

Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitāte
Latvia University of Life Sciences and Technologies

Inženierzinātņu un informācijas tehnoloģiju fakultāte
Faculty of Engineering and Information Technologies



Mg.sc.ing. Kristaps Sondors

**HIDROGENĒTAS AUGU EĻLAS IZMANTOŠANA
DĪZEĻMOTOROS**

***HYDROTREATED VEGETABLE OIL APPLICATION IN
DIESEL 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 / GENERAL INFORMATION

Pētījumi veikti laika posmā no 2013. gada līdz 2023. gada 31. augustam Latvijas Biozinātņu un tehnoloģiju universitātes (LBTU) Tehniskās fakultātes (TF) Spēkratu institūta Alternatīvo degvielu zinātniskajā laboratorijā un TF Datorprojektēšanas laboratorijā.

Zinātniskais vadītājs: Dr.sc.ing. **Ilmārs Dukulis**, LBTU profesors.

Oficiālie recenzenti

- Dr.sc.ing. **Vitālijs Osadčuks**, LBTU profesors;
- Ph.D. **Risto Ilves**, Igaunijas Dzīvības zinātņu universitātes asociētais profesors;
- Dr. **Stasys Slavinskas**, Vitauta Dižā universitātes profesors.

Promocijas darba aizstāvēšana notiks LBTU Vides inženierijas un enerģētikas nozares promocijas padomes atklātajā sēdē 2024. gada 3. janvārī plkst. 11:00 Inženierzinātņu un informācijas tehnoloģiju fakultātē, J. Čakstes bulvārī 5, Jelgavā, 212. auditorijā.

Ar promocijas darbu un kopsavilkumu var iepazīties LBTU Fundamentālajā bibliotēkā, Jelgavā, Lielā ielā 2 un tiešsaistē <https://lbtufb.lbtu.lv>.

Atsauksmes sūtīt promocijas padomes sekretāram, asociētajam profesoram, Dr.sc.ing. **Ruslanam Šmiginam**, LBTU Inženierzinātņu un informācijas tehnoloģiju fakultātē, J. Čakstes bulv. 5, Jelgava, LV-3001, e-pasts: ruslans.smigins@lbtu.lv.

The research was carried out in the period from 2013 to 2023 at the Alternative Fuel Research Laboratory and the Laboratory of Computer Aided Design of the Faculty of Engineering (TF), Institute of Motor Vehicles, Latvia University of Life Sciences and Technologies (LBTU).

Scientific supervisor: Dr.sc.ing. **Ilmārs Dukulis**, professor, LBTU.

Official reviewers

- Dr.sc.ing. **Vitālijs Osadčuks**, professor, LBTU;
- Ph.D. **Risto Ilves**, assoc. profesor, Estonian University of Life Sciences;
- Dr. **Stasys Slavinskas**, professor, Vytautas Magnus University.

The doctoral thesis will be defended at the open meeting of the Environmental Engineering and Energetics Promotion Council on 3rd January, 2024 at 11:00. Venue: 5 J. Čakstes blvd., Jelgava, Faculty of Engineering and Information Technologies, room 212.

The thesis and the summary are available at the Fundamental Library of LBTU, 2 Lielā street, Jelgava and online <https://lbtufb.lbtu.lv>.

Feedback should be sent to the secretary of Promotion Council, associate professor, Dr.sc.ing. **Ruslans Šmigins**. Address – Faculty of Engineering and Information Technologies, LBTU, 5 J. Čakstes blvd., Jelgava, LV-3001, e-mail: ruslans.smigins@lbtu.lv.

Publikācijas vispārātzītos recenzējamos izdevumos / Generally recognized reviewed scientific publications

1. **Sondors K.**, Birkavs A., Dukulis I., Pirs V., Jesko Z. (2014) Investigation in tractor *Claas Ares 557ATX* operating parameters using hydrotreated vegetable oil fuel. In: *13th International Scientific Conference “Engineering for Rural Development”: Proceedings, Volume 13*, May 29 – 30, 2014. Jelgava: LLU, p. 63 – 68. ISSN 1691-5976. (Scopus, Web of Science (WoS) etc., http://tf.llu.lv/conference/proceedings2014/Papers/10_Sondors_K.pdf)
2. **Sondors K.**, Dukulis I. (2014) Theoretical Evaluation of Hydrotreated Vegetable Oil Application in Diesel Engines. In: *Proceedings of the 20th International Scientific Conference “Research for Rural Development”, Volume 1*, ISSN 1691-4031. May 21 – 23, 2014. Jelgava: LLU, p. 205 – 211. ISSN 1691-4031. (Scopus, WoS etc., http://llufb.llu.lv/conference/Research-for-Rural-Development/2014/LatviaResearchRuralDevel20th_volume1-205-211.pdf)
3. **Sondors K.**, Birkavs A., Pirs V., Birzietis G., Dukulis I. (2019) Comparison of vehicle performance using fossil diesel fuel blends with biodiesel and HVO fuel. In: *18th International scientific conference “Engineering for rural development”: Proceedings, Volume 18*, May 22 – 24, 2019. Jelgava: LLU. ISSN 1691-5976. p. 964 – 970. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N052 (Scopus, WoS etc., <http://tf.llu.lv/conference/proceedings2019/Papers/N052.pdf>)
4. **Sondors K.**, Dukulis I., Pirs V., Birkavs A., Birzietis G., Gailis M. (2021) Comparison of car performance using HVO fuel and diesel fuel. In: *20th International scientific conference “Engineering for rural development”: Proceedings, Volume 20*, May 26 – 28, 2021. Jelgava: LLU. p. 1548 – 1557. ISSN 1691-5976. DOI: 10.22616/ERDev.2021.20.TF331 (Scopus, WoS etc., <http://www.tf.llu.lv/conference/proceedings2021/Papers/TF331.pdf>)
5. Smigins R., **Sondors K.**, Pirs V., Dukulis I., Birzietis G. (2023). Studies of engine performance and emissions at full-load mode using HVO, diesel fuel, and HVO5. *Energies*, 16(2), article number 4785. DOI: 10.3390/en16124785 (Scopus, WoS, Computing & Technology (Clarivate Analytics), etc., <https://www.mdpi.com/1996-1073/16/12/4785>).

Pārējās publikācijas / Other publications

1. **Sondors K.**, Dukulis I. (2012) Microalgae oil as biodiesel source. In: *7th International scientific conference “Students on their way to science” (undergraduate, graduate, post-graduate students): collection of abstracts*, May 25, 2012. Jelgava: LLU, Faculty of Social Sciences, Faculty of Engineering, Forest Faculty. p. 43 (AGRIS, CAB Abstracts, http://llufb.llu.lv/conference/Students_their_Way_Science/7th_Conf_Students_their_Way_Science_2012.pdf)
2. **Sondors K.**, Dukulis I. (2013) Microalgae cultivation in raceway pond. In: *8th International scientific conference “Students on their way to science” (undergraduate, graduate, post-graduate students): collection of abstracts*,

May 24, 2013. Jelgava: LLU, Faculty of Social Sciences, Faculty of Engineering, Forest Faculty. p. 49 (CAB Abstracts, [http://llufb.llu.lv/conference/Students their Way Science/Latvia 8th Conf Students their Way Science 2013.pdf](http://llufb.llu.lv/conference/Students_their_Way_Science/Latvia_8th_Conf_Students_their_Way_Science_2013.pdf)).

Uzstāšanās starptautiskās zinātniskās konferencēs ar ziņojumiem / Reports at the international scientific conferences

1. Microalgae oil as biodiesel source. *7th International scientific conference “Students on their way to science”* (undergraduate, graduate, post-graduate students). Jelgava: LLU, May 25, 2012.
2. Microalgae cultivation in raceway pond. *8th International scientific conference “Students on their way to science”* (undergraduate, graduate, post-graduate students). Jelgava: LLU, May 24, 2013.
3. Investigation in tractor *Claas Ares 557ATX* operating parameters using hydrotreated vegetable oil fuel. *13th International Scientific Conference “Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LLU, May 29 – 30, 2014.
4. Theoretical Evaluation of Hydrotreated Vegetable Oil Application in Diesel Engines. *20th International Scientific Conference “Research for Rural Development”*. Jelgava: LLU, May 21 – 23, 2014.
5. Comparison of vehicle performance using fossil diesel fuel blends with biodiesel and HVO fuel. *18th International Scientific Conference “Engineering for Rural Development”*. Jelgava: LLU, May 22 – 24, 2019.
6. Comparison of car performance using HVO fuel and diesel fuel. *20th International scientific conference “Engineering for rural development”*. Jelgava: LLU, May 26 – 28, 2021.

Citas uzstāšanās / Other reports

1. Sondors K. Hidrogenētas augu eļļas izmantošana dīzeļmotoros: ziņojums par promocijas darbu LLMZA organizētajā lauka izmēģinājumu un laboratoriju skatē (*Hydrotreated vegetable oil application in diesel engines: report on the PhD thesis at the field trials and laboratory show organised by the LLMZA*), 4. augusts, 2023.

Dalība ar promocijas darbu saistītos projektos / Participation in the dissertation-related projects

1. 2013 – Automobiļa ekspluatācijas rādītāju salīdzinājums, to darbinot ar *NExBTL* un standarta dīzeļdegvielu. Līguma Nr. L198. Pasūtītājs: SIA *Neste Latvija* (*Comparison of vehicle performance when running on NExBTL and standard diesel*. Customer: *Neste Latvija Ltd.*)
2. 2013 – Biodīzeļdegvielas un *NExBTL* degvielas piejaukuma ietekmes pētījumi uz automobiļa ekspluatācijas parametriem. Līguma Nr. L205. Pasūtītājs: SIA *Neste Latvija* (*Investigation of the effect of biodiesel and NExBTL fuel blends on vehicle performance*. Customer: *Neste Latvija Ltd.*).

SATURS / TABLE OF CONTENTS

Ievads	7
1. HVO degvielas pētījumu apskata un analīzes kopsavilkums.....	10
2. Materiāli un metodes	20
2.1. Eksperimentālajos pētījumos izmantotās iekārtas un materiāli	21
2.2. Eksperimentālo pētījumu programmu metodikas	26
2.3. Teorētiskā modeļa apraksts.....	33
3. Rezultāti un diskusija.....	39
3.1. Pētījumu programma PP-2 – vieglā automobiļa testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD un HVO	39
3.2. Pētījumu programma PP-3 – vieglā automobiļa testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD, HVO7 un BioDD7	44
3.3. Pētījumu programma PP-4 – traktora testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD un HVO	51
3.4. Pētījumu programma PP-5 – motora testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD, HVO un HVO5.....	55
3.5. Pētījumu programma PP-1 – teorētiskie pētījumi un to rezultāti	60
4. Hidrogenētas augu eļļas izmantošanas ekoloģiskais un ekonomiskais novērtējums	64
4.1. SEG emisiju kalkulatoru izmantošana	66
4.2. LR MK noteikumos noteiktās SEG emisiju metodikas izmantošana	68
4.3. SEG emisiju aprēķins, balstoties uz eksperimentos iegūtajiem datiem	70
4.4. HVO degvielas izmantošanas ekonomiskais novērtējums.....	73
Secinājumi un priekšlikumi.....	75
Introduction	78
1. Summary of the review and analysis of HVO fuel research	81
2. Materials and methods	91
2.1. Equipment and materials used in the experimental studies	92
2.2. Methodologies of the experimental study programmes	97
2.3. Description of the theoretical model.....	104
3. Results and discussion	110
3.1. Research programme PP-2 – results of testing a passenger car running on FDD and HVO	110

3.2.	Research programme PP-3 – results of testing a passenger car running on FDD, HVO7 and BioDD7	115
3.3.	Research programme PP-4 – results of testing a tractor running on FDD and HVO.....	122
3.4.	Research programme PP-5 – engine test results with FDD, HVO and HVO5.....	126
3.5.	Research programme PP-1 – theoretical studies and results	131
4.	Ecological and economic assessment of the use of hydrotreated vegetable oil	135
4.1.	Use of GHG emission calculators	137
4.2.	Use of GHG emission methodologies as defined by the Cabinet of Ministers.....	139
4.3.	Calculation of GHG emissions based on experimental data	141
4.4.	Economic assessment of the use of HVO fuel	144
	Conclusions and proposals	146
	Kopsavilkuma informācijas avotu bibliogrāfiskais saraksts / <i>Bibliographical list of sources of information used in the summary</i>	149

IEVADS

Viens no galvenajiem 21. gadsimta izaicinājumiem ir tādu tehnoloģiju un enerģijas avotu izstrāde, kas spētu apmierināt pieaugošo energoresursu pieprasījumu. Pašreizējās transporta tehnoloģijas galvenokārt balstās uz fosilajiem enerģijas avotiem, kas ir ne tikai ierobežotā daudzumā un arvien grūtāk iegūstami, bet ir arī vieni no galvenajiem vides piesārņojuma avotiem. Ar fosilajām degvielām darbināmu spēkratu ietekme uz vidi ir kļuvusi par vienu no lielākajām vides un klimata pārmaiņu problēmām mūsu laikmetā.

Tā kā transports rada 25% no ES SEG emisijām, viena no astoņām “Eiropas Zaļā kurga” politikas jomām ir ilgtspējīga un vieda mobilitāte. Tas nozīmē, ka visiem transporta veidiem būs jākļūst ilgtspējīgākiem, tādējādi veicinot SEG emisiju samazināšanu. Tā kā mobilitāte izraisa ne tikai SEG emisijas, bet arī gaisa, trokšņa un ūdens piesārņojumu, transporta nozare ir saistīta arī ar citām zaļā kursa politikas jomām – tīru enerģētiku, piesārņojuma samazināšanu, rīcību klimata jomā, bet attiecībā uz biodegvielām aktuālas ir arī ilgtspējīgas ražošanas, bioloģiskās daudzveidības un ilgtspējīgas pārtikas sistēmas faktori. Zaļais kurss aicina par 90% samazināt transporta radītās SEG emisijas un tādējādi līdz 2050. gadam ES kļūt par klimatneutrālu ekonomiku, vienlaikus cenšoties sasniegt nulles piesārņojuma mērķi (European Commission, 2019).

Lai sasniegtu nospraustos mērķrādītajus, EK 2021. gada 14. jūlijā iesniedza EP un Padomei priekšlikumu Regulai par alternatīvo degvielu infrastruktūras ieviešanu (European Commission, 2021). Šī priekšlikuma mērķis ir nodrošināt pietiekamu infrastruktūras tīklu autotransporta līdzekļu uzlādei vai uzpildei ar alternatīvām degvielām un nodrošināt infrastruktūras pilnīgu sadarbspēju un lietošanas ērtumu ES. Priekšlikums nosaka paplašināt jaunākās paaudzes biodegvielu un sintētisko degvielu ražošanu no dažādām izejvielām, lai aizstātu dīzeļdegvielu, benzīnu un reaktīvo motoru degvielu vai tās piejauktu fosilajām degvielām ļoti augstā piemaisījuma attiecībā.

Tā kā vismazākais atjaunojamās enerģijas īpatsvars 2015. gadā bija transporta sektorā – tikai 6%, līdz 2030. gadam tam dažādos veidos, piemēram, turpinot attīstīt un ieviest elektriskos un ar ūdeņradi darbināmus spēkratus, modernas biodegvielas un citas atjaunojamās un mazoglekļa degvielas, jāpieaug līdz aptuveni 24%.

Vairums no šīm degvielām ir izstrādes un izpētes stadījās, tāpēc degvielas uzpildes stacijās tās tīra veidā vai maisījumos ar fosilo degvielu pieejamas ļoti ierobežotā daudzumā ne tikai Latvijā, bet arī ES un pasaule.

Latvijai kā ES dalībvalstij ir ne tikai saistoši visi minētie likumi un regulas, bet arī pašai jānodrošina savas valsts dokumentu bāze, kas sekmētu mērķrādītāju sasniegšanu. Augstākais valsts attīstības plānošanas dokuments ir “Latvijas ilgtspējīgas attīstības stratēģija līdz 2030. gadam” (LR Saeima, 2010), kur izvirzīti valsts ilgtermiņa attīstības mērķi un prioritātes. Transporta jomā šajā dokumentā kā prioritārie noteikti divi virzieni – atjaunojamo energijas resursu (AER) izmantošana un inovācijas, energoefektivitāte un videi draudzīgs

transports. "Nacionālais enerģētikas un klimata plāns 2021. – 2030. gadam" (LR Ministru kabinets, 2020) ir ilgtermiņa plānošanas dokuments, kas nosaka Latvijas valsts enerģētikas un klimata politikas pamatprincipus, mērķus un rīcības virzienus turpmākajiem desmit gadiem. Kā viena no mūsu valsts problēmām dokumentā minēts vecs autoparks, kurā dominē ar dīzeldegvielu un benzīnu darbināmi spēkrati. Tā kā EP un Padomes 2018. gada 11. decembra direktīvā 2018/2001 (European Parliament, 2018) noteikts, ka ES savā atjaunojamās enerģijas transportā mērķī neieskaitīs no pārtikas un dzīvnieku barības kultūraugiem iegūtas biodegvielas, tad mūsu valsts enerģētikas un klimata plānā akcentēts, ka jaunākās paaudzes biodegvielu īpatsvars enerģijas bruto galapatēriņā transportā 2030. gadā jāpalielina līdz 3.5%.

Kā rāda pasaule veiktie pētījumi, tad hidrogenētā augu eļļa (HVO) ir viena no perspektīvākajām modernajām degvielām izmantošanai vairumā ar dīzelmotoriem darbināmos spēkratos. HVO var ražot no ļoti dažādām izejvielām, piemēram, augu eļļas, dzīvnieku taukiem, atkritumekļas un alģēm.

Pašlaik SIA *Neste Latvija* degvielas uzpildes stacijās pieejama degviela *ProDiesel* ar HVO piejaukumu 7% – 15% atkarībā no gada un sezonas, kā arī *Neste MY*, kas ir 100% HVO, t.i., degviela no atjaunojamajiem resursiem. Diemžēl to var iegādāties tikai degvielas uzpildes stacijās (DUS) Rīgā. HVO piejaukumu degvielai *miles PLUS* piedāvā arī SIA *Circle K*. Diemžēl ne visos Vidzemes un Latgales novados ir pieejama degviela ar HVO biokomponenti. Tā kā šo degvielu uzglabāšana un uzpilde tiek realizēta esošajā fosilo degvielu infrastruktūrā, nav nepieciešama to papildus izbūve, un degvielas izplatītāji ir gatavi to piegādāt, ja būs pieprasījums, kuru savukārt var veicināt veiktie pētījumi.

Tāpēc, neskatoties uz to, ka degviela jau ir pieejama patēriņjiem, tās izpēte aktualitāti nezaudēs. Kā rāda pētījumu pieredze citās valstīs, tiek strādāts arī pie jaunām izejvielām šo degvielu ražošanai, kā arī HVO izmantošanas maisijumos ar citām degvielām un dažādu tipu motoros.

Pētījumu objekti – dažāda pielietojuma ar dīzelmotoriem darbināmi spēkrati.

Pētījumu hipotēze – izmantojot hidrogenētu augu eļļu vai tās maisijumus ar fosilo dīzeldegvielu, iespējams iegūt labākus vai līdzvērtīgus tehniskos, ekonomiskos un ekoloģiskos rādītājus, salīdzinot ar fosilo degvielu vai pirmās paaudzes biodegvielu.

Pētījumu mērķis – teorētiski un eksperimentāli novērtēt hidrogenētās augu eļļas izmantošanas iespējas dīzelmotoros, tādējādi radot iespēju veicināt atjaunojamo energoresursu plašāku izmantošanu Latvijā un pasaulei.

Pētījumu uzdevumi:

- izanalizēt līdz šim veiktos pētījumus hidrogenētas augu eļļas ražošanā, izmantošanā un ietekmē uz motoru un spēkratu ekspluatācijas parametriem;
- izstrādāt ar hidrogenētu augu eļļu darbināmu spēkratu izmēģinājumu metodiku;

- eksperimentāli izpētīt un novērtēt hidrogenētas augu eļļas izmantošanas iespējas un motoru ekspluatācijas parametrus dažāda tipa spēkratos;
- veikt matemātisko modelēšanu ar dīzeļmotoriem darbināmu spēkratu ekspluatācijas parametru noteikšanai, izmantojot dažādas degvielas un to maisījumus, kā arī novērtēt modeļa efektivitāti;
- novērtēt hidrogenētas augu eļļas izmantošanas ekonomisko un ekoloģisko lietderīgumu.

Promocijas darbā izmantotas analīzes, sintēzes, modelēšanas, eksperimentēšanas, statistiskās, ekonomiskās un ekoloģiskās novērtēšanas **pētījumu metodes**.

Aizstāvēšanai izvirzītās tezes:

- hidrogenēta augu eļļa ir perspektīva jaunākās paaudzes degviela izmantošanai tīrā veidā vai maisījumos, lai aizstātu fosilo dīzeļdegvielu un tās maisījumus ar pirmās paaudzes biodegvielu, nodrošinot labākus vai līdzvērtīgus tehniskos rādītājus;
- hidrogenētās augu eļļas plašāks pielietojums dos ieguldījumu SEG emisiju samazināšanā un atjaunojamo resursu izmantošanas mērķrādītāju sasniegšanā;
- matemātiskais modelis ir izmantojams HVO ietekmes noteikšanai uz galvenajiem spēkratu ekspluatācijas parametriem ar precizitāti, kas ļauj pieņemt tehniski un ekonomiski pamatotus lēmumus par degvielas izmantošanu spēkratos.

Promocijas darba mērķa sasniegšanai veikta savstarpēji saistītu teorētisko un eksperimentālo pētījumu sērija, aptverot plaša pielietojuma spēkratus – vieglu automobili, traktoru un motoru, kas izmantojams bezceļu tehnika. Šāda kompleksa pētījuma veikšana, kad, ja to ļauj testējamo objektu specifika, izmantotas vienas un tās pašas ierīces, piemēram, degvielas patēriņa un atgāzu mērīšanai, lai pētījumu rezultātus kopumā neiespaidotu dažādu ierīču izmantošana, ir būtiskākā atšķirība no citiem pētījumiem. Arī pētāmā degviela ir inovatīvs produkts, kuras plašākos pētījumos ieinteresēti tās ražotāji, kas nodrošināja eksperimentālos paraugus testēšanai. Nemot vērā, ka tajā laikā Biodegvielu likuma definījumi biodegvielai un biodīzeļdegvielai nedeva iespēju fosilajai dīzeļdegvielai piejauktu HVO daudzumu ieskaitīt kā biodegvielu, sadarbības līgumu ietvaros veiktie pētījumi palīdzēja šo problēmu risināt. Tā kā pētītā degviela ietilpst jaunāko paaudžu biodegvielu grupā, un līdz 2026. gadam pakāpeniski tiks samazināta pirmās paaudzes biodegvielu ieskaitīšana biodegvielu īpatsvarā energijas bruto galapatēriņā transportā, pētījumi veicinās cilvēku veselībai un apkārtējai videi drošu transporta energijas apriti, atjaunojamās energijas izmantošanu transportā, sekmējot ilgtspējīgu tautsaimniecības attīstību un SEG emisiju un gaisa piesārņojošo vielu emisiju samazināšanu.

1. HVO DEGVIELAS PĒTĪJUMU APSKATA UN ANALĪZES KOPSAVILKUMS

Lai gan striktu noteikumu, kas noteiktu biodegvielu paaudžu skaitu vai konkrētā degvielas veida piederību kādai no paaudzēm, pagaidām nav, dažādu autoru darbos dominē klasifikācijas, kas biodegvielas iedala paaudzēs, pamatojoties un to agregātstāvokli, izejvielām, ražošanas veidu un tehnoloģiju gatavību masveida ražošanai. Tāpat jaunākajās publikācijās ir vienprātība par paaudžu skaitu, t.i., četrām paaudzēm (Awogbemi et al., 2021; Datta et al., 2019; Jeswani et al., 2020; Mat Aron et al., 2020).

Moderno biodegvielu ražošanas tehnoloģijas joprojām atrodas pētniecības un izstrādes, demonstrējumu vai agrīnās tirdzniecības stadijās (Ebadian et al., 2020). Šo degvielu piemēri ir HVO, lignocelulozes bioetanol, biosintētiskā BTL (*Biomass-to-Liquid*) degviela, ko iegūst no salmiem, bioloģiskajiem atkritumiem, koksnes atliekām un enerģētiskajām kultūrām (pilnstiebru graudaugiem, ātraudzīgām koku un krūmu sugām u.c.), biodīzeļdegviela no alģēm un bioūdenradis.

Katra biodegvielas veida ražošanas tehnoloģiju faktiski nosaka izejvielas, tāpēc šis faktors ir noteicošais biodegvielu iedalījumā četrās paaudzēs.

Galvenās izejvielas pirmās paaudzes biodegvielu ražošanai ir ēdamās (pārtikas) kultūras, piemēram, kukurūza, kvieši un citi graudaugi, rapšu sēklas, sojas pupas, palmu eļļa, cukurniedres, cukurbietes u.tml. Lai gan šīs degvielas sniedz būtiskus vides un sociālos ieguvumus, galvenais trūkums ir t.s. pārtikas un degvielas kompromiss (Ajanovic, 2011; Sadeghinezhad et al., 2014; Subramaniam et al., 2020; Thompson, Meyer, 2013). Arī augstās izejvielu izmaksas ir būtiskas, jo aprēķināts, ka tās veido vairāk nekā 70% no ražošanas izmaksām (Callegari et al., 2020).

Otrās paaudzes biodegvielas var ražot no neēdamām izejvielām, piemēram, koksnes, salmiem, organiskajiem atkritumiem, pārstrādātām cepamajām eļļām, lauksaimniecības atliekām, meža atliekām, sadzīves atkritumiem u.tml. (Ndiaye et al., 2020; Nikhom et al., 2020). Šīs paaudzes degvielu ražošana neietekmē pārtikas ķēdi, un izejvielu izmaksas ir salīdzinoši zemas, taču ražošanas tehnoloģijas joprojām ir sarežģītas un vēl nav komercializētas.

Trešās paaudzes biodegvielu galvenā izejviela ir alģes. Arī šajā gadījumā netiek ietekmēta pārtikas ķēde, un to audzēšanai nav nepieciešama lauksaimnieciski izmantojamā zeme vai saldūdens (Chowdhury, Loganathan, 2019; Nwoba et al., 2020). Citas šīs paaudzes degvielu izejvielas ir raugs, sēnītes, jūras zāles un zilaļges. Pēdējos gados pasaule tiek piesaistītas investīcijas, īpaši alģu audzēšanas un pārveidošanas tehnoloģijās (Ebadian et al., 2020; Liu et al., 2021; Oh et al., 2018; Veeramuthu, Ngamcharussrivichai, 2020).

Ceturtais paaudzes biodegvielas paredzēts ražot no ģenētiski vai metaboliski modifīcētiem augiem, t.sk. alģēm (Chew et al., 2019). Ražošanas tehnoloģiju attīstīšana krasi samazinās ražošanas pašizmaksu, padarot degvielas ekonomiski

konkurētspējīgas. Kā dažus šīs degvielas piemērus var minēt hidrogenēto atjaunojamo dīzeldegvielu, biobenzīnu, zaļo aviācijas degvielu, augu eļļu un biodīzeldegvielu (Awogbemi et al., 2021).

Hidrogenētā augu eļļa atkarībā no izmantojamajām izejvielām var būt gan otrās, gan trešās, gan pat ceturtās paaudzes biodegviela.

No pirmās paaudzes biodegvielām visplašāk dīzelmotoros izmanto biodīzeldegvielu, ko iegūst, pāresterificējot augu eļļas ar spiritu (metanolu vai etanolu) katalizatora KOH vai NaOH klātbūtnē. Turpmāk darbā tīra 100% biodīzeldegviela apzīmēta ar BioDD.

Fosilās dīzeldegvielas (FDD), biodīzeldegvielas (BioDD) un hidrogenētās eļļas (HVO) fizikālo īpašību salīdzinājums dots 1.1. tabulā (Aatola et al., 2009; Arvidsson et al., 2011; Bezergianni, Dimitriadis, 2013; Kim et al., 2014; Lapuerta et al., 2011; No, 2014; Pinto et al., 2013; Šimáček et al., 2009).

1.1. tabula. FDD, BioDD un HVO fizikālo īpašību salīdzinājums

Rādītājs	FDD	BioDD	HVO
Blīvums pie 15 °C, kg m ⁻³	820 … 850	860 … 900	775 … 785
Viskozitāte pie 40 °C, mm ² s ⁻¹	2.2 … 3.5	3.5 … 5.0	2.5 … 3.5
Sadūļkošanās temperatūra, °C	-5 … -30	-5 … -15	3 … -30
CFPP temperatūra, °C	līdz -44	līdz -15	līdz -32
Zemākā masas siltumspēja, MJ kg ⁻¹	42.5 … 43.0	37.5 … 38.0	43.8 … 44.0
Zemākā tilpuma siltumspēja, MJ l ⁻¹	34.9 … 36.6	32.2 … 34.2	33.9 … 34.5
Cetānskaitlis	51 … 60	50 … 65	80 … 99
Sēra saturs, mg kg ⁻¹	< 12	< 1	≈ 0
Skābekļa saturs, mg kg ⁻¹	≈ 0	≈ 11	≈ 0

HVO ražo no triglicerīdu bāzes biomassas, piemēram, augu eļļas, dzīvnieku taukiem, atkritumeļļas, algēm u.c. (No, 2014). Ražošanas pamatā ir katalītiska reakcija, kurā oglūdeņražus iegūst, no organiskām izejvielām atdalot heteroatomus (parasti O, N un S), izmantojot ūdenradi kā reducētāju (Szeto, Leung, 2022). Tā kā dažados pētījumos līdztekus ar minēto parametru maiņu tiek izmantotas arī dažādas izejvielas, piemēram, rapša, saulespuķu, sojas, jatrofas (*jatropha*), karandas (*karanja*) un cepšanas vai citu procesu atkritumeļļas (Sonthalia, Kumar, 2019), iegūto degvielu fizikālās īpašības 1.1. tabulā dotajās robežas atšķiras. Nemot vērā, ka dīzelmotoru attīstītā jauda, degvielas patēriņš un izmešu sastāvs ir jutīgi pat uz vismazākajām degvielu fizikālo un ķīmisko parametru izmaiņām, tas ir izskaidrojums krasī atšķirīgajiem un pat pretrunīgajiem spēkratu ekspluatācijas parametru pētījumu rezultātiem, kas veikti dažādās pasaules valstīs.

Ir praktiski neiespējami veikt kompleksus pētījumus, kas aptvertu visus spēkratu ekspluatācijas parametrus, darbinot tos ar dažādām degvielām, jo šajā gadījumā būtu nepieciešams iesaistīt milzīgus materiālos un cilvēkresursus. Jāņem vērā arī tas, ka atsevišķus faktorus, piemēram, degvielas sadegšanas procesu var pētīt tikai uz motorstendiem, bet ne spēkratiem kopumā. Savukārt izmešu analīze motoru pētījumos un automobiļu vai traktoru pētījumos

atšķirsies, jo spēkrati ir aprīkoti ar dažādām atgāzu neutralizācijas sistēmām. Arī jaudas, griezes momenta un degvielas patēriņa mērījumi tiek veikti ar dažādām metodēm, jo spēkratiem bez motora ir arī transmisija, tāpēc lietderīgi izmantotā sadedzinātās degvielas enerģija motoru/spēkratu izmēģinājumos atšķiras. Atšķiras arī laboratorijas un reālos ceļa/lauka izmēģinājumos izmantotās iekārtas, jo tās var būt gan stacionāras, gan mobilas.

Tomēr vairumā gadījumu visi pētījumi fokusējas šādos virzienos:

- degvielas sadegšanas process;
- motoru/spēkratu veikspēja;
- degvielas patēriņa izmaiņas;
- izmešu sastāvs;
- degvielu ietekme uz barošanas u.c. sistēmu elementiem;
- iespējas izmantot degvielu dažādās apkārtējās vides temperatūrās u.c.

Nemot vērā visu iepriekšminēto, ir grūti atdalīt dažādās valstīs veikto pētījumi rezultātus strikti pa pētāmo parametru grupām. Tāpēc turpmākajā aprakstā būtiskākie pētījumi tiek pieminēti pie tās grupas, kur pētāmo parametru ir visvairāk. Ja līdztekus ar galveno pētāmo parametru, piemēram, degvielas sadegšanas procesu tiek noteikts arī kāds cits, piemēram, izmešu sastāvs, tad arī tas šeit pieminēts.

Degvielas sadegšanas process

Parasti iekšdedzes motoru radītos piesārņotajus klasificē četrās lielās grupās: kvēpi, slāpeķla oksīdi (NO_x), oglēkļa monoksīds (CO) un nesadegušie oglūdenraži (HC). Kvēpu daļīnas rodas, sadedzinot degvielu zonās, kur skābekļa daudzums nav pietiekams pilnīgai sadegšanai. Šīs kvēpu daļīnas var oksidēties vēlāk cikla laikā, kad tās tiek pakļautas skābekļa iedarbībai un ja temperatūra joprojām ir augsta. Vjetnamas, Japānas un Taizemes pētnieku grupa veica pētījumus, lai noskaidrotu, kā sadegšanas procesu un tā laikā veidojošos kvēpus un NO_x ietekmē 20, 50 un 80% HVO maišījumi ar komerciāli pieejamo dīzeldegvielu (tajā bija piejaukti arī 7% BioDD). Iegūtie rezultāti liecināja par aizdegšanās kavējuma, liesmas temperatūras, NO_x un kvēpu koncentrācijas samazinājumu, pieaugot HVO koncentrācijai. NO_x un kvēpu koncentrācijas samazinājums sasniedza attiecīgi 33% un 15.9%, salīdzinot ar dīzeldegvielu (Chau et al., 2017).

Daudzas pētnieku grupas (Bjørgen et al., 2020; Bohl et al., 2017; Cadrazco et al., 2020; Chau et al., 2017; Cheng et al., 2019; Li et al., 2019; Pastor et al., 2020) ir izmantojušas mūsdienīgas ātrdarbīgas fotografēšanas metodes HVO un fosilās dīzeldegvielas izsmidzināšanas un sadegšanas raksturlielumu pētīšanai dažāda veida sadegšanas kamerās. Vairumā šo publikāciju HVO tiek novērtēta kā labāks vai līdzvērtīgs degvielas veids salīdzinājumā ar fosilo dīzeldegvielu, un ka šis labās īpašības, t.sk. zemāks kvēpu, NO_x , CO, HC un trokšņa līmenis, kā arī augstāka efektivitāte izriet no degvielu ķīmiskā sastāva atšķirībām (Hernández et al., 2020). Citā pētījumā konstatēts, ka vieglāka pašaizdegšanās ir

visnozīmīgākā HVO īpašība salīdzinājumā ar citām degvielām, kā rezultātā var tikt uzlabota motora veikspēja un samazinātas emisijas (Yehia et al., 2019).

Pētījumos tiek akcentēts HVO šaurāks viršanas temperatūru diapazons (Sugiyama et al., 2012) un zemāki galīgie viršanas punkti. Tā ir arī HVO priekšrocība, jo degviela pēc iesmidzināšanas cilindrā iztvaiko ātrāk nekā fosilā dīzeļdegviela. Tādējādi degmaisījums var veidoties agrāk un aizdegšanās kavējums samazinās (Alkhayat et al., 2021; Chau et al., 2017).

Daži pētnieki norādīja, ka HVO degvielas izmantošana pagarina kopējo sadegšanas ilgumu, jo aizdegšanās notiek agrāk nekā fosilai dīzeļdegvielai (Hernández et al., 2020; Hunicz et al., 2020). Tādējādi kvēpu, HC un CO emisijas var samazināt, jo ilgāks sadegšanas laiks nozīmē lielākas to oksidēšanās iespējas (Sugiyama et al., 2012). HVO īpašības, piemēram, īsāks aizdegšanās kavējums, vieglāka aizdegšanās un ātrāka iztvaikošana, var samazināt parādību, ko sauc par pārmērīgu sajaukšanos, kas sekmē īpaši liesu reģionu izveidošanos un nesadegušo HC, kvēpu un CO veidošanos (Dimitriadis et al., 2018).

Mazāks HVO blīvums izraisa arī plašāku izsmidzināto pilienu izplatību. Dažos pētījumos tiek norādīts lielāks izsmidzināšanas strūklas leņķis (Bohl et al., 2018; Cheng et al., 2019) un lielāks izsmidzināšanas laukums (Bohl et al., 2017), salīdzinot ar FDD. Tas nozīmē, ka iesmidzinātā degviela ir labāk sadalīta un tiek uzlabota degvielas un gaisa sajaukšana. Tādējādi ir lielāka iespēja, ka nepilnīgi sadegušie produkti tiks oksidēti, jo ir lielāka skābekļa pieejamība.

Tomēr vairākos pētījumos norādīts, ka noteiktos apstākļos HVO izmantošana var izraisīt vairāk izmešu (Bortel et al., 2019; Dimitriadis et al., 2018; Gren et al., 2021; Suarez-Bertoa et al., 2019). Turklat reizēm pētījumus ir grūti salīdzināt, jo pētāmās degvielas ir ar atšķirīgām fizikālajām īpašībām. Piemēram, vairāku pētnieku grupu veiktajos izmēģinājumos HVO paraugu viskozitāte ir zemāka (Bohl et al., 2018; Cadrazco et al., 2020; Cheng et al., 2019; Li et al., 2019; Marasri et al., 2019; Pastor et al., 2020; Rimkus et al., 2019) nekā fosilās dīzeļdegvielas paraugiem, bet citos tā ir augstāka (Alkhayat et al., 2021; Bohl et al., 2017; Kumar et al., 2021; Sonthalia, Kumar, 2021; Sugiyama et al., 2012).

Motoru/spēkratu veikspēja un degvielas patēriņš

Korejā (Kim et al., 2014) tika testēti degvielu paraugi ar 2, 10, 20, 30 un 50% BioDD un HVO piejaukumu fosilajai dīzeļdegvielai. Testi tika veikti uz motorstenda un uz šasijas dinamometra. Izmēģinājumu rezultāti liecināja par jaudas samazināšanos, salīdzinot ar fosilo dīzeļdegvielu – jo vairāk BioDD vai HVO tika piejaukts, jo vairāk samazinājās jauda, piemēram, fosilajai dīzeļdegvielai piejaucot 2% biodīzeļdegvielas, jaudas zudumi bija aptuveni 1.4%, piejaucot 20% – aptuveni 2.5%, bet, piejaucot 50% – vairāk nekā 5%. Sajaucot tādu pašu daudzumu HVO ar fosilo dīzeļdegvielu, jaudas zudumi bija attiecīgi 0.7, 1.2 un 1.8%. BioDD maisījuma ar dīzeļdegvielu degvielas patēriņš palielinājās, palielinoties BioDD saturam (no aptuveni 0.5 līdz 2%), bet HVO maisījumi uzrādīja nelielu degvielas patēriņa pieaugumu (no aptuveni 0.1 līdz 0.3%). 10% BioDD piejaukšana fosilajai dīzeļdegvielai samazināja HC saturu

salīdzinājumā ar fosilo dīzeldegvielu, bet CO, NO_x un CO₂ saturs palika nemainīgs. 10% HVO maisījums samazināja CO, HC un CO₂ izmešus, salīdzinot gan ar tīru fosilo dīzeldegvielu, gan ar BioDD/FDD maisījumu (Kim et al., 2014).

Somijā tika veikta 11 autobusu testēšana, sākot no vecākiem spēkratiem, kas atbilst *Euro II* izmešu normām, līdz pat *EVV (Enhanced Environmentally-friendly Vehicles)*, t.i., transportlīdzekļiem, kuru emisiju līmenis ir zemāks par pašreizējos normatīvajos aktos noteikto. Salīdzinot ar vasaras un ziemas klases dīzeldegvielu, 100% HVO samazināja enerģijas patēriņu par aptuveni 0.5%, bet degvielas tilpuma patēriņa pieaugums bija attiecīgi 5.2 un 3.5%. Veikspējas zaudējumi bija aptuveni proporcionāli tilpuma siltumspējas atšķirībai starp degvielām (Makinen et al., 2011).

Portugālē tika testēts automobilis ar 103 kW motoru (motora darba tilpums 1986 m³, kompresijas pakāpe 16.5) un *Common Rail* iesmidzināšanas sistēmu (Serrano et al., 2021). Veicot jaudas un griezes momenta mērījumus, tika konstatēts, ka Bio100 izmantošana rada maksimālo jaudas samazinājumu par 12.1% un griezes momenta samazinājumu par 12% pie maziem motora apgriezieniem, turklāt ar šo degvielu nevienā režīmā nebija veikspējas pieaugums. Bio7 izmantošana nodrošināja maksimālo jaudas pieaugumu par 2% un griezes momenta – 2.1% pie maziem apgriezieniem, bet lielā ātrumā jau radās neliels motora veikspējas deficit (aptuveni -0.6% gan jaudai, gan griezes momentam). HVO15 degvielai bija līdzīga ietekme uz motora veikspēju kā Bio7 degvielai. Kopumā pētnieki secināja, ka pilnīga fosilās degvielas aizstāšana ar biodegvielu nav visrentablākā pieeja (Serrano et al., 2021).

Audi 1.9 TDI (Turbocharged Direct Injection) motora (darba tilpums 1896 cm³, jauda 66 kW, kompresijas pakāpe 19.5) testi veikti Lietuvā (Rimkus et al., 2019). Eksperimenti tika veikti, izmantojot tīru dīzeldegvielu, tīru HVO un dažāda satura maisījumus. Novērtējot degvielas masas patēriņu, 10 – 30% HVO piejaukums samazināja degvielas patēriņu par 2 – 3%. Taču, vērtējot degvielas tilpuma patēriņa rādītājus, tika konstatēta pretēja tendence – rezultāti uzrādīja degvielas patēriņa pieaugumu līdz aptuveni 6% abos ātruma režīmos un gandrīz visos slodzes punktos. Galvenais iemesls ir HVO blīvums, kas šajos testos bija par aptuveni 7.7% mazāks nekā dīzeldegvielai. Degvielas patēriņa pieauguma tendence bija ļoti labi redzama, un tai bija tieša atkarība no HVO procentuālā daudzuma maisījumos. CO izmaiņas, palielinoties HVO daudzumam degvielas maisījumā, bija nebūtiskas. CO₂ samazinājums bija 0.3 – 0.35%, un maksimālais samazinājums tika sasniegts, kad HVO procentuālais piemaisījums palielinājās līdz 85 – 100%. NO_x saturs samazinājās par 3 – 20% pie zemas motora slodzes. Pārējos slodzes režīmos rezultāti uzrādīja relatīvi mazāku NO_x samazinājumu par 0.5 – 7.5% (Rimkus et al., 2019).

LBTU Alternatīvo degvielu zinātniskajā laboratorijā veiktajā pētījumā tika izmantots 2015. gadā ražots pilnpiedziņas automobilis *Mazda CX-5*, kas aprīkots ar 2.2 litru *Euro 6* normām atbilstošu motoru (Birzietis et al., 2017). Uz šasijas dinamometra *Mustang MD-1750* tika noteikta jauda un griezes moments, bet degvielas patēriņš tika mērīts trīs konstantos ātrumos (50 km h⁻¹, 90 km h⁻¹ un

110 km h⁻¹), kā arī divos braukšanas ciklos – standartizētajā kombinētajā IM-240 ciklā un pašu pētnieku izstrādātajā Jelgavas pilsētas ciklā (Dukulis, Pirs, 2009). Pētījumā tika izmantotas divas degvielas – *Neste Pro Diesel* (ProD), kas saturēja HVO, un standarta fosilā dīzeļdegviela *Neste Futura* bez biopiedevām (FDD). Pie vidējiem un lieliem motora kloķvārpstas apgrizezniem jaudas un griezes momenta vērtības ir ļoti līdzīgas. Būtisks jaudas un griezes momenta pieaugums tika novērots pie zemiem motora apgrizezniem (līdz ~ 2200 min⁻¹). Ar *Pro Diesel* degvielu tika sasniegta maksimālā jaudas vērtība 106.8±0.6 kW, kas ir par 1.2% lielāka nekā fosilās dīzeļdegvielas izmantošanas gadījumā. Arī maksimālā griezes momenta vērtība *Pro Diesel* degvielai bija par 2% lielāka.

Automobiļa darbināšana ar HVO saturošu degvielu vienmērīgā ātruma režīmā parādīja kopējo degvielas patēriņa samazināšanās tendenci. Degvielas patēriņa samazinājums ar *Pro Diesel* degvielu pie vienmērīga ātruma 50, 90 un 110 km h⁻¹ bija attiecīgi 1.5, 0.7 un 3.7%. Jūtamākas degvielas patēriņa izmaiņas tika novērotas mainīgas slodzes braukšanas apstākļos, t.i., braukšanas ciklos. HVO saturošas degvielas izmantošana braukšanas ciklā IM-240 uzrādīja degvielas patēriņa samazinājumu par 0.17 l uz 100 km jeb 2.9%, salīdzinot ar FDD. Degvielas patēriņa samazinājums Jelgavas pilsētas braukšanas ciklā, kas atspoguļo transportlīdzekļa kustību intensīvā pilsētas satiksmē, bija 0.37 l uz 100 km jeb 3.9% (Birzietis et al., 2017).

Čehijā tika veikts pētījums par 100% rapšu metilesteru (RME) un 100% hidrogenētas eļļas (HVO) ietekmi uz traktora *Zetor Forerra 8641* (4 cilindru motors ar darba tilpumu 4.156 l, nominālā jauda 60 kW, maksimālais griezes moments 351 N m) iekšdedzes motora darbības parametriem, izmantojot jūgvārpstas dinamometru *AW NEB 400*. Tika konstatēts, ka ar HVO degvielu motora maksimālais griezes moments samazinās par aptuveni 0.9%, bet maksimālā jauda par aptuveni 6%. HVO degvielas īpatnējais degvielas patēriņš, salīdzinot ar RME degvielu, samazinās gandrīz visā ātruma diapazonā, t.sk., pie nominālajiem apgrizezniem par 1.9% (Pexa et al., 2015).

Sērijveida automobiļu efektivitāte, aizstājot FDD ar HVO, tika noteikta Itālijā un Spānijā veiktajos testos. Enerģijas patēriņš (J km⁻¹) tika salīdzināts WLTP ciklā, un tas palielinājās vai samazinājās atkarībā no automobiļa modeļa un apkārtējās vides temperatūras. Pētot *Euro 6* normām atbilstošu automobili *Nissan Qashqai* (Hernández et al., 2020), tā enerģijas patēriņš, izmantojot HVO, samazinājās par 5.5% un 5.2% attiecīgi pie +24 °C un -7 °C, savukārt novērtējot divus *Euro 6b* prasībām atbilstošus pasažieru automobilus (markas netika minētas) (Suarez-Bertoa et al., 2019) pie +23 °C un -7 °C, tikai viens automobilis patērēja par 4.3% mazāk enerģijas pie -7 °C. Tas pats automobilis 23 °C temperatūrā patērēja par 0.26% vairāk enerģijas. Cits automobilis patērēja vairāk enerģijas abās testētajās temperatūrās – attiecīgi par 0.84% un 0.43% vairāk.

Izmešu sastāvs

Vācijā tika testēti 11 vieglie automobili (*Audi*, *VW*, *Skoda*) ar dažādām iesmidzināšanas sistēmām, transmisijām, izplūdes gāzu pēcapstrādes sistēmām

un emisiju standartiem (no *Euro III* līdz *Euro 6*). Četri no spēkratiem tika darbināti ar 2% BioDD piejaukumu HVO (HVO-Bio2), bet pārējie septiņi ar HVO-Bio7, kur BioDD piejaukšanas mērkis bija uzlabot degvielas eļlošanas īpašības. Rezultāti parādīja, ka, izmantojot HVO, nesadegušo komponentu (HC, CO) emisijas ir samazinājušās par 35 – 90%, salīdzinot ar dīzeļdegvielu. Šo faktu pētnieki skaidro ar HVO degvielas kīmisko sastāvu un augsto cetānskaitli. HVO-Bio7 izmantošanā tika konstatēts arī CO₂ emisiju samazinājums par 5%, bet NO_x emisijas palielinājās par 5 – 14%, salīdzinot ar dīzeļdegvielu, un pieaugums nebija atkarīgs no izplūdes gāzu pēcapstrādes (Singer et al., 2015).

Somijā tika testēts viens automobilis ar tiešo iesmidzināšanu (A) un divi ar *Common Rail* sistēmu (B un C). Automobilis A un C bija ar katalizatoru, bet B – bez tā. Tika testēti *NExBTL* maisījumi (5, 15, 20 un 85%) ar divām dažādām fosilajām dīzeļdegvielām. Palielinoties HVO koncentrācijai, tika novērota HC, CO un mehānisko daļīnu emisiju samazināšanās. Tomēr pētījums neuzrādīja skaidras NO_x samazinājuma tendences (Rantanen et al., 2005).

Austrijā tika pētīta tīra HVO un tās maisījumi ar FDD četrcilindru *CRDi* motorā. Emisijas tika noteiktas, izmantojot motorstendu un šasijas dinamometru. Pie zemām slodzēm PM emisijas samazinājās līdz pat 50%, izmantojot HVO, jo tajā nav aromātisku oglūdeņražu. Autori novēroja daļīnu izmēra samazināšanos, kas izraisīja mazāku kvēpu emisiju. Tomēr viņi atklāja, ka pašu daļīnu skaits nesamazinās. HC un CO emisijas arī tika samazinātas līdz 50%. NO_x emisijas nedaudz samazinājās testos uz motorstenda, tomēr uz šasijas dinamometra būtiskas izmaiņas netika konstatētas (Pflaum et al., 2010).

Somijā tika veikta 17 autobusu testēšana, sākot no vecākiem spēkratiem, kas atbilst *Euro II* izmešu normām, līdz pat *EVV* (*Enhanced Environmentally-friendly Vehicles*). Izmantojot 100% HVO degvielu, vidējais emisiju NO_x samazinājums bija 10%, PM 30%, CO 29% un HC 39%, salīdzinot ar FDD. Konsekvents izmešu samazinājums tika novērots *Euro II* un *Euro III* autobusiem, taču uz jaunākiem autobusiem šādas tendences netika novērotas. Cieto daļīnu filtra DPF (*diesel particulate filter*) darbība bija ar HVO efektīvāka nekā ar FDD, kas tika skaidrots ar NO_x un PM attiecību, kas HVO degvielai ir labvēlīgāka cieto daļīnu oksidēšanai (Erkkilam et al., 2011).

Somijā tika konstatēts, ka, izmantojot HVO degvielu, var samazināt izmešu daudzumu un uzlabot motora veikspēju, optimizējot motora darbības parametrus vai izmantojot piedevas. Tika koriģēts ieplūdes vārsta aizvēršanas brīdis, ieplūdes laiks, iesmidzināšanas spiediens un EGR darbība, kā arī pievienota DNPE (di-n-pentilētera) piedevas. Tas samazināja PM un NO_x emisijas attiecīgi par 41 – 61% un 31 – 54%. Kā vienīgais trūkums tika konstatēts aldehīdu emisiju palielinājums dažos režīmos (Murtonen et al., 2012).

Indijā veiktajā pētījumā (Kumar et al., 2021) tika sagatavoti no cepšanas atkritumeļļas ražotās HVO maisījumi (10, 20, 30, 40 un 50% pēc tilpuma) ar dīzeļdegvielu. Tika konstatēts, ka HC, CO un PM emisijas samazinās maisījumiem ar HVO saturu līdz pat 30%. Kad HVO procentuālais daudzums tiek vēl vairāk palielināts, emisijas sāk pieaugt. NO_x emisijas bija zemākas nekā

dīzeldegvielai visiem testa paraugiem. Salīdzinot ar dīzeldegvielu, maksimālais NO_x, HC, CO un PM samazinājums bija attiecīgi 23.2% (tīrai HVO), 14.4% (HVO30), 13.8% (HVO30) un 13.3% (HVO30).

Pētījumā Somijā tika novērtēts ikgadējais NO_x izmešu samazināšanas potenciāls, aizstājot BioDD7 degvielu ar HVO *Euro 4*, 5 un 6 normām atbilstošu autobusu parkā Helsinkos. Tika pierādīts, ka samazinājuma potenciāls ir 7% (Lakanen et al., 2021).

Tomēr kopumā HVO ietekme uz NO_x izmešu samazināšanu joprojām nav skaidra. Piemēram, Beļģijā veiktajā pētījumā, izmantojot *Euro 6b* normām atbilstošu 1.5 l četrcilindru dīzelmotoru (Demuync et al., 2021), nekonstatēja īpašu degvielas ietekmi uz NO_x izmešiem, testējot komerciāli pieejamo dīzeldegvielu BioDD7, BioDD30 un 100% HVO. Somijā veiktajos testos ar lieljaudas motoriem (Kuronen et al., 2010), izmantojot HVO, novēroja NO_x samazināšanos par 7 – 14% salīdzinājumā ar FDD. Tajā pašā laikā citā pētījumā (Happonen et al., 2012) atklāja, ka NO_x var samazināt pie dažādām slodzēm (50, 75 un 100%), pielāgojot motora parametru parametrus, rezultātā secinot, ka nevar pilnībā izmantot HVO priekšrocības, ja vien motors nav optimizēts jaunajai degvielai. Līdz ar to NO_x koncentrācijas samazināšanas iespējas ir atkarīgas no dažādiem faktoriem – degvielas īpašībām, izsmidzināšanas īpašībām, gaisa un degvielas attiecības, kompresijas pakāpes utt. (Dimitriadis et al., 2018). Tāpēc, aizstājot parasto dīzeldegvielu ar HVO, nav garantētas samazinātās NO_x emisijas (Szeto, Leung, 2022).

Analizējot aptuveni 100 dažādu pētījumu rezultātus, Ķīnas pētnieki (Szeto, Leung, 2022) konstatēja, ka dažās publikācijās vērojams interešu konflikts saistībā ar apgalvojumiem par labāku efektivitāti un emisiju samazināšanu, ja fosīlās dīzeldegvielas vietā izmanto HVO, jo tajos dalību nēmuši HVO degvielas ražotāji un izplatītāji (Dimitriadis et al., 2018; Lakanen et al., 2021; Suarez-Bertoa et al., 2019). Tomēr arī daudzās citās publikācijās, kurās šāds interešu konflikts nav vērojams, tāpat tiek konstatēti daudzsološi HVO degvielas izmantošanas rezultāti (Bjørgen et al., 2020; Bortel et al., 2019; Gren et al., 2021; Hernández et al., 2020; Hunicz et al., 2020; Ovaska et al., 2019).

Degvielas izmantošana dažādās apkārtējās vides temperatūrās un ietekme uz dažādu spēkratu sistēmu elementiem

Vairums no iepriekš minētajiem pozitīvajiem rezultātiem, kas iegūti, darbinot spēkratus vai to motorus ar HVO, sasniegta, pateicoties šīs degvielas fizikāli ķīmisko īpašību kombinācijai. HVO ir sintētiska šķidra biodegviela, kas nesatur aromātiskās vielas un sēra savienojumus (Singh et al., 2018). Tai ir salīdzinoši augsta siltumspēja un cetānskaitlis, zema viskozitāte, blīvums, eļlošanas īpašības un sadūļkošanās punkts (Dimitriadis et al., 2018). Visas šīs īpašības ir savstarpēji saistītas. Siltumspēja ir saistīta ar ūdenraža saturu, blīvums – ar degvielas parafīnveida dabu, savukārt sadūļkošanās punkts atkarīgs no reakcijas apstākļiem, kas var radīt noteiktu triglicerīdu saturu (Šimáček et al., 2010). Spānijā un ASV veiktais pētījums (Lapuerta et al., 2011) pierādīja, ka galvenos

ierobežojumus HVO un FDD sajaukšanai nosaka ellošanas īpašības un cetānskaitlis, kur starp šiem raksturlielumiem ir jāatrod kompromiss. Kopumā paslikinātās īpašības izmantošanai zemās temperatūrās varētu būt vienīgais HVO trūkums salīdzinājumā ar fosilo dīzeldegvielu (Šimáček et al., 2010).

Saderība ar parastajiem kompresijaizdedzes motoriem un Eiropas standartu EN 15940, iespēja sajaukt ar FDD mazumtirdzniecības vietā (Bjørgen et al., 2020) padara HVO pievilcīgu mazumtīrotājiem, bet zemais degvielas sistēmas nosēdumu un motorellas bojāšanās risks (Mikkonen et al., 2013), uzlabotas izplūdes gāzu emisijas un pagarināts dīzeldegvielas daļīnu filtra reģenerācijas intervāls (Rodríguez-Fernández et al., 2017) padara to pievilcīgu arī klientiem. HVO var izmantot, nemainot motora degvielas padeves sistēmu, jo tā būtiski neietekmē elastomēru, piemēram, blīvju un gredzenu, noārdīšanos (Müller et al., 2022), kas parasti nav izturīgi pret citām spēkratos izmantotajām biodegvielām.

Taizemes pētnieki (Jaroonyjitsathian et al., 2013) veica materiālu saderības izpēti, izmantojot HVO kā degvielu. Tika pārbaudīta HVO ietekme uz degvielas tvertnes materiālu (ar cinka pārklājumu), un no rentgena fluorescences analīzes tika konstatēts, ka tvertnes pārklājumā nav notikušas izmaiņas. Somijas pētnieki (Makinen et al., 2011) sniedza līdzīgus rezultātus – nekādas izmaiņas degvielas uzglabāšanas tvertnē netika konstatētas pēc astoņiem mēnešiem, un HVO degviela joprojām bija dzidra. Tā kā gumijas blīvējumu uzbrīšana ir atkarīga no degvielas aromātisko oglūdeņražu saturā, bet to HVO degvielā nav, tad lauka izmēģinājumos nekādas problēmas blīvējumos netika konstatētas.

Austrijā autori pētīja arī eļļas atšķaidīšanos, kas rodas cieto daļīnu filtra DPF reģenerācijas dēļ. DPF uzkrāto kvēpu sadedzināšanai nepieciešama augsta temperatūra. Degvielas pēciesmidzināšana rada nepieciešamo izplūdes gāzu temperatūru, jo tās sadeg darba gājiena beigās. Tomēr šīs iesmidzināšanas stratēģijas rezultātā degviela var nonākt uz cilindra sienām, tādējādi palielinot eļļas atšķaidīšanu. Pēc 4 h testa pie 1250 min^{-1} un 2 bar spiediena autori novēroja eļļas viskozitātes samazināšanos, palielinoties HVO saturam degvielā. Autori to skaidroja ar degvielas patēriņa palielināšanos (Pflaum et al., 2010). HVO ietekmi uz DPF pētīja arī Somijas zinātnieki (Kopperoinen et al., 2011), pārbaudot vieglo automobili uz šasijas dinamometra. Autori novēroja, ka, darbinot automobili ar 100% HVO, tika nobraukts vismaz 400 km pirms DPF reģenerācijas sākuma. Tā kā reģenerācija parasti palielina degvielas patēriņu, tad, jo garāks ir reģenerācijas intervāls, jo augstāka ir degvielas ekonomija. Tā kā HVO degviela deg tīri un rada mazāk cieto daļīnu emisiiju nekā dīzeldegviela, tad izplūdes pretpiediena paaugstināšanās ir lēnāka, un tas nodrošina garāku reģenerācijas intervālu.

