



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Ričardas Vėgneris

SPIRITO IR DYZELINO MIŠINIŲ DEGIMO MODELIO TOBULINIMAS

**IMPROVEMENT OF THE COMBUSTION MODEL FOR SPIRIT AND
DIESEL FUEL BLENDS**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 62403T104

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

Transporto inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2011

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas

(Parašas)

Saugirdas Pukalskas

(Vardas, pavardė)

2011-05-25

(Data)

Ričardas Vėgneris

SPIRITO IR DYZELINO MIŠINIŲ DEGIMO MODELIO TOBULINIMAS

**IMPROVEMENT OF THE COMBUSTION MODEL FOR SPIRIT AND
DIESEL FUEL BLENDS**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 62403T104

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

Transporto inžinerijos studijų kryptis

Vadovas

mgr. Jonas Matijšius

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

(Parašas)

2011-05-17

(Data)

Konsultantas

A. Reičiūnė

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

(Parašas)

2011-05-17

(Data)

Konsultantas

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

(Parašas)

(Data)

Vilnius, 2011

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Transporto inžinerijos studijų kryptis

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 62403T104

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

TVIRTINU

Katedros vedėjas

(Parašas)

Saugirdas Pukalskas

(Vardas, pavardė)

2011 05 25

(Data)

BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO

UŽDUOTIS

2009 12 04 Nr. 13

Vilnius

Studentui (ei)

Ričardui Vėgneriui

Baigiamojo darbo tema:

Spirito ir dyzelino mišinių degimo modelio tobulinimas

patvirtinta 2009 m. lapkričio 26 d. dekanų potvarkiu Nr. 319ti

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2011 m. gegužės 20 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

Apžvelgti kitų tyrėjų darbuose siūlomus spirito ir dyzelino mišinių matematinius degimo modelius, parinkti alternatyvas iki šiol vyravusiam skaičiuojamajam matematiniam modeliui, teoriškai išanalizavus kenksmingų medžiagų susidarymo, dyzelinio variklio cilindre, matematinių modelių įvairovę ir savybes. Remiantis pasirinkta dyzelinio variklio matematinio modeliavimo programa sumodeliuoti spirito ir dyzelino (butanolio ir biodyzelino) mišinių degimą tiesioginio įpurškimo, su vientisa degimo kamera, esančia stūmoklyje, be papildomo pripūtimo, dyzeliniame variklyje, įvertinant jo darbo parametrus. Eksperimentiškai patikrinti pasirinkto matematinio modelio validumą su eksperimento metu gautais duomenimis.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai: mgr. Angelika Petrėtienė

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Vadovas

(Parašas)

mgr. Jonas Matijošius

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Užduotį gavau

(Parašas)

Ričardas Vėgneris

(Vardas, pavardė)

2009 – 12 – 04

(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Transporto inžinerijos fakultetas
Automobilių transporto katedra

ISBN ISSN
Egz. sk.
Data-.....-.....

Antrosios pakopos studijų **Transporto inžinerijos** programos baigiamasis darbas
Pavadinimas **Spirito ir dyzelino mišinių degimo modelio tobulinimas**
Autorius **Ričardas Vėgneris**
Vadovas **Jonas Matijošius**

Kalba: lietuvių

Anotacija

Darbe yra pateikta biodyzelino ir biodyzelino–butanolio mišinių panaudojimo dyzeliniame variklyje tyrimų rezultatai. Pasinaudojus kompiuterine modeliavimo programa, sukurtas matematinis modelis, kurio pateikti rezultatai, vertinant modelio tikslumą, lyginami su eksperimento rezultatais. Vertinami pagrindiniai galios, ekonominiai ir ekologiniai dyzelinio variklio rodikliai. Įvertinta efektyvioji variklio galia, degalų sąnaudos, azoto oksidų ir kietųjų dalelių emisija. Nustatyta, kad modelis pagal vertintus rodiklius yra pakankamai tikslus ir tinkamas platesniems variklio parametrų tyrimams.

Darbą sudaro septynios dalys: įvadas, literatūros apžvalga, teoriniai matematinio modeliavimo principai, eksperimentų metodika, eksperimentiniai tyrimai, išvados, literatūra.

Darbo apimtis – 73 puslapiai teksto (be priedų), 42 iliustracijos, 13 lentelių.

Atskirai pridedami darbo priedai – modeliavimo rezultatų duomenų iškarpa, naudojamų degalų savybių lentelės, eksperimentinių tyrimų rezultatai.

Prasminiai žodžiai

Biodyzelinas, butanolis, matematinis modelis, modeliavimas, dyzelinis vidaus degimo variklis, eksperimentiniai tyrimai.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Transport Engineering
Department of Automobile Transport

ISBN ISSN
Copies No.
Date-.....-.....

Master Degree Studies **Transport Engineering** study programme Master's Thesis

Title **Improvement of the combustion model for spirit and diesel fuel blends**

Author **Ričardas Vėgneris**

Academic supervisor **Jonas Matijošius**

Thesis language: Lithuanian

Annotation

In this final work results of diesel engine research using biodiesel and biodiesel-butanol fuel blends have been presented. It has been developed a mathematical model using a computer simulation program. The presented results in the assessment of the accuracy of the model, have been compared with experimental results. The main power, economic and ecological characteristics of diesel engine have been assessed. Effective engine power, fuel consumption, nitrogen oxides and particulate emissions have been estimated. It has been found that the model evaluated according to the indicators are sufficiently accurate and appropriate for advanced engine research.

The work consists of seven parts: introduction, literature review, the theoretical principles of mathematical modeling, experimental techniques, experimental research, findings, and literature.

Work volume - 73 pages without additions, 42 illustration, 13 tables.

Appendixes – clip from data of simulation results, used fuel properties, table of experimental results.

Keywords

Biodiesel, butanol, mathematical model, simulation, diesel internal combustion engine, experimental studies.

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Richardas Vėgveris 20055813
(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)
Transporto inžinerijos
(Fakultetas)
Transporto inžinerijos HTfm-09
(Studijų programa, akademinė grupė)

BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO)
SAŽININGUMO DEKLARACIJA

2011 m. gegužės 10 d.
(Data)

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas (projektas) tema Suvaržymo
dyzelinio visumų degimo modulinio fabrikavimo
patvirtintas 20 09 m. lapkričio 26 d. dekanų potvarkiu Nr. 319 ti, yra
savarankiškai parašytas. Šiame darbe (projekte) pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar
netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Prenkant ir įvertinant medžiagą bei rengiant baigiamąjį darbą (projektą), mane konsultavo
mokslininkai ir specialistai: _____

Mano darbo (projekto) vadovas mgr Jonas Malinosius

Kitų asmenų indėlio į parengtą baigiamąjį darbą (projektą) nėra. Jokių įstatymų nenumatytų
piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs(-usi).

Plėgys
(Parašas)

Richardas Vėgveris
(Vardas ir pavardė)

Turinys

LENTELIŲ SĄRAŠAS	9
PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS	9
SANTRUMPOS IR ŽYMĖS	11
ĮVADAS	12
1. LITERATŪROS APŽVALGA	15
1.1. Etanolio – dyzelino mišinių panaudojimas dyzeliniame variklyje	15
1.2. Degimo modelis panaudojant etanolį dyzeliniame variklyje	18
1.3. Etanolio įtaka dyzelinio variklio emisijai	20
1.4. ETBE įtaka dyzelinio variklio charakteristikoms	23
1.5. Suodžių susidarymo dyzeliniame variklyje modelis	26
1.6. Dyzelinio variklio parametrų tyrimo modelis	29
1.7. Butanolio įtaka dyzelinio variklio charakteristikoms	32
2. TEORINIAI MATEMATINIO MODELIAVIMO PRINCIPAI	35
2.1. Matematinų skaičiavimo modelių įvairovė ir savybės, norint išnagrinėti kenksmingų medžiagų susidarymą variklio cilindre	35
2.2. Būdai ir priemonės suodžių išsiskyrimo kinetikai nagrinėti	36
2.3. Azoto oksidacijos proceso modeliavimas	39
2.4. „ANSYS Fluent“ – srautų modeliavimo programinė įranga	41
2.5. STAR-CD V4 programinis paketas	42
2.6. DIESEL-RK V 4.1.3.171 kompiuterinė programa	43
3. EKSPERIMENTŲ METODIKA	46
3.1. Matematinis eksperimentas	46
3.2. Natūrinis eksperimentas	46
3.3. Tyrimo metodika	47
3.4. Eksperimentinės įrangos aprašymas	47
3.4.1. Dyzelinis vidaus degimo variklis	47
3.4.2. Variklių apkrovos stendas	48
3.4.3. Išmetamųjų dujų matavimo įranga	50
3.5. Eksperimentams naudoti degalai	53
3.5.1. Dyzelinas	53
3.5.2. Biodyzelinas	53
3.5.3. N – butanolis	53

4. EKSPERIMENTO REZULTATAI	54
4.1. Efektyvioji variklio galia	54
4.2. Degalų sąnaudos	57
4.3. Azoto oksidų NO _x koncentracija	60
4.4. Kietųjų dalelių (PM) koncentracija.....	65
IŠVADOS	70
LITERATŪRA	72
PRIEDAI	74

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1 lentelė. Tyrimams naudotų degalų šilumingumas (MJ/kg)	15
2 lentelė. Tyrimams naudotų degalų dinaminė klampa (mPa s)	16
3 lentelė. Tyrimams naudotų degalų cetaninis skaičius	16
4 lentelė. Bandymui naudojamų degalų savybės.....	21
5 lentelė. Dyzelinių degalų ir etilo-tret-butilo-eterio savybių palyginimas.....	24
6 lentelė. Biodyzelino ir dyzelino mišinių savybės	27
7 lentelė. Pagrindiniai skirtumai tarp dyzelino, butanolio ir etanolio	32
8 lentelė. Koeficientų reikšmės A, B, E cheminių reakcijų greičių konstantoms nustatyti:	40
9 lentelė. Dyzelinio variklio PERKINS 1104c-44 techninės charakteristikos	47
10 lentelė. Apkrovos stendo pagrindiniai techniniai duomenys:.....	49
2 priedo 1 lentelė. (RME) Rapsų metilo esteris.....	81
2 priedo 2 lentelė. (N – butanolis) normalus butanolis.....	81
3 priedo 1 lentelė. Eksperimentinių bandymų rezultatų lentelė	83

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1 pav. Tyrimo metu gautų angliavandenilių (HC), anglies monoksido (CO) ir azoto oksidų (NOx) kiekiai	17
2 pav. Azoto oksidų (NOx) kiekis ppm, gautas bandymo ir modeliavimo metu.	19
3 pav. Kietųjų dalelių (suodžių) kiekis mg/m ³ , gautas bandymo ir modeliavimo metu.....	20
5 pav. Anglies viendeginio ir anglies dvideginio kiekis, išsiskiriantis bandymo metu.....	23
6 pav. ETBE įtaka dyzelino cetaniniam skaičiui	25
7 pav. Deginių susidarymo kiekiai naudojant dyzelino ir ETBE mišinius.....	26
8 pav. Suodžių formavimosi variklio cilindre tendencijos	28
9 pav. Suodžių ir tirpios organinės frakcijos formavimasis variklio cilindre.....	29
10 pav. Azoto oksidų ir suodžių kiekiai, gauti eksperimento ir modeliavimo metu.	31
11 pav. Deginiai, išsiskiriantys degant dyzelino butanolio mišiniams.....	33
12 pav. „Diesel RK“ programos aplinka	44
13 pav. Bandomojo variklio „Perkins 1104c-44“ greičio charakteristika	48
14 pav. Variklio apkrovos stendas SCHENCK WT190.....	49
15 pav. Infraraudonųjų spindulių CO ir CO ₂ matavimo jutiklio principinė schema.....	50
16 pav. Chemiliuminescencijos detektoriaus schema	51
17 pav. Deginių matavimo moduliai kartu su valdymo bloku ir duomenų išvedimo sistema	52
18 pav. Dūmų matuoklis AVL 415S	52

