

Latvijas Lauksaimniecības universitāte
Latvia University of Life Sciences and Technologies
Tehniskā fakultāte
Faculty of Engineering



Mg. sc. ing. **Māris Gailis**

**BIOETANOLA SADEDZES KAITĪGO IZMEŠU SAMAZINĀŠANAS
IESPĒJAS DZIRKSTELAIZDEDZES MOTOROS**

***REDUCTION OF HARMFUL EMISSIONS FROM BIOETHANOL
COMBUSTION IN SPARK IGNITION ENGINES***

Promocijas darba KOPSAVILKUMS
Ph. D. zinātniskā grāda iegūšanai

SUMMARY
of the Doctoral thesis for the scientific degree of Ph. D.

Jelgava
2019

Darba izpildes vieta un laiks: Latvijas Lauksaimniecības universitāte, Alternatīvo degvielu zinātniskā laboratorija, 2012. gada septembris – 2019. gada septembris.

Darba zinātniskais vadītājs: asociētais profesors, Dr. sc. ing. Vilnis Pīrs.

Oficiālie recenzenti:

Dr. sc. ing. Dainis Viesturs;

Dr. chem. Kristaps Māliņš;

Ph. D. Risto Ilves.

Promocijas darba aizstāvēšana notiks Latvijas Lauksaimniecības universitātes Vides inženierijas un enerģētikas nozares, Lauksaimniecības inženierzinātnes apakšnozares promocijas padomes atklātajā sēdē 2020. gada 29. maijā, plkst. 10:00, Jelgavā, J. Čakstes bulv. 5, Tehniskajā fakultātē.

Ar promocijas darbu, pielikumiem un kopsavilkumu var iepazīties Latvijas Lauksaimniecības universitātes Fundamentālajā bibliotēkā, Jelgava, Lielā iela 2.

Atsauksmes sūtīt Promocijas padomes sekretāram, profesoram Dr. sc. ing. Ruslanam Šmigīnam, LLU Tehniskā fakultāte, J. Čakstes bulv. 5, LV-3001.

Promocijas padomes priekšsēdētājs: Dr. sc. ing. **Gints Birzietis.**

The research is carried out: Latvia University of Life Sciences and Technologies, Alternative Fuel Scientific Laboratory, September 2012 – September 2019.

The scientific advisor: assistant professor, Dr. sc. ing. Vilnis Pīrs.

The official reviewers:

Dr. sc. ing. Dainis Viesturs;

Dr. chem. Kristaps Māliņš;

Risto Ilves, Ph. D.

The Doctoral thesis will be defended in an open session of the Promotion Council of the sector of Environmental Engineering and Energy, subsector of Agricultural Engineering Sciences on May 29, 2020 at 10:00. Venue: 5 J. Čakstes boulevard, Jelgava, Faculty of Engineering.

The Doctoral thesis, the annex and summary are available at the Fundamental Library of Latvia University of Life Sciences and Technologies, 2 Lielā street, Jelgava.

Address for references: the secretary of the Promotion Council, professor Dr. sc. ing. Ruslans Šmigīns, 5 J. Čakstes boulevard, Jelgava, Faculty of Engineering, Latvia University of Life Sciences and Technologies, LV-3001.

Head of the Promotion Council: Dr. sc. ing. **Gints Birzietis.**

DOI: 10.22616/lluthesis/2020.002

SATURS

CONTENT

PĒTĪJUMA AKTUALITĀTE	4
PĒTĪJUMU OBJEKTS, HIPOTĒZE, MĒRĶIS UN UZDEVUMI	5
PĒTĪJUMU METODES	5
AIZSTĀVĒŠANAI IZVIRZĪTĀS TĒZES	6
ZINĀTNISKĀ NOVITĀTE	6
ZINĀTNISKĀ UN TAUTSAIMNIECISKĀ NOZĪME	6
PROMOCIJAS DARBA APROBĀCIJA	7
1. SADEKZES SĀKOTNĒJĀS FĀZES NORISES ATŠĶIRĪBAS STARP AUGSTA BIOETANOLA SATURA DEGVIELU UN BENZĪNU	9
1.1. Modeļa darbības robežas	9
1.2. Modeļa algoritms un matemātiskais pamatojums	9
1.3. Modelēšanas rezultāti un to novērtējums	11
2. AUGSTA BIOETANOLA SATURA DEGVIELAS SADEKZES PROCESA EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI	14
2.1. Eksperimentos izmantotie materiāli un lietotās iekārtas	15
2.2. Eksperimentu metodika	16
2.3. Eksperimentāli iegūtie rezultāti	19
3. AUGSTA BIOETANOLA SATURA DEGVIELAS LIETOŠANAS EKOLOĢISKUMA UN KONKURĒTSPĒJAS NOVĒRTĒJUMS	27
SECINĀJUMI UN PRIEKŠLIKUMI	30
TOPICALITY OF THE RESEARCH	32
THE OBJECT, HYPOTHESIS, AIM AND TASKS	33
RESEARCH METHODS	33
THESES SET FOR THE DEFENSE	34
SCIENTIFIC NOVELTY OF THE RESEARCH	34
SCIENTIFIC AND ECONOMIC IMPORTANCE	34
APPROBATION	35
1. DIFFERENCES IN THE EARLY PHASE OF COMBUSTION BETWEEN HIGH BIO-ETHANOL CONTENT FUEL AND GASOLINE	37
1.1. Limitation of the model	37
1.2. Algorithm and mathematical basis of the model	37
1.3. Modelling results and their assessment	40
2. EXPERIMENTAL RESEARCH ON HIGH BIO-ETHANOL CONTENT FUEL COMBUSTION	42
2.1. Materials for the research	42
2.2. Experimental methods	44
2.3. Experimental results	46
3. ASSESSMENT OF THE ECOLOGICAL AND ECONOMICAL ASPECTS OF HIGH BIOETHANOL CONTENT FUEL USE	54
CONCLUSIONS AND SUGGESTIONS	57
INFORMĀCIJAS AVOTU BIBLIOGRĀFISKAIS SARAKSTS	59
BIBLIOGRAPHY	59

PĒTĪJUMA AKTUALITĀTE

Klimata pārmaiņas ir viens no cilvēces pastāvēšanas lielākajiem apdraudējumiem. Eiropas ekonomiskās zonas valstīm saistoša ir Eiropas Parlamenta un padomes direktīva 2009/28/EK par atjaunojamo energoresursu izmantošanas veicināšanu. Tajā definēts, ka biodegvielas ir šobrīd vissvarīgākais alternatīvo degvielu vieds, kas var sekmēt CO₂ kopējo izmešu samazinājumu. Līdz 2020. gadam katrai ES dalībvalstij ir jāpanāk vismaz 10 % biodegvielas īpatsvars transporta degvielu patēriņā (Eiropas Padome, 2009).

Ekonomikas ministrijas aprēķinu prognoze rāda, ka ar šā brīža regulējumu degvielas tirgū ir iespējamas sasniegt aptuveni 4 % no atjaunojamo energoresursu īpatsvara transportā Latvijā (Ministru kabinets, 2017).

Autotransporta radītā kopējā siltumnīcefekta gāzu (SEG) emisija Latvijā kopš Kioto protokola pieņemšanas nav samazinājusies, tā vietā ir vērojams emisiju daudzuma pieaugums par 22 %. Samazināt SEG emisiju ir iespējams, lietojot alternatīvus enerģijas veidus, kuri iegūti ilgtspējīgā veidā.

Latvijā pieejamās biodegvielu ražošanas jaudas pārsniedz pieprasījumu. Lai palielinātu biodegvielu daļu kopējā transportam paredzētās degvielas daudzumā, ir jāveic pieprasījuma veicināšanas pasākumi. Bioetanols ir viena no alternatīvajām degvielām, ar kuru daļēji vai pilnībā aizstājot fosilas izcelsmes benzīnu, ir iespējams samazināt siltumnīcefekta gāzu emisiju un atsevišķu kaitīgo izmešu daudzumu (Ekonomikas ministrija, 2013).

Automobiļus, kas paredzēti darbam ar benzīnu, var pielāgot darbināšanai ar augsta bioetanola satura degvielu. Vairums ES tirgū piedāvāto degvielas pielāgošanas iekārtu paredzētas tikai degmaisījuma sastāva korekcijai, aizdedzes apstiežu leņķa korekcija netiek veikta (Gailis, Pirs, 2013).

ES direktīvā 2016/2284/EK iekļauta dalībvalstu apņemšanās samazināt noteiktu izmešu daudzumu, attiecībā uz 2005. gadā aprēķināto daudzumu. Vērtējot pieejamos datus, apņemšanos 2020. gadā sasniegt 32 % NO_x izmešu daudzuma samazinājumu, iespējams, Latvijā neizdosies sasniegt, ja netiks īstenoti papildu pasākumi (European Environment Agency, 2019; European Parliament and the Council of the European Union, 2016).

Dzirksteļ aizdedzes motorā notiekoša sadedzes procesa efektīvos un ekoloģiskos parametrus ietekmē degmaisījuma parametri un sadedzes norises sadalījums motora darba ciklā.

Apkopojot iepriekš veikto pētījumu par benzīna aizvietošanu ar bioetanolu, konstatēti vairāki neskaidri jautājumi. Aizdedzes apstiežu leņķa atšķirības starp benzīna un augsta bioetanola satura degmaisījumu, lai sasniegtu maksimālo griezes momentu (MGM), nav pietiekami izpētīta tēma, un līdzšinējo pētījumu rezultāti ir neskaidri un dažkārt pretrunīgi.

Teorētiski pamatots ir CO₂ izmešu daudzuma samazinājums, palielinot bioetanola daudzumu degvielā. Salīdzinot rezultātus, kurus ieguvuši dažādi pētnieki, redzams, ka tie ir atšķirīgi, un dažkārt pretrunīgi.

Aizvietojot benzīnu ar augsta bioetanolā satura degvielu, sagaidāms NO_x izmešu īpatnējā daudzuma samazinājums. Nav pietiekami izpētīts degvielas veidam atbilstoša aizdedzes apstādzes leņķa ietekmes relatīvais nozīmīgums attiecībā uz NO_x izmešu daudzumu.

Pēc iepriekš veikto pētījumu rezultātu analīzes izvirzīti promocijas darba hipotēze, mērķis un uzdevumi.

PĒTĪJUMU OBJEKTS, HIPOTĒZE, MĒRĶIS UN UZDEVUMI

Pētījumu objekts ir augsta bioetanolā satura degmaistījuma sadedzes process dzirksteļāzdedzes motorā.

Darba hipotēze: Aizvietojot benzīnu ar augsta bioetanolā satura degvielu, un koriģējot aizdedzes apstādzi atbilstoši degvielas veidam, iespējams būtiski samazināt kaitīgo izmešu daudzumu.

Pētījumu mērķis ir izpētīt benzīna aizvietošanas ar augsta bioetanolā satura degvielu ietekmi uz sadedzes procesa efektīvajiem un ekoloģiskajiem parametriem iekšdedzes motorā.

Pētījumu uzdevumi:

- 1) izstrādāt matemātisko modeli un algoritmu aizdedzes apstādzes leņķa korekcijas vērtību noteikšanai, benzīna lietošanai paredzētam dzirksteļāzdedzes motoram, kas pielāgots darbam ar augsta bioetanolā satura degvielu;
- 2) izstrādāt un aprobēt specializētu iekārtu, datu apstrādes sistēmu un algoritmu sadedzes procesa pētījumiem ar augsta bioetanolā satura degvielu darbināma dzirksteļāzdedzes motorā;
- 3) noskaidrot augsta bioetanolā satura degvielas lietošanas motorā ietekmi uz termisko lietderīgumu un dabai nevēlamo izmešu daudzumu;
- 4) novērtēt augsta bioetanolā satura degvielas konkurētspēju transporta degvielu tirgū Latvijā un izstrādāt ieteikumus šīs konkurētspējas paaugstināšanai.

PĒTĪJUMU METODES

Darbā lietotas eksperimentālās, analītiskās un datorimitācijas pētniecības metodes. Darba gaitā izstrādāta oriģināla metodika, apvienojot to ar motoru pētniecības nozarē atzītu citu pētnieku izstrādātu metodiku.

Darba teorētiskajā daļā modelēts gāzu maistījuma saspīdes process un liesmas attīstība turbulētā vidē.

Darba eksperimentālajā daļā veikti sadedzes procesa pētījumi, analizējot spīdiena izmaiņas motora cilindrā, degvielas patēriņu un izplūdes gāzu sastāvu.

AIZSTĀVĒŠANAI IZVIRZĪTĀS TĒZES

1. Aizvietojoj benzīnu ar augsta bioetanolā satura degvielu, iespējams būtiski samazināt siltumnīcefekta gāzu izmešu daudzumu.
2. Ja dzirksteļaiždedzes motoru pielāgo darbam ar augsta bioetanolā satura degvielu, kā arī veic degvielas veidam atbilstošu aizdeždes apsteiždes leņķa korekciju, tad būtiski samazinās dabai kaitīgo vielu daudzums motora izplūdes gāžēs.
3. Zinot benzīnam piemērotas aizdeždes apsteiždes leņķa vērtības un atsevišķus motora parametrus, iespējams noteikt augsta bioetanolā satura degvielai vēlamo aizdeždes apsteiždes leņķi.

ZINĀTNISKĀ NOVITĀTE

- Izstrādāts matemātiskais modelis un algoritms aizdeždes apsteiždes leņķa korekcijas vērtību noteikšanai, pielāgojoj dzirksteļaiždedzes motoru darbam ar bioetanolu saturošu degvielu.
- Izveidota un aprobēta specializēta iekārta, datu apstrādes sistēma un algoritms sadedzes procesa pētījumiem iekšdedzes motora cilindrā.
- Noskaidrota aizdeždes apsteiždes leņķa korekcijas ietekme uz kaitīgo izmešu daudzumu, pielāgojoj benzīna lietošanai paredzētu motoru darbam ar augsta bioetanolā satura degvielu.

ZINĀTNISKĀ UN TAUTSAIMNIECISKĀ NOZĪME

- Identificēti gāžveida izmešu veidi, kuru emisiju daudzums pārsniedz Latvijas normatīvos pieļaujāmās vērtības un kurus rada autotransporta darbība.
- Identificētas būtiskākās gaisa piesārņojuma komponentes Latvijā, kuru koncentrācija gaisā ir tuvu veselību apdraudošam sliekšnim.
- Nozīmīgi paplašinātas LLU Alternatīvo degvielu zinātiskās laboratorijas aprīkojuma izmantošanas iespējas, ļaujot noteikt degvielas patēriņu un motora izplūdes gāžu sastāvu masas domēnā, kā arī veikt sadedzes norises analīzi augstā izšķirtspējā.
- Noskaidroti nozīmīgākie izmešu veidi, un to daudzuma samazinājums, kuru var sasniegt, aizvietojoj benzīnu ar augsta bioetanolā satura degvielu un koriģējot aizdeždes apsteiždes leņķi atbilstoši degvielas veidam.
- Noskaidrota augsta bioetanolā satura degvielas konkurētspēja mazumtirdzniecībā un izstrādāti ieteikumi tās paaugstināšanai Latvijā.

PROMOCIJAS DARBA APROBĀCIJA

Pētījuma tēzes un rezultāti publicēti starptautiski recenzētos žurnālos un starptautisku konferenču rakstu krājumos. Rezultāti aprobēti starptautiskās zinātniskās konferencēs.

Publikācijas vispārattītos recenzējamās izdevumos:

1. Gailis M., Dukulis I., Pirs V., Birzietis G. (2018). Practical methodology for calculation of specific gaseous emissions. In *Engineering for Rural Development* (Vol. 17, pp. 2141–2146). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies. DOI: 10.22616/ERDev2018.17.N508
2. Gailis M., Pirs V. (2017). Experimental analysis of combustion process in SI engine using ethanol and ethanol-gasoline blend. *Agronomy Research*, 15(Special Issue 1).
3. Gailis M., Pirs V. (2015). Assessment of compatibility of fuel supply system polymeric parts with bioethanol/ gasoline blend E85. In *Engineering for Rural Development* (Vol. 14, pp. 307–312). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
4. Pirs V., Gailis M. (2014). Regulated emissions from spark ignition engine adapted for use of E85 fuel. In *Engineering for Rural Development* (Vol. 13, pp. 241–246). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
5. Gailis M., Pirs V. (2014). Effect of ignition timing on emissions of spark ignition engine using E85 fuel. In *Research for Rural Development* (Vol. 1, pp. 212–218). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
6. Gailis M., Pirs V. (2013b). Experimental study in gasoline engine injector performance. In *Engineering for Rural Development* (pp. 364–368). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
7. Gailis M., Pirs V. (2013a). Experimental investigation of fuel conversion adapter using bioethanol and gasoline blends. In *Research for Rural Development* (Vol. 1, pp. 193–199). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
8. Pirs V., Gailis M. (2013). Research in use of fuel conversion adapters in automobiles running on bioethanol and gasoline mixtures. *Agronomy Research*, 11(1), pp. 205–214.

Uzstāšanās starptautiskās zinātniskās konferencēs ar ziņojumiem:

1. Gailis, M., Dukulis, I., Pirs, V., Birzietis, G. Practical methodology for calculation of specific gaseous emissions. *17th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 25, 2018.
2. Gailis M., Rudzitis J., Pirs, V. Effect of Ethanol-Gasoline Blends on SI Engine Unburned Fuel Emissions, *RTU 58 International Scientific Conference*, Riga, RTU, October 20, 2017.
3. Gailis, M., Pirs, V. Experimental analysis of combustion process in SI engine using ethanol and ethanol-gasoline blend, *8th International Conference Biosystems Engineering 2017*, Tartu, Estonia, May 12, 2017.
4. Pirs, V., Gailis M., Assessment of influence of various practical fuel on automobile fuel consumption, *RTU 57 International Scientific Conference*, Riga, RTU, October 14, 2016.
5. Gailis M., Pirs, V. Research on combustion of high-level ethanol fuel in the spark ignition engine, *RTU 57 International Scientific Conference*, Riga, RTU, October 14, 2016.
6. Gailis, M.; Pirs, V. Assessment of compatibility of fuel supply system polymeric parts with bioethanol/gasoline blend, *14th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 25th, 2015.
7. Pirs, V., Gailis, M. Regulated Emissions from Spark Ignition Engine Adapted for use of E85 Fuel, *13th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 24th, 2014.
8. Gailis, M.; Pirs, V., Effect of Ignition Timing on Emissions of Spark Ignition Engine Using E85 Fuel, *20th Annual International Scientific Conference Research for Rural Development 2014*, Jelgava, LLU, May 14, 2014.
9. Gailis, M.; Pirs, V., Experimental Study in Gasoline Engine Injector Performance, *12th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 25th, 2013.
10. Gailis, M.; Pirs, V., Experimental Investigation of Fuel Conversion Adapter Using Bioethanol and Gasoline Blends, *19th Annual International Scientific Conference Research for Rural Development 2013*, Jelgava, LLU, May 12, 2013.
11. Pirs, V.; Gailis, M., Research in Use of Fuel Conversion Adapters in Automobiles Running on Bioethanol and Gasoline Mixtures, *Biosystems Engineering 2013*, Tartu, Estonia, EMU, May 8th, 2013.

