engine, the piston induced motion in the cylinder head in the inlet passage is obtained as a function of the crankshaft position. Combining this data with the intake valve opening characteristic curve obtained from *Engine Analyzer Pro*, an approximation of the air velocity in the cylinder head intake passage is obtained (see Figure 2.4.). This data can be further used to investigate harmonic fluctuations in the pressure wave by flow simulation.



Fig. 2.4. Approximated theoretical flow velocity in the *Honda CRF450R* cylinder head intake duct

Two weaknesses can be identified in the system of equations described in this subsection. The calculation of the air flow rate is based on the basic principles of incompressible gas and the duration of the inlet valve opening is limited to 180 degrees of crankshaft rotation. Although air is in fact a compressible gas mixture and the inlet valve opening is in most cases greater than 180 degrees of crankshaft rotation, the purpose of the calculated flow rate boundary condition is to produce harmonic pressure fluctuations in the inlet duct which continue throughout the engine duty cycle, and therefore these shortcomings are not considered to be significant.

2.3. Principle for calculating the linearity of throttle valve operation

The intake air throttle of an internal combustion engine regulates the amount of air entering the combustion chamber to vary the torque developed. The relationship between throttle opening and engine torque shall be predictable and linear to facilitate control by the accelerator. Although throttle control systems exist, they are not widely used because of their predictable cost.

Figure 2.5. shows the logical sequence of the calculation principle developed in this subsection to assess the linearity of the throttle valve operation - the dependence of the air mass flow rate on the throttle valve opening.



Fig. 2.5. Logical sequence of the throttle valve linearity calculation principle

Figure 2.6. shows the change in the effective cross-sectional area projection for a commercially produced butterfly valve without considering the area occupied by the drive shaft or blade. In this illustration, two separated crescent-shaped areas can be clearly distinguished, which meet only at full opening, indicating a possible redistribution of the flow of gases.





In cases where mixing of the fuel mixture occurs immediately downstream of the throttle valve, the division of the air flow into several parts is an undesirable factor, as the part of the flow closer to the fuel injector contains a different fuel concentration than the part further away from the fuel injector.

Figure 2.7. shows the change in effective cross-sectional area for a butterfly type butterfly valve with a solid line. The dotted line shows the change in cross-sectional area for a fully linear valve. There is a significant deviation of

the effective change in cross-sectional area from the linear change, indicating that the butterfly valve may be operating unevenly.



Fig. 2.7. Change in effective cross-sectional area of the *Honda CRF450R* throttle valve

The change in effective cross-sectional area of a butterfly type butterfly valve differs from the change in air mass flow rate due to the flow coefficient, which describes the ratio of the difference between the actual and ideal mass flow rate. The effective mass flow rate depends on the cross-sectional area and geometry, while the ideal mass flow rate depends only on the cross-sectional area. To assess the linearity of the throttle valve, the total mass flow rate of the air as a function of the throttle valve opening must be investigated, as this determines the amount of fuel burned and the torque developed.

The linearity of the throttle valve operation can be defined as the dependence of the increase in air mass flow rate on the throttle valve opening, where ideally it is directly proportional. The calculations with the system of equations developed in this chapter give the throttle valve linearity expressed as a percentage. This method can be used to assess the linearity of operation by comparing different butterfly valve designs where data are available on their volumetric or mass flow rate versus butterfly valve opening. This data needs to be obtained experimentally by flow simulations or by testing of off-the-shelf butterfly valve designs using gas flow measurement equipment.

2.4. Fuel injection system and the processing principle of its experimental data

The fuel injection system is responsible for adding the correct amount of fuel to the engine's airflow to ensure a stoichiometric fuel mixture ratio. During the development of electronic fuel injection systems, it was discovered that the sprayed fuel can form a thin layer on the intake duct walls, preventing evaporation and causing deviations from the desired fuel mixture ratio. To prevent this, the flow rate in the duct can be increased to delay the formation of the layer and promote its evaporation. Similarly, by increasing the pressure in the fuel delivery system, the sprayed fuel can be broken down into smaller droplets which evaporate more quickly, thereby reducing the risk of fuel film formation and particulate emissions.

Stoichiometric combustion engines distinguish between several different fuel injection systems, characterized by the position of the fuel injectors in the intake system. For example, cylinder head channel injection, direct injection, dual injection, and throttle valve injection.

Figure 2.8. shows the logical sequence of experimental results developed in this subsection to evaluate the benefits of using a secondary injector on an engine equipped with intake channel injection. This requires experiments on a dyno bench with repeated measurements to exclude random errors and improve the accuracy of the measurements.



Fig. 2.8. Logical sequence of the principle for processing the results of fuel injection system experiments

The data to be obtained after the measurements is the torque developed versus engine speed. Based on the feasibility study, it is concluded that dyno benches are subject to environmental influences (electrical noise, vibrations, etc.) and that the data exported from the programs with which they are equipped are therefore noisy. Based on the observations made during the feasibility study, difficulties such as multiple torque data points corresponding to the same rotational speed, significantly different torque data points at the same or adjacent rotational speed data points (signal noise), and differences in rotational speed data points between measurements are to be expected after data export.

This chapter develops a system of equations to process the measurement data exported from the dyno bench software to allow further processing and comparison with other measurements, for example to assess the benefit of using a secondary injector on an engine equipped with a ducted injection system.

2.5. Calculation of the volumetric gas flow in exhaust duct

The exhaust system of an internal combustion engine is mainly responsible for removing combustion products and noise. Some exhaust systems also clean the exhaust gases to limit harmful emissions. A properly designed exhaust system can help to develop more power due to pressure wave fluctuations corresponding to the correct length of the intake and exhaust passages over a given range of engine rotational speeds, called 'tuning'. The disadvantage of this technique is the risk of adversely affecting the developed torque outside the "tuning" rotational speed range. Some experimental exhaust systems aim to reduce the amplitude of the exhaust system pressure wave oscillations within a certain rotational speed range to mitigate this effect.