19 pav. Efektyvioji variklio galia eksperimento metu, esant 10–100 % apkrovai	54
20 pav. Efektyvioji variklio galia modeliavimo metu, esant 10–100 % apkrovai.....	55
21 pav. Variklio galios skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min ⁻¹	56
22 pav. Variklio galios skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min ⁻¹	56
23 pav. Degalų sąnaudos, gautos eksperimento metu, esant 1400 min ⁻¹ variklio sūkiams.....	57
24 pav. Degalų sąnaudos, gautos eksperimento metu, esant 2200 min ⁻¹ variklio sūkiams.....	58
25 pav. Degalų sąnaudos, gautos modeliavimo metu, esant 1400 min ⁻¹ variklio sūkiams.....	58
26 pav. Degalų sąnaudos, gautos modeliavimo metu, esant 2200 min ⁻¹ variklio sūkiams.	59
27 pav. Degalų sąnaudų skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min ⁻¹	59
28 pav. Degalų sąnaudų skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min ⁻¹	60
29 pav. Azoto oksidų emisijos eksperimento metu esant 1400 min ⁻¹	61
30 pav. Azoto oksidų emisijos eksperimento metu esant 2200 min ⁻¹	61
31 pav. Azoto oksidų emisijos modeliavimo metu esant 1400 min ⁻¹	62
32 pav. Azoto oksidų emisijos modeliavimo metu esant 2200 min ⁻¹	62
33 pav. Bandomo dyzelinio variklio išmetimo sistema su katalizatoriumi ir deginių matavimo moduliais	63
34 pav. NO _x skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min ⁻¹	64
35 pav. NO _x skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min ⁻¹	64
36 pav. Kietųjų dalelių sudėtis	65
37 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija eksperimento metu esant 1400 min ⁻¹	66
38 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija modeliavimo metu esant 1400 min ⁻¹	67
39 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija eksperimento metu prie 2200 min ⁻¹	67
40 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija modeliavimo metu esant 2200 min ⁻¹	68
41 pav. PM skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min ⁻¹	68
42 pav. PM skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min ⁻¹	69

SANTRUMPOS IR ŽYMĖS

NO – azoto monoksidai

NO_x – azoto oksidai

HC – angliavandeniliai

CO – anglies monoksidas

CO₂ – anglies dioksidas

DI – tiesioginis įpurškimas

IDI – netiesioginis įpurškimas

DDI – tiesioginis dyzelino įpurškimas

E10 – degalų mišinys: 10 % etanolio ir 90 % dyzelino

E30 – degalų mišinys: 30 % etanolio ir 70 % dyzelino

E10AI – degalų mišinys: 10 % etanolio ir 90 % dyzelino su papildomais priedais

E10AI – degalų mišinys: 30 % etanolio ir 70 % dyzelino su papildomais priedais

ETBE – etilo – tret – butilo – eteris

EGR – išmetamųjų dujų recirkuliacijos sistema

THC – visiškai nesudegę angliavandeniliai

SOF – tirpios organinės frakcijos junginiai

HSDI – didelių apsisukimų dyzelinis variklis su tiesioginiu įpurškimu

C₂H₅OH – etanolio cheminė formulė

C₄H₉OH – butanolio cheminė formulė

H₂ – vandenilis

O₂ – deguonis

N₂ – azotas

CFD – kompiuterinis srautų modeliavimas

SI – kibirkštinis uždegimas

RPM – variklio sūkliai

PM – kietosios dalelės

D – įprastas dyzelinas

BD – biodyzelinas

M1 – degalų mišinys: 10 % butanolio ir 90 % biodyzelino

M2 – degalų mišinys: 20 % butanolio ir 80 % biodyzelino

RME – rapsų metilo esteris

FL – variklio darbas tuščia eiga

LOAD – variklio apkrova

IVADAS

Susidomėjimas automobilių dyzelinių variklių taikymu gerokai išaugo per pastarąjį dešimtmetį, atsižvelgiant į tai, kad plačiai pradėta naudoti tiesioginė dyzelinių degalų įpurškimo sistema (Common rail). Dėl optimizuotos degalų strategijos ir pagerintos degalų įpurškimo technologijos stipriai sumažintas degalų sunaudojimas, išmetamų teršalų kiekis, taip pat degimo proceso triukšmas. Atsiradus galimybei tiksliai valdyti purkštukus, įpurškimo slėgį ir antgalio charakteristikas, įmanomi keli dyzelinių degalų išpurškimai (iki penkių ar daugiau) vieno degimo proceso metu. Taip galima padaryti degimą veiksmingesnį ir švaresnį mažinant kietųjų dalelių, teršalų išmetimą ir degalų sunaudojimą. Bandymai parodė, kad dėl ankstyvo įpurškimo gali atsirasti beveik homogeninis degimas, sumažėti triukšmas, pagrindinė degimo temperatūra ir sumažėti išmetamo NO_x kiekis. Nepaisant technologiškai patobulintų degalų įpurškimo sistemų, dyzelinio variklio kontrolės procesas išlieka gan sudėtingas. Šiandien variklio kontrolės sistema atlieka sudėtingus skaičiavimo procesus, optimizavimą. Sudėtingo variklių valdymo problema yra ypač jaučiama esant daug valdymo parametrų (pvz., įpurškimo reguliavimo, įpurškimo trukmės ir kt.), kaip yra ir šiuolaikiniuose dyzeliniuose varikliuose. Naudojimasis eksperimentais tampa per brangus, nes reikalauja daug laiko ir milžiniškų investicijų sudėtingai įrangai. Kuo toliau, tuo švaresnis tampa vidaus degimo variklių, transmisijų, aerodinamikos ir su jais susijusių procesų modeliavimo tobulinimo tendencijos.

Vienas iš pagrindinių inžinerinių mokslų uždavinių yra kiek įmanoma tikslesnis techninių procesų aprašymas siekiant suprasti kompleksinių sistemų dinaminį sudėtingumą, surandant ir susipažįstant su dėsningumais ir tuo būdu padaryti aiškius galimus sprendimus apie sistemų, susijusių su vidaus degimo varikliais, sausumos transporto sistemomis bei vandens ir oro transporto priemonėmis ateities plėtros galimybes.

Šiuo atveju parametrų optimizavimas, variklio galimybės yra apibūdinamos matematiniu modeliu. Panaudojant jį labai sumažinamos eksperimentų išlaidos ir sąnaudos, taupomas laikas, reikalingas bandymams atlikti. Todėl pradėtas masiškai naudoti automobilio jėgainių ir jų komponentų (mechaninių ir elektrinių) matematinis modeliavimas siekiant pagreitinti variklio valdymo sistemų kūrimą, darbą ir optimizavimo strategijas. Būtina modeliavimo sąlyga yra mechaniniai, termodinaminiai ir cheminiai modeliai, aprašantys techninius procesus, nes šių procesų supratimas yra esminis reikalavimas kuriant transporto priemonę.

Darbo tikslas

Tobulinti spirito ir dyzelino mišinių degimo modelį, bandant kuo tiksliau apibrėžti degimo sąlygas, įvedant darbo kūnų geometriją, įvertinti ir sukurti degimo kameros aplinką. Sukurto modelio veikimo tikslumą patikrinti ir palyginti su eksperimentinių tyrimų rezultatais.

Darbo uždaviniai

- Atlikti spirito ir dyzelino mišinių degimo proceso modelių apžvalgą, nustatyti įvairių modelių pranašumus ir trūkumus.
- Įvertinti naudojamų modelių struktūrą ir siekti modelio struktūros tobulinimo įvedant naujas papildomas kraštines sąlygas.
- Panaudoti kompiuterinio modeliavimo programą, siekiant paprasto matematinio modelio tobulinimo.
- Remiantis modeliu, tobulinti spirito ir dyzelino mišinių degimo procesą, nagrinėjant modelio pateikiamus parametrus.
- Palyginti modelį su eksperimento rezultatais, įvertinant modelio tikslumą ir pritaikomumą.

Darbo aktualumas

Kiek yra žinoma, Lietuvoje degimo procesų analize užsiima tik viena mokslo įstaiga, tai Lietuvos energetikos institutas. Jame esančioje degimo procesų laboratorijoje (13 laboratorijoje) nagrinėjami tik įvairių katilų, krosnių degimo procesai, garo turbinų veika, tačiau nenagrinėjami degimo procesai, vykstantys vidaus degimo varikliuose. Panaudojus tikslų degimo proceso modelį galima simuliuoti procesus, vykstančius vidaus degimo variklyje, imituojant naujų įvairių, biologinės kilmės degalų tiekimą, siekiant sumažinti išmetamų deginių kiekius, o tai šiuo metu labai populiaru ir aktualu. Sukūrus modelį ir sumodeliavus degimo procesą galima numatyti, ar verta naudoti atitinkamus degalus praktikoje. Modeliavimu tikslinga naudotis siekiant atsisakyti realių eksperimentų, kurie tam tikrais atvejais gali būti labai brangūs.

Darbo naujumas

Nors kompiuterinio vidaus degimo variklių modeliavimo sritis ganėtinai plačiai paplitusi tarp pasaulio automobilių gamintojų, tačiau Lietuvoje tai ganėtinai nauja ir mažai nagrinėta degimo procesų analizės kryptis. Paprastai vidaus degimo variklių tyrimai atliekami nagrinėjant konkrečius variklius, atliekant eksperimentus su jais. Atliekant tokius eksperimentus, kuriuos galima pavadinti

paviršutiniškais, gaunami tik eksploataciniai variklių rodikliai, teršalų kiekiai, bet neišsigilinama į pačius procesus, vykstančius variklio viduje, todėl ir negalima tiksliai prognozuoti, kokie variklio ar degalų pakeitimai turės įtakos emisijos ir galios rodikliams. Lietuvoje lengvųjų automobilių gamyba visiškai neišvystyta, nėra aktualus variklių projektavimas ir kūrimas. Tačiau tyrinėti variklių darbo procesus, siekiant ekologinės ir ekonominės naudos, yra tikslinga. Atlikdami eksperimentus ir juos taikydami praktikoje, mes galime sumažinti automobilių išmetamų teršalų kiekius, surasti alternatyvius naftos degalų pakaitalus arba sukurti mišinius su esamais degalais, kurie teigiamai veiktų variklių darbą. Visdėlto tokia analizė užimtų nemažai laiko ir reikalautų milžiniškų investicijų naujoms laboratorijoms kurti, naujai įrangai įsigyti, o tai šiuo metu sunkiai įgyvendinama. Modeliavimo pritaikymas šioje srityje atneštų nemažai naudos, supaprastintų tyrimus, sumažintų jų savikainą. Sukūrus variklių modelius galima visiškai išanalizuoti jame vykstančius procesus, be didelių sunkumų pakeisti bet kokius įeinančius parametrus ir stebėti gaunamus rezultatus. Tokių modelių sukūrimas leistų plačiau išnagrinėti alternatyvių degalų panaudojimo galimybes tiek dyzeliniuose, tiek benzininiuose varikliuose. Ši sritis mūsų šalyje mažai nagrinėta, todėl variklio modelio kūrimą ir analizę galima laikyti naujove.

1. LITERATŪROS APŽVALGA

Ieškodami informacijos apie variklių darbo procesų tobulinimą ir siekiant sužinoti, kokius modelių kūrimo būdus naudoja užsienio mokslininkai, išnagrinėsime literatūrą, mokslinius straipsnius, susijusius su variklių modeliavimu, deginių formavimosi modeliais dyzeliniame variklyje, modelius, sudaromus naudojant dviejų komponentų degalų mišinius, galimybes panaudoti dyzelino ir spirito mišinius, siekiant patobulinti esamą dyzelinių degalų degimo modelį. Taip pat apžvelgsime keletą bandymų, aprašytų moksliniuose straipsniuose, susijusiuose su dyzelino, biodyzelino ir spiritų mišinių panaudojimu dyzeliniame vidaus degimo variklyje.