Situācijas apskata kopsavilkums

Vairākos pētījumos pierādīts, ka HVO ir degvielas veids, kas ir pārāks par fosilo dīzeldegvielu gaisa piesārnotāju (PM, HC, CO un NO_x), trokšņa un termiskās efektivitātes ziņā, kas izriet no trim galvenajām HVO ķīmiskajām īpašībām – aromātisko vielu un ciklopakarfinu neesamības, mazāk izkliedētas molekulmasas un sēra un citu kvēpus veidojošo vielu niecīgā saturā. Testos ar

dīzelmotoriem, kas aprīkoti ar vecāka tipa, piemēram, ar nedalīto degvielas padeves PLN jeb t.s. "sūknis – sprausla" sistēmu, HVO kopumā var pārspēt fosilo dīzeldegvielu visos iepriekšminētajos aspektos bez jebkādām izmaiņām. Tomēr tas nav tāpat ar modernajiem dīzelmotoriem, kas bieži uzrāda zemākas PM, HC un CO emisijas, bet labāka termiskā efektivitāte un zemākas NO_x emisijas ne vienmēr tiek garantētas dēļ sistēmu sarežģības un tāpēc, ka šīs sistēmas, piemēram, degvielas iesmidzināšanas, EGR un turbokompresoru iestatījumi parasti ir optimizēti fosilajai dīzeldegvielai. Tāpēc, lai pilnībā izmantotu HVO efektivitātes priekšrocības, būtu jāizstrādā alternatīva motora vadības bloku kalibrēšana, kas piemērota HVO izmantošanai.

Izmantojot HVO kā degvielu, rodas ne tikai mazāk PM, bet arī šīs daļīnas var oksidēties cieto daļīnu filtrā DPF zemākā temperatūrā, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu. Tādējādi HVO radītās daļīnas no DPF tiek viegli izvadītas normālas braukšanas un DPF reģenerācijas laikā, dodot iespēju samazināt degvielas patēriņu. Arī dīzelmotoru izdalītu daļīnu toksiskums, darbinot ar HVO, ir zemāks nekā FDD gadījumā. HVO trūkums, salīdzinot ar taukskābju metilesteriem, kas iegūti, izmantojot dzīvnieku taukus vai to maisījumus ar augu eļļām, ir sliktās eļļošanas īpašības. Tāpēc nepieciešami berzes modifikatori, kurus dēvē arī par eļļošanas uzlabotājiem, un arī tos varētu iegūt no biomassas.

Analīzējot pētījumu apkopojumus, tajos akcentēts, ka jāturpina pētījumi, izmantojot motorus, kas atbilst jaunākajiem emisiju standartiem vai aprīkoti ar vismaz *Common Rail* iesmidzināšanas sistēmu. Ieteikts arī izstrādāt turbokompresorus ar zemākiem optimālajiem plūsmas ātrumiem, kas atbilst pētniecības motoriem, lai pētnieki, kuri izmanto šos motorus kā izmēģinājumu objektus, varētu veikt savus eksperimentus reālākos apstākļos. Uzsvērts, ka ne mazāk svarīgi ir veikt pēc iespējas vairāk pētījumu bez HVO pārdevēju līdzdalības, lai mazinātu aizdomas par interešu konfliktu (Szeto, Leung, 2022).

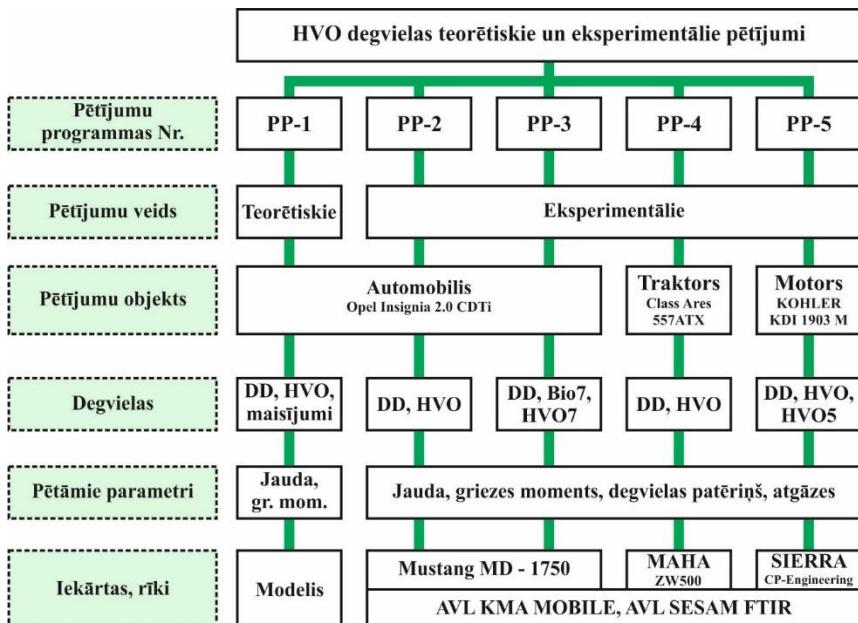
Tā kā visas HVO priekšrocības, izmantojot HVO un fosilās dīzeldegvielas maisījumus, netiek izmantotas, tad tiek ieteikti arī drastiski pasākumi fosilās degvielas izmantošanas pakāpeniskas pārtraukšanas gaitā, piemēram, ieviešot sarūkošas ikmēneša kvotas FDD patēriņam katram automobilim, bet papildu vajadzības pēc degvielas nodrošinot ar 100% HVO. Tomēr, ja šādu politiku nevar īstenoši infrastruktūras vai administratīvu grūtību dēļ, maisījumu izmantošana joprojām tiek vērtēta pozitīvi, jo tā vismaz samazina SEG emisijas.

Gan šajā nodaļā veikto pētījumu analīze, gan citu autoru pārskati (No, 2014; Sonthalia, Kumar, 2019; Sunde et al., 2011) ļauj secināt, ka jaudas, degvielas patēriņa un izmešu tendences ir ļoti dažādas atkarībā no izmantotā motora veida, testa apstākļiem, izmantotajām iekārtām, konkrēto degvielu īpašībām utt. Rezultātu atšķirības vērojamas arī atkarībā no tā, vai eksperimenti tiek veikti, izmantojot motorstendus vai spēkratus kopumā.

Tāpēc šajā promocijas darbā sagatavotas vairākas savstarpejī saistītās pētījumu programmas, kas aptver gan teorētiskos, gan eksperimentālos pētījumus, kā arī, cenšoties vienu un to pašu pētāmo objektu, degvielu un iekārtu iesaistīt pēc iespējas vairākās programmās.

2. MATERIĀLI UN METODES

Teorētisko un eksperimentālo pētījumu mērķis ir noteikt ar hidrogenētu augu eļļu darbināmu spēkratu galvenos ekspluatācijas parametrus. Lai to veiktu, vispirms izstrādāta pētījumu vispārīgā blokshēma (skat. 2.1. att.).



2.1. att. Teorētisko un eksperimentālo pētījumu vispārīgā blokshēma

Pētījumi iedalīti piecās pētījumu programmās, kurām piešķirti nosacītie apzīmējumi PP-1, PP-2 utt. Blokshēmā katras programmas vertikālē redzams pētījumu veids, objekts, degvielas, pētātie parametri, kā arī iekārtas vai rīki:

- PP-1: teorētiske pētījumi, izstrādājot modeli ar ievadītiem automobiļa *Opel Insignia 2.0 CDTi* parametriem, iespēju izvēlēties degvielas veidu (DD – dīzeļdegvielu, HVO – hidrogenēto augu eļļu) vai veidot to maisījumus, un modelēšanas rezultātā iegūstot datus par automobiļa jaudu, griezes momentu un degvielas patēriņu;
- PP-2: eksperimentālie pētījumi, darbinot automobili *Opel Insignia 2.0 CDTi* uz jaudas stenda *Mustang MD – 1750* jaudas un griezes momenta noteikšanai, lietojot tīras degvielas DD un HVO, un degvielas patēriņu un atgāzu sastāvu nosakot attiecīgi ar *AVL KML MOBILE* un *AVL SESAM FTIR* iekārtām;
- PP-3: identiski eksperimentāli pētījumi programmai PP-2, bet, izmantojot trīs dažadas degvielas – DD, Bio7 (dīzeļdegviela ar 7% biodīzeļdegvielas piejaukumu) un HVO7 (dīzeļdegviela ar 7% HVO piejaukumu);

- PP-4: eksperimentālie pētījumi, darbinot traktoru *Class Ares 557ATX*, lietojot tīras degvielas DD un HVO, jaudu un griezes momentu, degvielas patēriņu un atgāzu sastāvu nosakot attiecīgi ar *MAHA ZW-500*, *AVL KML MOBILE* un *AVL SESAM FTIR* iekārtām;
- PP-5: eksperimentālie pētījumi, darbinot motoru *KOHLER KDI 1903 M*, lietojot degvielas DD, HVO un HVO5, jaudu un griezes momentu, degvielas patēriņu un atgāzu sastāvu nosakot attiecīgi ar *SIERRA CP-Engineering*, *AVL KML MOBILE* un *AVL SESAM FTIR* iekārtām.

2.1. Eksperimentālajos pētījumos izmantotās iekārtas un materiāli

Pētījumos izmantotās degvielas

Pētījumu programmās PP-2 un PP-4 izmantota tīra HVO degviela (*Neste Oil* ražotā *NExBTL*) un tīra fosilā arktiskā dīzeļdegviela FDD. *NExBTL* tika atvesta no *Neste Oil* ražotnes, bet FDD tika iegādāta SIA *Neste Latvija* degvielas uzpildes stacijā. Būtiskāko abu degvielu fizikālo īpašību salīdzinājums dots 2.1. tabulā.

2.1. tabula. **Pētījumu programmās PP-2 un PP-4 izmantoto degvielu fizikālo īpašību salīdzinājums**

Rādītājs	FDD	<i>NExBTL</i>
Blīvums pie 15 °C, kg m ⁻³	836.3	778.9
Viskozitāte pie 40 °C, mm ² s ⁻¹	2.581	2.884
Sadūļkošanās temperatūra, °C	-10	-35
CFPP temperatūra, °C	-24	-35
Zemākā masas siltumspēja, MJ kg ⁻¹	43.5	43.9
Zemākā tilpuma siltumspēja, MJ l ⁻¹	36.4	34.2
Cetānskaitlis	52.4	74.7
Sēra saturs, mg kg ⁻¹	8.9	< 1

Pētījumu programmas PP-3 uzdevums obligātā biodegvielu piejaukuma kontekstā bija izvērtēt perspektīvu pirmās paaudzes biodīzeļdegvielas piejaukumu aizvietot ar pēc tilpuma līdzvērtīgu HVO piejaukumu. Tāpēc bez tīras fosilās dīzeļdegvielas tika testēta FDD ar 7% (pēc tilpuma) biodīzeļdegvielas piejaukumu (*BioDD7*) un FDD ar 7% (pēc tilpuma) HVO (*Neste Oil* ražotās *NExBTL*) piejaukumu (*NExBTL7*).

Degvielu parametru noteikšana tika veikta neatkarīgās testēšanas laboratorijās, veicot mērījumus ne tikai trīs eksperimentos izmantotajiem degvielu paraugiem, bet arī tīrām *BioDD* un *NExBTL*. Būtiskāko trīs degvielu fizikālo īpašību salīdzinājums dots 2.2. tabulā.

Tā kā pētījumu programma PP-5 uz motorstenda tika realizēta ziemas apstākļos, tad testētas trīs šajā laikā komerciāli pieejamās degvielas – 2. arktiskās klases FDD, tīra HVO (*Neste My*), un FDD ar 5.21% HVO piejaukumu pēc tilpuma (*Pro Diesel*). Visu trīs degvielu fizikālo īpašību salīdzinājums dots 2.3. tabulā.

2.2. tabula. Pētījumu programmā PP-3 izmantoto degvielu fizikālo īpašību salīdzinājums

Rādītājs	FDD	BioDD7	NExBTL7
Blīvums pie 15 °C, kg m ⁻³	833.9	837.2	830.0
Viskozitāte pie 40 °C, mm ² s ⁻¹	2.834	2.917	2.814
Sadulķošanās temperatūra, °C	-5	-5	-6
CFPP temperatūra, °C	-16	-17	-17
Zemākā masas siltumspēja, MJ kg ⁻¹	43.45	42.94	43.54
Zemākā tilpuma siltumspēja, MJ l ⁻¹	36.23	35.95	36.14
Cetānskaitlis	52.5	52.8	52.6
Sēra saturs, mg kg ⁻¹	9.9	9.9	9.8
Ūdens saturs, mg kg ⁻¹	34	55	36

2.3. tabula. Pētījumu programmā PP-5 izmantoto degvielu fizikālo īpašību salīdzinājums

Rādītājs	FDD	Neste My	Pro Diesel
Blīvums pie 15 °C, kg m ⁻³	816.1	780.8	807.4
Viskozitāte pie 40 °C, mm ² s ⁻¹	1.853	3.025	1.797
Sadulķošanās temperatūra, °C	-28	-34	-33
CFPP temperatūra, °C	-40	-38	-42
Cetānskaitlis	53.8	74.5	55.0
Sēra saturs, mg kg ⁻¹	4.7	< 1	1.1
Ūdens saturs, mg kg ⁻¹	25	28	23

Pētījumos izmantotais automobilis Opel Insignia

Pētījumu programmās PP-1, PP-2 un PP-3 izmantots vieglais automobilis *Opel Insignia 2.0 CDTi* ar četrcilindru dīzeļmotoru un *Common Rail* degvielas iesmidzināšanas sistēmu. Automobiļa tehniskie parametri doti 2.4. tabulā.

2.4. tabula. Eksperimentos izmantotais automobilis *Opel Insignia 2.0 CDTi*

N.p.k.	Parametrs
1.	Marka un modelis
2.	Izlaiduma gads
3.	Motora darba tilpums
4.	Motora maksimālā jauda pēc tehniskās specifikācijas
5.	Motora maksimālais griezes moments pēc tehniskās specifikācijas
6.	Motora kods
7.	Kompresijas pakāpe
8.	Ātrumkārbas pārnesumu skaits
9.	Automobiļa pašmasa

Pētījumos izmantotais traktors Class Ares 557ATX

Pētījumu programmā PP-4 izmantots traktors *Class Ares 557ATX* (skat. 2.2. att.). Traktors aprīkots ar 4.5 litru 4 cilindru tiešās iesmidzināšanas turbo dīzeļmotoru (izlaiduma gads – 2007, maksimālā motora jauda – 77.5 kW pie

2100 min⁻¹, maksimālais griezes moments – 421 N m pie 1400 min⁻¹, īpatnējais degvielas patēriņš – 218 g kWh⁻¹ pie 1700 min⁻¹).



2.2. att. Eksperimentos izmantotais traktors *Claas Ares 557ATX* un *MAHA ZW500* jaudas stends

Jaudas stends Mustang MD – 1750

Jaudas stendu jeb šasijas dinamometru *Mustang MD-1750* (skat. 2.3. att.) izmanto, lai noteiktu automobiļa jaudas un griezes momentu, kā arī imitētu reālos braukšanas apstākļus (piemēram, veiktu dažādus braukšanas ciklus) laboratorijā, nodrošinot to parametru fiksēšanu, kurus grūti iegūt celizmēģinājumos. Jaudas stends tiek izmantots pētījumu programmās PP-2 un PP-3.



2.3. att. Uz jaudas stenda *Mustang MD – 1750* nostiprināts testējamais automobilis

1 – testējamais automobilis; 2 – šasijas dinamometrs; 3 – datorizētā vadības platforma;
4 – ventilators; 5 – stiprinājuma atsaites; 6 – degvielas mērītāja pievada šķūtenes

Stenda galvenie parametri: maksimālais braukšanas ātrums – 362 km h⁻¹, maksimālā mērīšanas jauda – 1287 kW (1750 Zs) (*MD-1750 Chassis Dynamometer*, 2004).

Jūgvārpstas jaudas stends MAHA ZW-500

Traktora jaudu parasti nosaka no jūgvārpstas. Tāpēc pētījumu programmā PP-4 izmantots jaudas stends *MAHA ZW-500* (skat. 2.2. att.).

Stenda galvenie parametri: maksimālie jūgvārpstas apgriezieni – 2500 min^{-1} , maksimālā mērāmā jauda – 500 kW , maksimālais griezes moments – 6600 N m , mērišanas precizitāte $\pm 2\%$ (*ZW 500 Power Take-off Dynamometer*, 2013).

Mērišanu var veikt divējādi – pie konstantiem jūgvārpstas apgriezieniem vai visā apgriezienu diapazonā, iepriekš sagatavojojot mērišanas programmu ar noteiktu jūgvārpstas rotācijas frekvences soli.

Jaudas stends SIERRA CP-Engineering un motors KOHLER KDI 1903

Pētījumu programmā PP-5 testēts pētnieciskais motors *KOHLER KDI 1903*, izmantojot motoru jaudas stendu *SIERRA CP-Engineering* (skat. 2.4. att.).



**2.4. att. Jaudas stends *SIERRA CP-Engineering* un motors
*KOHLER KDI 1903***

3-cilindru iekšdedzes atmosfēriskā dīzelmotora darba tilpums ir 1861 cm^3 un maksimāli attīstāmā jauda 31 kW pie 2600 min^{-1} (*KDI 1903M - KDI 2504M*, 2020). Motors aprīkots ar mehānisko rotora augstspiediena sūknī, un tas atbilst *EUR STAGE III A* izmešu normām, kas attiecināmas uz bezceļu spēkratu motoriem, t.i., izmantošanai kompresoros, rūpnieciskās urbšanas iekārtās, iekrāvējos, buldozeros, ekskavatoros, bezceļu kravas automobiļos, sniega tīrītājos, celtnos u.tml., kā arī lauksaimniecības un mežsaimniecības traktoros.

Pētnieciskais motors savienots ar motoru jaudas stendu, kura slogošanas iekārta sastāv no maiņstrāvas dinamometra, kas var darboties gan absorbcijas, gan motora režīmā. Darbojoties absorbcijas režīmā, absorbētā energija tiek pārveidota elektroenerģijā un ievadīta koplietošanas elektrotīklā. Maksimālā dinamometra absorbcijas jauda ir 50 kW , maksimālie apgriezieni – 7000 min^{-1} , maksimālais absorbcijas griezes moments – 140 N m . Par slogošanas iekārtas korektu darbību atbild *ABB 4* piedziņas sistēma, kas tiek kontrolēta ar *CADET* vadības sistēmu (*AC Dyno and CADET Compact*, 2019).

Degvielas patēriņa mēriekārtā AVL KMA Mobile

Degvielas patēriņa mēriekārtā *AVL KMA Mobile* (skat. 2.5. att.) ir universāla ierīce, kas paredzēta mērīšanai gan laboratorijas, gan ceļa apstākļos. Tā tiek izmantota visās četrās eksperimentālo pētījumu programmās, t.i., PP-2, PP-3, PP-4 un PP-5. Mērīšanas iekārtā sastāv no mērīšanas un kondicionēšanas moduļiem.

Iekārtas *AVL KMA Mobile* galvenie parametri (*AVL KMA Mobile Fuel Consumption Measuring System*, 2008): mērīšanas diapazons – 0.35 – 150 l h⁻¹, darbības temperatūra – no -10 °C līdz +50 °C, mērāmās degvielas blīvums – 0.5 ... 2.0 g cm⁻³, mērīšanas kļūda – 0.1%.

Atgāzu analītiskā sistēma AVL SESAM FTIR

Atgāzu analītiskā sistēma *AVL SESAM FTIR* (skat. 2.5. att.) tiek izmantota visās četrās eksperimentālo pētījumu programmās, t.i., PP-2, PP-3, PP-4 un PP-5. Tā ir mēriekārtā, kas paredzēta motoru izplūdes gāzu komponenšu daudzuma noteikšanai dažādos darbības režīmos. Iekārtu var izmantot tikai stacionāros apstākļos.



2.5. att. Degvielas patēriņa mēriekārtā *AVL KMA Mobile* un atgāzu analītiskā sistēma *AVL SESAM FTIR*

Atgāzu sastāvs tiek noteikts ar infrasarkano staru spektrometra palīdzību. Vienlaikus var noteikt 25 dažādas atgāzu komponentes, piemēram, C₂H₂; C₂H₄; C₂H₆; C₃H₈; C₄H₆; C₄H₈; CH₄; CO₂; CO; H₂O; N₂O; NH₃; NO₂; NO; SO₂ u.c. Vairākas komponentes iekārtā aprēķina papildus mēritajām, piemēram, NO_x un HC. Mērīšanas intervāls ir 1 sekunde, darbības temperatūra – 10 °C līdz 30 °C, iekārtas dzesēšana tiek veikta ar šķidro slāpekli (*AVL SESAM FTIR User's Manual*, 2007).

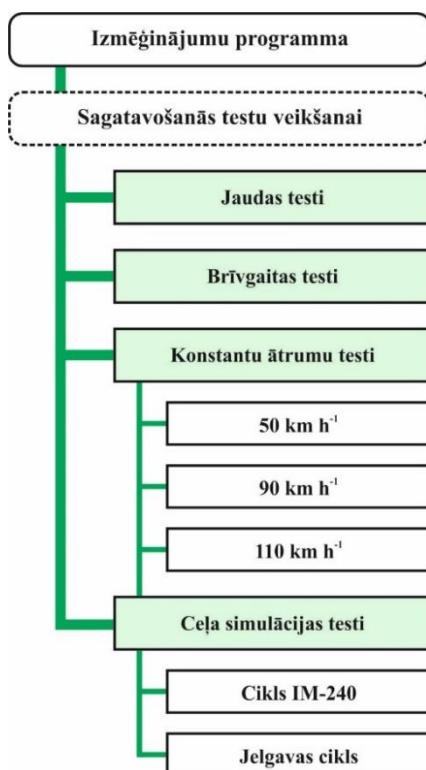
2.2. Eksperimentālo pētījumu programmu metodikas

Tā kā eksperimentālo pētījumu programmas, balstoties uz pētāmo objektu specifiku (tieki pētīts automobilis, traktors un motors uz stenda), tiek veiktas, izmantojot dažādus stendus – šasijas dinamometru, jūgvārpstas jaudas stendu un motorstendu, izstrādātas trīs atsevišķas pētījumu metodikas.

Pētījumu programmu PP-2 un PP-3 eksperimentālo pētījumu metodika

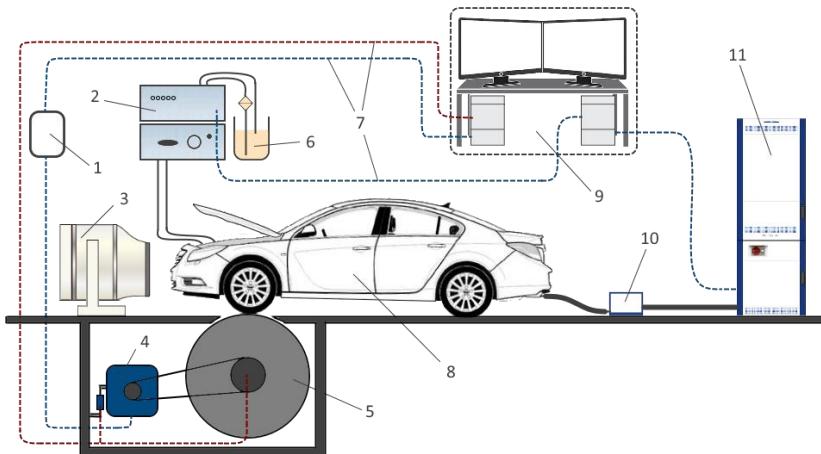
Šī metodika izstrādāta, balstoties uz LBTU ADZL līdzšinējo vairāku gadu pieredzi darbā ar dažādu degvielu, t.sk., arī biodegvielu testēšanu pētījumos, projektos un promocijas darbos (Dukulis, 2013; Pirs, 2011).

Izmēģinājumu programma izstrādāta tā, lai iegūtie rezultāti pēc iespējas tuvāk atbilstu automobiļa tipiskākajiem reālās ekspluatācijas režīmiem. Programmas shēma dota 2.6. attēlā.



2.6. att. PP-2 un PP-3 izmēģinājumu programmas shēma

Tā kā konstantu braukšanas ātrumu un ceļa simulācijas testos vienlaikus tiek noteiktas degvielas patēriņš un izplūdes gāzu sastāvs, visas iekārtas un mērījīces jāsaslēdz kopējā sistēmā (skat. 2.7. att.). Katras iekārtas vadībai un datu uzkrāšanai paredzēts atsevišķs dators.



2.7. att. Iekārtu un mēriņču izkārtojums pētījumu programmu PP-2 un PP-3 veikšanai

1 – šasijas dinamometra vadības platforma; 2 – degvielas patēriņa mēriekārtā AVL KMA Mobile; 3 – ventilators; 4 – jaudas absorbcijas bloks; 5 – šasijas dinamometrs Mustang MD-1750; 6 – degvielas tvertne; 7 – datu kabeļi; 8 – testējamais automobilis; 9 – datori ar speciālu programmatūru; 10 – apsildāms filtrs; 11 – daudzkomponentu izplūdes gāzu analītiskā sistēma AVL SESAM FTIR

Veicamo testu apraksts

Jaudas testu ar dīzelmotoru darbināmiem automobiļiem veic pilnas slodzes režīmā pie pilnībā nospiesta akseleratora pedāla pie ieslēgta viena nemainīga pārnesuma (parasti pie tā, kuram pārnesuma attiecība ir vistuvākā attiecībai 1:1). Mēriņšana sākas no vidēji zemas kloķvārpstas rotācijas frekvences (dīzelmotoriem aptuveni $1200 - 1500 \text{ min}^{-1}$) līdz maksimāli pieļaujamai kloķvārpstas rotācijas frekvencei konkrētajam automobilim. Gaisa un ceļa pretestības zudumus nēm vērā atbilstoši konkrētā automobiļa modelim un masai, pirms testiem stenda programmatūrā ievadot automobiļa parametrus.

Brīvgaitas testu veic 60 s, automobilim darbojoties pie stabilas brīvgaitas kloķvārpstas rotācijas frekvences. Konstanta ātruma testu režīmi (50 , 90 un 110 km h^{-1}) izvēlēti atbilstoši tipiskākajiem konstantas kustības ātrumiem Latvijas apstākļos pilsētā un ārupus tās. Pārnesuma izvēli katrā no šiem režīmiem izvēlas atkarībā no testējamā automobiļa pārnesumkārbas parametriem.

Automobiļiem ar sešpakāpju pārnesumkārbu, t.sk. testējamajam automobilim *Opel Insignia 2.0 CDTi* ar ieslēgtu ceturto pārnesumu veic konstantas kustības ātruma režīmu 50 km h^{-1} , ar ieslēgtu piekto pārnesumu – 90 km h^{-1} , ar ieslēgtu sesto pārnesumu – 110 km h^{-1} .

Arī konstanta ātruma viena testa ilgums ir 60 s. Ja testa laikā ātrums mainās vairāk nekā par $\pm 2 \text{ km h}^{-1}$, konkrētais atkārtojums tiek brāķēts.

Ceļa simulācijas testi imitē automobiļa kustību pa ceļu, veicot paātrināšanos, palēnināšanos, bremzēšanu, vienmērīgas kustības un brīvgaitas posmus. Šajās

pētījumu programmās tiek izmantoti divi cikli – standartizētais IM-240 cikls un pašu LBTU pētnieku izstrādātais Jelgavas pilsētas cikls.

Cikla IM-240 ilgums ir 240 s, garums 3.1 km, vidējais un maksimālais braukšanas ātrums attiecīgi 47.3 un 91.2 km h⁻¹.

Jelgavas pilsētas cikls izstrādāts cita LBTU promocijas darba izstrādes laikā (Dukulis, 2013; Dukulis, Pirs, 2009) un aprobēts vairākos pētījumos un promocijas darbā (Pirs, 2011). Cikla ilgums ir 360 s, garums 2.32 km, vidējais un maksimālais braukšanas ātrums attiecīgi 23.28 un 52 km h⁻¹.

Jaudas stenda programmatūra kontrolē braukšanas ātrumu katrā cikla sekundē, un tikai tie atkārtojumi tiek uzskatīti par derīgiem, kuros netiek fiksēta neviena novirze ārpus konkrētā datu punkta ātruma pieļaujamām robežām.

Izmēģinājumos iegūto parametru vērtību ietekmējošie faktori

Iegūtos rezultātus var ietekmēt konkrētā automobiļa dažādu sistēmu darbība, piemēram, automobiļa dzesēšanas sistēmas ventilatora, izplūdes gāzu recirkulācijas sistēmas u.tml. Teorētiski ir iespējams šīs sistēmas uz laiku atslēgt, tomēr tad var tikt traucēta motora normāla darbība. Tāpēc dažādu faktoru ietekmes samazināšanai uz iegūtajiem rezultātiem strikti jāievēro pētījumu metodika un jāizvēlas pietiekams mērījumu atkārtojumu skaits.

Nepieciešamā mērījumu precizitātes un atkārtojumu skaits

Tā kā šajās pētījumu programmās izmantotās iekārtas tiek praktiski darbinātas jau vairāk nekā 10 gadus, tad personālam ir iekrāta praktiskā pieredze, veikti vairāki priekšizpētes eksperimenti, ņemta vērā katras konkrētās iekārtas precizitāte un datu ierakstīšanas biežums. Šādi noteikts viena mērījuma atkārtojuma ilgums brīvgaitas un konstanto ātrumu testiem – 60 s. Katrā konkrētā mērījumu atkārtojuma rezultāts tiek noteikts, ar aprakstošās statistikas un rupjo kļūdu novēršanas metodēm apstrādājot 60 s momentānās vērtības.

Arī nepieciešamo atkārtojumu skaits noteikts priekšizpētes pētījumos. Konstatēts, ka 3 atkārtojumi ir pietiekami, lai variācijas koeficients nepārsniegtu 3%, kas liecina par mērījumu augstu precizitāti. Piebilstams, ka variācijas koeficients un līdz ar to arī standartklūdas degvielas patēriņa mērījumos ir daudz mazākas, bet atgāzu sastāva mērījumos izkliede ir lielāka. Tā kā atgāzu komponentes ar konkrētu iekārtu tiek noteiktas miljonajās dalās no atgāzu tilpuma ppm (*parts per million*), un bieži konkrētās komponentes koncentrācija ir ļoti niecīga, tad dēļ atgāzu mērīšanas specifikas atkārtojumu skaits netiek mākslīgi palielināts, bet rezultātu ticamība tiek nodrošināta, veicot rupjo kļūdu brāķešanu datu apstrādes laikā.

Izmēģinājumu rezultātu izklāsta forma

Pēc visu testu veikšanas katrā no pētījumu programmām, darbinot automobili ar katru no degvielām, paredzēts prezentēt šādus rezultātus:

- maksimālās jaudas un griezes momenta vērtības;
- jaudas un griezes momenta raksturlīknes;
- degvielas patēriņu katrā no testiem;
- atgāzu sastāvu katrā no testiem.

Maksimālā jauda N_{max} , darbinot automobili ar katru no degvielām, tiek aprēķināta, izmantojot katra atkārtojuma i maksimālās jaudas vērtības:

$$N_{max} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n N_{i\ max}, \quad (2.1)$$

kur $N_{i\ max}$ – i -tā atkārtojuma maksimālā jauda, kW;

n – atkārtojumu skaits.

Pēc analoģiskas formulas tiek aprēķināts maksimālais griezes moments M_{max} :

$$M_{max} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n M_{i\ max}, \quad (2.2)$$

kur $M_{i\ max}$ – i -tā atkārtojuma maksimālais griezes moments, N m.

Jaudas un griezes momenta raksturlīknēs konstruē, aprēķinot jaudas un griezes momenta vidējās vērtības pie katras no motora kloķvārpstas rotācijas frekvencēm ar soli 20 min^{-1} .

Konstantā ātruma testa vidējo degvielas patēriņu litros uz 100 km aprēķina, izmantojot momentāno degvielas patēriņu litros stundā, testa laiku un kustības ātrumu (Pirs, 2011):

$$Q_{(1\text{ uz }100\text{ km})} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{100}{v \cdot t} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(l \cdot h^{-1} mom)} \right)_i, \quad (2.3)$$

kur $Q_{(1\text{ uz }100\text{ km})}$ – vidējais degvielas patēriņš, l uz 100 km ;

v – kustības ātrums, km h^{-1} ;

t – viena atkārtojuma laiks, s;

$Q_{(l \cdot h^{-1} mom)}$ – momentānais degvielas patēriņš, l h^{-1} .

Ceļa simulācijas testa vidējo degvielas patēriņu litros uz 100 km aprēķina pēc formulas (Pirs, 2011):

$$Q_{(1\text{ uz }100\text{ km})} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{100 \cdot t}{3600 \cdot s} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(l \cdot h^{-1} mom)} \right)_i, \quad (2.4)$$

kur s – atkārtojuma laikā nobrauktais attālums, km.

Katras konkretās atgāzu komponentes relatīvo daudzumu visos testos aprēķina pēc formulas (Pirs, 2011):

$$Q_{(ppm\ vai\ %)} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{t} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(ppm\ vai\ \% mom)} \right)_i, \quad (2.5)$$

kur $Q_{(ppm\ vai\ %)}$ – vidējais komponentes relatīvais daudzums, ppm vai %;

$Q_{(ppm\ vai\ \% mom)}$ – momentānais komponentes relatīvais daudzums, ppm vai %.

Testu rezultātu uzskatāmākai atspoguļošanai to vērtības var tikt attēlotas grafiku veidā. Norādot aprēķināto lielumu iespējamo izkliedi, izmantota 95% ticamība.

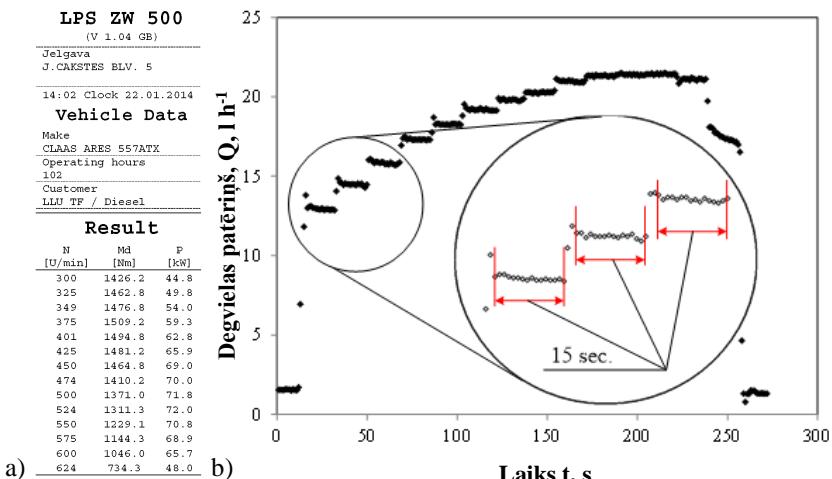
Pētījumu programmas PP-4 eksperimentālo pētījumu metodika

Tā kā gan šajā pētījumu programmā, gan nākamajā tiek izmantotas tās pat degvielas patēriņa un atgāzu sastāva noteikšanas ierīces, kas pētījumu programmās PP-2 un PP-3, turklāt testi tāpat tiek veikti iekštelpās tajā pašā laboratorijā, tad vairākas darbības, kas aprakstītas iepriekš, piemēram, izmēģinājumu apstākļu nodrošināšana, sagatavošanās testu veikšanai u.c., ir identiskas, tāpēc šeit netiek atkārtotas. Akcentētas tikai konkrētā pētījumu objekta un jaudas stenda lietošanas īpatnības.

Traktora jauda tiek noteikta no jūgvārpstas, izmantojot dinamometru *MAHA ZW-500*. Vienlaikus mēra degvielas patēriņu un izplūdes gāzu sastāva, attiecīgi izmantojot *AVL KMA MOBILE* degvielas patēriņa mērītāju un *AVL SESAM FTIR* daudzkomponentu izplūdes gāzu analītisko sistēmu.

Nemot vērā konkrētā testa objekta nominālo motora kloķvārpstas rotācijas frekvenci (2200 min^{-1}) un jūgvārpstas pārnesumu attiecību (3.67), jaudas noteikšanu paredzēts veikt pie jūgvārpstas apgriezienu diapazona no 300 līdz 625 min^{-1} ar 25 min^{-1} soli. Balstoties uz priekšizpētes rezultātiem, izturēšanas laiks katrā slogošanas punktā iestatīts uz 15 s. Tā kā slogošanas laikā motors ne vienmēr darbojas stabili, ar katru degvielu veic 5 atkārtojumus.

Neapstrādātu datu piemēri – izdruka no jūgvārpstas jaudas stenda *MAHA ZW-500* rokas termināļa un degvielas patēriņa grafiks – ir parādīti 2.8. attēlā.



2.8. att. Pētījumu programmas PP-4 neapstrādātu datu piemēri

a – izdruka no jūgvārpstas jaudas stenda rokas termināļa; b – degvielas patēriņa grafiks

Traktora motora kloķvārpstas rotācijas frekvenci aprēķina pēc formulas (Dukulis, 2013):

$$n = n_{jv} \cdot i, \quad (2.6)$$

kur n – traktora motora kloķvārpstas rotācijas frekvence, min^{-1} ;

i – traktora jūgvārpstas pārnesumu attiecība (*CLAAS ARES 557ATX* traktoram 3.67);
 n_{jv} – jūgvārpstas rotācijas frekvence, min^{-1} .

Traktora motora efektīvo jaudu aprēķina pēc formulas (Dukulis, 2013):

$$N_e = \frac{N_{jv}}{\eta}, \quad (2.7)$$

kur N_e – traktora motora efektīvā jauda, kW;

η – traktora jūgvārpstas pārvada lietderības koeficients (*CLAAS ARES 557ATX* traktoram 0.95);

N_{jv} – jauda, kas mērīta no jūgvārpstas, kW.

Traktora motora griezes momentu aprēķina pēc formulas (Dukulis, 2013):

$$M_m = \frac{M_{jv}}{i \cdot \eta}, \quad (2.8)$$

kur M_m – traktora motora griezes moments, N m;

M_{jv} – griezes moments, kas mērīts no jūgvārpstas, N m.

Tā kā katram nākamām 15 s slodzē pie noteiktiem jūgvārpstas apgriezieniem sākas tikai tad, kad apgriezeni klūst stabili (apmēram pēc 3 s), lai veiktu datu analīzi, tie ir jāizgriež no neapstrādātā degvielas patēriņa datiem (skat. 2.8.b att.). Līdzīgi kā neapstrādātā degvielas patēriņa dati izskatās arī atsevišķu izplūdes gāzu komponenšu mērīšanas grafiki, taču, nemot vērā izplūdes gāzu un mērīties specifiku, skaitlisko vērtību stabilizēšanās aizņem ilgāku laiku un ir neiespējami izgriezt 15 sekunžu datu intervālus kā degvielas patēriņam. Tāpēc rezultātu prezentācijai tiek nemots katras izplūdes gāzu komponentes vidējais daudzums visā jūgvārpstas apgriezienu diapazonā no 300 līdz 625 min^{-1} .

Degvielas patēriņu aprēķina pēc formulas (Dukulis, 2013):

$$Q_{(l \cdot h^{-1})} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{t} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(l \cdot h^{-1} \text{ mom})} \right)_i, \quad (2.9)$$

kur $Q_{(l \cdot h^{-1})}$ – degvielas patēriņš, 1 h^{-1} ;

n – atkārtojumu skaits;

t – viena atkārtojuma laiks, s;

$Q_{(l \cdot h^{-1} \text{ mom})}$ – momentānais degvielas patēriņš, 1 h^{-1} .

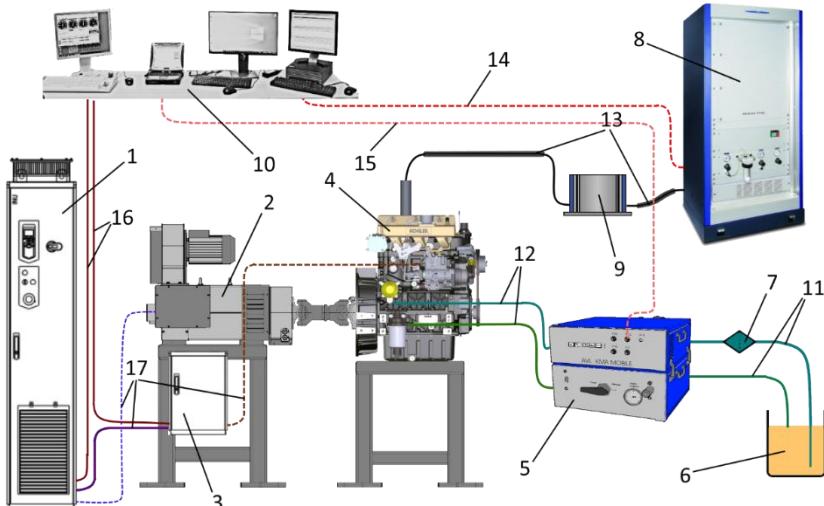
Tā kā gan traktora dīzeļdegvielas iesmidzināšanas sistēmas, gan degvielas padeves sistēmas piegādā degvielu pēc tilpuma, īpatnējais degvielas patēriņš tiek aprēķināts nevis kā parasti $g \text{ kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$, bet $g_e \text{ kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$:

$$g_e = \frac{Q_{(l \cdot h^{-1})}}{N_e}, \quad (2.10)$$

kur g_e – īpatnējais degvielas patēriņš, $1 \text{ kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$.

Pētījumu programmas PP-5 eksperimentālo pētījumu metodika

Motorstenda izmēģinājumu, t.i., pētījumu programmas PP-5 iekārtu un mērīerīču izkārtojuma un slēguma shēma dota 2.9. attēlā.



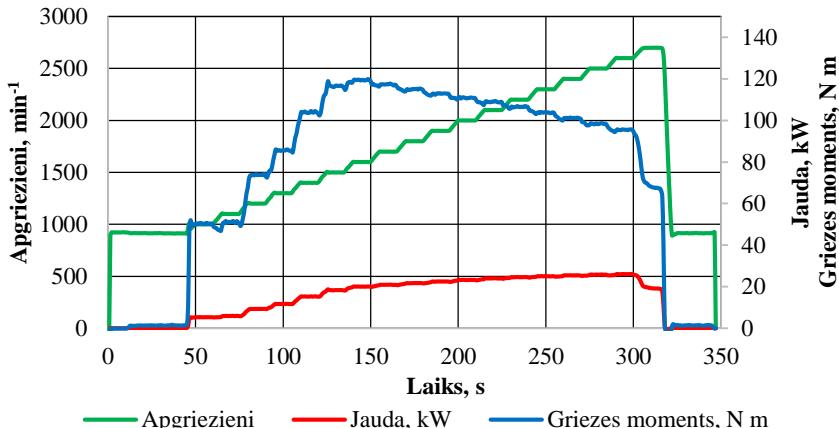
2.9. att. Iekārtu un mērīerīču izkārtojums pētījumu programmas PP-5 veikšanai

1 – reģeneratīvā piedziņa; 2 – maiņstrāvas dinamometrs; 3 – motora vadības kārba; 4 – KOHLER motors; 5 – degvielas patēriņa mēriekārta AVL KMA Mobile; 6 – degvielas tvertnie; 7 – degvielas filtrs; 8 – daudzkomponentu izplūdes gāzu analītiskā sistēma AVL SESAM FTIR; 9 – apsildāms filtrs; 10 – datori ar speciālu programmatūru; 11, 12 – degvielas caurulvadi; 13 – izplūdes gāzu apsildes sistēma; 14, 15, 16, 17 – AVL SESAM FTIR, AVL KMA Mobile, dinamometra un motora datu kabeļi.

Pētījumu programmas pamatā ir iepriekš izstrādāts slogošanas cikls, kas nodrošina testējamā motora darbību kloķvārpstas apgriezenu diapazonā no 1000 līdz 2700 min⁻¹. Slogošana tiek veikta ar soli 100 min⁻¹, kas konkrētajā apgriezenu diapazonā veido 18 slogošanas solus. Degvielas paderves svira iestatīta maksimālās degvielas paderves stāvoklī. Katra slogošanas sola izturēšanas laiks 10 s. Aktivizējot testu, slodzes stends automātiski notur iestatītos motora apgriezienus, vienlaikus reģistrējot motora attīstīto jaudu un griezes momentu, savukārt papildus pieslēgtās degvielas patēriņa un atgāzu sastāva mēriekārtas reģistrē attiecīgi momentānā degvielas patēriņa un izmešu sastāva datus.

Ar katru no eksperimentos izmantoto degvielu veidiem tiek veikti 5 – 7 atkārtojumi. Sākotnēji no katra eksperimentu atkārtojuma tiek atlasīti katra mērījuma sola stabilie diapazoni, t.i., aptuveni 10 s, no kā tiek aprēķinātas mērījumu sola vidējās vērtības. Pēc datu matemātiskās apstrādes rezultāti tiek attēloti kā katra degvielas veida visu atkārtojumu vidējās vērtības.

Neapstrādātu datu piemērs ir parādīts 2.10. attēlā.



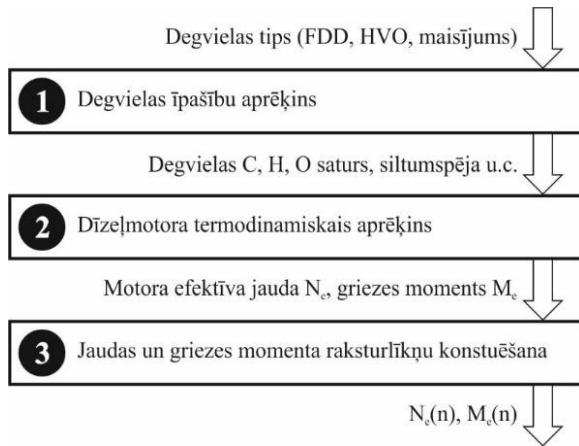
2.10. att. Pētījumu programmas PP-5 neapstrādātu jaudas un griezes momenta datu piemērs

2.3. Teorētiskā modeļa apraksts

Lai varētu veikt teorētiskos pētījumus, t.sk. dīzelmotora darbības termodinamiskos aprēķinus, konstruētu motora efektīvās jaudas un griezes momenta līknes un aprēķinātu degvielas patēriņu, nepieciešams matemātiskais modelis. Iespējami divi risinājumi – izveidot jaunu modeli vai izmantot kādu esošu. Nemot vērā, ka LBTU Tehniskajā fakultātē iepriekš izstrādāti trīs ar biodegvielu pielietojumu un modelēšanu saistīti promocijas darbi, kuros veikta modeļu izstrāde, šim nolūkam iegādājoties modelēšanas programmu *ExtendSim*, kā arī to kodi un formulas ir pieejami un modificējami, nolemts izmantot modeli, kurā veikta dīzelmotora modelēšana (Dukulis, Birkavs, 2013), veicot pielāgošanu modeļa blokos, kur nepieciešams norādīt HVO degvielas īpašības vai izmantošanas specifiku.

Tā kā oriģinālais modelis sastāv no vairākiem simtiem bloku, kur katrā no tiem ir viena vai vairākas formulas to darbināšanai, tās visas šeit nav dotas, bet pieejamas promocijas darbā “Rapša eļļas degvielas izmantošana dīzelmotoros un logistika” (Dukulis, 2013). Šajā darbā doti tikai attēli un formulas tiem blokiem, kuros veiktas būtiskākās izmaiņas.

Tā kā iepriekš minētais modelis ir paredzēts, lai novērtētu rapšu eļļas izmantošanu dīzelmotoros, pirmais modulis, kas aprēķina degvielas īpašības, piemēram, oglēkla (C), ūdenraža (H) un skābekļa (O) saturu degvielas maisījumā, degvielas siltumspēju u.c. parametrus, ir būtiski jāpārveido. Otrais modulis veic motora darbības termodinamisko aprēķinu, bet trešais – konstruē motora efektīvās jaudas un griezes momenta līknes (skat. 2.11. att.). Pēdējiem diviem moduļiem nav nepieciešamas būtiskas izmaiņas.



2.11. att. Modeļa blokshēma

Vispārīgā gadījumā degvielas zemāko siltumspēju Q_z (kJ kg^{-1}) aprēķina pēc formulas:

$$Q_z = (33.91 \cdot C + 103.01 \cdot H - 10.89 \cdot O) \cdot 1000, \quad (2.11)$$

kur C – oglekļa saturs degvielā, masas daļas;

H – ūdeņraža saturs degvielā, masas daļas;

O – skābekļa saturs degvielā, masas daļas.

Maisījumdegvielām šos lielumus aprēķina kā vidējos svērtos (Dukulis, 2013):

$$C = \frac{\sum_{i=1}^n C_{sat-i} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad H = \frac{\sum_{i=1}^n H_{sat-i} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad O = \frac{\sum_{i=1}^n O_{sat-i} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (2.12)$$

kur m_i – i -tās degvielas saturs maisījumā, masas %;

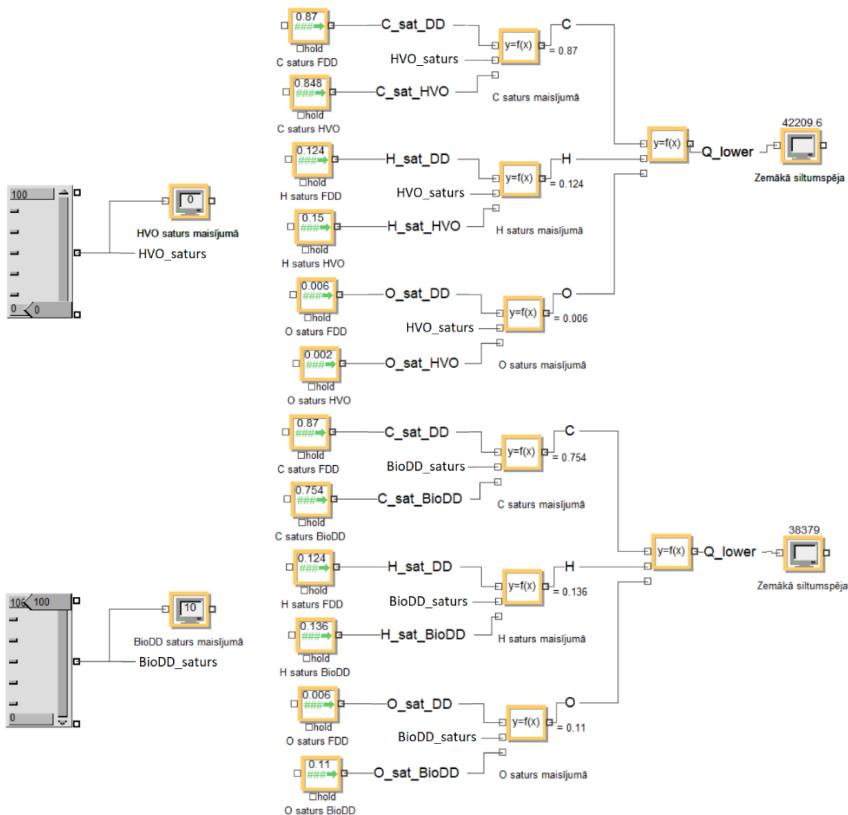
C_{sat-i} – i -tās degvielas oglekļa saturs, masas daļas;

H_{sat-i} – i -tās degvielas ūdeņraža saturs, masas daļas;

O_{sat-i} – i -tās degvielas skābekļa saturs, masas daļas.

Oglekļa, ūdeņraža un skābekļa saturs fosilajā dīzeļdegvielā un biodīzeļdegvielā ir zināms jau ilgu laiku (modelēšanai tiek pieņemtas vidējās vērtības attiecīgi 0.870, 0.124 un 0.006 fosilajai dīzeļdegvielai un 0.754, 0.136 un 0.110 biodīzeļdegvielai). Tā kā HVO ir salīdzinoši jauna degviela, daudzi pētnieki visā pasaule pēta HVO fizikālās ķīmiskās īpašības atkarībā no hidroapstrādes temperatūras un katalizatoriem. Vidējās vērtības ir: 0.848 ogleklīm, 0.150 ūdeņradim un 0.002 skābeklim (Bezergianni et al., 2014; Lapuerta et al., 2011; Pinto et al., 2013).

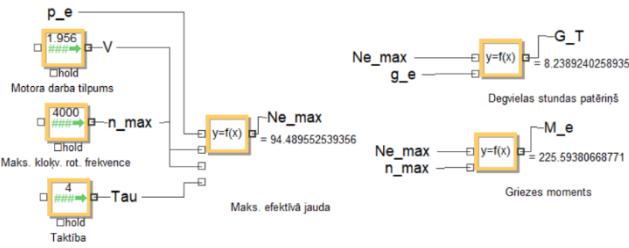
Modeļa bloki degvielas maisījuma saturu un zemākās siltumspējas vērtības noteikšanai parādīti 2.12. attēlā.



2.12. att. **Modeļa bloki degvielas maisījuma satura un zemākās siltumspējas vērtības noteikšanai**

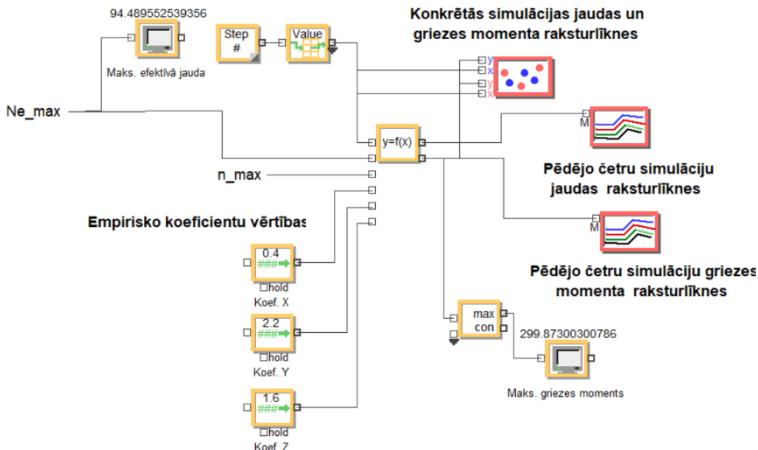
Veicot šo bloku testa simulācijas, aprēķinātā (teorētiskā) zemākā siltumspējas vērtība tūrai HVO ir 44185 kJ kg^{-1} , fosilajai dīzeļdegvielai 42210 kJ kg^{-1} , biodīzeļdegvielai 38380 kJ kg^{-1} . Salīdzinot šīs vērtības ar datiem no 1.1. tabulas, var secināt, ka modifīcētais modulis darbojas korekti.

Modeļa otrs modulis “Dīzelmotora termodinamiskais aprēķins” nosaka motora efektīvo jaudu un griezes momentu, pamatojoties uz visiem degvielas satura jutīgiem parametriem. Dīzelmotora termodinamiskais aprēķins balstās uz klasiskām sakarībām, kas dotas dažados informācijas avotos (Van Basshuysen, Schaefer, 2016; Xin, 2011), bet iepriekš izstrādātais modelis (Dukulis, 2013) papildināts ar iespēju ievadīt konkrētajam motoram raksturīgus koeficientus atkarībā no tā, vai motoram ir vai nav turbopūte, ar tiešo iesmidzināšanu vai priekšsadegšanas kameru utt. Šī modula izvejas parametri ir: maksimālā efektīvā jauda N_{max} (kW) pie motora kloķvārpstas rotācijas frekvences n_{max} (min^{-1}), degvielas patēriņš stundā G_T (kg h^{-1}) un efektīvais griezes moments M_e (N m) (skat. 2.13. att.).

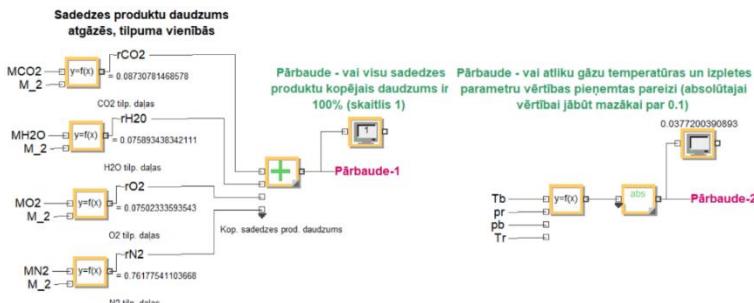


2.13. att. Motora jaudas, degvielas patēriņa un griezes momenta aprēķina bloki

2.14. attēlā parādīti bloki, kas konstruē jaudas un griezes momenta raksturliknes. Tā kā modelis sastāv no vairākiem simtiem bloku, kuros ievadītie parametri iespaido daudzu citu bloku vērtības, vairākās modeļa vietās izveidoti pārbaudes jeb kontroles bloki. Šādu bloku piemērs dots 2.15. attēlā.

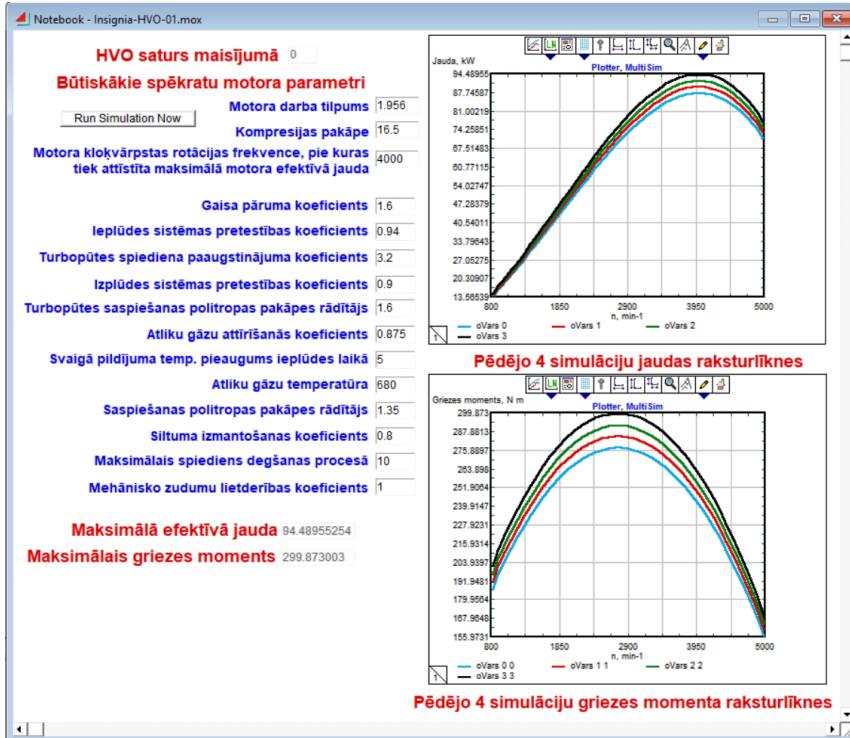


2.14. att. Modeļa bloku piemērs jaudas un griezes momenta raksturlikņu konstruēšanai



2.15. att. Modeļa bloku piemērs aprēķinu kontrolei

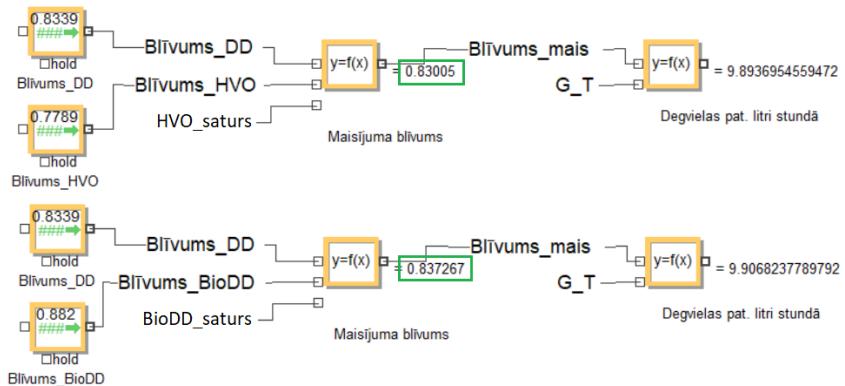
Lai motora un barošanas sistēmas parametru ievade un simulācijas rezultātu aplūkošana būtu ērtāka, izveidota ievades – izvades saskarne jeb logs (skat. 2.16. att.).