Similarly, to the approach described in chapter 2.2., flow simulations can be used to study the harmonic oscillations of the exhaust system pressure, where physical time-dependent boundary conditions need to be imposed. However, unlike the calculations performed in chapter 2.2., in this case it is necessary to use the volumetric flow rate and temperature of the cylinder head exhaust duct as the boundary condition for the flow simulation. Figure 2.9. shows the logical sequence of calculations performed in this chapter to obtain the boundary condition data for the flow simulation. The calculations performed in this research work are based on a *Honda CRF450R* motorcycle available for experiments. The mathematical model of its engine in *Engine Analyzer Pro* was developed in chapter 2.1. From this mathematical model, the combustion chamber gas temperature and pressure are obtained as a function of the angular position of the crankshaft at different engine rotational speeds.

In this chapter, a system of equations is developed to determine the boundary conditions for the flow simulation to study the pressure harmonic oscillations in exhaust systems using data exported from *Engine Analyzer Pro* (see Figure 2.10.). The described flow simulation boundary condition calculations have the shortcoming that the calculated volumetric exhaust flow is an approximation. This is influenced using linear interpolation and the pressure drop transformation method. Similarly, to chapter 2.2., the objective of the boundary conditions of the calculated flow simulations is to produce harmonic pressure fluctuations in the exhaust duct that continue throughout the engine duty cycle, therefore this shortcoming is not considered to be significant.



Fig. 2.9. Logical sequence for calculating the volumetric flow rate of the exhaust duct



Fig. 2.10. Estimated *Honda CRF450R* exhaust volume flow and temperature in the cylinder head exhaust duct

3. DEVELOPMENT OF INNOVATIVE SOLUTIONS

After identifying the shortcomings of the internal combustion engine throttle valves described in Chapter 1., the development of an innovative throttle valve design is under way. The aim is to overcome the main disadvantages of the most common type of throttle valve by improving the efficiency of the gas exchange system of the internal combustion engine. Experimental studies based on a digital model are necessary to assess the achievement of the objective of the design. To be able to test the advanced throttle valve after its construction, a mechanical power measurement device, a dyno bench, is required which provides sufficient repeatability of measurements to record the changes in engine performance caused by the throttle valve modification.

3.1. Development of a unique throttle valve design

According to the information described in chapter 1., the throttle valve has a higher potential for design changes when it is located downstream of the cylinder head intake passage (see Fig. 1.3. - B), which is most common in single-cylinder engines equipped with motorcycles, ATVs, various garden, agricultural and construction machinery, etc. The motorcycle available for the study is a *Honda CRF450R* equipped with a single-cylinder engine and a butterfly valve integrating an electronic fuel injection system with a single fuel injector.

The development of an improved throttle valve design for this motorcycle first requires detailed measurements. This is provided by the *Faro Quantum FaroArm* machine from *Dinex Latvia LLC*, using the gauge-wound method.

When designing a unique throttle valve design, factors such as an identical attachment method, cable drive with equivalent throttle arm travel, and the use of the same or equivalent electronic devices must be considered. The choice of the locking mechanism is based on the creation of a homogeneous flow channel at full throttle and the concentration of the incoming air in the cross-section of the channel at part throttle. The completed digital prototype of the new butterfly valve is shown in Figure 3.1.



Fig. 3.1. Finished design of a unique throttle body

1 - large body; 2 - small body; 3 - cap; 4, 5 - valve bearing service caps; 6 - flow channel; 7 - valves; 8 - MAP sensor; 9 - idle air adjustment screw; 10 - condenser bolting point; 11 - fuel injector; 12 - fuel injector connection bracket; 13 - MAP sensor tube.

Based on the design developed in this chapter, patent No 15411 (A) of the Republic of Latvia has been obtained (see Fig. 3.2.). It has the advantage of a homogeneous shape of the flow channel in the fully open position, reducing the flow resistance. This ensures a higher air mass flow rate and smooth pressure wave dynamics, as well as a flow centered in the duct at partial opening.



Fig. 3.2. **Patent drawing for an innovative throttle valve design** 1 - housing; 2 - flow channel; 3, 4 - valves; 6 - flow channel centre line; 7, 8 - inner gear sectors, 9 - outer gear pair, - drive shaft.

3.2. Design and development of the dyno bench

To experimentally assess the effect of the developed throttle valve type on the engine performance, measurements with a dyno bench are necessary. Such stands are available in Latvia, but the response time of the system to dynamic changes is limited due to the heavy rotor design. Taking this into account, a chassis type dyno bench (see Fig. 3.3.) has been designed and manufactured with the assistance of the Latvian University of Biosciences and Technology to provide a shorter system response time to dynamic changes in measured torque. To be able to assess the performance of the design in relative terms, the performance of the dyno bench must be comparable to an analogue system on which experiments have already been carried out and measurement results obtained. Such experiments have been carried out using a *Dynojet-200ix* chassis type dyno bench on a *Honda CRF450R* motorcycle (see chapter 4.5.), therefore the dyno bench design developed in this section is adapted for motorcycle testing.



Fig. 3.3. Overview of the chassis-type motorcycle dyno stand developed as part of the thesis

Patent application No LV15597A of the Republic of Latvia has been filed for the unique reel design of the developed dyno bench (see Fig. 3.4.). The main advantage of this design is the 83% lower weight compared to analogue systems. This results in a shorter system response time to dynamic changes in measured torque and allows for a compact and efficient frame design. This design also has the advantage of being able to measure the drag torque generated by the flywheels and their attached load cell from a stationary shaft. This, in turn, simplifies the design of the force measurement element and improves the accuracy of the system. This chapter describes the construction of the dyno bench, the materials chosen, the technology and the processes involved. It also describes the process of fabrication of the actuator, selection of the control system, calibration, and input of parameters into the control computer program, resulting in a dyno bench that can be used for experimental testing of the developed throttle valve.