1.1. Etanolio – dyzelino mišinių panaudojimas dyzeliniame variklyje

Prancūzijoje „Toulouse“ esančioje tyrimų laboratorijoje buvo atlikti tyrimai siekiant nustatyti etanolio – dyzelino mišinių įtaką naudojant juos dyzeliniame variklyje [13]. Tyrimo metu buvo parinkti du skirtingi organiniai priedai, dėl skirtingų cheminių ir fizikinių parametrų siekiant tinkamai ištirti etanolio – dyzelino mišinius. Papildomi komponentai turėjo glicerolio griaučius su heteroatomais ir amino eteriais, hidroksilų, nitratų ir nitroaminų funkcinių grupių. Naudojant šiuos priedus tirtos degalų savybės, kurios turi atitikti variklio charakteristikas (klampa, cetaninis skaičius, šilumingumas). Šių savybių tyrimų rezultatai pateikiami 1, 2, 3 lentelėse ir apibūdina degalų kokybę (homogeniškumą, šaltąsias, antikoroazines savybes, kintamumą). Degalų mišiniai bandymo metu buvo paruošti su 2 % priedais ir 10–20 % etanolio santykiu palyginus su dyzeliniais degalais. Mišinys su priedais ir be jų buvo bandomas dviejuose dyzeliniuose varikliuose su tiesioginiu ir netiesioginiu įpurškimu. Naudojant priedus, variklio darbo parametrai pagerėjo, sumažindami išmetamųjų teršalų kiekį ir ciklinį uždegimo gaišaties nestabilumą. Atliekant bandymus nepastebėta detonacijos ar kitokių trigdžių.

1 lentelė. Tyrimams naudotų degalų šilumingumas (MJ/kg)

	Degalų šilumingumas (MJ/kg)
Dyzelinas	42,35
Dyzelinas + 10 % etanolio +1 % A ₁ +1 % A ₂	40,98
Dyzelinas + 15 % etanolio +1 % A ₁ +1 % A ₂	40,75
Dyzelinas + 20 % etanolio +1 % A ₁ +1 % A ₂	39,59

2 lentelė. Tyrimams naudotų degalų dinaminė klampa (mPa s)

	Dinaminė klampa 40°C (mPa s)
Dyzelinas	2,3
Dyzelinas + 15 % etanolio	1,8
Dyzelinas + 15 % etanolio +1 % A ₁ +1 % A ₂	1,9
Klampos padidėjimas 20°C	30%
Klampos padidėjimas 40°C	20%
Klampos padidėjimas 50°C	40%

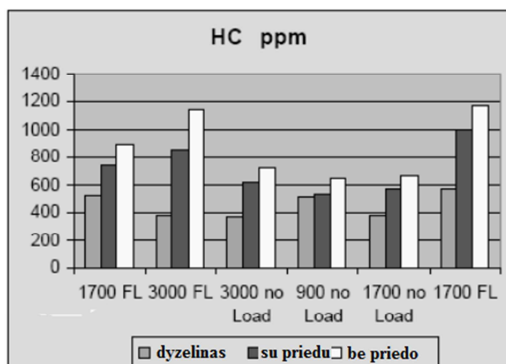
3 lentelė. Tyrimams naudotų degalų cetaninis skaičius

	CN
Įprastas dyzelinas	49
Dyzelinas su priedais	
15% etanolio	41
15% etanolio +2 % A ₂	49,5
15% etanolio +1 % A ₁ +1 % A ₂	47,5
10% etanolio	43,5
10% etanolio +1 % A ₁ +1 % A ₂	48
20% etanolio +1 % A ₁ +1 % A ₂	45

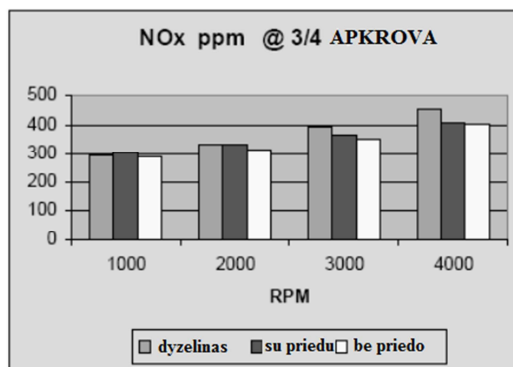
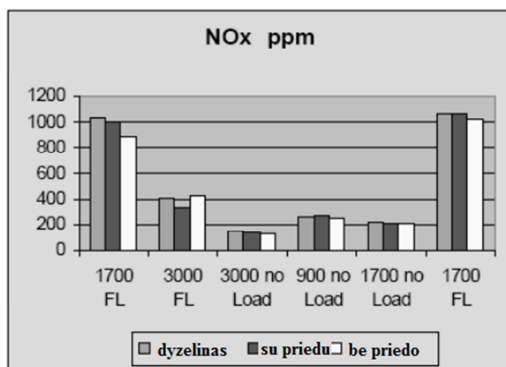
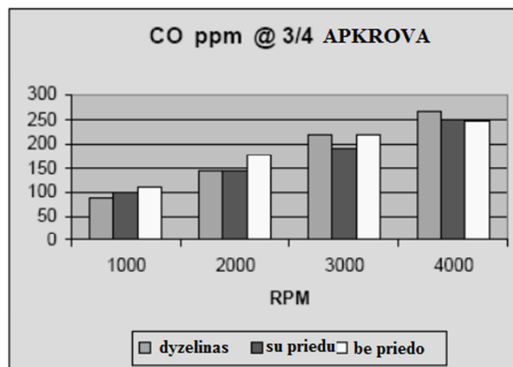
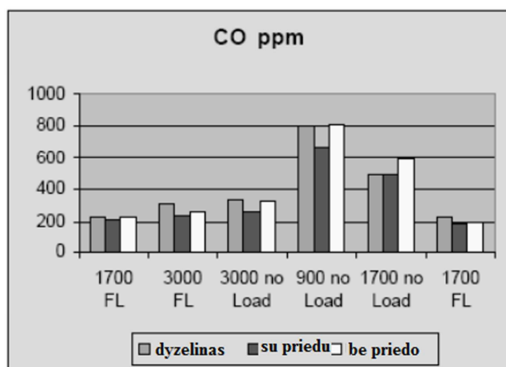
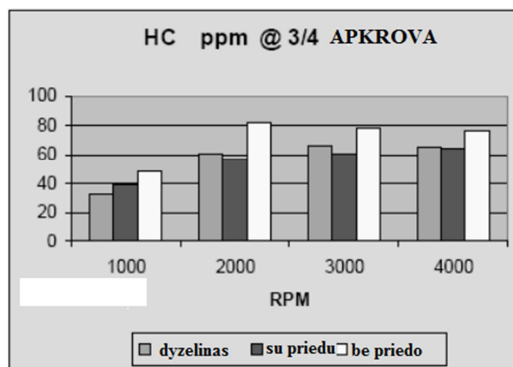
Atliekant bandymus su vidaus degimo varikliais naudojami du skirtingi varikliai, vienas iš jų HATZ 1D80 (667cm³) vieno cilindro oru aušinamas variklis, su 18:1 suslėgimo laipsniu ir tiesioginiu įpurškimu. Kitas bandomasis variklis RENAULT F8Q 706 (1870cm³) su 21,5:1 suslėgimo laipsniu ir netiesioginiu įpurškimu. Dirbant su HATZ varikliu tyrimo rezultatai buvo registruojami šešis kartus, 1700 min⁻¹, 3000 min⁻¹ esant maksimaliai apkrovai, po to 1700 min⁻¹, 3000 min⁻¹, 9000 min⁻¹, be apkrovos. Paskutinis bandymas maksimaliai apkrovai ir 1700 min⁻¹. Po kiekvieno bandymo variklio darbas stabilizuojamas 5 min. RENAULT variklio bandymo metu tyrimo ciklas buvo šiek tiek kitoks, pilnai apkraunant variklį tyrimai atlikti pasirinkus aštuonis duomenų nuskaitymo taškus, sukimosi dažnio diapazone nuo 1000 min⁻¹ iki 4500 min⁻¹ ir atitinkamai dešimt taškų apkraunant 75, 50, 25 ir 0 %. Tyrimų metu buvo fiksuojamas variklio galios pokytis, deginių kiekiai (HC, CO, NO_x), dūmingumas, vidutinis efektyvusis slėgis ir kt.

palyginimui naudojant tik dyzeliną, dyzelino ir etanolio mišinius bei mišinius su papildomais priedais. Pateikiami keletas bandymų rezultatų, 1 pav.

Bandymas su HATZ DI varikliu



Bandymai su RENAULT IDI varikliu



1 pav. Tyrimo metu gautų angliavandenilių (HC), anglies monoksido (CO) ir azoto oksidų (NOx) kiekiai

Pirmasis nagrinėjamo tyrimo etapas skirtas dviejų daigafunkcinių organinių priedų, kurie turi teigiamą poveikį dyzelino – etanolio mišinio įpurškimo ir degimo fizinėms ir cheminėms savybėms, tyrimams. Iš antrojo darbo etapo matyti, kad neatsižvelgiant į variklio tipą (DI ar IDI) ir etanolio kiekį mišinyje (10–20 %), priedų naudojimas sukelia tik nedidelę galios kritimą, bet mažina kenksmingų teršalų išmetimų kiekį ir gerina variklio darbo charakteristikas. 2 % papildomų priedų

naudojimas dyzelino–etanolio mišinių deginimo dyzeliniame variklyje metu akivaizdžiai yra veiksmingas, taip padarydamas tokių mišinių naudojimą patraukliu.

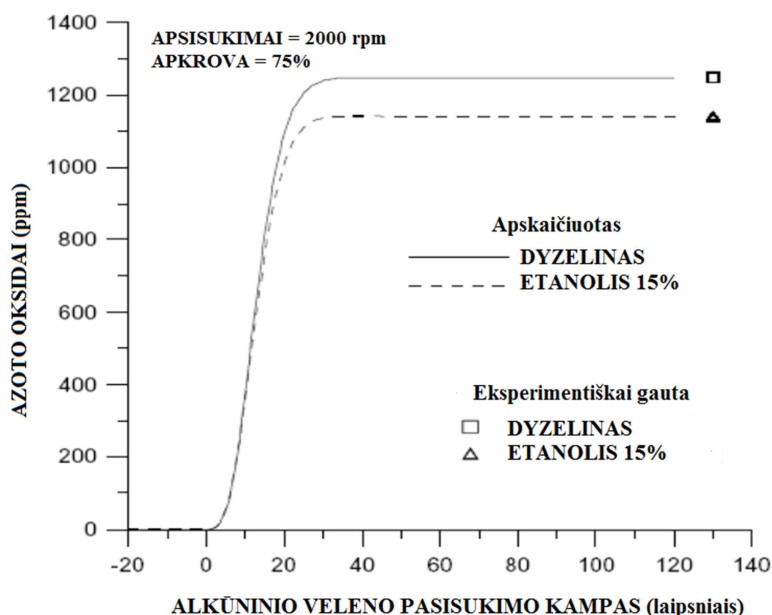
1.2. Degimo modelis panaudojant etanolį dyzeliniame variklyje

Graikijoje, Nacionaliniame Atėnų technikos universitete, atlikti moksliniai tyrimai susiję su etanolio – dyzelino panaudojimu, ir matematinio modelio sudarymu [3]. Anot tyrėjų atlikta daug eksperimentinių tyrimų, tačiau teorinių modelių, nagrinėjančių biodegalų degimo formavimosi mechanizmus ir emisijas, naudota nedaug. Todėl, tyrimo metu, buvo sudaryti daugiazoniai skaičiavimo modeliai, taikomi skaičiuoti dyzelinio variklio darbo parametrus su tiesioginiu įpurškimu, naudojant etanolio–dyzelino mišinius. Tokiais modeliais, purkštuvo išpurškiamas degalų srautas padalintas į kelias zonas, kurios suskaidytos skersine ir išilgine degalų išpurškimo kryptimis. Modelis, laiko momentu, kai degalai išpurškiami į orą esantį degimo kameroje, tikrina kiekvieną zoną. Lašelių garavimo ir srauto maišymosi modeliai naudojami nustatyti oro ir degalų kiekius, kuriuos galima sudeginti kiekvienoje zonoje. Norint sužinoti temperatūrą ir slėgį, esantį cilindre, modeliavimo metu taikomos matematinės formulės, anglies, vandenilio, deguonies, azoto, junginių ir sudėtinių dalių koncentracijai apskaičiuoti naudojama cheminės pusiausvyros schema kartu su azoto oksidų lygio skaičiavimo lygtimis ir suodžių susidarymo modeliu. Skaičiavimai atlikti kompiuteriu realizuojant galimybę palyginti azoto oksidų, suodžių susidarymą su eksperimentiniais matavimais. Darbo režimai pasirinkti naudojant 5 %, 10 %, 15 % etanolio – dyzelino mišinius.