1. SADEDES SĀKOTNĒJĀS FĀZES NORISES ATŠĶIRĪBAS STARP AUGSTA BIOETANOLA SATURA DEGVIELU UN BENZĪNU

Darba teorētiskajā daļā pētāmo jautājumu loks ietver atšķirības starp augsta bioetanola satura degvielas un benzīna homogēna degmaisījuma termodinamiskajiem un fizikālajiem parametriem, kā arī liesmas izplatības ātrumu turbulentā vidē.

Izstrādāts algoritms aizdedzes apstiedzes leņķa korekcijas vērtības noteikšanai, ja nemainot motora ģeometriskos, un darba režīma parametrus, benzīns tiek aizvietots ar augsta bioetanola satura degvielu. Problēma risināta, pieņemot, ka motors tiek pielāgots darbam ar augsta bioetanola satura degvielu, un maksimālajam griezes momentam atbilstošs aizdedzes apstiedzes leņķis darbam ar benzīnu ir jau iepriekš noteikts. Risinājums sadalīts vairākās daļās:

- piemērotas aizvietojošās degvielas sastāva izvēle;
- degmaisījumu veidojošo komponentu masas un molāro daļu aprēķins;
- mainīgo termodinamisko apstākļu aprēķins saspiedes procesā;
- siltuma pārnesei ievērtēšana;
- sadedzes procesa sākotnējās fāzes ilguma noteikšana;
- augsta bioetanola satura degvielai atbilstoša aizdedzes apstiedzes leņķa noteikšana.

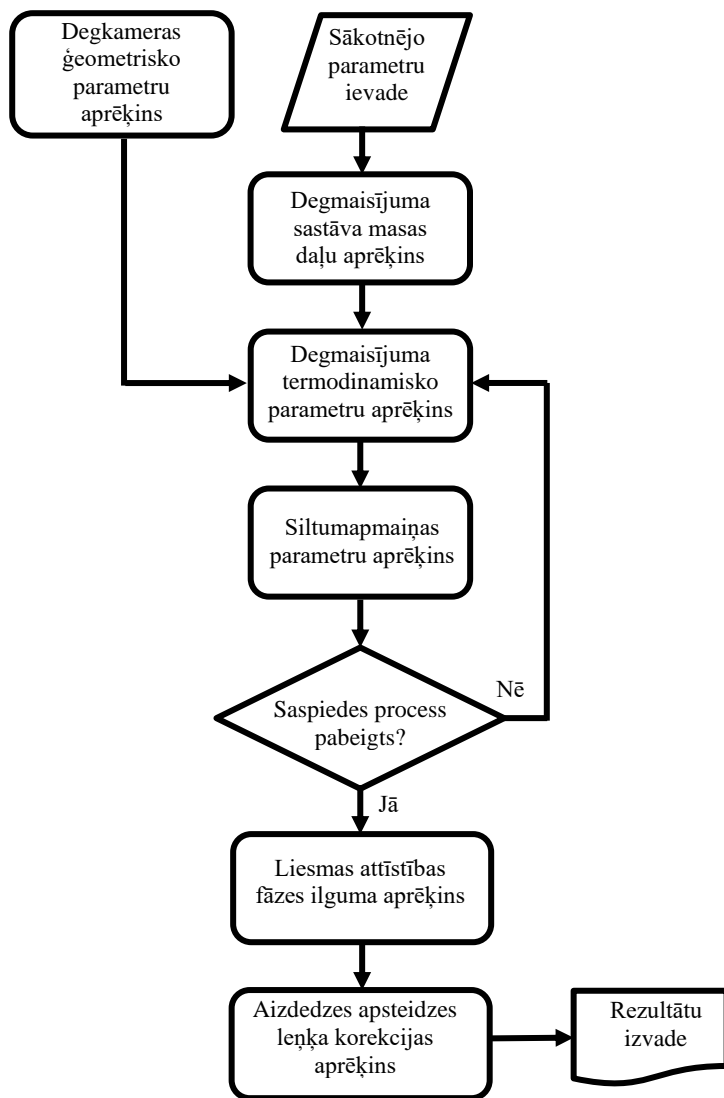
Šajā darbā izstrādāts 0-dimensijas modelis temperatūras un spiediena izmaiņām motora cilindrā saspiedes procesā, ievērtējot degmaisījuma sastāva un siltumapmaiņas ietekmi. Modelis veidots skaitļošanas vidē *Matlab*. Sadedzes process modelī nosacīti sadalīts divās daļās – liesmas attīstības un ātrās degšanas fāzēs. Liesmas attīstības fāzes norise modelēta, pamatojoties uz ASV pētnieku izstrādāto paņēmieni, kurā ievērtē aerodinamisko un ķīmisko procesu ietekmi uz sadedzes procesu motora degkamerā (Hires et al., 1978).

1.1. Modeļa darbības robežas

Modelis ietver divus motora darba cikla procesus – saspiedi un sadedzes sākumu. Pieņemts, ka degmaisījums ir iepriekš sagatavots, tas ir gāzveida, un homogēns. Aizvietojošās degviela benzīna imitācijai ir toluola standarta degviela (TRF) un augsta bioetanola satura degvielas gadījumā tīrs etanols (E100).

1.2. Modeļa algoritms un matemātiskais pamatojums

Modeļa algoritms parādīts 1.1. attēlā.



1.1. att. **Modeļa algoritms**

Aprakstot degmaisījumu kā no noteiktām vielām veidotu gāzveida maisījumu, katrā aprēķinu solī koriģētas siltumietilpības vērtības. Spiediena izmaiņas aprēķinātas, lietojot sekojošu vienādojumu:

$$\frac{dp}{d\phi} = \frac{dQ}{d\phi} \frac{\gamma - 1}{V} - p \frac{dV}{d\phi} \frac{\gamma}{V}, \quad (1.1)$$

kur p – spiediens cilindrā, Pa;
 ϕ – kloķvārpstas pagriezienu leņķis, grādi;
 Q – pārnestais siltums starp gāzi un degkammeras virsmu, J;
 V – cilindra tilpums, m³;
 γ – siltumietilpību konstantā spiedienā un tilpumā attiecība.

Temperatūras izmaiņas aprēķinātas sekojoši:

$$\frac{dT}{d\phi} = \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{p} \frac{dp}{d\phi} \right) T, \quad (1.2)$$

kur T – temperatūra cilindrā, K.

Veidojot modeli, pieņemts, ka degmaisījuma sākotnējā temperatūra ir tuva iekšējās kolektorā esošā gaisa temperatūrai. Siltumietilpību attiecības γ vērtība noteikta, zinot degmaisījuma sastāvu un temperatūru un lietojot datubāzi *REFPROP* (Lemmon et al., 2018). Siltuma pārneses koeficients pie jebkura KPL saspiedes procesā aprēķināts, lietojot vācu pētnieka *Woschni* izstrādāto paņēmieni (*Woschni*, 1967).

Parametru vērtības aprēķinātas ar soli 0.1° KPL. Spiediena un temperatūras momentānās vērtības pie katra KPL aprēķinātas, kumulatīvi summējot vērtību saspiedes procesa sākumā un aprēķinātās izmaiņas.

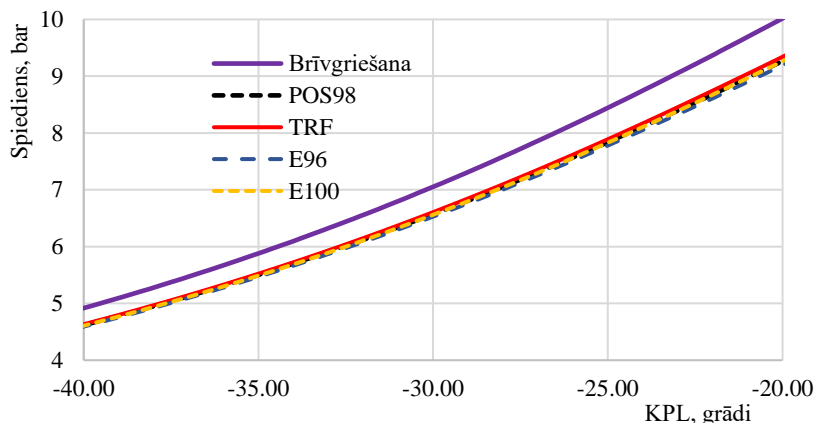
Lamināras liesmas ātruma aprēķins veikts, pamatojoties uz *Metghalchi* un *Keck* izstrādāto vienādojumu (*Metghalchi*, *Keck*, 1982). Aprēķinu koeficienti un vienādojuma uzlabojumi iegūti no *Marshall et al.* (*Marshall et al.*, 2011).

Liesmas attīstības leņķis aprēķināts, lietojot paņēmieni, kas balstīts uz turbulenta lauka teoriju (*Hires et al.*, 1978). Šajā darbā izvirzīts pieņēmums, ka turbulences intensitātes atšķirības starp benzīnu un augsta bioetanolā satura degvielu ir nelielas. Ātrās degšanas fāzes norises atšķirības starp šiem degvielu veidiem aprakstītas ar empīriski iegūtu vienādojumu, kurš ir piemērojams pētītajā temperatūras un spiediena diapazonā. Ievērtējot liesmas attīstības un ātrās degšanas fāzes ilguma atšķirības starp TRF un E100, noteikta nepieciešamā aizdedzes apstādzes leņķa korekcija.

1.3. Modelēšanas rezultāti un to novērtējums

Spiediena izmaiņas degkamerā parādītas 1.2. attēlā. Diagrammā parādīts eksperimentāli iegūtu (brīvgriešana, POS98 un E96) un modelēšanas (TRF un E100) vērtību salīdzinājums saspiedes procesā. Brīvgriešanas režīmā degkamerā

saspiests gaiss, kā rezultātā spiediena pieaugums notiek straujāk, jo gaisam ir zemāka siltumietilpība, nekā degmaisījumam.



1.2. att. Degvielas veida ietekme uz spiedienu degkamerā

Ekspimentālo un modelēšanas rezultātu salīdzinājums. Motora kloķvārpstas apgriezieni 1500 min^{-1} spiediens iekšējās kolektorā 70 kPa, stehiometrisks degmaisījums; POS98 – benzīna degmaisījums, eksperimentāli dati; TRF – toluola standarta degviela, modelēšanas dati;

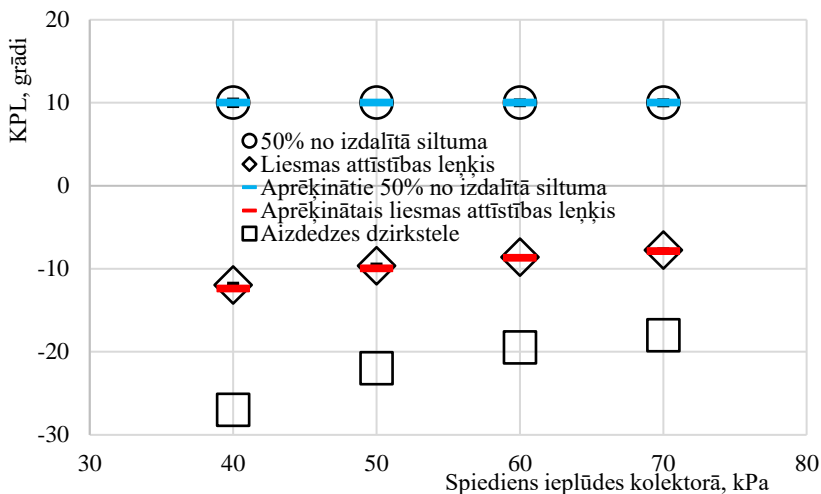
E96 – ūdeni saturošs bioetanol, eksperimentāli dati; E100 – tīrs etanols, modelēšanas dati

Degmaisījuma spiediena līknes rāda augstu sakritību starp eksperimentāli un modelēšanas procesā iegūtajiem datiem.

Pētītajos apstākļos E100 degmaisījuma lamināras liesmas ātrums ir lielāks par TRF degmaisījuma liesmas ātrumu. Ievērojama ietekme ir motora kloķvārpstas apgriezieniem, jo pieaugot apgriezieniem, palielinās MGM aizdedzes apsteidzes leņķis, un attiecīgi samazinās spiediens un temperatūra degkamerā aizdedzes brīdī. Pieaugot motora kloķvārpstas apgriezieniem, atšķirība starp abu pētīto degmaisījumu lamināras liesmas ātrumu samazinās.

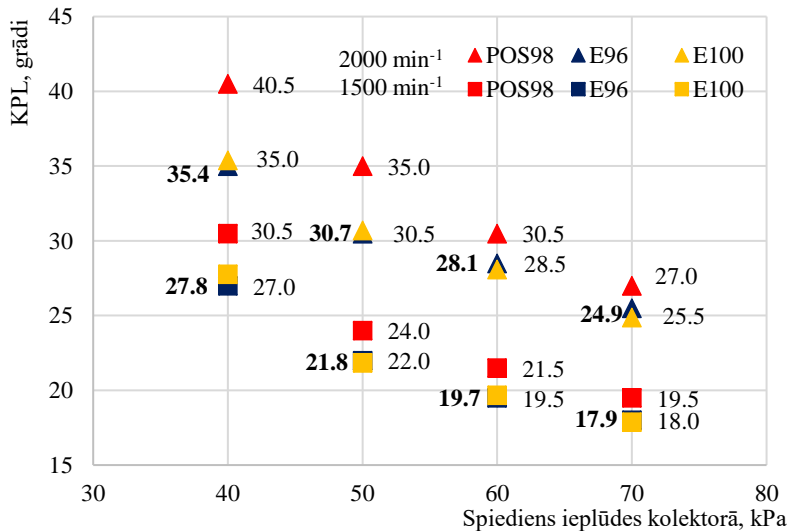
Lai aprēķinātu liesmas attīstības un ātrās degšanas fāzu ilgumu benzīna un augsta bioetanola satura degmaisījumiem, nepieciešamie parametri noteikti pie iepriekš zināma kloķvārpstas pagrieziena leņķa, kas atbilst pētāmā motora benzīna degvielai piemērota MGM aizdedzes apsteidzes leņķim.

Modelēšanas procesā iegūtā sadedzes fāzu ilguma salīdzinājums ar eksperimentālajiem rezultātiem parādīts 1.3. attēlā. Aprēķinu rezultāti sakrīt ar eksperimentālajiem 95 % ticamības robežās.



1.3. att. **Sadedzes fāzu ilgums E96 un E100 degvielai ar MGM atbilstošu aizdedzes apsteidzi**

Motora kloķvārpstas apgriezieni 1500 min^{-1} ; stehiometrisks degmaisījums, degvielai atbilstošs MGM aizdedzes apsteidzes leņķis



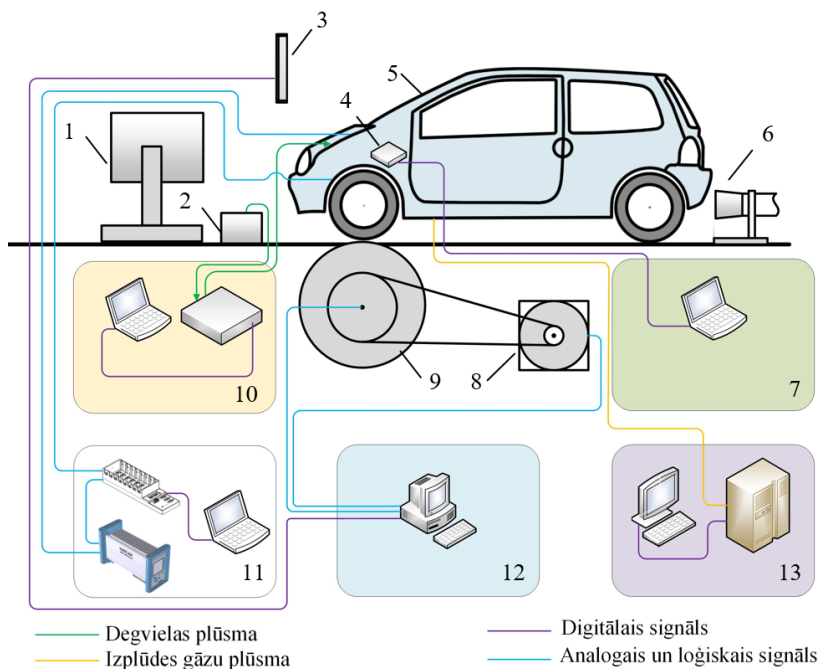
1.4. att. **Ekspimentālā un aprēķinātā aizdedzes apsteidzes leņķa salīdzinājums**

POS98 un E96 – eksperimentāli iegūti dati; E100 – aprēķināti dati

Eksperimentāli iegūtas un aprēķinātās MGM aizdedzes apstoidzes leņķa vērtības parādītas 1.4. attēlā. Treknrakstā parādītas aprēķinātās vērtības augsta bioetanola satura degmāisījumam.

2. AUGSTA BIOETANOLA SATURA DEGVIELAS SADEDES PROCESA EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI

Pētījumos eksperimentāli noskaidrota augsta bioetanola ietekme uz sadedzes norisi, motora degvielas pārveidošanas termisko lietderīgumu un izplūdes gāzu sastāvu. Eksperimentālie pētījumi veikti laboratorijas apstākļos, izmantojot automobili ar pielāgotu motora barošanas un kontroles sistēmu. Gāzu spiediena cilindrā izmaiņu mērīšanai motora cilindrā *LabVIEW* vidē izstrādāta jauna kontroles un datu reģistrēšanas sistēma.