Fig. 3.4. Patent application drawing for the design of a mechanical power measurement device

1 - roller housing; 2, 3 - carrier bearings; 4 - differential gear housing; 5, 6 - satellites;
7, 9 - shaft gears; 8 - shaft to be loaded by mechanical resistance; 10 - shaft to be connected to load measuring system.

Although the dyno bench developed in this chapter was originally designed based on the parameters of the *Honda CRF450R*, it is suitable for testing any other motorcycle without the need for special modifications. With some modifications, other vehicles or units of similar power can also be tested.

4. EXPERIMENTAL AND MODELLING RESEARCH

The experimental research carried out as part of this thesis consists of several parts. Each part of the research addresses a specific question related to the overall aim of the thesis. The structure of the experimental studies is shown in Figure 4.1. As can be seen, the experimental studies can be conditionally divided into two parts, i.e., model studies or simulations and physical experiments. As the throttle valve to be designed is at the design and development stage, not all experiments can be carried out in practice. In addition, to establish the optimum design, it is useful to carry out modelling studies at the outset, which can reveal various details that cannot be identified and anticipated in the design of the component or sub-assembly in question.



Fig. 4.1. Structure of experimental studies

To carry out a full design analysis of the experimental butterfly valve adapted for use on the *Honda CRF450R* motorcycle, studies including a comparison with the original butterfly valve are required. The differences

observed need to be explained and their potential impact on engine performance assessed.

4.1. Evaluation of the throttle valve performance over its full opening range

As mentioned in Chapter 1., the main disadvantage of the butterfly valve, the most widely used in the transport industry, is that the valve is in the flow channel at full bore, which creates additional air or fuel flow resistance, reducing the maximum volumetric efficiency of the engine. A theoretical comparison of the patented butterfly valve design with a butterfly type butterfly valve is made by testing the design developed in Chapter 3.1. with flow simulations. For this purpose, the *SolidWorks Flow Simulation* environment is used, considering a full *Honda CRF450R* intake system, assuming a constant pressure drop and extracting a throttle valve opening increment of 10%. The model and its corresponding flow simulation configurations used in the experiment are listed in Table 4.1.

Throttle	Butterfly valve				Experimental valve			
opening %	Valve	Pressure		Valve		Pressure		
opening, /o	angle, $^\circ$	d	rop, kl	Pa	angle, ° drop, k		rop, kl	Pa
10	76.5				86.4			
20	68.0				76.8			
30	59.5				67.2			
40	51.0		5.0	100	57.6	1.0	5.0	10.0
50	42.5	1.0			48.0			
60	34.0	1.0	5.0	10.0	38.4	1.0	5.0	10.0
70	25.5				28.8			
80	17.0				19.2			
90	8.5				9.6			
100	0				0			

Table 4.1. Configurations used in the full range flow simulation

The flow simulation results for all *Honda CRF450R* intake configurations are shown in Table 4.2. and illustrated in Figure 4.2. They are expressed as air mass flow through the throttle valve cross-section as a function of the percentage valve opening at three different pressure drops. The experimental butterfly valve design exhibits a higher air mass flow rate over the whole range of valve opening, including the maximum opening.

To assess the linearity of the throttle valve operation using these data, calculations shall be performed according to the method described in Chapter 2.3. At a pressure drop of 1 kPa, there shall be no change in the linearity of operation between the experimental butterfly valve and the original butterfly

valve. At a pressure drop of 5 kPa, the experimental butterfly valve shows a 0.5% increase in linearity compared to the original butterfly valve, while at a pressure drop of 10 kPa this difference is reduced by 0.3%.



Fig. 4.2. Results of full range flow simulations – air mass flow through throttling valve cross section and linearity of valve operation

 Table 4.2. Results of full range flow simulations – air mass flow through throttling valve cross section and linearity of valve operation

Critorio	Bu	tterfly v	alve	Experimental valve			
Criteria	1 kPa	5 kPa	10 kPa	1 kPa	5 kPa	10 kPa	
Maximum mass flow rate, kg h ⁻¹	190.5	418.2	578.8	193.7	431.5	592.0	
Linearity of operation, %	92.5	92.6	92.7	92.5	93.1	93.0	

Figure 4.3. shows the result of the flow simulations - air velocity in the intake system of a *Honda CRF450R* fitted with the original butterfly valve compared to the experimental butterfly valve (side view). From this figure it can be observed that the butterfly type throttle valve divides the air flow into an upper and a lower stream, whereas the experimental type throttle valve concentrates it into a single stream.

The results obtained confirm the advantages of the design, showing a 2.4% higher maximum air mass flow and a 0.3% smoother operation.


Fig. 4.3. Flow velocity in the intake system of *Honda CRF450R* at 10 kPa pressure drop and 50% valve opening

A - butterfly throttle valve; B - experimental throttle valve.

4.2. Evaluation of fuel injection over the full range of throttle valve opening

While maximum air mass flow and linearity of operation are important parameters for throttle valve efficiency, since the Honda CR450R is equipped with an electronic fuel injection system integrated in the throttle body, changes in fuel injection parameters are equally important. Based on the calculated results of the flow simulation, it is possible to assess them by particle injection analysis. The quality of fuel injection is an important factor in the efficiency of an internal combustion engine as it directly influences the efficiency ratio of the engine. For the sprayed fuel droplets to be able to burn fully, they must first be vaporized.

The simulation of the injection of petrol particles with the respective mass flow rate, particle diameter and velocity from the twelve injection points embedded in the injector is performed in *SolidWorks Flow Simulation* based on the flow simulation results obtained in the previous section. From these, a statistical analysis is obtained which summarizes the information on the length of the particle trajectory and the time spent at each point. This allows the trajectory lengths of all twelve spray points to be summed and divided by the sum of the time spent on all twelve trajectories, resulting in the average velocity of the sprayed fuel droplets. The time taken by the sprayed fuel droplets to travel from the spray point to the combustion chamber is an effective measure of the time taken by the droplets to evaporate, while their velocity is an effective measure of the propensity of the droplets to evaporate.