Bandymų ir matavimo įranga pritaikyta stebėti ir kontroliuoti variklio rodiklius, tokius kaip variklio sukimosi dažnis, variklio apkrova, vandens ir tepalo temperatūrą, degalų ir oro srautą ir kitus. Įranga yra sumontuota visiškai automatiniam bandymų stendui, kartu su vieno cilindro, skysčiu aušinamu, Ricardo-Cussons, "Hydra", eksperimentiniu varikliu, esančiu autorių laboratorijoje. Šis variklis turi galimybę veikti pagal Otto (kibirkštinio uždegimo), dyzelinio su tiesioginiu (DI) ir netiesioginiu (IDI) įpurškimu keturtakčio variklio darbo principus, keičiant alkūnio pavaros mechanizmus, galvutę ir cilindrą.

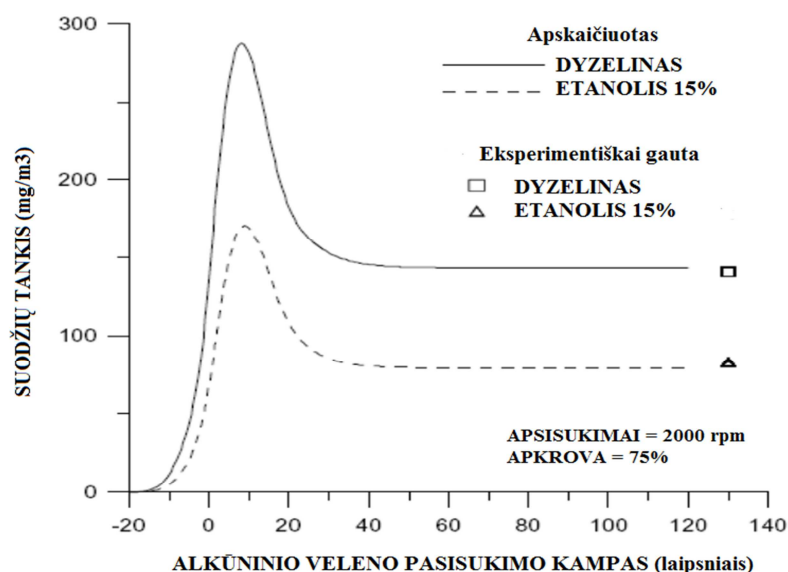
Išmetamųjų dujų analizei buvo naudojami analizatoriai dūmų (suodžių), azoto oksidų (NO_x), bendram nesudegusių angliavandenilių ir anglies monoksido kiekiui matuoti. Azoto oksidų koncentracija (ppm) buvo matuojama „Signal“ serijos chemiluminescenciniu analizatoriumi, papildytu šilumos kontrolės įtaisu. Dūmų matavimas (%), atliktas naudojantis „Bosch“ RTT – 100 dūmomačiu.

Darbo metu, atliktų rezultatų palyginimui, naudojama vidutinė visų zonų azoto oksidų koncentraciją. 2 pav. palyginamos skaičiuotos ir eksperimento metu gautos azoto oksidų koncentracijos vertės. Pagal reikšmių sutapimą galima spręsti apie modelio sudarymo korektiškumą. Bandymas buvo atliekamas esant apsisukimams 2000 min^{-1} ir 75 % apkrovai.



2 pav. Azoto oksidų (NO_x) kiekis ppm, gautas bandymo ir modeliavimo metu.

Iš pav. matyti dūmų (suodžių) tankio reikšmės kitimą naudojant du skirtingus degalų pavyzdžius. Suodžių kiekis, susidarantis naudojant E85 etanolį, gaunamas mažesnis, dėl dviejų galimų priežasčių. Pirma, dėl mišinio E15 – D (15 % etanolio ir 85 % dyzelino) žemesnės degimo temperatūros ir mažesnio angliavandenilių kiekio, dėl kurių formuojasi suodžiai. Antra, nes vyksta intensyvesnis oksidacijos procesas, dėl etanolyje esančios deguonies. Bandymas buvo atliekamas esant 2000 min^{-1} apsisukimams ir 75 % apkrovai.



3 pav. Kietųjų dalelių (suodžių) kiekis mg/m^3 , gautas bandymo ir modeliavimo metu.

Pagrindinė šio darbo išvada yra ta, kad nepaisant etanolio ir dyzelino mišinio išpurškimo galimybių ribotumo per dyzelinius purkštuvus, tiek bandymo, tiek matematinio modeliavimo metu gauti rezultatai yra teigiami. Matematinio modelio sudarymo tikslumas parodė kad tai yra gera priemonė mokslininkams suteikianti galimybę stipriai sumažinti tyrimų sąnaudas ir plėtoti “švaresnių variklių” bei biodegalų naudojimą.

1.3. Etanolio įtaka dyzelinio variklio emisijai

Kinijoje, Tsinghua universitete, Transporto priemonių saugumo ir aplinkosaugos tyrimų laboratorijoje buvo atlikti tyrimai, kurių metu ištirta dyzelinio variklio emisija, emisijos sudėties kitimas, deginant etanolio ir dyzelino mišinius [2]. Pridėjus etanolio į dyzelinius degalus, pasireiškia savybių pokyčiai, sumažėja cetaninis skaičius, viršutinis degalų šilumingumas, aromatinių angliavandenilių frakcijos, kinematinė klampa, taip pat keičiasi distiliacijos temperatūra lyginant mišinį su įprastu dyzelinu. Priedai naudojami išlaikyti mišinį vienalytį ir stabilų, o degimą gerinančios medžiagos, kurios gali padidinti mišinio cetaninį skaičių ir turi teigiamą poveikį fizikinėms ir cheminėms savybėms, susijusioms su 10 % ir 30 % etanolio pagal tūrį, mišinio užsidegimui ir degimui.

Teršalų emisijos tyrimas buvo atliktas su dyzeliniu varikliu. Variklis keturių cilindrų su tiesioginiu įpurškimu, kurio suslėgimo laipsnis 17,5:1, maksimalus sukimo momentas 245 Nm,

esant 1700 min^{-1} , nominali galia 59 kW esant 2800 min^{-1} . Lyginant skirtingų degalų emisijas, variklis nebuvo modifikuotas, išlaikomas toks pat 21° prieš VRT uždegimo kampas. Variklis sujungtas su A. Zollner elektriniu dinamometriniu stendu, dūmingumas matuojamas FBY – 1 dūmų analizatoriumi, kitų dujų emisija matuojama AVL dujų analizatoriumi. Bandymų metu, variklis buvo apkrautas šešiomis skirtingomis apkrovomis, kiekvieną kartą naudojant skirtingą mišinio sudėtį, o variklio apsisukimus išlaikant pastovius 1700 min^{-1} .

Bandymui naudojami įprastas dyzelinas kaip pagrindas mišiniams. Tie kurių sudėtyje yra 10 ir 30 % etanolio buvo pažymėti atitinkamai E10 ir E30. Etanolis, kuris buvo naudojamas bandymų metu susideda iš 99,7 % etanolio ir 0,3 % vandens. Kitos fizikinės ir cheminės degalų savybės pateiktos 4 lentelėje.

4 lentelė. Bandymui naudojamų degalų savybės

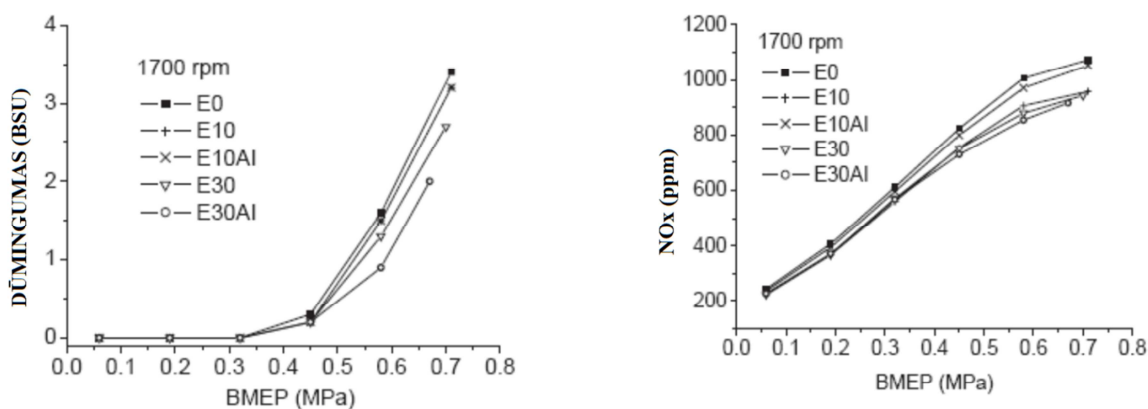
	Etanolis	E0	E10	E30	E10AI	E30AI
Tankis 20°C (kg/l)	0,7893	0,8366	0,8308	0,8206	0,8324	0,8224
Aromatiniai angliavandeniliai, %	-	26,2	23,7	18,6	23,1	18,1
Kinematinė klampa 20°C (mm^2/s)	-	3,744	3,215	-	3,315	2,889
Šilumingumas (MJ/kg)	28,49	46,45	43,96	40,53	43,88	40,54
Cetatinis skaičius	-	50,1	44,2	25,5	48,7	45,8
C, % (m/m)	52,35	86,80	83,46	76,50	83,01	76,60
C, % (m/m)	13,25	13,20	13,15	13,09	13,08	13,11
C, % (m/m)	34,4	0,0	3,39	10,41	3,91	10,29
C/H	3,951	6,552	6,347	5,844	6,346	5,843

4 lentelėje matyti, kad cetatinis skaičius esant mišinyje etanolio priedui mažėja, priklausomai nuo etanolio kiekio. Abiejų mišinių, tiek E10, tiek E30 cetatinis skaičius per mažas, kad atitiktų dyzeliniams degalams keliamus reikalavimus. Nepaisant to, mišinių stabilumas priklauso nuo dyzelino sudėties, temperatūros, etanolio ir vandens dalies mišinyje. Pvz. E30 išlieka stabilus apie vieną valandą, esant temperatūrai 0°C . Užtikrinant mišinio stabilumą ir vientisumą, didinant cetatinį skaičių pridedama 0,1 % degalų priedo (isooctyl nitrato) ir 2 % kitų priedų, gerinančių užsidegamumo ir degimo savybes. Mišinių su priedais savybės taip pat pateiktos 4 lentelėje.

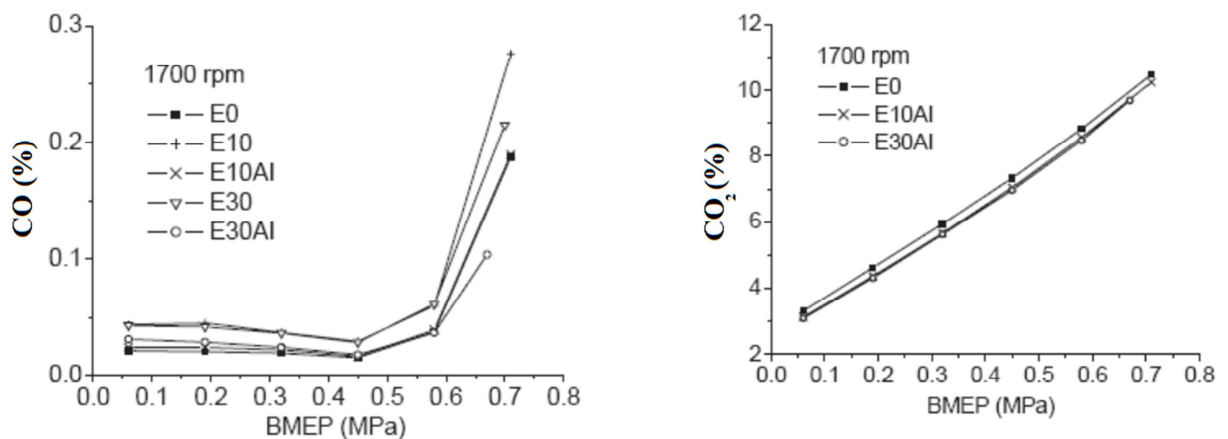
Dūmai yra priskiriami aeroliniams teršalams, turintį glaudų ryšį su kietųjų dalelių emisijoms. Grafike matyti degalų mišinio įtaka dūmų kiekio kitimui, keičiantis variklio apkrovos sąlygoms ir etanolio kiekiui. Prie didelių apkrovų dūmų koncentracija yra žymiai didesnė, bet

etanolio savybė mažinti dūmingumą geriau pasireiškia. Pvz. dūmų kiekis Bosch skalėje, naudojant E0, E10AI ir E30AI mišinius atitinkamai yra 1,6, 1,5 ir 0,9 esant vidutinėms variklio apkrovoms. Dūmingumo sumažėjimas prie didelių apkrovų gali būti paaiškinamas tuo, kad etanolis yra geras oksidatorius, jis efektyviai sumažina suodžių kiekį susidarančius naudojant riebius mišinius, taip pat jame esantis didelis deguonies kiekis kartu su mažu C/H santykiu ir savybė nesudaryti aromatinių angliavandenilių žiedų, įtakoja dūmingumo sumažėjimą. Tyrimo metu efektyviausiai sumažintas dūmų kiekis, kai naudojamas mišinys su 30 % etanolio.