2.16. att. **Modeļa mainīgo parametru ievades un simulācijas rezultātu aplūkošanas logs**

Veicot testa simulācijas (tajās netika ņemts vērā transmisijas lietderības koeficients, lai iegūtos motora datus varētu salīdzināt ar ražotāja tehnisko specifikāciju), maksimālā motora jauda 94.49 kW automobilim *Opel Insignia 2.0 CDTi*, izmantojot dīzeļdegvielu, tiek sasniegta pie 4000 min^{-1} , bet maksimālais attīstītais griezes moments ir 299.87 N m. Salīdzinot iegūtās modelēšanas vērtības ar automobiļu ražotāja sniegtajiem datiem (attiecīgi 128 Zs vai 96 kW un 300 N m), atšķirības nepārsniedz 2%. Modelēšanas pētījumiem šāda robežvērtība ir pieļaujama un netraucē identificēt atšķirības, ekspluatējot automobili ar dažādām degvielām.

Tā kā eksperimentāli testētās degvielas ir ar atšķirīgu blīvumu, un iepriekš izstrādātais modelis degvielas patēriņu aprēķina kilogramos stundā, tad objektīvākam salīdzinājumam modelēšanas procesā izveidoti jauni bloki, kas atkarībā no maisījuma komponenšu sastāva un blīvuma aprēķina gan maisījuma blīvumu, gan veic degvielas patēriņa pārrēķinu litros stundā (skat. 2.17. att.).



2.17. att. Degvielas maisījuma blīvuma un degvielas patēriņa aprēķina bloki

Veicot šo bloku testa simulācijas un salīdzinot aprēķinātos blīvumus HVO7 un BioDD7 degvielām ar datiem no 2.2. tabulas, kur eksperimentos izmantoto maisījumdegvielu blīvumi ir attiecīgi 830.0 un 837.2 kg m⁻³, var secināt, ka jaunizveidotais modulis darbojas korekti.

Modelēšanas rezultāti un to salīdzinājums ar eksperimentālajiem pētījumiem doti 3.5. nodalā.

Nodaļas kopsavilkums

Izstrādātā teorētisko un eksperimentālo pētījumu vispārīgā shēma ietver piecas pētījumu programmas, aptverot dažādus pētījumu objektus (automobilis, traktors un pētnieciskais motors), vienlaikus cenšoties, ja to ļauj testējamo objektu specifika, dažādajās programmās izmantot vienas un tās pat ierīces, piemēram, degvielas patēriņa un atgāzu mērīšanai, lai pētījumu rezultātus kopumā neiespaidotu dažādu ierīču izmantošana.

Lai vēlāk varētu skaidrot iegūtos rezultātus, praktiski visām testos izmantotajām degvielām bez to ražotāju sertifikātiem veikta pilna fizikālo parametru analīze neatkarīgās sertificētās testēšanas laboratorijās.

Katrai atsevišķajai pētījumu programmai bez pētījumu objekta un iekārtu raksturojuma dota arī pētījumu veikšanas secība, izmēģinājumu apstākļu raksturojums, veicamo testu apraksts, izmēģinājumos iegūto parametru vērtību ietekmējošo faktoru analīze, nepieciešamās mērījumu precizitātes un atkārtojumu skaita pamatojums, kā arī aprakstīta izmēģinājumu rezultātu izklāsta forma.

Teorētiskā modeļa aprakstā dotas galvenās atšķirības no iepriekš izstrādātajiem modeļiem, kā arī izskaidrotas veiktās modifikācijas moduļos, formulās un parametros.

3. REZULTĀTI UN DISKUSIJA

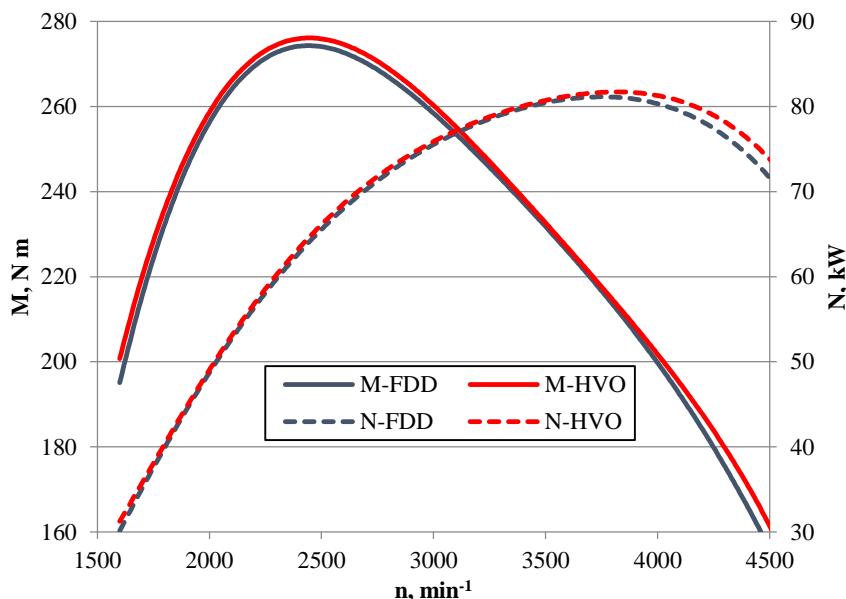
3.1. Pētījumu programma PP-2 – vieglā automobila testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD un HVO

Jaudas un griezes momenta mērījumu rezultāti

Automobiļa *Opel Insignia* jaudas un griezes momenta raksturlīknes iegūtas, to darbinot ceturtajā pārnesumā pie pilnībā piespiesta akceleratora pedāla. Iegūtās raksturlīknes atspoguļo automobiļa jaudu un griezes momentu uz dzenošajiem riteņiem.

Salīdzinot jaudas un griezes momenta vidējās vērtības ar katra atsevišķā brauciena vērtībām, griezes momenta raksturlīknēm korelācija pārsniedz 99.96%, bet jaudai – 99.97%. Šāda datu sakritība vērtējama kā ļoti augsta, līdz ar to 3 atkārtojumi jaudas un griezes momenta mērījumos ir pietiekami.

Izmantojot jaudas un griezes momenta vidējās vērtības pie konkrētajiem apgriezieniem, konstruētas jaudas un griezes momenta raksturlīknes, darbinot automobili *Opel Insignia* ar HVO un FDD (skat. 3.1. att.).



3.1. att. Jaudas un griezes momenta raksturlīknes, darbinot automobili *Opel Insignia* ar HVO un fosilo dīzeldegvielu

Eksperimentu rezultāti parāda, ka darbā ar abām degvielām automobiļa jaudas un griezes momenta raksturlīknes visā motora klokvārpstas rotācijas frekvences diapazonā ir līdzīgas. Darbinot automobili ar HVO, vidējais jaudas un griezes momenta pieaugums, salīdzinot ar FDD, ir 1%.

Maksimālā jauda ar HVO 82.13 kW tiek sasniegta pie 3760 min⁻¹, bet ar FDD – 81.85 kW pie 3700 min⁻¹. Maksimālais griezes moments ar HVO 276.85 N m tiek sasniegts pie 2400 min⁻¹, bet ar FDD – 274.49 N m pie 2360 min⁻¹. Maksimālās jaudas atšķirība – 0.34%, bet maksimālā griezes momenta atšķirība – 0.86%. Ievērtējot iekārtas precizitāti, atšķirības uzskatāmas par nebūtiskām.

Degvielas patēriņa mērījumu rezultāti

Visu atkārtojumu vidējais dīzeļdegvielas patēriņš brīvgaitā ir $0.499 \pm 0.003 \text{ l h}^{-1}$, bet HVO – $0.505 \pm 0.003 \text{ l h}^{-1}$. Atšķirība ir 1.02%. Nemot vērā to, ka brīvgaitas degvielas patēriņu visvairāk iespāido dažādi testēšanas apstākļi (piemēram, motora temperatūra), šo atšķirību nevar uzskatīt par būtisku.

Tāpēc objektīvāk degvielas patēriņa izmaiņas raksturo tieši dažādie braukšanas režīmi. Visu atkārtojumu rezultātu vidējo vērtību apkopojums dots 3.1. tabulā.

3.1. tabula. Degvielas patēriņš litros uz 100 km dažādos braukšanas režīmos, lietojot FDD un HVO degvielu

Režīms	FDD	HVO	Atšķirība
50 km h ⁻¹	3.682	3.686	0.10%
90 km h ⁻¹	5.001	5.376	7.50%
110 km h ⁻¹	6.024	6.219	3.22%
Cikls IM-240	6.441	6.641	3.11%
Jelgavas cikls	9.397	9.954	5.93%
Vidēji:			3.97%

Kā redzams no 3.1. tabulas datiem, tad vidējais HVO degvielas patēriņš par aptuveni 4% pārsniedz FDD patēriņu. Lai to izskaidrotu, jāaplūko būtiskākās abu izmantoto degvielu īpašības (skat. 3.2. tabulu).

3.2. tabula. FDD un HVO degvielas būtiskākās īpašības

Rādītāji	FDD	HVO	Atšķirība
Blīvums pie 15 °C, kg m ⁻³	836.3	778.9	7.37%
Siltumspēja, MJ kg ⁻¹	44.0	43.9	0.23%
Siltumspēja, MJ l ⁻¹	36.8	34.2	7.61%

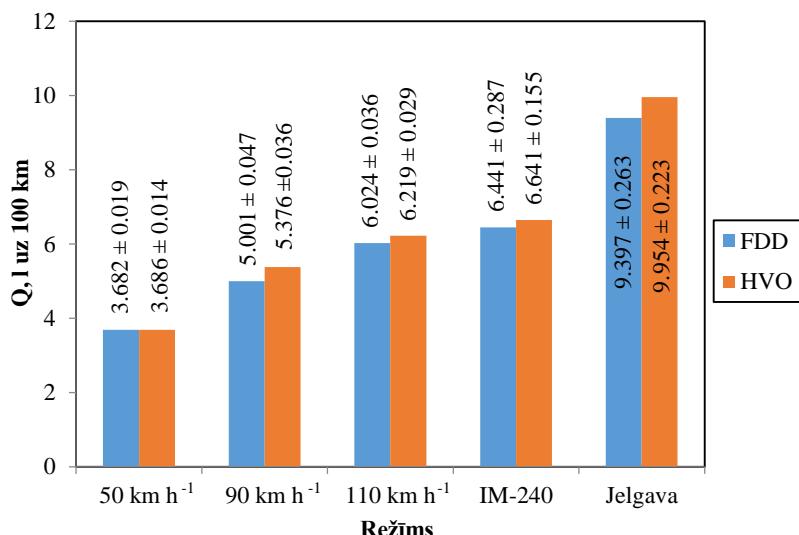
Kā redzams no tabulas datiem, tad abu degvielu siltumspēja MJ uz kilogramu praktiski neatšķiras, taču vairāk nekā par 7% atšķiras degvielu blīvums. Tas arī rada 7.6% atšķirību siltumspējā uz vienu litru degvielas. Nemot vērā arī promocijas darbā veiktos aprēķinus, kur noskaidrots, ka vienādā saspieštās degvielas tilpumā HVO ir par 5.37% mazāk enerģijas nekā FDD, aptuveni tikpat procentus var prognozēt maksimālo degvielas patēriņa pieaugumu.

Lai novērtētu vidējo vērtību iespējamo kļūdu, izmantota vispārpieņemtā statistisko datu apstrādes metodika. Statistisko rādītāju aprēķinu piemērs, darbinot automobili ar HVO degvielu un braucot ar ātrumu 50 km h⁻¹, parādīts 3.3. tabulā.

3.3. tabula. Degvielas patēriņa rezultātu kļūdas novērtēšanas aprēķinu piemērs

Parametrs	Vērtība
Vidējā vērtība	3.6858
Standartkļūda	0.0073
Standartnovirze	0.1136
Amplitūda	0.5184
Minimālā vērtība	3.4400
Maksimālā vērtība	3.9584
Mērījumu punktu skaits	240
Variācijas koeficients	0.20%
Kļūda pie ticamības līmeņa 95.0%	0.0144

Variācijas koeficienta vērtība (0.20%) liecina, ka mērījumu precizitāte ir ļoti augsta. Aprēķinātā degvielas patēriņa kļūda pie ticamības līmeņa 95% konkrētajā aprēķinu piemērā ir aptuveni 0.014 litri uz 100 km. Tādējādi, piemēram, HVO degvielas patēriņš, braucot ar ātrumu 50 km h^{-1} , ir 3.686 ± 0.014 litri uz 100 km. Analogiski aprēķini abām degvielām veikti visos režīmos un to rezultāti parādīti 3.2. attēlā.



3.2. att. Degvielas patēriņš dažādos braukšanas režīmos, darbinot automobili *Opel Insignia* ar HVO un FDD

Kā redzams no 3.2. attēla datiem, tad HVO patēriņš, salīdzinot ar FDD, ir lielāks visos režīmos pat, ievērtējot iespējamo mērījumu kļūdu.

Identiska metodika vidējo vērtību iespējamo kļūdu novērtēšanai izmantota arī katrai izplūdes gāzu komponentei, kā arī citās pētījumu programmās visiem parametriem, kurus var uzskatīt par viena parametra atkārtotiem mērījumiem.

Kā jau tika minēts iepriekš, šis lielākais HVO degvielas patēriņš izskaidrojams ar mazāku tilpumisko siltumspēju, ko rada mazāks šīs degvielas blīvums, salīdzinot ar FDD. Tāpēc lietderīgi aplūkot, kā izskatītos 3.1. tabulā un 3.2. attēlā atspoguļotie rezultāti, ja degvielas patēriņš tiktu pārēķināts kilogramos uz 100 km (sk. 3.4. tabulu).

HVO degvielas masas patēriņš ir par 3.2% mazāks salīdzinājumā ar dīzeļdegvielu, taču atsevišķos testa režīmos atšķirība ir statistiski nenozīmīga. Tā kā braukšanai vienmērīgā ātrumā un braukšanas ciklos ir nepieciešams līdzīgs griezes moments, izmantojot abas degvielas, var pieņemt, ka enerģijas pārveidošanas efektivitāte testējamā automobiļa motoram raksturīgos apstākļos ir augstāka parafina sintētiskajai degvielai HVO, salīdzinot ar FDD. Tas arī izskaidro, kāpēc pie atšķirīgā degvielas patēriņa maksimālā griezes momenta un jaudas testa braucienos griezes momenta/jaudas liknes ir tik tuvu viena otrai.

3.4. tabula. Degvielas patēriņš kg uz 100 km dažādos braukšanas režīmos, lietojot FDD un HVO degvielu

Režīms	FDD	HVO	Atšķirība
50 km h ⁻¹	3.079	2.871	-6.77%
90 km h ⁻¹	4.182	4.188	0.13%
110 km h ⁻¹	5.038	4.844	-3.86%
Cikls IM-240	5.387	5.173	-3.97%
Jelgavas cikls	7.858	7.754	-1.34%
Vidēji:			-3.16%

Degvielas patēriņa atšķirību salīdzinājums ļauj secināt, ka no enerģētiskā viedokļa HVO ir līdzvērtīga degviela fosilajai dīzeļdegvielai. Tomēr, tā kā degvielas uzpildes mērvienība tomēr ir litrs, bet ne kilograms, tad ar nelielu degvielas patēriņa palielinājumu jārēķinās.

Atgāzu sastāva mērījumu rezultāti

Kā jau minēts eksperimentu metodikā, tad dažādu komponenšu daudzums atgāzēs ir ļoti mainīgs lielums ne tikai, salīdzinot dažādus atkārtojumus, bet arī viena atkārtojuma robežas. Jāatzīmē, ka vienas komponentes samazināšanās ar kādu no degvielas paraugiem var izraisīt citas komponentes nelielu palielinājumu, un dažādos režīmos tendences var būt atšķirīgas.

Promocijas darbā NO_x, nesadegušo oglūdeņražu HC, SO₂, CO₂ un CO satura izmaiņas atgāzēs, darbinot automobili ar abām degvielām, dotas diagrammās, bet kopsavilkumā (skat. 3.5. tabulu) parādīts tikai atgāzu satura komponentu samazinājums dažādos braukšanas režīmos, lietojot HVO degvielu, salīdzinot pret FDD. Šajā pētījumā visām atgāzu komponentēm, kas parasti tiek salīdzinātas dažādu degvielu pētījumos, izmantojot HVO degvielu, ir tendence samazināties, salīdzinot pret FDD. Turklat samazinājums konstatēts visos testētajos kustības režīmos. NO_x dažādos režīmos samazinājās vidēji par 6.8%, nesadegušie oglūdeņraži – par 37.5%, SO₂ – par 13.1%, CO₂ – par 5.0%. Tvana gāzes (CO) atgāzēs, izmantojot HVO degvielu, nebija vispār. Jāpiebilst, ka arī ar fosilo dīzeļdegvielu CO daudzums atgāzēs bija niecīgs.

3.5. tabula. Atgāzu saturu komponentu samazinājums dažādos braukšanas režīmos, lietojot HVO degvielu, salīdzinot pret FDD

Komponente	Brīvgaite	Režīms					
		50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cikls IM-240	Jelgavas cikls	Vidēji
NO _x	-6.4%	-7.6%	-0.4%	-12.8%	-5.1%	-8.2%	-6.8%
HC	-34.9%	-43.4%	-37.1%	-48.9%	-31.7%	-28.8%	-37.5%
SO ₂	-13.7%	-28.6%	-4.6%	-2.4%	-12.1%	-17.2%	-13.1%
CO ₂	-11.0%	-7.8%	-1.9%	-1.5%	-3.0%	-4.8%	-5.0%
CO	-100%	-100%	-100%	-100%	-100%	-100%	-100%

CO₂ koncentrācijas samazinājums skaidrojams ar to, ka ūdeņraža un oglekļa attiecība HVO degvielā ir 2.14, t.i., ievērojami augstāka, salīdzinot ar tipisko dīzeļdegvielu, t.i., 1.88 (Labeckas et al., 2017; Sugiyama et al., 2012). Pilnīgas HVO sadegšanas laikā, salīdzinot ar FDD, rodas salīdzinoši vairāk H₂O un mazāk CO₂.

HVO izmantošana FDD vietā izraisa arī SO₂ emisiju samazinājumu. Naftas produkti, piemēram, FDD, satur sēru, kas degvielas ražošanas laikā tiek atdalīts līdz attiecīgā standarta noteiktajam līmenim. Sintētiskā degviela, piemēram, HVO, kas izgatavota no bioloģiskiem resursiem, parasti satur ļoti maz sēra savienojumu. Saskaņā ar Japānas pētnieku analītiskajiem datiem, dīzeļdegvielā ir 6 ppm sēra, bet HVO parasti mazāk nekā 3 ppm (Sugiyama et al., 2012). Tas izskaidro šī pētījuma rezultātus. Mazāks sēra satura izmešos var pagarināt izplūdes gāzu pēcapstrādes ierīču lietderīgās kalpošanas laiku. Tas var arī samazināt cieto daļu (PM) emisijas (Wang et al., 2009).

HVO ietekme uz NO_x emisijām šajā pētījumā bija mazāk izteikta. Vislielākais samazinājums tika konstatēts tikai lielākās slodzes apstākļos, vienmērīgi braucot ar ātrumu 110 km h⁻¹. Tā kā HVO ir augstāks cetānskaitlis nekā dīzeļdegvielai, sadegšana sākas agrāk motora darba cikla laikā. Parasti tas var radīt paaugstinātu spiedienu un temperatūru, kas var izraisīt palielinātu NO veidošanos.

Mazos un vidējos motora apgriezienos parasti tiek izmantota degvielas pilotesmidzināšana, un to var attiecināt arī uz motoru šajā pētījumā. Degvielas cetānskaitļa pieaugums izpaužas kā īsāks aizdegšanās kavējums degvielas pilotesmidzināšanas laikā un mazāks pēc galvenās iesmidzināšanas. Aprakstīto pilotesmidzināšanas efektu un šķietamo siltuma izdalīšanās ātruma līkņu salīdzinājumu starp HVO un FDD snieguši Japānas pētnieki (Sugiyama et al., 2012). Saskaņā ar iekšdedzes motoru darbības pamatprincipiem (Heywood, 2018), galvenais NO rašanās avots dīzeļmotorā ir difūzijas sadegšanas fāze, kas sākas pēc pilotsadegšanas un tiek pabeigta nākamās galvenās iesmidzināšanas iepriekšējās sajaukšanās fāzē. Detalizēti NO_x satura rezultāti nav apkopoti grafikos, bet NO₂ bija aptuveni 55% un NO tikai 45% no kopējā slāpekļa oksīdu

tilpuma abām pārbaudītajām degvielām. Parasti NO₂ ir jābūt no 10 līdz 30% no slāpekļa oksīdu emisijām no dīzeļmotora (Heywood, 2018). Tas nozīmē, ka šajā pētījumā slāpekļa oksīdu sastāvu izplūdes gāzēs ietekmē gāzu pēcapstrādes sistēmas.

Lietojot HVO, novērots ievērojams HC emisiju samazinājums par aptuveni 38%. Ir divi galvenie faktori, kā oglūdeņraži var “izvairīties” no sadegšanas dīzeļmotoros – degvielas maisījums klūst pārāk liess, lai aizdegtos iepriekšējās sajaukšanās degšanas fāzē, kas seko aizdegšanās kavējuma fāzei, un degvielas un gaisa maisījums klūst pārāk bagāts, lai aizdegtos sajaukšanās kontrolētajā degšanas fāze (Heywood, 2018). Tā kā HVO ir ievērojami augstāks cetānskaitlis, tas izraisa īsāku aizdegšanās kavējumu un mazāk izteiktu iepriekšējās sajaukšanās degšanas fāzi. Tas var izraisīt HC emisiju samazināšanos.

Salīdzinot iegūtos rezultātus ar citiem pētījumiem, apstiprinās, kas tika minēts situācijas apskatā, t.i., dažādu parametru izmaiņu tendences atšķiras atkarībā no izmantotās degvielas īpašībām un testa objektiem. Līdzīgi kā Vācijā veiktajā pētījumā (Singer et al., 2015), HC izplūdes gāzēs samazinās, bet NO_x pieaugums netiek novērots.

Salīdzinot ar Čehijā veikto pētījumu (Bortel et al., 2019), iegūti ļoti līdzīgi rezultāti CO₂ un NO_x samazinājumam, bet HC samazinājums ir aptuveni divas reizes mazāks.

Degvielas patēriņa pieaugums ir ļoti līdzīgs Lietuvas pētnieku konstatētajam (Rimkus et al., 2019). HC izmaiņu tendences ir tuvas, bet NO_x un CO₂ koncentrācijas samazinājums ir mazāks.

CO₂ izmaiņas ir tuvas, salīdzinot ar itālu pētnieku datiem (Suarez-Bertoa et al., 2019), taču tur netika konstatētas būtiskas izmaiņas citās izplūdes gāzu komponentēs. Fakts, ka ar HVO netika novērota jaudas un griezes momenta samazināšanās, atbilst Japānā veiktajiem testiem (Sugiyama et al., 2012), kur konstatēts, ka HVO iesmidzināšanas daudzumam ir jābūt par 3 līdz 5% lielākam nekā FDD, taču tas neizraisa jaudas zudumus, darbinot motoru, aprīkotu ar Common Rail sistēmu, lai gan tilpuma enerģijas saturs HVO degvielai ir aptuveni par 5% mazāks.

3.2. Pētījumu programma PP-3 – vieglā automobiļa testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD, HVO7 un BioDD7

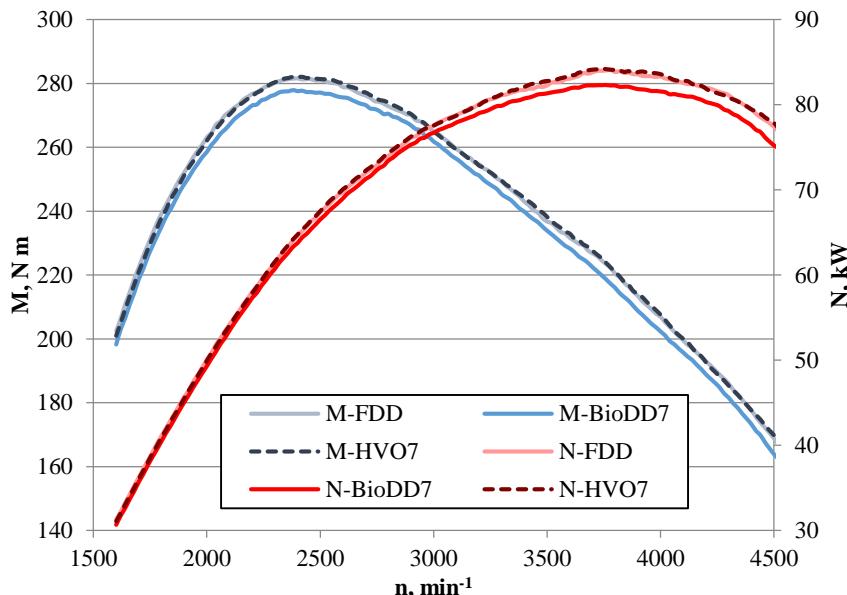
Pētījumu programmas PP-3 uzdevums obligātā biodegvielu piejaukuma kontekstā bija izvērtēt perspektīvu pirmās paaudzes biodīzeļdegvielas piejaukumu aizvietot ar pēc tilpuma līdzvērtīgu HVO piejaukumu. Tāpēc bez tīras fosilās dīzeļdegvielas tika testēta FDD ar 7% (pēc tilpuma) biodīzeļdegvielas piejaukumu (BioDD7) un FDD ar 7% (pēc tilpuma) HVO (*Neste Oil* ražotās *NExBTL*) piejaukumu (HVO7).

Jaudas un griezes momenta mērījumu rezultāti

Automobiļa *Opel Insignia* jaudas un griezes momenta raksturlīknes iegūtas, to darbinot ceturtajā pārnesumā pie pilnībā piespiesta akseleratora pedāļa.

Salīdzinot jaudas un griezes momenta vidējās vērtības ar katra atsevišķā braucienā vērtībām, kā arī savstarpēji atsevišķo atkārtojumu vērtības, griezes momenta raksturlīknēm korelācija pārsniedza 99.8%, bet jaudai – 99.9%. Šāda datu sakritība vērtējama kā ļoti augsta, līdz ar to 3 atkārtojumi jaudas un griezes momenta mērījumos ir pietiekami.

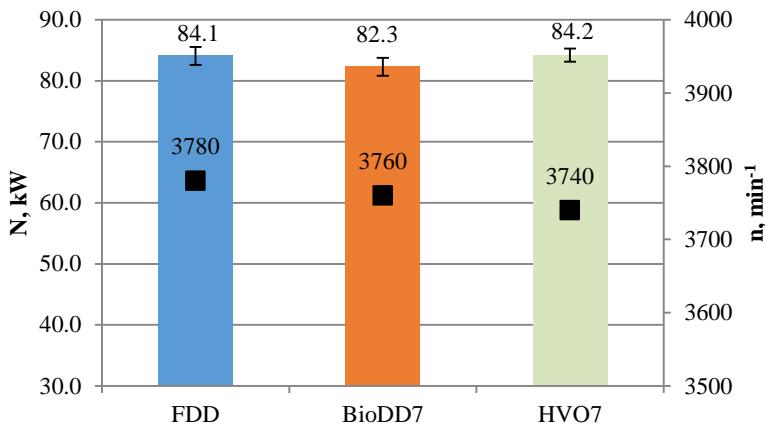
Izmantojot jaudas un griezes momenta vidējās vērtības pie konkrētajiem apgriezieniem, konstruētas jaudas un griezes momenta raksturlīknnes, darbinot automobili *Opel Insignia* ar trīs dažādām degvielām (tās turpmāk attēlos un tabulās apzīmētas ar FDD, BioDD7 un HVO7) (skat. 3.3. att.).



3.3. att. Jaudas un griezes momenta raksturlīknnes, darbinot automobili *Opel Insignia* ar trīs dažādām degvielām

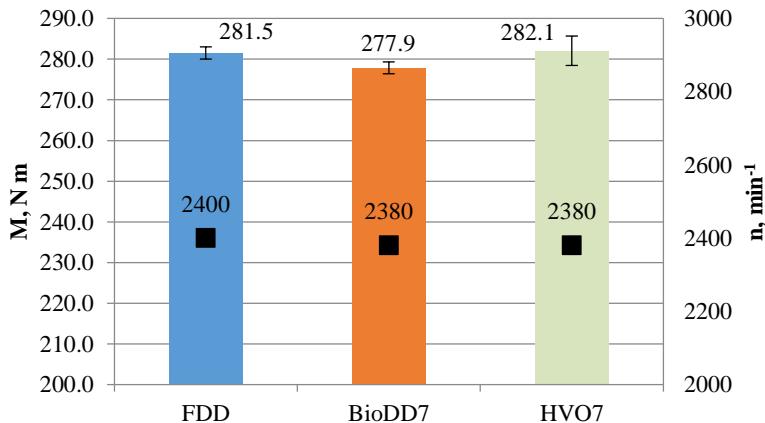
Eksperimentu rezultāti parāda, ka darbā ar FDD un dīzeļdegvielu, kurai piejaukti 7% HVO degvielas, automobiļa jaudas un griezes momenta raksturlīknnes visā motora kloķvārpstas rotācijas frekvences diapazonā ir līdzīgas – jaudas un griezes momenta vērtību izmaiņas nevienā no mērītajiem datu punktiem nepārsniedz 0.8%.

Maksimālā automobiļa jauda ar FDD 84.1 kW tiek sasniegtā pie 3780 min^{-1} , ar BioDD7 – 82.3 kW pie 3760 min^{-1} , bet ar HVO7 – 84.2 kW pie 3740 min^{-1} (skat. 3.4. att.). Maksimālās jaudas atšķirība fosilajai dīzeļdegvielai un dīzeļdegvielai, kurai piejaukti 7% HVO degvielas, ir 0.16%, kas uzskatāma par nebūtisku. Savukārt, darbinot automobili ar dīzeļdegvielu, kurai piejaukti 7% biodīzeļdegvielas, tiek attīstīta par 2.12% mazāka maksimālā jauda, salīdzinot ar FDD, un par 2.28% mazāka jauda, salīdzinot ar HVO7 degvielu.



3.4. att. Maksimālās jaudas vērtības un tām atbilstošās kloķvārpstas rotācijas frekvences, darbinot automobili *Opel Insignia* ar trīs dažādām degvielām

Maksimālais griezes moments ar FDD 281.5 N m tiek sasniegts pie 2400 min^{-1} , ar BioDD7 – 277.9 N m pie 2380 min^{-1} , bet ar HVO7 – 282.1 N m pie 2380 min^{-1} (skat. 3.5. att.).



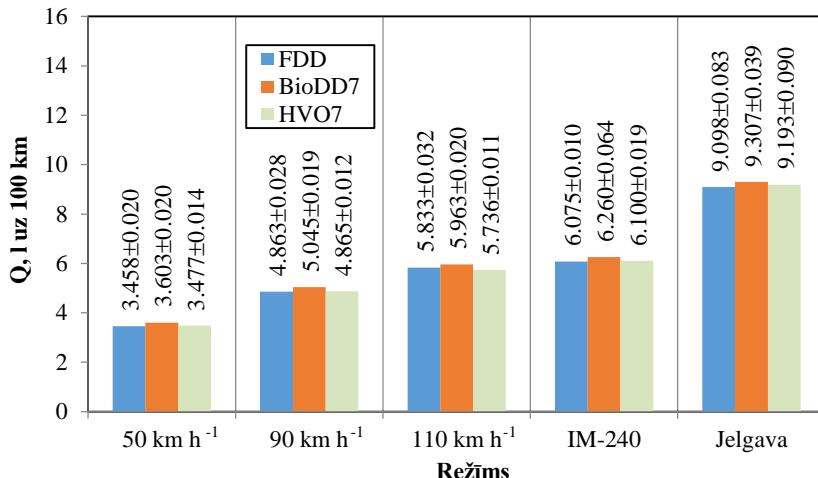
3.5. att. Maksimālā griezes momenta vērtības un tām atbilstošās kloķvārpstas rotācijas frekvences, darbinot automobili *Opel Insignia* ar trīs dažādām degvielām

Maksimālās griezes momenta atšķirība fosilajai dīzeļdegvielai un dīzeļdegvielai, kurai piejaukti 7% HVO degvielas, ir 0.20%, kas uzskatāma par nebūtisku. Savukārt, darbinot automobili ar dīzeļdegvielu, kurai piejaukti 7%

biodīzeldegvielas, tiek attīstīts par 1.3% mazāks griezes moments, salīdzinot ar FDD, un par 1.5% mazāks griezes moments, salīdzinot ar HVO7 degvielu.

Degvielas patēriņa mērījumu rezultāti

Degvielas patēriņa aprēķinu rezultāti parādīti 3.6. attēlā.



3.6. att. Degvielas patēriņš dažados braukšanas režīmos, darbinot automobili *Opel Insignia* ar trīs dažādām degvielām

Visu atkārtojumu vidējais dīzeldegvielas patēriņš brīvgaitā ir $0.536\pm 0.003 \text{ l h}^{-1}$, HVO7 – $0.531\pm 0.003 \text{ l h}^{-1}$, bet BioDD7 – $0.538\pm 0.003 \text{ l h}^{-1}$. Nemot vērā to, ka brīvgaitas degvielas patēriņu visvairāk iespaido dažādi testēšanas apstākļi (piemēram, motora temperatūra), šīs atšķirības (1% robežās) nevar uzskatīt par būtiskām.

Tāpēc objektīvāk dīzeldegvielas patēriņa izmaiņas raksturo tieši dažādie braukšanas režīmi. Visu atkārtojumu rezultātu vidējo vērtību apkopojums dots 3.6. tabulā.

3.6. tabula. Degvielas patēriņš dažados braukšanas režīmos, lietojot trīs dažādas degvielas

Režīms	FDD	BioDD ₇	HVO7	Atšķirība (BioDD7 pret FDD)	Atšķirība (HVO7 pret FDD)	Atšķirība (HVO7 pret BioDD7)
50 km h ⁻¹	3.458	3.603	3.477	4.22%	0.57%	-3.63%
90 km h ⁻¹	4.863	5.045	4.865	3.74%	0.04%	-3.70%
110 km h ⁻¹	5.833	5.963	5.736	2.24%	-1.68%	-3.96%
Cikls IM-240	6.075	6.260	6.100	3.04%	0.40%	-2.63%
Jelgavas cikls	9.098	9.307	9.193	2.30%	1.04%	-1.24%
Vidēji:				3.11%	0.07%	-3.03%

Kā redzams no 3.6. tabulas datiem, tad vidējais FDD un HVO7 patēriņš atšķiras tikai par 0.07%, kas uzskatāms par nebūtisku atšķirību. Savukārt, darbinot automobili ar BioDD7, patēriņš vidēji ir par 3.11% lielāks, salīdzinot ar FDD, un vidēji par 3.03% lielāks, salīdzinot ar HVO7 degvielu.

Atgāzu sastāva mērījumu rezultāti

3.7. – 3.11. tabulā dotas attiecīgi NO_x, nesadegušo HC, SO₂, CO₂ un CO saturu izmaiņas dažādos braukšanas režīmos, lietojot BioDD7 un HVO7 degvielas, salīdzinot tās gan pret fosilo dzīzeldegvielu, gan savstarpēji.

3.7. tabula. NO_x saturu izmaiņas dažādos braukšanas režīmos, lietojot trīs dažādas degvielas

Atšķirība	Režīms						
	Brīvgaita	50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cikls IM-240	Jelgavas cikls	Vidēji
BioDD7 pret FDD	-6.64%	-0.10%	-5.66%	10.67%	-5.81%	2.78%	-0.79%
HVO7 pret FDD	-8.05%	0.30%	-7.17%	-3.82%	-5.58%	-3.08%	-4.57%
HVO7 pret BioDD7	-1.33%	0.40%	-1.43%	-14.90%	0.22%	-5.94%	-3.83%

Lietojot BioDD7 degvielu, NO_x saturs atgāzēs, salīdzinot ar FDD, praktiski nemainās (vidējais samazinājums 0.79%). Arī, lietojot HVO7 degvielu, salīdzinot ar FDD, šīs komponentes vidējais samazinājums ir neliels – 4.57%, bet, salīdzinot ar BioDD7 degvielu – 3.83%. Tā kā pētījumu programmās PP-2 un PP-3 tika testēts tas pats automobilis, kā arī tika izmantotas tās pat iekārtas, tad, salīdzinot ar pirmo testu sēriju, kur tīras HVO degvielas izmantošana samazināja NO_x emisijas vidēji par 6.8%, salīdzinot ar tīru FDD, var secināt, ka šīs atgāzu komponentes samazinājumu nodrošina pat neliels (šajā gadījumā 7%) HVO piejaukums. Tomēr jāņem vērā, ka starp testu sērijām bija 6 mēnešu pātraukums, tāpēc rezultātus var ietekmēt arī automobiļa tehniskā stāvokļa izmaiņas.

3.8. tabula. Nesadegušo oglūdeņražu saturu izmaiņas dažādos braukšanas režīmos, lietojot trīs dažādas degvielas

Atšķirība	Režīms						
	Brīvgaita	50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cikls IM-240	Jelgavas cikls	Vidēji
BioDD7 pret FDD	466.61%	342.01%	138.02%	1610.70%	96.97%	266.63%	486.82%
HVO7 pret FDD	5.26%	27.85%	10.49%	71.55%	-29.07%	5.23%	15.22%
HVO7 pret BioDD7	-438.28%	-245.71%	-115.41%	-897.18%	-154.23%	-248.40%	-349.87%

Lietojot BioDD7 degvielu, būtiski pieaug nesadegušo oglūdeņražu saturs atgāzēs, salīdzinot ar FDD (vidējais palielinājums – 4.9 reizes). Salīdzinājumam,

lietojot HVO7 degvielu, šīs komponentes vidējais palielinājums ir neliels – 15.22%. Lietojot HVO7 degvielu, salīdzinot ar BioDD7 degvielu, samazinājums ir aptuveni 3.5 reizes.

Salīdzinot ar pirmo testu sēriju, kur tīras HVO degvielas izmantošana samazināja HC emisijas vidēji par 13.1%, salīdzinot ar tīru FDD, šajā gadījumā tendence bija pretēja.

Apstiprinās Ķīnas pētnieku konstatētais (Szeto, Leung, 2022), ka maisījumos ar mazu HVO procentuālo daļu šīs degvielas priekšrocības (piemēram, augstais cetānskaitlis) netiek izmantotas.

3.9. tabula. SO₂ satura izmaiņas dažādos braukšanas režīmos, lietojot trīs dažādas degvielas

Atšķirība	Režīms						
	Brīvgaita	50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cikls IM-240	Jelgavas cikls	Vidēji
BioDD7 pret FDD	37.31%	55.28%	27.10%	13.78%	36.56%	68.20%	39.71%
HVO7 pret FDD	9.89%	-32.88%	9.45%	11.19%	-48.76%	-1.04%	-8.69%
HVO7 pret BioDD7	-24.95%	-106.35%	-16.12%	-2.33%	-103.15%	-69.94%	-53.81%

Lietojot BioDD7 degvielu, pieaug arī SO₂ saturs atgāzēs, salīdzinot ar FDD (vidējais palielinājums aptuveni 40%). Lietojot HVO7 degvielu, šai komponentei konstatēts aptuveni 8.7% samazinājums. Salīdzinot ar BioDD7 degvielu, samazinājums ir aptuveni 54%.

Salīdzinot ar pirmo testu sēriju, kur tīras HVO degvielas izmantošana samazināja SO₂ emisijas vidēji par 13%, salīdzinot ar tīru FDD, var secināt, ka arī šīs atgāzu komponentes samazinājumu nodrošina pat neliels HVO piejaukums.

3.10. tabula. CO₂ satura izmaiņas dažādos braukšanas režīmos, lietojot trīs dažādas degvielas

Atšķirība	Režīms						
	Brīvgaita	50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cikls IM-240	Jelgavas cikls	Vidēji
BioDD7 pret FDD	6.06%	2.37%	-0.46%	-1.98%	1.95%	1.41%	1.56%
HVO7 pret FDD	3.25%	-12.97%	-1.75%	0.53%	-0.10%	0.45%	-1.76%
HVO7 pret BioDD7	-2.72%	-15.65%	-1.29%	2.52%	-2.05%	-0.96%	-3.36%

Lietojot BioDD7 degvielu, CO₂ saturs atgāzēs, salīdzinot ar FDD, mainās maz (vidējais palielinājums 1.56%). Arī, lietojot HVO7 degvielu, salīdzinot ar FDD, šīs komponentes izmaiņas ir nelielas – vidējais samazinājums 1.76%, bet, salīdzinot ar BioDD7 degvielu – 3.36%. Salīdzinot ar pirmo testu sēriju, kur tīras

HVO degvielas izmantošana samazināja CO₂ emisijas vidēji par 5%, salīdzinot ar tīru FDD, var secināt, ka arī šīs atgāzu komponentes samazinājumu nodrošina pat neliels HVO piejaukums. To nodrošina lielāka ūdeņraža un oglekļa attiecība HVO, salīdzinot ar FDD.

3.11. tabula. CO saturā izmaiņas dažādos braukšanas režīmos, lietojot trīs dažādas degvielas

Atšķirība	Režīms						
	Brīvgaita	50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cikls IM-240	Jelgavas cikls	Vidēji
BioDD7 pret FDD	17.40%	-45.41%	28.22%	54.75%	6.72%	-7.24%	9.07%
HVO7 pret FDD	93.34%	55.27%	128.18%	100.07%	81.70%	144.83%	100.56%
HVO7 pret BioDD7	64.68%	125.78%	77.96%	29.29%	70.25%	162.54%	88.42%

Lietojot BioDD7 degvielu, nedaudz palielinās CO saturs atgāzēs, salīdzinot ar FDD (vidējais palielinājums aptuveni 9%). Jūtamāks tas ir, lietojot HVO7 degvielu – aptuveni 2 reizes, bet, salīdzinot ar BioDD7 degvielu – pieaugums ir aptuveni 88%. Tā kā 1 ppm = 0.0001%, bet CO atgāzēs šim automobilim mērāms ppm desmitdaļas, tad absolūtajās vienībās CO pieaugums, lietojot HVO7 degvielu, salīdzinot ar FDD, ir no 0.00002 uz 0.00004%, kas ir ļoti nebūtisks. Jāpiebilst, ka pirmajā testu sērijā tvana gāzes (CO) atgāzēs, izmantojot HVO degvielu, nebija vispār, bet ar fosilo dīzeldegvielu CO izmeši bija niecīgi. Skaitliskās vērtības šajā 6 mēnešu laikā ir pieaugušas, ko var izskaidrot arī ar minimālām automobiļa tehniskā stāvokļa izmaiņām.

Salīdzinot iegūtos rezultātus ar citiem pētījumiem, kur veikta maisījumdegvielu izpēte, var secināt, ka reizēm rezultāti sakrīt viena vai vairāku parametru izmaiņu tendencēs, bet citiem parametriem nesakrīt vai nu tendences vai arī skaitliskās vērtības. Saturiski līdzīgs veiktpējas pētījums, salīdzinot HVO un BioDD maisījumus ar fosilo dīzeldegvielu, vienlaikus nosakot arī degvielas patēriņa un izplūdes gāzu saturā izmaiņas, tika veikts Korejā (Kim et al., 2014).

Jaudas samazinājums, izmantojot BioDD7 (Korejā veiktajā pētījumā BioDD10), bija identisks. Izmantojot HVO10, tika iegūta aptuveni par 1% mazāka jauda, tomēr, nemot vērā iespējamo kļūdu, to varētu vērtēt kā nebūtisku. ļoti līdzīgas ir arī degvielas patēriņa izmaiņu tendences, taču skaitliski tās HVO maisījumdegvielas izmantošanas gadījumā bija lielākas, bet BioDD – mazākas. Atšķirības, salīdzinot abus pētījumus, nepārsniedza 1%. Atšķirības tendences izmešu sastāvā – Korejā veiktajā pētījumā HVO maisījumdegvielas izmantošanas gadījumā HC un CO saturā tendences bija pretējas, tāpat kā BioDD izmantošanas gadījumā CO un HC koncentrācijā.

Ar Portugālē veikto pētījumu (Serrano et al., 2021), kur testēja FDD, BioDD7 un HVO15, sakritība ir salīdzinoši nelielajā degvielas patēriņa pieaugumā, lietojot HVO, bet tur tika konstatēts degvielas patēriņa samazinājums BioDD7 izmantošanā, kas ir diezgan apšaubāms, jo visi pārējie maisījumi, kur

biodīzeldegvielas saturs maisijumā bija virs 15%, deva būtisku patēriņu palielinājumu. Līdzīgas tendences BioDD7 izmantošanā bija CO un NO_x saturā, bet HVO15 – NO_x un HC satura izmaiņu tendencēs, bet ne skaitliskajās vērtībās.

Lietuvā veiktais *Audi 1.9 TDI* motora testos (Rimkus et al., 2019) viena no testētajām degvielām bija ar 10% HVO piejaukumu. Tur CO izmaiņas bija nebūtiskas, kas atšķiras no šī pētījuma, bet līdzīgi rezultāti konstatēti NO_x satura izmaiņu tendencēs un procentuālajās vērtībās.

Citā LBTU veiktajā pētījumā (Birzietis et al., 2017) tika salīdzināta FDD un maisijums, kas saturēja 9.15% HVO. Pētījumā tika izmantots 2015. gadā ražots pilnpiedziņas automobilis *Mazda CX-5*, bet testi un mērījumi tika veikti, izmantojot tās pat iekārtas, kas pētījumu programmā PP-3. Abos pētījumos tika konstatētas līdzīgas tendences jaudas un griezes momenta izmaiņas, bet degvielas patēriņš sakritība bija tikai vienā testētajā režīmā, t.i., aptuveni 2% samazinājums, izmantojot HVO saturošu degvielu, pie konstanta braukšanas ātruma 110 km h⁻¹.

3.3. Pētījumu programma PP-4 – traktora testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD un HVO

Pētījumu programmā veikti eksperimentālie pētījumi, darbinot traktoru *Class Ares 557ATX*, lietojot tīras degvielas DD un HVO. Jauda un griezes moments, degvielas patēriņš un atgāzu sastāvs noteikts attiecīgi ar *MAHA ZW-500*, *AVL KML MOBILE* un *AVL SESAM FTIR* iekārtām.

Jaudas un griezes momenta mērījumu rezultāti

Jūgvārpstas jaudas stenda *MAHA ZW-500* rokas termināla izdruku piemēri parādīti 3.7. attēlā.

LPS ZW 500 (V 1.04 GB)														
Vehicle Data														
Make	Make	Make												
<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>	<i>CLAAS ARES 557ATX</i>
Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours	Operating hours
102	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102
Customer	Customer	Customer												
LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel	LLU TF / Diesel
Result			Result			Result			Result			Result		
N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]												
300	1426.2	44.8	299	1414.3	44.3	301	1404.4	44.3	301	1396.6	44.0	300	1391.1	43.7
325	1462.8	49.8	325	1462.8	49.8	326	1440.8	49.2	326	1429.9	48.8	326	1427.2	48.7
349	1476.8	54.0	349	1476.8	54.0	350	1461.6	53.6	351	1452.7	53.4	351	1447.6	53.2
375	1509.2	59.3	375	1509.2	59.3	376	1490.8	58.7	376	1477.9	58.2	376	1474.2	58.0
401	1494.8	62.8	401	1494.8	62.8	401	1481.0	62.2	400	1470.5	61.6	401	1462.3	61.4
425	1481.2	65.9	425	1481.2	65.9	425	1464.8	65.2	425	1452.8	64.7	425	1445.3	64.3
450	1464.8	69.0	450	1464.8	69.0	450	1444.7	68.1	451	1441.7	68.1	451	1426.2	67.4
474	1410.2	70.0	474	1410.2	70.0	476	1396.8	69.6	475	1391.9	69.2	475	1382.7	68.8
500	1371.0	71.8	500	1371.0	71.8	500	1351.3	70.8	500	1345.5	70.5	500	1335.9	69.9
524	1311.3	72.0	524	1311.3	72.0	527	1293.7	71.4	524	1288.8	70.7	525	1279.6	70.4
550	1229.1	70.8	550	1229.1	70.8	550	1213.3	69.9	550	1215.1	70.0	550	1206.5	69.5
575	1144.3	68.9	575	1144.3	68.9	575	1133.0	68.2	575	1124.5	67.7	574	1119.0	67.3
600	1046.0	65.7	600	1046.0	65.7	600	1028.0	64.6	600	1020.9	64.1	603	1017.1	64.2
624	734.3	48.0	624	734.3	48.0	624	730.1	47.7	624	728.1	47.6	624	722.7	47.2

Signature:

Stamp:

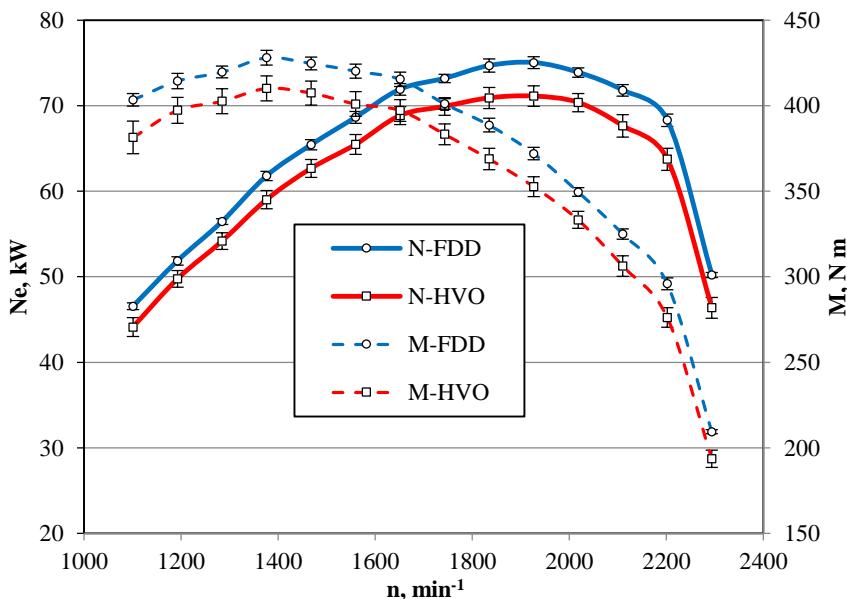
3.7. att. Jūgvārpstas jaudas stenda rokas termināla izdruku piemēri

Lai datus varētu apstrādāt un attēlot grafiski, no šiem datiem aprēķināta traktora motora kloķvārpstas rotācijas frekvence, traktora motora efektīvā jauda un griezes moments, attiecīgi izmantojot formulas (2.6), (2.7) un (2.8) (skat. 30. lpp.).

Motora efektīvās jaudas un griezes momenta raksturlīknes pēc datu apstrādes (ticamības līmenis – 95%) dotas 3.8. attēlā.

Motora efektīvā jauda un griezes moments, izmantojot HVO degvielu, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu, samazinājās – vidējā jaudas un griezes momenta samazinājums visā jūgvārpstas apgriezienu diapazonā bija aptuveni 5.0%.

Šī vērtība ir tuvu procentuālajai atšķirībai, kas aprēķināma no abu izmantoto degvielu zemākās tilpuma siltumspējas vērtībām (36.4 MJ l^{-1} fosilajai dīzeldegvielai un 34.4 MJ l^{-1} HVO degvielai), t.i., 5.5%.

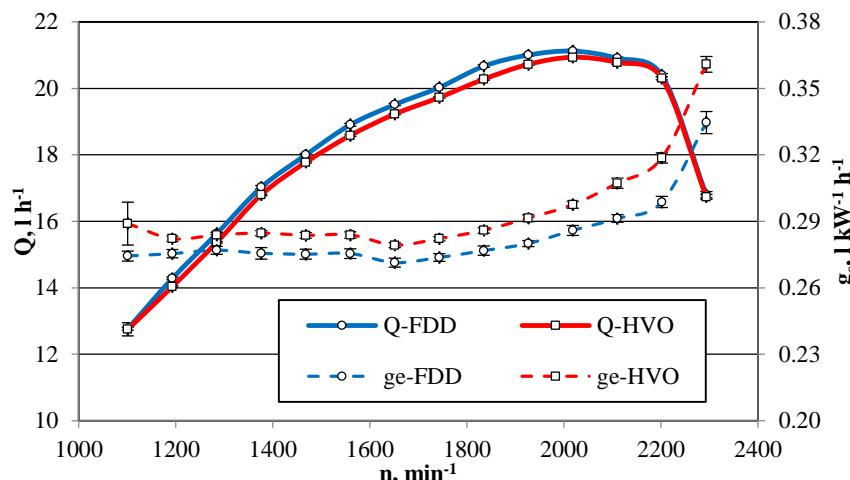


3.8. att. Motora efektīvās jaudas un griezes momenta raksturlīknes, darbinot traktoru *Class Ares 557ATX* ar HVO un fosilo dīzeldegvielu

Degvielas patēriņa mērījumu rezultāti

Degvielas stundas patēriņa Q un īpatnējā degvielas patēriņa g_e līknes pēc datu apstrādes (ticamības līmenis – 95%) dotas 3.9. attēlā.

Neskatoties uz to, ka stundas degvielas patēriņš, izmantojot HVO, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu, ir samazinājies aptuveni par 1%, mazāka attīstītā motora efektīvā jauda ar šo degvielu ir iemesls īpatnējā degvielas patēriņa pieaugumam vidēji par 4.1%.

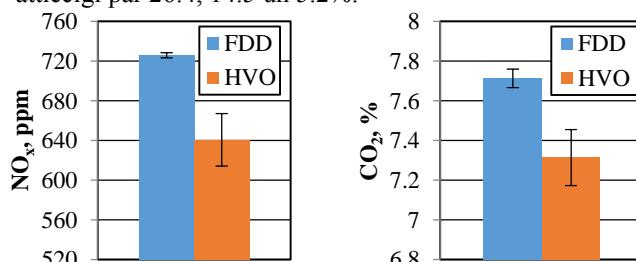


3.9. att. Degvielas patēriņš visā motora kloķvārpstas apgriezienu diapazonā, darbinot traktoru *Class Ares 557ATX* ar HVO un fosilo dīzeldegvielu

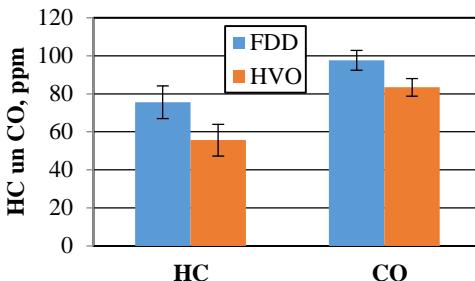
Atgāzu sastāva mērījumu rezultāti

Pētījumu metodikā jau tika minēts, ka, neskatot vērā izplūdes gāzu un mērīces specifiku, skaitlisko vērtību stabilizēšanās aizņem ilgāku laiku un ir neiespējami izgriezt 15 sekunžu datu intervālus datu apstrādei, kā tas tika darīts degvielas patēriņam. Tāpēc rezultātu prezentācijai tiek nemnts katras izplūdes gāzu komponentes vidējai daudzums visā jūgvārpstas un tiem atbilstošo motora kloķvārpstas apgriezienu diapazonā. NO_x, CO₂, HC un CO saturu izmaiņas atgāzēs, darbinot traktoru *Class Ares 557ATX* ar HVO un fosilo dīzeldegvielu, pēc datu apstrādes (ticamības līmenis – 95%) dotas 3.10. un 3.11. attēlā.

Darbinot traktoru ar HVO, vidējais NO_x samazinājums ir 11.8%, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu. Arī citu svarīgu vidi saudzējošo komponentu – kopējo nesadegušo oglūdenražu (HC), CO un CO₂ daudzums, izmantojot HVO, samazinās – attiecīgi par 26.4, 14.5 un 5.2%.



3.10. att. NO_x un CO₂ saturu izmaiņas atgāzēs, darbinot traktoru *Class Ares 557ATX* ar HVO un fosilo dīzeldegvielu



3.11. att. HC un CO saturu izmaiņas atgāzēs, darbinot traktoru *Class Ares 557ATX* ar HVO un fosilo dīzeldegvielu

Apkopojoj šajā pētījumu programmā iegūtos datus, var secināt, ka HVO ir videi draudzīga degviela ar nelielu degvielas patēriņa ekonomiju stundā, bet lietotājam jābūt gatavam jaudas un griezes momenta samazinājumam, kas procentuāli ir tuvs HVO un fosilās dīzeldegvielas zemāko tilpuma siltumspēju vērtību atšķirībai. Tā kā HVO izmantošana traktortehnikā pētīta salīdzinoši maz, tad iegūtie rezultāti salīdzināti arī ar citiem liela darba tilpuma (vismaz 4 litru) motoru pētījumiem, piemēram, autobusu un apvidus transportlīdzekļu.

Čehijā veiktais pētījums par 100% HVO ietekmi uz traktora *Zetor Forestrra 8641* iekšdedzes motora (darba tilpums 4.2 l) ekspluatācijas parametriem, tika konstatēts, ka ar HVO degvielu motora maksimālais griezes moments samazinās par aptuveni 0.9%, bet maksimālā jauda par aptuveni 6%, taču to ir grūti izskaidrot, jo abiem skaitļiem būtu jābūt vienādiem, tāpēc ka visu jūgvārpsta standu specifika ir tikai viena parametra, t.i., griezes momenta mērīšana, bet jauda tiek apreķināta, izmantojot griezes momenta un apgrizienu vērtības. Pieņemot par ticamu otro vērtību, t.i., 6%, tad abos pētījumus tendences ir līdzīgas. Tomēr īpatnējā degvielas patēriņa izmaiņu tendences un skaitliskās vērtības nesakrīt (Pexa et al., 2015).

Tīras HVO degvielas patēriņa un skaitliskās vērtības sakrīt ar Somijā veikto 11 autobusu testēšanu (Makinen et al., 2011), kur tika konstatēts degvielas patēriņa pieaugums, salīdzinot ar vasaras un ziemas klases fosilo dīzeldegvielu, attiecīgi 5.2 un 3.5%.

Sešcilindru dīzelmotora ar turbopūti (darba tilpums 5.9 l) pētījumos Indijā, salīdzinot ar FDD, tika konstatēts NO_x emisiju pieaugums par 26%, kas ir pretēji gan pēc tendences, gan skaitliskās vērtības. Samazinājums salīdzinājumā ar FDD tika konstatēts CO emisijām (par 16%) un HC emisijām (par 16%), kas ir tuvu traktora *Class Ares 557ATX* eksperimentos konstatētajam (Singh et al., 2015).

Citā Somijā veiktais 17 autobusu testēšanā, izmantojot 100% HVO degvielu, vidējais NO_x emisiju samazinājums bija 10%, CO 29% un HC 39%, salīdzinot ar FDD. Tas tika konstatēts galvenokārt *Euro II* un *Euro III* normām atbilstošiem autobusiem (Erkkilam et al., 2011). Un šo gan pēc tendencēm, gan skaitliskajām vērtībām var novērtēt kā vistuvāko promocijas darba ietvaros veiktajam pētījumam.

NO_x , HC un CO samazinājuma tendences sakrīt arī ar Indijā veikto pētījumu (Kumar et al., 2021), tomēr tur tika konstatēts, ka HC un CO emisijas samazinās maisījumiem ar HVO saturu līdz pat 30%, bet, kad HVO procentuālais daudzums tiek vēl vairāk palielināts, emisijas sāk pieauga. Ar šo pētījumu pilnībā sakrīt NO_x emisiju izmaiņu tendences.