2.1. att. Iekārtu izvietojuma un pieslēguma vispārējā shēma

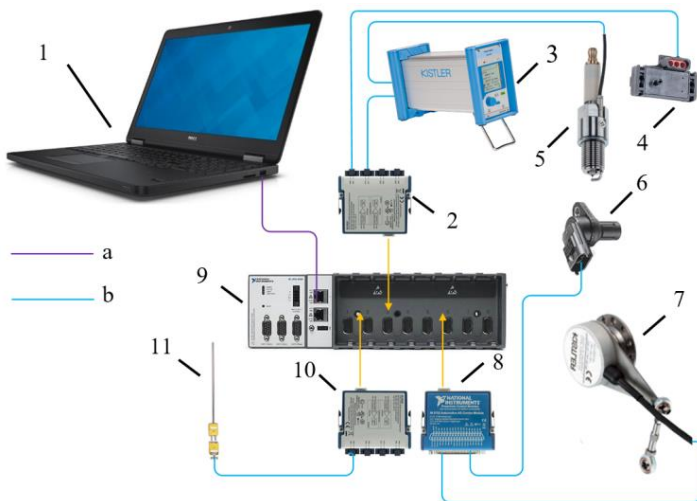
1 – dzesēšanas ventilators; 2 – degvielas tvertne; 3 – jaudas stenda displejs; 4 – motora kontroleris *VEMS 3.6*; 5 – izmēģinājumu automobilis *Renault Twingo*; 6 – izplūdes gāzu novadīšanas caurule; 7 – motora kontroles dators ar *VemsTUNE* programmatūru; 8 – jaudas stenda virpuļstrāvas bremze; 9 – jaudas stenda *MD 1750* veltnis; 10 – degvielas patēriņa mērīšanas sistēma *AVL KMA Mobile*; 11 – indicēšanas sistēmas datu ieguves iekārta; 12 – jaudas stenda kontroles dators ar programmatūru *Powerdyne PC*; 13 – izplūdes gāzu analīzes sistēma *AVL SESAM FTIR 4*

Ar dažādām iekārtām vienlaicīgi reģistrēto datu apstrādei *Matlab* vidē izveidota jauna datu apstrādes rezultātu aprēķinu sistēma. Pētījumi veikti LLU Alternatīvo degvielu zinātniskajā laboratorijā, Jelgavā, Paula Lejiņa ielā 2.

2.1. Eksperimentos izmantotie materiāli un lietotās iekārtas

Degvielas sadedzes pētījumi veikti, izmantojot trīs degvielas paraugus - benzīnu (POS98), bioetanola - benzīna maisījumu (E85) un bioetanolu ar etanola saturu 96.2 % no tilpuma (E96).

Izmēģinājuma automobilis *Renault Twingo* aprīkots ar četru rindā izvietotu cilindru motoru. Tas darbojas četru taktu ciklā ar atmosfērisku gaisa padevi un dzirksteļzaidzēdi, motora kopējais darba tilpums ir 1149 cm³ un kompresijas pakāpe 9.65.



2.2. att. Spiediena indicēšanas sistēmas elementu shēma

- 1 – dators ar *LabVIEW* programmatūru; 2 – NI 9222 modulis; 3 – Kistler 5018A signāla pārveidotājs; 4 – ietilpdes kolektora spiediena devējs; 5 – Kistler 6118 aizdedzes svece ar spiediena devēju; 6 – sadales vārpstas stāvokļa devējs; 7 – Kistler 2613B kloķvārpstas pagrieziņa leņķa devējs; 8 – NI 9752 modulis; 9 – NI cRIO 9068 kontroleris; 10 – NI 9214 modulis; 11 – temperatūras devējs; a – digitālais signāls; b – analogais un loģiskais signāls

Motora izmēģinājumi laboratorijā veikti, tam, atrodoties automobilī, un sloģošanai izmantojot veltņu jaudas stendu *Mustang MD-1750*. Motora darbība kontrolēta, lietojot brīvi konfigurējamo, motora vadības moduli *VEMS 3.6*. Iekārtu slēguma shēma parādīta 2.1. attēlā. Degvielas patēriņa mērījumi veikti, lietojot tilpuma plūsmas mērītāju *AVL KMA Mobile*. Motora izplūdes gāzu sastāvs noteikts ar iekārtu *AVL SESAM FTIR 4*. Kloķvārpstas pagrieziņa leņķis

noteikts ar kodēšanas ierīci *Kistler 2613B*. Motora cilindra spiediena mērījumi veikti ar aizdedzes svečē iestrādātu pjezoelektrisko spiediena devēju *Kistler 6118BFD16* un signāla pārveidotāju *Kistler 5018A*. Gāzes temperatūra motora ieplūdes uz izplūdes kolektoros, kā arī degvielas temperatūra mērīta ar *K* veida termopāriem. Kloķvārpstas pagrieziņa leņķis, cilindra spiediens, degvielas un kolektoru temperatūra reģistrēta ar programmējamo modulāro kontrolleri *National Instruments NI cRIO 9068* un vairākiem specializētiem datu iegūšanas moduļiem. Cilindra spiediena indicēšanas iekārtu shēma parādīta 2.2. attēlā.

2.2. Eksperimentu metodika

Eksperimentālais automobilis novietots un nostiprināts uz jaudas stenda. Degvielas tvertnē iepildīta izmēģinājumu degviela. Ieslēgta izplūdes gāzu novadīšanas iekārta un visas izmēģinājumu mēriekārtas. Eksperimentālais dzirksteļ aizdedzes motors darbināts mērenas slodzes režīmā. Mērījumi sākti, motoram un degvielai sasniedzot darba temperatūru.

Izmēģinājumu laikā jaudas stends lietots kontrolēta braukšanas ātruma režīmā. Motora apgriezieni kontrolēti ar jaudas stenda programmatūru, regulējot braukšanas ātrumu. Visos izmēģinājuma režīmos automobiļa transmisija ieslēgta ceturtajā pārnēsumā.

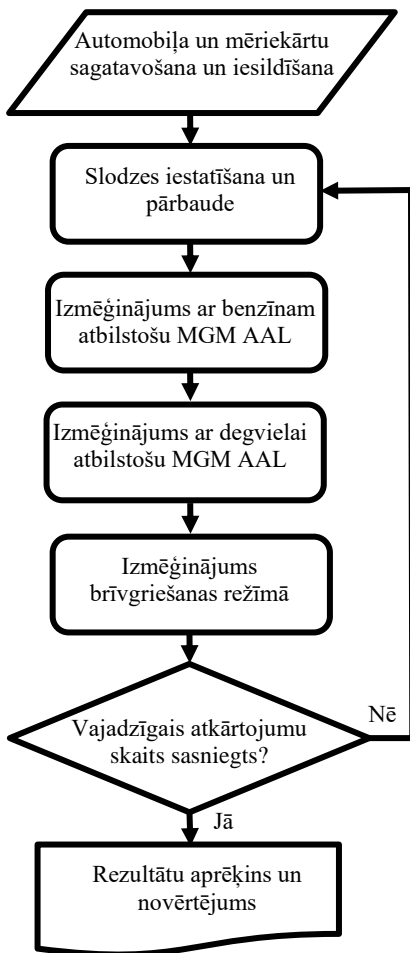
2.1. tabula

Motora darba režīma parametri degvielas sadegšanas procesa izmēģinājumos

Motora kloķvārpstas rotācijas ātrums, min ⁻¹	Spiediens ieplūdes kolektorā, kPa	Indicētais vidējais efektīvais spiediens, bar
1500	40	3.3
	50	4.4
	60	5.7
	70	6.7
2000	40	3.3
	50	4.4
	60	5.7
	70	6.7

Eksperimentālā motora slodze regulēta ar gaisa spiediena kontroli ieplūdes kolektorā. Droseļvārsta stāvoklis iestatīts ar sviras atbalsta skrūvi. Motors darbināts slēgtā regulēšanas ciklā ar lietotāja izvēlētu relatīvo gaisa – degvielas attiecību un aizdedzes apstēdzes leņķa vērtību.

Gāzu spiediena indicēšanas sistēmā ar kontrolleri *NI cRIO 9068* un specializētajiem moduļiem vienlaikus reģistrēts laiks, kloķvārpstas pagrieziena leņķis ar soli 0.1 KPL grāds, sadales vārpstas stāvoklis attiecībā pret kloķvārpstu, absolūtais spiediens iepļūdes kolektorā un relatīvais spiediens cilindrā. Gāzu spiediens cilindrā reģistrēts, kad atbilstoši motora sloģošanas metodikai, sasniegts un stabilizēts plānotais darba režīms.



2.3. att. Eksperimentu algoritms

Eksperimentu pirmajā fāzē visos 2.1. tabulā parādītajos darba režīmos noteikts degvielas veidam atbilstošs maksimālā griezes momenta (MGM)

aizdedzes apstādzes leņķis. Kā MGM kritērijs lietota 50 % no relatīvā šķietamā siltuma daudzuma leņķa vērtība, 10 grādi pēc augstākā maiņas punkta. Ja izmēģinājumā MGM nav sasniegts, veikta aizdedzes apstādzes leņķa korekcija un izmēģinājums atkārtots.

Eksperimentālo pētījumu galvenajā daļā, atbilstoši 2.3. att. parādītajam algoritmam, vienmērīgas slodzes un motora apgriezīnu režīmā vienlaicīgi reģistrēti apkārtējās vides temperatūra, mitrums, gaisa spiediens, izplūdes gāzu sastāvs, degvielas temperatūra un tilpuma plūsma, temperatūra un spiediens motora ieplūdes kolektorā, temperatūra izplūdes kolektorā, kā arī kloķvārpstas pagrieziena leņķis un gāzu spiediens motora cilindrā.

Eksperimentiem izvēlēti astoņi motora darbības režīmi – divi atšķirīgi kloķvārpstas rotācijas ātruma režīmi un četri atšķirīgi slodzes režīmi, kuru galvenie parametri ir apkopoti 2.1. tabulā.

Degvielas sadedzes pētījumi veikti, motoru darbinot ar katram degvielas veidam atbilstošu MGM aizdedzes apstādzes leņķi (AAL). Atsevišķos izmēģinājuma režīmos motors darbināts ar augsta bioetanola satura degvielām E96 un E85, lietojot benzīnam POS98 atbilstošu MGM aizdedzes apstādzes leņķi, un šajos režīmos iegūtie rezultāti apzīmēti ar indeksu B, piemēram E96B, E85B.

Atgāzu paraugi analizēti nepārtrauktā režīmā, īpaši izveidotā pieslēguma vietā motora izplūdes kolektora izejas daļā. Pirms izmēģinājumu sākšanas veikta iekārtas paškalibrācija un noteikta CO₂ koncentrācija apkārtējā vidē.

Visos izmēģinājuma režīmos veikti pieci mērījumu atkārtojumi. Pētījumi sākti, lietojot E85 degvielu un 1500 min⁻¹ apgriezīnu režīmu. Starp atkārtojumiem augošā secībā mainīta motora slodze. Kad visos slodzes režīmos iegūts nepieciešamais atkārtojumu skaits, apgriezīni mainīti uz 2000 min⁻¹ un veikti izmēģinājumu atkārtojumi, starp tiem mainot slodzi. Kad pētījumu plāns ar E85 degvielu izpildīts, degviela nomainīta uz POS98 un iegūti dati plānam atbilstošajos režīmos un ar nepieciešamo atkārtojumu skaitu. Noslēgumā analogiska pētījumu sērija izpildīta, lietojot E96 degvielu.

Datu apstrāde veikta skaitļošanas vidē *Matlab*, atsevišķi apstrādājot ar dažādām iekārtām iegūtos mērījumu datus, tad apvienojot rezultātus kopējā datu masīvā un veicot to statistisko apstrādi un ticamības novērtējumu. Pamatojoties uz ar gāzu analizatoru noteikto vielu koncentrāciju izplūdes gāzēs, aprēķināts CO₂, CO, slāpekļa oksīdu (NO_x), metāna (CH₄), kopējais dažādu oglekļaūdeņražu (HC), acetaldehīda (MeCHO), formaldehīda (HCHO) un etanola (EtOH) īpatnējais izmešu daudzums. Aprēķinu paņēmieni veidoti, pamatojoties uz EK/ANO 49. regulu un oglekļa līdzsvara paņēmieni.

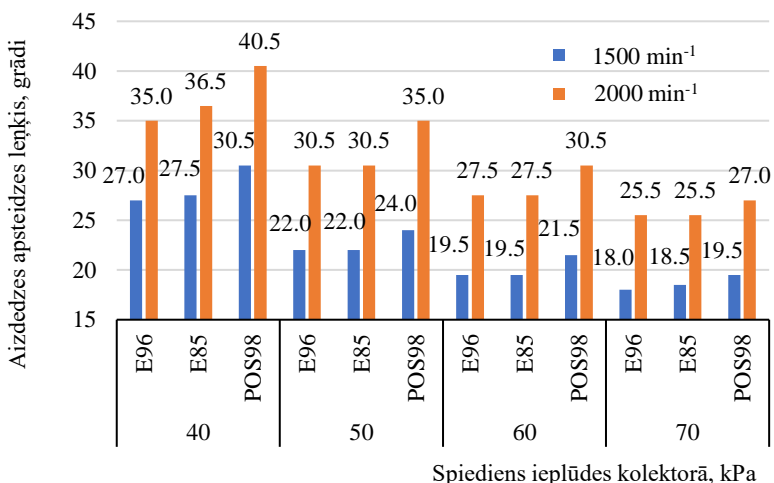
Relatīvais spiediens motora cilindrā parēķināts absolūtā, pamatojoties uz spiediena mērījumiem ieplūdes kolektorā. Virzuļa augstākā maiņas punkta un kloķvārpstas pagrieziena stāvoklis salāgots, pamatojoties uz gāzu spiediena līknes simetrijas analīzes paņēmieni (Nilsson, Eriksson, 2004). Vidējais

efektīvais spiediens, tā variācija, indicētā jauda un īpatnējais degvielas patēriņš aprēķināts, pamatojoties uz Heywood metodiku (Heywood, 2018).

Siltuma izdalīšanās intensitāte aprēķināta, pamatojoties uz modificētu Gatowski et al. metodiku, ievērtējot siltuma zudumus, kas noteikti brīv griešanas režīmā (Gatowski et al., 1984).

2.3. Eksperimentāli iegūtie rezultāti

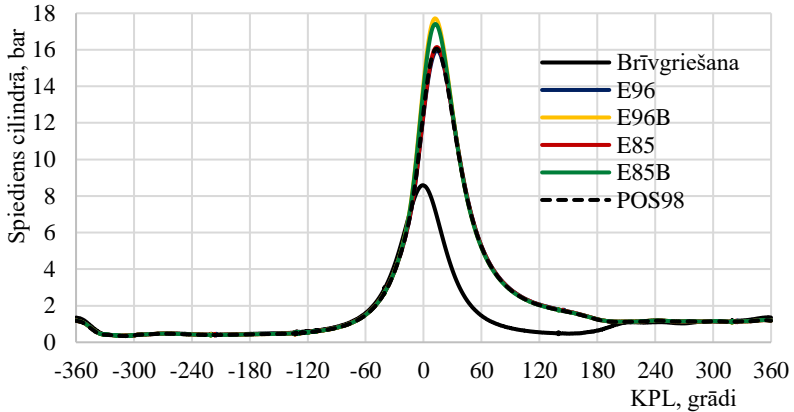
Degvielas veidam atbilstošas maksimālā griezes momenta aizdedzes apstādzes leņķa vērtības parādītas 2.4. attēlā. Visos izmēģinājuma režīmos, lietojot augsta bioetanola satura degvielu, MGM aizdedzes apstādzes leņķa vērtības bija noteiktas mazākas, nekā, lietojot POS98 degvielu. Izvēlētajos izmēģinājuma režīmos netika novērota degmaisījuma paš aizdegšanās.



2.4. att. Degvielas veidam atbilstošas maksimālā griezes momenta (MGM) aizdedzes apstādzes leņķa vērtības

Visi izmēģinājuma režīmi un degvielu veidi, stehiometrisks degmaisījuma sastāvs

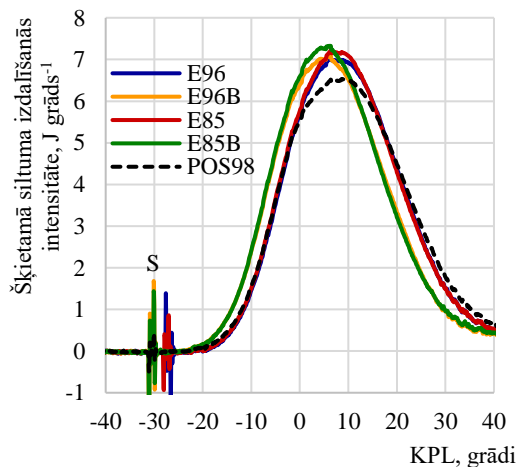
Gāzu spiediena izmaiņas cilindrā, izmēģinājuma režīmā ar kloķvārpstas rotācijas ātrumu 2000 min⁻¹, un spiedienu ieklūdes kolektorā 40 kPa, ir parādītas 2.5. attēlā.



2.5. att. **Gāzu spiediens cilindrā atkarībā no izmantotās degvielas un aizdedzes apsteidzes leņķa**

Motora kloķvārpstas rotācijas ātrums 2000 min^{-1} , spiediens iekļūdes kolektorā 40 kPa

Lietojot termodinamisko modeli, aprēķināta siltuma izdalīšanās intensitāte motora darba ciklā. Aprēķins veikts motora darba cikla daļā, kurā notiek strauja masas apmaiņa ar apkārtējo vidi – saspiešanas, degšanas un izplešes procesos, kad iekļūdes un izplešes vārsti ir aizvērti.



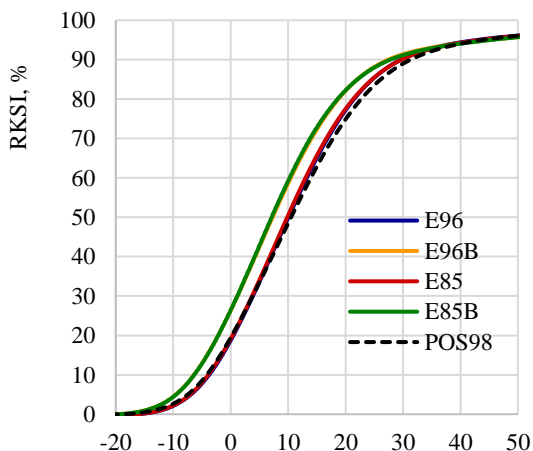
2.6. att. **Šķietamā siltuma izdalīšanās intensitāte atkarībā no izmantotās degvielas un aizdedzes apsteidzes leņķa**

Spiediens iekļūdes kolektorā 40 kPa ; motora kloķvārpstas rotācijas ātrums 1500 min^{-1} ;
S – aizdedzes dzirksteļizlādes brīdis

Šķietamās siltuma izdalīšanās intensitātes raksturlīknes visos izmēģinājumu slodzes režīmos ar motora kloķvārpstas rotācijas ātrumu 1500 min^{-1} parādītas 2.6. attēlā. Salīdzinoši līdzinās raksturlīknes liecina par pietiekami kvalitatīvi veiktajiem mērījumiem un datu apstrādes tehnoloģiju. Izmēģinājumu režīmos, kuros lietots benzīnam atbilstošs aizdedzes apsteidzes leņķis, siltuma izdalīšanās intensitātes līknes apzīmētas POS98, E96B un E85B. Galvenās atšķirības ir novērojamas sadedzes procesa sākumā, un siltuma izdalīšanās intensitātei sasniedzot maksimālo vērtību. Bioetanola degmaisījuma liesmas attīstība notiek straujāk. Šo novērojumu var pamatot ar to, ka sadedzes sākotnējā fāzē, kamēr liesmas frontes virsmas laukums ir neliels, relatīvi lielāka nozīme ir degvielas lamināras liesmas degšanas ātrumam.