Figure 4.4. shows the results of fuel droplet injection at a pressure drop of 5 kPa. The results show that, regardless of the pressure drop, as the throttle valve opening increases, the average velocity of the sprayed fuel droplets also increases.



Fig. 4.4. Fuel injection simulation results at 1 kPa pressure drop

In addition, in the case of the experimental throttle valve, fuel droplets move at a higher (+38.1%) average velocity at orifices smaller than 50...60%. This can be explained by the design characteristic of the flow channel constriction of the experimental throttle valve, which, at small valve openings, causes the air stream flowing through the constriction to be deflected towards the fuel nozzle.

Since it is the low engine loads or small throttle openings that account for the largest percentage of engine operating time, improving fuel vaporization quality in this throttle opening range has the potential to improve combustion quality. This in turn has the potential to reduce fuel consumption and harmful emissions, however, to accurately determine the reduction in fuel consumption and harmful emissions of such a throttle valve design, physical driving cycle experiments using a physical throttle valve prototype are required.

4.3. Evaluation of idle parameters

The freewheeling arc of the throttle valve design developed in Chapter 3.1. (see Figure 4.5.) inevitably has a drawback. With overlapping valves, it is not possible to ensure complete airtightness between the separated flow channel sides of the valves with the existing dimensional constraints.



Fig. 4.5. **New throttle valve idle air circuit** 1 – idle air flow; 2 - air inlet; 3 - flow duct; 4 - special bore; 5, 6 - valves.

At small apertures, a series of narrow channels are formed in the structure, connecting the right and left sides of the flow channel, forming a small air mass flow (hereafter "leakage") in the fully closed position. This disadvantage is potentially exacerbated by the choice of manufacturing technology where lower precision components produce higher leakage. To reduce the risk of this leakage resulting in an air mass flow to the engine at full throttle being too high for the engine idling speed (1,900...2,200 min 1), leakage-reducing components are added to the body design.

The aim of this study is to investigate whether leakage results in the *Honda CRF450R* engine achieving its rated idle speed and to study the variation of fuel spray quality at idle. As part of this, the pressure drop generated by the *Honda CRF450R* engine at idle was measured and further used as a boundary condition for flow simulation in the *SolidWorks Flow Simulation* environment. The electronic model of the intake system of the given motorcycle equipped with the innovative butterfly valve design described in Chapter 3.1. was used for the experiment, using the intake system of the given motorcycle equipped with the

original butterfly valve as a comparison. The innovative throttle valve design incorporates spacing between the moving parts, which is consistent with the choice of materials for the prototype and the manufacturing technology described. From the flow simulation results, the air mass flow rate has been measured for the original intake system as well as for the intake system equipped with the experimental throttle valve, and measurements have been taken at two different idle screw positions, 1.3 and 1.7 turns in the opening direction from the fully closed position. The results of this experiment are shown in Table 4.3.

Position of idle air adjustment screw	Butterfly valve, kg h ⁻¹	Experimental valve, kg h ⁻¹
1.3 turns	1.076	1.925
1.7 turns	1.925	2.650

Table 4.3. Idle air mass flow rate

From the data shown in Table 4.3., it is concluded that the experimental butterfly valve design requires an additional 0.4 turns of the idle air control screw in the closing direction to achieve an air mass flow equivalent to the original butterfly throttle valve in the fully closed position.

Also in this study, as in the experiment described in Chapter 4.2., fuel particle spraying was performed in the fully closed throttle position, where the only air flow through the throttle valve is through the idle air inlet rim in the case of the original throttle valve, and additionally through leakage points between moving parts in the case of the experimental throttle valve. The results of this experiment are shown in Figure 4.6.. From these it can be concluded that the velocity of the fuel droplets in their trajectories at idle is 16.91% higher for the experimental or innovative butterfly valve than for the original butterfly valve, indicating that the quality of the air-fuel mixture formation is potentially better.



Fig. 4.6. Velocity of fuel spray particles in their trajectories at idle speed

4.4. Harmonic pressure fluctuations in the intake duct

As the experimental throttle valve prototype is to be adapted for use on the *Honda CRF450R*, several constraints must be respected during the design process. As described in Chapter 3.1., the process has been successful in integrating all the necessary components within the space constraints but has resulted in the need to change the shape of the flow channel from conical to cylindrical. According to the information presented in Chapter 1., the change in the shape of the flow channel introduces additional vacuum and pressure wave reflection points, which in turn may alter the engine rotational speed at which resonance with vacuum and pressure harmonic oscillations in the intake system occurs. In addition, the introduction of constrictions in the flow channel risks reducing the maximum air mass flow rate, thereby reducing the maximum power developed by the engine.

To assess the effect of changing the shape of the flow channel on the harmonic vacuum and pressure fluctuations, a study has been carried out to compare the frequency and amplitude of harmonic pressure and vacuum fluctuations and the maximum air mass flow rate for different inlet channel shapes. Static and dynamic flow simulations have been performed in *SolidWorks Flow Simulation* environment, using as the object of study the intake system of a *Honda CRF450R* motorcycle, which has been freed from the throttle valve to improve visibility, leaving the flow channel unobstructed. Using the data obtained in Chapter 2.1., air mass flow values were obtained by static flow simulation and harmonic fluctuations of pressure and vacuum in the intake duct

after pulse generation were obtained by dynamic flow simulation. The inlet system designs used in the study are shown in Figure 4.7.





From the results obtained, it is concluded that a flow channel of this shape obtains 1.0% more pressure wave amplitude as a trade-off with a loss of 1.0% of the maximum air volume flow rate. However, from the results of Chapter 4.1., a similar experiment with full butterfly designs and the developed butterfly valve shows that the maximum flow rate is increased by 1.6...3.2% despite the different shape of the flow channel, thus indicating a more efficient performance of the experimental butterfly valve in terms of both pressure and vacuum wave dynamics and maximum air mass flow rate.