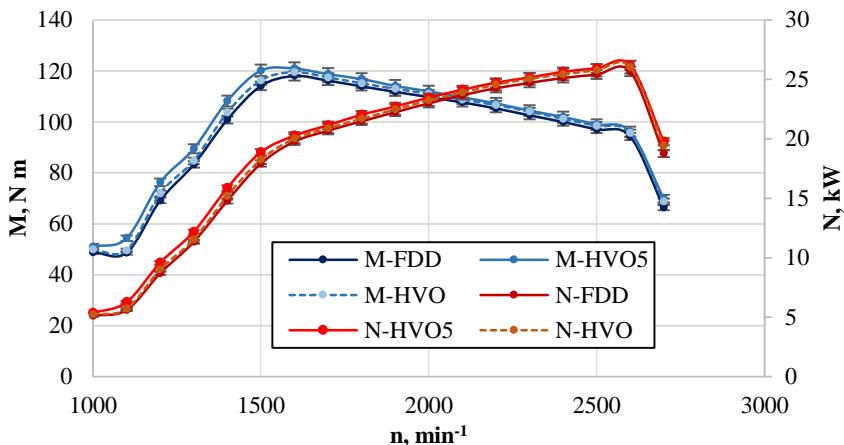
Tāpat tendence, bet ar aptuveni trīs reizes mazāku skaitlisko samazinājumu, sakrīt ar Somijā pētīto apvidus transportlīdzekļa dīzeļmotoru (darba tilpums 4.4 l), kur tika novērots 4.3% NO_x emisiju samazinājums, izmantojot FDD vietā HVO (Ovaska et al., 2019).

3.4. Pētījumu programma PP-5 – motora testēšanas rezultāti, darbinot to ar FDD, HVO un HVO5

Tā kā pētot automobili (pētījumu programmās PP-2 un PP-3) vai traktoru kopumā (pētījumu programmā PP-4), iegūtos jaudas un griezes momenta, kā arī degvielas patēriņu rezultātus iespaido zudumi, kas rodas automobila pārnesumkārbā, galvenajā pārvadā, riteņu gultnos, traktora jūgvārpstas pārvadā un citos saistītos mezglos, bet atgāzu sastāvu ietekmē spēkratu atgāzu neutralizācijas sistēmas, pētījumu programmā PP-5 uz stenda testēts motors. Šajā gadījumā tiek iegūti salīdzinoši “tīri” jaudas, griezes momenta un atgāzu dati, jo iepriekšminēto rezultātus ietekmējošo sistēmu motoram nav. Pētāmais motors attiecināmas uz bezceļu spēkratu motoriem, t.i., izmantošanai iekrāvējos, buldozeros, ekskavatoros, bezceļu kravas automobilos, sniega tīritājos, celtņos u.tml., kā arī lauksaimniecības un mežsaimniecības traktoros, līdz ar to visās eksperimentālo pētījumu programmās izmantotie spēkrati vai to motori aptver pēc iespējas plašas pielietojuma jomas. Savukārt to pašu degvielas patēriņa un atgāzu sastāva noteikšanas iekārtu izmantošana, kas bija P-2, P-3 un P-4 programmās, nodrošina, ka rezultātus pēc iespējas maz ietekmē iespējami citu mēriekārtu izmantošana. Tā kā pētījumu programma PP-5 tika realizēta ziemas apstākļos, tad testētas trīs šajā laikā komerciāli pieejamās degvielas – 2. arktiskās klases FDD, tīra HVO (*Neste My*), un FDD ar 5.21% HVO piejaukumu pēc tilpuma (*Pro Diesel*) jeb turpmāk tekstā HVO5.

Jaudas un griezes momenta mērījumu rezultāti

Datu apstrāde veikta līdzīgi kā traktora pētījumos, t.i., no katras eksperimentu atkārtojuma atlasīti katra mērījuma soļa stabilie diapazoni, t.i., aptuveni 10 s, no kā aprēķinātas mērījumu soļa vidējās vērtības. Pēc datu matemātiskās apstrādes rezultāti attēloti kā katra degvielas veida visu atkārtojumu vidējās vērtības. Motora jaudas un griezes momenta raksturlīknēs pēc datu apstrādes (ticamības līmenis – 95%) dotas 3.12. attēlā. Salīdzinot jaudas un griezes momenta katra atsevišķā atkārtojuma vērtības pie noteiktiem apgriezieniem, korelācija FDD vērtībām pārsniedz 98.1%, HVO – 99.6%, bet HVO5 – 98.0% (no ar katru degvielu veiktajiem 5 – 7 atkārtojumiem datu apstrādei tika atstāti vismaz četri ar visaugstāko savstarpējo jaudas, apgriezienu un griezes momenta datu punktu korelāciju).



3.12. att. Eksperimentālā motora jaudas un griezes momenta raksturliknes, darbinot to ar trīs dažādām degvielām

Augstākā jauda un griezes moments iegūts, motoru darbinot ar HVO5 degvielu, bet zemākie – ar tīru fosilo dīzeļdegvielu. Darbinot motoru ar HVO5, iegūta maksimālā jauda 26.2 kW pie 2600 min^{-1} un maksimālais griezes moments 120.9 N m pie 1600 min^{-1} . Maksimālās jaudas pieaugums ir 2% un maksimālā griezes momenta pieaugums 2.4%, salīdzinot FDD (25.7 kW pie 2600 min^{-1} un 118.1 N m pie 1600 min^{-1}).

Darbinot motoru ar tīru HVO degvielu, iegūta maksimālā jauda 26.0 kW pie 2600 min^{-1} un maksimālais griezes moments 119.5 N m pie 1600 min^{-1} . Maksimālās jaudas pieaugums ir 1.4% un maksimālā griezes momenta pieaugums 1.2%, salīdzinot ar FDD. Tā kā degvielām ir atšķirīgas īpašības (degvielas blīvums, siltumspēja, cetānskaitlis u.c.) (skat. 2.3. tabulu), tad jaudas un griezes momenta izmaiņas jāaplūko kopā ar degvielas patēriņa izmaiņām.

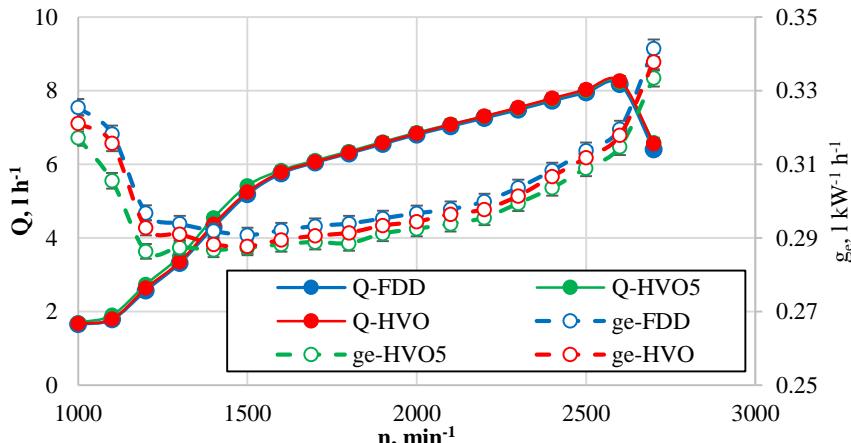
Salīdzinot ar pētījumu programmu PP-2, kur automobilis *Opel Insignia* tika darbināts ar HVO un fosilo dīzeļdegvielu, jaudas un griezes momenta izmaiņu tendences ir līdzīgas. Skaitiski izmaiņu atšķirības nepārsniedz 1%. Salīdzinot ar pētījumu programmu PP-4, kur ar tām pat degvielām tika darbināts traktors *Class Ares 557ATX*, tendences ir pretējas, jo tur, izmantojot HVO degvielu, salīdzinot ar fosilo dīzeļdegvielu, jaudas un griezes momenta samazinājums bija aptuveni 5.0%.

Arī salīdzinot ar pētījumu programmu PP-3, kur automobiļa *Opel Insignia* darbināšanai tika izmantota HVO7 un fosilā dīzeļdegviela, jaudas un griezes momenta izmaiņu tendences ir līdzīgas, tomēr tur atšķirības nepārsniedza 0.2%.

Salīdzinot ar citu pētnieku iegūtajiem rezultātiem, kur pētījumi veikti uz motorstenda, dažkārt vērojamas atšķirības. Piemēram, Korejā (Kim et al., 2014) veiktajā pētījumā, piejaucot līdzīgu daudzumu HVO fosilajai dīzeļdegvielialai, tika iegūts aptuveni 1% jaudas samazinājums, salīdzinot ar FDD, bet ar tīru HVO degvielu vairāk nekā 2% jaudas samazinājums.

Degvielas patēriņa mērījumu rezultāti

Degvielas stundas patēriņa Q un īpatnējā degvielas patēriņa g_e līknes pēc datu apstrādes (ticamības līmenis – 95%) dotas 3.13. attēlā. Salīdzinot degvielas patēriņa katras atsevišķā atkārtojuma vērtības pie noteiktiem apgriezieniem, korelācija visām degvielām bija vismaz 99.8% (no ar katru degvielu veiktajiem 5 – 7 atkārtojumiem tika atstāti vismaz četri – tie paši, kuri jaudas un griezes momenta analīzei).



3.13. att. Degvielas patēriņš visā motora kloķvārpstas apgriezienu diapazonā, darbinot to ar trīs dažādām degvielām

Momentāno degvielas patēriņu tendenze ir līdzīga kā jaudas datiem. Zemākais degvielas stundas patēriņš iegūts, motoru darbinot ar fosilo degvielu, bet lielākais – ar HVO5 degvielu.

Darbinot motoru ar HVO5, maksimālais vidējais stundas degvielas patēriņš visā kloķvārpstas apgriezienu diapazonā ir par 2.34% lielāks nekā FDD, bet tūrai HVO tas ir par 1.00% lielāks nekā FDD.

Tomēr objektīvāk ir salīdzināt īpatnējā degvielas patēriņa datus, kas iegūti aprēķinu ceļā momentāno degvielas patēriņu konkrētā apgriezienu punktā izdalot uz šajā punktā attīstīto jaudu. Neskatoties uz to, ka, darbinot motoru ar HVO5, iegūts augstākais stundas degvielas patēriņš, īpatnējais degvielas patēriņš, motoru darbinot ar šo degvielu, ir vismazākais. Tas nozīmē, ka vienas jaudas vienības attīstīšanai nepieciešams mazāks degvielas daudzums, nekā tas ir FDD vai tūras HVO izmantošanas gadījumā. Vidēji visā analizētajā motora apgriezienu diapazonā īpatnējā degvielas patēriņa samazinājums HVO5 izmantošanas gadījumā ir 1.88%, bet HVO izmantošanas gadījumā – 0.86%, salīdzinot ar tīru fosilo dzīzeldegvielu.

Tā kā arī pētījumu programmā PP-4 ar tīru HVO un FDD tika darbināts traktors *Class Ares 557ATX*, nosakot īpatnējo degvielas patēriņu, var konstatēt, ka tur, izmantojot HVO, salīdzinot ar fosilo dzīzeldegvielu, īpatnējais degvielas

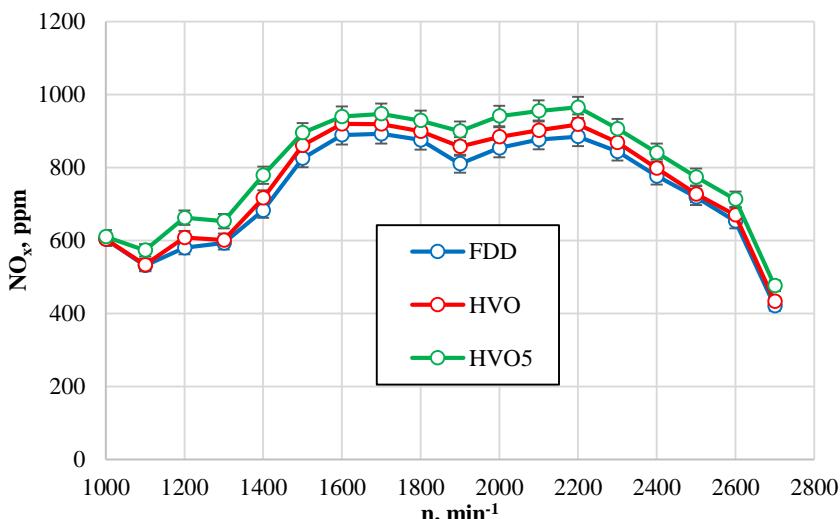
patēriņš pieauga vidēji par 4.1%. Un tas kārtējo reizi apliecina situācijas apskatā konstatēto, ka rezultāti ir atšķirīgi, ja atšķiras testētie spēkrati, to motori, degvielas iesmidzināšanas sistēmas u.tml.

Korejā (Kim et al., 2014) veiktajā pētījumā, piejaucot līdzīgu daudzumu HVO fosilajai dīzeļdegvielai, tika iegūts aptuveni 0.1 līdz 0.3% degvielas pieaugums, salīdzinot ar FDD.

Lietuvā, testējot motoru uz stenda (Rimkus et al., 2019), 10 – 30% HVO piejaukums samazināja degvielas masas patēriņu par 2 – 3%. Taču, vērtējot degvielas tilpuma patēriņa rādītājus, tika konstatēta pretēja tendēce – rezultāti uzrādīja degvielas patēriņa pieaugumu līdz aptuveni 6% visos kloķvārpstas rotācijas ātruma un slodzes punktos.

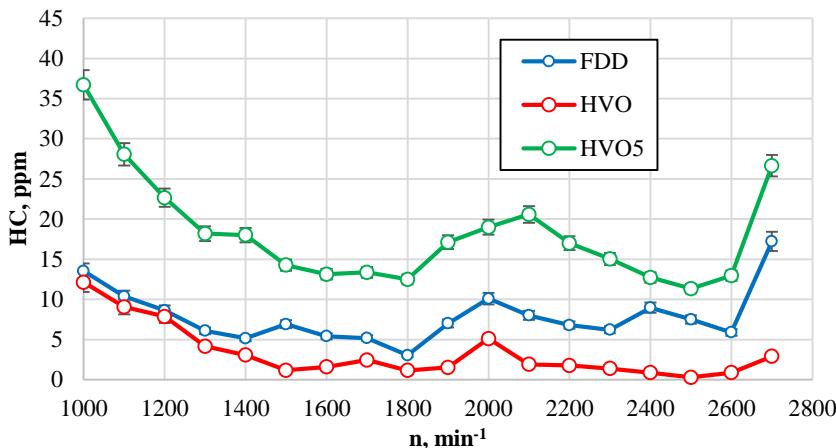
Atgāzu sastāva mērījumu rezultāti

NO_x , HC, CO₂ un CO saturu izmaiņas atgāzēs, darbinot motoru ar trīs dažādām degvielām, pēc datu apstrādes (ticamības līmenis – 95%) dotas 3.14. – 3.17. attēlā. No ar katru degvielu veiktajiem 5 – 7 atkārtojumiem datu apstrādei tika atstāti vismaz četri – tie paši, kuri jaudas, griezes momenta un degvielas patēriņa analīzei.



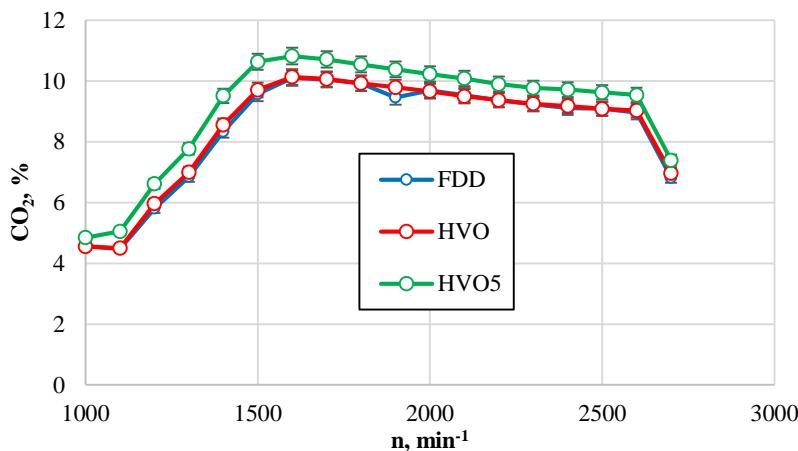
3.14. att. **NO_x saturu izmaiņas atgāzēs, darbinot eksperimentālo motoru ar trīs dažādām degvielām**

Ja par atskaites punktu pieņem NO_x saturu, darbinot motoru ar FDD, tad tīras HVO izmantošanas gadījumā NO_x saturs izmēšos visā motora kloķvārpstas apgriezienu diapazonā palielinājies vidēji par 3.0%, bet, izmantojot HVO5 degvielu, vidēji par 8.8%. NO_x izmēšu maksimumi, izmantojot visas degvielas, veidojas pie apgrieziением, kas sakrīt ar griezes momenta maksimumu, un 300 min^{-1} pirms apgrieziением, kad tiek sasniegta maksimālā jauda.



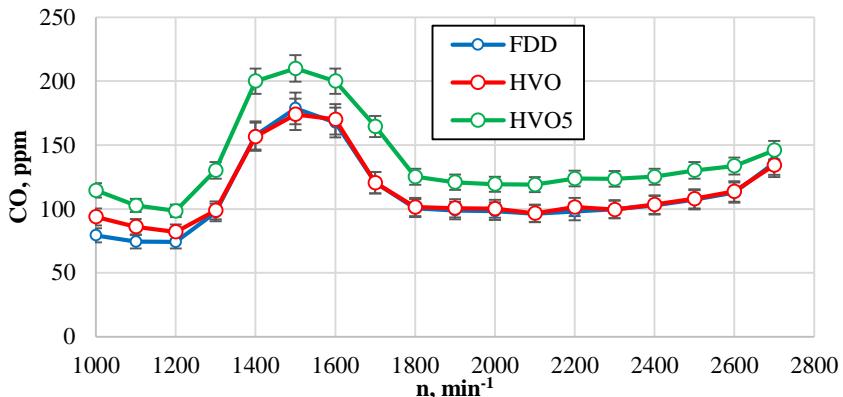
3.15. att. Nesadegušo oglūdeņražu saturu izmaiņas atgāzēs, darbinot eksperimentālo motoru ar trīs dažādām degvielām

Tīras HVO izmantošanas gadījumā HC satus izmešos visā motora kloķvārpstas apgriezienu diapazonā, salīdzinot ar FDD, samazinājies vidēji par 60%, bet, izmantojot HVO5 degvielu, palielinājies vidēji 1.45 reizes.



3.16. att. CO_2 saturu izmaiņas atgāzēs, darbinot eksperimentālo motoru ar trīs dažādām degvielām

Tīras HVO izmantošanas gadījumā CO_2 satus izmešos visā motora kloķvārpstas apgriezienu diapazonā, salīdzinot ar FDD, palielinājies vidēji par 0.9% un šī atšķirība vērtējama kā nebūtiska bet, izmantojot HVO5 degvielu, vidēji par 8.4%. Salīdzinot CO_2 izmešu grafiku ar 3.12. attēla jaudas un griezes momenta raksturlīknēm, redzams, ka šīs izmešu komponentes satus tieši "seko" motora attīstītajam griezes momentam.



3.17. att. CO satura izmaiņas atgāzēs, darbinot eksperimentālo motoru ar trīs dažādām degvielām

Tīras HVO izmantošanas gadījumā CO satus izmešos visā motora kloķvārpstas apgrizezenu diapazonā, salīdzinot ar FDD, palielinājies vidēji par 3.0%, bet, izmantojot HVO5 degvielu, vidēji par 36%. Arī CO izmešu grafikam ir tieša sakarība ar griezes momenta raksturlīkni – šīs izmešu komponentes maksimums, izmantojot visas degvielas, veidojas pie apgrizezieniem, kas sakrīt ar griezes momenta maksimumu.

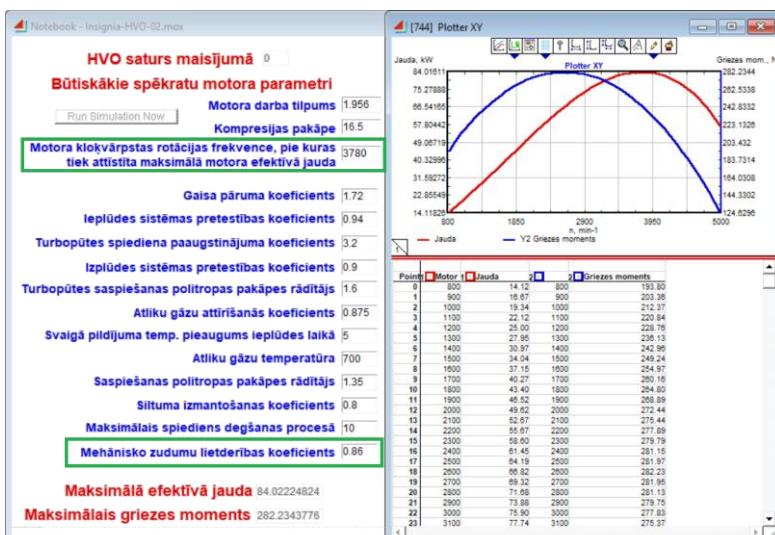
Aplūkojot 3.14. – 3.17. attēlā dotos grafikus, sākotnēji iegūtie rezultāti šķiet pretejī logikai, t.i., tiek sajauktas divas degvielas, kurām visu izmešu komponenšu satus ir praktiski vienāds (3% atšķirība izmešu pētījumos praksē netiek uzskatīta par nozīmīgu), bet maisījumdegviela tiek iegūta ar būtiski sliktākiem visu izmešu rādītājiem. Tomēr, atgriežoties pie situācijas apskata, arī Portugālē veiktajos eksperimentos (Serrano et al., 2021), pētot degvielas ar nelielu biokomponenšu piejaukumu, iegūtie izmešu rezultāti bija tikpat pretrunīgi. Turklat apjomīgos pētījumu apkopojumos (No, 2014; Sonthalia, Kumar, 2019; Sunde et al., 2011; Szeto, Leung, 2022) akcentēts, ka visas HVO priekšrocības, izmantojot HVO un fosilās dīzeldegvielas maisījumus, netiek izmantotas, kā arī izmešu tendences ir ļoti dažādas atkarībā no izmantotā motora veida, testa apstākļiem, konkrēto degvielu īpašībām, kā arī no tā, vai eksperimenti tiek veikti, izmantojot motorstendus vai spēkratus kopumā. Un arī šajā konkrētajā pētījumā atšķirīgās tendences no pārējās pētījumu programmās iegūtajiem rezultātiem varētu rasties dēļ tā, ka motors nav aprīkots ar atgāzu neutralizācijas sistēmu.

3.5. Pētījumu programma PP-1 – teorētiskie pētījumi un to rezultāti

Automobiļa *Opel Insignia 2.0 CDTi* motora modelēšanas pētījumos vispirms analizētas degvielas, kas atbilst eksperimentālo pētījumu programmā PP-3 testētajām degvielām, t.i., tīra fosilā dīzeldegviela un tās 7% maisījumi ar biodīzeldegvielu un hidrogenēto augu eļļu (FDD, BioDD7 un HVO7).

Pēc tam modelēti HVO 15, 25 un 50% maisījumi ar dīzeldegvielu, kā arī tīra hidrogenētā augu eļļa. Šādas maisījumu koncentrācijas modelēšanai izvēlētas, balstoties uz citās valstīs veikto pētījumu ieteikumiem, piemēram, Spānijas, Kolumbijas un ASV zinātnieki (Lapuerta et al., 2011) uzskata, ka kompromiss starp HVO sliktākām eļļošanas īpašībām un augstāku cetānskaitli ir ieteikums lietot zemas vai vidējas HVO koncentrācijas (līdz 50%) maisījumus līdz brīdim, kad automobiļu ražotāji būs veikuši motoru vadības bloku kalibrēšanu, t.i., pielāgošanu tīras HVO izmantošanai (Hunicz et al., 2020). Aukstākos reģionos, t.sk. Latvijā īpaši ziemas laikā jāņem vērā arī degvielas maisījumu aukstās plūstamības īpašības. Katri 10% HVO degvielas maisījumā pasliktina aukstā filtra aizsprostošanas un sadūļkošanās temperatūras attiecīgi par aptuveni 4.0 un 1.5 °C (Lapuerta et al., 2011). Taču prakse pierāda, ka, pareizi izvēloties degvielas piedevas, šī problēma tiek atrisināta (skat. 2.3. tabulu). Pētījumu programmā PP-5 izmantotajai tīrajai HVO degvielai CFPP temperatūra bija tikai par 2 °C augstāka nekā tīrai dīzeldegvielai (-38 °C pret -40 °C), bet sadūļkošanās temperatūra pat par 6 °C zemāka (-34 °C pret -28 °C). Tomēr tīras HVO degvielas lietošana tuvākajā nākotnē ir mazāk iespējams scenārijs, jo šī degviela ir daudz dārgāka, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu (skat. 4. nodaļu).

3.18. attēlā parādīts modelēšanas ievades parametriem piemērs tīras FDD izmantošanas gadījumā, nemot vērā arī transmisijas lietderības koeficientu un ievadot motora klokvārpstas rotācijas frekvenci, pie kurās tiek attīstīta maksimālā motora efektīvā jauda atbilstoši eksperimentālajiem pētījumiem (skat. 3.4. att.).



3.18. att. Modelā mainīgo parametru ievades logs un jaudas un griezes momenta raksturliknes un tās veidojošo datu punktu vērtības tīras FDD izmantošanas gadījumā

Salīdzinot ar eksperimentālajos pētījumos iegūto jaudu 84.10 kW, modeļa aprēķinātā (84.02 kW) atšķiras par 0.1%. Savukārt, salīdzinot modelēšanas rezultātā un eksperimentos iegūtos griezes momentus (282.23 un 281.50 N m), atšķirība nepārsniedz 0.3%, tādējādi var secināt, ka modelis darbojas korekti.

Jaudas un griezes momenta modeļpētījumu rezultāti, darbinot automobili *Opel Insignia* ar FDD, BioDD7 un HVO7, doti 3.12. tabulā.

3.12. tabula. Jaudas un griezes momenta modeļpētījumu rezultāti, darbinot automobili *Opel Insignia* ar trīs dažādām degvielām

Parametrs	FDD	BioDD7	BioDD7 pret FDD	HVO7	HVO7 pret FDD	HVO7 pret BioDD7
N_{max} , kW	84.022	82.384	-1.99%	83.927	-0.11%	1.84%
M_{max} , N m	282.234	276.731	-1.99%	281.913	-0.11%	1.84%

Eksperimentālajos pētījumos (skat. 3.4. un 3.5. att.) tika konstatēts, ka maksimālās jaudas un griezes momenta atšķirības fosilajai dīzeļdegvielai un dīzeļdegvielai, kurai piejaukti 7% HVO degvielas, uzskatāmas par nebūtiskam, bet, darbinot automobili ar dīzeļdegvielu, kurai piejaukti 7% biodīzeļdegvielas, tiek attīstīta par 2.28% mazāka maksimālā jauda un par 1.5% mazāks griezes moments, salīdzinot ar HVO7 degvielu. Kā redzams no 3.12. tabulā aprēķinātajiem datiem, tad modeļpētījumu rezultāti ir tuvi eksperimentālajiem, t.i., HVO7 jaudas un griezes momenta atšķirība, salīdzinot ar FDD (0.11%), ir nebūtiska, bet, salīdzinot ar BioDD7, tiek attīstīta gandrīz par 2% augstāka jauda un griezes moments.

Tā kā būtisks spēkratu ekspluatācijas parametrs ir degvielas patēriņš, kas savukārt atkarīgs no degvielu maisījumu siltumspējas un blīvuma, veikti modeļpētījumi, izmantojot modelim pievienotos blokus, kas parādīti 2.12. un 2.17. attēlā. Modelēšanas rezultāti doti 3.13. tabulā.

3.13. tabula. Zemākās siltumspējas, blīvuma un degvielas patēriņa modeļpētījumu rezultāti, darbinot automobili *Opel Insignia* ar trīs dažādām degvielām

Parametrs	FDD	BioDD7	BioDD7 pret FDD	HVO7	HVO7 pret FDD	HVO7 pret BioDD7
Q_z , kJ kg ⁻¹	42210	41942	-0.64%	42348	0.33%	0.96%
φ , kg m ⁻³	833.9	837.3	0.41%	830.1	-0.46%	-0.87%
G_T , kg h ⁻¹	7.243	7.292	0.67%	7.219	-0.33%	-1.01%
g , l h ⁻¹	8.685	8.709	0.28%	8.697	0.14%	-0.14%

Lai gan aprēķinātās (teorētiskās) zemākās siltumspējas vērtības tūrām degvielām ir krasī atšķirīgas (FDD – 42210 kJ kg⁻¹, HVO – 44185 kJ kg⁻¹, BioDD – 38380 kJ kg⁻¹), tomēr neliela satura piejaukumiem (šajā gadījumā 7%) maisījumu siltumspēju atšķirības nav lielas. Salīdzinot ar FDD, HVO7 maisījumam tā ir par 0.33% augstāka, bet BioDD7 par 0.64% zemāka. Šīs starpības transformējas skaitliski līdzīgās degvielas stundas patēriņa izmaiņās –

HVO7 0.33% samazinājums, bet BioDD7 0.67% palielinājums. Tomēr šāda uz degvielas masu balstīta interpretācija nav korekta, jo dīzeldegvielas iesmidzināšanas un padeves sistēmas piegādā degvielu pēc tilpuma. Pārrēķinot stundas degvielas patēriņu uz litriem stundā (pie motora kloķvārpstas griešanās frekvences n_{max} , kad tiek attīstīta maksimālā efektīvā motora jauda N_{max}), īpatnējais degvielas patēriņa samazinājums pārvērtas nelielā pieaugumā – 7% HVO degvielas maisījuma lietošanas gadījumā aptuveni 0.14%, kas ir tuvu eksperimentos vidējai visos braukšanas režīmos konstatētajai atšķirībai. Degvielas patēriņa modeļpētījumi apliecina, ka HVO ir perspektīva biodegviela, lai aizstātu tradicionālo biodīzeldegvielu degvielas maisījumos. Piebilstams, ka eksperimentālajos pētījumos HVO7 un BioDD7 degvielas patēriņa atšķirības bija lielākas, salīdzinot ar modeļpētījumiem.

Jaudas, griezes momenta, zemākās siltumspējas, blīvuma un degvielas patēriņa modeļpētījumu rezultāti, darbinot automobili *Opel Insignia* ar FDD, HVO15, HVO25, HVO50 un HVO, doti 3.14. tabulā.

3.14. tabula. **Modeļpētījumu rezultāti, darbinot automobili *Opel Insignia* ar piecām dažādām degvielām**

Parametrs	FDD	HVO15	HVO15 pret FDD	HVO25	HVO50	HVO	HVO pret FDD
N_{max} , kW	84.022	83.820	-0.24%	83.692	83.396	82.916	-1.33%
M_{max} , N m	282.234	281.557	-0.24%	281.127	280.132	278.519	-1.33%
Q_z , kJ kg ⁻¹	42210	42506	0.70%	42704	43198	44185	4.47%
φ , kg m ⁻³	833.9	825.7	-0.99%	820.2	806.4	778.9	-7.06%
G_T , kg h ⁻¹	7.243	7.193	-0.70%	7.160	7.078	6.922	-4.64%
g , l h ⁻¹	8.685	8.711	0.30%	8.730	8.778	8.886	2.26%

Simulācijas rezultāti liecina, ka katri 5% HVO degvielas maisījumā samazina maksimālo jaudu un griezes momentu aptuveni par 0.07%, sasniedzot maksimālo jaudas un griezes momenta starpību 100% HVO izmantošanas gadījumā – 1.33%. Ņemot vērā, ka 15% HVO un 85% fosilās dīzeldegvielas maisījums ir visreālākais scenārijs tuvākajā nākotnē (to arī praktizē degvielas tirgotāji vasaras mēnešos), paredzamais jaudas un griezes momenta samazinājums (0.24%) ir nenozīmīgs transportlīdzekļu ekspluatācijā. Modeļpētījumu rezultāti liecina, ka tīras HVO izmantošanas gadījumā var prognozēt 2.26% degvielas patēriņa pieaugumu, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu. Aplūkojot visreālāko tuvākās nākotnes scenāriju, t.i., HVO15 maisījumu, prognozētais degvielas patēriņa pieaugums ir 0.30%. Tas nozīmē, ka no abiem galvenajiem darbības aspektiem – dinamikas un ekonomijas, arī teorētiskie pētījumi HVO identificē kā perspektīvu biodegvielu, lai aizstātu biodīzeldegvielu degvielas maisījumos un veicinātu ES direktīvās un regulās noteikto mērķu sasniegšanu.

Arī eksperimentālo pētījumu programmā PP-2 (skat. 3.1. att. un 3.1. tabulu) tika konstatēts, ka maksimālās jaudas un griezes momenta atšķirības fosilajai dīzeldegvielialai un tīrai HVO uzskatāmas par nebūtiskam, bet degvielas patēriņa eksperimentālie rezultāti ir par 1.7% sliktāki nekā modeļa prognozētie.

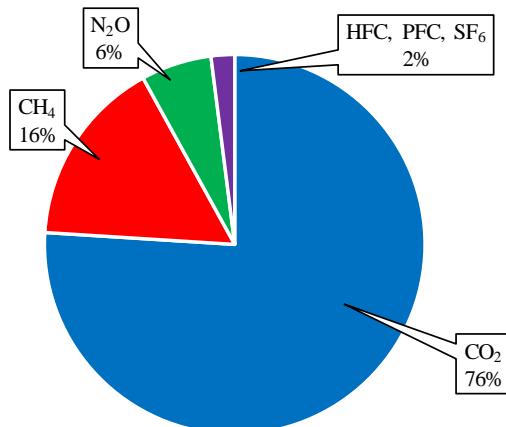
4. HIDROGENĒTAS AUGU EĻĻAS IZMANTOŠANAS EKOLOGISKĀS UN EKONOMISKĀS NOVĒRTĒJUMS

Apkārtējā gaisa piesārņojums ir būtiskākais vides veselības riska faktors pasaulei. Aptuveni 3,5 miljoni priekšlaicīgas nāves gadījumi 2017. gadā no insulta, plaušu vēža, diabēta un apakšējo elpcēļu infekcijām saistīti ar gaisa piesārņojumu. Transporta nozares radītais piesārņojams attiecināms uz 361000 un 385000 priekšlaicīgiem nāves gadījumiem 2010. un 2015. gadā. 2015. gadā 84% no priekšlaicīgiem nāves gadījumiem, kas saistīti ar transporta nozares radīto piesārņojumu, bija G20 valstis (Anenberg et al., 2019).

Vērtējot jebkuras degvielas izmantošanu spēkratos, jāizdala divi aspekti – kaitīgie izmeši, kas tiešā veidā īslaicīgi vai ilglaicīgi kaitē cilvēku veselībai un videi, un izmeši, kas ietilpst SEG emisiju grupā un ietekmē visu planētu kopumā – turklāt ilgtermiņā.

SEG ir dabiskas un antropogēnas izcelsmes atmosfēras gāzveida sastāvdaļas, kas absorbē un reemitē infrasarkano starojumu. Tiešās siltumnīcefekta gāzes ir oglēkļa dioksīds (CO_2), metāns (CH_4), vienvērtīgā slāpekļa oksīds (N_2O), fluoroglūdeņraži (HFC), perfluoroglūdeņraži (PFC) un sēra heksafluorīds (SF_6), bet netiešās – oglēkļa monoksīds (CO), slāpekļa oksīdi (NO_x) un nemetāna gaistošie organiskie savienojumi (Grid National, 2023).

Analizējot 4.1. attēlā doto tiešo siltumnīcefekta gāzu apjomu procentos (Center for Climate and Energy Solutions, n.d.), CO_2 veido aptuveni 76% no kopējām siltumnīcefekta gāzu emisijām. Metāns, galvenokārt no lauksaimniecības, rada 16% procentus, bet slāpekļa oksīds, galvenokārt no rūpniecības un lauksaimniecības – 6% no globālajām emisijām. Visi skaitlī šeit ir izteikti CO₂ ekvivalentos.



4.1. att. Tiešo siltumnīcefekta gāzu apjoms procentos pasaule

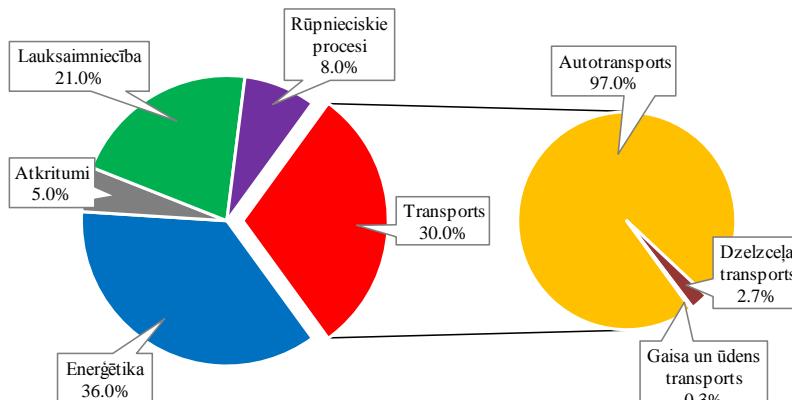
CO_2 , CH_4 un N_2O izdalās ne tikai no transporta, bet arī citos procesos, piemēram, CO_2 – vulkāna izvirdumos, augu, dzīvnieku un cilvēku elpošanā, metāns – dabiski sadaloties, bet cilvēka darbība ir likvidējusi dabisko līdzsvaru, jo lielu metāna daudzumu izdala liellopu audzēšana, poligonu atritumu izgāztuvēs, rīsu audzēšana un tradicionālā naftas un gāzes ražošana. Savukārt slāpeklā oksīdu rada organiskā mēslojuma izmantošana, fosilā kurināmā saderdināšana, slāpekliskābes ražošana u.c. procesi.

Lai varētu veikt turpmāko analīzi, jāizprot CO_2 ekvivalenta jēdziens. To parasti apzīmē ar CO_2e un izmanto, lai standartizētu dažādu siltumnīcefekta gāzu ietekmi uz klimatu.

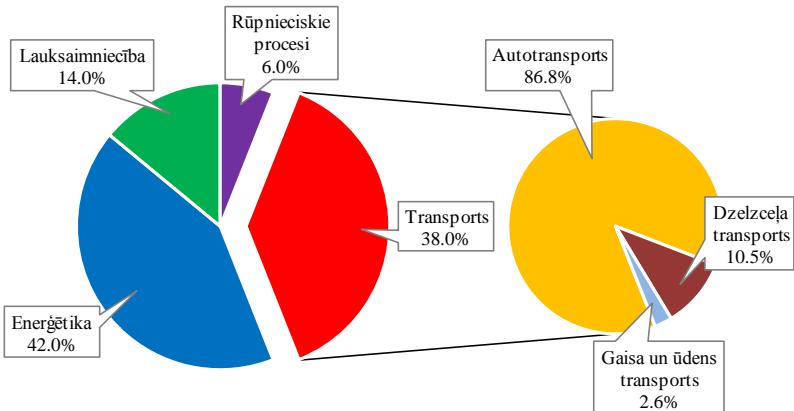
Lai dažādu siltumnīcefekta gāzu ietekmi padarītu salīdzināmu, ANO Klimata pārmaiņu starpvaldību padome (IPCC – *Intergovernmental Panel on Climate Change*) ir definējusi tā saukto globālās sasilšanas potenciālu. Šis indekss izsaka noteikta siltumnīcefekta gāzes daudzuma sasilšanas efektu noteiktā laika periodā (parasti 100 gados) salīdzinājumā ar CO_2 . Piemēram, metāna ietekme uz klimatu ir 28 reizes spēcīgāka nekā CO_2 , bet atmosfērā tas nepaliekt tik ilgi. Slāpeklā oksīda ietekme uz vidi gandrīz 300 reizes pārsniedz CO_2 ietekmi. Tādā veidā siltumnīcefekta gāzes var aprēķināt kā CO_2 ekvivalentus (Foundation myclimate, n.d.).

IPCC katras SEG gāzes globālo sasilšanas potenciālu ik pēc kāda laika maina. Līdz 2022. gadam SEG aprēķinos tiek rekomendēts izmantot IPCC AR4 (*Fourth Assessment Report*), bet kopš 2023. gada – IPCC AR5 (*Fifth Assessment Report*). Saskaņā ar AR4 metāna globālas sasilšanas indekss bija 25, bet slāpeklā oksīda – 298. AR5 šie indeksi tika precizēti attiecīgi uz 28 un 265 (Greenhouse Gas Protocol, n.d.).

Katrā valstī atkarībā no dažādu nozaru attīstības, klimatiskajiem apstākļiem u.c. faktoriem atšķiras gan siltumnīcefekta gāzu emisiju, gan slāpeklā oksīdu radītāju procentuālais sadalījums pa jomām. Par Latviju šie dati apkopoti 4.2. un 4.3. attēlā (Helmane, 2023).



4.2. att. Siltumnīcefekta gāzu emisijas Latvijā 2021. gadā



4.3. att. Slāpeķla oksīdu emisijas Latvijā 2021. gadā

Vislielākais SEG radītājs Latvijas transporta sektorā ir autotransports – 2021. gadā tas veidoja 97% no kopējām sektora emisijām. Turklāt, salīdzinot ar 2005. gadu, autotransporta emisijas palielinājušās par 11.2% (Helmane, 2023). Autotransports ir “atbildīgs” arī par nozīmīgu daļu (gandrīz 87%) no visām transporta radītajām slāpeķla oksīdu emisijām.

Tā kā pētījumu programmu PP-2 un PP-3 pētījumu objekts bija ar dīzeļdegvielu darbināms vieglais automobilis, tad jāaplūko, vai tas atbilst “tipiskam” SEG emisiju radītājam mūsu valstī.

Statistikas dati parāda, ka aptuveni 86% no visa autotransporta veido vieglie automobili. Savukārt no visa autoparka ar dīzeļdegvielu tiek darbināti 67% spēkratu. Latvijas autoparkā 72% automobili ir lietoti, bet automobiļu vidējais vecums ir 14.9 gadi (Helmane, 2023).

Tādējādi pētījumu objektu – automobili *Opel Insignia* var uzskatīt par tipisku Latvijas autoparka pārstāvi un izmantot aprēķina piemērā, kur noteikts iespējamais HVO degvielas potenciāls SEG emisiju samazināšanā.

Lai to veiktu, var izmantot vairākas metodes:

- tiešsaistes vai lejuplādējumus SEG emisiju kalkulatorus, kuri piemēroti aprēķiniem transporta sektorā;
- siltumnīcefekta gāzu emisiju aprēķina metodiku, kas noteikta LR MK noteikumos Nr. 42 (LR Ministru kabinets, 2018);
- veikt aprēķinus, balstoties uz eksperimentos iegūtajiem datiem.

4.1. SEG emisiju kalkulatoru izmantošana

Nemot vērā to, ka SEG emisiju samazināšana ir aktuāla problēma visā pasaulei, dažādi SEG emisiju kalkulatori izstrādāti dažādos formātos un valodās.

Tomēr, izmēģinot gandrīz 20 dažādus tiešsaistes un lejuplādējamus izklājlapi lietotnēs darbināmus kalkulatorus, piemēram, *Greenhouse Gas Emissions Calculator* (United Nations, 2021), *Simplified GHG Emissions Calculator* (USA EPA, 2022), atklājās vairākas šo rīku nepilnības. Ja visas tās

dod iespēju kā degvielu izvēlēties fosilo dīzeļdegvielu, vairums – arī 1. paaudzes biodīzeļdegvielu, tad jaunākās paaudzes degvielas, t.sk. HVO, tur nav pievienotas. Nemot vērā, ka visu izklājlapu šūnas ir aizslēgtas ne tikai redīgēšanai, bet arī apskatei, nav iespējams pārliecināties, kādas sakarības tiek izmantotas aprēķinu veikšanā. Protams, nav iespējama arī jaunu degvielu un to parametru pievienošana.

Tieši tādas pat problēmas atklājas vienkāršos tiešsaistes rīkos. HVO degviela nav pievienota nevienā no tiem, bet par to aprēķinu precizitāti var spriest, ja tajos ievada identiskus parametrus fosilās dīzeļdegvielas izmantošanā.

Kā piemēri 4.4. un 4.5. attēlā parādīti divi atšķirīgi rezultāti scenārijam, ja vieglā automobiļa *Opel Insignia* vidējais plānotais gada nobraukums gadā būtu 20 000 km, bet vidējais degvielas patēriņš, darbinot to ar fosilo dīzeļdegvielu, būtu 6.44 litri uz 100 km (patēriņš nēmts no eksperimentālajiem pētījumiem, veicot kombinēto IM-240 ciklu). Latvijas tīmekļa vietnē pieejamā kalkulatora *Siltumnīcefekta gāzu (SEG) emisiju kalkulators* (Klimata pārmaiņu portāls, 2021) rezultāts ir 3.43 tonnas CO₂e gadā. Turklat šī kalkulatora ievades datu laiks “CO₂ emisijas faktors enerģijai no atjaunojamiem energoresursiem” ir nepieejams informācijas ievadīšanai. Šveices tīmekļa vietnē pieejamā kalkulatora *CO₂ emissions calculator for your car* (MyClimate, 2022) rezultāts ir 6.00 tonnas CO₂e gadā. Kā redzams, tad rezultāti atšķiras gandrīz divas reizes, tāpēc šādus kalkulatorus nav droši izmantot SEG emisiju novērtējumā.

Siltumnīcefekta gāzu (SEG) emisiju kalkulators

Transports

Aprēķins pasākumiem, kuros paredzēta fosilos energoresursus izmantojoša transportlīdzekļa nomaiņa ar transportlīdzekli, kas izmanto no atjaunojamiem energoresursiem iegūtu biodegvielu

Metodiku piemēro pasākumiem, kuros paredzēta fosilos energoresursus izmantojoša transportlīdzekļa nomaiņa ar transportlīdzekli, kas izmanto no atjaunojamiem energoresursiem iegūtu biodegvielu (tai skaitā: biogāzi, biodīzeļdegvielu, bioetanolu)

Ievades dati pirms pasākuma īstenošanas:

Degvielas veids, atbilstoši transportlīdzekļa tipam

Dīzeļdegviela (Autotransports, Dzelceļš, Jūras transports)

Transportlīdzekļa vidējais izlīdzīnātais degvielas patēriņš, l/100km

6.44

Ievades dati pēc pasākuma īstenošanas:

CO₂ emisijas faktors enerģijai no atjaunojamiem energoresursiem, tCO₂/MWh

0

APRĒKINĀT

Transportlīdzekļa vidējais nobraukums gadā kopš tā pirmreizējās reģistrācijas Latvijā, km/gadā

20000

Rezultāts (pirms pasākuma īstenošanas)

3.43

tCO₂ ekv./gadā

Aprēķinātais SEG emisiju apjoms pirms pasākuma īstenošanas

Rezultāts (pēc pasākuma īstenošanas)

0

tCO₂ ekv./gadā

Aprēķinātais SEG emisiju apjoms pēc pasākuma īstenošanas

Izmaiņas

3.43

tCO₂ ekv./gadā

(100%)

SEG emisiju apjoma izmaiņas
3.43 tCO₂ ekv./gadā vai 100%

4.4. att. SEG emisiju kalkulatora viena scenārija modelēšanas rezultāti

CO₂ emissions calculator for your car

Calculate your car emissions and make a contribution to climate protection:

Distance traveled

 km

+ 1000 + 500 + 100 = 0

Fuel type

Fuel consumption

 Liters/100km

Your Trip:

Calculation of a distance of 20,000 km, Fuel: Diesel

CALCULATE

CO₂ amount: 6.0 t

4.5. att. SEG emisiju kalkulatora viena scenārija modelēšanas rezultāti

4.2. LR MK noteikumos noteiktās SEG emisiju metodikas izmantošana

Lai aprēķinātu SEG emisiju apjomu pirms un pēc pasākuma īstenošanas (šajā gadījumā pieņemot, ka fosilo degvielu aizvieto ar tīru HVO), izmanto pasākumu raksturojošos datus. Ja pirms vai pēc pasākuma īstenošanas tiek izmantoti dažādi energoresursu vai enerģijas avotu veidi, SEG emisiju apjoma aprēķinu veic katram izmantotajam energoresursu vai enerģijas avotu veidam atsevišķi (LR Ministru kabinets, 2018). Šajā aprēķinā izmantoti mainīgo apzīmējumi un mērvienības, kā tie norādīti MK noteikumos.

SEG emisiju apjomu pirms pasākuma īstenošanas no transportlīdzekļa, kas izmanto fosilās izcelsmes degvielu, aprēķina, izmantojot formulu:

$$m_{SEG_{pirms}} = \frac{L \cdot C}{1000} \cdot \rho \cdot Q_z^d \cdot K_{CO_2}, \quad (4.1)$$

kur $m_{SEG_{pirms}}$ – SEG emisiju apjoms pirms pasākuma īstenošanas, t CO₂e gadā;

L – transportlīdzekļa vidējais izlīdzinātais degvielas patēriņš, 1 km⁻¹ (ņemts no eksperimentālajiem pētījumiem, veicot kombinēto ciklu – 0.0644);

C – transportlīdzekļa vidējais nobraukums gadā kopš tā pirmreizējās reģistrācijas Latvijā, km gads⁻¹ (pieņemts 20000);

1000 – koeficients degvielas patēriņa pārejai no litriem uz kubikmetriem;

ρ – fosilās izcelsmes degvielas blīvums, t m⁻³ (no MK noteikumu pielikuma 0.8370, eksperimentos izmantotajai degvielai 0.8363);

Q_z^d – fosilās izcelsmes degvielas zemākais sadegšanas siltums, TJ t⁻¹ (no MK noteikumu pielikuma 0.0430, eksperimentos izmantotajai degvielai 0.0435);

K_{CO_2} – CO₂ emisijas faktors fosilajai degvielai, t CO₂ TJ⁻¹ (no MK noteikumu pielikuma 74).

Aprēķinos izmantojot MK noteikumu vērtības, SEG emisiju apjoms pirms pasākuma īstenošanas ir 3.470 t CO₂e gadā. Izmantojot eksperimentos izmantotās degvielas vērtības, šis lielums ir faktiski identisks, t.i., 3.467 t CO₂e gadā. Kā redzams, tad šis skaitlis ir ļoti tuvs 4.4. attēlā redzamā kalkulatora *Siltumnīcefekta gāzu (SEG) emisiju kalkulators* (Klimata pārmaiņu portāls, 2021) rezultātam. Tā kā šis kalkulators ir veidots Latvijā, tad visticamāk to darbina formulas saskaņā ar MK noteikumiem, kur arī rodams skaidrojums, kāpēc kalkulatora ievades datu lauks “CO₂ emisijas faktors energijai no atjaunojamiem energoresursiem” ir nepieejams informācijas ievadīšanai – MK noteikumu 40.4. punktā teikts, ka, ja fosilos energoresursus izmantojošu transportlīdzekli nomaina ar transportlīdzekli, kas izmanto no atjaunojamiem energoresursiem iegūtu biodegvielu, SEG emisiju apjoms pēc pasākuma īstenošanas ir 0 t CO₂e gadā. Vadoties no MK noteikumu 9. punkta (LR Ministru kabinets, 2018), SEG emisiju apjoma izmaiņas aprēķina, izmantojot formulu:

$$m_{SEG_{izm}} = m_{SEG_{pirms}} - m_{SEG_{pec}}, \quad (4.2)$$

- kur $m_{SEG_{izm}}$ – SEG emisiju apjoma izmaiņas, t CO₂e gadā;
 $m_{SEG_{pirms}}$ – SEG emisiju apjoms pirms pasākuma īstenošanas, t CO₂e gadā;
 $m_{SEG_{pec}}$ – SEG emisiju apjoms pēc pasākuma īstenošanas, t CO₂e gadā.

Šīs formulas rezultāts, protams, sakrīt ar SEG emisiju apjomu pirms pasākuma īstenošanas, t.i., ar 3.470 t CO₂e gadā. Skaidrojums ir tāds, ka HVO radītās SEG emisijas klasificē kā atjaunojamo energoresursu radītas pretstatā fosilās dīzeldegvielas kā naftas produktu radītas. Taču eksperimenti visā pasaule pierāda, ka arī HVO izmantošanas gadījumā izmešos ir liels CO₂ u.c. kaitīgo komponenšu daudzums.

Tāpēc pirms novērtēt eksperimentālajos pētījumos iegūtas SEG emisiju izmaiņas, saskaņā ar MK noteikumu metodiku iegūto skaitli var salīdzināt ar dažādos informācijas avotos atrastajiem. Vienā no tiem (Johnston Oils, 2023) minēts fakts, ka uz katriem 1000 litriem sadedzinātās dīzeldegvielas tiek radītas 3.6 t CO₂e, salīdzinot ar tikai 195 kg, ko rada katri sadedzinātie 1000 litri HVO. Bet jāpiebilst, ka tā ir informācija no HVO ražotāja, kas var arī nebūt objektīva. Zviedrijā veiktajā pētījumā (Andersson, Börjesson, 2021) dots HVO degvielas CO₂ ekvivalents – 8.8 g MJ⁻¹ (arī t TJ⁻¹). Līdz ar to var izmantot eksperimentos izmantotās degvielas patēriņa, blīvuma un sadegšanas siltuma vērtības, lai pēc formulas (4.1) aprēķinātu reālistiskāku SEG emisiju apjomu pēc pasākuma īstenošanas:

$$m_{SEG_{pec}} = \frac{0.0664 \cdot 20000}{1000} \cdot 0.7789 \cdot 0.0439 \cdot 8.8 \approx 0.40 \text{ t CO}_2\text{e gadā.}$$

Tad pēc formulas (4.2) var aprēķināt potenciālās SEG emisiju apjoma izmaiņas – samazinājumu par 3.07 t CO₂e gadā. Tātad samazinājums ir aptuveni 88%.

4.3. SEG emisiju aprēķins, balstoties uz eksperimentos iegūtajiem datiem

Testējot spēkratus ar mērķi noteikt izmaiņas izmešu sastāvā, izmantojot biodegvielas, jau vairākus gadus desmitus pētnieki visā pasaulei salīdzināšanai izmanto vienus un tos pašus parametrus – parasti NO_x, CO, CO₂, SO₂ un nesadegušos oglūdeņražus HC. Tomēr tie visi nav attiecīni kā tiešās siltumnīcefekta gāzes. Ja vienmēr no šīs grupas tiek noteikts CO₂ saturs atgāzēs, tad CO un NO_x pieder pie netiešajām SEG gāzēm, bet CH₄ ir viena no nesadegušo oglūdeņražu komponentēm, bet N₂O (kas neietilpst NO_x sastāvā) pieminēts tikai atsevišķās publikācijās.

Analizējot izplūdes gāzes, visām šīm komponentēm, darbinot automobili *Opel Insignia* ar HVO degvielu, ir tendence samazināties, salīdzinot pret FDD. Turklat samazinājums konstatēts visos testētajos kustības režīmos. NO_x dažādos režīmos samazinājās vidēji par 6.8%, HC – par 37.5%, SO₂ – par 13.1%, CO₂ – par 5.0%. Tvana gāzes (CO) atgāzēs, izmantojot HVO degvielu, nebija vispār.

Savukārt traktora *Class Ares 557ATX* eksperimentālajos pētījumos ar HVO degvielu vidējais NO_x samazinājums, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu, bija 11.8%. Samazinājās arī kopējo nesadegušo oglūdeņražu HC, CO un CO₂ daudzums – attiecīgi par 26.4, 14.5 un 5.2%. Tādējādi tīras HVO degvielas izmantošanai ir pozitīva ietekme uz vidi.

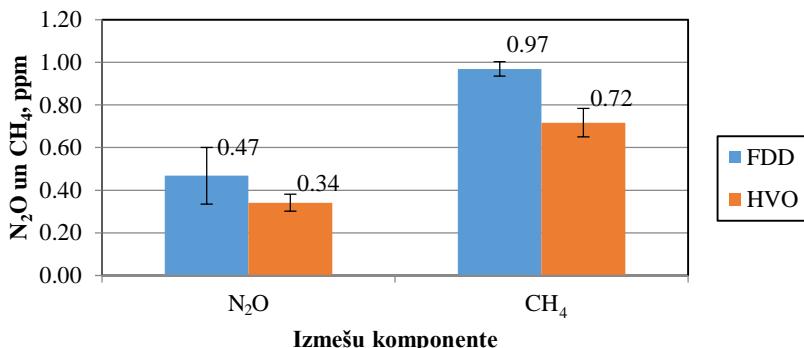
Darbinot automobili *Opel Insignia* ar fosilās dīzeldegvielas 7% maisījumiem ar biodīzeldegvielu (BioDD7) un HVO (HVO7) un salīdzinot tās gan savstarpēji, gan ar FDD, tika konstatēts, ka, lietojot HVO7 degvielu, CO₂ saturs atgāzēs, salīdzinot ar FDD, praktiski nemainās, aptuveni par 4.5% samazinās NO_x un par 9% SO₂ saturs. Nesadegušie oglūdeņraži palielinās aptuveni par 15%, bet CO – aptuveni 2 reizes. Lietojot HVO7 degvielu, salīdzinot ar BioDD7 degvielu, aptuveni par 4% samazinās NO_x, par 3% CO₂, par 55% SO₂ un nesadegušo oglūdeņražu saturs (aptuveni 3.5 reizes), bet CO palielinās aptuveni par 90%. Tādējādi maisījumdegvielu izmantošanas gadījumā ne visu atgāzu komponenšu saturs mainās ar pozitīvu tendenci.

Pētnieciskā motora *KOHLER KDI 1903* izmēģinājumi deva vispretrunīgākos rezultātus. Ja tīras HVO izmantošanas gadījumā CO un NO_x saturs izmešos visā motora kloķvārpstas apgriezienu diapazonā palielinājās vidēji par 3%, CO₂ praktiski nemainījās, bet HC – samazinājās par 60%, tad maisījumdegvielas HVO5 izmantošana palielināja visu minēto komponenšu saturu no 8% līdz pat 1.4 reizēm, tādējādi apstiprinot citos pētījumos akcentēto, ka izmešu tendences var būt ļoti dažādas atkarībā no izmantotā motora veida, testa apstākļiem,

konkrēto degvielu īpašībām, kā arī no tā, vai eksperimenti tiek veikti, izmantojot motorstendus vai spēkratus kopumā, t.sk. atgāzu neutralizācijas sistēmām.

Tā kā eksperimentos izmantotā atgāzu analītiskā iekārta faktiski mēra vairāk nekā 20 dažādas izplūdes gāzes komponentes, bet vēl vairākas aprēķina, tad iekārtas uzkrātajos testu failos atsevišķi iegūstami dati gan par N_2O , gan CH_4 , kas ir viena no sepiņām nesadegušo oglūdeņražu komponentēm.

Apstrādājot datus tāpat kā visas pārējās līdz šim analizētās komponentes, 4.6. attēlā dotas N_2O un CH_4 satura izmaiņas atgāzēs, darbinot automobili ar abām degvielām. Dati doti par kombinēto IM-240 ciklu, jo tas visvairāk atbilst reālajiem automobiļa ekspluatācijas apstākļiem.



4.6. att. N_2O un CH_4 satura izmaiņas atgāzēs, darbinot automobili *Opel Insignia* ar HVO un FDD kombinētā cikla IM-240 veikšanas laikā

N_2O saturs atgāzēs, izmantojot HVO, samazinājās par aptuveni 37% salīdzinājumā ar FDD, bet CH_4 – par 35%. Tomēr jānem vērā, ka absolūtajās vienībās (ppm) šo komponenšu saturs ir mazāks par 1, t.i., mazāks par 0.001% pretstatā komponentēm, kuru saturs mērāms desmitos (HC), simtos (NO_x) un pat desmitos tūkstošu (CO_2) ppm.