Izmainot aizdedzes apsteidzes leņķi, lai tas atbilstu augsta bioetanola satura degmaisījuma MGM leņķim, attiecīgi nobīdās visa sadedzes procesa norise, bet ietekme uz attīstītas liesmas siltuma izdalīšanās intensitāti un tās maksimālo vērtību ir nenozīmīga.

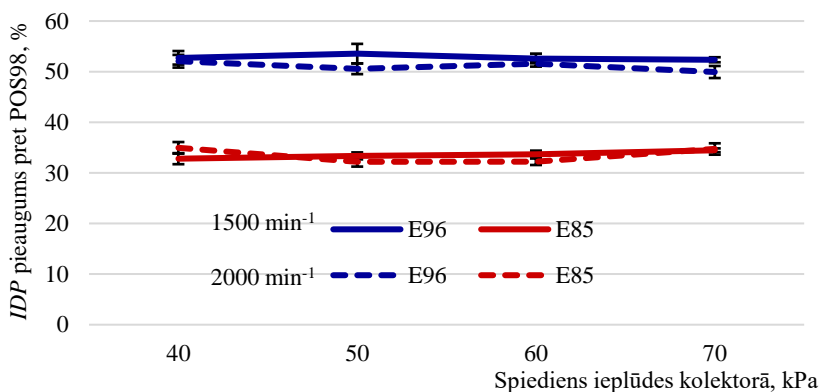
Relatīvā kumulatīvā siltuma izdalīšanās (RKSI) daudzuma raksturlīknes visos izmēģinājumu slodzes režīmos pie motora kloķvārpstas rotācijas ātruma 1500 min^{-1} ir parādītas 2.7. attēlā. Lietojot gan benzīnam, gan augsta bioetanola satura degvielai atbilstošu MGM aizdedzes apsteidzes leņķi, E85 un E96 sadedzes procesa sākotnējā fāzē, līdz 50 % no siltuma daudzuma sasniegšanai norisinās savstarpēji līdzīgi.



2.7. att. **Relatīvais kumulatīvais siltuma izdalīšanās daudzums atkarībā no izmantotās degvielas un aizdedzes apsteidzes leņķa**

Spiediens kolektorā 40 kPa; motora kloķvārpstas rotācijas ātrums 1500 min^{-1}

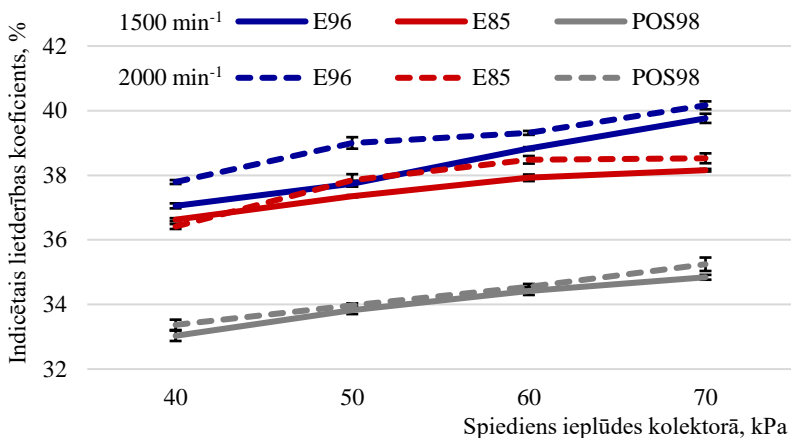
Īpatnējā indicētā degvielas patēriņa relatīvais pieaugums attiecībā pret POS98 ir parādīts 2.8. attēlā. Pielāgojot motoru E85 degvielas lietošanai POS98 vietā, *IDP* relatīvais palielinājums bija 33-35 % robežās. E96 degvielas gadījumā *IDP* relatīvais palielinājums bija 50-54 % robežās. Atšķirības starp izmēģinājumu degvielu siltumspēju ir lielākas, nekā atšķirības starp *IDP*. Šī efekta pamatā varētu būt pilnīgāks un efektīvāks augsta bioetanolā satura degvielas sadegšanas process, salīdzinot ar benzīnu. Indicētā lietderības koeficienta rezultāti parādīti 2.9. att. Lietderības koeficients visu degvielu gadījumā palielinājās, pieaugot motora slodzei un kloķvārpstas rotācijas frekvencei. Šo efektu var pamatot ar siltumapmaiņas relatīvās nozīmes samazināšanos. Salīdzinot izmēģinājumu degvielas, visaugstākais *ILK* novērots, lietojot E96 degvielu.



2.8. att. Īpatnējā indicētā degvielas patēriņa relatīvā atšķirība

Visi izmēģinājuma režīmi ar MGM aizdedzes apstaidzi;
izmaiņas attiecībā pret POS98

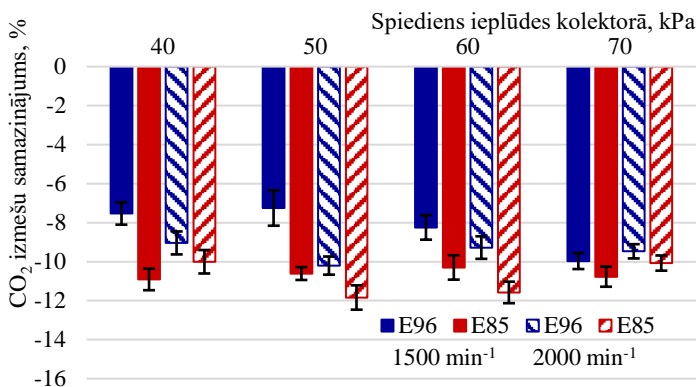
Indicētā lietderības koeficienta pieaugumu līdz ar bioetanolā daudzuma pieaugumu degvielā var izskaidrot ar etanolam raksturīgu lielāku laminārās liesmas ātrumu, un augstāku iztvaikošanas entalpiju, kas samazina siltuma zudumus motora degkamerā.



2.9. att. Degvielas veida ietekme uz indicēto lietderības koeficientu

Visi izmēģinājuma režīmi ar MGM aizdedzes apsteidzi

CO₂ indicētā izmešu daudzuma (*IID*) samazinājums, lietojot augsta bioetanola saturs degvielas attiecībā pret POS98, ir parādīts 2.10. attēlā. Novērots CO₂ *IID* samazinājums aptuveni 7...10 % apmērā, lietojot E96, un aptuveni 10...12 % apmērā lietojot E85, salīdzinot ar benzīna lietošanu. CO₂ *IID* atšķirības starp izmēģinājumu degvielu veidiem galvenokārt nosaka sakarības starp īpatnējo degvielas patēriņu, motora lietderības koeficientu un H/C attiecību degvielā.

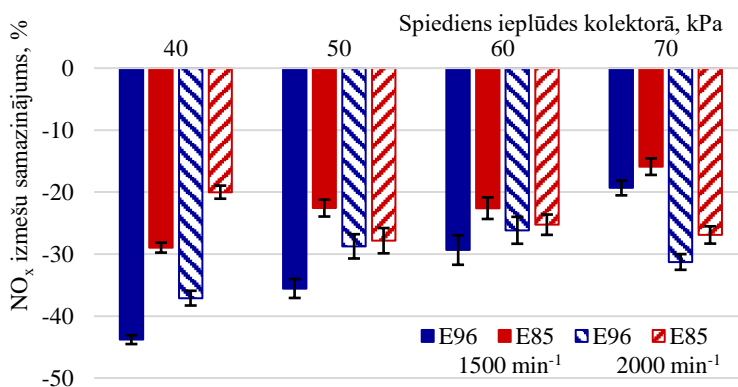


2.10. att. Oglekļa dioksīda izmešu relatīvais samazinājums pret POS98

Visi izmēģinājuma režīmi ar MGM aizdedzes apsteidzi

Lietojot E85 un E96 degvielu, iegūts oglekļa oksīda (CO) *IID* samazinājums attiecībā pret POS98 aptuveni 15...33 % apmērā 1500 min⁻¹ apgriezienu režīmā, un 20...25 % apmērā 2000 min⁻¹ apgriezienu režīmā.

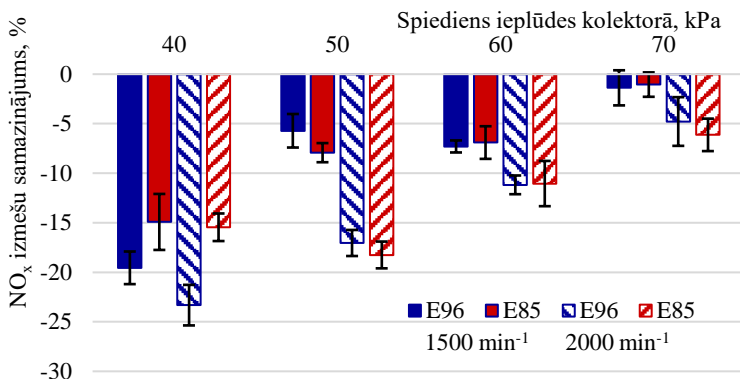
Īpatnējais slāpekļa oksīdu daudzuma relatīvais samazinājums attiecībā pret POS98, lietojot E96 un E85 degvielas, ir parādīts 2.11. attēlā. Visos izmēģinājuma režīmos ar augsta bioetanola satura degvielām novērots statistiski nozīmīgs un ievērojams NO_x izmešu samazinājums, salīdzinot ar benzīna lietošanu. Degmaisījuma sagatavošanas procesā, iekļūdes kolektorā iztvaikojot šķidrājam degvielai, degmaisījums tiek atdzesēts, un šo procesu ietekmē degvielas daudzums un iztvaikošanas entalpija. Augsta bioetanola satura degvielas, īpaši E96 lietošanas ietekme uz NO_x izmešu samazinājumu ir skaidrojama ar etanola augsto iztvaikošanas entalpiju un atšķirīgo stehiometrisko attiecību, salīdzinot ar benzīnu. E96 degvielas sastāvā esošais ūdens samazina temperatūru degmaisījuma sagatavošanas laikā un sadegšanas kamerā.



2.11. att. **Slāpekļa oksīdu izmešu relatīvais samazinājums pret POS98**

Visi izmēģinājuma režīmi ar MGM aizdedzes apsteidzi

Lietojot E85 degvielu, NO_x *IID* samazinājums attiecībā pret POS98 bija aptuveni 16...29 %, savukārt E96 degvielas gadījumā 19...44 % apmērā.

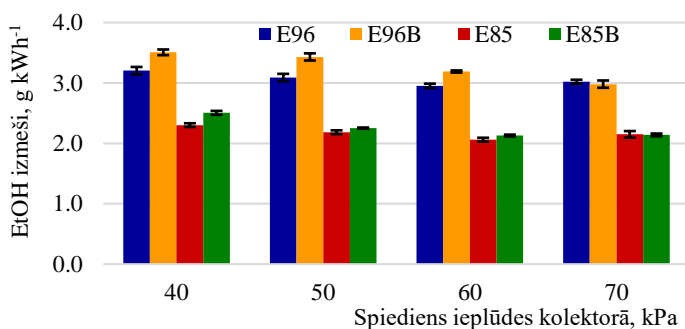


2.12. att. **Slāpekļa oksīdu izmešu relatīvais samazinājums, lietojot MGM aizdedzes apsteidzi**

Visi izmēģinājuma režīmi ar MGM aizdedzes apsteidzi

Aizdedzes apsteidzes leņķa ietekme uz NO_x izmešu daudzumu ir parādīta 2.12. attēlā. Uzstādot augsta bioetanolā satura degvielai atbilstošu aizdedzes apsteidzes leņķi, lielākajā daļā izmēģinājumu režīmu novērots nozīmīgs NO_x izmešu samazinājums, salīdzinot ar benzīnam piemērotu aizdedzes apsteidzes leņķi. Lietojot E85 degvielu 2000 min⁻¹ apgriezienu režīmā, ar tai atbilstošu MGM aizdedzes apsteidzi, NO_x IID samazinājums attiecībā pret režīmu ar benzīnam atbilstošu MGM aizdedzes apsteidzi iegūts aptuveni 6...18 %, savukārt E96 degvielas gadījumā 5...23 % apmērā.

Eksperimentāli noteiktais īpatnējais etanola (EtOH) izmešu daudzums ir parādīts 2.13. attēlā.

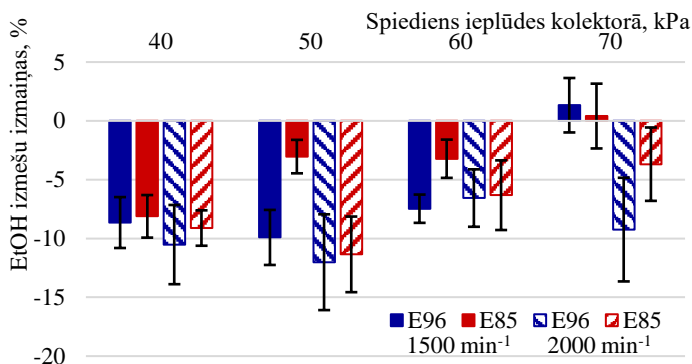


2.13. att. **Īpatnējais etanola izmešu daudzums atkarībā no degvielas veida un aizdedzes apsteidzes leņķa**

Motora kloķvārpstas rotācijas ātrums 1500 min⁻¹, visi izmēģinājuma režīmi

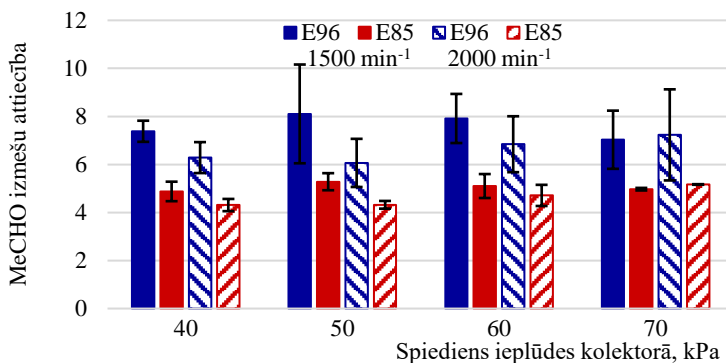
EtOH izmešu daudzumu ietekmēja gan izmēģinājumu degvielas veids, gan aizdedzes apstiešanas leņķis. Izmešu daudzums palielinājās, pieaugot etanola daudzumam degvielā. Augsta bioetanola saturs degvielai piemērota MGM aizdedzes leņķa ietekme uz etanola izmešu daudzumu ir parādīta 2.14. attēlā.

Uzstādot augsta bioetanola saturs degvielai atbilstošu aizdedzes apstiešanas leņķi, lielākajā daļā izmēģinājumu režīmu novērots nozīmīgs EtOH izmešu samazinājums, salīdzinot ar POS98 piemērotu aizdedzes apstiešanas leņķi. Efekta atšķirības starp E96 un E85 degvielām nebija statistiski nozīmīgas.



2.14. att. Etanola izmešu relatīvās izmaiņas, lietojot MGM aizdedzes apstiešanas

Acetaldehīda (MeCHO) izmeši izplūdes gāzu sastāvā novēroti, lietojot visas trīs izmēģinājumu degvielas. Acetaldehīda izmešu pieauguma attiecība, lietojot E96 un E85 attiecībā pret POS98 degvielu, ir parādīta 2.15. attēlā.



2.15. att. Acetaldehīda izmešu daudzuma relatīvās izmaiņas pret POS98
Visi izmēģinājuma režīmi ar MGM aizdedzes apstiešanas

Salīdzinot ar benzīna lietošanu, iegūts acetaldehīda izmešu palielinājums 6...8 reizes E96 degvielas gadījumā un 4...5 reizes E85 degvielas gadījumā.

Formaldehīda izmešu īpatnējais daudzums ir līdzīgs visu izmēģinājumu degvielu gadījumā, un būtiski neatšķiras starp izmēģinājuma režīmiem.

3. AUGSTA BIOETANOLA SATURA DEGVIELAS LIETOŠANAS EKOLOĢISKUMA UN KONKURĒTSPĒJAS NOVĒRTĒJUMS

Latvijā, iespējams, būs grūti sasniegt NO_x un metānu nesaturošo gaistošo organisko savienojumu (NMVOC) izmešu samazinājumu vajadzīgajā apjomā. Benzīna pakāpeniska aizstāšana ar augsta bioetanolā saturošu degvielu var palīdzēt samazināt NO_x izmešu daudzumu. Šajā darbā eksperimentāli noskaidrots, ka benzīna aizvietošana ar E85 degvielu un MGM atbilstoša aizdedzes apstākļu ieviešana korekcija samazināja īpatnējo NO_x izmešu daudzumu par aptuveni 22 %. Šie dati iegūti, analizējot motora izplūdes gāzes, un izpūtēja katalītiskā pārveidotāja darbība var mainīt atšķirību starp NO_x izmešiem. Šī darba autora citā pētījumā noskaidrots, ka NO_x izmešu koncentrācijas samazinājums, aizstājot benzīnu ar E85, pēc katalītiskā pārveidotāja, izpūtēja izejā saglabājas (Gailis, Pirs, 2014).

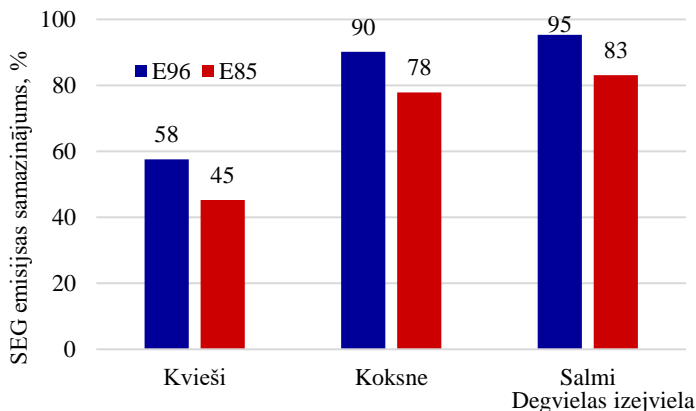
NMVOC izmeši ietver organisku vielu grupu, no kurām atsevišķas ir kaitīgas dzīvībai organismiem un augiem, un veicina ozona veidošanos saules gaismas ietekmē, atmosfēras zemākajos slāņos. Dažādām vielām ir atšķirīgs fotoķīmiskais ozona veidošanas potenciāls (FOVP).

Eksperimentālo pētījumu rezultātā iegūts, ka augsta bioetanolā saturošu degvielas E85 lietošana palielina NMVOC izmešu ozona veidošanas potenciālu par aptuveni 17 % un E96 degvielas gadījumā par aptuveni 31 %, salīdzinot ar bioetanolu nesaturošu benzīnu POS98. Rezultāti ļauj secināt, ka bioetanolā saturošu degvielas lietošana būtiski maina NMVOC izmešu sastāvu, bet nesamazina, un iespējams, palielina fotoķīmisko ozona veidošanas potenciālu.