Figure 4.8. shows the results of harmonic pressure fluctuations in the inlet duct of a *Honda CRF450R* motorcycle using the butterfly valve and the experimental butterfly valve. The variant V1.1 shown in this figure is based on the variant V1 described above and supplemented with a butterfly valve in the fully open position, while the variant V3.3 is based on the variant V3 using different rounding radii r1 and r2. The flow channel equipped with such a butterfly valve has a 1.9% reduction in the amplitude of pressure oscillations compared to an equal flow channel without a butterfly valve (variant V1). This observation confirms the statement made in Chapter 1. that obstructions in the flow channel can alter the pressure wave oscillations.



Fig. 4.8. Results of a pressure harmonic oscillation study – comparison of pressure oscillations between a butterfly type and the developed valve

4.5. Evaluation of single and dual injection solutions

The subject of this experiment is the electronic fuel injection system of a *Honda CRF450R* motorcycle, supplemented with a secondary fuel injector located upstream of the throttle valve at a distance of 76 mm from the primary fuel injector (see Figure 4.9.). According to the information presented in Chapter 2.4., the use of a secondary injector in the intake systems of stoichiometric combustion internal combustion engines allows the development of more power at high engine speeds due to the cooling of the intake system walls and the increase in evaporation time for fuel droplets.

The aim of the study is to evaluate the changes on the engine developed torque characteristic curve resulting from the use of a secondary fuel injector. The experiments were carried out in Riga in December 2018 using the *Dynojet-200ix* chassis dyno bench. The original *Honda CRF450R* is equipped with a single fuel injector, so the power measurements in this configuration are taken as a reference, while the addition of a secondary injector is separated into three distinct modes (see Table 4.4.). For each of the fuel injection modes, three replicate measurements are taken, from which the average developed torque is calculated. The data processing after export from the SportDyno 4 dyno bench software follows the method described in Chapter 2.4. and the results in the form of average torque and power are summarized in Table 4.5..



Fig. 4.9. *Honda CRF450R* intake system fitted with secondary injector 1 - cylinder head intake duct; 2 - intake valve; 3 - throttle valve; 4 – intake channel; 5 - primary fuel injector; 6 - secondary fuel injector.

Table 4.4. Fuel distribution between injectors used in the experiment

Configuration	Injected fuel bias			
Configuration	Primary injector	Secondary injector		
Reference	100%	0%		
Mode 1	65%	35%		
Mode 2	50%	50%		
Mode 3	35%	65%		

Table 4.5. Average power and torque results over different engine speed
ranges

Int.	4,5006,	1,5006,000 min ⁻¹		6,1008,000 min ⁻¹		,000 min ⁻¹
	Average	Average	Average	Average	Average	Average
Config.	torque,	nower hr	torque,	power,	torque,	power,
	N m	power, np	N m	kW	N m	kW
Dof	39.78	21.76	49.55	30.85	45.62	42.47
Kel.	± 0.29	± 0.16	± 0.38	± 0.28	± 0.15	± 0.13
Mada 1	39.73	21.72	49.72	36.26	45.85	42.68
Mode 1	± 0.34	± 0.18	± 0.46	± 0.45	± 0.16	± 0.23
Mada 2	39.68	21.70	49.33	21.95	45.75	42.58
Mode 2	± 0.29	± 0.16	± 0.36	± 0.26	± 0.13	± 0.12
Mada 2	39.31	21.49	49.16	35.86	45.64	42.49
mode 5	± 0.20	± 0.11	± 0.24	± 0.17	± 0.11	± 0.10

In summary, the results show that the use of a secondary fuel injector in the intake system of this motorcycle does not provide a significant benefit, and that the results obtained on the chassis mounted *DynoJet-200ix* dyno bench have a relatively low reliability, showing an error of 0.11...0.46 N m in the measured torque between repetitions of measurements. This exceeds the 0.02...0.45 N m

differences observed between fuel spray modes. To increase the reliability of these results, the experiment should be repeated on the engine dyno bench, increasing the number of measurement repetitions, and ensuring tighter control of the parameters to reduce their influence on the measurement results.

4.6. Harmonic pressure fluctuations in the exhaust system

According to the information presented in Chapter 2.5., harmonic oscillations of the pressure waves over a certain range of engine rotational speeds allow an increase in the volumetric efficiency of the engine. However, when the engine is outside this rotational speed range, the effect of these harmonic oscillations on the volumetric efficiency can be negative. An effective technique to reduce the undesirable effects of pressure wave fluctuations in the exhaust system is the use of an expansion chamber. It works by dissipating the kinetic energy of the gases and reflecting acoustic waves caused by changes in the cross-sectional area of the flow channel. This technology is used not only to reduce the negative effects of exhaust "tuning", but also to silence the exhaust system.

The subject of this experimental study is the exhaust system of a *Honda CRF450R* motorcycle equipped with an expansion chamber, and the aim is to investigate the effect of the parameters of this chamber on the amplitude of the pressure waves in the exhaust system. To achieve the objective, a digital model of the exhaust system of the motorcycle used in the experiments (see Fig. 4.10.) is created, based on which dynamic flow simulations are performed in *SolidWorks Flow Simulation* environment.



Fig. 4.10. *Honda CRF450R* exhaust system with expansion chamber 1 - system inlet; 2 - system outlet.

It is based on the boundary conditions derived in Chapter 2.5., which describe the gas flow velocity and temperature in the exhaust duct of a *Honda CRF450R* cylinder head at different engine rotational speeds. The expansion chamber variables chosen for the experiment are its length (Fig. 4.10. - 1), the diameter of the connection (Fig. 4.10. - p) and the distance from the cylinder

head exhaust duct or simulation inlet (Fig. 4.10. - a). The overall design dimensions are listed in Table 4.6..