Lai novērtētu kopējās SEG emisiju izmaiņas trīs komponentēm – CO_2 (rezultāti doti 3.7. attēlā), N_2O un CH_4 , ņemot vērā to kaitīgumu, izmantoti IIPC AR5 noteiktie globālās sasilšanas potenciāla indeksi, kas nosaka, ka metāna un vienvērtīgā slāpeklā ietekme uz klimatu ir attiecīgi 28 un 265 reizes spēcīgāka nekā CO_2 (Greenhouse Gas Protocol, n.d.). Turpmāko aprēķinu veikšanai šie koeficienti apzīmēti attiecīgi ar K_{CH_4} un $K_{\text{N}_2\text{O}}$.

Tā kā šo aprēķinu mērķis nav noteikt absolūtos skaitļus, bet izmaiņas, salīdzinot abas degvielas, tad šim nolūkam veikta formulas (4.1) pielāgošana. Turklāt nekur nav dots, kā faktiski ir noteikts CO_2 emisijas faktors katrai no degvielām. Tāpēc abu degvielu emisijas faktoru attiecība tiek aizstāta ar attiecību pagaidu pieņemtai mērvienībai, kas apzīmēta ar ppm CO_2e . Tās aprēķinu rezultāti apkopoti 4.1. tabulā.

**4.1. tabula. Kopējo SEG emisiju aprēķins, darbinot automobili
ar HVO un FDD**

Degviela	CO ₂		N ₂ O			CH ₄			Kopā
	ppm CO _{2e}	ppm	K _{N2O}	ppm CO _{2e}	ppm	K _{CH4}	ppm CO _{2e}		
FDD	58640.56	0.47	265	124.55	0.97	28	27.16	58792.27	
HVO	56891.67	0.34	265	90.10	0.72	28	20.16	57001.93	

Pielāgojot (4.1) formulu, var atteikties no MK noteikumos izmantoto mērvienību lietošanas, bet izmantot tās SI sistēmas mērvienības, kas lietotas eksperimentālajos pētījumos, jo, nosakot attiecību, kur vienas degvielas parametri dalīti ar otras degvielas atbilstošajiem parametriem identiskās mērvienībās, gala rezultātā iegūst skaitli, kas nav atkarīgs no lietotajām mērvienībām:

$$K_{SEG_{izm}} = \frac{L_{FDD} \cdot C \cdot \rho_{FDD} \cdot Q_z^{FDD} \cdot K_{ppm\ CO_2e}^{FDD}}{L_{HVO} \cdot C \cdot \rho_{HVO} \cdot Q_z^{HVO} \cdot K_{ppm\ CO_2e}^{HVO}}, \quad (4.3)$$

kur $K_{SEG_{izm}}$ – SEG emisiju izmaiņu koeficients;

L_{FDD} un L_{HVO} – transportlīdzekļa vidējais izlīdzinātais degvielas patēriņš ar FDD un HVO, l uz 100 km (nemts no eksperimentālajiem pētījumiem, veicot kombinēto ciklu – attiecīgi 6.44 un 6.64);

C – transportlīdzekļa vidējais nobraukums gadā kopš tā pirmreizējās reģistrācijas Latvijā, km gads⁻¹ (pieņemts 20000);

ρ_{FDD} un ρ_{HVO} – FDD un HVO blīvums, kg m⁻³ (eksperimentos izmantotajām degvielām attiecīgi 836.3 un 778.9);

Q_z^{FDD} un Q_z^{HVO} – FDD un HVO zemākais sadegšanas siltums, MJ kg⁻¹ (eksperimentos izmantotajām degvielām attiecīgi 43.5 un 43.9);

$K_{ppm\ CO_2e}^{FDD}$ un $K_{ppm\ CO_2e}^{HVO}$ – 4.1. tabulā aprēķinātais kopējais SEG emisiju daudzums, ppm CO_{2e} (FDD – 58792.27, HVO – 57001.93).

$$K_{SEG_{izm}} = \frac{6.44 \cdot 20000 \cdot 836.3 \cdot 43.5 \cdot 58792.27}{6.64 \cdot 20000 \cdot 778.9 \cdot 43.9 \cdot 57001.93} \approx 1.064.$$

Kā redzams, tad izmaiņas ir salīdzinoši nelielas – HVO izmantošana SEG emisijas, kas izdalās tieši no automobiļa, samazina par 6.4%.

Tādējādi rodas jautājums, kāpēc definējot katras degvielas CO₂ emisiju faktoru, FDD tas ir, kā noteikts MK noteikumos, t.i., 74 t CO₂ TJ⁻¹ (tas ir arī citos informācijas avotos dotajās 72 – 78 t CO₂ TJ⁻¹ robežās), bet biodegvielai, t.sk. HVO tas noteikts kā 0 vai tuvu tai, neskatoties uz to, ka kaitīgie izmeši tiek emitēti no spēkratiem neatkarīgi no izmantotās degvielas. Galvenais arguments šajā gadījumā ir degvielas izcelsmē – biodegvielas tiek ražotas no atjaunojamajiem resursiem pretstatā fosilajai degvielai.

Šeit izkristalizējas arī “degvielas pilna dzīves cikla” problēma, kas varētu būt atsevišķa promocijas darba pētījumu objekts, jo būtu vērts izvērtēt ne tikai tiešās emisijas no spēkratiem (skaitliski un procentuāli nelielās atšķirības

salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu iegūtas ne tikai šajā promocijas darbā, bet praktiski visos biodegvielu pētījumos, kas veikti dažādās pasaules valstīs), bet visā degvielas ražošanas un izmantošanas ciklā, t.i., degvielas izejvielu un degvielas ražošanā, transportēšanā, izdalē u.c. procesos. Tas ir līdzīgi kā elektrospēkratu izmantošanas gadījumā – no vienas puses tie absolūti neizdala tiešas emisijas, bet pašu spēkratu un to sastāvdaļu (piemēram, akumulatoru) izgatavošanas procesā tiek radītas SEG emisijas, kuras, protams, atkal var izdalīt, vai tās radītas no atjaunojamiem energoresursiem vai fosiliem. Līdzīgi ir arī elektroautomobiļa ekspluatācijā – ja elektroenerģija ir no atjaunojamiem energoresursiem, tad CO₂ emisiju faktors ir 0, bet pretējā gadījumā to aprēķina, balstoties uz skaitļiem, kas noteikti katram kurināmā veidam, no kā iegūta šī elektroenerģija (LR Ministru kabinets, 2018).

Faktiski var secināt, ka tikai fosilās degvielas nomaiņa ar biodegvielu klimata problēmas var risināt tikai daļēji. Lai realizētu ilgtermiņa emisiju samazināšanas stratēģiju un klimata plānus, kā arī sasniegtu mērķrādītājus 2025., 2030. utt. līdz pat 2050. gadam, pasākumi jāveic kompleksi – turpinot attīstīt un ieviest elektriskos, ar ūdeņradi darbināmus un hibridspēkratus, modernas biodegvielas un citas atjaunojamās un mazoglekla degvielas, vienlaikus nodrošinot infrastruktūru attīstību spēkratu uzlādei un uzpildei.

4.4. HVO degvielas izmantošanas ekonomiskais novērtējums

Tā kā HVO degvielas ražotnu pasaulē ir salīdzinoši maz, turklāt to skaits pēdējo 10 gadu laikā nav būtiski palielinājies, kā arī nemot vērā, ka ražotāji nekad nesniedz informāciju par reālo degvielas pašizmaksu, degvielas cenas var novērtēt tikai aptuveni, analizējot iespējas šīs degvielas iegādāties degvielas uzpildes stacijā. Tāpat ir neiespējami noteikt, cik HVO degvielas ir piejaukts fosilajai dīzeļdegvielai katrā konkrētajā dienā, jo degvielu īpašību sertifikāti tiek sagatavoti noteiktām partijām ilgākam laika periodam. Tāpēc novērtēt cenu veidošanos var tikai tad, ja tiek veikta konkrētā parauga analīze, nosakot HVO saturu degvielā un zinot katra degvielas parauga pārdošanas cenu.

Šāda situācija bija tikai divas reizes darba izstrādes laikā – vienā fosilās dīzeļdegvielas cena bija 1.50 EUR l⁻¹, tīras HVO – 2.97 EUR l⁻¹, FDD un aptuveni 5% HVO maišījuma – 1.60 EUR l⁻¹, bet otrā attiecīgi 1.32, 1.97, 1.44 EUR l⁻¹, bet šoreiz piejaukumā bija aptuveni 10% HVO.

Veicot vienkāršus aprēķinus, var secināt, ka maišījumdegvielas cenu var aptuveni noteikt, zinot tīras HVO un FDD cenu un piejauktā HVO procentuālo daudzumu.

Diemžēl tīras HVO cena, kas aptuveni 1.5 – 2 reizes pārsniedz fosilās dīzeļdegvielas cenu, nekādi nevar motivēt spēkratu lietotājus to izmantot ne tīrā veidā, ne maišījumos tikai dēļ vides saudzēšanas, ja netiek doti kādi citi jūtami ieguvumi, piemēram, būtiska degvielas ekonomija, jaudas pieaugums vai labvēlīga ietekme uz spēkratu sistēmām. Tieši tāpēc pašlaik no ekonomiskā viedokļa daļēji pietiek argumentu tikai neliela satura maišījumdegvielu izmantošanai, jo 6 – 9% cenas pieaugums kaut nedaudz tiek kompensēts ar faktu,

ka HVO piejaukums jaudas un degvielas patēriņa izmaiņu ziņā ir daudz “draudzīgāks” nekā 1. paaudzes biodīzeldegvielas piejaukums, sevišķi laika periodos, kad tas ir kā obligātais degvielas tirgotājiem. Salīdzinot šos abus piejaukumus, HVO ir arī neagresīvs pret tām degvielas sistēmas komponentēm, kuras tika ietekmētas biodīzeldegvielas izmantošanas gadījumā. Turklat arī ar mazāku NO_x, HC, SO₂ un CO₂ saturu izmešos, salīdzinot ar FDD un biodīzeldegvielas maisījumiem.

Lai situācija mainītos, risinājums, kas nav atkarīgs ne no degvielas gala lietotājiem, ne pētniekiem, ir HVO pašizmaksas un tai sekojošas tirdzniecības cenas samazināšana. Bet tā ir tikai degvielas ražotāju kompetence – atrast lētākas izejvielas, samazināt izmaksas ražošanas procesā un atvērt jaunas ražotnes. Pētnieki to var sekmēt, veicot izmēģinājumus un popularizējot degvielas labās īpašības.

Ja to neizdosies izdarīt, iespējami tikai jau situācijas apskatā dažos pētījumos pieminētie (Szeto, Leung, 2022) drastiskie pasākumi, kas, protams, būtu loti nepatīkami spēkratu izmantotājiem, piemēram, ieviešot sartūkošas ikmēneša kvotas fosilās degvielas patēriņam katram automobilim, bet papildu vajadzības pēc degvielas nodrošinot ar 100% HVO vai kādu citu jaunākās paaudzes degvielu.

Šādā gadījumā jārēķinās ar sarežģītiem administratīviem pasākumiem, likumu, noteikumu un īpašu informatīvo sistēmu izstrādi, kur gada beigās vai pie nākamās spēkratu tehniskās apskates, salīdzinot nobrauktos kilometrus un degvielas čekus, gadījumā, ja tiek pārsniegts kvotētās fosilās degvielas daudzums, piemēro palielinātu ceļu, vides vai tml. nodokli. Tomēr šāds scenārijs jāvērtē kā nevēlams, jo, pirmkārt, tā ir tikai abstrakta ideja, bet, galvenais ir tas, policejisku metožu izmantošana nekad neveicina neviens valsts pilsoņu lojalitāti un atbalstu. Ieteicamāks variants būtu nevis sodīt par neizmantošanu, bet apbalvot par atjaunojamo resursu izmantošanu, piemēram, nodokļu atlaižu, stāvēšanas atļauju vai tml. veidā. Vienlaikus vairāk jāpopularizē atjaunojamo degvielu ietekme uz vidi ilgtermiņā, apelējot ne tikai pie savas, bet nākamo paaudžu veselības.

Arī automobiļu ražotājiem būtu aktīvi jāiesaistās, piemēram, veicot motora vadības bloku alternaīvu kalibrēšanu, kas paredzēta HVO (Hunicz et al., 2020). Nenemot vērā HVO vieglāku pašaizdegšanos un līdz ar to ilgāku sadegšanas laiku, kas samazina mehānisko daļiņu un kvēpu emisijas, pētnieki dažādās valstīs (Kopperoinen et al., 2011; Pflaum et al., 2010) pierādīja, ka HVO izmantošana pagarina DPF reģenerācijas intervālu. Tā kā reģenerācija parasti palielina degvielas patēriņu, degvielas ekonomija un vides saudzēšana ilgtermiņā varētu būt augstāka nekā īslaicīgos pētījumos.

Tomēr, ja tīras HVO izmantošanu nevar īstenot infrastruktūras, tehnisku vai administratīvu grūtību dēļ, FDD un HVO maisījumu izmantošana jāveicina, jo tā var vismaz daļēji samazināt SEG emisijas un veicināt normatīvos noteikto kontrolskaitļu izpildi atjaunojamās degvielas izmantošanā (Szeto, Leung, 2022).

SECINĀJUMI UN PRIEKŠLIKUMI

1. Līdzšinējo pētījumu analīze ļauj secināt, ka HVO var ražot no ļoti plaša biomasas izejvielu klāsta, piemēram, augu eļļas, dzīvnieku taukiem, atkritumēļļas, algēm u.c. Atkarībā no izmantojamajām izejvielām tā var būt gan otrs, gan trešās, gan pat ceturtās paaudzes biodegviela. HVO gandrīz nepiemiņ pirmās paaudzes biodegvielu nevēlamās īpašības, kas saistītas ar to iedarbību uz dažādām degvielas sistēmas komponentēm. Pētījumos konstatētās HVO degvielas izmantošanas jaudas, degvielas patēriņa un izmešu tendences, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu un biodīzeldegvielu, ir ļoti dažadas atkarībā no izmantotā motora veida, testa apstākļiem, izmantotajām iekārtām, konkrēto degvielu īpašībām utt. Tā kā HVO ir salīdzinoši jauna degviela, pētījumu apkopojumos akcentēts, ka pētījumi jāturpina, aptverot pēc iespējas plašāku pētāmo objektu loku.
2. Izstrādāta teorētisko un eksperimentālo pētījumu metodika, kas ietver piecas pētījumu programmas PP-1 – PP-5, aptverot dažādus pētījumu objektus (automobilis, traktors un pētnieciskais motors). Pētījumu programmās, ja to lauj testējamo objektu specifika, izmantotas vienas un tās pat ierīces, lai pētījumu rezultātus kopumā neiespaidotu dažādu ierīču izmantošana. Katrai pētījumu programmai dots pētījumu objektu un iekārtu raksturojums, pētījumu veikšanas secība, izmēģinājumu apstākļu raksturojums, veicamo testu apraksts, izmēģinājumos iegūto parametru vērtību ietekmējošo faktoru analīze, nepieciešamās mērījumu precizitātes un atkārtojumu skaita pamatojums, kā arī aprakstīta izmēģinājumu rezultātu izklāsta forma.
3. Eksperimentu rezultāti parāda, ka darbā ar tīru HVO un fosilo dīzeldegvielu automobiļa *Opel Insignia 2.0 CDTi* maksimālās jaudas atšķirība ir 0.34% (HVO – 82.13 kW, FDD – 81.85 kW), bet maksimālā griezes momenta atšķirība – 0.86% (HVO – 276.85 N m, FDD – 274.49 N m). Līdzīgas tendences, bet lielākas lielumu atšķirības konstatētas motora *KOHLER KDI 1903* pētījumos – maksimālās jaudas atšķirība ir 1.4% (HVO – 26.0 kW, FDD – 25.7 kW), bet maksimālā griezes momenta atšķirība – 1.2% (HVO – 119.5 N m, FDD – 118.1 N m). Pretējas tendences ir traktora *Class Ares 557ATX* pētījumos, kur konstatēts, ka motora efektīvā jauda un griezes moments, izmantojot HVO degvielu, samazinās, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu. Vidējais jaudas un griezes momenta samazinājums visā jūgvārpstas apgriezienu diapazonā bija aptuveni 5.0%. Apstiprinās situācijas apskatā konstatētais, ka tendences un vērtības dažadiem spēkratiem var atšķirties, jo atšķiras barošanas, izplūdes gāzu recirkulācijas u.c. sistēmas.
4. Darbinot automobili *Opel Insignia 2.0 CDTi* ar fosilo dīzeldegvielu un maisījumdegvielām HVO7 un BioDD7, konstatēts, ka maksimālā automobiļa jauda ar FDD ir 84.1 kW, ar BioDD7 – 82.3 kW, bet ar HVO7 – 84.2 kW. Maksimālās jaudas atšķirība FDD un HVO7 degvielai ir 0.16%,

kas uzskatāma par nebūtisku. Darbinot automobili ar BioDD7, tiek attīstīta par 2.12% mazāka maksimālā jauda, salīdzinot ar FDD, un par 2.28% mazāka jauda, salīdzinot ar HVO7 degvielu. Maksimālais griezes moments ar FDD ir 281.5 N m, ar BioDD7 – 277.9 N m, bet ar HVO7 – 282.1 N m. Maksimālā griezes momenta atšķirība FDD un HVO degvielai ir 0.20%, kas uzskatāma par nebūtisku. Darbinot automobili ar BioDD7, tiek attīstīts par 1.3% mazāks griezes moments, salīdzinot ar FDD, un par 1.5% mazāks griezes moments, salīdzinot ar HVO7 degvielu. Darbinot motoru *KOHLER KDI 1903* ar līdzīga HVO pieaukumu satura degvielu HVO5, maksimālā jauda ir 26.2 kW un maksimālais griezes moments 120.9 N m. Maksimālās jaudas pieaugums ir 2% un maksimālā griezes momenta pieaugums 2.4%, salīdzinot FDD (25.7 kW un 118.1 N m). Izmaiņu tendences, salīdzinot ar vieglā automobiļa pētījumiem, ir līdzīgas, bet ar atšķirīgām pieauguma vērtībām.

5. Testējot automobili *Opel Insignia 2.0 CDTi*, visu braukšanas režīmu vidējais HVO degvielas patēriņš litros uz 100 km par aptuveni 4% pārsniedz FDD patēriņu. Tā kā aprēķinos noskaidrots, ka vienādā saspieštās degvielas tilpumā HVO ir par 5.37% mazāk enerģijas nekā FDD, aptuveni tikpat procentus var prognozēt maksimālo degvielas patēriņa pieaugumu. Traktora *Class Ares 557ATX* vidējais stundas degvielas patēriņš visā jūgvārpstas apgrēzienu diapazonā, izmantojot HVO, bija par aptuveni 1% mazāks, salīdzinot ar dīzeldegvielu, bet zemākas attīstītās motora jaudas dēļ, īpatnējā degvielas patēriņa pieaugums bija par 4.1% lielāks. Šis palielinājums korelē ar automobiļa testēšanas rezultātiem. Darbinot motoru *KOHLER KDI 1903* ar tīru HVO, maksimālais vidējais stundas degvielas patēriņš visā kloķvārpstas apgrēzienu diapazonā ir par 1% lielāks nekā FDD, bet, salīdzinot īpatnējā degvielas patēriņa datus, vērojams HVO īpatnējā degvielas patēriņa samazinājums – 0.86%, salīdzinot ar tīru fosilo dīzeldegvielu, jo ar HVO degvielu tika attīstīta lielāka jauda.
6. Darbinot automobili *Opel Insignia 2.0 CDTi* ar FDD un HVO7 un BioDD7, vidējais FDD un HVO7 degvielas patēriņš atšķiras tikai par 0.07%, kas uzskatāms par nebūtisku atšķirību. Darbinot automobili ar BioDD7, patēriņš vidēji ir par 3.11% lielāks, salīdzinot ar FDD, un vidēji par 3.03% lielāks, salīdzinot ar HVO7 degvielu.
7. Darbinot automobili *Opel Insignia* un traktoru *Class Ares 557ATX* ar tīru HVO, var secināt, ka visām atgāzu komponentēm, kas parasti tiek salīdzinātas dažādu degvielu pētījumos, ir tendence samazināties, salīdzinot pret fosilo dīzeldegvielu. NO_x samazinājums ir 6.8–11.8%, HC – 26.4–37.5%, CO₂ – 5.0–5.2%, bet CO līdz 14.5%. Tādējādi tīras HVO degvielas izmantošanai ir pozitīva ietekme uz vidi.
8. Darbinot motoru *KOHLER KDI 1903* ar tīru HVO, NO_x un CO saturs izmešos visā motora kloķvārpstas apgrēzienu diapazonā, salīdzinot ar FDD, palielinājies vidēji par 3.0%, HC saturs samazinājies vidēji par 60%. CO₂ saturs palielinājies vidēji par 0.9%, un šī atšķirība vērtējama kā

- nebūtiska. Bet atšķirībā no automobiļa un traktora pētījumiem, motorstends nav aprīkots ar atgāzu neitralizācijas sistēmu.
9. Maisījumdegvielu izmantošanas gadījumā ne visu atgāzu komponenšu satus mainās ar pozitīvu tendenci, tomēr HVO 7% piejaukums fosilajai degvielai, salīdzinot ar tādu pat biodīzeldegvielas piejaukumu, vērtējams kā videi draudzīgāks, jo aptuveni par 4% samazinās NO_x , par 3% CO_2 , par 55% SO_2 un aptuveni 3.5 reizes nesadegušo oglūdeņražu satus.
 10. Modelpētījumu rezultāti ir tuvi eksperimentos iegūtajiem, t.i., HVO7 jaudas un griezes momenta atšķirība, salīdzinot ar FDD, ir nebūtiska, bet, salīdzinot ar BioDD7, tiek attīstīta gandrīz par 2% augstāka jauda un griezes moments. Modelējot degvielas patēriņu, HVO7 un FDD atšķirību tendencies ir līdzīgas eksperimentos konstatētajām, bet eksperimentālajos pētījumos HVO7 un BioDD7 degvielas patēriņa atšķirības bija lielākas, salīdzinot ar modelpētījumiem.
 11. Simulācijas rezultāti liecina, ka tīras HVO izmantošanas gadījumā, salīdzinot ar fosilo dīzeldegvielu, maksimālās jaudas un griezes momenta samazinājums var sasniegt 1.33%, bet degvielas patēriņa pieaugums – 2.26%. Aplūkojot reālāko tuvākās nākotnes scenāriju, t.i., maisījumdegvielas HVO15 izmantošanu, prognozētais jaudas un griezes momenta samazinājums 0.24% un degvielas patēriņa pieaugums 0.30% ir nenozīmīgi transportlīdzekļu ekspluatācijā.
 12. Analizējot automobiļa pētījumos iegūto tiešo siltumnīcefekta gāzu N_2O , CH_4 un CO_2 saturu atgāzēs, izmantojot HVO, tas samazinājās attiecīgi par aptuveni 37, 35 un 5% salīdzinājumā ar FDD. Nemot vērā katras komponentes globālās sasilšanas potenciāla indeksu, HVO izmantošana SEG emisijas, kas izdalās tieši no automobiļa, samazina par 6.5%.
 13. Aprēķinos izmantojot MK noteikumu formulas un vērtības un pieņemot testos izmantotā automobiļa nobraukumu 20000 km gadā, SEG emisiju apjoma samazinājums ir aptuveni 3.5 t CO_2 e gadā, bet, aprēķinos pieņemot citos pētījumos uzrādītās HVO degvielas CO_2 ekvivalenta vērtības, aptuveni 3.1 t CO_2 e gadā. Tātad samazinājums ir vismaz 88%.
 14. Nemot vērā, ka tīras HVO cena aptuveni 1.5 – 2 reizes pārsniedz fosilās dīzeldegvielas cenu, grūti motivēt spēkratu lietotājus to izmantot, sevišķi tīrā veidā. Tāpēc pašlaik no ekonomiskā viedokļa daļēji pietiek argumentu tikai neliela saturā maisījumdegvielu izmantošanai, jo 6 – 9% cenas pieaugums tiek kompensēts ar faktu, ka HVO piejaukums jaudas, degvielas patēriņa un klimata izmaiņu ziņā ir daudz “draudzīgāks” nekā klasiskās biodīzeldegvielas piejaukums.
 15. Ja vēl kādus gadus tīras HVO izmantošanu nevar īstенot infrastruktūras, tehnisku, ekonomisku vai administratīvu grūtību dēļ, FDD un HVO maisījumu izmantošana jāpaplašina, jo tā var vismaz daļēji samazināt SEG emisijas un veicināt normatīvos noteikto kontrollsaitļu izpildi atjaunojamās degvielas izmantošanā.

INTRODUCTION

One of the key challenges of the 21st century is to develop technologies and energy sources that can meet the growing demand for energy. Current transport technologies rely mainly on fossil energy sources, which are not only limited and increasingly difficult to obtain, but are also one of the main sources of environmental pollution. The environmental impact of fossil-fuelled vehicles has become one of the greatest environmental and climate change challenges of our time.

With transport accounting for 25% of EU GHG emissions, sustainable and smart mobility is one of the eight policy areas of the “European Green Deal”. This means that all modes of transport will have to become more sustainable, thereby contributing to reducing GHG emissions. As mobility is not only a cause of GHG emissions, but also of air, noise and water pollution, the transport sector is also linked to other Green Deal policy areas – clean energy, pollution reduction, climate action – while sustainable production, biodiversity and sustainable food systems are also relevant factors for biofuels. The Green Deal calls for a 90% reduction in GHG emissions from transport, making the EU a climate-neutral economy by 2050, while aiming for a zero-pollution target (European Commission, 2019).

In order to achieve the set targets, on July 14, 2021, the European Commission (EC) submitted to the European Parliament (EP) and the Council a proposal for a Regulation on the introduction of alternative fuel infrastructure (European Commission, 2021). The aim of this proposal is to ensure a sufficient infrastructure network for charging or refuelling vehicles with alternative fuels and to ensure full interoperability and ease of use of the infrastructure in the EU. The proposal aims at expanding the production of the latest generation of biofuels and synthetic fuels from a variety of feedstocks to replace diesel, gasoline and jet fuel or to blend them with fossil fuels at high blending ratios.

Since in 2015 the lowest share of renewable energy was in the transport sector – only 6%, by 2030 it should increase to approximately 24% through various means, such as the further development and deployment of electric and hydrogen-powered vehicles, advanced biofuels and other renewable and low-carbon fuels.

Most of these fuels are in the development and research stages, so they are available at fuel stations in their pure form or in blends with fossil fuel in very limited quantities not only in Latvia, but also in the EU and the world.

Latvia, as an EU member state, is not only bound by all the aforementioned laws and regulations, but must also provide its own national document base, which would contribute to the achievement of the target indicators. The highest national development planning document is “Sustainable Development Strategy of Latvia until 2030” (LR Saeima, 2010), which sets out the country’s long-term development goals and priorities. In the field of transport, this document defines two directions as priorities – the use of renewable energy resources and

innovations, energy efficiency and environmentally friendly transport. The “National Energy and Climate Plan for 2021 – 2030” (LR Ministru kabinets, 2020) is a long-term planning document that defines the basic principles, goals and directions of action of Latvia’s energy and climate policy for the next ten years. As one of the problems of our country, the document mentions an old car fleet dominated by diesel and gasoline vehicles. Since the Directive 2018/2001 of the EP and the Council of December 11, 2018 (European Parliament, 2018) states that the EU will not count biofuels obtained from food and animal feed crops in its renewable energy transport target, our country’s energy and climate plan emphasizes that the share of the latest generation biofuels in the gross final energy consumption in transport should be increased to 3.5% in 2030.

According to the research conducted in the world, hydrotreated vegetable oil (HVO) is one of the most promising modern fuels for use in most diesel-powered vehicles. HVO can be produced from a wide variety of raw materials, such as vegetable oils, animal fats, waste oils and algae.

Currently, *Neste Latvija Ltd.* fuel stations offer *ProDiesel* fuel with an HVO blend of 7% – 15%, depending on the year and season, as well as *Neste MY*, which is 100% HVO, i.e. fuel from renewable resources. Unfortunately, it can only be purchased at fuel stations in Riga. *Circle K Ltd.* also offers HVO blend for *miles PLUS* fuel. Unfortunately, fuel with HVO bio-component is not available in all regions of Vidzeme and Latgale. Since the storage and filling of these fuels is realized in the existing fossil fuel infrastructure, there is no need for their additional construction, and the fuel distributors are ready to supply it if there is a demand, which in turn can be stimulated by the conducted research.

Therefore, despite the fact that the fuel is already available to consumers, its research will not lose its relevance. As research experience in other countries shows, work is also being done on new raw materials for the production of these fuels, as well as the use of HVO in blends with other fuels and in different types of engines.

Research objects – diesel-powered vehicles for various applications.

Working hypothesis of the thesis – using hydrotreated vegetable oil or its blends with fossil diesel fuel it is possible to obtain better or equivalent technical, economic and ecological results compared to fossil fuel or first generation biofuels

The aim of the work is to evaluate theoretically and experimentally the possibilities of using hydrotreated vegetable oil in diesel engines, thus creating an opportunity to promote the wider use of renewable energy resources in Latvia and the world.

The following **tasks** have been set to achieve the goal of the work:

- to analyse the studies carried out in the production, use and influence of hydrotreated vegetable oil on the operating parameters of engines and vehicles;
- to develop a testing methodology for vehicles powered by hydrotreated vegetable oil;

- to investigate experimentally and to evaluate the possibilities of using hydrotreated vegetable oil and engine operating parameters in different types of diesel vehicles;
- to perform mathematical modelling for determining the operating parameters of diesel engine-powered vehicles using different fuels and their blends, and to evaluate the effectiveness of the model;
- to evaluate the economic and ecological feasibility of using hydrotreated vegetable oil.

The **research methods** of analysis, synthesis, modelling, experimentation, statistical, economic and ecological evaluation are used in the thesis.

Theses for defense:

- hydrotreated vegetable oil is a promising next generation fuel for use in pure form or in blends to replace fossil diesel fuel and its blends with first generation biofuels, providing better or equivalent performance;
- the wider use of hydrotreated vegetable oil will contribute to the reduction of GHG emissions and the achievement of targets for the use of renewable resources;
- the mathematical model can be used to determine the impact of HVO on the main operating parameters of motor vehicles with an accuracy that allows making technically and economically sound decisions on the use of fuel in motor vehicles.

In order to achieve the goal of the doctoral thesis, a series of interconnected theoretical and experimental studies were carried out, covering a wide range of vehicles – passenger car, tractor and engine used in off-road vehicles. Carrying out such a complex study, when, if allowed by the specifics of the objects under test, the same devices are used, for example, to measure fuel consumption and emissions, so that the research results are not affected by the use of different devices in general, is the most important difference from other studies. In addition, the researched fuel is an innovative product, the manufacturers of which are interested in wider research, providing experimental samples for testing. Taking into account that at that time the Biofuels Law definitions for biofuel and biodiesel did not allow the amount of HVO blended with fossil diesel to be counted as biofuel, the researches carried out within the cooperation agreements helped to solve this problem. Since the researched fuel belongs to the group of the next generation biofuels, and by 2026 the inclusion of first generation biofuels in the proportion of biofuels in the gross final energy consumption in transport will be gradually reduced, the research will promote transport energy circulation that is safe for human health and the surrounding environment, the use of renewable energy in transport, promoting sustainable economic development and reducing GHG emissions and air pollutant emissions.

1. SUMMARY OF THE REVIEW AND ANALYSIS OF HVO FUEL RESEARCH

Although there are no strict rules that determine the number of generations of biofuels or whether a specific type of fuel belongs to one of the generations, the works of various authors are dominated by classifications that divide biofuels into generations based on their state of aggregation, raw materials, production method and technological readiness for mass production. In addition, recent publications have a consensus on the number of generations, i.e. four generations (Awogbemi et al., 2021; Datta et al., 2019; Jeswani et al., 2020; Mat Aron et al., 2020).

Advanced biofuel production technologies are still in research and development, demonstration or early commercialization stages (Ebadian et al., 2020). Examples of these fuels are HVO, lignocellulosic bioethanol, biosynthetic BTL (Biomass-to-Liquid) fuel derived from straw, bio-waste, wood residues and energy crops (whole grain cereals, fast-growing tree and shrub species, etc.), biodiesel from algae and biohydrogen.

The production technology of each type of biofuel is actually determined by the raw materials, so this factor is decisive in the division of biofuels into four generations.

The main raw materials for the production of first generation biofuels are edible (food) crops, such as corn, wheat and other cereals, rapeseed, soybeans, palm oil, sugar cane, sugar beet, etc. While these fuels provide significant environmental and social benefits, the main drawback is the so-called food-fuel trade-off (Ajanovic, 2011; Sadeghinezhad et al., 2014; Subramaniam et al., 2020; Thompson, Meyer, 2013). The high cost of raw materials is also significant, as it is estimated to account for more than 70% of production costs (Callegari et al., 2020).

Second generation biofuels can be produced from inedible raw materials, such as wood, straw, organic waste, recycled cooking oils, agricultural residues, forest residues, household waste, etc. (Ndiaye et al., 2020; Nikhom et al., 2020). The production of this generation of fuels does not affect the food chain and the cost of raw materials is relatively low, but the production technologies are still complex and have not yet been commercialized.

The main raw material for third generation biofuels is algae. Also in this case, the food chain is not affected, and their cultivation does not require agricultural land or fresh water (Chowdhury, Loganathan, 2019; Nwoba et al., 2020). Other feedstocks for this generation of fuels include yeast, fungi, seagrass and cyanobacteria. In recent years, investments have been attracting worldwide, especially in algae cultivation and conversion technologies (Ebadian et al., 2020; Liu et al., 2021; Oh et al., 2018; Veeramuthu, Ngamcharussrivichai, 2020).

Fourth generation biofuels are intended to be produced from genetically or metabolically modified plants, including algae (Chew et al., 2019). The

development of production technologies will drastically reduce the cost of production, making fuels economically competitive. Some examples of these fuels include hydrotreated renewable diesel, biogasoline, green aviation fuel, vegetable oil, and biodiesel (Awogbemi et al., 2021).

Depending on the raw materials used, hydrotreated vegetable oil can be a second, third or even fourth generation biofuel.

Among the first generation biofuels, the most widely used in diesel engines is biodiesel, which is obtained by transesterification of vegetable oils with alcohol (methanol or ethanol) in the presence of the catalyst KOH or NaOH. From now on, pure 100% biodiesel is labelled BioDD.

A comparison of the physical properties of fossil diesel fuel (FDD), biodiesel fuel (BioDD) and hydrotreated oil (HVO) is given in Table 1.1. (Aatola et al., 2009; Arvidsson et al., 2011; Bezergianni, Dimitriadis, 2013; Kim et al., 2014; Lapuerta et al., 2011; No, 2014; Pinto et al., 2013; Šimáček et al., 2009).

Table 1.1. Main physical properties of FDD, BioDD un HVO

Parameter	FDD	BioDD	HVO
Density at 15 °C, kg m ⁻³	820 ... 850	860 ... 900	775 ... 785
Viscosity at 40 °C, mm ² s ⁻¹	2.2 ... 3.5	3.5 ... 5.0	2.5 ... 3.5
Cloud point, °C	-5 ... -30	-5 ... -15	3 ... -30
CFPP temperature, °C	to -44	to -15	to -32
Lowest mass calorific value, MJ kg ⁻¹	42.5 ... 43.0	37.5 ... 38.0	43.8 ... 44.0
Lowest volumetric calorific value, MJ l ⁻¹	34.9 ... 36.6	32.2 ... 34.2	33.9 ... 34.5
Cetane number	51 ... 60	50 ... 65	80 ... 99
Sulphur content, mg kg ⁻¹	< 12	< 1	≈ 0
Oxygen content, mg kg ⁻¹	≈ 0	≈ 11	≈ 0

HVO is produced from triglyceride-based biomass, such as vegetable oil, animal fats, waste oil, algae, etc. (No, 2014). The production is based on a catalytic reaction in which hydrocarbons are obtained by removing heteroatoms (usually O, N and S) from organic raw materials using hydrogen as a reducing agent (Szeto, Leung, 2022). As different raw materials such as rapeseed, sunflower, soybean, jatropha, karanja and waste oils from frying or other processes (Sonthalia, Kumar, 2019) are also used in different studies along with changing the production parameters, the physical properties of the resulting fuels vary within the limits given in Table 1.1. Taking into account that the developed power, fuel consumption and emission composition of diesel engines are sensitive to even the smallest changes in the physical and chemical parameters of the fuel, this is the explanation for the drastically different and even contradictory results of researches on vehicle operating parameters conducted in different countries around the world.

It is practically impossible to carry out complex studies covering all the performance parameters of vehicles running on different fuels, as this would require huge material and human resources. It should also be noted that certain factors, such as the fuel combustion process, can only be studied on engine test

benches, but not on vehicles as a whole. On the other hand, the analysis of emissions in engine studies and in car or tractor studies will differ because the vehicles are equipped with different exhaust gas neutralization systems. Also, power, torque and fuel consumption measurements are made by different methods, since vehicles without an engine also have a transmission, so the useful energy of the burned fuel varies between engine/whole vehicle tests. The equipment used in laboratory and real road/field tests also differs, as it can be stationary or mobile.

However, in most cases, all researches focus in such directions:

- fuel combustion process;
- engine/vehicle performance;
- changes in fuel consumption;
- composition of emissions;
- effect of fuels on power supply, etc. system elements;
- possibility of using fuels at different ambient temperatures, etc.

Taking into account all of the above, it is difficult to separate the results of the studies conducted in different countries strictly according to the groups of the studied parameters. Therefore, in the following description, the most important studies are mentioned under the group with the highest number of study parameters. If other parameters, such as the composition of emissions, are determined in addition to the main parameter under study, such as the combustion process, these are also mentioned here.

Fuel combustion process

Pollutants from internal combustion engines are generally classified into four broad groups: soot, nitrogen oxides (NO_x), carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbons (HC). Soot particles are produced by burning fuel in areas where the amount of oxygen is insufficient for complete combustion. These soot particles can be oxidized later in the cycle when exposed to oxygen and if the temperature is still high. A team of researchers from Vietnam, Japan and Thailand carried out studies to investigate the effects of 20, 50 and 80% HVO blends with commercially available diesel (with 7% BioDD blended in) on the combustion process and the soot and NO_x produced during combustion. The obtained results indicated a decrease in ignition delay, flame temperature, NO_x and soot concentration with increasing HVO concentration. The reduction in NO_x and soot concentrations reached 33% and 15.9%, respectively, compared to diesel fuel (Chau et al., 2017).

Many research groups (Bjørgen et al., 2020; Bohl et al., 2017; Cadrazco et al., 2020; Chau et al., 2017; Cheng et al., 2019; Li et al., 2019; Pastor et al., 2020) have used modern high-speed photography techniques to study the spray and combustion characteristics of HVO and fossil diesel in different types of combustion chambers. Most of these publications evaluate HVO as a better or equivalent fuel type compared to fossil diesel, and that these advantages,

including lower levels of soot, NO_x, CO, HC and noise, as well as higher efficiency result from differences in the chemical composition of the fuels (Hernández et al., 2020). Another study found that easier auto-ignition is the most important characteristic of HVO compared to other fuels, which can lead to improved engine performance and reduced emissions (Yehia et al., 2019).

Studies highlight the narrower boiling range of HVO (Sugiyama et al., 2012) and lower ultimate boiling points. This is also an advantage of HVO, as the fuel evaporates faster after injection into the cylinder than fossil diesel. Thus, the combustion mixture can form earlier and the ignition delay is reduced (Alkhayat et al., 2021; Chau et al., 2017).

Some researchers have pointed out that the use of HVO fuel increases the total duration of combustion because ignition occurs earlier than for fossil diesel (Hernández et al., 2020; Hunicz et al., 2020). Thus, soot, HC and CO emissions can be reduced, as longer combustion times mean greater potential for their oxidation (Sugiyama et al., 2012). The properties of HVO, such as shorter ignition delay, easier ignition, and faster evaporation, can reduce a phenomenon called overmixing, which contributes to the formation of ultra-lean regions and the formation of unburned HC, soot, and CO (Dimitriadis et al., 2018).

The lower HVO density also results in a wider spread of the atomized droplets. Some studies report a larger spray jet angle (Bohl et al., 2018; Cheng et al., 2019) and larger spray area (Bohl et al., 2017) compared to FDD. This means that the injected fuel is better distributed and fuel-air mixing is improved. Thus, the incompletely burned products are more likely to be oxidized due to the higher oxygen availability.

However, several studies indicate that under certain conditions the use of HVOs can lead to more emissions (Bortel et al., 2019; Dimitriadis et al., 2018; Gren et al., 2021; Suarez-Bertoá et al., 2019). It is sometimes difficult to compare studies because the fuels under investigation have different physical properties. For example, in tests conducted by several research groups, HVO samples have lower viscosity (Bohl et al., 2018; Cadraze et al., 2020; Cheng et al., 2019; Li et al., 2019; Marasri et al., 2019; Pastor et al., 2020; Rimkus et al., 2019) than fossil diesel samples, while it is higher in others (Alkhayat et al., 2021; Bohl et al., 2017; Kumar et al., 2021; Sonthalia, Kumar, 2021; Sugiyama et al., 2012).

Engine/vehicle performance and fuel consumption

In Korea (Kim et al., 2014), fuel samples with 2, 10, 20, 30 and 50% blends of BioDD and HVO to fossil diesel were tested. The tests were carried out on the engine test bench and on the chassis dynamometer. The results of the tests showed a decrease in power compared to fossil diesel – the more BioDD or HVO was blended, the more power was reduced, for example, when fossil diesel mixed with 2% biodiesel, the power loss was about 1.4%, when mixing 20% – about 2.5%, but, mixing 50% – more than 5%. When mixing the same amount of HVO with fossil diesel, the power losses were 0.7, 1.2 and 1.8%, respectively. The fuel consumption of the BioDD blend with diesel fuel increased with increasing

BioDD content (from about 0.5 to 2%), while the HVO blends showed a slight increase in fuel consumption (from about 0.1 to 0.3%). The addition of 10% BioDD to fossil diesel fuel reduced the unburned hydrocarbon (HC) content compared to fossil diesel fuel, but the CO, NO_x and CO₂ content remained unchanged. The 10% HVO blend reduced CO, HC, and CO₂ emissions compared to both pure fossil diesel and a BioDD/FDD blend (Kim et al., 2014).

In Finland, 11 buses were tested, ranging from older vehicles that comply with Euro II emission standards, up to EVVs (Enhanced Environmentally-friendly Vehicles), i.e. vehicles with lower emission levels than those required by current legislation. Compared with summer and winter grade diesel fuel, 100% HVO reduced energy consumption by around 0.5%, while the increase in fuel consumption by volume was 5.2% and 3.5% respectively. The performance loss was roughly proportional to the difference in volumetric calorific value between the fuels (Makinen et al., 2011).

A car with a 103 kW engine (engine displacement 1986 m³, compression ratio 16.5) and a common rail injection system was tested in Portugal (Serrano et al., 2021). When performing power and torque measurements, it was found that the use of BioDD100 resulted in a maximum power reduction of 12.1% and a torque reduction of 12% at low engine speeds, and there was no performance increase with this fuel in any mode. The use of BioDD7 provided a maximum increase of 2% in power and 2.1% in torque at low revolutions, but at high speeds there was already a slight deficit in engine performance (about -0.6% for both power and torque). HVO15 fuel had a similar effect on engine performance as BioDD7 fuel. The researchers concluded that the complete replacement of fossil fuels with biofuels is not the most cost-effective approach (Serrano et al., 2021).

Audi 1.9 TDI (Turbocharged Direct Injection) engine (displacement 1896 cm³, power 66 kW, compression ratio 19.5) has been tested in Lithuania (Rimkus et al., 2019). The experiments were performed using pure diesel fuel, pure HVO and blends of different contents. Evaluating fuel mass consumption, the addition of 10 – 30% HVO reduced the fuel consumption by 2 – 3%. However, the opposite trend was found when evaluating the volumetric fuel consumption – the results showed an increase in fuel consumption up to approximately 6% in both speed modes and almost at all load points. The main reason is the density of HVO, which in these tests was about 7.7% lower than that of diesel fuel. The trend of increasing fuel consumption was very clear and had a direct dependence on the percentage of HVO in the blends. The change in CO with increasing HVO content in the fuel blend was insignificant. The CO₂ reduction was 0.3 – 0.35%, and the maximum reduction was reached when the HVO percentage increased to 85 – 100%. NO_x content decreased by 3 – 20% at low engine load. In the other load modes, the results showed a relatively lower NO_x reduction of 0.5 – 7.5% (Rimkus et al., 2019).

In the research carried out at the Alternative Fuel Research Laboratory of the LBTU, a *Mazda CX-5* all-wheel drive car produced in 2015, equipped with a 2.2-liter Euro 6 compliant engine, was used (Birzietis et al., 2017). Power and torque

were measured on a *Mustang MD-1750* chassis dynamometer, while fuel consumption was measured at three constant speeds (50 km h^{-1} , 90 km h^{-1} and 110 km h^{-1}), as well as in two driving cycles – the standardized combined IM-240 cycle and the Jelgava city cycle developed by the researchers themselves (Dukulis, Pirs, 2009). Two fuels were used in the study, *Neste Pro Diesel* (ProD), which contained HVO, and *Neste Futura*, a standard fossil diesel without bio-additives (FDD). At medium and high engine crankshaft speeds, power and torque values were very similar. A significant increase in power and torque was observed at low engine speeds (up to $\sim 2200 \text{ min}^{-1}$). The maximum power value of $106.8 \pm 0.6 \text{ kW}$ was achieved with *Pro Diesel* fuel, which is 1.2% higher than in the case of using fossil diesel fuel. The maximum torque value for *Pro Diesel* fuel was also 2% higher.

Running the car on HVO-containing fuel at a steady speed showed an overall trend of decreasing fuel consumption. The reduction in fuel consumption with *Pro Diesel* fuel at a steady speed of 50, 90 and 110 km h^{-1} was 1.5, 0.7 and 3.7%, respectively. More significant changes in fuel consumption were observed under variable load driving conditions, i.e. driving cycles. The use of HVO-containing fuel in the IM-240 driving cycle showed a reduction in fuel consumption of 0.17 l per 100 km or 2.9% compared to FDD. The reduction of fuel consumption in the driving cycle of the city of Jelgava, which reflects the vehicle movement in intensive urban traffic, was 0.37 l per 100 km or 3.9% (Birzietis et al., 2017).

A study on the effect of 100% rapeseed methyl ester (RME) and 100% hydrotreated vegetable oil (HVO) on the performance of the internal combustion engine of a *Zetor Foreterra 8641* tractor (4-cylinder, displacement 4.156 l, rated power 60 kW, maximum torque 351 N m) was carried out using an *AW NEB 400* power take off dynamometer in the Czech Republic. It was found that with HVO fuel, the maximum torque decreases by about 0.9% and the maximum power by about 6%. The specific fuel consumption of HVO fuel, compared to RME fuel, decreases in almost the entire speed range, including at nominal speed by 1.9% (Pexa et al., 2015).

The efficiency of typical cars by replacing FDD with HVO was determined in tests carried out in Italy and Spain. Energy consumption (J km^{-1}) was compared in the WLTP cycle and increased or decreased depending on the car model and ambient temperature. When studying a Euro 6 compliant *Nissan Qashqai* (Hernández et al., 2020), its energy consumption using HVO decreased by 5.5% and 5.2% at $+24^\circ\text{C}$ and -7°C , respectively, while evaluating two Euro 6b compliant cars passenger cars (brands not mentioned) (Suarez-Bertoa et al., 2019) at $+23^\circ\text{C}$ and -7°C , only one car consumed 4.3% less energy at -7°C . The same car consumed 0.26% more energy at 23°C . Another car consumed more energy at both tested temperatures – 0.84% and 0.43% more, respectively.

Composition of emissions

11 passenger cars (*Audi*, *VW*, *Skoda*) with different injection systems, transmissions, exhaust after-treatment systems and emission standards (Euro III

to Euro 6) were tested in Germany. Four of the vehicles were fuelled with 2% biodiesel blended with HVO (HVO-Bio2) and the other seven with HVO-Bio7, where the biodiesel blending was aimed at improving the lubricity of the fuel. The results showed that the use of HVO reduced emissions of unburned components (HC, CO) by 35 – 90% compared to diesel. The researchers explained this to the chemical composition and high cetane number of HVO. The use of HVO-Bio7 also showed a 5% reduction in CO₂ emissions, while NO_x emissions increased by 5 – 14% compared to diesel and the increase was independent of exhaust gas after-treatment (Singer et al., 2015).

One car with direct injection (A) and two with common rail system (B and C) were tested in Finland. Cars A and C had a catalyst, while B did not. *NExBTL* blends (5, 15, 20 and 85%) with two different fossil diesel fuels were tested. A decrease in HC, CO and PM emissions was observed with increasing HVO concentration. However, the study did not show a clear trend of NO_x reduction (Rantanen et al., 2005).

Pure HVO and its blends with FDD were studied in Austria in a four-cylinder CRDi engine. Emissions were determined using an engine test bench and chassis dynamometer. At low loads, PM emissions were reduced by up to 50% using HVO due to the absence of aromatic hydrocarbons. The authors observed a reduction in particle size, which resulted in lower soot emissions. However, they found that the number of particles themselves did not decrease. HC and CO emissions were also reduced by up to 50%. NO_x emissions decreased slightly in bench tests, however, no significant changes were found on the chassis dynamometer (Pflaum et al., 2010).

In Finland, 17 buses were tested, ranging from older vehicles that comply with Euro II emission standards to EVVs (Enhanced Environmentally-friendly Vehicles). Using 100% HVO fuel, the average reduction in NO_x emissions was 10%, PM 30%, CO 29% and HC 39% compared to FDD. A consistent reduction in emissions was observed for Euro II and Euro III buses, but no such trends were observed for newer buses. DPF (diesel particulate filter) performance was more efficient with HVO than with FDD, which was explained by the NO_x to PM ratio being more favorable for HVO to oxidize particulates (Erkkilam et al., 2011).

In Finland, it was found that using HVO fuel can reduce emissions and improve engine performance by optimizing engine performance or using additives. The intake valve closing moment, intake timing, injection pressure and EGR operation were adjusted and a DNPE (di-n-pentyl ether) additive was added. It reduced PM and NO_x emissions by 41 – 61% and 31 – 54% respectively. The only drawback was an increase in aldehyde emissions in some modes (Murtonen et al., 2012).

In a study conducted in India (Kumar et al., 2021), blends of HVO produced from waste cooking oil (10, 20, 30, 40 and 50% by volume) with diesel fuel were prepared. It was found that HC, CO and PM emissions decrease for blends with HVO content up to 30%. When the percentage of HVO is further increased, the emissions start to increase. NO_x emissions were lower than diesel for all test

samples. Compared to diesel, the maximum reductions in NO_x, HC, CO and PM were 23.2% (pure HVO), 14.4% (HVO30), 13.8% (HVO30) and 13.3% (HVO30), respectively.

A study in Finland evaluated the annual NO_x emission reduction potential of replacing BioDD7 fuel with HVO in Euro 4, 5 and 6 compliant bus fleets in Helsinki. The reduction potential was shown to be 7% (Lakanen et al., 2021).

However, the overall impact of HVO on reducing NO_x emissions remains unclear. For example, a study conducted in Belgium using a Euro 6b compliant 1.5 l four-cylinder diesel engine (Demuynck et al., 2021) found no specific fuel effect on NO_x emissions when testing commercially available diesel fuel BioDD7, BioDD30 and 100% HVO. In Finnish tests on heavy-duty engines (Kuronen et al., 2010), NO_x reductions of 7 – 14% were observed using HVO compared to FDD. At the same time, another study (Happonen et al., 2012) found that NO_x can be reduced at different loads (50, 75 and 100%) by adjusting engine parameters, leading to the conclusion that the full benefits of HVO cannot be realized unless the engine is optimized for the new fuel. Consequently, the possibilities of reducing NO_x concentration depend on various factors such as fuel properties, spray characteristics, air/fuel ratio, compression ratio, etc. (Dimitriadiis et al., 2018). Therefore, replacing conventional diesel fuel with HVO does not guarantee reduced NO_x emissions (Szeto, Leung, 2022).

Analyzing the results of about 100 different studies, Chinese researchers (Szeto, Leung, 2022) found that some publications showed a conflict of interest in claims of better efficiency and emission reduction when HVO is used instead of fossil diesel, because HVO fuel manufacturers and distributors participated in them (Dimitriadiis et al., 2018; Lakanen et al., 2021; Suarez-Bertoa et al., 2019). However, many other publications in which such a conflict of interest is not observed also show promising results of using HVO fuel (Bjørgen et al., 2020; Bortel et al., 2019; Gren et al., 2021; Hernández et al., 2020; Hunicz et al., 2020; Ovaska et al., 2019).

The use of fuel at different ambient temperatures and the effect on the elements of various vehicle systems

Most of the positive results mentioned above, obtained when running vehicles or their engines with HVO, were obtained due to the combination of physicochemical properties of this fuel. HVO is a synthetic liquid biofuel that does not contain aromatics and sulphur compounds (Singh et al., 2018). It has relatively high calorific value and cetane number, low viscosity, density, lubricity and cloud point (Dimitriadiis et al., 2018). All these properties are interrelated. The calorific value is related to the hydrogen content, the density – to the paraffinic nature of the fuel, while the cloud point depends on the reaction conditions, which can lead to a certain triglyceride content (Šimáček et al., 2010). A study carried out in Spain and the USA (Lapuerta et al., 2011) showed that the main limitations for mixing HVO and FDD are determined by lubricity and cetane number, where a compromise between these characteristics has to be

found. In general, the reduced properties for use at low temperatures could be the only disadvantage of HVO compared to fossil diesel (Šimáček et al., 2010).

Compatibility with conventional compression ignition engines and the European standard EN 15940, the possibility to blend with FDD at the retail point of sale (Bjørgen et al., 2020) make HVO attractive to retailers. In addition, the low risk of fuel system deposits and engine oil deterioration (Mikkonen et al., 2013), improved exhaust emissions and extended diesel particulate filter regeneration interval (Rodríguez-Fernández et al., 2017) make it attractive to customers as well. HVO can be used without modifying the engine fuel system because it does not significantly affect the degradation of elastomers such as gaskets and rings (Müller et al., 2022), which are typically not resistant to other biofuels used in vehicles.

Thai researchers (Jaroontjitsathian et al., 2013) conducted a material compatibility study using HVO as a fuel. The effect of HVO on the fuel tank material (zinc coated) was examined and from X-ray fluorescence analysis it was found that there was no change in the tank coating. Finnish researchers (Makinen et al., 2011) reported similar results – no changes were detected in the fuel storage tank after eight months, and the HVO fuel was still clear. Since the swelling of the rubber seals depends on the content of aromatic hydrocarbons in the fuel, which are absent in HVO fuel, no problems with the seals were found in the field tests.

In Austria, the authors also investigated the dilution of oil due to DPF regeneration. The soot accumulated in the DPF requires high temperatures to burn. Post-injection of fuel creates the required exhaust gas temperature as it burns at the end of the working stroke. However, this injection strategy can result in fuel being deposited on the cylinder walls, thereby increasing oil dilution. After a 4 h test at 1250 min^{-1} and 2 bar pressure, the authors observed a decrease in oil viscosity with increasing HVO content in the fuel. The authors attributed this to an increase in fuel consumption, which is a result of the lower volumetric calorific value of HVO (Pflaum et al., 2010). The effect of HVO on DPF was also investigated by Finnish scientists (Kopperoinen et al., 2011) testing a passenger car on a chassis dynamometer. The authors observed that when running the car on 100% HVO, at least 400 km was driven before DPF regeneration started. Since regeneration usually increases fuel consumption, the longer the regeneration interval, the higher the fuel economy. As HVO fuel burns cleaner and emits less particulate matter than conventional diesel, the increase in exhaust backpressure is slower, resulting in a longer regeneration interval.

Summary of the situation review

Several studies have shown that HVO is a fuel superior to fossil diesel in terms of air pollutants (PM, HC, CO and NO_x), noise and thermal efficiency, due to three main chemical characteristics of HVO – the absence of aromatics and cycloparaffins, a less dispersed molecular weight and a negligible content of sulphur and other soot-forming substances. In tests with diesel engines equipped

with an older type, for example, with undivided fuel supply PLN, or so-called pump-nozzle system, HVO can generally outperform fossil diesel in all the above aspects without any modification. However, this is not the case with modern diesel engines, which often show lower PM, HC and CO emissions, but better thermal efficiency and lower NO_x emissions are not always guaranteed due to the complexity of the systems and the fact that these systems, such as fuel injection, EGR and turbocharger settings, are usually optimized for fossil diesel. In order to take full advantage of the efficiency benefits of HVO, an alternative engine control unit calibration suitable for HVO use should be developed.

Using HVO as a fuel not only produces less PM, but these particles can be oxidized in the DPF at lower temperatures compared to fossil diesel. Thus, particles produced by HVO are easily removed from the DPF during normal driving and DPF regeneration, giving the opportunity to reduce fuel consumption. The toxicity of particulates emitted by diesel engines when running on HVO is also lower than in the case of FDD. The disadvantage of HVO compared to fatty acid methyl esters derived from animal fats or their mixtures with vegetable oils is the poor lubricity. Therefore, friction modifiers, also known as lubricity improvers, are needed and could also be obtained from biomass.

Analysing the research summaries, they emphasized the need to continue research using engines that meet the latest emission standards or are equipped with at least a common rail injection system. It is also recommended to design turbochargers with lower optimum flow rates corresponding to the research engines, so that researchers using these engines as test objects can conduct their experiments under more realistic conditions. It is stressed that it is important to conduct as much research as possible without the involvement of HVO vendors in order to reduce the suspicion of conflict of interest (Szeto, Leung, 2022).

Since all the advantages of HVO are not fully retrieved when using blends of HVO and fossil diesel fuel, drastic measures are also recommended in the course of phasing out the use of fossil fuels, for example, introducing decreasing monthly quotas for the consumption of FDD per car, while providing additional fuel needs with 100% HVO. However, if such a policy cannot be implemented due to infrastructural or administrative difficulties, the use of blends is still seen as positive, as it at least reduces GHG emissions.

Both the analysis of the studies carried out in this chapter and the reviews by other authors (No, 2014; Sonthalia, Kumar, 2019; Sunde et al., 2011) lead to the conclusion that power, fuel consumption and emission trends are very different depending on the type of engine used, the test conditions, the equipment used, the characteristics of specific fuels, etc. Differences in results are also observed depending on whether the experiments are conducted using motor test benches or motor vehicles as a whole.

Therefore, several interrelated research programs have been prepared in this doctoral thesis, covering both theoretical and experimental studies, as well as trying to involve the same researched object, fuel and equipment in as many programs as possible.

2. MATERIALS AND METHODS

The aim of the theoretical and experimental studies is to determine the main operational parameters of vehicles powered by hydrotreated vegetable oil. In order to do this, a general flow chart of the research was developed (see Fig. 2.1).