Aprēķinātais SEG emisiju samazinājums attiecībā pret benzīna lietošanu visā degvielas aprites ciklā parādīts 3.1. attēlā. E96 degvielas gadījumā SEG emisiju samazinājums ir aptuveni 58 %, lietojot tradicionālā veidā no kviešu graudiem iegūtu bioetanolu, un 90...95 %, lietojot no celulozes izejvielām iegūtu bioetanolu. E85 degvielas gadījumā SEG emisiju samazinājums ir aptuveni 45 % kviešu bioetanolā saturošu degvielas gadījumā un aptuveni 80 % celulozes bioetanolā saturošu degvielas gadījumā. Degvielas aprites cikla SEG emisijas rezultātu atšķirība starp dažādi iegūtu bioetanolu ir ievērojama, un norāda, ka nākotnē jāattīsta bioetanolā ieguve ar modernām metodēm. Vēlams iegūt izejvielas bioetanolā ražošanai, šim mērķim neveicot augsnes mēslošanu vai apstrādi.

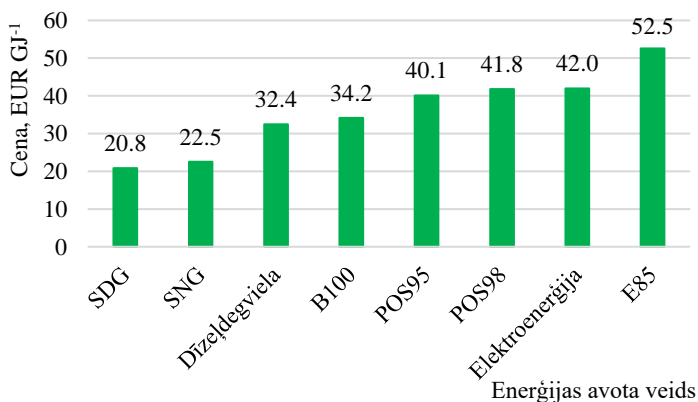
2019. gadā E85 degvielu Latvijā pārdod divās degvielas uzpildes stacijās. Mazumtirdzniecības cenas ir noteiktas tilpuma vienībās. Faktisko degvielas vērtību lietotājam nosaka tās sadegšanas siltums un motora lietderība. Ievērtējot

tikai enerģētisko vērtību, izdevīgākais iekšdedzes motoru degvielas veids ir saspiesta dabas gāze (SDG), tad seko sašķidrināta naftas gāze (SNG), dīzeļdegviela, biodīzeļdegviela, benzīns un E85.



3.1. att. SEG emisijas relatīvais samazinājums attiecībā pret benzīnu

Transportā izmantojamu enerģijas avotu cenu salīdzinājums parādīts 3.2. attēlā. Pašreiz E85 degviela ir lietotājam finansiāli visneizdevīgākais autotransporta degvielas veids Latvijā.



3.2. att. Enerģijas avotu cena par enerģijas vienību

Cenas ar nodokļiem mazumtirdzniecībā Latvijā, 2019. gada augustā

Minimālo akcīzes nodokļa likmi katram degvielas veidam nosaka ES likumdošana. Degvielas nodokļu likmes, kas ir zemākas par minimālo, ES

dalībvalstīm ir jāpamato un jāsaņem Eiropas Komisijas piekrišana to piemērošanai.

Iespējamais scenārijs akcīzes nodokļa apjoma noteikšanai E85 gadījumā ir iezīmēts akcīzes likuma labojuma likumprojektā, nelūdzot Eiropas Komisijai (EK) piekrišanu samazinātas nodokļu likmes piemērošanā, bet izvēloties fiksētu zemāko atļauto akcīzes nodokļa likmi. Alternatīvais scenārijs būtu aprēķināt nepieciešamo nodokļu likmi, lai E85 izmaksas lietotājam būtu konkurētspējīgas tirgū, un lūgt EK saskaņojumu. Šī darba turpinājumā veikts abu šo scenāriju novērtējums 2020. gadam.

Aprēķinā lietotas degvielas pamata komponentu vidējās cenas Roterdamas preču biržā, 2019. gada pirmajos 8 mēnešos un 2020. gadā paredzētās akcīzes nodokļa likmes. Bāzes scenārijs ir benzīna POS95 lietošana. Scenārijs, kurā E85 pārdošanas un enerģijas vienības cena aprēķināta, pamatojoties uz likuma par akcīzes nodokļa labojumu projektu, apzīmēts kā *E85 SC1*. Alternatīvais scenārijs balstīts uz akcīzes nodokļa likmes samazinājuma aprēķinu. Aprēķinu rezultāti ir apkopoti 3.1. tabulā.

Lai E85 un POS95 izmaksas lietotājam būtu savstarpēji līdzīgas, ieteicamajai akcīzes nodokļa likmei E85 degvielai 2020. gadā jābūt 18.4 % apmērā no benzīna akcīzes nodokļa likmes. Scenārijā *E85 SC1*, kurš piedāvāts akcīzes nodokļa labojumu likumprojektā, E85 kļūst par patērētājam finansiāli vēl neizdevīgāku degvielu, nekā 2019. gadā. Tā pārdošanas cena praktiski sakrīt ar POS95 cenu. Scenārijā *E85 SC2*, kurā E85 cena ir konkurētspējīga attiecībā pret benzīna cenu, cenu savstarpējā attiecība ir apmēram 0.7.

3.1. tabula

Degvielas cenu novērtējums

Parameters, mērvienība	POS95	E85 SC1	E85 SC2
Benzīns RBOB, EUR	0.380	0.060	0.060
Bioetanolis T2, EUR	0.029	0.493	0.493
Degvielas maisījuma izmaksas, EUR	0.409	0.553	0.553
Akcīzes nodoklis, EUR	0.509	0.360	0.094
Pārdošanas cena ar nodokļiem, EUR	1.323	1.315	0.938
Enerģijas vienības cena, EUR GJ-1	41.016	57.428	40.960
Pārdošanas cenu attiecība	-	0.994	0.709
Enerģijas vienības cenu attiecība	-	1.400	0.999

SECINĀJUMI UN PRIEKŠLIKUMI

1. Autotransporta lietošana ir nozīmīgs siltumnīcefekta gāzu, oglekļa dioksīda (CO_2), kā arī slāpekļa oksīdu (NO_x), gaistošu organisko savienojumu (NMVOC), kā arī citu nevēlamu gāzu avots emisijas Latvijā.
2. Slāpekļa dioksīda (NO_2) un benzola koncentrācija Latvijas pilsētās ir augsta, un tuvojas PVO noteiktajam cilvēka veselībai bīstamajam sliekšnim.
3. Ar pašreizējo tirgus regulējumu biodegvielu īpatsvara prognoze 2020. gadā Latvijas transporta degvielu patēriņā ir 4 %, kas liedz sasniegt ES direktīvā 2009/28/EK nosprausto mērķi.
4. Izstrādātais algoritms un matemātiskais modelis ļauj aprēķināt aizdedzes apstādzes leņķa korekciju, kas jāpiemēro benzīnam atbilstošā aizdedzes apstādzes leņķa noteikšanai, pielāgojot motoru darbam ar augsta bioetanola satūra degvielu.
5. Darba izstrādes gaitā izveidotā gāzu spiediena mērīšanas iekārta, datu apstrādes sistēma un algoritms ļauj motora cilindrā iegūt ar motora kloķvārpstas pagrieziena leņķi sinhronizētus spiediena datus ar izšķirtspēju 0.1 KPL grāds, un aprēķināt indicētos, siltuma izdalīšanās un īpatnējā izmešu daudzuma parametrus.
6. Eksperimentāli iegūtais augsta bioetanola satūra degvielai atbilstošais maksimālā griezes momenta aizdedzes apstādzes leņķis ir par 1.0...4.5 grādu vēlāks, nekā noteikts benzīnam. Lielākās atšķirības novērotas pie zemākas slodzes un augstākiem motora apgriezieniem.
7. Salīdzinot ar benzīnu, augsta bioetanola satūra degvielas izmantošanas termiskais lietderīgums ir augstāks, jo indicētais lietderības koeficients pieaug par 2.3...3.5 %, lietojot bioetanola un benzīna maisījumu E85, un par 3.5...4.8 %, lietojot ūdeni saturošu bioetanolu E96.
8. Eksperimentāli noskaidrots, ka, aizvietojojot benzīnu ar augsta bioetanola satūra degvielu novērots sekojošu nevēlamo izmešu daudzuma samazinājums:
 - a. CO_2 aptuveni par 7...10 %, lietojot E96 degvielu;
 - b. CO_2 aptuveni par 10...12 %, lietojot E85 degvielu;
 - c. CO aptuveni par 15...33 % apmērā 1500 min^{-1} režīmā, un 20...25 % apmērā 2000 min^{-1} režīmā;
 - d. NO_x aptuveni par 19...44 %, lietojot E96 degvielu;
 - e. NO_x aptuveni par 16...29 %, lietojot E85 degvielu;
 - f. HC aptuveni par 34...43 %, lietojot E96 degvielu;
 - g. HC aptuveni par 40...55 %, lietojot E85 degvielu.

9. Darbā izvirzītā hipotēze ir apstiprināta, jo darbinot motoru ar augsta bioetanola satura degvielu un koriģējot aizdedzes apstaidzes leņķi atbilstoši degvielas veidam, novērots sekojošu izmešu daudzuma samazinājums, salīdzinot ar benzīnam atbilstošu aizdedzes apstaidzes leņķi:
- a. NO_x no 1 % līdz 23 %;
 - b. etanols no 0 % līdz 12 %.
10. Pašreiz augsta bioetanola satura degvielas E85 konkurētspēja Latvijas degvielu tirgū ir zema, jo tā ir lietotājam finansiāli visneizdevīgākā autotransporta degviela Latvijā, un tās cena par enerģijas vienību ir par 31 % augstāka, nekā POS95 benzīnam.
11. Lai paaugstinātu biodegvielu konkurētspēju, ieteicams akcīzes nodokļa likmi noteikt tādā apmērā, lai degvielas cena par enerģijas vienību būtu līdzīga fosilās izcelsmes degvielai, kuru tā aizvieto. Ieteicamajai akcīzes nodokļa likmei E85 degvielai 2020. gadā būtu jābūt ne vairāk kā 18.4 % apmērā no benzīna akcīzes nodokļa likmes.

TOPICALITY OF THE RESEARCH

Climate change is one of the greatest threats to mankind's existence. Directive 2009/28/EC the European Parliament and of the Council on the promotion of the use of renewable energy resources is binding on the countries of the European Economic Area. It defines biofuels as the most important alternative fuels, which can contribute to the overall reduction of CO₂ emissions. By 2020, each EU Member State should achieve a minimum of 10 % share of biofuels in transport fuel consumption (Eiropas Padome, 2009).

The forecast of calculations by the Ministry of Economy shows that, with the current regulation, it is possible to reach up to 4 % of the share of renewable energy resources in transport in Latvia (Ministru kabinets, 2017).

Total greenhouse gas (GHG) emissions by automotive transport in Latvia have not decreased since the adoption of the Kyoto Protocol, instead there is an increase in emissions. Reduction of GHG emissions can be achieved by using alternative forms of energy produced in a sustainable way. The capacity available in Latvia to produce biofuels exceeds demand. In order to increase the share of biofuels in the total quantity of fuel intended for transport, measures should be taken to boost demand. Bio-ethanol is one of the alternative fuels by which it is possible to reduce greenhouse gas and harmful emissions by partly or entirely replacing gasoline from fossil sources (Ekonomikas ministrija, 2013).

Gasoline-fuelled motor vehicles can be adapted for the use of high bio-ethanol blend fuel. Most fuel adapters offered on the EU market are correcting the air-fuel ratio, no adjustment is made to the spark angle (Gailis, Pirs, 2013).

Directive 2016/2284/EC contains a commitment by Member States to reduce certain emissions, compared to quantities calculated in 2005. Assessing available data, the commitment to achieve a 32 % reduction in NO_x emissions in 2020 may not be achieved in Latvia if additional measures are not implemented (European Environment Agency, 2019; European Parliament and the Council of the European Union, 2016).

Directive 2014/94/EU on the introduction of alternative fuel infrastructure defines a system of measures for the introduction of alternative fuels in order to minimise the oil dependency of transport and to reduce the environmental impact. Fuels replacing gasoline are discussed separately. Alcohol fuels can be mixed with gasoline and used with current vehicle technologies or with minor adaptations (Eiropas Padome, 2014).

The efficiency and ecological performance of the combustion process in the spark-ignition engine is affected by the air/fuel mixture parameters and the phasing of the combustion during the engine operating cycle.

A number of unclear issues have been identified assessing results of the research on the substitution gasoline with bio-ethanol.

The difference in spark angle between gasoline and bio-ethanol to achieve maximum torque (MBT) has not been sufficiently studied, and the results of the studies have been uncertain and sometimes contradictory.

In theory, a reduction in CO₂ emissions by increasing the amount of bio-ethanol in fuel is reasonable. Comparing the results obtained by different researchers shows that they are dissimilar and sometimes contradictory.

Replacement of gasoline with bio-ethanol is expected to result in a reduction in the specific amount of NO_x emissions. The relative significance of the impact of the spark angle corresponding to the type of fuel with regard to NO_x emissions has not been sufficiently studied.

Following an analysis of the results of the previous studies, the hypothesis, aim and objectives of the dissertation have been formulated.

THE OBJECT, HYPOTHESIS, AIM AND TASKS

The object of the studies is the combustion process of bio-ethanol in a spark-ignition engine.

Working hypothesis: replacing gasoline with high bio-ethanol content fuel and adjusting the spark angle according to the type of fuel can significantly reduce the amount of harmful emissions.

The aim of the research is to study the effects of substitution of gasoline with high bio-ethanol content fuel on the combustion in a spark-ignition internal combustion engine and its efficiency and emissions.

The tasks of the research:

- 1) To develop an algorithm and mathematical model for determining the amount of correction for the spark angle in order to adapt a gasoline-fuelled spark-ignition engine to a high bio-ethanol content fuel.
- 2) To develop and validate a specialised data acquisition and processing system and algorithm for combustion studies of high bio-ethanol content fuel in a spark-ignition engine.
- 3) To assess the effects of the adaptation of the engine for the use of high bio-ethanol content fuel on thermal efficiency and the emissions of greenhouse and harmful gases.
- 4) To assess the competitiveness of high bio-ethanol blend fuel in Latvia and to develop recommendations to improve its competitiveness.

RESEARCH METHODS

Experimental, analytical and computer modelling research methods have been applied. An original methodology was developed, combined with a methodology developed by the recognised researchers of internal combustion.

Modelling of the compression of the gas mixture and the flame development in turbulent environment was performed in the theoretical part of the research.

In the experimental part of the work, studies were performed on the combustion process, analysing pressure changes in the engine cylinder, fuel consumption and exhaust gas composition.

THESES SET FOR THE DEFENSE

1. Replacing gasoline with high bio-ethanol content fuel could lead to a significant reduction in greenhouse gas emissions.
2. When adapting a spark-ignition engine to high bio-ethanol content fuel, the correction of the spark angle corresponding to the fuel type significantly reduces the amount of harmful engine exhaust emissions.
3. If the spark angle for the gasoline use and the parameters of the engine are known, it is possible to determine the appropriate spark angle for the high bio-ethanol content fuel.

SCIENTIFIC NOVELTY OF THE RESEARCH

- An algorithm and mathematical model has been developed for determining the spark angle correction, applicable for the conversion of the spark-ignition engine for the use of the high bio-ethanol content fuel.
- Data acquisition device, data processing system and an algorithm for combustion research in the cylinder of an internal combustion engine has been developed and validated.
- The importance of the spark angle correction while adapting gasoline-fuelled engines for high bio-ethanol content fuel use has been clarified.

SCIENTIFIC AND ECONOMIC IMPORTANCE

- The types of gaseous emissions in Latvia, and the amount of which exceeds the regulatory limits and are caused by road transport activities have been identified
- Air pollution components that have concentration in the air close to a health-threatening threshold have been identified in Latvia.
- Functionality of the equipment for the LLU Alternative Fuels Scientific Laboratory is significantly expanded, allowing for fuel consumption measurement and the engine exhaust gas analysis in the mass domain, as well as the cylinder pressure analysis at high resolution.
- The types of emissions and their respective reduction that can be achieved by replacing gasoline with high bio-ethanol content fuel and by adjusting the spark angle to the fuel type have been found.
- The competitiveness of high bio-ethanol blend fuel in Latvia has been investigated and recommendations for improvement have been provided.

APPROBATION

The findings, theses and the results of the research have been published in the peer-reviewed scientific journals and the proceedings of the international scientific conferences. The results have been presented and discussed in the international scientific conferences.

Publications in the scientific journals and the proceedings:

1. Gailis M., Dukulis I., Pirs V., Birzietis G. (2018). Practical methodology for calculation of specific gaseous emissions. In *Engineering for Rural Development* (Vol. 17, pp. 2141–2146). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies. DOI: 10.22616/ERDev2018.17.N508
2. Gailis M., Pirs V. (2017). Experimental analysis of combustion process in SI engine using ethanol and ethanol-gasoline blend. *Agronomy Research*, 15(Special Issue 1).
3. Gailis M., Pirs V. (2015). Assessment of compatibility of fuel supply system polymeric parts with bioethanol/ gasoline blend E85. In *Engineering for Rural Development* (Vol. 14, pp. 307–312). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
4. Pirs V., Gailis M. (2014). Regulated emissions from spark ignition engine adapted for use of E85 fuel. In *Engineering for Rural Development* (Vol. 13, pp. 241–246). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
5. Gailis M., Pirs V. (2014). Effect of ignition timing on emissions of spark ignition engine using E85 fuel. In *Research for Rural Development* (Vol. 1, pp. 212–218). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
6. Gailis M., Pirs V. (2013b). Experimental study in gasoline engine injector performance. In *Engineering for Rural Development* (pp. 364–368). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
7. Gailis M., Pirs V. (2013a). Experimental investigation of fuel conversion adapter using bioethanol and gasoline blends. In *Research for Rural Development* (Vol. 1, pp. 193–199). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
8. Pirs V., Gailis M. (2013). Research in use of fuel conversion adapters in automobiles running on bioethanol and gasoline mixtures. *Agronomy Research*, 11(1), pp. 205–214.