Design	D, mm	d, mm	L, mm	l, mm	p, mm	a, mm	b, mm
K1 (no chamber)	Ø42	—	1,000	-	-	-	-
K2 (reference)	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø15	100	40
K3	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø15	300	40
K4	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø5	500	40
K5	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø20	100	40
K6	Ø42	Ø60	1,000	200	Ø25	100	40
K7	Ø42	Ø60	1,000	300	Ø15	100	40
K8	Ø42	Ø60	1,000	400	Ø5	100	40

 Table 4.6. Honda CRF450R exhaust system parameters used in the pressure fluctuation simulation

After the simulations are completed, pressure measurements are taken at the inlet of the system, the cylinder head outlet. The simulation results in the form of peak pressure amplitudes are shown in Table 4.7. and Figure 4.11. shows the reduction in peak pressure oscillation amplitude compared to an exhaust system without an expansion chamber (design K1).

 Table 4.7. Simulation results of pressure fluctuations – maximum amplitude

Engine speed, min ⁻¹	3,000	5,000	9,000
K1 (no chamber), kPa	102.0	147.61	184.64
K2 (reference), kPa	79.72	109.41	135.16
K3 (<i>a</i> = 300 mm), kPa	79.44	108.15	130.94
K4 ($a = 500$ mm), kPa	84.22	111.17	161.02
K5 ($p = \emptyset 20$ mm), kPa	78.86	94.37	100.94
K6 ($p = \emptyset 25$ mm), kPa	79.2	88.24	85.43
K7 ($l = 300 \text{ mm}$), kPa	76.94	106.21	133.89
K8 ($l = 400 \text{ mm}$), kPa	74.64	104.78	135.23

Looking at the results, an exhaust system equipped with this type of expansion chamber has a reduced amplitude of pressure waves and an increased wavelength or reduced frequency. Moving the expansion chamber further away from the cylinder head exhaust duct results in a reduction of its effect at all engine rotational speeds, while increasing the diameter of the connection results in an increase of its effect. Significantly increasing the volume of the expansion chamber results in a less pronounced difference in pressure wave fluctuations compared to its position or the diameter of the connection.



Fig. 4.11. Reduction of the pressure amplitude in the exhaust duct of *Honda CRF450R* cylinder head compared to a system without expansion chamber

It is concluded that the use of an expansion chamber in this type of exhaust system reduces the amplitude and frequency of pressure wave oscillations, potentially reducing the negative effect of exhaust system "tuning" and improving the silencing characteristics of the exhaust system.

4.7. Frequency analysis of harmonic oscillations in the throttle body

One of the main factors affecting the ability of a throttle valve to operate fully on a *Honda CRF450R* is its free oscillation frequencies. This is an important consideration because if the vibration frequencies imposed on the throttle body coincide with its free oscillation frequency or its harmonics, then resonance of the throttle body may occur, causing the body or certain regions of the body to oscillate uncontrollably, leading to structural damage.

In this study, the total frequency range of the vibration induced by the *Honda CRF450R* motorcycle engine is calculated within ~33...357 Hz and the free oscillation frequencies of the throttle body are analyzed in *SolidWorks Simulation - Frequency* environment. The aim is to determine whether the free vibration frequencies or harmonics of the designed throttle body fall within the frequency range of the vibrations induced by the motor. The program calculates the fundamental free vibration frequency in at least one vibration mode by assigning a material of known density and elastic coefficient to the model. The mode of oscillation in this expression denotes certain regions of the model and their directions of oscillation, where the calculated free oscillation frequencies are the product of the geometric stiffness of the model and the properties of the assigned material.

Table 4.8. shows the results of the simulation of harmonic oscillation frequencies in the five lowest frequencies of the free oscillation modes.

Resonance	Large body, Hz	Small body, Hz	Cap, Hz
Mode 1	2,016	5,220	1,730
Mode 2	2,947	6,279	2,338
Mode 3	4,413	7,745	3,479
Mode 4	4,784	7,972	4,231
Mode 5	7,068	9,532	5,167

Table 4.8. Free oscillation frequencies of throttle body components

The lowest free oscillation frequency is observed for the cap in mode 1 - 1,730 Hz, which is 4.85 times higher than the maximum oscillation frequency of 357 Hz due to the motor vibration. This means that the vibrations induced by the motor are not able to induce resonance in the components of the innovative butterfly valve body. Figure 4.12. illustrates the three free vibration modes of the body, where the color scale represents the maximum deviation of the model geometry from rest.



Fig. 4.12. Free oscillation frequency simulation results – large hull oscillation modes

A-mode 1; B-Mode 2; C-Mode 3; D-Mode 4; E-Mode 5.

4.8. Validation of the developed dyno bench

To make the experimental throttle valve testing objective, the power measurement stand developed in Section 3.2 must provide a certain level of repeatability. For this purpose, experiments on the developed dyno bench were carried out in August 2021 using a *Honda CRF450R* motorcycle.

During the experiments, a series of three replicate measurements under controlled conditions was carried out. Figure 4.13. shows the torque data recorded during the measurements of the power cell as a function of engine rotational speed. The curves represent the torque data obtained from the software-filtered signals, while the points represent the data obtained from the unfiltered signals recorded in the data collector.



Fig. 4.13. Torque measurement results for the dyno bench validation process

Table 4.9. shows the percentage deviation of each measurement repeat from the mean value over a specified range of engine speeds. These data show a correlation with the noisiness of the force sensor signal. The highest signal noise is observed in the rotational speed range 4,100...5,000 min 1, which corresponds to the speed range with the highest deviation $(1.15\% \pm 0.22\%)$ in Table 4.9.. Based on this observation, it can be concluded that the noise level of the force

sensor signal has a direct influence on the repeatability of the measurement results.