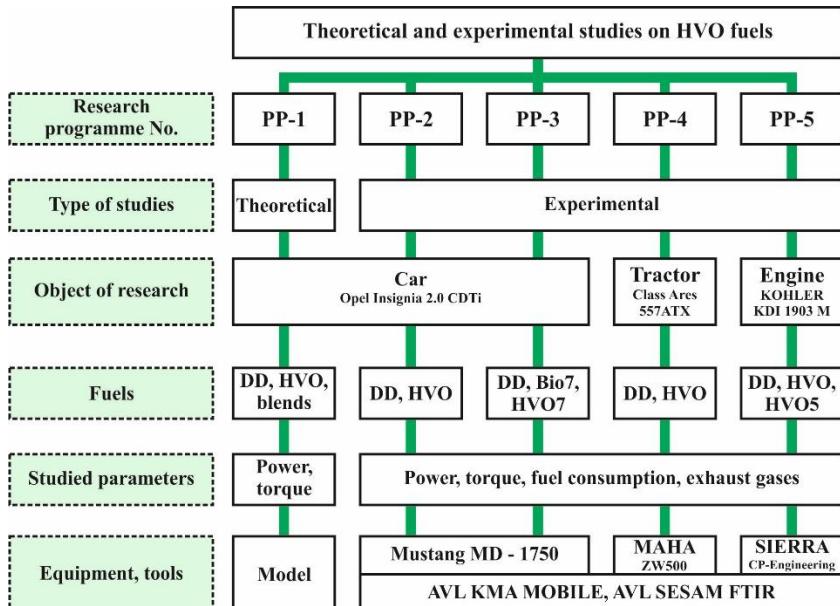


Fig. 2.1. General flow chart of theoretical and experimental studies

The studies are divided into five research programmes, with the conditional designations PP-1, PP-2, etc. The flow chart in the vertical column of each programme shows the type of research, the object, the fuels, the parameters to be investigated and the equipment or tools:

- PP-1: theoretical studies, developing a model with input parameters for the car *Opel Insignia 2.0 CDTi*, the possibility to choose the type of fuel (DD – diesel fuel, HVO – hydrotreated vegetable oil) or create their blends, and as a result of modeling, obtaining data on the car's power, torque and fuel consumption;
- PP-2: experimental studies, operating the car *Opel Insignia 2.0 CDTi* on the chassis dynamometer *Mustang MD – 1750* to determine the power and torque using clean fuels DD and HVO, and fuel consumption and exhaust gas composition with *AVL KML MOBILE* and *AVL SESAM FTIR* equipment respectively;
- PP-3: identical experimental studies to the PP-2 program, but using three different fuels – DD, Bio7 (diesel fuel with 7% biodiesel) and HVO7 (diesel fuel with 7% HVO);

- PP-4: experimental studies, operating the *Class Ares 557ATX* tractor, using clean fuels DD and HVO, determining power and torque, fuel consumption and exhaust gas composition with *MAHA ZW-500*, *AVL KML MOBILE* and *AVL SESAM FTIR* equipment, respectively;
- PP-5: experimental studies, operating the *KOHLER KDI 1903 M* engine using DD, HVO and HVO5 fuels, determining power and torque, fuel consumption and exhaust gas composition with *SIERRA CP-Engineering*, *AVL KML MOBILE* and *AVL SESAM FTIR* equipment, respectively.

2.1. Equipment and materials used in the experimental studies

Fuels used in the studies

Pure HVO fuel (*NExBTL* produced by *Neste Oil*) and pure fossil arctic diesel fuel (arctic class 0) FDD are used in research programs PP-2 and PP-4. *NExBTL* was brought from *Neste Oil* production plant, while FDD was purchased at a *Neste Latvija Ltd.* fuel station. The comparison of the most important physical properties of both fuels is given in Table 2.1.

Table 2.1. Comparison of physical properties of fuels used in research programs PP-2 and PP-4

Parameter	FDD	<i>NExBTL</i>
Density at 15 °C, kg m ⁻³	836.3	778.9
Viscosity at 40 °C, mm ² s ⁻¹	2.581	2.884
Cloud point, °C	-10	-35
CFPP temperature, °C	-24	-35
Lowest mass calorific value, MJ kg ⁻¹	43.5	43.9
Lowest volumetric calorific value, MJ l ⁻¹	36.4	34.2
Cetane number	52.4	74.7
Sulphur content, mg kg ⁻¹	8.9	< 1

The task of the research program PP-3 in the context of mandatory biofuel blending was to evaluate the perspective of replacing the first generation biodiesel with a volumetrically equivalent HVO blend. Therefore, in addition to pure fossil diesel, FDD with 7% (by volume) biodiesel blend (BioDD7) and FDD with 7% (by volume) HVO (*NExBTL* produced by *Neste Oil*) blend (*NExBTL7*) were tested.

The determination of the fuel parameters was carried out in independent testing laboratories, measuring not only the three fuel samples used in the experiments, but also pure BioDD and *NExBTL*. The comparison of the most important physical properties of the three fuels is given in Table 2.2.

Since the research program PP-5 was carried out on the engine test bench in winter conditions, three commercially available fuels at that time were tested – arctic class 2 FDD, pure HVO (*Neste My*), and FDD with 5.21% HVO blend by volume (*Pro Diesel*). A comparison of the physical properties of all three fuels is given in the Table 2.3.

Table 2.2. Comparison of physical properties of fuels used in research program PP-3

Parameter	FDD	BioDD7	NExBTL7
Density at 15 °C, kg m ⁻³	833.9	837.2	830.0
Viscosity at 40 °C, mm ² s ⁻¹	2.834	2.917	2.814
Cloud point, °C	-5	-5	-6
CFPP temperature, °C	-16	-17	-17
Lowest mass calorific value, MJ kg ⁻¹	43.45	42.94	43.54
Lowest volumetric calorific value, MJ l ⁻¹	36.23	35.95	36.14
Cetane number	52.5	52.8	52.6
Sulphur content, mg kg ⁻¹	9.9	9.9	9.8
Water content, mg kg ⁻¹	34	55	36

Table 2.3. Comparison of physical properties of fuels used in research program PP-5

Parameter	FDD	Neste My	Pro Diesel
Density at 15 °C, kg m ⁻³	816.1	780.8	807.4
Viscosity at 40 °C, mm ² s ⁻¹	1.853	3.025	1.797
Cloud point, °C	-28	-34	-33
CFPP temperature, °C	-40	-38	-42
Cetane number	53.8	74.5	55.0
Sulphur content, mg kg ⁻¹	4.7	< 1	1.1
Water saturs, mg kg ⁻¹	25	28	23

Opel Insignia car used in the research

The passenger car *Opel Insignia 2.0 CDTi* with a four-cylinder diesel engine and common rail fuel injection system was used in the research programs PP-1, PP-2 and PP-3. The technical parameters of the car are given in the Table 2.4.

Table 2.4. The main parameters of the test vehicle Opel Insignia

N.p.k.	Parametrs
1.	Model
2.	Year of production, mileage
3.	Engine displacement
4.	Maximum engine power according to technical specification
5.	Maximum engine torque according to technical specification
6.	Engine code
7.	Compression ratio
8.	The number of gears in the gearbox
9.	Vehicle kerb weight

Class Ares 557ATX tractor used in the research

The tractor *Class Ares 557ATX* was used in the research programme PP-4 (see Fig. 2.2). The tractor is equipped with a 4.5 litre 4-cylinder direct injection turbo diesel engine (year of production – 2007, maximum engine power –

77.5 kW at 2100 min⁻¹, maximum torque – 421 N m at 1400 min⁻¹, specific fuel consumption – 218 g kWh⁻¹ at 1700 min⁻¹).



Fig. 2.2. *Claas Ares 557 ATX* tractor and **MAHA ZW500** power take-off (PTO) dynamometer

Chassis dynamometer Mustang MD – 1750

The power test bench or chassis dynamometer *Mustang MD-1750* (see Fig. 2.3) is used to determine the power and torque of the car, as well as to simulate real driving conditions (for example, perform various driving cycles) in the laboratory, ensuring the fixation of parameters that are difficult to obtain in road tests. The chassis dynamometer is used in the research programs PP-2 and PP-3.



Fig. 2.3. **The tested car on the chassis dynamometer**

1 – experimental car; 2 – chassis dynamometer; 3 – computerised control platform;
4 – air blower; 5 – fixing ties; 6 – fuel gauge supply hoses

The main characteristics of the chassis dynamometer: maximum measuring speed – 362 km h⁻¹, maximum measuring capacity – 1287 kW (1750 Zs) (*MD-1750 Chassis Dynamometer*, 2004).

Power take-off dynamometer MAHA ZW-500

The power of a tractor is usually determined from the PTO shaft. Therefore, the PTO dynamometer *MAHA ZW-500* (see Fig. 2.2) was used in the research programme PP-4. The maximum power to be measured from PTO using *MAHA ZW-500* is 500 kW, the maximum torque – 6600 N m, the maximum PTO speed – 2500 min⁻¹, and the measurement accuracy ±2% (*ZW 500 Power Take-off Dynamometer*, 2013).

The measurement can be carried out in two ways: at constant PTO shaft speed or at the entire revolution range, setting the measurement program (PTO revolutions range, step, and holding time) on the hand-held terminal.

SIERRA CP-Engineering test bench and KOHLER KDI 1903 M engine

In the research program PP-5, the *KOHLER KDI 1903 M* research engine was tested using the *SIERRA CP-Engineering* engine test bench (see Fig. 2.4).



Fig. 2.4. *SIERRA CP-Engineering* engine test bench and *KOHLER KDI 1903 M* engine

The *KOHLER KDI 1903 M* is 3-cylinder internal combustion atmospheric diesel engine, mostly used as agricultural engine and an engine for generator sets. The engine is equipped with a mechanical rotor high-pressure pump and complies with EUR STAGE 3 A emission standards. Engine displacement – 1861 cm³, maximum engine power – 31 kW at 2600 min⁻¹, maximum engine torque – 133 N m at 1500 min⁻¹, Compression ratio – 17:1 (*KDI 1903M - KDI 2504M*, 2020).

The research engine was connected to the *SIERRA CP-Engineering* engine test bench, which consists of an AC dynamometer capable of operating in both absorption and motor modes. When operating in absorption mode, the absorbed energy is converted into electricity and fed into the public grid. The maximum absorption power of the dynamometer is 50 kW; maximum revolutions –

7000 min⁻¹; maximum absorption torque – 140 N m. The *ABB 4* drive system, which is controlled by the *CADET* control system, is responsible for the correct operation of the loading equipment (*AC Dyno and CADET Compact*, 2019).

Fuel consumption measuring device AVL KMA Mobile

The fuel consumption device *AVL KMA Mobile* (see Fig. 2.5) is a universal device designed for measurement in both laboratory and road conditions. It is used in all four experimental research programmes, i.e. PP-2, PP-3, PP-4 and PP-5. The measuring device consists of measuring and conditioning modules.

AVL KMA Mobile main parameters (*AVL KMA Mobile Fuel Consumption Measuring System*, 2008): measurement range – 0.35 – 150 l h⁻¹, operating temperature – from -10 °C to +50 °C, density of fuel to be measured – 0.5 ... 2.0 g cm⁻³, measurement error – 0.1%.

Multicomponent exhaust gas measurement system AVL SESAM FTIR

The emission measurement system *AVL SESAM FTIR* (see Fig. 2.5) is used in all four experimental research programs, i.e. PP-2, PP-3, PP-4 and PP-5. It is a measuring device designed to determine the amount of engine exhaust gas components in different operating modes. The device can only be used in stationary conditions.



Fig. 2.5. Fuel consumption measuring device *AVL KMA Mobile* and multicomponent exhaust gas measurement system *AVL SESAM FTIR*

With this system it is possible to measure up to 25 different exhaust components simultaneously, of which the main ones are: C₂H₂; C₂H₄; C₂H₆; C₃H₈; C₄H₆; C₄H₈; CH₄; CO₂; CO; H₂O; N₂O; NC₁₀; NC₈; NH₃; NO₂; NO; SO₂. The device calculates several components in addition to the measured ones, such as NO_x and total HC. The measurement interval is 1 second, the operating temperature is from 10 °C to 30 °C, the equipment is cooled with liquid nitrogen (*AVL SESAM FTIR User's Manual*, 2007).

2.2. Methodologies of the experimental study programmes

Since the experimental research programs, based on the specifics of the researched objects (car, tractor and engine), are carried out using different stands – chassis dynamometer, PTO power take-off dynamometer and engine test bench, three separate research methodologies have been developed.

Methodology of the research programs PP-2 and PP-3

This methodology was developed based on several years of experience working with various fuels at the LBTU Alternative Fuel Research Laboratory, including biofuel testing in research, projects and doctoral theses (Dukulis, 2013; Pirs, 2011). The test programme has been designed to ensure that the results are as close as possible to the vehicle's typical real-world operating conditions. The scheme of the experimental methodology and the logical sequence of tests are given in Fig. 2.6.

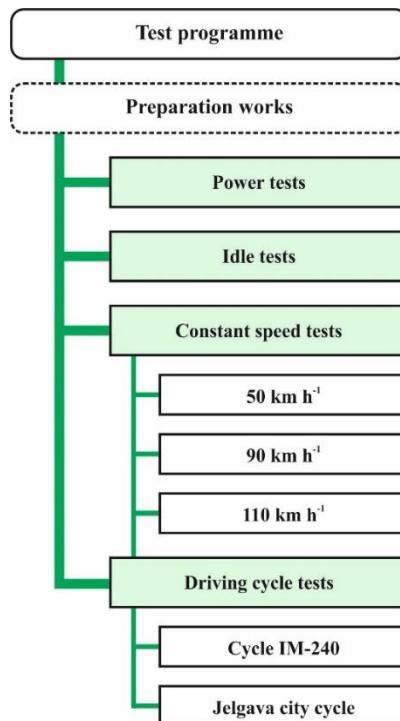


Fig. 2.6. Logical sequence of tests for research programs PP-2 and PP-3

Since fuel consumption and exhaust gas composition are simultaneously determined in constant driving speed and road simulation tests, all equipment and measuring devices must be connected in a common system (see Fig. 2.7). A separate computer is provided for the control and data storage of each device.

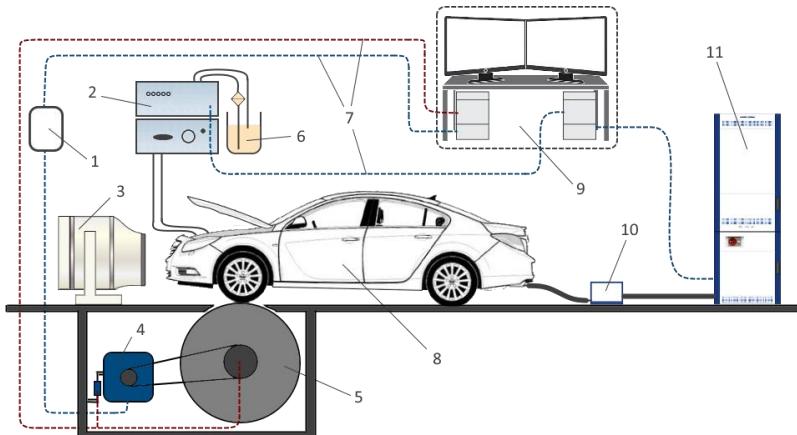


Fig. 2.7. Arrangement of equipment and measuring devices for conducting the research programs PP-2 and PP-3

1 – dynamometer control box; 2 – fuel measuring device *AVL KMA Mobile*; 3 – air blower; 4 – power absorber unit; 5 – chassis dynamometer *Mustang MD-1750*; 6 – fuel tank; 7 – data communication cables; 8 – experimental car; 9 – PCs with special software; 10 – heated filter; 11 – exhaust gas measurement system *AVL SESAM FTIR*

Description of tests

The power test for diesel-powered cars is carried out under full load with the accelerator pedal fully pressed in one constant gear (usually the one with the closest gear ratio to 1:1). The measurement starts from a moderately low crankshaft rotation frequency (for diesel engines $1200 - 1500 \text{ min}^{-1}$) up to the maximum allowable crankshaft rotation frequency for the particular car. Air and road resistance losses are taken into account according to the model and mass of the specific car, by entering the parameters of the car in the bench software before the tests.

The idling test is performed for 60 s, with the car operating at a stable idling crankshaft rotation frequency. The modes of constant speed tests ($50, 90$ and 110 km h^{-1}) have been selected according to the most typical speeds of constant movement in urban and non-urban conditions in Latvia. The choice of gear ratio for each of these modes depends on the transmission characteristics of the test vehicle. For cars with a six-speed gearbox, including the test car *Opel Insignia 2.0 CDTi*, with the fourth gear engaged, the constant speed mode is 50 km h^{-1} , with the fifth gear – 90 km h^{-1} , with the sixth gear – 110 km h^{-1} . Also, the duration of one constant speed test is 60 s. If the speed changes by more than $\pm 2 \text{ km h}^{-1}$ during the test, the particular repetition is rejected.

Driving cycle tests simulate the movement of a car on the road, performing acceleration, deceleration, braking, steady-state and idling sections. Two cycles are used in these research programs – the standardized IM-240 cycle and the Jelgava city cycle developed by LBTU researchers themselves.

The duration of the IM-240 cycle is 240 s, length 3.1 km, average and maximum driving speed 47.3 and 91.2 km h⁻¹, respectively. The Jelgava city cycle was developed during the development of another LBTU doctoral thesis (Dukulis, 2013; Dukulis, Pirs, 2009) and has been validated in several studies and doctoral thesis (Pirs, 2011). Cycle duration is 360 s, length 2.32 km, average and maximum driving speed 23.28 and 52 km h⁻¹, respectively.

The power bench software monitors the driving speed every second of the cycle, and only those repetitions are considered valid that do not record any deviation outside the speed tolerances for the given data point.

Factors affecting the values of the parameters in the tests

The obtained results can be affected by the operation of various systems of the particular car, for example, the car's cooling fan, the exhaust gas recirculation system, etc. Theoretically, it is possible to disable these systems temporarily, however, then the normal operation of the engine may be disturbed. Therefore, to minimize the influence of various factors on the obtained results, the research methodology must be strictly followed and a sufficient number of measurement repetitions must be selected.

Required measurement accuracy and number of repetitions

Since the equipment used in these research programs has been practically operated for more than 10 years, the staff has accumulated practical experience, several feasibility study experiments have been carried out, the accuracy of each specific equipment and the frequency of data recording have been taken into account. The duration of one measurement repetition for idle and constant speed tests is determined in this way – 60 s. The result of each specific measurement repetition is determined by processing 60 s instantaneous values using descriptive statistics and gross error correction methods.

It was found that 3 repetitions are sufficient to keep the coefficient of variation within 3%, which indicates high accuracy of the measurements. It should be added that the coefficient of variation and, therefore, the standard errors in fuel consumption measurements are much smaller, but the dispersion in exhaust gas composition measurements is greater. Since the exhaust gas components are determined by the specific equipment in parts per million (ppm) of the exhaust gas volume, and often the concentration of the specific component is very small, the number of repetitions is not artificially increased due to the specificity of the exhaust gas measurement, but the reliability of the results is ensured by making a gross error fraud during data processing.

Form for the presentation of test results

After conducting all the tests in each of the research programs, the following results are expected to be presented for each of the fuels:

- maximum power and torque values;
- power and torque characteristic curves;
- the fuel consumption in each test;
- the exhaust gas composition for each test.

The maximum power N_{max} when running the car on each of the fuels is calculated using the maximum power values of each repetition i :

$$N_{max} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n N_{i\ max}, \quad (2.1)$$

where $N_{i\ max}$ – maximum power of the i -th repetition, kW;

n – number of repetitions.

An analogous formula is used to calculate the maximum torque M_{max} :

$$M_{max} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n M_{i\ max}, \quad (2.2)$$

where $M_{i\ max}$ – maximum torque of the i -th repetition, N m.

The power and torque characteristic curves are constructed by calculating the average values of power and torque at each of the engine crankshaft rotation frequencies with a step of 20 min^{-1} .

The average fuel consumption of the constant speed test in litres per 100 km is calculated using the instant fuel consumption in litres per hour, the test time and the driving speed (Pirs, 2011):

$$Q_{(l\ per\ 100\ km)} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{100}{v \cdot t} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(l \cdot h^{-1} \ inst)} \right)_i, \quad (2.3)$$

where $Q_{(l\ per\ 100\ km)}$ – average fuel consumption, l per 100 km;

n – number of repetitions;

v – vehicle speed, $\text{km}\ \text{h}^{-1}$;

t – continuation of one test repetition, s;

$Q_{(l \cdot h^{-1} \ inst)}$ – instant fuel consumption, $l\ \text{h}^{-1}$.

The average fuel consumption during the driving cycle (litres per 100 km) is determined by relationship (Pirs, 2011):

$$Q_{(l\ per\ 100\ km)} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{100 \cdot t}{3600 \cdot s} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(l \cdot h^{-1} \ inst)} \right)_i, \quad (2.4)$$

where s – distance travelled during the repetition, km.

The relative quantity of each exhaust gas component in all test modes was determined by the relationship (Pirs, 2011):

$$Q_{(ppm\ or\ \%)} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{t} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(ppm\ or\ \% \ inst)} \right)_i, \quad (2.5)$$

where $Q_{(ppm\ or\ \%)}$ – average relative quantity of the exhaust gas component,

ppm or %;

$Q_{(ppm\ or\ \% \ inst)}$ – instant relative amount of the exhaust gas component, ppm or %.

Test results can be plotted in graphs to make them more visible. A 95% confidence level is used to indicate the possible spread of the calculated values.

Methodology of the research program PP-4

Since both this research program and the next one use the same devices for determining fuel consumption and exhaust gas composition as in research programs PP-2 and PP-3, and the tests are also carried out indoors in the same laboratory, several steps described above, for example, providing test conditions, preparing for tests, etc., are identical, so they are not repeated here. Emphasized only the particularities of the specific research object and the use of the power take-off dynamometer.

Tractor's power was determined from the power take-off (PTO) using dynamometer *MAHA ZW-500*. Simultaneously the hourly fuel consumption and exhaust emissions were measured, accordingly using *AVL KMA MOBILE* and *AVL SESAM FTIR* measurement systems.

Taking into account test object's nominal engine crankshaft frequency (2200 min^{-1}), and the PTO's transmission ratio (3.67), the power determination was performed at PTO revolutions range from 300 to 625 min^{-1} with 25 min^{-1} step. The holding time at each measuring point was set to 15 seconds. Five repetitions were performed for each fuel. Examples of raw data – a printout from the *MAHA ZW-500* hand-held terminal and a fuel consumption graph – are shown in Fig. 2.8.

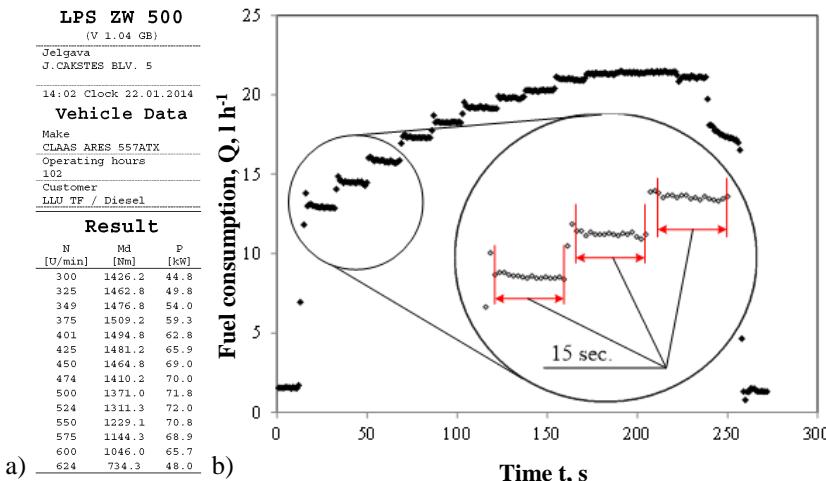


Fig. 2.8. Examples of raw data from the research programme PP-4
a – printout from the *MAHA ZW-500* hand-held terminal; b – fuel consumption graph

To calculate the corresponding engine crankshaft revolutions n (min^{-1}), the following formula was used (Dukulis, 2013):

$$n = n_{PTO} \cdot i, \quad (2.6)$$

where n_{PTO} – PTO revolutions, min^{-1} ;

i – PTO transmission ratio (for *CLAAS ARES 557ATX* 3.67).

An effective power of the tractor engine was calculated by formula (Dukulis, 2013):

$$N_e = \frac{N_{PTO}}{\eta}, \quad (2.7)$$

where N_e – effective engine power of the tractor, kW;

η – PTO transmission efficiency (for *CLAAS ARES 557ATX* 0.95);

N_{PTO} – power measured from PTO, kW.

An effective torque of tractor engine was calculated using relationship (Dukulis, 2013):

$$M = \frac{M_{PTO}}{i \cdot \eta}, \quad (2.8)$$

where M – effective engine torque of the tractor, N m;

M_{PTO} – torque measured from PTO, N m.

As the 15 seconds loading on certain PTO revolutions starts only when the revolutions become stable (after approximately 3 seconds) for further analysis the raw fuel consumption data have to be cut out (see Fig. 2.8b). Similarly to raw fuel consumption data looks also individual exhaust emission components measuring graphs, but, due to the specifics of exhaust gases and the measuring device, stabilization of certain component amount takes longer time and it's very difficult to cut out 15 seconds data intervals like for the fuel consumption. That's why it was decided to calculate an average amount of each emission component in all PTO revolutions range from 300 to 625 min⁻¹.

Fuel consumption is calculated using the formula (Dukulis, 2013):

$$Q_{(l \cdot h^{-1})} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{t} \cdot \sum_{i=1}^t Q_{(l \cdot h^{-1} \text{ inst})} \right)_i, \quad (2.9)$$

where $Q_{(l \cdot h^{-1})}$ – fuel consumption, l h⁻¹;

n – number of repetitions;

t – continuation of one test repetition, s;

$Q_{(l \cdot h^{-1} \text{ inst})}$ – instant fuel consumption, l h⁻¹.

Since both diesel injection systems and fuel dispensing systems deliver fuel by volume, specific fuel consumption g_e was calculated not in g kW⁻¹ h⁻¹ as usually, but in 1 kW⁻¹ h⁻¹:

$$g_e = \frac{Q_{(l \cdot h^{-1})}}{N_e}, \quad (2.10)$$

where g_e – specific fuel consumption, 1 kW⁻¹ h⁻¹.

Methodology of the research program PP-5

Arrangement of equipment and measuring devices for conducting the research program PP-5 is shown in Fig. 2.9.

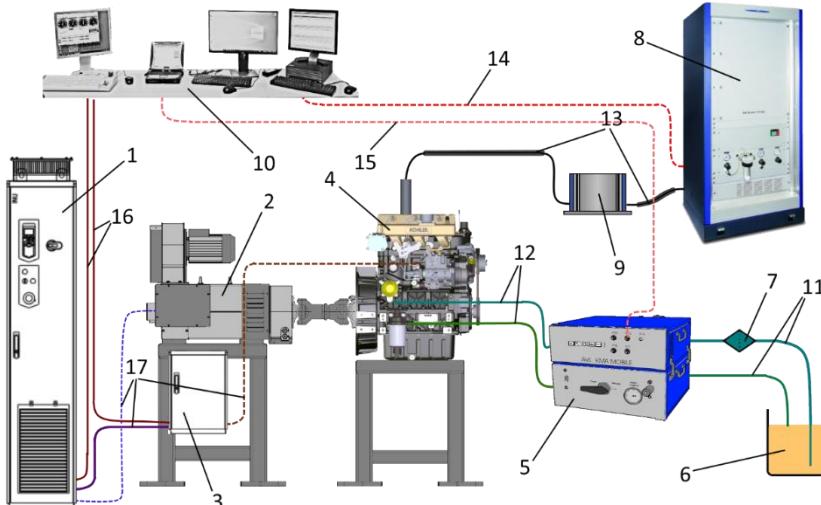


Fig. 2.9. Arrangement of equipment and measuring devices for conducting the research program PP-5

1 – regenerative drive; 2 – AC dynamometer; 3 – test engine control box with throttle actuator; 4 – *KOHLER* engine; 5 – fuel measuring device *AVL KMA Mobile*; 6 – fuel tank; 7 – fuel filter; 8 – multicomponent exhaust gas measurement system *AVL SESAM FTIR*; 9 – heated filter; 10 – operator interface with data recording and measuring device control computers; 11, 12 – fuel lines; 13 – heated gas line for exhaust gas measurement from the exhaust tailpipe; 14, 15, 16, 17 – *AVL SESAM FTIR*, *AVL KMA Mobile*, dynamometer and test engine communication cables.

The test program was based on a pre-developed loading cycle that ensures the operation of the test engine in the speed range from 1000 to 2700 min^{-1} . Loading was carried out with a step of 100 min^{-1} that makes 18 loading steps in the given engine speed range. The fuel supply lever was set to the maximum fuel supply position. The duration of each loading step was 10 s. When the test was activated, the dynamometer automatically maintained the set engine speed, simultaneously recording the developed power and torque of the test engine, while the additionally connected fuel consumption and exhaust gas emission measuring devices recorded the instantaneous fuel consumption and exhaust gas composition data.

In total, 5 – 7 measurement repetitions were performed with each test fuel. Initially, the stable ranges of each measurement step (i.e., ~ 10 s) were selected from each experimental repetition, from which the average values of the measurement step were calculated. After mathematical processing of the data, the results were presented as average values of all repetitions for each fuel type.

An example of raw data is shown in Fig. 2.10.

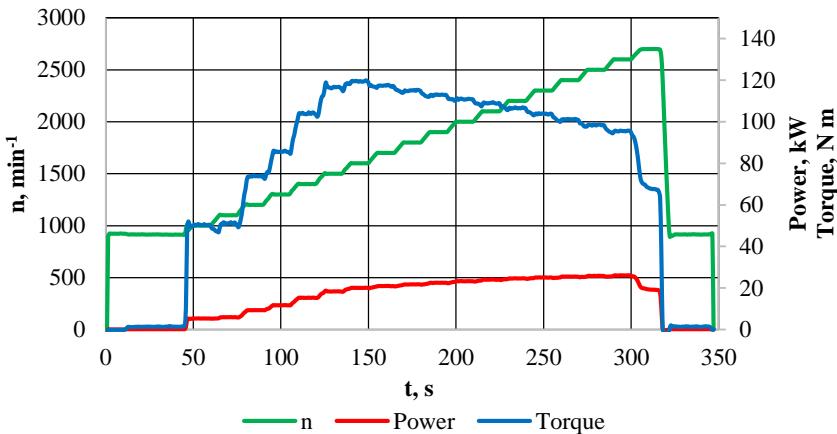


Fig. 2.10. Examples of raw power and torque data from the research programme PP-4

2.3. Description of the theoretical model

In order to be able to conduct theoretical research, including thermodynamic calculations of the diesel engine performance, to construct the effective power and torque curves of the engine and to calculate the fuel consumption, a mathematical model is required. There are two possible solutions: create a new model or use an existing one. Taking into account that three theses related to biofuels application and modelling have been previously developed at LBTU Faculty of Engineering, where model development was carried out by purchasing *ExtendSim* modelling software for this purpose, as well as their codes and formulae are available and modifiable, it was decided to use the model where diesel engine modelling was carried out (Dukulis, Birkavs, 2013), making adjustments in model blocks where it is necessary to specify HVO fuel properties or application specifics.

Since the original model consists of several hundreds of blocks, each of which has one or more formulas to operate them, they are not all given here, but are available in the doctoral thesis “Rapeseed oil fuel application in diesel engines and logistics” (Dukulis, 2013). In this work, only the figures and formulae for the blocks where the most significant changes have been made are given.

This model was created in *ExtendSim* environment. Since the model is provided to evaluate the rapeseed oil fuel usage in diesel engines, the first module that calculates fuel's properties, for example, content of carbon (C), hydrogen (H) and oxygen (O) in fuel blend, heating value etc., have to be transformed substantially. The second module performs engine operation thermodynamic calculation, but the third one – constructs engine effective power and torque curves (see Fig. 2.11). Last two modules do not need significant changes.

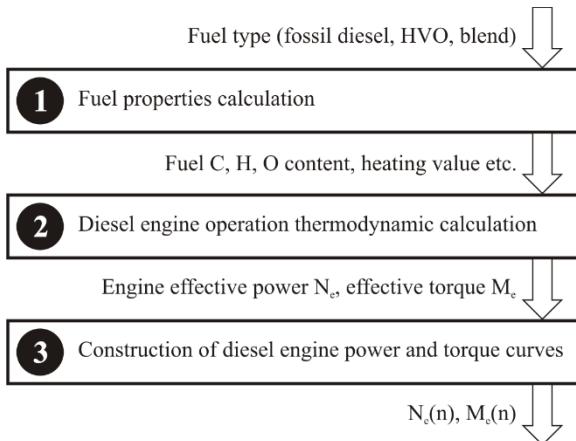


Fig. 2.11. Model's block diagram

The lower heating value Q_{lower} (J kg^{-1}) for any fuel can be calculated using classical relationship:

$$Q_z = (33.91 \cdot C + 103.01 \cdot H - 10.89 \cdot O) \cdot 1000, \quad (2.11)$$

where C – content of carbon in fuel, mass parts;

H – content of hydrogen in fuel, mass parts;

O – content of oxygen in fuel, mass parts.

For blended fuels, these values are calculated as weighted averages (Dukulis, 2013):

$$C = \frac{\sum_{i=1}^n C_{cont-i} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad H = \frac{\sum_{i=1}^n H_{cont-i} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad O = \frac{\sum_{i=1}^n O_{cont-i} \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (2.12)$$

where m_i – i_{th} -fuels content in blend, mass %;;

C_{cont-i} – content of carbon in i_{th} -fuel, mass parts;

H_{cont-i} – content of hydrogen in i_{th} -fuel, mass parts;

O_{cont-i} – content of oxygen in i_{th} -fuel, mass parts.

The content of carbon, hydrogen, and oxygen in fossil diesel fuel is already known for a long time (the average values for modelling are assumed 0.870, 0.124, and 0.006 respectively). Since HVO is a relatively new fuel, a lot of researchers around the world investigate physicochemical properties of HVO depending on hydrotreatment temperature and catalysts. The average values are – 0.848 for carbon, 0.150 for hydrogen, and 0.002 for oxygen (Bezergianni et al., 2014; Lapuerta et al., 2011; Pinto et al., 2013).

The model blocks for determination of the fuel blend content and lower heating value are shown in Fig. 2.12.

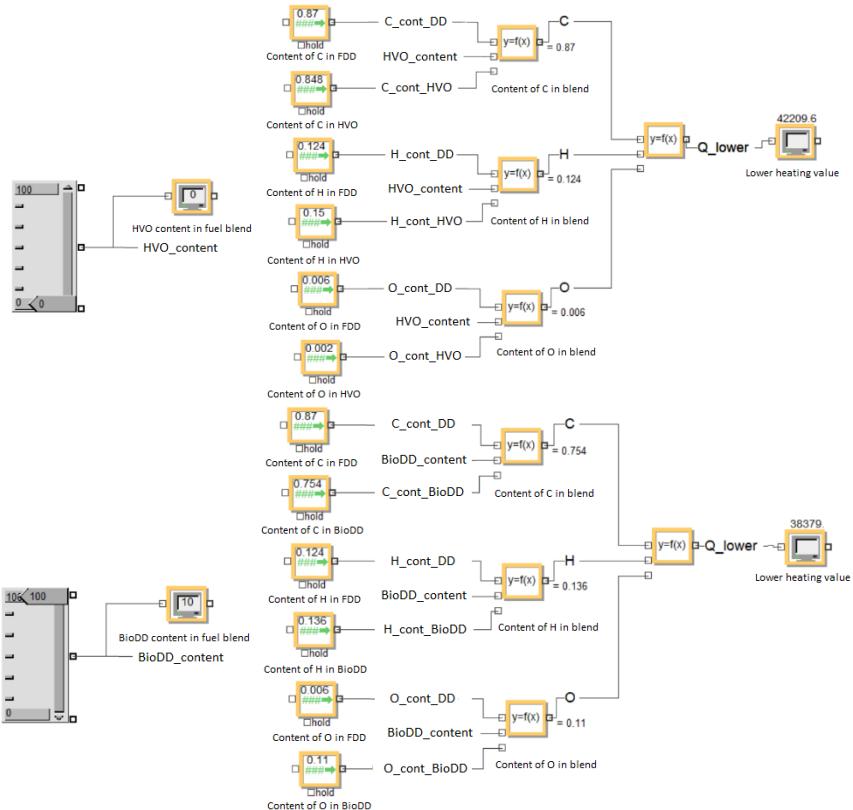


Fig. 2.12. Fuel blend content and lower heating value determination blocks

Performing test simulations of these blocks, the calculated (theoretical) lower heating value for pure HVO is 44185 J kg^{-1} , for fossil diesel fuel – 42209 J kg^{-1} , but for biodiesel fuel – 38380 kJ kg^{-1} . Comparing these values with the data from the Table 1.1, coincidence is close, and the modified module works correctly.

The second model's module “Diesel engine operation thermodynamic calculation” determines engine's effective power and torque based on all fuel content sensitive parameters. The thermodynamic calculation of diesel engine operation is based on the classical relationships, given in the various sources of information (Van Basshuysen, Schaefer, 2016; Xin, 2011), but the existing model (Dukulis, 2013) was supplemented with a possibility to enter coefficients specific to the certain engine, depending on whether the engine is turbo-charged or not, with direct injection or precombustion chamber etc. The output parameters from the second module are: a maximum effective power $N_{e\max}$ (kW) at engine crankshaft rotational frequency n_{\max} (min^{-1}), fuel consumption per hour G_T (kg h^{-1}), and an effective torque M_e (N m) at the same crankshaft rotational frequency n_{\max} (see Fig. 2.13).

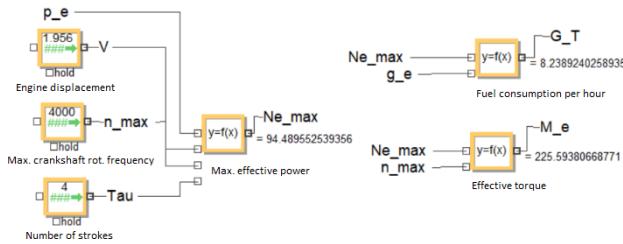


Fig. 2.13. Engine power, fuel consumption and torque calculation blocks

Figure 2.14 shows the blocks that construct the power and torque characteristics. Since the model consists of several hundreds of blocks, in which the entered parameters affect the values of many other blocks, test or control blocks have been created in several places of the model. An example of such blocks is given in Figure 2.15.

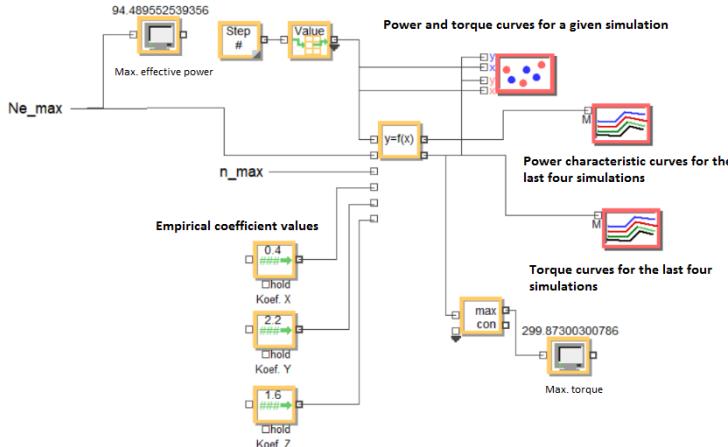


Fig. 2.14. Example of model blocks for constructing power and torque curves

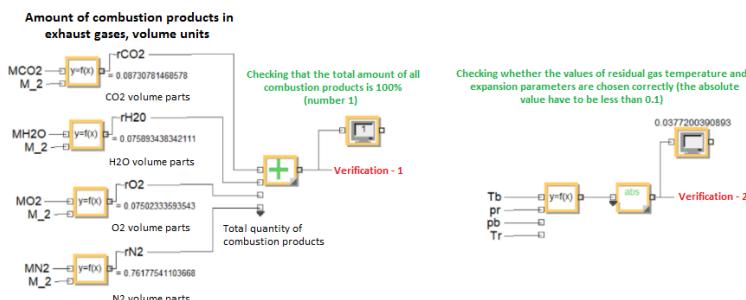


Fig. 2.15. Example of model blocks to control calculations

In order to facilitate the input of variables and view the simulation results, a separate panel or window is set up (see Fig. 2.16).

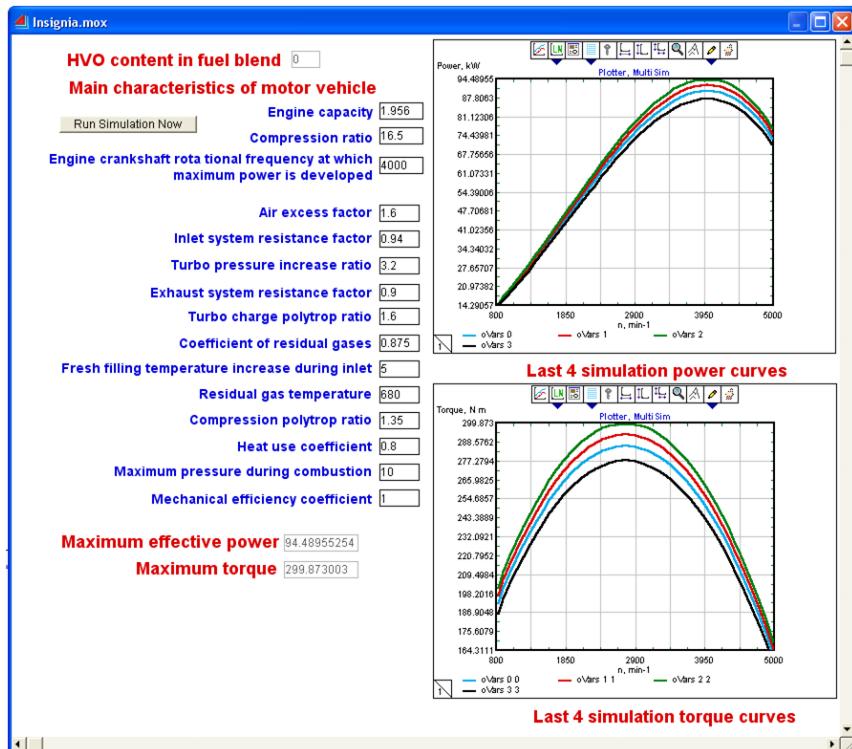


Fig. 2.16. Example of the window for variables input and viewing of the simulation results

When performing test simulations (it did not take into account the efficiency coefficient of the transmission, so that the obtained engine data could be compared with the manufacturer's technical specification), the maximum engine power of 94.49 kW for the *Opel Insignia 2.0 CDTi* using diesel fuel is reached at 4000 min⁻¹, but the maximum developed torque is 299.87 N m. Comparing the obtained modelling values with the data provided by car manufacturers (respectively 128 hp or 96 kW and 300 N m), the differences do not exceed 2%. For modelling studies, such a limit value is acceptable and to perceive differences when operating a car with different fuels.

Since the experimentally tested fuels have different densities, and the previously developed model calculates fuel consumption in kilograms per hour, new blocks have been created in the modelling process to calculate both the density of the mixture and the conversion of fuel consumption to litres per hour, depending on the content and density of the blend components (see Fig. 2.17).

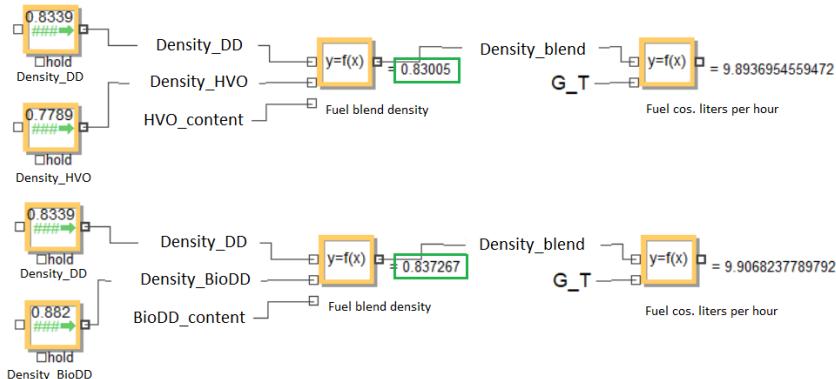


Fig. 2.17. Fuel blend density and fuel consumption calculation blocks

By carrying out test simulations of these blocks and comparing the calculated densities for HVO7 and BioDD7 fuels with the data from Table 2.2, where the densities of the mixed fuels used in the experiments are 830.0 and 837.2 kg m⁻³, respectively, it can be concluded that the newly created module works correctly.

The results of the simulations and their comparison with experimental studies are presented in Section 3.5.

Chapter summary

The developed general flow chart of theoretical and experimental studies includes five research programs, covering different research objects (car, tractor and research engine), while attempting, where the specificities of the test objects allow, to use the same devices in the different programs, for example, for measuring fuel consumption and exhaust gas content, so that overall research results are not influenced by the use of different devices.

In order to be able to explain the obtained results later, practically all the fuels used in the tests, without the certificates of their manufacturers, were fully analysed for physical parameters by independent certified testing laboratories.

For each individual research program, in addition to the description of the research object and equipment, the sequence of conducting the research, the description of the test conditions, the description of the tests to be performed, the analysis of the factors influencing the value of the parameters obtained in the tests, the justification of the required measurement accuracy and the number of repetitions, and also the form of the presentation of the test results are also given.

The description of the theoretical model shows the main differences from the previously developed models, as well as explains the modifications made to the modules, formulae and parameters.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Research programme PP-2 – results of testing a passenger car running on FDD and HVO

Power and torque measurement results

The power and torque characteristics of the *Opel Insignia* car are obtained by operating it in fourth gear with the accelerator pedal fully pressed. The resulting characteristic curves represent the power and torque at the driving wheels.

Comparing the average values of power and torque with the values of each repetition, the correlation of data points exceeded 99.96% for torque and 99.97% for power. Such a data match can be assessed as very high, therefore 3 repetitions in power and torque measurements are sufficient.

Using the power and torque average values at particular crankshaft rotations, the power and torque curves were created when operating the *Opel Insignia* car with HVO and FDD (see Fig. 3.1).

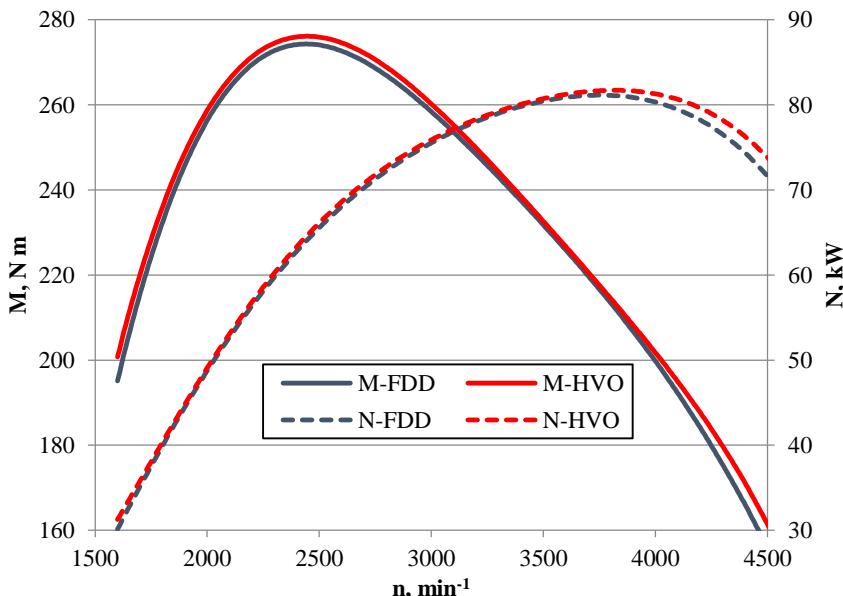


Fig. 3.1. Power and torque curves of the *Opel Insignia* running on HVO and fossil diesel

The experimental results show that when working with both fuels, the car's power and torque characteristics in the entire range of the engine crankshaft frequency are similar. When running a car with HVO, the average increase in power and torque compared to fossil diesel is 1%. The maximum power of the car with HVO 82.13 kW is reached at 3760 min^{-1} , but with fossil diesel –

81.85 kW at 3700 min^{-1} . The maximum power difference is 0.34%. The maximum torque with HVO $276.85 \text{ N}\cdot\text{m}$ is reached at 2400 min^{-1} , but with fossil diesel – $274.49 \text{ N}\cdot\text{m}$ at 2360 min^{-1} . The maximum torque difference – 0.86%. Regarding the accuracy of the equipment, the differences are considered insignificant.

Fuel consumption measurement results

The average diesel fuel consumption in idling mode is $0.499 \pm 0.003 \text{ l h}^{-1}$ and for HVO is $0.505 \pm 0.003 \text{ l h}^{-1}$. The difference is 1.02%. Regarding that idling fuel consumption is most affected by different test conditions, this difference cannot be considered significant.

Therefore, the changes in fuel consumption are more objectively characterized by the different driving modes. The summary of average values of the results of all repetitions is given in the Table 3.1.

Table 3.1. Fuel consumption in litres per 100 km in different driving modes using FDD and HVO fuels

Test mode	FDD	HVO	Difference
50 km h^{-1}	3.682	3.686	0.10%
90 km h^{-1}	5.001	5.376	7.50%
110 km h^{-1}	6.024	6.219	3.22%
Cycle IM-240	6.441	6.641	3.11%
Jelgava city cycle	9.397	9.954	5.93%
Average:			3.97%

The difference in fuel consumption varies between driving modes, but on average HVO fuel consumption is about 4% higher than diesel consumption. To explain this, the main characteristics of both fuels have to be considered (see Table 3.2).

Table 3.2. Main characteristics of FDD and HVO fuels

Parameter	FDD	HVO	Difference
Density at 15°C , kg m^{-3}	836.3	778.9	7.37%
Lowest mass calorific value, MJ kg^{-1}	44.0	43.9	0.23%
Lowest volumetric calorific value, MJ l^{-1}	36.8	34.2	7.61%

The calorific value of the two fuels in MJ per kilogram differs by less than 1%, but the density – by more than 7%. It causes a 7.6% difference in calorific value per litre of fuel. Taking into account also the calculations made in the thesis, where it was found that HVO contains 5.37% less energy than FDD for the same volume of compressed fuel, a maximum fuel consumption increase of about the same percentage can be predicted.

In order to estimate the possible error of the average values, the generally accepted statistical data processing methodology is used. An example of the calculation of statistical indicators when running a car with HVO fuel and driving at a speed of 50 km h^{-1} is shown in Table 3.3.

Table 3.3. Example of calculations for estimating the error in fuel consumption results

Parameter	Value
Mean	3.6858
Standard Error	0.0073
Standard Deviation	0.1136
Range	0.5184
Minimum	3.4400
Maximum	3.9584
Count	240
Variation coefficient	0.20%
Confidence Level (95.0%)	0.0144

The value of the coefficient of variation (0.20%) indicates that the measurement accuracy is very high. The calculated fuel consumption error at the confidence level of 95% in the specific calculation example is approximately 0.014 litres per 100 km. Thus, for example, HVO fuel consumption when driving at a speed of 50 km h⁻¹ is 3.686 ± 0.014 litres per 100 km. Analogous calculations for both fuels have been performed in all modes and their results are shown in Figure 3.2.

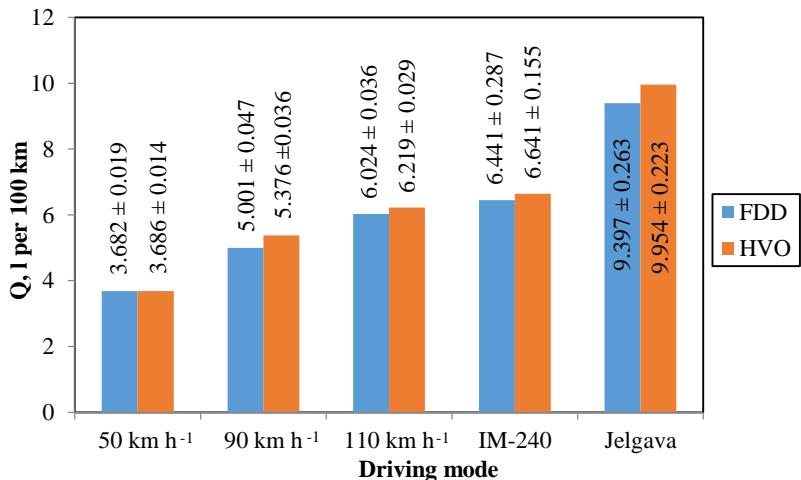


Fig. 3.2. Fuel consumption in different driving modes running *Opel Insignia* on HVO and FDD

As can be seen from the data in Figure 3.2, the consumption of HVO compared to FDD is higher in all modes, even considering the possible measurement error. An identical methodology for estimating the possible errors in the mean values has also been used for each exhaust gas component, as well as in other research programs for all parameters that can be considered as repeated measurements of the same parameter.

As mentioned above, this higher HVO fuel consumption is due to the lower volumetric calorific value resulting from the lower density of this fuel compared to FDD. Therefore, it is useful to consider how the results presented in Table 3.1 and Figure 3.2 would look if the fuel consumption was recalculated in kilograms per 100 km (see Table 3.4).

HVO fuel mass consumption is 3.2% lower compared to diesel fuel, but in some test modes the difference is statistically insignificant. Since driving at constant speed and driving cycles requires similar torque using both fuels, it can be assumed that the energy conversion efficiency under test car engine conditions is higher for the paraffinic synthetic fuel HVO compared to FDD. This also explains why the torque/power curves are so close to each other for the different fuel consumption peak torque and power test runs.

Table 3.4. Fuel consumption in kg per 100 km in different driving modes using FDD and HVO fuels

Test mode	FDD	HVO	Difference
50 km h ⁻¹	3.079	2.871	-6.77%
90 km h ⁻¹	4.182	4.188	0.13%
110 km h ⁻¹	5.038	4.844	-3.86%
Cycle IM-240	5.387	5.173	-3.97%
Jelgava city cycle	7.858	7.754	-1.34%
Average:			-3.16%

A comparison of the differences in fuel consumption allows to conclude that, from the energy point of view, HVO is an equivalent fuel to fossil diesel fuel. However, since the unit of measure for refuelling is a litre, not a kilogram, a slight increase in fuel consumption should be expected.

Results of measurements of the content of the exhaust gases

As already mentioned in the methodology of the experiments, the amount of different components in the exhaust gases is a very variable quantity, not only when comparing different repetitions, but also within the limits of one repetition. It should be noted that the decrease of one component with one of the fuel samples may cause a slight increase of another component, and the trends may be different in different test modes.

In the doctoral thesis, the changes in the content of NO_x, unburned hydrocarbons HC, SO₂, CO₂ and CO in exhaust gases, when operating the car with both fuels, are given in diagrams, but in the summary (see Table 3.5) only the reduction of the components of the exhaust gas content in different driving modes when using HVO fuel is compared to FDD.

In this study, all of the exhaust gas components that are commonly compared in multi-fuel studies tend to decrease with HVO fuel compared to FDD. In addition, the reduction was found in all driving modes tested. NO_x in different modes decreased by 6.8% on average, unburned hydrocarbons – by 37.5%, SO₂ – by 13.1%, CO₂ – by 5.0%. There was no carbon monoxide (CO) in the exhaust

gases using HVO fuel. It should be noted that even with fossil diesel fuel, the amount of CO in the exhaust gases was negligible.

Table 3.5. Reduction of emission components in different driving modes using HVO fuel compared to FDD

Component	Test mode						Average
	Idling	50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cycle IM-240	Jelgava city cycle	
NO _x	-6.4%	-7.6%	-0.4%	-12.8%	-5.1%	-8.2%	-6.8%
HC	-34.9%	-43.4%	-37.1%	-48.9%	-31.7%	-28.8%	-37.5%
SO ₂	-13.7%	-28.6%	-4.6%	-2.4%	-12.1%	-17.2%	-13.1%
CO ₂	-11.0%	-7.8%	-1.9%	-1.5%	-3.0%	-4.8%	-5.0%
CO	-100%	-100%	-100%	-100%	-100%	-100%	-100%

The reduction in CO₂ concentration can be explained by the fact that the hydrogen-to-carbon ratio in HVO fuel is 2.14, i.e. significantly higher compared to typical diesel fuel, i.e. 1.88 (Labeckas et al., 2017; Sugiyama et al., 2012). The complete combustion of HVO produces relatively more H₂O and less CO₂ compared to FDD.

The use of HVO instead of FDD also leads to a reduction in SO₂ emissions. Petroleum products, such as FDD, contain sulphur, which is removed during fuel production to the level required by the relevant standard. Synthetic fuels, such as HVO made from biological resources, usually contain very little sulphur compounds. According to analytical data by Japanese researchers, diesel fuel contains 6 ppm of sulphur, but HVO typically contains less than 3 ppm (Sugiyama et al., 2012). This explains the results of this study. Lower sulphur content in emissions can extend the useful life of exhaust gas after-treatment devices. It can also reduce particulate matter (PM) emissions (Wang et al., 2009).

The effect of HVO on NO_x emissions was less pronounced in this study. The greatest reduction was found only observed under the highest load conditions, driving steadily at a speed of 110 km h⁻¹. As HVO has a higher cetane number than diesel fuel, combustion starts earlier in the engine's duty cycle. Typically, this can lead to increased pressure and temperature, which can lead to increased NO formation.

At low and medium engine speeds, pilot fuel injection is commonly used and this can also be applied to the engine in this study. The increase in cetane number of the fuel manifests itself as a shorter ignition delay during the pilot injection of the fuel and less after the main injection. A comparison of the described pilot injection effects and apparent heat release rate curves between HVO and FDD was provided by Japanese researchers (Sugiyama et al., 2012). According to the basic principles of operation of internal combustion engines (Heywood, 2018), the main source of NO generation in a diesel engine is the diffusion

combustion phase, which starts after pilot combustion and is completed during the premixing phase of the next main injection. Detailed NO_x content results are not summarized in the graphs, but NO₂ was about 55% and NO only 45% of the total volume of nitrogen oxides for both fuels tested. Typically, NO₂ should account for between 10 and 30% of the NO_x emissions from a diesel engine (Heywood, 2018). This means that in this study, the composition of nitrogen oxides in exhaust gases is influenced by gas after-treatment systems.

A significant reduction in HC emissions of approximately 38% was observed when using HVO. There are two main factors in how hydrocarbons can “escape” combustion in diesel engines – the fuel mixture becomes too lean to ignite in the premixed combustion phase following the ignition inhibition phase, and the fuel-air mixture becomes too rich to ignite in the premixed controlled combustion phase (Heywood, 2018). Since HVO has a significantly higher cetane number, it results in a shorter ignition delay and a less pronounced premixed combustion phase. This can lead to a reduction in HC emissions.

Comparing the obtained results with other studies confirms what was mentioned in the situation review, i.e. the trends of changes in various parameters differ depending on the characteristics of the fuel used and the test objects. Similar to the study conducted in Germany (Singer et al., 2015), HC decreases in the exhaust gases, while no increase in NO_x is observed. Compared to a study in the Czech Republic (Bortel et al., 2019), very similar results were obtained for CO₂ and NO_x reduction, but the HC reduction is approximately twice as small. The increase in fuel consumption is very similar to that found by Lithuanian researchers (Rimkus et al., 2019). The trends in HC changes are close, but the reductions in NO_x and CO₂ concentrations are smaller. The CO₂ changes are close compared to the data of the Italian researchers (Suarez-Bertoa et al., 2019), but no significant changes in other exhaust gas components were found there. The fact that no reduction in power and torque was observed with HVO is consistent with tests conducted in Japan (Sugiyama et al., 2012), which found that HVO injection rates should be 3 to 5% higher than FDD, but that this does not result in power losses, when running an engine equipped with a common rail system, although the volumetric energy content of HVO fuel is about 5% lower.

3.2. Research programme PP-3 – results of testing a passenger car running on FDD, HVO7 and BioDD7

The objective of the research program PP-3 in the context of mandatory biofuel blending was to evaluate the perspective of replacing the first generation biodiesel admixture with HVO equivalent in volume. Therefore, FDD with 7% (by volume) biodiesel blend (BioDD7) and FDD with 7% HVO (*NExBTL* from *Neste Oil*) blend (HVO7) were tested in addition to pure fossil diesel.