Nagrinėjant NO_x išmetimą iš grafiko 4 pav. matyti, kad NO_x kiekis naudojant etanolio mišinius, sumažėja priklausomai nuo variklio apkrovos. Sumažėjimas prie maksimalios apkrovos aiškiai pastebimas. Mažėjimą galima paaiškinti taip: Etanolio vidinė garavimo šiluma yra didesnė už dyzelino, o šilumingumas mažesnis, todėl prie didesnių apkrovų tiekiant didesnę kiekį etanolio atitinkamai reikia daugiau šilumos esančios degimo kameroje kad išgarinti ir sudeginti etanolį, o jo išskiriamas šilumos kiekis yra mažesnis. Dėl to, degimo kameroje sumažėja esančios šilumos kiekis, kartu sumažindamas NO_x išmetimo kiekį. Priedai gerinantys užsidegimą gali įvairiai veikti NO_x formavimąsi, tinkamai koreguoti mišinio vientisumą ir degimo savybes.



4 pav. Dūmingumo ir azoto oksidų kiekis, išsiskiriantis bandymo metu.



5 pav. Anglies viendeginio ir anglies dvideginio kiekis, išsiskiriantis bandymo metu.

Bandymų rezultatai charakterizuojantys CO emisiją naudojant įvairius mišinius, pateikti 5 pav. Akivaizdu, kad CO išmetimo kiekis dyzelino ir etanolio mišinių yra didesnis nei įprasto dyzelino, išskyrus mišinio E30Al esant didesnei apkrovai. Didelis CO išmetamųjų junginių kiekis gali būti paaiškintas tuo, kad mažesnė degimo ciklo temperatūra. Aukšta vidinė etanolio garavimo šiluma sukelia prastą CO junginių oksidaciją. Naudojant degimą gerinančius priedus E10Al ir E30Al mišiniuose, CO emisija šiek tiek mažesnė.

CO₂, tai šiltnamio efektą sukeliančios dujos. Jų išmetimo kiekis apribotas daugelyje šalių. Šio bandymo metu CO₂ kiekis mažėjo atitinkamai didinant etanolio kiekį mišinyje. Pagrindinės mažėjimo priežastys yra mažas C/H santykis ir didelis deguonies kiekis mišinyje.

1.4. ETBE įtaka dyzelinio variklio charakteristikoms

Japonijoje, Hokkaido universitete, Energijos ir aplinkosaugos sistemų fakultete atliktas tyrimas tiekiant etilo-tret-butilo-eterio (ETBE) priedus į įprastus dyzelinius degalus ir stebint degimo proceso parametrus, išmetamųjų deginių kiekius [17]. Bandymas atliktas su vieno cilindro dyzeliniu varikliu turinčiu „common rail“ tiesioginio įpurškimo sistemą ir didelio pralaidumo išmetamųjų dujų recirkuliacijos sistemą (EGR) su aušinimu. Bandomieji degalai buvo paruošti maišant 0, 10, 20, 30 ir 40 % tūrio santykiu ETBE su dyzelinu.

Degalų savybės turinčios įtakos variklio degimo procesui ir išmetimo emisijai, buvo išsamiai tirtos. Yra žinoma, kad dyzelinių degalų cetaninio skaičiaus sumažėjimas didina

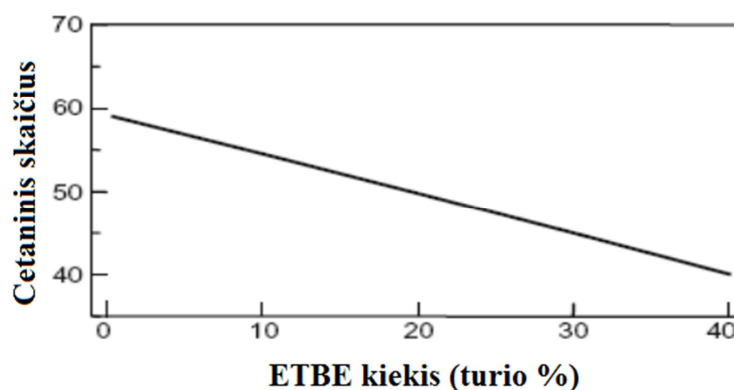
užsidegimo gaištį. Didinant EGR sistemos pralaidumą, cetaninio skaičiaus sumažėjimas ir paskui jį sekantys veiksniai tapo dar ryškesni, nes daugiau laiko reikia degalams susimaišyti prieš užsidegimą. Bet patiekus žemą virimo temperatūrą turinčių komponentų į degalus, jie skatina išpurkšto dyzelino garavimą ir mišinio susidarymo procesą.

Etilo-tret-butilo-eteris (ETBE) gali būti susintetinamas reaguojant bioetanoliui (47 %) ir izobutanui (53 %) su aliejingomis medžiagomis, panaudojus šilumą ir katalizatorius. Jis gali būti naudojamas kaip biodegalas. ETBE padeda sumažinti anglies dioksido dujų emisiją transporto priemonėse. Etilo-tret-butilo-eteris turi gerą savaiminio užsidegamumo savybę, žemą virimo temperatūrą, geras oksidatoriaus savybes ir begalinį tirpumą dyzeline. ETBE patiekus į dyzeliną gali sumažėti dūmų kiekis, kuris padidėja naudojant EGR sistemą, išlaikyti dūmingumo sumažėjimą ir mažus NO_x išmetimo kiekius dyzelino degimo metu esant didelėms variklio apkrovoms, skatinti degalų – oro mišinio maišymąsi, taip pat gerinti oksidacijos procesą. Sumažėjęs cetaninis dyzelino skaičius dėl ETBE priedo, įtakoja didesnį degimo kameros slėgio pakilimą, pablogina šilumos panaudojimo efektyvumą ir degalų sąnaudas. Be to ETBE priedas į dyzeliną taip pat kaip etanolio, gali sukelti tam tikrą nereguliuojamą ir niekur nereglamentuojamą toksiškų dujų, pvz. karbonilų ar aldehydų padidėjimą.

Tyrimams naudotas paprastas dyzelinas skirtas Japonijos rinkai. 5 lentelėje pateikiamas mišiniams naudojamų degalų palyginimas. 6 pav. matomas mišinio cetaninio skaičiaus sumažėjimas priklausomai nuo ETBE pridėjimo.

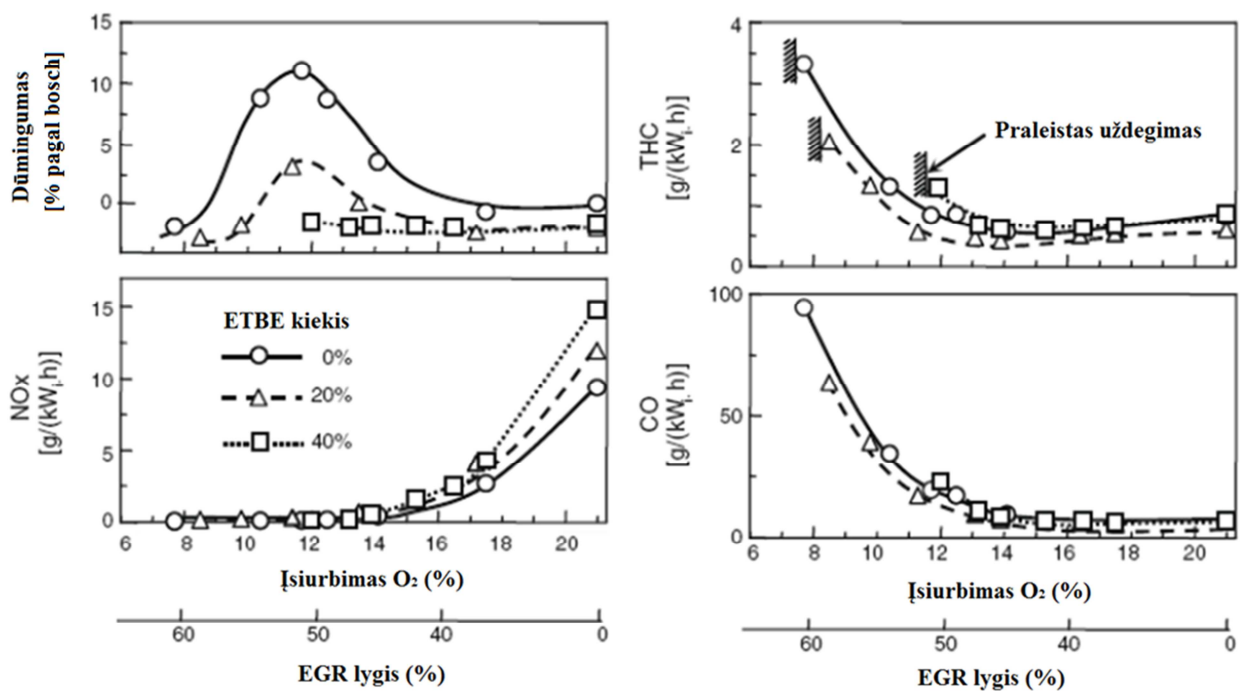
5 lentelė. Dyzelinių degalų ir etilo-tret-butilo-eterio savybių palyginimas.

Savybė	Vienetas	Dyzelinas	ETBE
Tankis 20°C	kg/m ³	821,7	747,0
Kinematinė klampa 30°C	mm ² /s	3,36	-
Cetaninis skaičius	-	58	2,5
Virimo taškas	°C	283	71,7
Apatinis šilumingumas	MJ/kg	43,1	37,9
Sieros priemaiša	Masės ppm	3	0
CHON sudėtis			
C	%	86,1	70,5
H	%	13,8	13,8
O	Masės ppm	<1	15,7
N	Masės ppm	<1	0



6 pav. ETBE įtaka dyzelino cetaniniam skaičiui

Toliau trumpai apžvelgsime eksperimento metu gautus rezultatus. 7 pav. matomi išmetamųjų dalelių emisijos kiekiai, kada naudojama pralaidi aušinama EGR sistema ir trys skirtingos sudėties ETBE mišiniai. Jie paruošti įmaišant 20 % ir 40 % etilo-tret-butilo-eterio į dyzeliną. Dūmingumas akivaizdžiai sumažėja visame plačiame EGR sistemos naudojimo diapazone. Deginiai antrą kartą deginami maišant juos su šviežiu oru kurio koncentracija kinta nuo 0 % iki 60 %. Dūmingumas akivaizdžiai sumažėjo panaudojus mišinius su 40 % ETBE. Dūmingumo maksimali vertė pasiekta esant 12 % grynos deguonies koncentracijai degiajame mišinyje tiek su 0 % tiek su 20 % ETBE mišiniu. Dūmingumo sumažėjimas su 20 % ETBE mišiniu, esant dūmingumo maksimumui yra didesnis nei 50 %. NO_x kiekis padidėja patiekus ETBE, bet tik tol kol nenaudojama EGR sistema, ją panaudojus ir kai mišinyje yra mažiau kaip 16 % gryno deguonies, NO_x praktiškai išnyksta, dėl ETBE frakcijos priedo. Suminė angliavandenilių (THC) ir CO emisija skiriasi nereikšmingai bandant įvairios koncentracijos mišinius. Tiek THC tiek CO emisija pradeda didėti kai deguonies koncentracija degiajame mišinyje, kurį formuoti padeda EGR sistema, yra mažesnė nei 14 %. Taigi galima paaiškinti tuo, kad esant 14 % deguonies, nėra jokio pastebimo CO ir THC emisijos padidėjimo, o naudojant 20 % ETBE mišinį, tiek dūmingumas, tiek NO_x , koncentracija yra visiškai minimali.