Engine speed interval, min ⁻¹	Run 1, %	Run 2, %	Run 3, %	Average, %
4,1006,000	1.25	0.90	1.29	1.15 ± 0.22
6,1008,000	0.35	0.31	0.19	0.28 ± 0.08
8,10010,000	0.65	0.49	0.70	0.61 ± 0.11
4,10010,000	0.74	0.56	0.72	0.67 ± 0.10

 Table 4.9. Deviation of measured torques from the mean value during dyno bench validation

Table 4.10. shows a comparison of the results of the dyno bench validation with the system used in the December 2019 study. From this it can be concluded that the chassis-type dyno bench developed as part of the work provides a level of repeatability for torque measurements that exceeds that of the *DynoJet-200ix* system.

Table 4.10. Validation results comparison between the developed dyno bench and DynoJet-200ix system

Engine speed interval, min ⁻¹	DynoJet-2	<i>00ix</i> error	Developed eri	dyno bench ror
4,1006,000	± 1.21 N m	$\pm 3.58\%$	± 0.22 N m	$\pm 0.66\%$
6,1008,000	± 1.39 N m	± 3.24%	± 0.38 N m	$\pm 0.90\%$
8,10010,000	± 0.70 N m	$\pm 1.78\%$	± 0.11 N m	$\pm 0.29\%$
4,10010,000	± 1.10 N m	$\pm 1.38\%$	± 0.24 N m	$\pm 0.62\%$

For the experimental throttle valve to be tested objectively on the developed power measurement bench, the change in the developed torque characteristic curve of the motor must be greater than the standard error of the measurement repetitions, in this case > 0.29...0.90%. To improve repeatability, the force sensor of the developed dyno bench can be equipped with an electronic noise filter and the moment of inertia of the reel housing can be increased. In this case, a reduction in the standard error of the measurement repetitions is expected, which would allow to resolve more subtle differences in the torque characteristic curve developed by the motor.

5. ECONOMIC EVALUATION

This research work has developed a digital prototype throttle valve with a unique, patented design adapted for use on the *Honda CRF450R* motorcycle. The technology to produce this throttle valve has been developed and the materials and required finished components have been identified. To allow extensive testing of this type of throttle valve under different conditions, a unique chassis-type dyno bench has been designed and manufactured as part of this work, which is intended for motorcycles but can also be used with certain modifications on other vehicles and units of similar power. In the following subsections of this work, the economic characteristics of the developed devices, such as present value and payback period, are calculated.

5.1. Calculation of the payback period of the experimental throttle valve

The cost of manufacturing the experimental butterfly valve developed in Chapter 3.1. consists of two components: the unit price and the one-off investment. The lump-sum investment represents the resources required to develop the manufacturing technology, while the unit price is a value independent of the amount of these resources. The lump sum investment to produce the new butterfly valve is, according to the information collected, EUR 1,242.22, while the unit cost to produce one butterfly valve is EUR 826.04. It should be stressed that the method chosen to produce the bodies and cap (numerically controlled milling and turning) is applicable to the production of small numbers of units, as it involves a relatively large amount of material being removed, making the machining process inefficient for high-volume production. To adapt the product to the production of many units, it is necessary to produce the parts in question by casting technology. This significantly increases the amount required for the one-off investment but reduces the unit production cost.

To obtain an economic comparison between the new butterfly valve and the widely used butterfly valve, it is necessary to use a method that evaluates both products from a cash flow point of view. An effective tool for this purpose is the present value method (see Equation (5.1.)). It determines the present value of a project or product after a certain period of time and considers the appreciation of certain inputs by setting a fixed discount rate.

$$NPV = \frac{C}{i} \cdot \left(1 - \frac{1}{(1+i)^n}\right) - IN,$$
(5.1.)

where *NPV* – net present value, Eur;

- C cash flow, Eur per year;
- i discount, %;
- n number of periods, years;
- *IN* initial investment, Eur.

To determine the payback period of the experimental butterfly valve using the present value method, it is necessary to determine the point at which the cash flow between the butterfly valve and the experimental butterfly valve converges. This requires several assumptions to be made, as listed in Table 5.1.. A discount value of 5% represents the expected increase in the fuel price over one period.

 Table 5.1. Assumptions used to calculate the payback period of the developed throttle valve

Assumption	Value
Increase in manufacturing cost for experimental throttle body, %	20
Reduction in fuel consumption for experimental throttle body, %	15
Annual trip, km	10,00050,000
Fuel price, Eur	1.65
Butterfly valve fuel consumption, l per 100 km	10
Discount, %	5

The calculations described in this chapter give the payback period of a new throttle valve in terms of percentage reduction in fuel consumption and annual mileage (see Table 5.2. and Figure 5.1.).

Table 5.2. Payback period of the developed throttle valve in years depending on the reduction in fuel consumption and annual mileage

Annual trin Irm	Reduction in fuel consumption					
Annual trip, kin	1%	2%	3%	4%	5%	
10,000	11.07	4.80	3.07	2.26	1.79	
20,000	4.80	2.26	1.48	1.10	0.87	
30,000	3.07	1.48	0.97	0.73	0.58	
40,000	2.26	1.10	0.73	0.54	0.43	
50,000	1.79	0.87	0.58	0.43	0.35	



Fig. 5.1. Payback period of the developed throttle valve in years depending on the reduction in fuel consumption and annual mileage

The reduction in fuel consumption of the new throttle valve is in this case an unknown quantity, as it can only be determined experimentally through a series of controlled driving tests, so for this calculation it is assumed to be in the range of 1...5%.

5.2. Net present value calculation of the developed dyno bench

The developed dyno bench is designed for the evaluation of vehicles equipped with a throttle valve of the design developed in the thesis. It was manufactured with the support of the Latvian University of Biosciences and Technologies project Z25 – "Scientific Capacity Building 2018". The technological facilities provided by the Faculty of Technology were also used in the process. Materials and components freely available on the market, as well as their production methods, were used. The power measurement stand can be divided into five main parts: frame, reel, braking system, force sensor and control system. The information gathered gives the following costs to produce the individual parts of the dyno bench:

- manufacture of the frame EUR 832.22;
- manufacture of the roll EUR 1,402.57;
- manufacture of the braking system EUR 598.42;
- manufacture of the force sensor EUR 129.00;
- purchasing of the control system EUR 4,228.81.