Power and torque measurement results

The power and torque characteristics of the *Opel Insignia* car are obtained by operating it in fourth gear with the accelerator pedal fully pressed.

Comparing the average values of power and torque with the values of each individual repetition, the correlation for the torque data points exceeded 99.8 %, and for the power – 99.9 %. Such a data match can be assessed as very high, therefore 3 repetitions in power and torque measurements are sufficient.

The power and torque curves were designed using the power and torque average values at specific speeds and operating the *Opel Insignia* with three different fuels (denoted FDD, BioDD7 and HVO7 in the figures and tables below) (see Fig. 3.3).

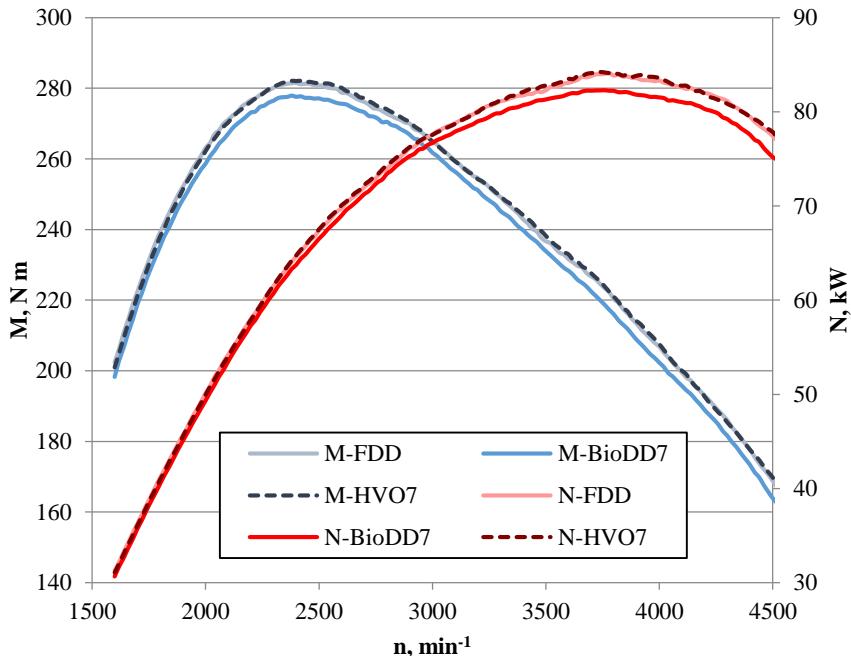


Fig. 3.3. Power and torque curves of the *Opel Insignia* running on three different fuels

The experimental results showed that with fossil diesel and diesel fuel blended with 7 % of HVO fuel the car's power and torque curves in all range of the engine crankshaft rotation frequency were similar – the variation in power and torque values in all measured data points did not exceed 0.8 %

The maximum power with fossil diesel 84.1 kW was reached at 3780 min^{-1} , with diesel fuel blended with 7 % biodiesel – 82.3 kW at 3760 min^{-1} , but with diesel fuel blended with 7 % HVO fuel – 84.2 kW at 3740 min^{-1} (see Fig. 3.4).

The maximum power difference for fossil diesel and diesel fuel blended with 7 % HVO fuel was 0.16 %, which was considered as insignificant. Using 7 % biodiesel blend, the developed power was 2.12 % lower comparing with fossil diesel and 2.28 % lower than for diesel fuel blended with 7 % HVO fuel.

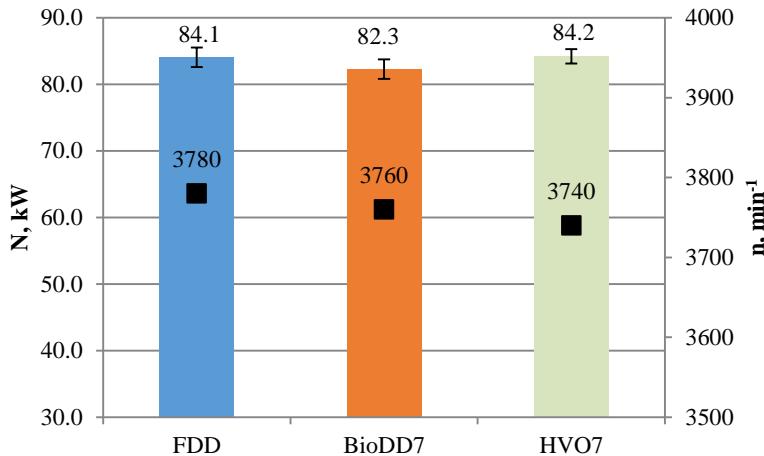


Fig. 3.4. Maximum power values and corresponding crankshaft rotation frequencies running *Opel Insignia* on three different fuels

The maximum torque using FDD 281.5 N m was reached at 2400 min^{-1} , with diesel fuel mixed with 7 % biodiesel – 277.9 N m at 2380 min^{-1} , but with diesel fuel blended with 7 % HVO fuel – 282.1 N m at 2380 min^{-1} (see Fig. 3.5).

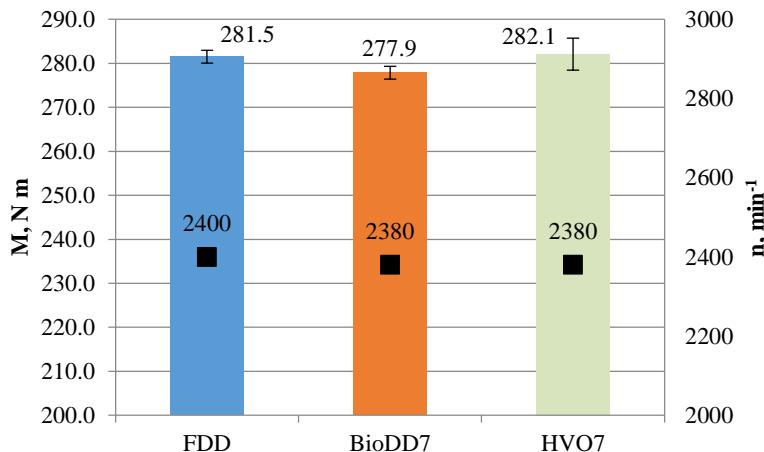


Fig. 3.5. Maximum torque values and corresponding crankshaft rotation frequencies running *Opel Insignia* on three different fuels

The maximum torque difference for fossil diesel and diesel fuel blended with 7 % HVO fuel was 0.20 %, which was considered as insignificant. Using 7 % biodiesel blend the torque was 1.3 % less comparing with fossil diesel and 1.5 % less than for diesel fuel blended with 7 % HVO fuel.

Fuel consumption measurement results

The fuel consumption measurement errors were calculated at 95 % confidence level. The fuel consumption results are shown in Fig. 3.6.

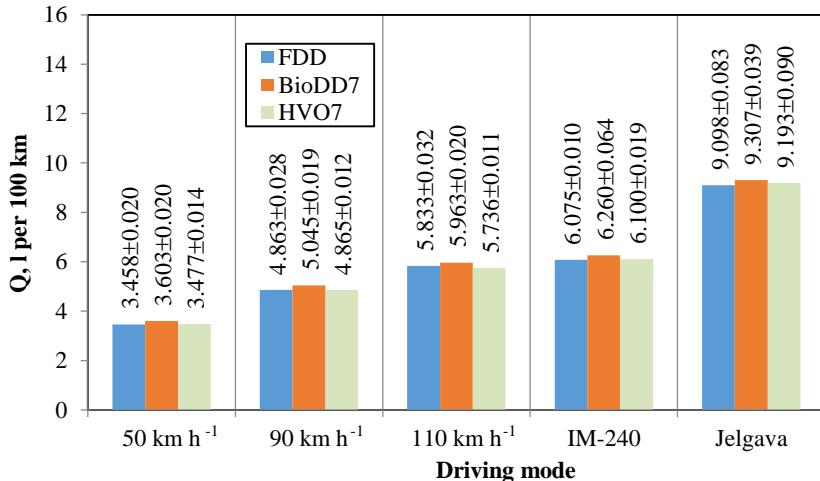


Fig. 3.6. Fuel consumption in different driving modes running *Opel Insignia* on three different fuels

The average idle fuel consumption for fossil diesel fuel was $0.536\pm0.003 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$, for diesel fuel blend with 7 % HVO – $0.531\pm0.003 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$, and diesel fuel blend with 7 % biodiesel – $0.538\pm0.003 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$. Considering that idle fuel consumption is most affected by various test conditions (e.g. engine temperature), these differences (within 1 % range) cannot be considered as significant. Therefore, exactly the different driving modes more objectively characterize the changes in fuel consumption. The summary of average values of the results of all repetitions is given in the Table 3.6.

Table 3.6. Fuel consumption in different driving modes running *Opel Insignia* on three different fuels

Test mode	FDD	BioDD7	HVO7	BioDD7 to FDD	HVO7 to FDD	HVO7 to BioDD7
50 km h ⁻¹	3.458	3.603	3.477	4.22%	0.57%	-3.63%
90 km h ⁻¹	4.863	5.045	4.865	3.74%	0.04%	-3.70%
110 km h ⁻¹	5.833	5.963	5.736	2.24%	-1.68%	-3.96%
Cycle IM-240	6.075	6.260	6.100	3.04%	0.40%	-2.63%
Jelgava city cycle	9.098	9.307	9.193	2.30%	1.04%	-1.24%
Average:				3.11%	0.07%	-3.03%

As can be seen from Table 3.6, the average fuel consumption for fossil diesel fuel and diesel fuel blend with 7 % HVO differs only by 0.07 %, which is considered to be an insignificant difference. Operating the car with the diesel fuel

blend with 7 % biodiesel, the fuel consumption was in average 3.11 % higher than for fossil diesel fuel and in average 3.03 % higher than for diesel fuel blend with 7 % HVO fuel.

Results of measurements of the content of the exhaust gases

Tables 3.7 to 3.11 show the changes in NO_x, unburnt HC, SO₂, CO₂ and CO for different driving modes using BioDD7 and HVO7 fuels compared to fossil diesel and to each other.

Table 3.7. NO_x changes in different driving modes using three different fuels

Difference	Test mode						Average
	Idling	50 km h⁻¹	90 km h⁻¹	110 km h⁻¹	Cycle TM-240	Jelgava city cycle	
BioDD7 to FDD	-6.64%	-0.10%	-5.66%	10.67%	-5.81%	2.78%	-0.79%
HVO7 to FDD	-8.05%	0.30%	-7.17%	-3.82%	-5.58%	-3.08%	-4.57%
HVO7 to BioDD7	-1.33%	0.40%	-1.43%	-14.90%	0.22%	-5.94%	-3.83%

When using BioDD7 fuel, the NO_x content in exhaust gases practically does not change compared to FDD (average reduction of 0.79%). The average reduction of this component is also small with HVO7 fuel compared to FDD – 4.57%, but compared to BioDD7 fuel – 3.83%.

As the same vehicle and equipment were used in the PP-2 and PP-3 research programs, compared to the first series of tests, where the use of pure HVO fuel reduced NO_x emissions by an average of 6.8% compared to pure FDD, it can be concluded that even a small (in this case 7%) admixture of HVO ensures the reduction of this exhaust gas component. However, it should be taken into account that there was a 6-month gap between the test series, so the results may also be affected by changes in the technical condition of the car.

Table 3.8. Changes in unburnt hydrocarbon content in different driving modes using three different fuels

Difference	Test mode						Average
	Idling	50 km h⁻¹	90 km h⁻¹	110 km h⁻¹	Cycle TM-240	Jelgava city cycle	
BioDD7 to FDD	466.61%	342.01%	138.02%	1610.70%	96.97%	266.63%	486.82%
HVO7 to FDD	5.26%	27.85%	10.49%	71.55%	-29.07%	5.23%	15.22%
HVO7 to BioDD7	-438.28%	-245.71%	-115.41%	-897.18%	-154.23%	-248.40%	-349.87%

When using BioDD7 fuel, the content of unburned hydrocarbons in exhaust gases increases significantly compared to FDD (average increase – 4.9 times). For comparison, when using HVO7 fuel, the average increase of this component

is small – 15.22%. The reduction with HVO7 fuel compared to BioDD7 fuel is about 3.5 times.

Compared to the first series of tests, where the use of pure HVO fuel reduced HC emissions by an average of 13.1% compared to pure FDD, in this case the trend was reversed. This confirms the findings of Chinese researchers (Szeto, Leung, 2022) that blends with a low percentage of HVO do not benefit from the advantages of this fuel (e.g. high cetane number).

Table 3.9. SO₂ changes in different driving modes using three different fuels

Difference	Test mode						
	Idling	50 km h⁻¹	90 km h⁻¹	110 km h⁻¹	Cycle IM-240	Jelgava city cycle	Average
BioDD7 to FDD	37.31%	55.28%	27.10%	13.78%	36.56%	68.20%	39.71%
HVO7 to FDD	9.89%	-32.88%	9.45%	11.19%	-48.76%	-1.04%	-8.69%
HVO7 to BioDD7	-24.95%	-106.35%	-16.12%	-2.33%	-103.15%	-69.94%	-53.81%

Using BioDD7 fuel increases the SO₂ content the exhaust gases compared to FDD (an average increase of about 40%). When using HVO7 fuel, a reduction of approximately 8.7% was found for this component. Compared to BioDD7 fuel, the reduction is about 54%.

Compared to the first series of tests, where the use of pure HVO fuel reduced SO₂ emissions by an average of 13% compared to pure FDD, it can be concluded that even a small HVO blend provides a reduction in this exhaust gas component as well.

Table 3.10. CO₂ changes in different driving modes using three different fuels

Difference	Test mode						
	Idling	50 km h⁻¹	90 km h⁻¹	110 km h⁻¹	Cycle IM-240	Jelgava city cycle	Average
BioDD7 to FDD	6.06%	2.37%	-0.46%	-1.98%	1.95%	1.41%	1.56%
HVO7 to FDD	3.25%	-12.97%	-1.75%	0.53%	-0.10%	0.45%	-1.76%
HVO7 to BioDD7	-2.72%	-15.65%	-1.29%	2.52%	-2.05%	-0.96%	-3.36%

When using BioDD7 fuel, the CO₂ content in the exhaust gases changes little (average increase 1.56%) compared to FDD. Also, when using HVO7 fuel, compared to FDD, the changes in this component are small – an average decrease of 1.76%, but compared to BioDD7 fuel – 3.36%.

Compared to the first series of tests, where the use of pure HVO fuel reduced CO₂ emissions by an average of 5% compared to pure FDD, it can be concluded

that even a small addition of HVO provides a reduction in this exhaust gas component. This is due to the higher ratio of hydrogen to carbon in HVO compared to FDD.

Table 3.11. CO changes in different driving modes using three different fuels

Difference	Test mode						Average
	Idling	50 km h ⁻¹	90 km h ⁻¹	110 km h ⁻¹	Cycle IM-240	Jelgava city cycle	
BioDD7 to FDD	17.40%	-45.41%	28.22%	54.75%	6.72%	-7.24%	9.07%
HVO7 to FDD	93.34%	55.27%	128.18%	100.07%	81.70%	144.83%	100.56%
HVO7 to BioDD7	64.68%	125.78%	77.96%	29.29%	70.25%	162.54%	88.42%

Using BioDD7 fuel slightly increases the CO content in the exhaust gases compared to FDD (average increase of about 9%). It is more noticeable when using HVO7 fuel – about 2 times, but compared to BioDD7 fuel – the increase is about 88%. Since 1 ppm = 0.0001%, but the CO emissions for this car are measured in tenths of a ppm, then in absolute terms the increase in CO when using HVO7 fuel compared to FDD is from 0.00002 to 0.00004%, which is very insignificant. It should be noted that in the first series of tests, carbon monoxide (CO) emissions were not present at all when using HVO fuel, but CO emissions were negligible with fossil diesel fuel. Numerical values have increased during these 6 months, which can also be explained by minimal changes in the technical condition of the car.

Comparing the results with other studies on blended fuels, it can be concluded that sometimes the results coincide in the change trends of one or more parameters, but for other parameters either the trends or the numerical values do not match. A substantively similar performance study comparing HVO and BioDD blends with fossil diesel while also determining changes in fuel consumption and exhaust gas content was conducted in Korea (Kim et al., 2014). The reduction in power using BioDD7 (BioDD10 in the Korean study) was identical. About 1% less power was obtained with HVO10, but considering the possible error this could be considered negligible. The trends of changes in fuel consumption are also very similar, but numerically they were higher in the case of HVO blended fuel, and lower in BioDD. The differences when comparing the two studies did not exceed 1%. There were different trends in the composition of emissions – in the study conducted in Korea, the trends in HC and CO content were opposite in the case of HVO blend fuel use, as in the case of BioDD use in CO and HC concentration.

In coincidence with the Portuguese study (Serrano et al., 2021) where FDD, BioDD7 and HVO15 were tested, there is a relatively small increase in fuel consumption with HVO, but there was a decrease in fuel consumption with BioDD7, which is rather questionable because all the others blends where the

biodiesel content in the blend was above 15% gave a significant increase in consumption. There were similar trends in the use of BioDD7 in CO and NO_x content, and for HVO15 in the trends of changes in NO_x and HC content, but not in numerical values.

In the *Audi 1.9 TDI* engine tests conducted in Lithuania (Rimkus et al., 2019), one of the tested fuels was with 10% HVO admixture. There, the changes in CO were insignificant, which is different from this study, but similar results were found in the trends and percentage changes in NO_x content.

Another study conducted by LBTU (Birzietis et al., 2017) compared FDD with a blend containing 9.15% HVO. The study used a *Mazda CX-5* four-wheel drive car manufactured in 2015, but the tests and measurements were performed using the same equipment as in the PP-3 research program. Both studies showed similar trends in power and torque changes, but there was a coincidence in fuel consumption in only one mode tested, i.e. about 2% reduction using HVO containing fuel at a constant driving speed of 110 km h⁻¹.

3.3. Research programme PP-4 – results of testing a tractor running on FDD and HVO

The research programme includes experimental studies on a *Class Ares 557ATX* tractor running on clean fuels FDD and HVO. Power and torque, fuel consumption and exhaust gas composition were determined with *MAHA ZW-500*, *AVL KML MOBILE* and *AVL SESAM FTIR* equipment, respectively.

Power and torque measurement results

Examples of the handheld terminal printouts of the *MAHA ZW-500* PTO dynamometer are shown in Figure 3.7.

LPS ZW 500 (V 1.04 GB)																					
Jelgava J. CAKSTES BLV. 5																					
14:02 Clock	14:15 Clock	14:26 Clock	14:33 Clock	14:43 Clock																	
Vehicle Data																					
Make CLAAS ARES 557ATX																					
Operating hours 102																					
Customer LLU TF / Diesel																					
Result	Result	Result	Result	Result																	
N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]	N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]	N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]	N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]	N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]	N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]	N [U/min]	Md [Nm]	P [kW]	
300	1426.2	44.8	299	1414.3	44.3	301	1404.4	44.3	301	1396.6	44.0	300	1381.1	43.7							
325	1462.8	49.8	325	1462.8	49.8	326	1440.8	49.2	326	1429.9	48.8	326	1427.6	48.7							
349	1476.8	54.0	349	1476.8	54.0	350	1461.6	53.6	351	1452.7	53.4	351	1447.6	53.2							
375	1509.2	59.3	375	1509.2	59.3	376	1490.8	58.7	376	1477.9	58.2	376	1474.2	58.0							
401	1494.8	62.8	401	1494.8	62.8	401	1481.0	62.2	400	1470.5	61.6	401	1462.3	61.4							
425	1481.2	65.9	425	1481.2	65.9	425	1464.8	65.2	425	1452.8	64.7	425	1445.3	64.3							
450	1464.8	69.0	450	1464.8	69.0	450	1444.7	68.1	451	1441.7	68.1	451	1426.2	67.4							
474	1410.2	70.0	474	1410.2	70.0	476	1396.8	69.6	475	1391.9	69.2	475	1382.7	68.8							
500	1371.0	71.8	500	1371.0	71.8	500	1351.3	70.8	500	1345.5	70.5	500	1335.9	69.9							
524	1311.3	72.0	524	1311.3	72.0	527	1293.7	71.4	524	1288.8	70.7	525	1279.6	70.4							
550	1239.1	70.8	550	1229.1	70.8	550	1213.3	69.9	550	1215.1	70.0	550	1206.5	69.5							
575	1144.3	68.9	575	1144.3	68.9	575	1133.0	68.2	575	1124.5	67.7	574	1119.0	67.3							
600	1046.0	65.7	600	1046.0	65.7	600	1028.0	64.6	600	1020.9	64.1	603	1017.1	64.2							
624	734.3	48.0	624	734.3	48.0	624	730.1	47.7	624	728.1	47.6	624	722.7	47.2							
Signature:																					
Stamp:																					

Fig. 3.7. Examples of handheld terminal printouts

In order to process the data and display them graphically, the rotation frequency of the tractor engine crankshaft, the effective power and torque of the tractor engine were calculated from these data using formulae (2.6), (2.7) and (2.8) respectively (see page 101).

The effective power and torque characteristic curves of the engine after data processing (confidence level – 95%) are shown in Figure 3.8.

Engine effective power and torque using HVO were decreased relatively to fossil diesel fuel – the average power and torque reduction in all PTO revolutions range was about 5.0%. This value is close to the difference in volume-based lowest heating values (accordingly 36.4 and 34.4 MJ l⁻¹ for FDD and HVO), i.e., to 5.5%.

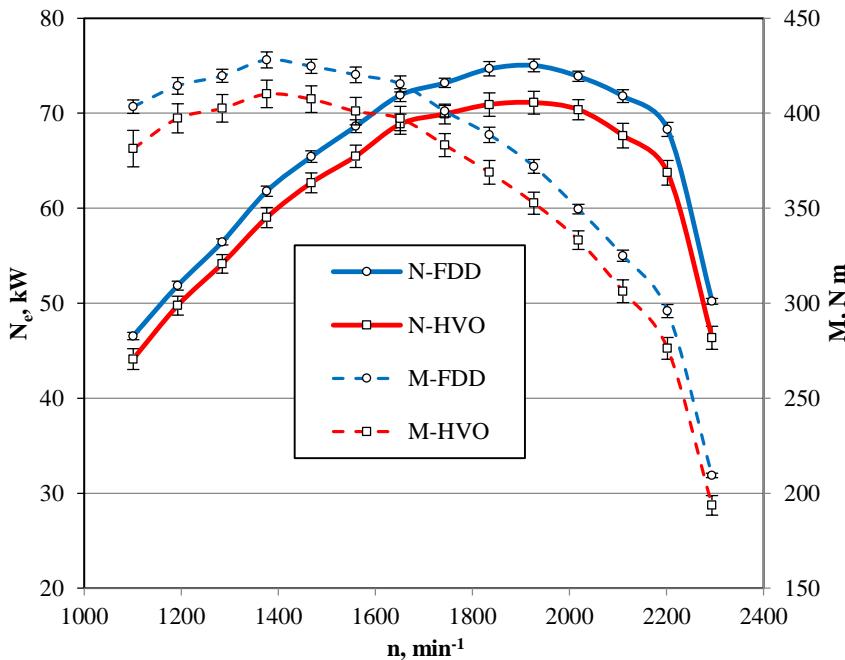


Fig. 3.8. Engine effective power and torque curves of the *Class Ares 557ATX* tractor running on HVO and fossil diesel

Fuel consumption measurement results

The curves for hourly fuel consumption Q and specific fuel consumption g_e after data processing (confidence level – 95%) are shown in Figure 3.9.

Despite the fact that the hourly fuel consumption using HVO was approximately by 1% decreased comparing to diesel fuel, lower developed engine effective power with this fuel is the reason for the increase of specific fuel consumption in average by 4.1%.

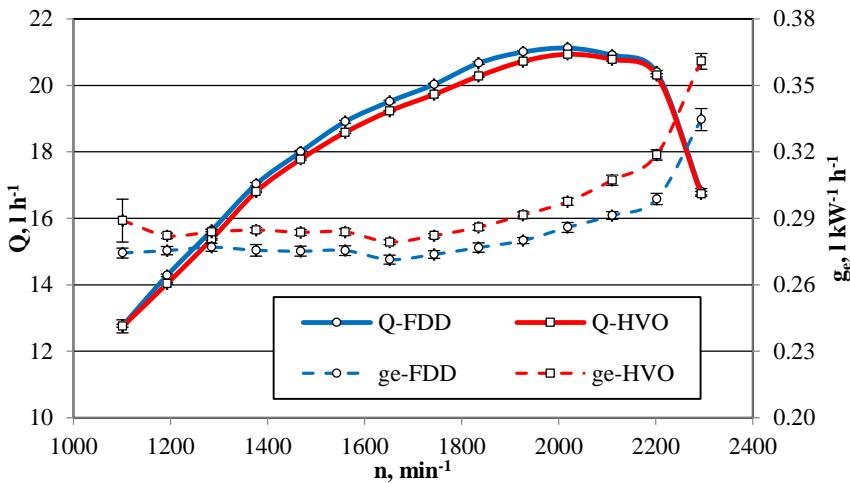


Fig. 3.9. Fuel consumption over the entire engine crankshaft speed range of *Class Ares 557ATX* tractor running on HVO and fossil diesel

Results of measurements of the content of the exhaust gases

It was already been mentioned in the research methodology that due to the specificities of the exhaust gases and the measuring device, it takes longer to stabilize the numerical values and it is not possible to cut out 15 second data intervals for data processing as was done for fuel consumption. Therefore, for the presentation of the results, the average amount of each exhaust gas component is taken over the entire range of PTO and corresponding engine crankshaft revolutions. Changes in the content of NO_x , CO_2 , HC and CO in the exhaust gases when the *Class Ares 557ATX* tractor is operated with HVO and fossil diesel fuel, after data processing (confidence level – 95%) are presented in Figures 3.10 and 3.11. In comparison with fossil diesel, running engine on HVO the average reduction of NO_x was 11.8%. The amount of other important components influencing environment – total unburned hydrocarbons (HC), CO and CO_2 , using HVO was also decreased – accordingly by 26.4, 14.5 and 5.2%

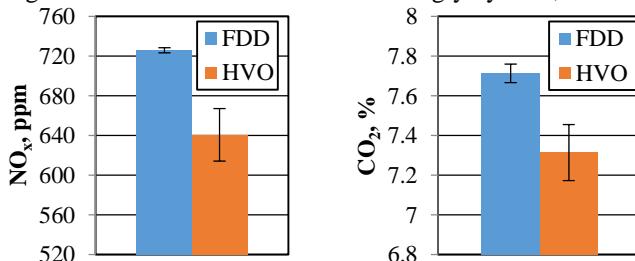


Fig. 3.10. NO_x and CO_2 changes in exhaust gases running *Class Ares 557ATX* tractor on HVO and fossil diesel

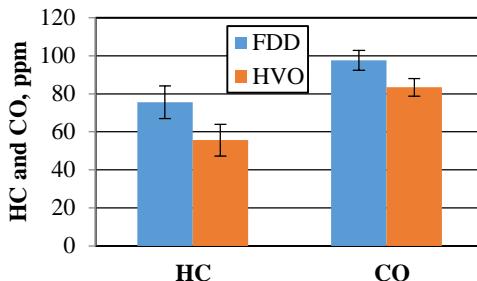


Fig. 3.11. HC un CO changes in exhaust gases running *Class Ares 557ATX* tractor on HVO and fossil diesel

Summarizing the data obtained in this research program, it can be concluded that HVO is an environmentally friendly fuel with low fuel economy per hour, but the user should be prepared for a reduction in power and torque that is close to the difference in percentage values of the lowest volumetric calorific values of HVO and fossil diesel. Since the use of HVO in tractors has been relatively rarely studied, the obtained results have also been compared with other studies of engines with a large displacement (at least 4 litres), such as buses and off-road vehicles.

In a study conducted in the Czech Republic on the effect of 100% HVO on the operating parameters of the tractor *Zetor Foreterra 8641* internal combustion engine (displacement 4.2 l), it was found that HVO fuel reduces the maximum engine torque by about 0.9% and the maximum power by about 6%, but this is difficult to explain because both numbers should be the close because all PTO dynos are specific to only one parameter i.e. torque measurement, but power is calculated using torque and speed values. Assuming the second value, i.e. 6%, as reliable, the trends are similar in both studies. However, the trends and numerical values of changes in specific fuel consumption do not match (Pexa et al., 2015).

The pure HVO fuel consumption and numerical values are consistent with the testing of 11 buses in Finland (Makinen et al., 2011), where an increase in fuel consumption compared to summer and winter class fossil diesel fuel was found by 5.2 and 3.5%, respectively.

Studies of a six-cylinder turbocharged diesel engine (displacement 5.9 l) in India (Singh et al., 2015) showed a 26% increase in NO_x emissions compared to FDD, which is opposite in both trend and numerical value. A reduction compared to FDD was found for CO emissions (by 16%) and HC emissions (by 16%), which is close to that found in the *Class Ares 557ATX* tractor experiments.

In another Finnish test of 17 buses using 100% HVO fuel, the average reduction in NO_x emissions was 10%, CO 29% and HC 39% compared to FDD. This was found mainly for Euro II and Euro III compliant buses (Erkkilam et al., 2011). This one can be evaluated as the closest to the research carried out within the doctoral thesis, both in terms of trends and numerical values.

The reduction trends of NO_x, HC and CO are also consistent with the study conducted in India (Kumar et al., 2021), however, there it was found that HC and CO emissions decrease for blends with HVO content up to 30%, but when the percentage of HVO is further more increased, emissions start to increase. The change trends in NO_x emissions are entirely consistent with this study.

The same trend, but with a numerical reduction of around three times less, is consistent with the diesel engine of an off-road vehicle studied in Finland (displacement 4.4 l), where a 4.3% reduction in NO_x emissions was observed using HVO instead of FDD (Ovaska et al., 2019).

3.4. Research programme PP-5 – engine test results with FDD, HVO and HVO5

Since when studying a car (in research programs PP-2 and PP-3) or a tractor as a whole (in research program PP-4), the results for power, torque and fuel consumption are influenced by losses in the vehicle gearbox, main transmission, wheel bearings, tractor PTO transmission and other related assemblies, and the composition of exhaust gases is affected by the vehicle's exhaust gas neutralization systems, in the research program PP-5, the engine was tested on the bench. In this case, relatively "clean" power, torque and exhaust data are obtained, as the engine does not have systems that affect the above results. The engine under study applies to off-road vehicle engines, i.e. for use in forklifts, bulldozers, excavators, off-road trucks, snowploughs, cranes, etc., as well as agricultural and forestry tractors, thus all vehicles or their engines used in experimental research programs cover areas of application as wide as possible. On the other hand, the use of the same equipment for determining fuel consumption and exhaust gas composition, which was in the P-2, P-3 and P-4 programs, ensures that the results are as little affected as possible by the use of other measuring equipment. Since the research program PP-5 carried out under winter conditions, three commercially available fuels at that time were tested – 2nd Arctic Class FDD, pure HVO (*Neste My*), and FDD with 5.21% HVO blended by volume (*Pro Diesel*) or hereinafter in the text HVO5.

Power and torque measurement results

Data processing was performed similarly to the tractor studies, i.e., the stable ranges of each measurement step were selected from each repetition of the experiments, i.e. approximately 10 s, from which the mean values of the measurement steps were calculated. After mathematical processing of the data, the results are presented as mean values of all repetitions for each fuel type.

The characteristic curves of engine power and torque after data processing (confidence level – 95%) are given in Fig. 3.12. Comparing the values of power and torque of each individual repetition at certain revolutions, the correlation for FDD values exceeds 98.1%, HVO – 99.6%, and HVO5 – 98.0% (from 5–7 repetitions performed with each fuel, at least four with the highest mutual power; correlations of rpm and torque data points were left for data processing).

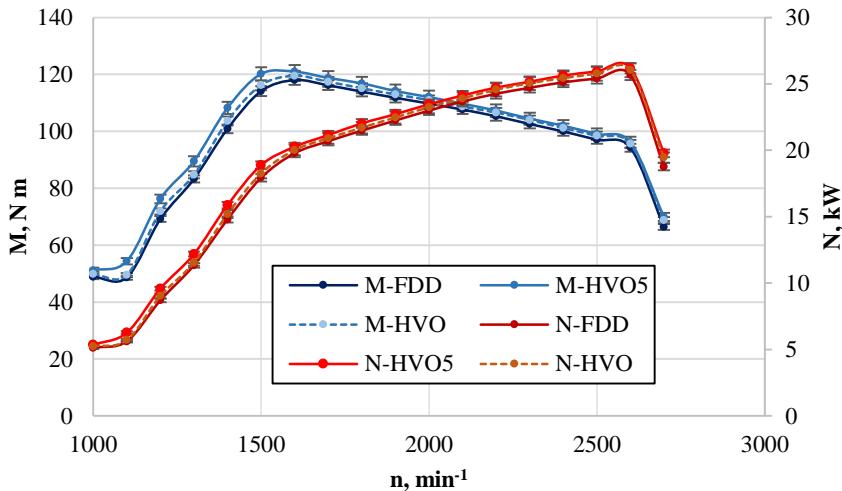


Fig. 3.12. Power and torque characteristics of the experimental engine running on three different fuels

Operating an engine with HVO5, the maximum power was obtained at 2600 min^{-1} (26.2 kW) and the maximum torque – at 1600 min^{-1} (120.9 N m). The increase in maximum power was 2% and the increase in maximum torque was 2.4% compared to FDD (25.7 kW at 2600 min^{-1} and 118.1 N m at 1600 min^{-1}).

In the case of HVO, the maximum power was obtained at 2600 min^{-1} (26.0 kW) and the maximum torque – at 1600 min^{-1} (119.5 N m). Therefore, the increase in maximum power was 1.4% and the increase in maximum torque was 1.2% compared to the operation of the engine using FDD. Overall, the differences are very small and practically would not be noticeable by an end-user.

Compared to the research program PP-2, where the *Opel Insignia* was fuelled with HVO and fossil diesel, the power and torque change trends are similar. Numerically, the variation is less than 1%. Compared to the research program PP-4, where the *Class Ares 557ATX* tractor was operated with the same fuels, the trends are opposite, because there, when using HVO fuel, compared to fossil diesel fuel, the reduction in power and torque was about 5.0%.

Also compared to the research program PP-3, where HVO7 and fossil diesel fuel were used to power the *Opel Insignia*, the power and torque change trends are similar, however, the differences there did not exceed 0.2%.

In comparison with the results obtained by other researchers, where the studies were carried out on the engine test bench, differences can sometimes be observed. For example, in a study conducted in Korea (Kim et al., 2014), blending a similar amount of HVO to fossil diesel produced about 1% power reduction compared to FDD, but more than 2% power reduction with pure HVO fuel.

Fuel consumption measurement results

The curves of hourly fuel consumption (Q) and specific fuel consumption (g_e) after data processing (confidence level – 95%) are given in Figure 3.13. Comparing the fuel consumption values of each individual repetition at certain revolutions, the correlation for all fuels was at least 99.8% (from 5 – 7 repetitions performed with each fuel, at least four were left – the same as for the power and torque analysis).

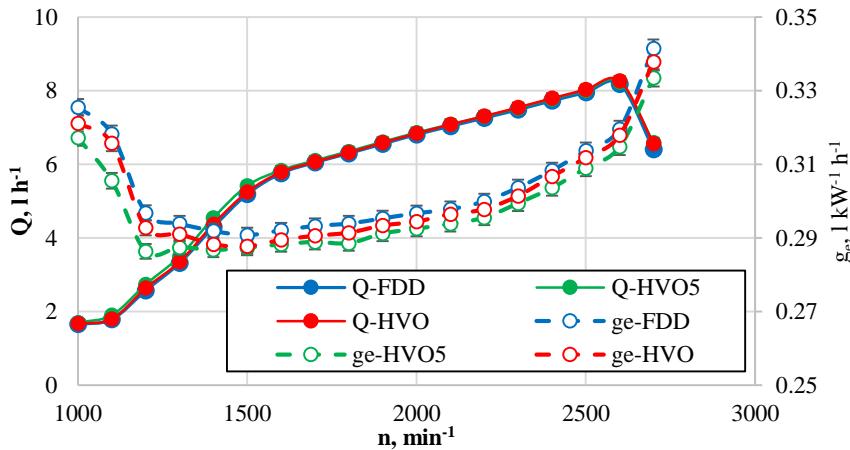


Fig. 3.13. Fuel hourly consumption and specific fuel consumption data for all three test fuels based on crankshaft revolutions of the engine

The trend of instantaneous fuel consumption for all three test fuels was similar to that of the power data. The lowest hourly fuel consumption was obtained by the engine running on diesel fuel, while the highest was obtained when it was running on HVO5. At the same time, HVO5 usage resulted in a 2.34% increase in the maximum average hourly fuel consumption over the entire crankshaft speed range compared to FDD, while for HVO, the increase was only 1.00% more than for FDD.

However, it is more objective to compare the specific fuel consumption data, which are obtained by calculation, dividing the instantaneous fuel consumption at a specific turning point by the power developed at this point. Despite the fact that the engine running with HVO5 obtained the highest hourly fuel consumption, at the same time, it showed the lowest specific fuel consumption. This means that less fuel is needed to develop one unit of power than is the case with FDD or HVO. On average, in the entire range of engine revolutions, the reductions of specific fuel consumption were 1.88% using HVO5 and 0.86% using HVO in comparison to FDD.

Since the *Class Ares 557ATX* tractor was also operated with pure HVO and FDD in the research program PP-4, when determining the specific fuel consumption, it can be established that there, when using HVO, compared to

fossil diesel fuel, the specific fuel consumption increased by an average of 4.1%. And this once again confirms what was found in the review of the situation, that the results are different if the tested vehicles, their engines, fuel injection systems, etc. are different.

In a study conducted in Korea (Kim et al., 2014), blending a similar amount of HVO to fossil diesel fuel resulted in approximately 0.1 – 0.3% fuel consumption increase compared to FDD.

When testing the engine on a bench in Lithuania (Rimkus et al., 2019), the addition of 10 – 30% HVO reduced fuel mass consumption by 2 – 3%. However, the opposite trend was found when evaluating the volumetric fuel consumption, with results showing an increase in fuel consumption of up to approximately 6% at all crankshaft rotational speeds and load points.

Results of measurements of the content of the exhaust gases

Variations in the content of CO, CO₂, HC, and NO_x in exhaust gases operating engine with three different fuels after data processing (confidence level – 95%) are given in Figures 3.14 – 3.17. In total, from 5 – 7 repetitions performed with each fuel, at least four were left for data processing, similarly as for the analysis of power, torque, and fuel consumption data.

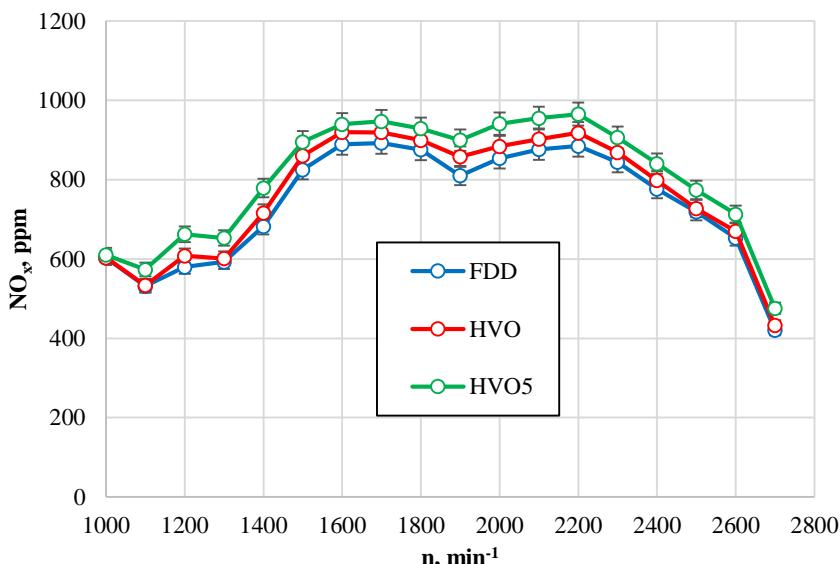


Fig. 3.14. NO_x emissions from the engine running on three different fuels

If the NO_x content is taken as a reference point operating the engine with FDD, then using pure HVO, the NO_x content in the emissions increased by an average of 3.0% over the entire range of engine crankshaft revolutions and by an average of 8.8% using HVO5. Peak NO_x emissions for all fuels occur at revs coinciding with the peak torque and 300 min⁻¹ before peak power revs.

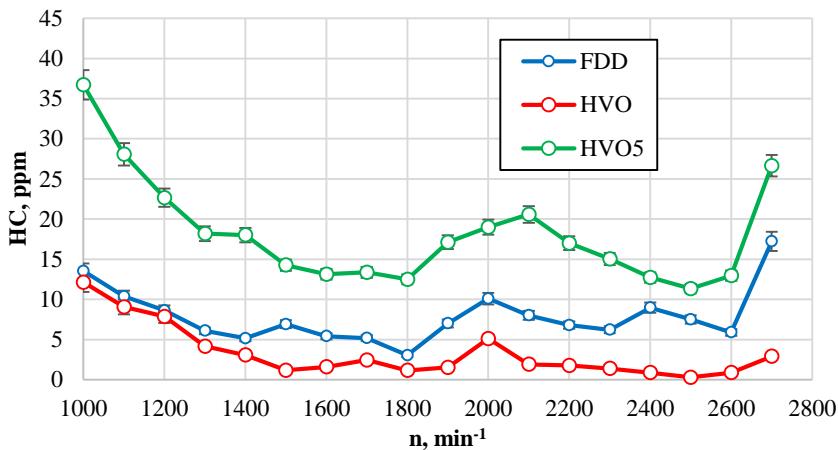


Fig. 3.15. Hydrocarbon emissions from the engine running on three different fuels

In the case of using pure HVO, the content of HC in emissions in the entire range of engine crankshaft revolutions decreased by 60% on average in comparison to FDD, but using HVO5, it increased by an average 1.45 times.

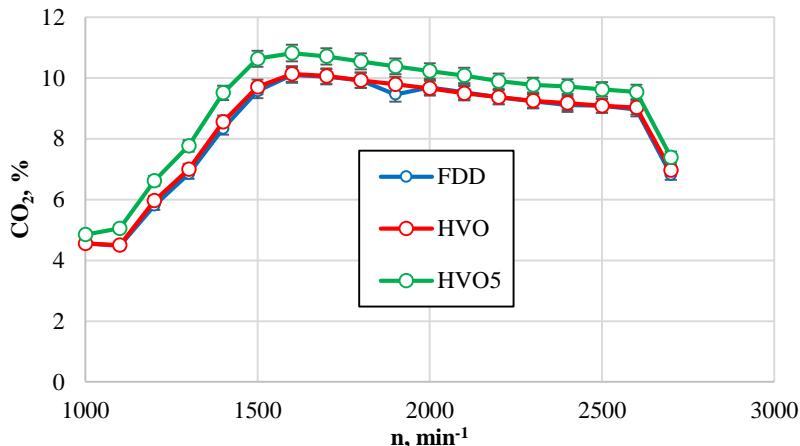


Fig. 3.16. Carbon dioxide emissions from the engine running on three different fuels

In the case of pure HVO, the content of CO₂ emissions in the entire range of engine crankshaft revolutions in comparison to FDD increased by an average of 0.9%, and this difference is considered insignificant, but using HVO5, it increased by an average of 8.4%. Comparing the graph of CO₂ emissions with the power and torque characteristics (Fig. 3.12), it can be seen that the content of this emission component directly “follows” the torque developed by the engine.

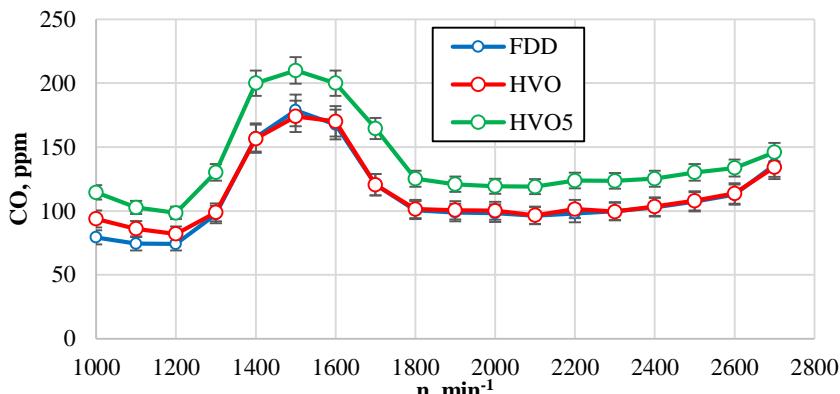


Fig. 3.17. Carbon monoxide emissions from the engine running on three different fuels

Pure HVO usage resulted with an increase in CO emissions by an average of 3.0% in the entire engine crankshaft speed range compared to FDD, while HVO5 usage increased them by an average of 36%. Moreover, it was observed that CO emission content has a direct relationship with the torque characteristic curve; the maximum of this emission component using all fuels was formed at the revolutions that coincide with the maximum torque.

Looking at the graphs in Figures 3.14 to 3.17, the initial results seem counterintuitive, i.e. two fuels are blended with virtually the same content of all emission components (a 3% difference is not considered significant in emissions studies in practice), but the blended fuel is obtained with significantly worse all-emission performance. However, returning to the review of the situation, also in the experiments carried out in Portugal (Serrano et al., 2021), studying fuel with a small admixture of biocomponents, the emission results obtained were equally contradictory. Furthermore, voluminous research summaries (No, 2014; Sonthalia, Kumar, 2019; Sunde et al., 2011; Szeto, Leung, 2022) have highlighted that the full benefits of HVOs are not being reached when using HVO-fossil diesel blends, and that emission trends are very different depending on the type of engine used, the test conditions, the properties of the specific fuels, as well as whether the experiments are carried out using engine test benches or vehicles as a whole. And also in this particular study, the different trends from the results obtained in other research programs could be due to the fact that the engine is not equipped with an exhaust gas neutralization system.

3.5. Research programme PP-1 – theoretical studies and results

The modelling studies of the *Opel Insignia 2.0 CDTi* engine initially analysed the fuels corresponding to the fuels tested in the experimental research program PP-3, i.e. pure fossil diesel and its 7% blends with biodiesel and hydrotreated vegetable oil (FDD, BioDD7 and HVO7).

Afterwards, HVO 15, 25 and 50% blends with diesel fuel, as well as pure hydrotreated vegetable oil, were modelled. These blend concentrations were chosen for modelling based on recommendations from studies in other countries, e.g. researchers in Spain, Colombia and the USA (Lapuerta et al., 2011) consider that the trade-off between HVO's poorer lubrication properties and higher cetane number is the recommendation to use low to medium HVO blends (up to 50%) until the engine control units are calibrated by car manufacturers, i.e. adapted to use pure HVO (Hunicz et al., 2020). In colder regions, including Latvia, especially during winter, the cold flow properties of fuel blends should also be taken into account. Every 10% HVO in the fuel blend worsens cold filter plugging and cloud temperatures by approximately 4.0 and 1.5 °C, respectively (Lapuerta et al., 2011). However, practice has shown that if fuel additives are chosen correctly, this problem is solved (see Table 2.3). For the pure HVO fuel used in the PP-5 research program, the CFPP temperature was only 2 °C higher than that of pure diesel fuel (-38 °C vs. -40 °C), but the cloud point was even 6 °C lower (-34 °C vs. -28 °C). However, the use of pure HVO fuel is a less likely scenario in the near future, as this fuel is much more expensive compared to fossil diesel (see Chapter 4).

Figure 3.18 shows an example of the modelling input parameters in the case of using pure FDD, taking into account the transmission efficiency and entering the rotation frequency of the engine crankshaft, at which the maximum effective engine power is developed according to experimental studies (see Fig. 3.4).

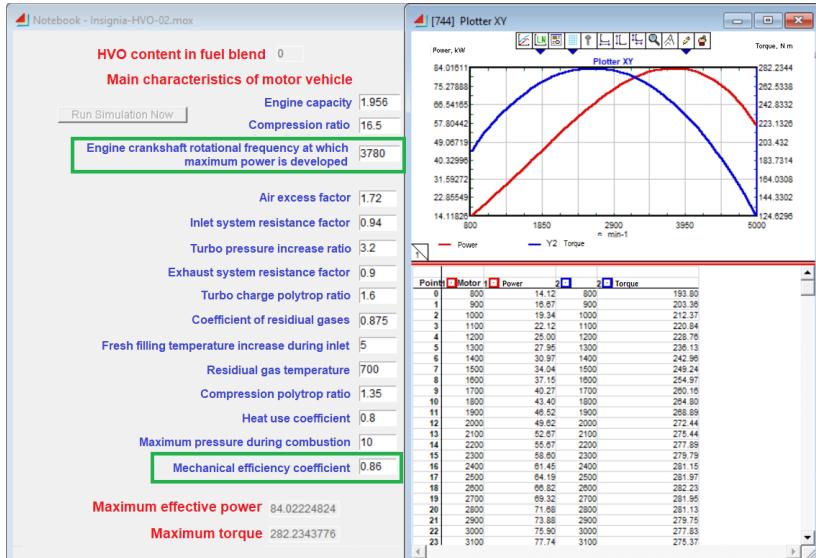


Fig. 3.18. Input window for model variable parameters and power and torque characteristic curves and their constituent data point values in the case of pure FDD

Compared to the power obtained in the experimental studies (84.10 kW), the model calculated power (84.02 kW) differs by 0.1%. Comparing the torques obtained as a result of modelling and experiments (282.23 and 281.50 N m), the difference does not exceed 0.3%, thus indicating that the model is working correctly. The results of the power and torque modelling studies operating the *Opel Insignia* car with FDD, BioDD7 and HVO7 are shown in Table 3.12.

Table 3.12. Results of power and torque modelling studies running the *Opel Insignia* on three different fuels

Parameter	FDD	BioDD7	BioDD7 to FDD	HVO7	HVO7 to FDD	HVO7 to BioDD7
N_{max} , kW	84.022	82.384	-1.99%	83.927	-0.11%	1.84%
M_{max} , N m	282.234	276.731	-1.99%	281.913	-0.11%	1.84%

In the experimental studies (see Fig. 3.4 and 3.5) it was found that the differences in maximum power and torque between fossil diesel fuel and diesel fuel blended with 7% HVO fuel are considered to be insignificant, while running the car on diesel fuel blended with 7% biodiesel fuel, 2.28% less maximum power and 1.5% less torque is developed compared to HVO7 fuel. As can be seen from the calculated data in Table 3.12, the results of model studies are close to the experimental ones, i.e. the difference in power and torque of HVO7 compared to FDD (0.11%) is negligible, while almost 2% more power and torque is developed compared to BioDD7.

As fuel consumption is an important operating parameter of the vehicles, which depends on the calorific value and density of the fuel blends, modelling studies have been carried out using the blocks attached to the model, shown in Figures 2.12 and 2.17. The results of the modelling are given in Table 3.13.

Table 3.13. Results of modelling studies of the lowest calorific value, density and fuel consumption running the *Opel Insignia* on three different fuels

Parameter	FDD	BioDD7	BioDD7 to FDD	HVO7	HVO7 to FDD	HVO7 to BioDD7
Q_c , kJ kg ⁻¹	42210	41942	-0.64%	42348	0.33%	0.96%
φ , kg m ⁻³	833.9	837.3	0.41%	830.1	-0.46%	-0.87%
G_T , kg h ⁻¹	7.243	7.292	0.67%	7.219	-0.33%	-1.01%
g , l h ⁻¹	8.685	8.709	0.28%	8.697	0.14%	-0.14%

Although the calculated (theoretical) lower calorific values for pure fuels are drastically different (FDD – 42210 kJ kg⁻¹, HVO – 44185 kJ kg⁻¹, BioDD – 38380 kJ kg⁻¹), however, for low blends (in this case 7%) the differences in calorific values of the mixtures are not large. Compared to FDD, it is 0.33% higher for the HVO7 blend and 0.64% lower for BioDD7. These differences are transformed into numerically similar changes in hourly fuel consumption – 0.33% decrease for HVO7, and 0.67% increase for BioDD7. However, this

interpretation based on fuel mass is not correct because diesel fuel injection and delivery systems deliver fuel by volume. Converting the hourly fuel consumption to litres per hour (at the engine crankshaft rotation frequency n_{\max} , when the maximum effective engine power $N_{e\max}$ is developed), the specific reduction in fuel consumption turns into a small increase – about 0.14% when using the 7% HVO fuel blend, which is close to the average difference found in the experiments across all driving modes. Fuel consumption modelling studies confirm that HVO is a promising biofuel to replace traditional biodiesel in fuel blends. It should be noted that in the experimental studies the differences in fuel consumption between HVO7 and BioDD7 were higher compared to the modelling studies.

The results of the modelling studies on power, torque, lowest calorific value, density and fuel consumption of the *Opel Insignia* with FDD, HVO15, HVO25, HVO50 and HVO are shown in Table 3.14.

Table 3.14. Results of modelling studies, running the *Opel Insignia* on five different fuels

Parameter	FDD	HVO15	HVO15 to FDD	HVO25	HVO50	HVO	HVO to FDD
N_{\max} , kW	84.022	83.820	-0.24%	83.692	83.396	82.916	-1.33%
M_{\max} , N m	282.234	281.557	-0.24%	281.127	280.132	278.519	-1.33%
Q_z , kJ kg ⁻¹	42210	42506	0.70%	42704	43198	44185	4.47%
φ , kg m ⁻³	833.9	825.7	-0.99%	820.2	806.4	778.9	-7.06%
G_T , kg h ⁻¹	7.243	7.193	-0.70%	7.160	7.078	6.922	-4.64%
g , l h ⁻¹	8.685	8.711	0.30%	8.730	8.778	8.886	2.26%

The simulation results show that every 5% HVO in the fuel blend reduces the maximum power and torque by approximately 0.07%, reaching the maximum power and torque difference in the case of using 100% HVO – 1.33%. Considering that a blend of 15% HVO and 85% fossil diesel is the most realistic scenario in the near future (also practiced by fuel traders during the summer months), the expected reduction in power and torque (0.24%) is insignificant in vehicle operation. The results of modelling studies show that a 2.26% increase in fuel consumption compared to fossil diesel can be expected in the case of pure HVO. Looking at the most realistic scenario for the near future, i.e. the HVO15 blend, the predicted increase in fuel consumption is 0.30%. This means that from both main performance aspects, dynamics and economy, theoretical studies also identify HVO as a promising biofuel to replace biodiesel in fuel blends and contribute to the targets set by EU directives and regulations.

Also in the experimental research program PP-2 (see Fig. 3.1 and Table 3.1) it was found that the differences in maximum power and torque for fossil diesel fuel and pure HVO are considered insignificant, while the experimental results of fuel consumption are 1.7% worse than predicted by the model.

4. ECOLOGICAL AND ECONOMIC ASSESSMENT OF THE USE OF HYDROTREATED VEGETABLE OIL

Ambient air pollution is the most important environmental health risk factor in the world. An estimated 3.5 million premature deaths in 2017 from stroke, lung cancer, diabetes and lower respiratory tract infections are linked to air pollution. Pollution from the transport sector is attributed to 361000 and 385000 premature deaths in 2010 and 2015, respectively. In 2015, 84% of premature deaths related to pollution from the transport sector occurred in G20 countries (Anenberg et al., 2019).

When evaluating the use of any fuel in vehicles, two aspects have to be distinguished – harmful emissions that directly harm human health and the environment in the short or long term, and emissions that belong to the group of GHG emissions and affect the entire planet as a whole – and in the long term.

GHGs are gaseous components of the atmosphere of natural and anthropogenic origin that absorb and re-emit infrared radiation. Direct greenhouse gases are carbon dioxide (CO_2), methane (CH_4), nitrous oxide (N_2O), hydrofluorocarbons (HFCs), perfluorocarbons (PFCs) and sulphur hexafluoride (SF_6), while indirect ones are carbon monoxide (CO), nitrogen oxides (NO_x) and non-methane volatile organic compounds (Grid National, 2023).

Analysing the percentage of direct GHG emissions in Figure 4.1 (Center for Climate and Energy Solutions, n.d.), CO_2 accounts for approximately 76% of total greenhouse gas emissions. Methane, mainly from agriculture, contributes 16%, and nitrous oxide, mainly from industry and agriculture, 6% of global emissions. All figures here are expressed in CO_2 equivalents.

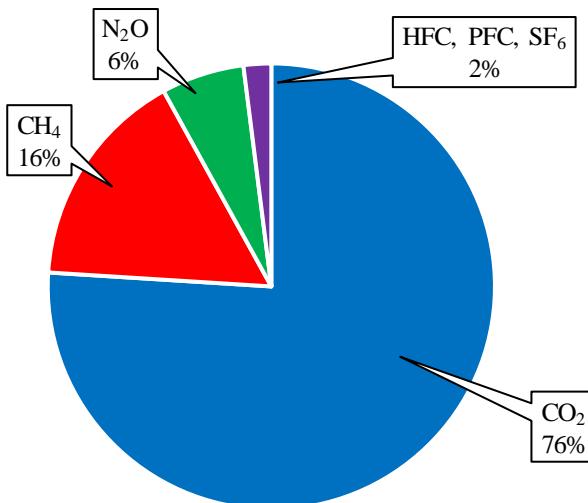


Fig. 4.1. Global percentage of direct greenhouse gases

CO_2 , CH_4 and N_2O are emitted not only from transport, but also from other processes, for example, CO_2 from volcanic eruptions, respiration of plants, animals and humans, methane from natural decomposition, but human activity has eliminated the natural balance, as a large amount of methane is released by cattle breeding, landfills, rice cultivation and conventional oil and gas production. Nitrous oxide, on the other hand, is produced by the use of organic fertilizers, the burning of fossil fuels, the production of nitric acid and other processes.

In order to be able to carry out the following analysis, the concept of CO_2 equivalent needs to be understood. This is usually denoted by $\text{CO}_{2\text{e}}$ and is used to standardise the climate impact of different greenhouse gases.

In order to make the effects of different greenhouse gases comparable, the UN Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) has defined the so-called global warming potential (GWP). This index measures the warming effect of a given amount of greenhouse gas over a given period of time (usually 100 years) compared to CO_2 . For example, methane has a 28 times stronger impact on climate than CO_2 , but it doesn't stay in the atmosphere as long. The impact of nitrous oxide on the environment is almost 300 times greater than that of CO_2 . Greenhouse gases can thus be calculated as CO_2 equivalents (Foundation myclimate, n.d.). The IPCC changes the global warming potential of each greenhouse gas periodically. Until 2022, it is recommended to use IPCC AR4 (Fourth Assessment Report) in GHG calculations, and from 2023 – IPCC AR5 (Fifth Assessment Report). Under AR4, the global warming index was 25 for methane and 298 for nitrous oxide. In AR5, these indices were updated to 28 and 265, respectively (Greenhouse Gas Protocol, n.d.).

The percentage distribution of both greenhouse gas emissions and nitrogen oxides varies from country to country, depending on the development of different industry sectors, climatic conditions and other factors. For Latvia, these data are summarised in Figures 4.2 and 4.3 (Helmane, 2023).