Presentations in the international scientific conferences:

1. Gailis, M., Dukulis, I., Pirs, V., Birzietis, G. Practical methodology for calculation of specific gaseous emissions. *17th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 25, 2018.
2. Gailis M., Rudzitis J., Pirs, V. Effect of Ethanol-Gasoline Blends on SI Engine Unburned Fuel Emissions, *RTU 58 International Scientific Conference*, Riga, RTU, October 20, 2017.
3. Gailis, M., Pirs, V. Experimental analysis of combustion process in SI engine using ethanol and ethanol-gasoline blend, *8th International Conference Biosystems Engineering 2017*, Tartu, Estonia, May 12, 2017.
4. Pirs, V., Gailis M., Assessment of influence of various practical fuel on automobile fuel consumption, *RTU 57 International Scientific Conference*, Riga, RTU, October 14, 2016.
5. Gailis M., Pirs, V. Research on combustion of high-level ethanol fuel in the spark ignition engine, *RTU 57 International Scientific Conference*, Riga, RTU, October 14, 2016.
6. Gailis, M.; Pirs, V. Assessment of compatibility of fuel supply system polymeric parts with bioethanol/gasoline blend, *14th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 25th, 2015.
7. Pirs, V., Gailis, M. Regulated Emissions from Spark Ignition Engine Adapted for use of E85 Fuel, *13th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 24th, 2014.
8. Gailis, M.; Pirs, V., Effect of Ignition Timing on Emissions of Spark Ignition Engine Using E85 Fuel, *20th Annual International Scientific Conference Research for Rural Development 2014*, Jelgava, LLU, May 14, 2014.
9. Gailis, M.; Pirs, V., Experimental Study in Gasoline Engine Injector Performance, *12th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, LLU, May 25th, 2013.
10. Gailis, M.; Pirs, V., Experimental Investigation of Fuel Conversion Adapter Using Bioethanol and Gasoline Blends, *19th Annual International Scientific Conference Research for Rural Development 2013*, Jelgava, LLU, May 12, 2013.
11. Pirs, V.; Gailis, M., Research in Use of Fuel Conversion Adapters in Automobiles Running on Bioethanol and Gasoline Mixtures, *Biosystems Engineering 2013*, Tartu, Estonia, EMU, May 8th, 2013.

1. DIFFERENCES IN THE EARLY PHASE OF COMBUSTION BETWEEN HIGH BIO-ETHANOL CONTENT FUEL AND GASOLINE

In the theoretical part of the work, the range of topics includes differences between thermodynamic and physical parameters and the flame speed in turbulent environments of high bio-ethanol content fuel and gasoline homogeneous air/fuel mixture. An algorithm is developed for determining the spark angle correction, if the gasoline is replaced with high bio-ethanol content fuel but geometrical and operating conditions of the engine are not changed.

The problem is solved by assuming that the engine is being adapted to high bio-ethanol content fuel and that the MBT spark angle for gasoline is already defined. The solution is divided into several parts:

- Selection of suitable surrogate fuel;
- Calculation of the mass and molar parts of the air/fuel mixture;
- Calculation of thermodynamic properties of the air/fuel mixture in the compression process;
- Assessment of heat transfer;
- Calculation of the duration of the flame development phase;
- Determination of the spark angle for the high bio-ethanol content fuel.

A 0-dimensional thermodynamic model has been developed. The model allows to calculate changes in temperature and pressure in the compression process based on the properties of the engine, fuel mix composition and effects of the heat transfer. The model is developed in a numerical environment *Matlab*. The model consists of a main script and six user-created functions. Heat transfer modelled on the basis of a study by Woschni (Woschni, 1967). The combustion process in the model is divided into two parts, the flame development and the rapid burning phases. The duration of the flame development phase is modelled on a method developed by US researchers by taking account to the effects of aerodynamic and chemical processes (Hires et al., 1978).

1.1. Limitation of the model

The model includes two engine cycle processes – compression and start of combustion. It is assumed that the fuel mixture has been prepared in advance, is gaseous and homogenous. Surrogate for gasoline imitation is toluene reference fuel (TRF) and for imitation of high bio-ethanol content fuel pure ethanol (E100) is used.

1.2. Algorithm and mathematical basis of the model

The algorithm of the model is shown in Fig. 1.1.

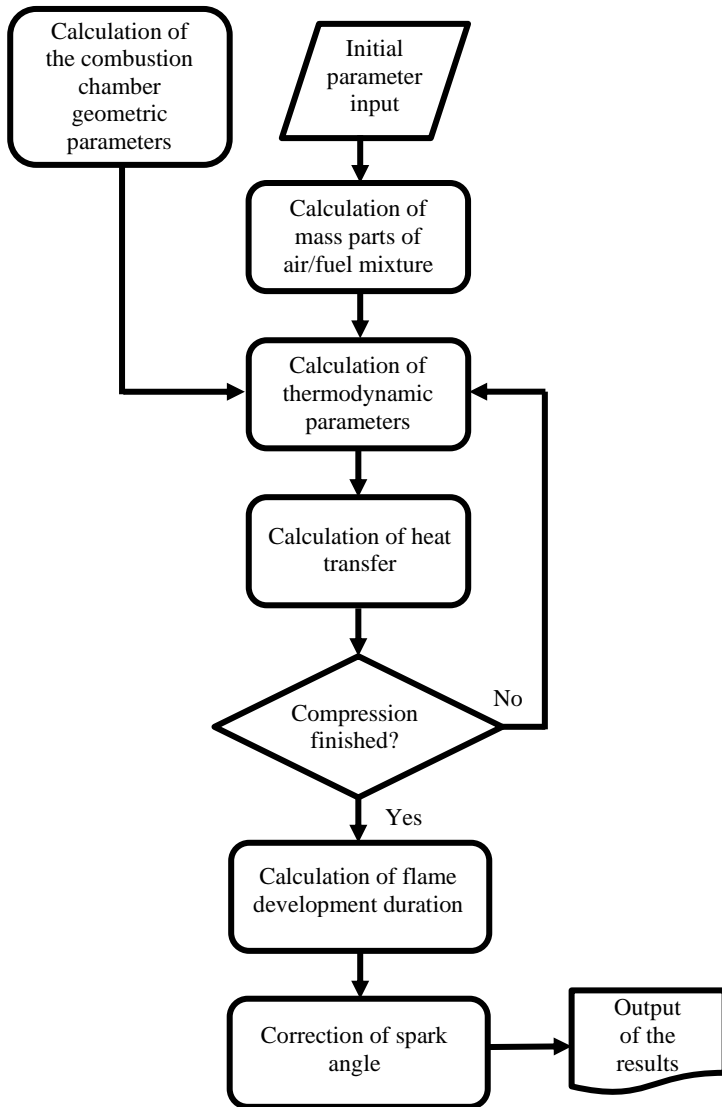


Fig. 1.1. **Algorithm of the model**

For the calculation of thermodynamic and heat transfer parameters, the values of combustion chamber volume and surface area at any CAD were calculated. Pressure change was calculated using the following equation:

$$\frac{dp}{d\phi} = \frac{dQ}{d\phi} \frac{\gamma-1}{V} - p \frac{dV}{d\phi} \frac{\gamma}{V}, \quad (1.1)$$

where p – cylinder pressure, Pa;
 ϕ – crank angle, degrees;
 Q – transferred heat between cylinder surface and the gas, J;
 V – cylinder volume, m³;
 γ – ratio of heat capacities.

The temperature change was calculated using the following equation:

$$\frac{dT}{d\phi} = \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{p} \frac{dp}{d\phi} \right) T, \quad (1.2)$$

where T – cylinder gas temperature, K.

The initial temperature of the air/fuel mixture is assumed to be close to the temperature of the air in the intake manifold. Ratio of heat capacities is determined by knowing the composition and temperature of the air/fuel mixture and using *REFPROP* database (Lemmon et al., 2018). The heat transfer coefficient at any CAD in the compression process was calculated using the technique developed by the German researcher Woschni (Woschni, 1967).

The parameter values are calculated at fixed step 0.1 CAD. The instantaneous values of the pressure and temperature at each step are calculated by cumulatively summing the value into the beginning of the process and the calculated changes.

The calculation of the laminar flame speed was performed based on the equation developed by Metghalchi and Keck (Metghalchi, Keck, 1982). Calculation factors and improvements to the equation are derived from Marshall et al. (Marshall et al., 2011).

Flame development angle calculated using a technique based on turbulent field theory (Hires et al., 1978). Assumption is proposed that the differences in the intensity of turbulence between gasoline and high bio-ethanol content fuel are minor. The differences in the rapid burning phase between these types of fuels are described by the empirically obtained equation, which is applicable in the temperature and pressure range studied. Assessing the difference in the duration of the flame development and the rapid burning phase between TRF and E100 sets out the necessary adjustment for the spark angle.

1.3. Modelling results and their assessment

The pressure changes in the combustion chamber are shown in Fig. 1.2. The chart shows a comparison of experimental (motoring, RON98 and E96) and calculated (TRF and E100) values in the compression process.

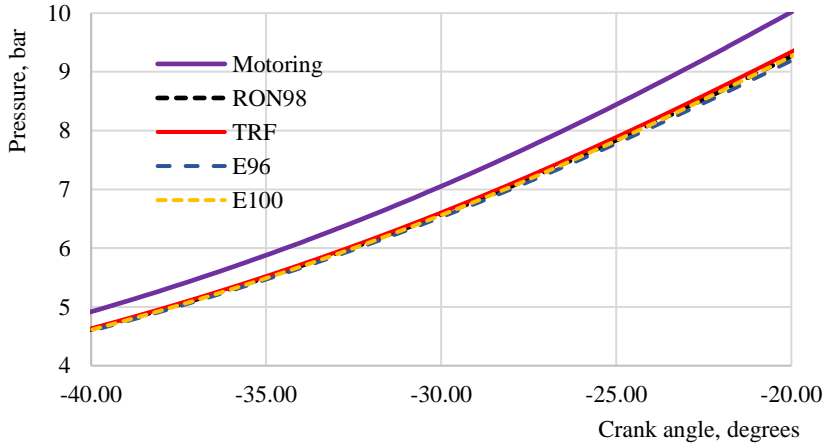


Fig 1.2. Effect of fuel type on the pressure rise in the cylinder

Comparison of experimental and modelling results. Engine speed 1500 min^{-1} ; pressure in intake manifold 70 kPa, stoichiometric air/fuel mixture; RON98 - gasoline, experimental data; TRF - toluene reference fuel, calculated results; E96 - hydrous bioethanol, experimental data; E100 - anhydrous ethanol, calculated results

Compression pressure curves show a high conformity of experimental and modelling data

Under the conditions studied, the laminar flame speed of the E100 air/fuel mixture is greater than the laminar flame speed of TRF. The engine speed has a significant effect, as with the speed increases the MBT spark angle advance, and consequently the pressure and temperature of the combustion chamber at the time of ignition decreases. As the engine speed rises, the difference between laminar flame speeds of the two fuel types being studied decreases.

For the calculation of the duration of flame development and rapid burning phases for gasoline and high bio-ethanol content fuels, the required parameters are determined at CAD corresponding to the MBT spark angle for the gasoline.

A comparison of the duration of the combustion phases obtained by modelling with the experimental results is shown in Fig. 1.3. The calculated results agree with the experimental within 95 % confidence level.

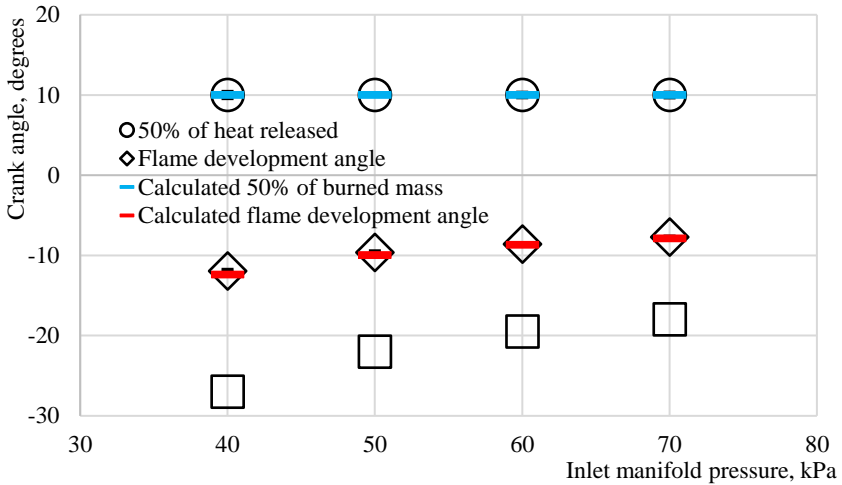


Fig. 1.3. Duration of combustion phases for E96 and E100 fuels at MBT ignition timing

Engine speed 1500 min⁻¹; stoichiometric air/fuel mixture

The experimental and calculated values for the spark angle at MBT timing are shown in Fig. 1.4. Calculated values for the high bio-ethanol content fuel are presented in bold.

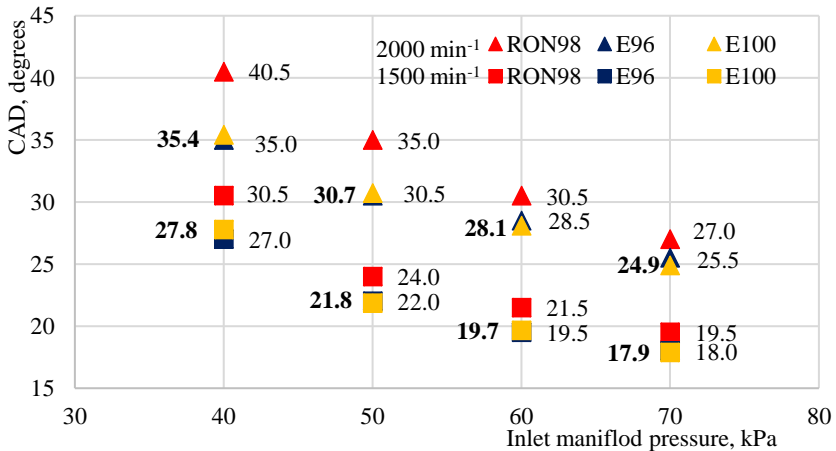


Fig. 1.4. Comparison of calculated and experimental spark angle

RON98 and E96 – experimental data; E100 – calculated result

2. EXPERIMENTAL RESEARCH ON HIGH BIO-ETHANOL CONTENT FUEL COMBUSTION

The effects of high bio-ethanol content fuel on the combustion process, the thermal efficiency of the engine and the composition of the exhaust gases were studied. The research has been carried out in laboratory conditions using an automobile with a customized engine control system. A new control, data acquisition and processing system has been developed in the LabVIEW and Matlab. Studies have been performed at the LLU Alternative Fuel Scientific Laboratory, Jelgava, 2 Paula Lejiņa street.

2.1. Materials for the research

Experimental setup is shown in Fig. 2.1.

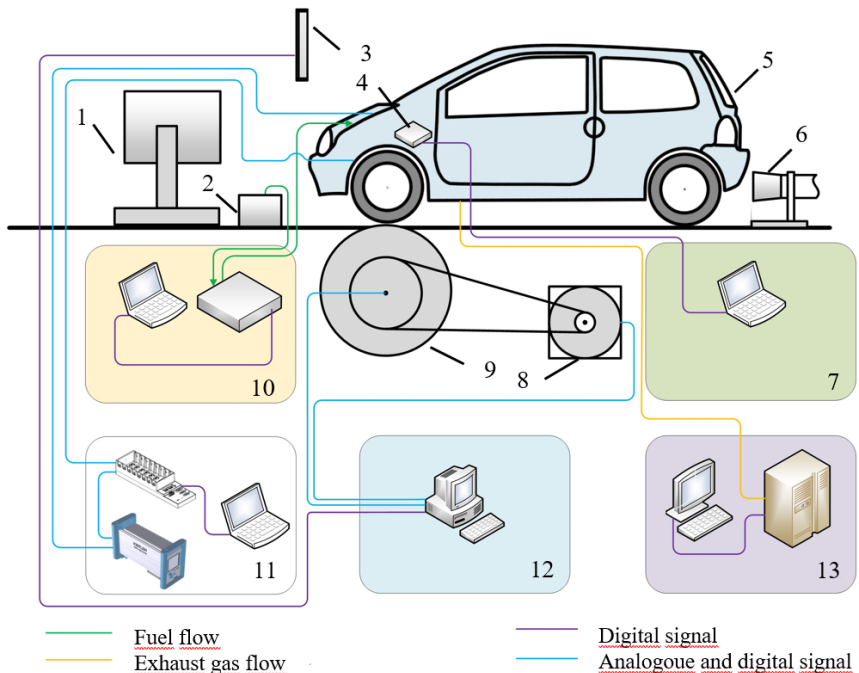


Fig. 2.1. Experimental setup

1 – Cooling fan; 2 – Fuel tank; 3 – Chassis dyno display; 4 – Engine controller VEMS 3.6;
 5 – Automobile Renault Twingo; 6 – Exhaust gas extracting pipe; 7 – PC for the engine control;
 8 – Chassis dyno eddy current brake; 9 – Chassis dyno roll; 10 – Fuel flow measurement device
 AVL KMA Mobile; 11 – Cylinder pressure data acquisition system; 12 – Computer for chassis dyno
 control; 13 – Exhaust gas analyser AVL SESAM FTIR 4

The combustion studies have been conducted using three fuel samples: gasoline (RON98), bio-ethanol-gasoline blend (E85) and bio-ethanol with an ethanol content of 96.2% by volume (E96).

The test automobile, *Renault Twingo*, is equipped with an in-line four cylinder engine. It operates in a four-stroke cycle with atmospheric air supply and spark ignition, having displacement volume of 1149 cm³ and a compression ratio of 9.65.

The engine was tested within an automobile, using chassis dyno *Mustang MD-1750* for the loading. User-controllable ECU *VEMS 3.6* was used for managing engine operation.

Fuel flow was measured, using device *AVL KMA Mobile*. Composition of the engine-out exhaust gases were analysed by *AVL SESAM FTIR 4*. Crank angle was measured by optical encoder *Kistler 2613B*. Cylinder pressure measurement was performed using spark plug with built-in piezo-electric sensor *Kistler 6118BFD16* and charge amplifier *Kistler 5018A*. Inlet, exhaust and fuel temperature were measured with K-type thermocouples. Crank angle degree, cylinder and inlet manifold pressure, inlet, exhaust and fuel temperature were recorded using modular controller *National Instruments NI cRIO 9068* signal-specific input modules. Data acquisition system layout is shown in Fig. 2.2.