The total cost of the dyno bench developed in Chapter 3.2. is $7,137.12 \in$. It is important to note that this costing does not include items with a value that is difficult to determine, for example:

- design costs that have been financed personally;
- costs of materials, components and systems procured by personal effort;
- savings from processes carried out with the inventory of the Latvia University of Life Sciences and Technologies;
- costs of assembly and calibration of systems carried out by personal resources.

Equation (5.1.) can be used to calculate the present value of the developed dyno bench over a certain period of time, which also considers a certain increase in the cost of resources. In this case, it can be compared with the alternative of renting a dyno bench, distinguishing between the following situations:

- a dyno bench service for the throttle valve research is rented at market price;
- the developed dyno bench is initially used for throttle valve research and subsequently rented by market demand.

In the case where the dyno bench is rented for throttle valve studies, the costs of the hourly rental service and the time required to perform the study have to be considered. In the case of dyno bench development, these costs are not considered as rental services are not required. Instead, the developed dyno bench can be rented out on market demand, generating a profit. The cost in this case consists of annual maintenance such as oil and bearing changes. The assumptions used to calculate the present value of the developed dyno bench are listed in Table 5.3.

Table 5.3. Assumptions used to calculate the present value of the developed
dyno bench

Assumption	Value
Rental service fee, Eur h ⁻¹	100.00
Average duration of rental session, h	3
Number of rental sessions per year	12
Time required for experimental throttle body research, h	10
Annual maintenance costs, Eur	200.00
Discount, %	5

In the case of another dyno bench rental, the cash flow C1 (see Equation (5.1.)) is zero since the rental service is performed only in the context of throttle valve studies. The cost of this study is therefore considered as the initial investment IN1 (EUR 1,000.00), which is obtained by multiplying the number of hours needed for the study by the rental fee. With the developed dyno

bench, the cash flow C2 is represented by the rental of the dyno bench according to market demand as well as the annual maintenance costs. The results of the calculation are shown in Figure 5.2., where in this situation the payback of the developed dyno bench is expected after ~2.25 years.



Fig. 5.2. Net present value of the developed dyno bench compared to a leased dyno bench service

To compare the cost of the developed dyno bench with an analogue system available on the market, a price inquiry was carried out with the Estonian company *Dynomax Industrial*. Following the request, a quotation was received for a chassis type dyno bench for motorcycles equipped with a braking element at a value of \in 8,500.00 + VAT. It is important to note that the offered analogue does not include the oxygen sensor kit and the engine cooling system, which according to the information provided cost an additional 500.00 Euros, making the total price of the analogue ~EUR 9,000.00 + VAT, or EUR 10,800.00. The dyno bench produced as part of this work is therefore 33.9% cheaper, providing significant savings with equivalent functionality and improved mobility.

CONCLUSIONS AND SUGGESTIONS

Main conclusions

- 1. The urgency of improving the efficiency of internal combustion engines is based on the relatively high share of internal combustion engines today and in the coming decades. Every percentage of engine efficiency gained saves millions of liters of fuel worldwide.
- 2. The World Patent Database lists several internal combustion engine throttle valve designs. Of these, the throttle valve with a cylindrical locking element provides the most optimal flow channel.
- 3. The design of the internal combustion engine throttle valve developed and patented provides a continuous flow channel shape with a free center when fully open, which is an advantage compared to a butterfly type throttle valve. In the partially open position, this design produces a centered airflow in the flow channel and directed towards the fuel injector, which improves fuel mixture preparation.
- 4. A patent application has been filed for a dyno bench reel design with a unique moment of inertia multiplier, which provides an 80% increase in moment of inertia and overall design compactness compared to analogue systems.
- 5. Simulation results for the newly developed throttle valve design in the fully open position show an improvement in air mass flow rate of 2.4% on average and an increase in pressure wave amplitude of at least 1.0%. In the partially open position, a 38.1% increase in the average velocity of the fuel droplets sprayed and a 0.3% improvement in the linearity of operation are obtained.
- 6. The dyno bench as manufactured, when testing the motorcycle used in the experiments, provides a level of repeatability of the measured torque within ± 0.3% to ± 0.9% of the mean value at different engine rotational speeds. This result exceeds the level of repeatability of the *Dynojet-200ix* system used in this work (± 1.8...± 3.6%).
- 7. The newly developed butterfly valve requires a one-off investment of 1,242.22 Eur to produce a small number of units, while the cost per unit is 826.04 Eur. Assuming an annual mileage of 10,000...50,000 km and a fuel consumption reduction of 1...5%, the study estimates a payback period of up to 11.1 years for this butterfly valve.
- 8. The total cost of the manufactured dyno bench is € 7,137.12, which is 33.9% less than the equivalent price offered by *Dynomax Industrial*. The use of such a dyno bench for throttle valve performance studies can pay for itself after a period of 2.3 years by providing a profit at market demand.

Main suggestions

- 1. The throttle valve design developed in the thesis is recommended for use in stoichiometric combustion internal combustion engine vehicles or units equipped with one throttle valve per cylinder.
- 2. When an internal combustion engine is equipped with a throttle valve of the design developed within the framework of the thesis and supplemented with a dual fuel injection system, an increase in developed power at high engine rotational speed is expected. When equipped with an exhaust system using an expansion chamber, a smoother developed torque curve is expected.
- 3. The developed power measurement apparatus is recommended for motorcycle testing, but with some modifications it can also be used for testing other vehicles or units.
- 4. To improve the economic viability of the developed throttle valve, it is recommended to use manufacturing technologies designed to produce large numbers of units.