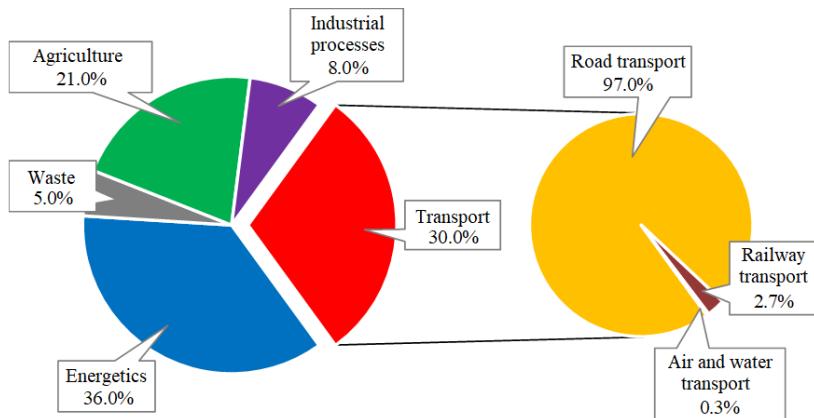


Fig. 4.2. Greenhouse gas emissions in Latvia in 2021

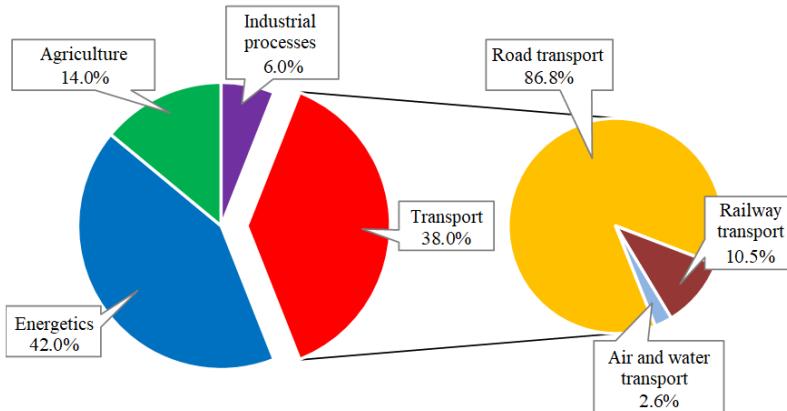


Fig. 4.3. Emissions of nitrogen oxides in Latvia in 2021

Road transport is the largest GHG emitter in Latvia's transport sector, accounting for 97% of total sector emissions in 2021. Moreover, compared to 2005, road transport emissions have increased by 11.2% (Helmane, 2023). Road transport is also "responsible" for a significant share (almost 87%) of all transport emissions of nitrogen oxides.

Since the research object of the research programs PP-2 and PP-3 was a diesel-fuelled passenger car, it has to be considered whether it corresponds to a "typical" GHG emitter in our country.

Statistical data show that approximately 86% of all road transport is made up of passenger cars. However, 67% of vehicles from the entire fleet are diesel-powered. 72% of the Latvian fleet are used, and the average age of cars is 14.9 years (Helmane, 2023).

Thus, the research object – the *Opel Insignia* car can be considered as a typical representative of the Latvian car fleet and used as an example for the calculation of the potential of HVO fuels to reduce GHG emissions.

Several methods can be used to do this:

- online or downloadable GHG emission calculators suitable for calculations in the transport sector;
- the GHG emission calculation methodology set out in Regulation No 42 of the Cabinet of Ministers of the Republic of Latvia (LR Ministru kabinetis, 2018);
- make calculations based on the data obtained in the experiments.

4.1. Use of GHG emission calculators

As reducing GHG emissions is a worldwide concern, different GHG calculators have been developed in different formats and languages.

However, testing nearly 20 different online and downloadable spreadsheet-based calculators, such as the *Greenhouse Gas Emissions Calculator* (United Nations, 2021), *Simplified GHG Emissions Calculator* (USA EPA, 2022),

revealed several weaknesses of these tools. While all of them allow the choice of fossil diesel as a fuel, most of them including 1st generation biodiesel, they do not add newer generation fuels, including HVO. Considering that cells in all spreadsheets are locked not only for editing, but also for viewing, it is impossible to be sure what relationships are used in calculations. Of course, adding new fuels and their parameters is also not possible.

Exactly the same problems are found in simple online tools. HVO fuel is not added in any of them, but the accuracy of their calculations can be judged if identical parameters for fossil diesel use are entered into them.

As examples, Figures 4.4 and 4.5 show two different results for the scenario where the *Opel Insignia* passenger car has an average planned annual mileage of 20 000 km and an average fuel consumption of 6.44 litres per 100 km when running on fossil diesel (consumption taken from experimental studies performing the combined IM-240 cycle).

The result of the *Greenhouse Gas (GHG) emission calculator* available on the Latvian website (Klimata pārmaiņu portāls, 2021) is 3.4 tons of CO₂e per year. In addition, the input data field of this calculator “CO₂ emission factor for energy from renewable energy sources” of this calculator is not available for input. The result of the *CO₂ emissions calculator for your car* (MyClimate, 2022) available on the Swiss website is 6.00 tons of CO₂e per year. As can be seen, the results differ by almost two times, so it is not safe to use such calculators in the assessment of GHG emissions.

Siltumnīcefekta gāzu (SEG) emisiju kalkulators

Transports

Apřēķins pasākumiem, kuros paredzēta fosilos energoresursus izmantojoša transportlīdzekļa nomaiņa ar transportlīdzekli, kas izmanto no atjaunojamiem energoresursiem iegūtu biodegvielu

Metodiku piemēro pasākumiem, kuros paredzēta fosilos energoresursus izmantojoša transportlīdzekļa nomaiņa ar transportlīdzekli, kas izmanto no atjaunojamiem energoresursiem iegūtu biodegvielu (tai skaitā biogāzi, biodieļdegvielu, bioetanolu)

Ievades dati pirms pasākuma istenošanas:

Degvielas veids, atbilstoši transportlīdzekļa tipam

Dizeldegviela (Autotransports, Dzelzceļš, Jūras transports)

Transportlīdzekļa vidējais izlīdzinātais degvielas patēriņš, l/100km

6,44

Ievades dati pēc pasākuma istenošanas:

CO₂ emisijas faktors enerģētikai no atjaunojamiem energoresursiem, tCO₂/MWh

0

APRĒKINĀT

Transportlīdzekļa vidējais nobraukums gadā kopā tā pirmreizējās reģistrācijas Latvijā, km/gadā

20000

Rezultāts (pirms pasākuma
istenošanas)

3.43

tCO₂ ekv./gadā

Aprēķinātais SEG emisiju apjoms pirms
pasākuma istenošanas

Rezultāts (pēc pasākuma
istenošanas)

0

tCO₂ ekv./gadā

Aprēķinātais SEG emisiju apjoms pēc
pasākuma istenošanas

Izmaiņas

3.43

tCO₂ ekv./gadā
(100%)

SEG emisiju apjoma izmaiņas
3.43 tCO₂ ekv./gadā vai 100%

Fig. 4.4. GHG emissions calculator single scenario modelling results

CO₂ emissions calculator for your car

Calculate your car emissions and make a contribution to climate protection:

Distance traveled

 km

+ 1000 + 500 + 100 = 0

Fuel type

Fuel consumption

 Liters/100km

CALCULATE

Your Trip:

Calculation of a distance of 20,000 km, Fuel: Diesel

CO₂ amount: 6.0 t

Fig. 4.5. GHG emissions calculator single scenario modelling results

4.2. Use of GHG emission methodologies as defined by the Cabinet of Ministers

In order to calculate the volume of GHG emissions before and after the implementation of the measure (in this case, assuming that fossil fuel is replaced by pure HVO), data characterizing the measure is used. If different types of energy resources or energy sources are used before or after the implementation of the measure, the amount of GHG emissions is calculated separately for each type of energy resources or energy sources used (LR Ministru kabinets, 2018). In this calculation, the designations and units of measurement of the variables are used, as specified in the Cabinet Regulations.

The amount of GHG emissions before the implementation of the measure from a vehicle using fossil fuel is calculated using the formula:

$$m_{SEG_{before}} = \frac{L \cdot C}{1000} \cdot \rho \cdot Q_z^d \cdot K_{CO_2}, \quad (4.1)$$

where $m_{SEG_{before}}$ – amount of GHG emissions before the implementation of the

measure, t CO₂e per year;

L – average fuel consumption of the vehicle, 1 km⁻¹ (taken from experimental studies, performing a combined cycle – 0.0644);

C – average annual mileage of the vehicle since its first registration in Latvia, km year⁻¹ (assumed 20000);

1000 – coefficient for fuel consumption conversion from litres to cubic metres;

ρ – fossil fuel density, t m⁻³ (from the annex to the Cabinet Regulations 0.8370, for the fuel used in the experiments 0.8363);

Q_z^d – lowest heat of combustion of fossil fuel, TJ t⁻¹ (from the annex to the Cabinet Regulations 0.0430, for the fuel used in the experiments 0.0435);

K_{CO_2} – CO₂ emission factor for fossil fuel, t CO₂ TJ⁻¹ (from the annex to the Cabinet Regulation 74).

Using the values of the Cabinet Regulations in the calculations, the amount of GHG emissions before the implementation of the measure is 33.470 t CO₂e per year. Using the fuel values used in the experiments, this value is practically identical, i.e. 3.467 t CO₂e per year. As can be seen, this number is very close to the result of the *Greenhouse Gas (GHG) Emissions Calculator* in Figure 4.4 (Klimata pārmaiņu portāls, 2021). Since this calculator is built in Latvia, it is most likely powered by formulas in accordance with the rules of the Cabinet Regulations, which also explains why the input data field “CO₂ emission factor for energy from renewable energy sources” is not available for input. Paragraph 40.4 of the rules states that if a vehicle using fossil energy resources is replaced by a vehicle using biofuel obtained from renewable energy resources, the amount of GHG emissions after the implementation of the measure is 0 t CO₂e per year. According to the Paragraph 9 of the Cabinet Regulations (LR Ministru kabinets, 2018), the changes in GHG emissions are calculated using the formula:

$$m_{SEG_A} = m_{SEG_{before}} - m_{SEG_{after}}, \quad (4.2)$$

where m_{SEG_A} – changes in GHG emissions, t CO₂e per year;

$m_{SEG_{before}}$ – amount of GHG emissions before the implementation of the measure, t CO₂e per year;

$m_{SEG_{after}}$ – amount of GHG emissions after the implementation of the measure, t CO₂e per year.

The result of this formula is of course the same as the GHG emissions before the implementation of the measure, i.e. 3.470 t CO₂e per year. The explanation is that GHG emissions from HVO classifies as renewables, while fossil diesel fuels are classified as petroleum products. However, experiments around the world prove that even in the case of HVO use, emissions also contain high levels of CO₂ and other harmful components.

Therefore, before evaluating the changes in GHG emissions obtained in experimental studies, the number obtained according to the methodology of the Cabinet Regulations can be compared with those found in various information sources. One of them (Johnston Oils, 2023) mentions the fact that for every 1000 litres of diesel fuel burned, 3.6 t CO₂e is produced, compared to only 195 kg for every 1000 litres of burned HVO. However, it should be noted that this is information from the HVO manufacturer, which may not be objective. In a study conducted in Sweden (Andersson, Börjesson, 2021), the CO₂ equivalent of HVO fuel is given as 8.8 g MJ⁻¹ (also t TJ⁻¹). Therefore, the values of fuel consumption, density and heat of combustion used in the experiments can be used to calculate

a more realistic amount of GHG emissions after the implementation of the measure according to formula (4.1):

$$m_{SEG_{after}} = \frac{0.0664 \cdot 20000}{1000} \cdot 0.7789 \cdot 0.0439 \cdot 8.8 \approx 0.40 \text{ t CO}_2\text{e per year.}$$

Then, according to formula (4.2), the potential change in GHG emissions can be calculated – a reduction of 3.07 t CO₂e per year. So the reduction is about 88%.

4.3. Calculation of GHG emissions based on experimental data

When testing vehicles to determine changes in emissions from biofuels, researchers around the world have been using the same parameters for comparison for several decades – typically NO_x, CO, CO₂, SO₂ and unburned hydrocarbons HC. However, these are not all attributable as direct greenhouse gases. If the CO₂ content in exhaust gases is always determined from this group, then CO and NO_x belong to indirect GHG gases, while CH₄ is one of the components of unburned hydrocarbons, but N₂O (which is not part of NO_x) is mentioned only in some publications.

Analysing the exhaust gases, all these components tend to decrease when running *Opel Insignia* on HVO fuel compared to FDD. Furthermore, the reduction was found in all tested driving modes. NO_x decreased on average by 6.8%, HC – by 37.5%, SO₂ – by 13.1%, CO₂ – by 5.0%. No CO was present in the exhaust gases when using HVO fuel.

In the experimental studies of the *Class Ares 557ATX* tractor, the average NO_x reduction using HVO fuel compared to fossil diesel fuel was 11.8%. The amount of total unburnt hydrocarbons HC, CO and CO₂ also decreased – by 26.4, 14.5 and 5.2%, respectively. Thus, the use of pure HVO fuel has a positive impact on the environment.

Operating the *Opel Insignia* car with 7% blends of biodiesel (BioDD7) and HVO (HVO7) with fossil diesel fuel and comparing them both with each other and with FDD, it was found that when using HVO7 fuel, the CO₂ content in the exhaust gases does not change essentially, compared to FDD, NO_x content decreases by approximately 4.5% and SO₂ by 9%. Unburned hydrocarbons increase by about 15%, and CO – about 2 times. When using HVO7 fuel, compared to BioDD7 fuel, NO_x decreases by approximately 4%, CO₂ by 3%, SO₂ by 55%, and the content of unburned hydrocarbons approximately 3.5 times, while CO increases by approximately 90%. Thus, not all components of the exhaust gases are positively affected by the use of blended fuels.

The tests of the research engine *KOHLER KDI 1903* gave the most controversial results. If, in the case of using pure HVO, the content of CO and NO_x in emissions increased by an average of 3% over the entire engine crankshaft speed range, CO₂ remained practically unchanged, but HC decreased by 60%, then the use of blended fuel HVO5 increased the content of all these components from 8% up to 1.4 times. This confirms the point made in other studies that

emission trends can vary widely depending on the type of engine used, test conditions, specific fuel properties, as well as whether the experiments are carried out using engine benches or vehicles as a whole, including exhaust gas neutralisation systems.

Since the exhaust gas analytical equipment used in the experiments actually measures more than 20 different exhaust gas components, and calculates several more, the accumulated test files of the equipment separately provide data for both N₂O and CH₄ – one of the seven components of unburned hydrocarbons.

Processing the data in the same way as all other components analysed so far, Figure 4.6 shows the changes in the content of N₂O and CH₄ in the exhaust gases when the car is operated with both fuels. The data is given for the combined IM-240 cycle, as it most closely matches the real operating conditions of the car.

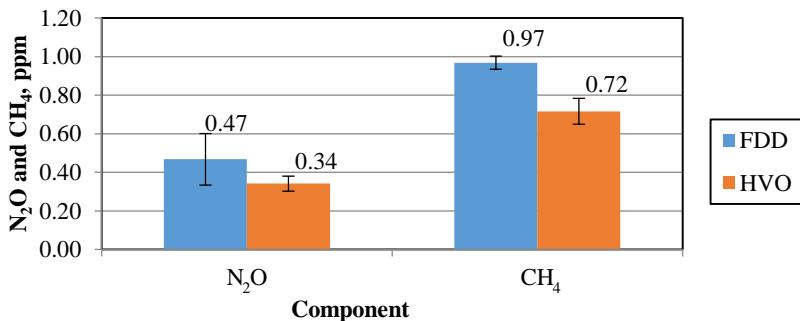


Fig. 4.6. Changes in the content of N₂O and CH₄ in the exhaust gases running *Opel Insignia* on HVO and FDD during the IM-240 cycle

The N₂O content was reduced by about 37% using HVO compared to FDD, while CH₄ by 35%. However, it should be noted that in absolute units (ppm) the content of these components is less than 1, i.e. less than 0.001%, in contrast to components measured in tens (HC), hundreds (NO_x) and even tens of thousands (CO₂) ppm.

To estimate the total changes in GHG emissions for the three components – CO₂ (results in Figure 3.7), N₂O and CH₄, taking into account their harmfulness, the global warming potential indices determined by IIPC AR5 were used, which indicate that the impact of methane and monovalent nitrogen on the climate is 28 and 265 times more climate forcing than CO₂, respectively (Greenhouse Gas Protocol, n.d.). For the following calculations, these coefficients are denoted by K_{CH_4} and K_{N_2O} , respectively. Since the purpose of these calculations is not to determine absolute numbers, but the changes when comparing the two fuels, formula (4.1) has been adapted for this purpose. Moreover, nowhere is it stated how the CO₂ emission factor for each of the fuels is actually determined. Therefore, the ratio of the emission factors of the two fuels is replaced by the ratio of a temporarily accepted unit of measurement, denoted ppm CO_{2e}. The results of its calculations are summarized in Table 4.1.

Table 4.1. Calculation of total GHG emissions running *Opel Insignia* on HVO and FDD

Fuel	CO ₂		N ₂ O		CH ₄		Total	
	ppm CO ₂ e	ppm	K _{N2O}	ppm CO ₂ e	ppm	K _{CH4}	ppm CO ₂ e	
FDD	58640.56	0.47	265	124.55	0.97	28	27.16	58792.27
HVO	56891.67	0.34	265	90.10	0.72	28	20.16	57001.93

Pielāgojot (4.1) formulu, var atteikties no MK noteikumos izmantoto mērvienību lietošanas, bet izmantot tās SI sistēmas mērvienības, kas lietotas eksperimentālajos pētījumos, jo, nosakot attiecību, kur vienas degvielas parametri dalīti ar otras degvielas atbilstošajiem parametriem identiskās mērvienībās, gala rezultātā iegūst skaitli, kas nav atkarīgs no lietotajām mērvienībām:

$$K_{SEG_A} = \frac{L_{FDD} \cdot C \cdot \rho_{FDD} \cdot Q_z^{FDD} \cdot K_{ppm\ CO_2e}^{FDD}}{L_{HVO} \cdot C \cdot \rho_{HVO} \cdot Q_z^{HVO} \cdot K_{ppm\ CO_2e}^{HVO}}, \quad (4.3)$$

where K_{SEG_A} – GHG emissions change factor;

L_{FDD} and L_{HVO} – average vehicle fuel consumption with FDD and HVO, l per 100 km (taken from experimental studies when performing a combined cycle – 6.44 and 6.64, respectively);

C – average annual mileage of the vehicle since its first registration in Latvia, km year⁻¹ (assumed 20000);

ρ_{FDD} and ρ_{HVO} – density of FDD and HVO, kg m⁻³ (for the fuels used in the experiments 836.3 and 778.9, respectively);

Q_z^{FDD} and Q_z^{HVO} – lowest heat of combustion of FDD and HVO, MJ kg⁻¹ (43.5 un 43.9, respectively);

$K_{ppm\ CO_2e}^{FDD}$ and $K_{ppm\ CO_2e}^{HVO}$ – total GHG emissions calculated in Table 4.1, ppm CO₂e (FDD – 58792.27, HVO – 57001.93).

$$K_{SEG_A} = \frac{6.44 \cdot 20000 \cdot 836.3 \cdot 43.5 \cdot 58792.27}{6.64 \cdot 20000 \cdot 778.9 \cdot 43.9 \cdot 57001.93} \approx 1.064.$$

As can be seen, the changes are relatively small – the use of HVO reduces GHG emissions emitted directly from the car by 6.4%.

This raises the question why, when defining the CO₂ emission factor of each fuel, for FDD it is as in the in the Cabinet Regulations, i.e. 74 t CO₂ TJ⁻¹ (it is also within the limits of 72 – 78 t CO₂ TJ⁻¹ given in other sources of information), but for biofuel, including HVO defines it as 0 or close to it, despite the fact that harmful emissions are emitted from vehicles regardless of the fuel used. The main argument in this case is the origin of the fuel – biofuels are produced from renewable resources as opposed to fossil fuels.

The problem of the “full life cycle of fuel” also crystallizes here, which could be the subject of a separate PhD thesis, as it would be worth evaluating not only the direct emissions from vehicles (the numerically and percentage-wise small

differences compared to fossil diesel have been obtained not only in this thesis but in practically all biofuel studies carried out in different countries around the world), but in the entire cycle of fuel production and use, i.e. fuel feedstock and fuel production, transportation, distribution, etc. processes. This is similar to the case of the use of electric vehicles – on the one hand, they do not emit direct emissions at all, but during the manufacturing process of the vehicles themselves and their components (e.g. batteries), GHG emissions are generated, which, of course, can be separated again, whether they are produced from renewable energy resources or fossils. The same applies to the operation of an electric car – if the electricity is from renewable energy sources, the CO₂ emission factor is 0, but otherwise it is calculated based on the figures set for each type of fuel from which this electricity was obtained (LR Ministru kabinet, 2018).

In fact, it can be concluded that replacing fossil fuels with biofuels alone can only partially solve climate problems. In order to implement the long-term emission reduction strategy and climate plans, as well as to achieve the targets for 2025, 2030, etc. up to 2050, action must be taken in a complex manner – continuing to develop and introduce electric, hydrogen-powered and hybrid vehicles, advanced biofuels and other renewable and low-carbon fuels, while ensuring the development of infrastructures for charging and refuelling vehicles.

4.4. Economic assessment of the use of HVO fuel

Since there are relatively few HVO fuel plants in the world, and their number has not significantly increased in the last 10 years, and also considering that manufacturers never provide information on the real cost of fuel, fuel prices can only be roughly estimated by analysing the possibilities of buying this fuel at fuel stations. It is also impossible to determine how much HVO fuel is blended with fossil diesel fuel on any given day, as fuel certificates are prepared for specific batches over a longer period of time. Therefore, the formation of prices can only be assessed if the analysis of the specific sample is carried out, determining the HVO content in the fuel and knowing the selling price of each fuel sample.

Such a situation occurred only twice during the development of this work – in one case, the price of fossil diesel fuel was 1.50 EUR l⁻¹, pure HVO – 2.97 EUR l⁻¹, FDD and a blend of about 5% HVO – 1.60 EUR l⁻¹, in the other case 1.32, 1.97, 1.44 EUR l⁻¹, respectively, but this time with about 10% HVO in the blend.

By performing simple calculations, it can be concluded that the price of blended fuel can be roughly determined by knowing the price of pure HVO and FDD and the percentage of HVO blended.

Unfortunately, the price of pure HVO, which is approximately 1.5 – 2 times higher than the price of fossil diesel fuel, cannot in any way motivate vehicle users to use it either in its pure form or in blends for environmental reasons alone, if there are no other tangible benefits are given, for example significant fuel economy, power increase or beneficial effects on vehicle systems. That is why, at present, from an economic point of view, there are partially sufficient

arguments for the use of only low-content blended fuels, because the 6 – 9% price increase is somewhat compensated by the fact that HVO blend is much more “friendly” in terms of power and fuel consumption changes than the 1st generation biodiesel blend, especially during periods when it is mandatory for fuel dealers. Comparing these two blends, HVO is also non-aggressive to those components of the fuel system that were affected when using biodiesel. In addition, it also has lower NO_x, HC, SO₂ and CO₂ emissions compared to FDD and biodiesel blends.

In order to change the situation, the solution, which does not depend on either the end users of the fuel or the researchers, is to reduce the cost of HVO and the subsequent marketing price. But it is up to the fuel producers – to find cheaper raw materials, reduce costs in the production process and open new production plants. Researchers can contribute to this by conducting trials and promoting the good properties of the fuel.

Failing this, the only possible drastic measures are those already mentioned in some studies (Szeto, Leung, 2022), which of course would be very unpleasant for motor vehicle users, for example, introducing decreasing monthly quotas for fossil fuel consumption for each car, but additional fuel needs providing with 100% HVO or some other latest generation fuel.

In such a case, complex administrative measures, development of laws, regulations and special information systems should be expected, where at the end of the year or at the next technical inspection of vehicles, comparing the kilometres travelled and fuel receipts, in case the quota fossil fuel quota is exceeded, an increased road, environmental or etc. tax is applied. However, such a scenario should be regarded as undesirable, because, first of all, it is only an abstract idea, but most importantly, the use of police methods never promotes the loyalty and support of the citizens of any country. A more recommended option would be not to punish non-use, but to reward the use of renewable resources, such as tax discounts, parking permits, etc. At the same time, the impact of renewable fuels on the environment in the long term should be promoted more, appealing not only to one's health, but also to the health of future generations.

Car manufacturers should also play an active role, for example, by performing alternative calibration of engine control units for HVO (Hunicz et al., 2020). Considering HVO's easier self-ignition and thus longer combustion time, which reduces mechanical particulate and soot emissions, researchers in different countries (Kopperoinen et al., 2011; Pflaum et al., 2010) proved that the use of HVO extends the regeneration interval of DPF. Since regeneration generally increases fuel consumption, long-term fuel economy and environmental benefits could be higher than in short-term studies.

However, if the use of pure HVO cannot be implemented due to infrastructural, technical or administrative difficulties, the use of FDD and HVO blends should be encouraged, as it can at least partially reduce GHG emissions and contribute to the fulfilment of regulatory control numbers in the use of renewable fuels (Szeto, Leung, 2022).

CONCLUSIONS AND PROPOSALS

1. The analysis of the researches carried out in different countries allows to conclude that HVO can be produced from a very wide range of biomass feedstocks, such as vegetable oil, animal fat, waste oil, algae, etc. Depending on the raw materials used, it can be a second, third or even fourth generation biofuel. HVO almost does not have the undesirable properties of the first generation biofuels, which are related to their effect on various components of the fuel system. The trends in HVO fuel efficiency, fuel consumption and emissions compared to fossil diesel and biodiesel fuel, found in studies, are very different depending on the type of engine used, the test conditions, the equipment used, the characteristics of the specific fuels, etc. Since HVO is a relatively new fuel, research summaries highlight the need for further research to cover as wide a range of subjects as possible.
2. A theoretical and experimental research methodology has been developed, which includes five research programs PP-1 – PP-5, covering various research objects (car, tractor and research engine). The research programmes use the same devices, where the specificities of the test objects allow, in order to avoid that the overall results of the research are influenced by the use of different devices. For each research program, a description of the test objects and equipment, the sequence of conducting the research, the description of the test conditions, the description of the tests to be performed, the analysis of the factors influencing the values of the parameters obtained in the tests, the justification of the required accuracy of measurements and the number of repetitions, as well as the form of the presentation of the test results are described.
3. The results of the experiments show that when working with pure HVO and fossil diesel fuel, the maximum power difference of the *Opel Insignia 2.0 CDTi* car is 0.34% (HVO – 82.13 kW, FDD – 81.85 kW), the maximum torque difference – 0.86% (HVO – 276.85 N m, FDD – 274.49 N m). Similar trends, but larger differences in numbers were found in the studies of the *KOHLER KDI 1903* engine – the maximum power difference is 1.4% (HVO – 26.0 kW, FDD – 25.7 kW), but the maximum torque difference – 1.2% (HVO – 119.5 N m, FDD – 118.1 N m). The opposite trend is found in the studies of the *Class Ares 557ATX* tractor, where the effective power and torque of the engine using HVO fuel decreases compared to fossil diesel fuel. The average reduction in power and torque over the entire PTO speed range was approximately 5.0%. It is confirmed in the review of the situation that trends and values may differ for different vehicles due to differences in power supply, exhaust gas recirculation, etc. systems.
4. Running the car *Opel Insignia 2.0 CDTi* with fossil diesel fuel and HVO7 and BioDD7 blends, it was found that the maximum power of the car with FDD is 84.1 kW, with BioDD7 – 82.3 kW, and with HVO7 – 84.2 kW. The maximum power difference for FDD and HVO7 fuel is 0.16%, which is

considered to be insignificant. Running the car with BioDD7 produces 2.12% less maximum power compared to FDD and 2.28% less power compared to HVO7 fuel. The maximum torque with FDD is 281.5 N m, with BioDD7 – 277.9 N m, and with HVO7 – 282.1 N m. The difference in maximum torque between FDD and HVO fuels is 0.20%, which is considered to be insignificant. The vehicle develops 1.3% less torque with BioDD7 compared to FDD and 1.5% less torque compared to HVO7 fuel. Running the *KOHLER KDI 1903* engine with HVO5 fuel, the maximum power is 26.2 kW and the maximum torque is 120.9 N m. There is a 2% increase in maximum power and a 2.4% increase in maximum torque compared to the FDD (25.7 kW and 118.1 N m). The change trends compared to the passenger car studies are similar, but with different growth values.

5. Testing the *Opel Insignia 2.0 CDTi* car, the average HVO fuel consumption in liters per 100 km of all driving modes exceeds FDD consumption by about 4%. Since the calculations show that HVO has 5.37% less energy than FDD in the same volume of compressed fuel, approximately the same percentage can be predicted to increase the maximum fuel consumption. The average hourly fuel consumption of the *Class Ares 557ATX* tractor over the entire PTO speed range using HVO was about 1% lower compared to diesel, but the increase in specific fuel consumption was 4.1% higher due to the lower developed engine power. This increase correlates with the car's testing results. Operating the *KOHLER KDI 1903* engine with pure HVO, the maximum average hourly fuel consumption in the entire range of crankshaft revolutions is 1% higher than FDD, but when comparing the specific fuel consumption data, a decrease in the specific fuel consumption of HVO is observed – 0.86% compared to fossil diesel fuel due to the higher power developed with HVO fuel.
6. Running the *Opel Insignia 2.0 CDTi* with FDD and HVO7 and BioDD7, the average fuel consumption of FDD and HVO7 differs by only 0.07%, which is considered to be insignificant. When running a car with BioDD7, the consumption is on average 3.11% higher compared to FDD, and on average 3.03% higher compared to HVO7 fuel.
7. Running the *Opel Insignia* car and the *Class Ares 557ATX* tractor with pure HVO, it can be concluded that all exhaust gas components, that are usually compared in studies of different fuels, tend to decrease compared to fossil diesel. NO_x reduction is 6.8 – 11.8%, HC – 26.4 – 37.5%, CO₂ – 5.0 – 5.2%, and CO up to 14.5%. Thus, the use of pure HVO fuel has a positive impact on the environment.
8. Running the *KOHLER KDI 1903* engine with pure HVO, the content of NO_x and CO in the exhaust gases in the entire range of engine crankshaft revolutions increased by an average of 3.0%, compared to FDD, the content of HC decreased by an average of 60%. The CO₂ content increased by 0.9% on average, and this difference is considered to be insignificant. But unlike

- in the car and tractor studies, the engine is not equipped with an exhaust gas neutralization system.
- 9. In the case of using blended fuels, not all exhaust gas components show a positive trend, however, HVO 7% blend to fossil fuel, compared to the same blend of biodiesel, can be considered more environmentally friendly, with a reduction of about 4% in NO_x, 3% in CO₂, 55% in SO₂ and about 3.5 times in unburned hydrocarbons.
 - 10. The results of the modelling studies are close to the experimental results, i.e. the difference in power and torque of HVO7 compared to FDD is insignificant, while almost 2% higher power and torque is developed compared to BioDD7. When modelling fuel consumption, the trends of differences between HVO7 and FDD are similar to those found in experiments, but in experimental studies the differences in fuel consumption between HVO7 and BioDD7 were greater compared to modelling studies.
 - 11. The simulation results show that in the case of using pure HVO, compared to fossil diesel fuel, the maximum power and torque reduction can reach 1.33%, and the fuel consumption increase – 2.26%. Considering the most realistic scenario for the near future, i.e. the use of HVO15 blended fuels, the predicted power and torque reduction of 0.24% and fuel consumption increase of 0.30% are negligible in vehicle operation.
 - 12. Analysing the direct GHG content of N₂O, CH₄, and CO₂ in the exhaust gases from the car studies, HVO resulted in reductions of around 37, 35 and 5%, respectively, compared to FDD. Taking into account the global warming potential index of each component, the use of HVO reduces GHG emissions emitted directly from the car by 6.5%.
 - 13. Using the formulas and values of the Cabinet Regulations and assuming the mileage of the car used in the tests to be 20000 km per year, the reduction in the amount of GHG emissions is approximately 3.5 t CO₂e per year, but, assuming the CO₂ equivalent values of HVO fuel reports in other studies, approximately 3.1 t CO₂e per year. The reduction is therefore at least 88%.
 - 14. Considering that the price of pure HVO is approximately 1.5 – 2 times higher than the price of fossil diesel fuel, it is difficult to motivate vehicle users to use it, especially in its pure form. Therefore, currently, from an economic point of view, there are partially sufficient arguments for the use of only low-content blended fuels, because the 6 – 9% price increase is compensated by the fact that HVO blend is much more “friendly” in terms of power, fuel consumption and climate change than classic biodiesel blend.
 - 15. If the use of pure HVO cannot be implemented for a few more years due to infrastructural, technical, economic or administrative difficulties, the use of FDD and HVO blends should be expanded, as it can at least partially reduce GHG emissions and contribute to the fulfilment of regulatory control figures for the use of renewable fuels.

KOPSAVILKUMA INFORMĀCIJAS AVOTU
BIBLIOGRĀFISKAIS SARAKSTS / BIBLIOGRAPHICAL
LIST OF SOURCES OF INFORMATION USED IN THE
SUMMARY

1. Aatola H., Larmi M., Sarjovaara T., Mikkonen S. (2009). Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) as a Renewable Diesel Fuel: Trade-off between NO_x, Particulate Emission, and Fuel Consumption of a Heavy Duty Engine. *SAE International Journal of Engines*, Vol. 1, pp. 1251–1262.
2. AC Dyno and CADET Compact. (2019). Q181211a. Sierra CP Engineering Systems Ltd., Malvern, UK; 22 p.
3. Ajanovic A. (2011). Biofuels versus food production: Does biofuels production increase food prices? *Energy*, Vol. 36, pp. 2070–2076. DOI: 10.1016/j.energy.2010.05.019
4. Alkhayat S. A., Joshi G. D., Henein N. (2021). Analysis and Correlation of Ignition Delay for Hydrotreated Vegetable Oil and Ultra Low Sulfur Diesel and Their Blends in Ignition Quality Tester. *Fuel*, Vol. 289, pp. 1–11. DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119816
5. Andersson Ö., Börjesson P. (2021). The greenhouse gas emissions of an electrified vehicle combined with renewable fuels: Life cycle assessment and policy implications. *Applied Energy*, Vol. 289, pp. 1–11. DOI: 10.1016/j.apenergy.2021.116621
6. Anenberg S., Miller J., Henze D., Minjares R. (2019). A global snapshot of the air pollution-related health impacts of transportation sector emissions in 2010 and 2015. In: *Intern. Council on Clean Transportation Report*. Washington, DC, USA; 55 p.
7. Arvidsson R., Persson S., Fröling M., Svanström M. (2011). Life cycle assessment of hydrotreated vegetable oil from rape, oil palm and Jatropha. *Journal of Cleaner Production*, Vol. 19 (2–3), pp. 129–137. DOI: 10.1016/j.jclepro.2010.02.008
8. AVL KMA Mobile Fuel Consumption Measuring System. (2008). AT2262E, Rev. 02, AVL List GmbH, Graz, Austria; 96 p.
9. AVL SESAM FTIR user's Manual. (2007). AT2547E, Rev. 10, AVL Emission Test Systems GmbH, Gaggenau, Germany; 104 p.
10. Awogbemi O., Von Kallon D. V., Onuh E. I., Aigbodion V. S. (2021). An overview of the classification, production and utilization of biofuels for internal combustion engine applications. *Energies*, Vol. 14, pp. 1–42. DOI: 10.3390/en14185687
11. Bezergianni S., Dimitriadis A. (2013). Comparison between different types of renewable diesel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 21, pp. 110–116. DOI: 10.1016/j.rser.2012.12.042
12. Bezergianni S., Dimitriadis A., Chrysikou L. P. (2014). Quality and sustainability comparison of one- vs. two-step catalytic hydroprocessing of waste cooking oil. *Fuel*, Vol. 118, pp. 300–307. DOI: 10.1016/j.fuel.2013.10.078
13. Birzietis G., Pirs V., Dukulis I., Gailis M. (2017). Effect of commercial diesel fuel and hydrotreated vegetable oil blend on automobile performance. *Agronomy Research*, Vol. 15 (S1), pp. 964–970.
14. Bjørgen K. O. P., Emberson D. R., Løvås T. (2020). Combustion and soot characteristics of hydrotreated vegetable oil compression-ignited spray flames. *Fuel*, Vol. 266, pp. 1–13. DOI: 10.1016/j.fuel.2019.116942

15. Bohl T., Smallbone A., Tian G., Roskilly A. P. (2018). Particulate number and NOx trade-off comparisons between HVO and mineral diesel in HD applications. *Fuel*, Vol. 215, pp. 90–101. DOI: 10.1016/j.fuel.2017.11.023
16. Bohl T., Tian G., Smallbone A., Roskilly A. P. (2017). Macroscopic spray characteristics of next-generation bio-derived diesel fuels in comparison to mineral diesel. *Applied Energy*, Vol. 186, pp. 562–573. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.10.082
17. Bortel I., Vávra J., Takáts M. (2019). Effect of HVO fuel mixtures on emissions and performance of a passenger car size diesel engine. *Renewable Energy*, Vol. 140, pp. 680–691. DOI: 10.1016/j.renene.2019.03.067
18. Cadrazco M., Santamaría A., Jaramillo I. C., Kaur K., Kelly K. E., Agudelo J. R. (2020). Characterization of renewable diesel particulate matter gathered from non-premixed and partially premixed flame burners and from a diesel engine. *Combustion and Flame*, Vol. 214, pp. 65–79. DOI: 10.1016/j.combustflame.2019.12.018
19. Callegari A., Bolognesi S., Ceconet D., Capodaglio A. G. (2020). Production technologies, current role, and future prospects of biofuels feedstocks: A state-of-the-art review. *Critical Reviews in Environmental Science and Technology*, Vol. 50, pp. 384–436. DOI: 10.1080/10643389.2019.1629801
20. Center for Climate and Energy Solutions. (n.d.). *Global Emissions*. [tiešsaiste] [skatīts 04/06/2023]. Pieejams: <https://www.c2es.org/content/international-emissions/>
21. Chau V. T., Chinda C., Preechar K., Sato S., Kosaka H. (2017). Optical study on combustion characteristics of hydrotreated vegetable oil and blends under simulated CI engine conditions and various EGR. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 31 (9), pp. 4521–4531. DOI: 10.1007/s12206-017-0852-3
22. Cheng Q., Tuomo H., Kaario O. T., Martti L. (2019). Spray dynamics of HVO and EN590 diesel fuels. *Fuel*, Vol. 245, pp. 198–211. DOI: 10.1016/j.fuel.2019.01.123
23. Chew B. C., Shen X. B., Ansell J., Hamid S. R., Oh Y. P. (2019). Review a Decade of BP's Technology Roadmap on the Next Generation Biofuels Development. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 268, pp. 1–11. DOI: 10.1088/1755-1315/268/1/012009
24. Chowdhury H., Loganathan B. (2019). Third-generation biofuels from microalgae: a review. *Current Opinion in Green and Sustainable Chemistry*, Vol. 20, pp. 39–44. DOI: 10.1016/j.cogsc.2019.09.003
25. Datta A., Hossain A., Roy S. (2019). An Overview on Biofuels and Their Advantages and Disadvantages. *Asian Journal of Chemistry*, Vol. 31 (8), pp. 1851–1858. DOI: 10.14233/ajchem.2019.22098
26. Demuynck J., Dauphin R., Yugo M., Villafuerte P. M., Bosteels D. (2021). Advanced emission controls and sustainable renewable fuels for low pollutant and CO₂ emissions on a diesel passenger car. *Sustainability*, Vol. 13, pp. 1–15. DOI: 10.3390/su132212711
27. Dimitriadis A., Natsios I., Dimaratos A., Katsaounis D., Samaras Z., Bezergianni S., Lehto K. (2018). Evaluation of a Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) and Effects on Emissions of a Passenger Car Diesel Engine. *Frontiers in Mechanical Engineering*, Vol. 4, pp. 1–19. DOI: 10.3389/fmech.2018.00007
28. Dukulis I. (2013). *Rapša eļļas degvielas izmantošana dīzeļmotoros un logistikā: promocijas darbs inženierzinātņu doktora (Dr.sc.ing.) zinātniskā grāda iegūšanai*. Jelgava: LLU; 169 p.

29. Dukulis I., Birkavs A. (2013). Development of model for running diesel engine on rapeseed oil. *Engineering for Rural Development*, pp. 319–325.
30. Dukulis I., Pirs V. (2009). Development of Driving Cycles for Dynamometer Control Software Corresponding to Peculiarities of Latvia. *Research for Rural Development*, pp. 95–102.
31. Ebadian M., van Dyk S., McMillan J. D., Saddler J. (2020). Biofuels policies that have encouraged their production and use: An international perspective. *Energy Policy*, Vol. 147, pp. 1–17. DOI: 10.1016/j.enpol.2020.111906
32. Erkkilam K., Nylund N. O., Hulkonen T., Tilli A., Mikkonen S., Saikonen P., Mamkinen R., Amberla A. (2011). Emission performance of paraffinic HVO diesel fuel in heavy duty vehicles. *SAE Technical Paper 2011-01-1966*. DOI: 10.4271/2011-01-1966
33. European Commission. (2019). The European Green Deal. *European Commission, COM/2019/640 Final*, pp. 1–24.
34. European Commission. (2021). Regulation of the European parliament and council on the deployment of alternative fuels infrastructure. *European Commission, COM/2021/559 Final*, pp. 1–48.
35. European Parliament. (2018). Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council on the promotion of the use of energy from renewable sources. *Official Journal of the European Union, L 328*, pp. 82–209.
36. Foundation myclimate. (n.d.). *What are CO₂ equivalents?* [tiešsaiste] [skatīts 04/06/2023]. Pieejams: <https://www.myclimate.org/information/faq/faq-detail/what-are-co2-equivalents/>
37. Greenhouse Gas Protocol. (n.d.). *Global Warming Potential Values*. Global Warming Potential Values. [tiešsaiste] [skatīts 07/31/2023]. Pieejams: https://www.ghgprotocol.org/sites/default/files/ghgp/Global-Warming-Potential-Values%28Feb%2016%29_1.pdf
38. Gren L., Malmborg V. B., Falk J., Markula L., Novakovic M., Shamun S., Eriksson A. C., Kristensen T. B., Svenssonsson B., Tunér M., Karjalainen P., Pagels J. (2021). Effects of renewable fuel and exhaust aftertreatment on primary and secondary emissions from a modern heavy-duty diesel engine. *Journal of Aerosol Science*, Vol. 156, pp. 1–16. DOI: 10.1016/j.jaerosci.2021.105781
39. Grid National. (2023). *What are greenhouse gases?* [tiešsaiste] [skatīts 04/06/2023]. Pieejams: <https://www.nationalgrid.com/stories/energy-explained/what-are-greenhouse-gases>
40. Happonen M., Heikkila J., Murtonen T., Lehto K., Sarjovaara T., Larmi M., Keskinen J., Virtanen A. (2012). Reductions in particulate and NOx emissions by diesel engine parameter adjustments with HVO fuel. *Environmental Science & Technology*, Vol. 46, pp. 6198–6204. DOI: 10.1021/es300447t
41. Helmane I. (2023). *Transporta sektorā jānosaka ambiciozāki mērķi virzībā uz klimatneutrālitāti*. Lvportals.Lv. [tiešsaiste] [skatīts 04/06/2023]. Pieejams: <https://lvportals.lv/norises/349454-transporta-sektora-janosaka-ambiciozaki-merkivirziba-uz-klimatneutrālitati-2023>
42. Hernández J. J., Rodríguez-Fernández J., Calle-Asensio A. (2020). Performance and regulated gaseous emissions of a Euro 6 diesel vehicle with Lean NOx Trap at different ambient conditions: Sensitivity to the type of fuel. *Energy Conversion and Management*, Vol. 219, pp. 1–11. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113023
43. Heywood J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2nd ed.). McGraw-Hill Education; 1028 p.

44. Hunicz J., Matijošius J., Rimkus A., Kiliukevičius A., Kordos P., Mikulski M. (2020). Efficient hydrotreated vegetable oil combustion under partially premixed conditions with heavy exhaust gas recirculation. *Fuel*, Vol. 268, pp. 1–16. DOI: 10.1016/j.fuel.2020.117350
45. Jaroonjitsathian S., Tipdecho C., Sukajit P., Namthirach N., Suppatvech S. (2013). Bio-Hydrogenated Diesel (BHD): renewable Fuel for Advanced Diesel Technology. *SAE Technical Paper 2013-01-0070*. DOI: 10.4271/2013-01-0070
46. Jeswani H. K., Chilvers A., Azapagic A. (2020). Environmental sustainability of biofuels: a review. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 476, pp. 1–37. DOI: 10.1098/rspa.2020.0351
47. Johnston Oils. (2023). *Clean our Air with HVO*. [tiešsaiste] [skatīts 04/20/2023]. Pieejams: <https://johnston-oils.co.uk/hvo/>
48. *KDI 1903M-KDI 2504M*. (2020). Owner manual, Kohler, California; 40 p.
49. Kim D., Kim S., Oh S., No S.-Y. (2014). Engine performance and emission characteristics of hydrotreated vegetable oil in light duty diesel engines. *Fuel*, Vol. 125, pp. 36–43. DOI: 10.1016/j.fuel.2014.01.089
50. Klimata pārmaiņu portāls. (2021). *Siltumnīcefekta gāzu (SEG) emisiju kalkulators: Transports*. [tiešsaiste] [skatīts 04/20/2023]. Pieejams: <https://klimatam.lv/iespejas/seg-aprekinasana/aptuvenam-novert-privatp/transports/?sel=4>
51. Koppenoien A., Kyto M., Mikkonen S. (2011). Effect of Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) on Particulate Filters of Diesel Cars. *SAE Technical Paper 2011-01-2096*. DOI: 10.4271/2011-01-2096
52. Kumar N., Sonthalia A., Tomar M., Koul R. (2021). An experimental investigation on spray, performance and emission of hydrotreated waste cooking oil blends in an agricultural engine. *International Journal of Engine Research*, Vol. 22 (7), pp. 2305–2317. DOI: 10.1177/1468087420928734
53. Kuronen M., Mikkonen S., Aakko P., Murtonen T. (2010). Hydrotreated Vegetable Oil as Fuel for Heavy Duty Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, Vol. 1. DOI: 10.4271/2007-01-4031
54. Labeckas G., Slavinskė S., Kanapkiene I. (2017). The individual effects of cetane number, oxygen content or fuel properties on the ignition delay, combustion characteristics, and cyclic variation of a turbocharged CRDI diesel engine – Part 1. *Energy Conversion and Management*, Vol. 148, pp. 1003–1027. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.06.050
55. Lakanen L., Grönman K., Väistönen S., Kasurinen H., Soininen A., Soukka R. (2021). Applying the handprint approach to assess the air pollutant reduction potential of paraffinic renewable diesel fuel in the car fleet of the city of Helsinki. *Journal of Cleaner Production*, Vol. 290, pp. 1–9. DOI: 10.1016/j.jclepro.2021.125786
56. Lapuerta M., Villajos M., Agudelo J. R., Boehman A. L. (2011). Key properties and blending strategies of hydrotreated vegetable oil as biofuel for diesel engines. *Fuel Processing Technology*, Vol. 92 (12), pp. 2406–2411. DOI: 10.1016/j.fuproc.2011.09.003
57. Li Y., Xu H., Cracknell R., Head R., Shuai S. (2019). An experimental investigation into combustion characteristics of HVO compared with TME and ULSD at varied blend ratios. *Fuel*, Vol. 255, pp. 1–9. DOI: 10.1016/j.fuel.2019.115757
58. Liu Y., Cruz-Morales P., Zargar A., Belcher M. S., Pang B., Englund E., Dan Q., Yin K., Keasling J. D. (2021). Biofuels for a sustainable future. *Cell*, Vol. 184 (6), pp. 1636–1647. DOI: 10.1016/j.cell.2021.01.052

59. LR Ministru kabinets. (2018). Siltumnīcefekta gāzu emisiju aprēķina metodika. *Latvijas Vēstnesis*, Nr. 18, 25. Janv.
60. LR Ministru kabinets. (2020). Par Latvijas Nacionālo enerģētikas un klimata plānu 2021.-2030. gadam. *Latvijas Vēstnesis*, Nr. 29, 11. Febr.
61. LR Saeima. (2010). *Latvijas ilgtspējīgas attīstības stratēģija līdz 2030. gadam*. [tiešsaiste] [skatīts 03/06/2023]. Pieejams: http://www.pkc.gov.lv/sites/default/files/images-legacy/LV2030/Latvija_2030.pdf
62. Makinen R., Nylund N. O., Erkkila K., Saikkonen P., Amerla A. (2011). Bus Fleet Operation on Renewable Paraffinic Diesel Fuel. *SAE Technical Paper 2011-01-1965*. DOI: 10.4271/2011-01-1965
63. Marasri S., Ewphun P. P., Srichai P., Charoenphonphanich C., Karin P., Tongroon M., Kosaka H. (2019). Combustion Characteristics of Hydrotreated Vegetable Oil-Diesel Blends under EGR and Low Temperature Combustion Conditions. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 20 (3), pp. 569–578. DOI: 10.1007/s12239-019-0054-3
64. Mat Aron N. S., Khoo K. S., Chew K. W., Show P. L., Chen W. H., Nguyen T. H. P. (2020). Sustainability of the four generations of biofuels – A review. *International Journal of Energy Research*, Vol. 44 (12), pp. 9266–9282. DOI: 10.1002/er.5557
65. *MD-1750 Chassis Dynamometer*. (2004). Maintenance & Service Manual. Twinsburg, USA; 68 p.
66. Mikkonen S., Honkanen M., Kuronen M. (2013). HVO, hydrotreated vegetable oil. A premium renewable biofuel for diesel engines. *9th International Colloquium “Fuels: Conventional and Future Energy for Automobiles,”* pp. 281–291.
67. Müller M., Šleger V., Čedík J., Pexa M. (2022). Research on the Material Compatibility of Elastomer Sealing O-Rings. *Polymers*, Vol. 14, pp. 1–14. DOI: 10.3390/polym14163323
68. Murtonen T., Aakko-Saksa P., Koponen P., Lehto K., Sarjovaara T., Happonen M., Heikkila J. (2012). Emission reduction potential with paraffinic renewable diesel by optimizing engine settings or using oxygenate. *SAE Technical Paper 2012-01-1590*. DOI: 10.4271/2012-01-1590
69. MyClimate. (2022). *CO2 emissions calculator for your car*. [tiešsaiste] [skatīts 04/20/2023]. Pieejams: https://co2.myclimate.org/en/car_calculators/new
70. Ndiaye M., Arhaliss A., Legrand J., Roelens G., Kerihuel A. (2020). Reuse of waste animal fat in biodiesel: Biorefining heavily-degraded contaminant-rich waste animal fat and formulation as diesel fuel additive. *Renewable Energy*, Vol. 145, pp. 1073–1079. DOI: 10.1016/j.renene.2019.06.030
71. Nikhom R., Mueanmas C., Suppalakpanya K., Tongurai C. (2020). Utilization of oil recovered from biodiesel wastewater as an alternative feedstock for biodiesel production. *Environmental Progress and Sustainable Energy*, Vol. 39, pp. 1–9. DOI: 10.1002/ep.13365
72. No S.-Y. (2014). Application of hydrotreated vegetable oil from triglyceride based biomass to CI engines – A review. *Fuel*, Vol. 115, pp. 88–96. DOI: 10.1016/j.fuel.2013.07.001
73. Nwoba E. G., Vadiveloo A., Ogbonna C. N., Ubi B. E., Ogbonna J. C., Moheimani N. R. (2020). Algal Cultivation for Treating Wastewater in African Developing Countries: A Review. *Clean Soil, Air, Water*, Vol. 48, pp. 1–14. DOI: 10.1002/clen.202000052
74. Oh Y. K., Hwang K. R., Kim C., Kim J. R., Lee J. S. (2018). Recent developments and key barriers to advanced biofuels: A short review. *Bioresource Technology*, Vol.

- 257, pp. 320–333. DOI: 10.1016/j.biortech.2018.02.089
75. Ovaska T., Niemi S., Sirviö K., Nilsson O., Portin K., Asplund T. (2019). Effects of alternative marine diesel fuels on the exhaust particle size distributions of an off-road diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 150, pp. 1168–1176. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.090
76. Pastor J. V., García-Oliver J. M., Micó C., García-Carrero A. A., Gómez A. (2020). Experimental study of the effect of hydrotreated vegetable oil and oxymethylene ethers on main spray and combustion characteristics under engine combustion network spray A conditions. *Applied Sciences*, Vol. 10, pp. 1–20. DOI: 10.3390/APP10165460
77. Pexa M., Čedík J., Mařík J., Höning V., Horníčková Š., Kubín K. (2015). Comparison of the operating characteristics of the internal combustion engine using rapeseed oil methyl ester and hydrogenated oil. *Agronomy Research*, Vol. 13 (2), pp. 613–620.
78. Pflaum H., Hofmann P., Geringer B., Weissel W. (2010). Potential of Hydrogenated Vegetable Oil (HVO) in a Modern Diesel Engine. *SAE Technical Paper 2010-32-0081*. DOI: 10.4271/2010-32-0081
79. Pinto F., Martins S., Gonçalves M., Costa P., Gulyurtlu I., Alves a., Mendes B. (2013). Hydrogenation of rapeseed oil for production of liquid bio-chemicals. *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 272–282. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.04.008
80. Pirs V. (2011). *Bioetanola izmantošana ottomotoros: promocijas darbs inženierzinātņu doktora (Dr.sc.ing.) zin. grāda iegūšanai*. Jelgava: LLU; 190 p.
81. Rantanen L., Linnaila R., Aakko P., Harju T. (2005). NExBTL - Biodiesel Fuel of the Second Generation. *SAE Technical Paper 2005-01-3771*. DOI: 10.4271/2005-01-3771
82. Rimkus A., Žaglinskis J., Stravinskas S., Rapalis P., Matijošius J., Bereczky Á. (2019). Research on the combustion, energy and emission parameters of various concentration blends of hydrotreated vegetable oil biofuel and diesel fuel in a compression-ignition engine. *Energies*, Vol. 12, pp. 1–18. DOI: 10.3390/en12152978
83. Rodríguez-Fernández J., Lapuerta M., Sánchez-Valdepeñas J. (2017). Regeneration of diesel particulate filters: Effect of renewable fuels. *Renewable Energy*, Vol. 104, pp. 30–39. DOI: 10.1016/j.renene.2016.11.059
84. Sadeghinezhad E., Kazi S. N., Sadeghinejad F., Badarudin A., Mehrali M., Sadri R., Reza Safaei M. (2014). A comprehensive literature review of bio-fuel performance in internal combustion engine and relevant costs involvement. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 30, pp. 29–44. DOI: 10.1016/j.rser.2013.09.022
85. Serrano L., Santana B., Pires N., Correia C. (2021). Performance, Emissions, and Efficiency of Biodiesel versus Hydrotreated Vegetable Oils (HVO), Considering Different Driving Cycles Sensitivity Analysis (NEDC and WLTP). *Fuels*, Vol. 2, pp. 448–470. DOI: 10.3390/fuels2040026
86. Šimáček P., Kubička D., Šebor G., Pospíšil M. (2009). Hydroprocessed rapeseed oil as a source of hydrocarbon-based biodiesel. *Fuel*, Vol. 88 (3), pp. 456–460. DOI: 10.1016/j.fuel.2008.10.022
87. Šimáček P., Kubička D., Šebor G., Pospíšil M. (2010). Fuel properties of hydroprocessed rapeseed oil. *Fuel*, Vol. 89 (3), pp. 611–615. DOI: 10.1016/j.fuel.2009.09.017
88. Singer A., Schröder O., Pabst C., Munack A., Bünger J., Ruck W., Krahl J. (2015). Aging studies of biodiesel and HVO and their testing as neat fuel and blends for exhaust emissions in heavy-duty engines and passenger cars. *Fuel*, Vol. 153 (2015),

- pp. 595–603. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.03.050
89. Singh D., Subramanian K. A., Garg M. O. (2018). Comprehensive review of combustion, performance and emissions characteristics of a compression ignition engine fueled with hydroprocessed renewable diesel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 81, pp. 2947–2954. DOI: 10.1016/j.rser.2017.06.104
90. Singh D., Subramanian K. A., Singal S. K. (2015). Emissions and fuel consumption characteristics of a heavy duty diesel engine fueled with Hydroprocessed Renewable Diesel and Biodiesel. *Applied Energy*, Vol. 155, pp. 440–446. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.06.020
91. Sonthalia A., Kumar N. (2019). Hydroprocessed vegetable oil as a fuel for transportation sector: A review. *Journal of the Energy Institute*, Vol. 92, pp. 1–17. DOI: 10.1016/j.joei.2017.10.008
92. Sonthalia A., Kumar N. (2021). Comparison of fuel characteristics of hydrotreated waste cooking oil with its biodiesel and fossil diesel. *Environmental Science and Pollution Research*, Vol. 28 (10), pp. 11824–11834. DOI: 10.1007/s11356-019-07110-w
93. Suarez-Bertoa R., Kousoulidou M., Clairotte M., Giechaskiel B., Nuottimäki J., Sarjovaara T., Lonza L. (2019). Impact of HVO blends on modern diesel passenger cars emissions during real world operation. *Fuel*, Vol. 235, pp. 1427–1435. DOI: 10.1016/j.fuel.2018.08.031
94. Subramaniam Y., Masron T. A., Azman N. H. N. (2020). Biofuels, environmental sustainability, and food security: A review of 51 countries. *Energy Research and Social Science*, Vol. 68, pp. 1–17. DOI: 10.1016/j.erss.2020.101549
95. Sugiyama K., Goto I., Kitano K., Mogi K. (2012). Effects of Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) as Renewable Diesel Fuel on Combustion and Exhaust Emissions in Diesel Engine. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, Vol. 5 (1), pp. 205–217. DOI: 10.4271/2011-01-1954
96. Sunde K., Brekke A., Solberg B. (2011). Environmental Impacts and Costs of Hydrotreated Vegetable Oils, Transesterified Lipids and Woody BTL—A Review. *Energies*, Vol. 4 (12), pp. 845–877. DOI: 10.3390/en4060845
97. Szeto W., Leung D. Y. C. (2022). Is hydrotreated vegetable oil a superior substitute for fossil diesel? A comprehensive review on physicochemical properties, engine performance and emissions. *Fuel*, Vol. 327, pp. 1–23. DOI: 10.1016/j.fuel.2022.125065
98. Thompson W., Meyer S. (2013). Second generation biofuels and food crops: Co-products or competitors? *Global Food Security*, Vol. 2, pp. 89–96. DOI: 10.1016/j.gfs.2013.03.001
99. United Nations. (2021). *Greenhouse Gas Emissions Calculator*. [tiešsaiste] [skatīts 04/20/2023]. Pieejams: <https://unfccc.int/documents/271269>
100. USA EPA. (2022). *Simplified GHG Emissions Calculator*. [tiešsaiste] [skatīts 04/20/2023]. Pieejams: <https://www.epa.gov/climateleadership/simplified-ghg-emissions-calculator>
101. Van Basshuysen R., Schaefer F. (2016). *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives* (2nd Editio). SAE International; 1134 p.
102. Veeramuthu A., Ngamcharussrivichai C. (2020). Potential of microalgal biodiesel: Challenges and applications. *Renewable Energy - Technologies and Applications*, Vol. 9, pp. 51–60. DOI: 10.5772/intechopen.91651
103. Wang H., Hao H., Li X., Zhang K., Ouyang M. (2009). Performance of Euro III

- common rail heavy duty diesel engine fueled with Gas to Liquid. *Applied Energy*, Vol. 86, pp. 2257–2261. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.02.004
- 104. Xin Q. (2011). *Diesel engine system design*. Woodhead Publishing Limited; 1088 p.
 - 105. Yehia O. R., Reuter C. B., Ju Y. (2019). Kinetic effects of n-propylbenzene on n-dodecane counterflow nonpremixed cool flames. *Combustion and Flame*, Vol. 208, pp. 262–272. DOI: 10.1016/j.combustflame.2019.07.006
 - 106. *ZW 500 Power Take-off Dynamometer*. (2013). Original Operating Instructions, BA060801-en, MAHA Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co; 30 p.