7 pav. Deginių susidarymo kiekiai naudojant dyzelino ir ETBE mišinius.

1.5. Suodžių susidarymo dyzeliniame variklyje modelis

Ispanijos Castilla – La Mancha Universitete chemijos ir degimo procesų specialistai Chemijos fakultete sukūrė suodžių ir tirpios organinės frakcijos junginių (solube organic fraction, SOF) išmetamų iš įprasto Europos rinkai skirtu dyzelinio variklio su turbokompresoriniu pripūtimu, susidarymo modelį [1]. Viso darbo esmė yra ta, kad visas modelis sudarytas sujungiant detalų kinetinį mechanizmą su 472 reakcijomis, kurios tarpusavyje turi 120 skirtingų ryšių. Po to, modeliavimo rezultatų duomenys lyginami su realaus variklio degimo proceso ir jo termodinaminės diagnostikos proceso rezultatais. Šis nagrinėjamas darbas yra daugiau susijęs su cheminiais ryšiais ir chemine degimo proceso analize ir diagnostika, tačiau toks modelių kūrimas ir analizavimas yra aktualus ir transporto srities specialistams.

Modeliavimo metu, Ispanijos mokslininkai panaudojo 6 komponentus, kurie laikomi kaip įprastiniai degalai. Dodekanas, tetradekanas ir heptanas yra kaip pagrindiniai junginiai. Benzenas ir naftalenas aromatiniai angliavandeniliai. Sieros kiekiui panaudojamas H₂S junginys. Kiti duomenys, kurie reikalingi modeliavimui ir modelio kūrimui, buvo paimti iš eksperimentinių rezultatų ar panaudotos teorinės konstantos. Modelio kūrimo procese pasinaudota matematiniais

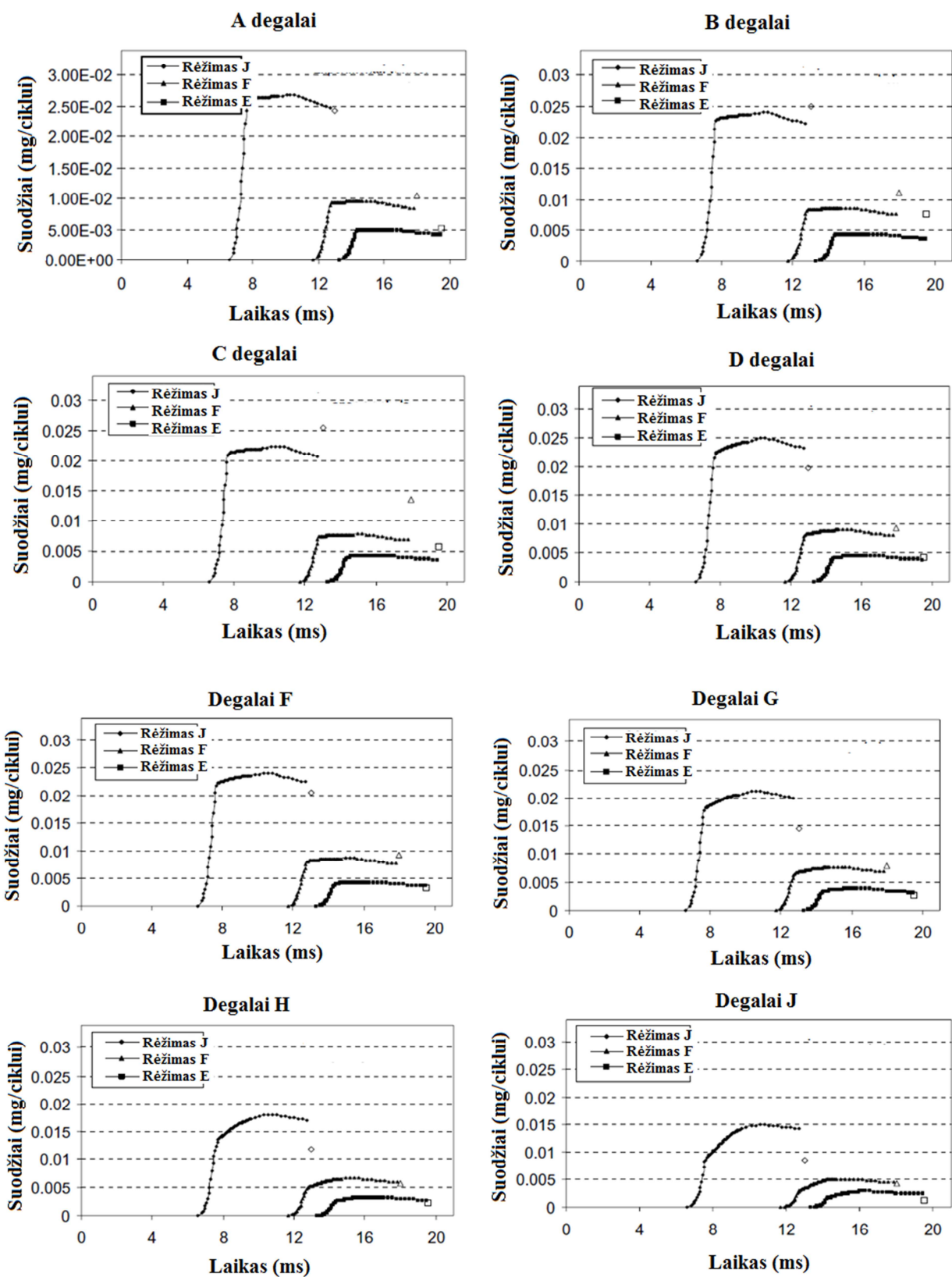
metodais, sistemos lygtys išspręstos naudojant „Rosebroch“ metodą griežtoms sistemos skaičiuoti, ir interpoliacinį Lagranžo polinomą apskaičiuoti kiekvienos degalų rūšies šiluminį naudingumą ir atitinkamas proceso temperatūras. „Simpson 3/8“ integravimo metodas panaudotas įvertinti degalų įpurškimą kiekvieną akimirką. Visas kinetinis modelis buvo apskaičiuotas „Digital Visual Fortran 6.0“ programa.

Programa buvo sukurta veikti pagal 3 skirtingus režimus naudojant Europos Sąjungos nustatytą emisijos standartų metodą (režimai J, F ir E). Simuliacija buvo sukurta panaudojant 5 skirtingas degalų rūšis ir tris biodyzelino ir paprasto dyzelino mišinius. Degalų savybių duomenys kurie panaudoti modeliavimo procese matomi 6 lentelėje.

6 lentelė. Biodyzelino ir dyzelino mišinių savybės

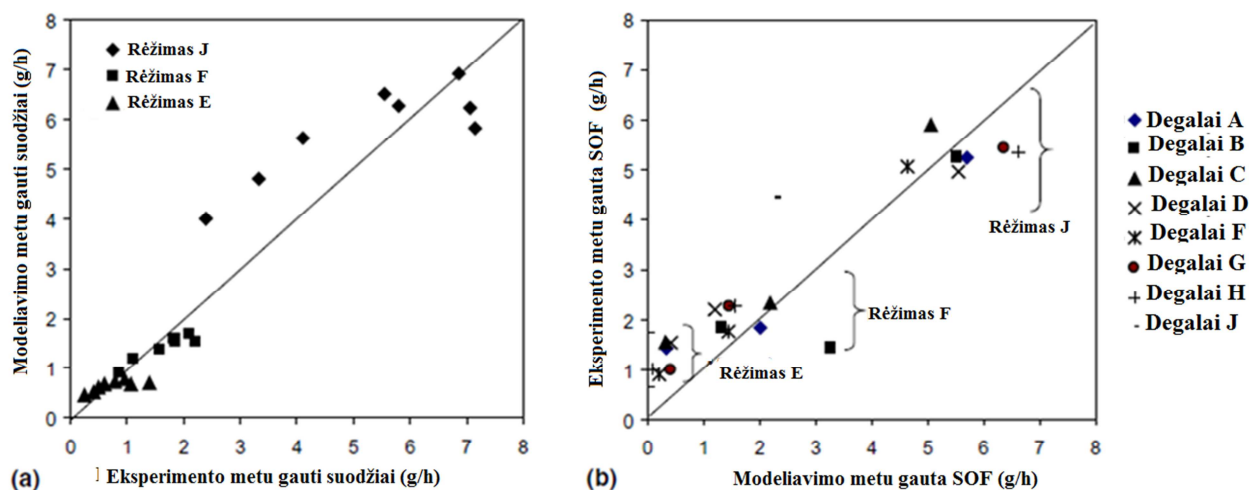
Savybė	A degal. <i>etalonas</i>	B degal. <i>Žem. ūk.</i>	C degal. <i>Nekokyb.</i>	D degal <i>Kokyb.</i>	F degal <i>25% bio</i>	G degal <i>50%bio</i>	H degal <i>75%bio</i>	J degal <i>Bio</i>
Vienaromatinių angliavandenilių kiekis %	28,42	26,41	24,92	20,78	21,32	14,21	7,11	0,0
daugiaaromatinių angliavandenilių kiekis %	8,81	8,51	8,68	1,66	6,6	4,4	2,2	0,0
Cetaninis skaičius	49,29	49,9	53,0	54,3	51,07	53,0	54,62	56,4
Šilumingumas (MJ/kg)	45,72	45,44	45,41	45,46	44,23	42,75	41,27	39,79
Sieros kiekis (ppm)	312	1400	1700	20	244	176	108	40
Azoto priedas (ppm)	98	110	159	1,5	73,5	49	24,5	0,0

8 pav. matomos suodžių formavimosi variklio cilindre tendencijos bandant visas degalų rūšis. Modelis pateikia suodžių formavimosi rezultatus darbo ciklo metu (trumpas laiko intervalas). Tam, kad palyginti eksperimentų rezultatus, jų metu gautas suodžių kiekis yra perskaičiuojamas tokiam pačiam laiko momentui. Galima pastebėti, kad suodžių susiformuoja daugiau, kai yra aukšta degimo temperatūra ir mažas deguonies kiekis. Sumažėja, kai vyksta tam tinkamiausia oksidacijos reakcija su dideliu deguonies kiekiu. Tiek modelio, tiek eksperimento metu gauti rezultatai yra geri, išskyrus naudojant dideles biodyzelino koncentracijas (degalai G, H ir J).



8 pav. Suodžių formavimosi variklio cilindre tendencijos

Eksperimento ir modelio sprendimo metu suodžių susidarymo kiekis gerokai skiriasi kai naudojamas biodyzelinas. Nors negalima sakyti, kad buvo išvengta eksperimento klaidos, tačiau šiuo atveju paprasčiausias paaiškinimas būtų toks, kad į kinetinį modelio mechanizmą nebuvo įtraukti duomenys apie biodyzeline esančius augalinius aliejus, kurie turi didelę įtaką suodžių formavimuisi deginant biodyzeliną.



9 pav. Suodžių ir tirpios organinės frakcijos formavimasis variklio cilindre

Galima sakyti, kad sukurtas kinetinis mechanizmas ir modelis puikiai atitinka eksperimentinius bandymų rezultatus. Suodžių ir tirpios organinės frakcijos junginių (SOF) susidarymo degimo proceso metu kitimo tendencija, ir atitikimas matomas pateiktose kreivėse. SOF susidarymas mažai priklauso nuo degalų rūšies, daugiau nuo bandymo režimo. Šis literatūros šaltinis įdomus tuo kad sudarytas modelis iš kurio gauti rezultatai praktiškai sutampa su bandymų rezultatais, reiškia, kad toks modelių kūrimas kai kuriais atvejais gali atstoti eksperimentą, tokiu būdu galima sumažinti tyrimų išlaidas ir gauti pakankamai patikimus rezultatus.