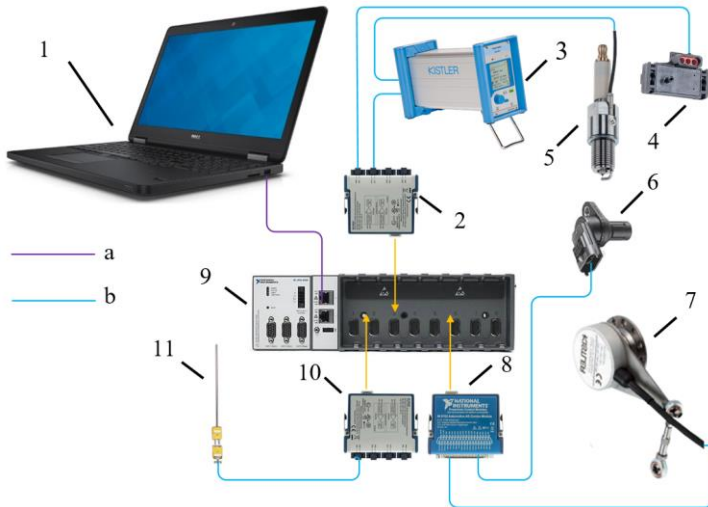


Fig. 2.2. Layout of data acquisition system

- 1 – Computer running LabVIEW; 2 – Module NI 9222; 3 – Charge amplifier Kistler 5018A;
- 4 – Inlet pressure sensor; 5 – Measuring spark plug Kistler 6118; 6 – Camshaft position sensor;
- 7 – Crankshaft position encoder Kistler 2613B; 8 – Module NI 9752; 9 – Controller NI cRIO 9068;
- 10 – Module NI 9214; 11 – Temperature sensor; a – Digital signal; b – Analogue and logical signal

2.2. Experimental methods

The automobile was positioned and secured on the chassis dynamometer. External fuel tank was filled with the test fuel. Exhaust gas extractor and all test measuring equipment was switched on. For the warmup, the engine has been operated in moderate load mode. Measurements started with the engine and fuel reaching working temperature.

During tests, the chassis dynamometer was operated in constant driving speed mode. Engine speed was controlled by the chassis software, controlling the speed of driving. In all test modes, the gearbox of the car was set in a fourth gear.

The engine load was controlled by setting pressure in the intake manifold. The throttle position is set with the lever stop-bolt. The engine was operated in a closed control cycle with a user-selected relative air-to-fuel ratio and spark angle.

Engine synchronous data of the pressure in the cylinder and inlet manifold were recorded with step 0.1 CAD, using controller *NI cRIO 9068* and specialised signal input modules. The data were recorded when intended engine operating mode has been set and stabilised.

In the first phase of the experiments, MBT spark angle for all the test fuels and all operating modes shown in Table 2.1 were established. As an MBT criterion, 10 CAD after top dead centre of 50 % heat released was used.

Table 2.1.

Engine load and speed set-points for combustion research

Engine speed, min ⁻¹	Inlet manifold pressure, kPa	Gross indicated mean effective pressure, bar
1500	40	3.3
	50	4.4
	60	5.7
	70	6.7
2000	40	3.3
	50	4.4
	60	5.7
	70	6.7

In the main part of the experimental studies, ambient temperature, humidity and air pressure, exhaust gas composition, fuel temperature and volume flow, temperature and pressure in the engine intake manifold, the temperature in the exhaust manifold, the crankshaft angle and pressure in the engine cylinder were recorded simultaneously at steady engine speed and load conditions.

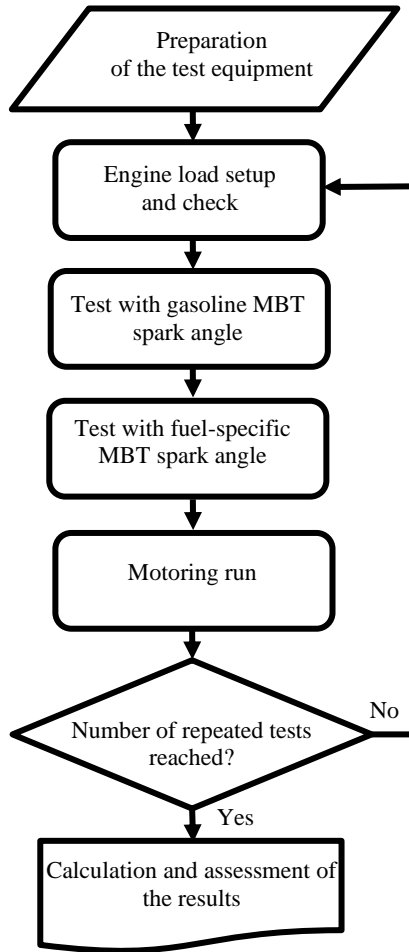


Fig. 2.3. Algorithm of experimental research
 One test repeat pattern, one fuel type and constant engine speed

Eight engine operating modes have been selected for testing: two different crankshaft rotation speed modes and four different load modes, the main parameters of which are summarised in Table 2.1.

The combustion studies have been performed by operating the engine at an MBT spark angle for each type of fuel, according to the algorithm, shown in Fig. 2.3. In certain test modes, the engine has been operated on high bio-ethanol

content fuels E96 and E85, using gasoline MBT spark timing, and the results obtained in these settings are designated by index B such as E96B, E85B.

The exhaust gas composition was analysed in continuous mode, and samples taken from the user-made connection in the engine exhaust manifold. A self-calibration of test equipment and sampling of surrounding air were performed before the engine testing.

Five repeated measurements have been performed in all test modes. Studies have been started with E85 fuel and engine set at speed 1500 min^{-1} . Engine load was changed in ascending order between repetitions. When the required number of repetitions has been obtained in all load modes, the engine speed has been changed to 2000 min^{-1} and tests at different load set-point repeated. When the test plan with the E85 fuel has been completed, the fuel has been switched to RON98 and data has been obtained in the appropriate settings for the plan and with the required number of repetitions. In conclusion, an analogous series of studies has been performed using E96 fuel.

Data processing has been performed in the *Matlab* computing environment by separately processing data obtained with different equipment, then combining the results into a total array of data and conducting their statistical processing and confidence assessment. Based on the concentration of the substances determined by the gas analyser in the exhaust gas, the specific emissions of CO_2 , CO, nitrogen oxides (NO_x), methane (CH_4), total of various hydrocarbons (HC), acetaldehyde (MeCHO), formaldehyde (HCHO) and ethanol have been calculated. The calculation method is based on the EC/UN Regulation 49 and the carbon balance method.

The pegging of relative cylinder pressure was based on the intake manifold pressure. Cylinder pressure and cylinder volume were aligned on the basis of the symmetry method of the cylinder pressure curve (Nilsson, Eriksson, 2004). Indicated mean effective pressure (IMEP), its variation (COV), indicated power and specific fuel consumption were calculated, based on mythology, recommended by Heywood (Heywood, 2018).

Apparent heat release rate (AHRR) was calculated, based on modified methodology by Gatowski et al., correcting the result by heat losses during motoring (Gatowski et al., 1984).

2.3. Experimental results

The values corresponding to the type of fuel at the MBT spark timing are shown in Fig. 2.4. In all test modes, MBT spark angle for high bio-ethanol content fuel was less retarded, comparing to the gasoline. No self-ignition of the fuel mixture was observed in the selected test modes.

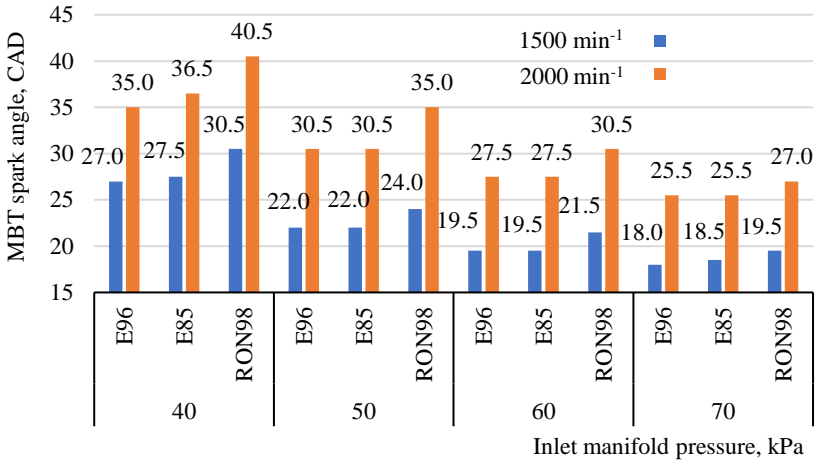


Fig. 2.4. **Maximal brake torque (MBT) spark angle corresponding to the fuel type**
All test modes, stoichiometric air/fuel ratio

The pressure changes in the cylinder, the test mode with a engine speed 2000 min⁻¹ and the pressure in the intake manifold 40 kPa are shown in Fig. 2.5.

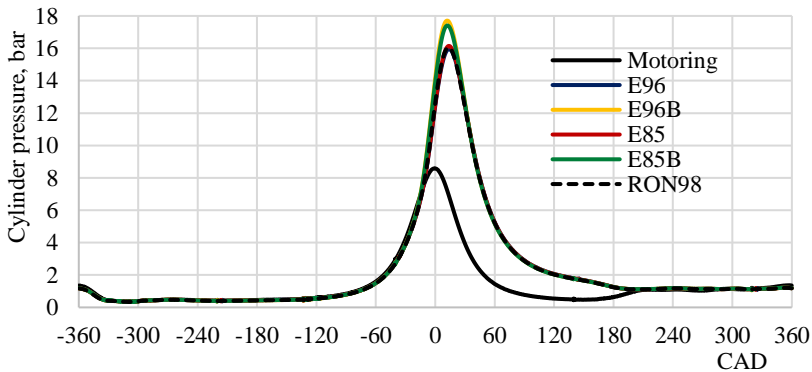


Fig. 2.5. **Cylinder pressure depending on fuel type and test conditions**
Engine speed 2000 min⁻¹, Pressure in the inlet manifold 40 kPa

Using a thermodynamic model, the heat release rate over the engine operating cycle, excluding gas exchange, has been calculated. The apparent heat release rate curves in all test load modes with an engine speed 1500 min⁻¹ are shown in Fig. 2.6. The relatively smooth curves show sufficient quality of measurements and data-processing technology.

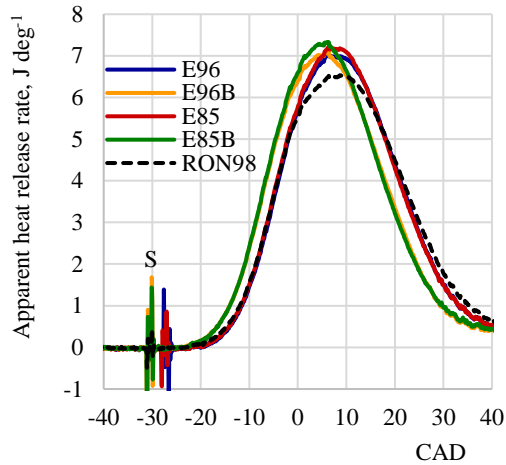


Fig. 2.6. Apparent heat release rate depending on fuel type and test conditions

Inlet manifold pressure 40 kPa; Engine speed 1500 min⁻¹; S – spark discharge angle

In test modes using a gasoline-matching spark angle, heat release curves were identified as RON98, E96B and E85B. The main differences are observed at the beginning of the combustion process, and during heat release rate maxima. The high bio-ethanol content fuel flame is developing more rapidly. This observation can be based on the fact that during the initial phase of the combustion phase, while the surface area of the flame front is small, the laminar flame speed of the fuel is of relatively greater importance.

When the spark angle is corrected to match the MBT angle of the high bio-ethanol content fuel, the combustion process is offset accordingly, but the effect on the heat release rate of the developed flame and its maximum value is insignificant.

The graph of relative cumulative heat release in all test load modes at the engine speed 1500 min⁻¹ are shown in Fig. 2.7. During the initial phase, up to 50 % of heat released, the combustion of E85 and E96 takes place in a similar manner.

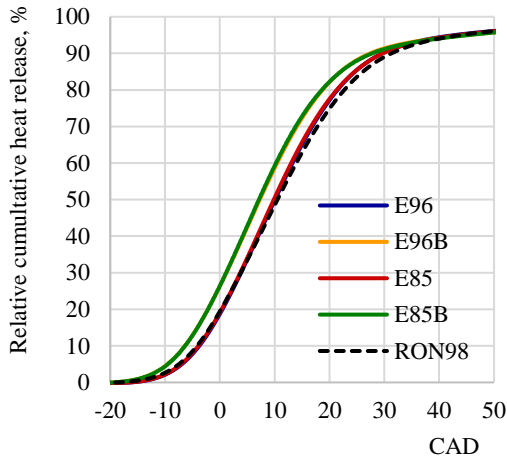


Fig. 2.7. Relative cumulative heat release depending on fuel type and spark advance

Inlet manifold pressure 40 kPa; Engine speed 1500 min⁻¹

The increase in the indicated specific fuel consumption (SFC) using high bio-ethanol content fuel relative to RON98 is shown in Fig. 2.8. When the engine was adapted for the use of the E85 fuel as a replacement for gasoline, the relative increase of the SFC was within 33-35%. In the case of E96, the relative increase of SFC was within 50-54%. The difference between the calorific value of test fuels is greater than the difference between SFC. This effect could be explained on a more complete and efficient process of combustion of high bio-ethanol content fuel compared to gasoline. The results of the indicated thermal efficiency are shown in Fig. 2.9. The thermal efficiency for all fuels increased as engine load and speed increased. This effect can be based on a decrease in the relative importance of heat exchange. Comparing the test fuels, the highest thermal efficiency was observed with E96 fuel.

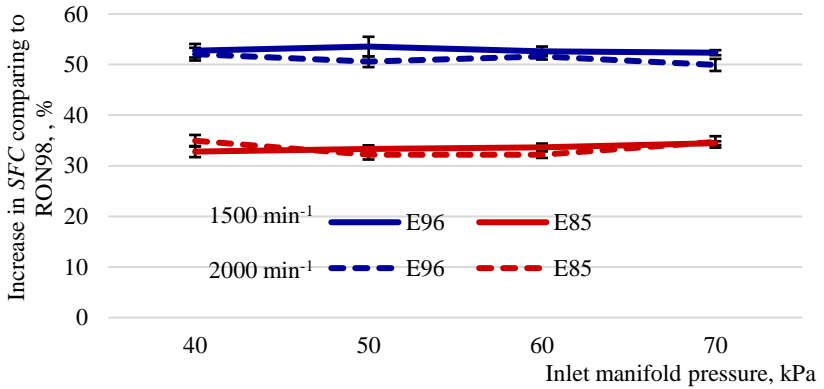


Fig. 2.8. Relative difference in specific fuel consumption

All test modes using MBT spark angle;
Difference relative to RON98

The increase in the indicated thermal efficiency along with an increase in the amount of ethanol in the fuel, can be explained by ethanol-specific higher laminar flame rates and higher enthalpy of evaporation, reducing heat losses in the combustion chamber.

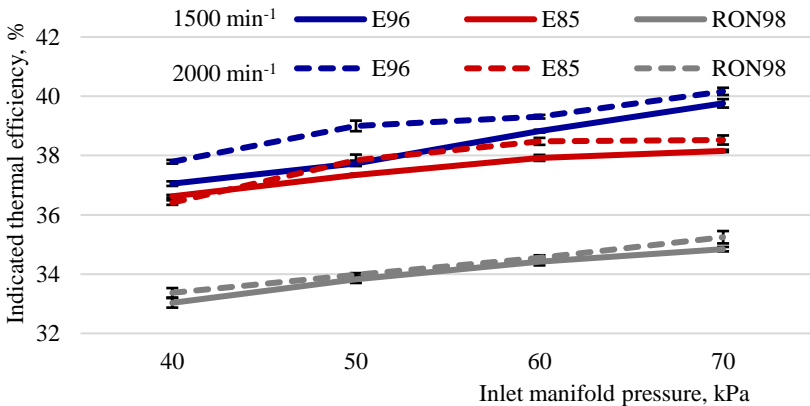


Fig. 2.9. Indicated thermal efficiency using different test fuels

All test modes using fuel-specific MBT spark angle

The reduction of specific emissions of CO₂ by replacing gasoline with high bio-ethanol content fuels is shown in Fig. 2.10. A decrease in CO₂ emissions of approximately 7 ... 10 % was observed for E96 and approximately 10 ... 12 % for E85 compared to gasoline. The differences in CO₂ emissions between the

tested fuels are mainly attributed to differences in the specific fuel consumption, the engine thermal efficiency and the H/C ratio in the fuel.

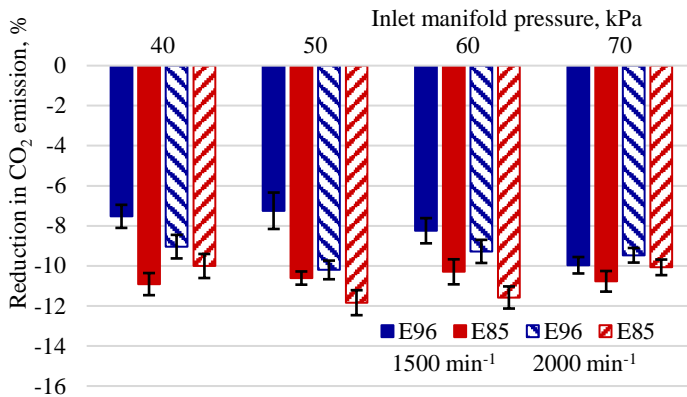


Fig. 2.10. **Reduction in CO₂ specific emission comparing to RON98**
All test modes using fuel-specific MBT spark angle

When replacing gasoline with E85 and E96 fuels, the reduction of specific carbon monoxide (CO) emission was approximately 15 ... 33 % at engine speed 1500 min⁻¹ and 20 ... 25 % at engine speed 2000 min⁻¹.

The specific relative decrease in the amount of nitrogen oxides relative to RON98 for E96 and E85 fuels is shown in Fig. 2.11. A statistically significant reduction in NO_x emissions compared to gasoline was observed in all test modes with high bio-ethanol content fuel. In the process of forming the air/fuel mixture by evaporating the liquid fuel in the intake manifold, the air/fuel mixture is cooled and this process is influenced by the amount of fuel and the enthalpy of evaporation. The effect of high bio-ethanol content fuel, particularly the use of E96, on the reduction of NO_x emissions can be explained by the high evaporative enthalpy of ethanol and the different stoichiometric ratio compared to gasoline. The water contained in the E96 reduces the temperature during air/fuel mixture preparation and in the combustion chamber.

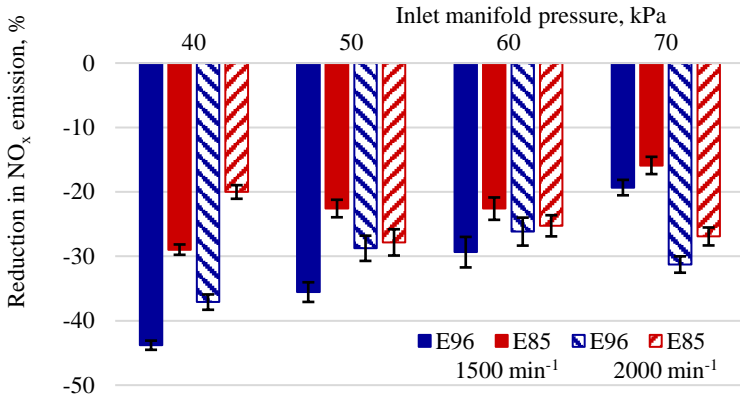


Fig. 2.11. **Reduction in NO_x specific emission comparing to RON98**
All test modes using fuel-specific MBT spark angle

When replacing gasoline with E85, the reduction of NO_x specific emissions relative to RON98 was approximately 16 ... 29 %, while in the case of E96 fuels the reduction was 19 ... 44 %.

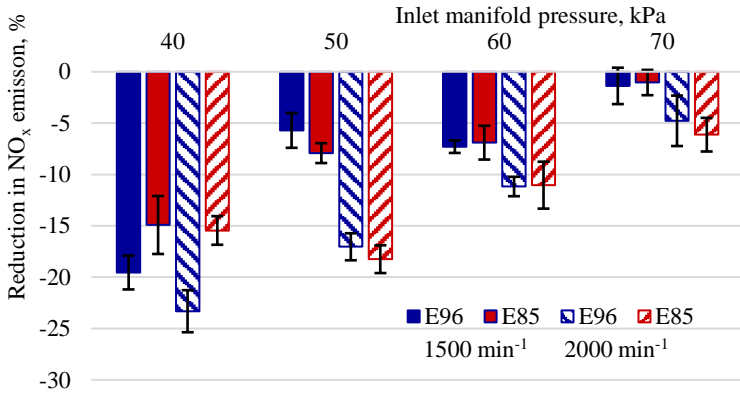


Fig. 2.12. **Relative reduction of emission of nitrogen oxides using the MBT spark angle**
All test modes using fuel-specific MBT spark angle

The effect of the spark angle on NO_x emissions is shown in Fig. 2.12. In most test modes, significant reductions in NO_x emissions have been observed when setting an appropriate spark angle for the high bio-ethanol content fuel compared to a gasoline-specific spark angle. When using the E85 fuel at the engine speed 2000 min⁻¹, with its corresponding MBT spark angle, the reduction of NO_x

emissions was approximately 6 ... 18 % relative to the gasoline-matched MBT spark angle, while in the case of E96 fuel at 5 ... 23 %.

The specific emissions of unburned ethanol (EtOH) are shown in Fig. 2.13. Ethanol emissions were affected by type of test fuel and the spark angle. Emissions increased as ethanol content increased in the fuel. For high bio-ethanol content fuel, the effect of a fuel-specific MBT spark angle on ethanol emissions is shown in Fig. 2.14.

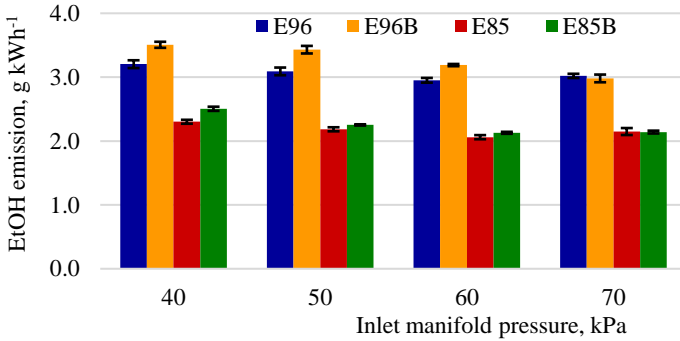


Fig. 2.13. **Effect of test fuel on unburned ethanol emissions**
 Engine speed 1500 min⁻¹, all test modes

In most test modes, significant reductions of EtOH emissions have been observed when setting a fuel-specific MBT spark angle for a high bio-ethanol content fuel compared to gasoline-specific spark angle. The difference in unburned ethanol emission between E96 and E85 fuels were not statistically significant.

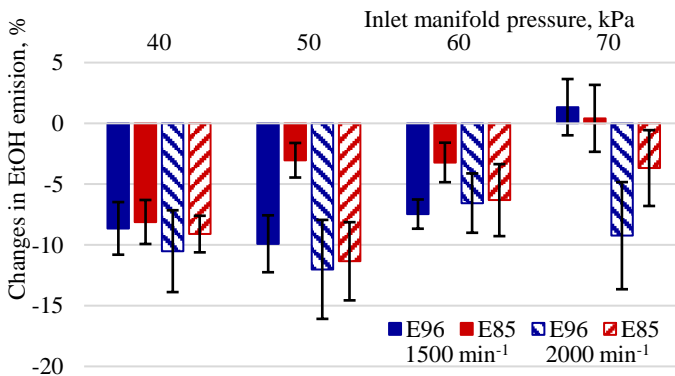


Fig. 2.14. **Changes in ethanol emission using the MBT spark angle**

Emissions of acetaldehyde (MeCHO) have been observed with all three test fuels. Changes in acetaldehyde emissions using E96 and E85, comparing to RON98 is shown in Fig. 2.15.

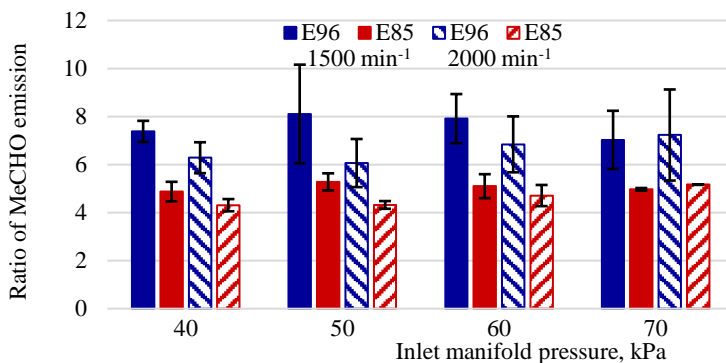


Fig. 2.15. Changes in acetaldehyde emission by E85 and E96 relative to RON98

All test modes using fuel-specific MBT spark angle

Comparing to gasoline, the increase in acetaldehyde emission was 6 ... 8 times for E96 fuel and 4 ... 5 times for E85 fuel.

The amount of formaldehyde emission was similar to all tested fuels and did not differ significantly between the test modes.

3. ASSESSMENT OF THE ECOLOGICAL AND ECONOMICAL ASPECTS OF HIGH BIOETHANOL CONTENT FUEL USE

In Latvia, it may be difficult to achieve the reduction of NO_x and non-methane volatile organic compound (NMVOC) emissions to the required level. The gradual replacement of gasoline with high bio-ethanol content fuel can help reduce NO_x emissions. According to the experimental results of this research, the replacement of gasoline with E85 fuel and the corresponding correction of the spark angle, reduced the specific NO_x emissions by approximately 22 %. These findings arose from the engine exhaust gas analysis and the performance of the exhaust catalytic converter may change the difference between NO_x emissions. Another study by the author of this work shows that the reduction in NO_x emissions by replacing gasoline with E85 is maintained after the catalytic converter in the tailpipe emissions (Gailis, Pirs, 2014).

NMVOC emissions include a group of organic substances, some of which are harmful to living organisms and plants, and contribute to the formation of ozone

by sunlight in the lower atmospheric layers. Different substances have dissimilar photochemical ozone-formation potential (POFP).

Experimental studies have shown that the use of high bio-ethanol blend fuel E85 increases the POFP of NMVOC emissions by approximately 17 % and, in the case of E96, by approximately 31 % compared to ethanol-free gasoline RON98. The results suggest that ethanol use significantly changes the composition of NMVOC emissions but does not decrease, and possibly increases the photochemical ozone-formation potential.

The estimated reduction in GHG emissions relative to gasoline use over the fuel life cycle (well to wheels) is shown in Fig. 3.1. In the case of E96 fuel, the reduction in GHG emissions is approximately 58 % for conventionally produced bio-ethanol from wheat grain, and 90... 95 % in case of the use of bio-ethanol, produced from cellulose. In the case of E85 fuel, the reduction in GHG emissions is approximately 45 % for wheat bio-ethanol and approximately 80 % for cellulose bio-ethanol. The effects of the source of the raw materials and production method on life-cycle GHG emissions of high bioethanol content fuel are significant. It is desirable to obtain raw materials for the production of ethanol without cultivation and fertilization of the soil for this purpose.

In 2019, E85 fuel is sold in Latvia in two fuel retail stations. The actual fuel value for the user is determined by its price relative to combustion heat and engine efficiency. When assessing only the energy value, the most beneficial type of fuel for internal combustion engines in Latvia is compressed natural gas (CNG), followed by liquefied petrol gas (LPG), diesel fuel, biodiesel fuel, gasoline and E85.

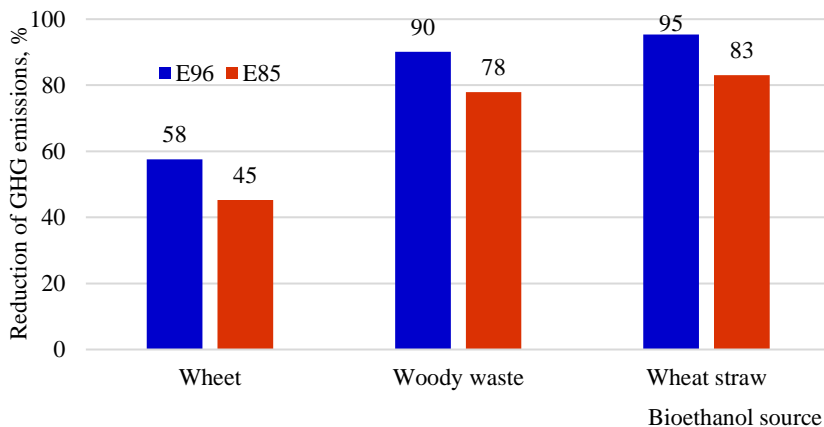


Fig. 3.1. GHG emission reduction by bio-ethanol use comparing to gasoline

A comparison of the prices of energy sources for transport is shown in Fig. 3.2. Currently, E85 fuel is the most financially disadvantaged road transport fuel type in Latvia.

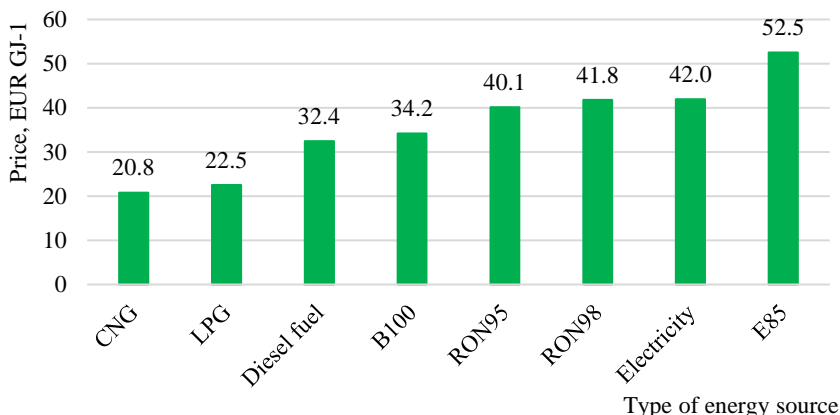


Fig. 3.2. Cost comparison of energy sources

Price with taxes in Latvia, August 2019

The minimum rate of excise duty for each type of fuel is determined by EU legislation. Excise rate, that is below the minimal rate should be justified and approved by the European Commission for their application.

The possible scenario for determining the amount of excise duty in the case of E85 is highlighted in the draft amendment to the Excise Law. It proposes application of a fixed minimum allowable excise duty rate, without asking the European Commission for consent for the application of the reduced excise duty rate. The alternative scenario would be to calculate the required tax rate so that the costs of E85 are competitive on the market and ask for EC harmonisation. This work is followed by an assessment of both scenarios for 2020.

Average prices of basic fuel components on the Rotterdam Commodity Exchange, during the first 8 months of 2019 and the rates of excise duty for 2020 were used for the calculation. The baseline scenario is the use of gasoline RON95. The scenario in which the unit price of E85 is calculated on the basis of a draft amendment to the excise duty is designated as *E85 SC1*. The alternative scenario, *E85 SC2*, is based on the calculation of the necessary reduction in the rate of excise duty. The results of the calculation are shown in Table 3.1.

For the costs of E85 and RON95 to be alike to the user, the recommended rate of excise duty on E85 fuel should be 18.4% of the rate of excise duty on gasoline in 2020. In scenario *E85 SC1*, proposed in the amendment of the Excise Law, E85 is becoming even more financially unfavourable fuel for the consumer than in 2019. Its sales price practically coincides with the RON95 price. In scenario

E85 SC2, where the price of E85 is competitive relative to the price of gasoline, the price-to-price ratio is around 0.7.

Table 3.1

Assessment of the fuel costs

Parameter, unit	RON95	E85 SC1	E85 SC2
Gasoline RBOB, EUR	0.380	0.060	0.060
Bio-ethanol T2, EUR	0.029	0.493	0.493
Cost of fuel blend, EUR	0.409	0.553	0.553
Amount of excise tax, EUR	0.509	0.360	0.094
Sales price with taxes, EUR	1.323	1.315	0.938
Price per energy unit, EUR GJ ⁻¹	41.016	57.428	40.960
Ratio of sales prices	-	0.994	0.709
Ratio of energy unit prices	-	1.400	0.999

CONCLUSIONS AND SUGGESTIONS

1. Use of road transport is an important source of emissions of carbon dioxide (CO₂), nitrogen oxides (NO_x) and volatile non-methane organic compounds (NMVOC) in Latvia.
2. Concentration of nitrogen dioxide (NO₂) and benzene in Latvian cities is high and is approaching the WHO threshold for human health.
3. With the current regulation, it is possible to reach up to 4 % of the share of renewable energy resources in transport in Latvia, instead of the required 10 % share.
4. The developed mathematical model and algorithm allows the calculation of spark angle correction for converting gasoline engines to work with a high bio-ethanol content fuel.
5. The measurement equipment, data analysis system and algorithm has been developed for the acquisition of engine synchronous cylinder pressure data at a resolution of 0.1 CAD and for the calculation of the indicated parameters, heat release and specific emissions.
6. The experimentally obtained MBT spark angle for high bio-ethanol content fuel is retarded in engine cycle by 1... 4.5 degrees, compared to spark angle corresponding gasoline use. Larger differences have been observed in lower load and higher engine speed modes.

7. The indicated efficiency increased by 2.3...3.5 % for bio-ethanol-gasoline blend E85 and by 3.5...4.8 % when using hydrous bio-ethanol E96, compared to gasoline.
8. Reduction in undesirable emissions were observed when replacing gasoline with high bio-ethanol content fuel:
 - a. CO₂ by 7...10 %, using E96;
 - b. CO₂ by 10...12 %, using E85;
 - c. CO by 15...33 % at engine speed 1500 min⁻¹ and by 20...25 % at engine speed 2000 min⁻¹;
 - d. NO_x by 19...44 %, using E96;
 - e. NO_x by 16...29 %, using E85;
 - f. HC by 34...43 %, using E96;
 - g. HC by 40...55 %, using E85.
9. The working hypothesis has been confirmed as a subsequent reduction in emissions was observed when operating an engine with a high bio-ethanol content fuel and adjusting the spark angle according to the type of fuel compared to the angle of the ignition corresponding to gasoline:
 - a. NO_x by 1...23 %;
 - b. Unburned ethanol by 0...12 %.
10. Currently, bio-ethanol-gasoline blend E85 is the most financially disadvantaged road transport fuel in Latvia, its price per unit of energy is 31 % higher, compared to the price of gasoline RON95.
11. It is recommended that the rate of excise duty on biofuels be set to the extent that the price of fuel per unit of energy is similar to the fossil fuel it replaces. The recommended rate of excise duty on E85 fuel in 2020 must be not more than 18.4 % of the rate of excise duty on gasoline, so that the costs of E85 and RON95 are similar to that of the user.

INFORMĀCIJAS AVOTU BIBLIOGRĀFISKAIS SARAKSTS

BIBLIOGRAPHY

1. Eiropas Padome. (2009). Direktīva 2009/28/EK par atjaunojamo energoresursu izmantošanas veicināšanu. *Eiropas Savienības Oficiālais Vēstnesis*, 140, pp. 16–62. DOI: 10.3000/17252555.L_2009.140.eng
2. Eiropas Padome. (2014). *EP un ES direktīva 2014/94/ES par alternatīvo degvielu infrastruktūras ieviešanu. Eiropas Savienības Oficiālais Vēstnesis*.
3. Ekonomikas ministrija. (2013). *Informatīvais ziņojums par situāciju biodegvielu ražošanas nozarē*. Rīga. Retrieved from <https://www.em.gov.lv/files/energetika/if5.doc>
4. European Environment Agency. (2019). Downloadable data about Europe's environment. Retrieved June 20, 2015, from <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/co2-cars-emission-8>
5. European Parliament and the Council of the European Union. (2016). Directive 2016/ 2284 on the reduction of national emissions of certain atmospheric pollutants, amending Directive 2003/35/EC and repealing Directive 2001/81/EC. *Official Journal of the European Union*, L344, pp. 1–31. DOI: http://eur-lex.europa.eu/pri/en/oj/dat/2003/l_285/l_28520031101en00330037.pdf
6. Gailis M., Pirs V. (2013). Experimental investigation of fuel conversion adapter using bioethanol and gasoline blends. In *Research for Rural Development* (Vol. 1, pp. 193–199). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
7. Gailis M., Pirs V. (2014). Effect of ignition timing on emissions of spark ignition engine using E85 fuel. In *Research for Rural Development* (Vol. 1, pp. 212–218). Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies.
8. Gatowski J. A., Balles E. N., Chun K. M., Nelson F. E., Ekchian J. A., Heywood J. B. (1984). Heat Release Analysis of Engine Pressure Data. In *SAE 1984 Transactions* (Vol. 93, p. 20). DOI: 10.4271/841359
9. Heywood. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGrawHill.
10. Hires S. D., Tabaczynski R. J., Novak J. M. (1978). The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine. In *SAE 1978 Transactions* (pp. 1053–1067). Detroit. DOI: 10.4271/780232

11. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O. (2018). NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology. DOI: <https://dx.doi.org/10.18434/T4JS3C>
12. Marshall S. P., Taylor S., Stone C. R., Davies T. J., Cracknell R. F. (2011). Laminar burning velocity measurements of liquid fuels at elevated pressures and temperatures with combustion residuals. *Combustion and Flame*, 158(10), pp. 1920–1932. DOI: 10.1016/j.combustflame.2011.02.016
13. Metghalchi M., Keck J. C. (1982). Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. *Combustion and Flame*, 48(C), pp. 191–210. DOI: 10.1016/0010-2180(82)90127-4
14. Ministru kabinets. Par Alternatīvo degvielu attīstības plānu 2017.–2020. gadam (2017). Retrieved from <https://likumi.lv/doc.php?id=290393>
15. Nilsson Y., Eriksson L. (2004). Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods. In *SAE 2004 World Congress & Exhibition* (p. 12). Detroit. DOI: 10.4271/2004-01-1458
16. Woschni G. (1967). A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. In *SAE 1967 Transactions* (Vol. 76, p. 19). Detroit. DOI: 10.4271/670931