1.6. Dyzelinio variklio parametrų tyrimo modelis

Italijoje, Salerno universitete, Taikomosios transporto mechanikos fakultete, buvo atliktas tyrimas, kurio metu nagrinėta variklio valdymo parametrų įtaka dyzeliniam HSDI varikliui, pritaikant dvizonį skaičiuojamąjį modelį [8]. Šiame straipsnyje nagrinėjamas dviejų zonų degimo proceso skaičiuojamojo modelio kūrimas ir eksperimentinis pritaikymas lyginant jį su rezultatais

gautais naudojantis greitaeigiu tiesioginio įpurškimo dyzeliniu varikliu. Modeliavimo tikslas yra sukurti modelį, kuris atitiktų dyzelinio variklio su „common – rail“ daugkartinio įpurškimo valdymo sistemos projektą, į kurį įeina daug valdymo parametrų (pvz. įpurškimo momento nustatymas, degalų magistralės slėgis, išpurškimo algoritmas ir kt.). Eksperimentinis tokių parametrų keitimas, siekiant ištirti šių parametrų įtaką variklio dinaminėms charakteristikoms ir ekologiniams parametrams, yra labai brangus. Modeliavimo metodas yra pagrįstas pusiau matematiniu dviejų zonų degimo modeliu, kartu su intensyvaus identifikavimo analize, siekiant sukurti rezultatų prognozavimo priemonę imituojančią variklio kontrolės būdų keitimo poveikį degimui ir išmetamųjų dujų sudėčiai. Išpurškimo srautas ir degimas skaičiuojamas padalinant degimo kamerą į du atskirus tūrius atsižvelgiant į degalų čiurkšlę ir orą esantį degimo kameroje. Degalų čiurkšlė taip pat yra padalinta į dvi zonas, atskiriant skystą ir garų fazes, oro zona padalinta į šviežio oro zoną ir likusių deginių zoną. Degalų išgaravimo ir degimo modeliai yra paremti pusiau matematine formuluote. Degalų purškimo modelis įvertina čiurkšlės judėjimą degimo kameroje, empyrinėmis formulėmis suformuojamas purškimo pertraukimas, ir bandoma nuspėti oro pasiskirstymą. Azoto oksidų (NO_x) ir suodžių susidarymas degimo metu, prognozuojamas remiantis gerai žinomais Zeldovich ir Hiroyasu mechanizmais. Modelio tikslumas buvo sėkmingai patikrintas atlikus beveik 100 ciklinių matavimų su įprastu daugkartinio tiesioginio įpurškimo dyzeliniu varikliu (HSDI).

Visas modelis buvo sudarytas iš kelių atskirų dalių, tam kad būtų paprasčiau atlikti procesų skaičiavimus. Pirmiausiai sudarytas termodinaminis dalinis modelis. Jis pagrįstas atviros sistemos energijos taupymu, pritaikant kiekvienoje zonoje. Modelis sukurtas priimant šias hipotezes:

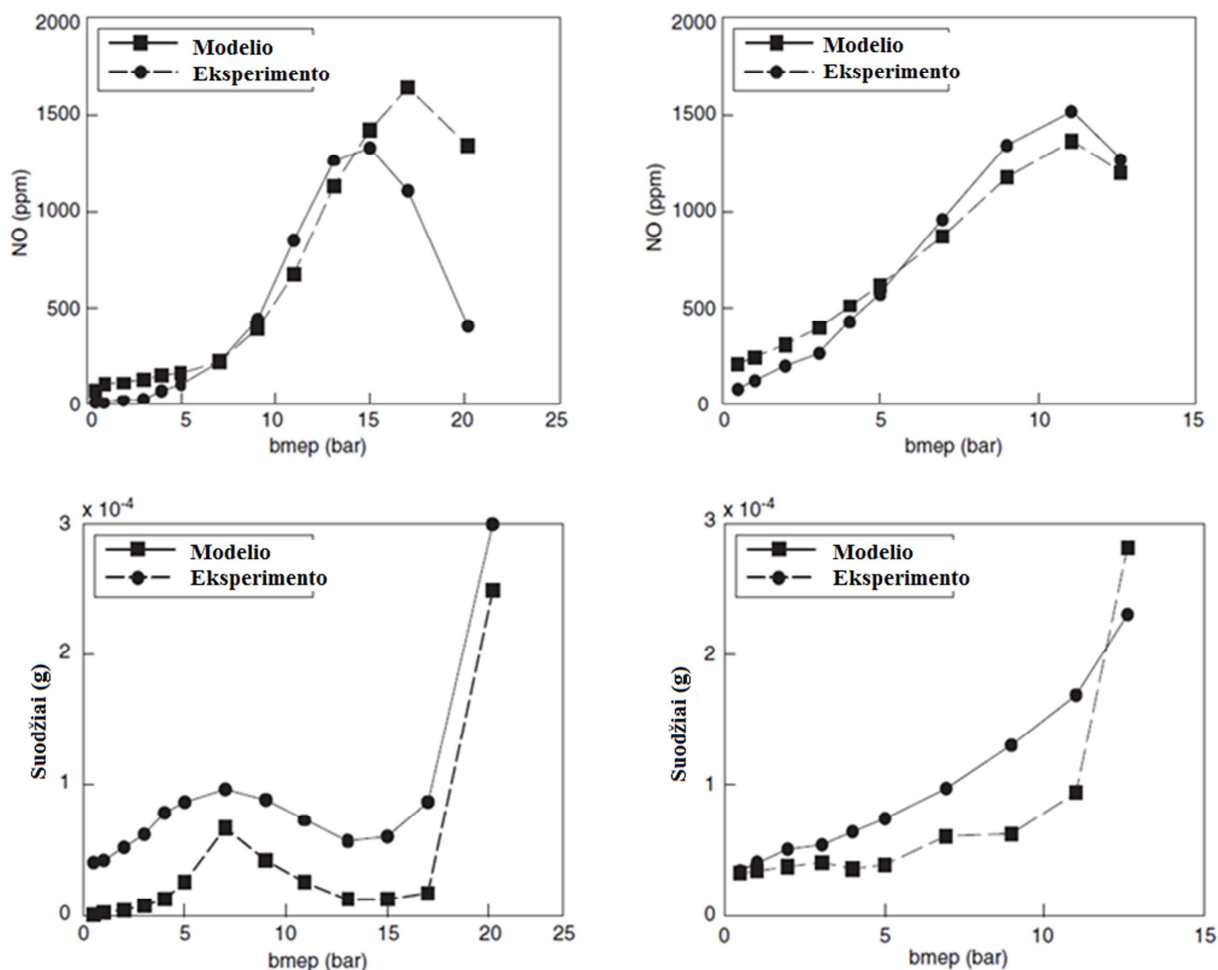
- Kiekvienu laiko momentu degimo kameroje yra vienodas slėgis;
- Kiekvienoje zonoje yra idealiųjų dujų mišinys kurių termodinaminės savybės priklauso nuo temperatūros, slėgio, oro – degalų santykio;
- Cheminės koncentracijos pusiausvyra kiekvienoje zonoje;
- Oro zonoje tik konvekcinis šilumos perdavimas;
- Degalų išpuškimo zonoje konvekcinis ir spinduliuojamasis šilumos perdavimas. Perdavimas negalimas tarp zonų.

Degalų išpurškimo dalinis modelis apibudina degalų čiurkšlės patekimą į cilindrą ir suslėgtą oro jame. Modelis negali nuspėti įpurškimo gaišties t.y. laiko reikalingo valdymo sistemai suveikti. Po įpurškimo čiurkšlė aprašoma kaip skysčio stulpelis judantis pastoviu greičiu iki tol kol įvyksta purškimo pertraukimas.

Degalų garavimo ir užsidegimo modelis aprašo išgaravusių degalų maišymąsi su oru ir paruošimą degimui naudojant matematinį sprendimo būdą.

Azoto oksidų susidarymo modelis sukurtas remiantis Zeldovich mechanizmu ir pritaikytas maišymosi zonai. Modelis apibrėžia 3 skirtingas reakcijas su 7 rūšimis junginių daugiausiai įtakančių NO susidarymą.

Kietųjų dalelių (suodžių) susidarymo mechanizmas yra viena sudėtingiausių užduočių dyzelinių variklių modeliavime. Pagrindiniai reiškiniai, kurie apibudina suodžių formavimąsi ir oksidaciją nėra visiškai aiškūs. Suodžių susidarymo modeliui sukurti naudojama daug būdų nuo fenomenologinių iki empirinių. Šiame tyrime panaudotas Hiroyasu modelio principas apibudinantis suodžių formavimąsi ir oksidaciją.



10 pav. Azoto oksidų ir suodžių kiekiai, gauti eksperimento ir modeliavimo metu.

10 pav. pateikti keleto gautų rezultatų neatitikimas tarp modelio ir realaus eksperimento. Modelio tikslumas buvo išbandytas modeliuojant degimo proceso slėgį, NO_x ir suodžių susidarymą, atliktas 81 bandymas, esant skirtingiems darbiniais parametrams, plačiame variklio sūkių ir

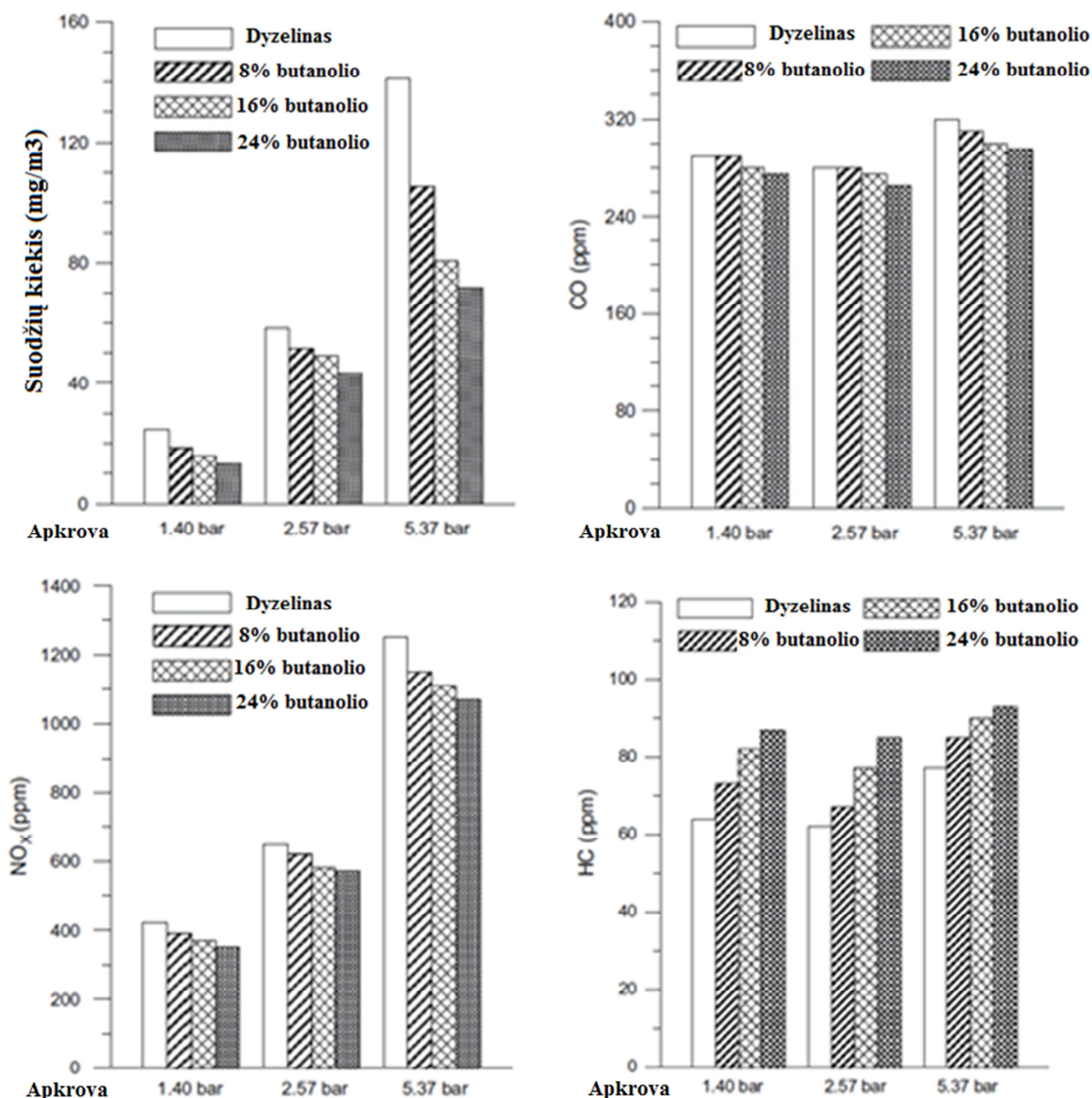
apkrovos diapazone. Bendras modelio tikslumas yra labiau nei patenkinamas, neatitikimas yra 5 %. Taigi galima teigti, kad toks variklio procesų skaičiavimo būdas nesinaudojant eksperimentais yra gan patikimas ir tikslus.

1.7. Butanolio įtaka dyzelinio variklio charakteristikoms

Graikijoje, Nacionaliniame Atėnų technikos universitete, atlikti eksperimentiniai tyrimai susiję su butanolio – dyzelino mišinių panaudojimu greitaegiame dyzeliniame variklyje su tiesioginiu įpurškimu [4]. Anot autorių, jau daug yra nagrinėta etanolio įtaka dyzelinio variklio degimo proceso charakteristikoms. Nepaisant to, etanolis turi keletą neigiamų aspektų nagrinėjant jį kaip dyzelino priedą. Etanolis yra hidroskopiškas, todėl sunku išlaikyti jį stabilų, taip pat jis įtakoja žemesnę degimo temperatūrą. Tiekiant etanolio priedą į dyzeliną sumažinama jo klampa, tuo pačiu sumažėja ir tepimo savybės. Etanolio mažesnis šilumingumas ir mažas cetaninis skaičius. Konkurencingas priedas etanoliui, panaudojant jį dyzeliniame variklyje, yra butanolis su kuriuo mažai eksperimentų ir tyrimų atlikta nagrinėjant variklio charakteristikas ir emisiją. Butanolis taip pat kaip ir etanolis yra atsinaujinantys biologinės kilmės degalai, mažiau hidroskopiškas, turi didesnę šiluminę vertę, didesnę cetaninį skaičių, mažesnę garų slėgį ir geresnes maišymosi savybes su dyzelinu. Alkoholiniai degalai išsiskiria tuo, kad savyje turi hidroksilo grupę (-OH), molekulinė struktūra etanolio yra C_2H_5OH , o butanolio C_4H_9OH . Butanolis daugiau žinomas kaip n – butanolis (normalus butanolis) turi tiesią grandinę su 4 anglies atomais ir hidroksilo grupe. 7 lentelėje matysime pagrindinius skirtumus tarp dyzelino, etanolio ir butanolio.

7 lentelė. Pagrindiniai skirtumai tarp dyzelino, butanolio ir etanolio

Degalų savybės	Dyzelinas	N – butanolis C_4H_9OH	Etanolis C_2H_5OH
Tankis esant 20°C kg/m^3	837	810	788
Cetaninis skaičius	50	~25	~8
Šilumingumas MJ/kg	43	33,1	26,8
Kinematinė klampa esant 40°C mm^2/s	2,6	3,6	1,2
Virimo temperatūra	180 – 360	118	78
Savitoji garavimo šiluma kJ/kg	250	585	840
Degumonies kiekis %	0	21,6	34,8
Stechiometrinis santykis	15,0	11,2	9,0
Molekulinė masė	170	74	46



11 pav. Deginiai, išsiskiriantys degant dyzelino-butanolio mišiniams

Atlikto tyrimo tikslas buvo sužinoti kaip variklio dinamines ir išmetimo charakteristikas įtakoja butanolio priedas dyzeline. Eksperimentas atliktas laboratorijoje su standartiniu eksperimentiniu tiesioginio įpurškimo dyzeliniu varikliu „Ricardo/Cussons Hydra“ nedarant jokių modifikacijų. Tyrimas atliekamas naudojant n – butanolį 99,9% grynumo su įprastu dyzelinu maišant juos 8 %, 16 % ir 24 % n – butanolio santykiu su dyzelinu. Bandymas atliekamas prie pastovių variklio apsisukimų keičiant tik variklio apkrovą. Apsisukimai buvo palaikomi 2000 min⁻¹, o variklio apkrova sukelia hidrauliniu stabdžiu 1,4, 2,57 ir 5,37 bar. Kiekvieno bandymo metu

buvo matuojamas tūrinis degalų suvartojimas, išmetamųjų dujų temperatūra, dūmingumas, reguliuojamos dujų emisijos produktai kaip azoto oksidai (NO_x), anglies monoksidas (CO) ir nesudegę angliavandeniliai (HC). Eksperimentas pradėtas naudojant gryną dyzeliną, po to panaudojant n - butanolio – dyzelino mišinius. Toks eksperimentas leidžia palyginti variklio parametrus kuriuos įtakoja butanolio priedas.

11 pav. matyti eksperimento metu gauti išmetamųjų deginių kiekių rezultatai. Akivaizdžiai matome, kad n-butanolio įtaka dyzelinio variklio emisijai yra panaši kaip ir naudojant etanolio priedą. Tiek dūmingumo, tiek CO ir NO_x mažėjimo išmetamosiose dujose tendencija priklauso nuo n-butanolio kiekio degaluose. Tik (HC) emisija vis didėjo ir didėjo priklausomai nuo butanolio kiekio. Taigi pagrindinė tyrimo išvada yra ta, kad n-butanolis gali būti laisvai naudojamas kaip priedas dyzeliniams degalams, nereikalaujantis jokių papildomų maišymosi savybės gerinančių priedų, turintis didesnę cetaninę skaičių nei etanolis ar metanolis.

2. TEORINIAI MATEMATINIO MODELIAVIMO PRINCIPAI

Dyzelinio variklio degimo procesas sudėtingas, priklausantis nuo degalų – oro maišymosi degimo kameroje turbulencijos, kuri sukelia nemažai problemų tiksliam variklio darbo prognozavimui. Siekiant kokybiškai prognozuoti degimo procesą sudaromi vienmačiai degimo zonos modeliai. Jie sudaromi remiantis empiriniais šilumos dėsniais, daugiausia naudojami modeliuojant variklio darbą ir išmetamųjų teršalų kiekį, tam, kad būtų imituotas įvairialyčio pobūdžio dyzelino degimas. Tai aktualu prognozuojant emisijas, todėl didžiulės pastangos turi būti skirtos analizuojant modelius įvedant į juos naujas degimo proceso valdymo sąlygas, siekiant patenkinamo tikslumo. Daugumos tyrimų dyzelinių variklių modeliavimo srityje metu, buvo siekiama, kad pagrindinius degalų įpurškimo / garavimo, oro sukuriavimo, degimo ir išmetimo formavimosi (daugiausia suodžių) procesų parametrus įtraukti į modelį. Iš kitos pusės literatūroje yra aprašoma nemažai pažangių modelių, remiantis visišku 3D (three dimension) turbulencijos modelio aprašymu, skirtų sudaryti įvairiems srautams cilindro viduje. Nepaisant to, kad šie modeliai nėra visiškai tikslūs, t. y. idealiai neatitinka eksperimentų, bet jie turi didžiulę skaičiavimo paklausą ir iš tiesų yra nukreipti į variklių projektavimą. Modeliai kurie yra susiję algebriniais ryšiais su variklio darbo parametrų kintamaisiais ir jų išsibarstymo diapazonu labai panašūs į realius, eksperimentinius modelius. Tokie modeliai yra pakankamai tikslūs prognozuojant degalų garavimo, oro sukuriavimo, oro ir degalų tiekimo bei terminius reiškinius, ypač dvizoniuose modeliuose. Sudarant degimo proceso dvimačius ar trimačius modelius galima atlikti detalią modelio parametrų analizę, prognozuojant įpurškimo, degimo, deginių formavimosi procesus, naudojant daug mažiau matematinių skaičiavimų.

2.1. Matematinių skaičiavimo modelių įvairovė ir savybės, norint išnagrinėti kenksmingų medžiagų susidarymą variklio cilindre

Stūmoklinio variklio darbo ciklo modeliavimui šiuo metu plačiai taikomi deterministiniai matematiniai modeliai, t. y. remiantis pritaikymų lygiais: balansų masės, energijos, impulso ir kt. fizinių ir cheminių ekstensyvių parametrų, priskirtų visai darbo kūno apimčiai arba kiekvienos jo dalies apimčiai. Šie modeliai gali būti suskirstyti į tris klases: trijų matų, nulinių matų ir kvazimatų.

Trijų matavimų modeliai, išpildyti trimis matams, pagrįsti kontrolinių elementų arba kontrolinio tūrio pagrindu. Tūriai, į kuriuos suskirstytas darbinis kūnas, yra fiziškai be galo maži, dėl to šie modeliai formuojami diferencialinių lygčių pavidalu su dalinėmis išvestinėmis. Tūriai,

turintys didžiausią informatyvumą, apribojami tik taikomos prielaidų sistemos apie sistemos ekstensyvių parametrų ryšį su intensyviais parametrais. Šie modeliai yra skaitlingi realizacijai. naudojamos žinomos kompiuterinės programos FLUENT, Phynics, Star – CD ir didelio kiekio bandymų identifikaciniai duomenys. Todėl juos tikslinga panaudoti tyrimams tokių procesų, kaip lokaliniai šilumos mainai cilindre, stangriųjų deformacijų pasiskirstymas variklio konstrukcijos elementuose, tūrinės darbinio degalų tėkmės, dujų mainų sistemos kanaluose ir t.t.

Priešingame algoritmo sudėtingumo plane yra nulinių matų modeliai. Juos kuriant taikomos tokio nuoseklumo operacijos: posistemės išnagrinėjimui parenkamas vyraujantis fizinis procesas (termodinaminis – darbiniam kūnui cilindre suslėgimo ir sudegimo-išsiplėtimo takte, dujų dinaminėms įleidimo ir išleidimo sistemoms ir t. t.); ekstensyvus. Šio proceso parametrams sudaroma balanso integralinė lygtis, apjungianti visą tūrį, užimtą darbo kūno. Tokiu būdu gaunasi modelis, aprašomas dvejomis įprastinėmis integralinėmis lygtimis (kai kuriais atvejais šios lygtys gali būti galutinės). Tokio modelio pavyzdys yra sudegimo modelis, pasiūlytas prof. I. I. Bibe. Šios klasės modelių pranašumas yra jų algoritminis paprastumas.

Kvazimatiniuose modeliuose, kurie buvo ankščiau plačiai paplitę, kraštutiniu atveju modeliuojamų dydžių priklausomybės nuo erdviųjų koordinačių nėra. Todėl jie taip pat formuojami kaip nulinių matų modeliai įprastine diferencinių lygčių kalba ir reikalauja savo realizacijai gerokai mažesnių kompiuterinių resursų negu daugiamačiai.

Skirtingai nuo nulinių matų modelių, sudarant modeliuojančias lygtis, išskiriama keletas svarbiausių fizinių procesų, kiekvienam iš jų sudaromos savo balanso lygtys. Be to, apimtis, užimama darbo kūno, gali būti išskirstyta į keletą dalių (zonų) ir balanso lygčių sudarymo procedūra taikoma kiekvienai iš jų. Modernizuojant procesus cilindre VIS (variklio išmetimo sistema), pagal tokius modelius galima išvengti nestebimų parametrų panaudojimo, pritaikytų nulinių matų ir paskaičiuoti praktiškai visas išmetimo charakteristikas VIS (variklio išmetimo sistemoje).

Apžvelgsime keletą pagrindinių dyzelinio variklio išmetamų teršalų matematinio skaičiuojamojo modelio sudarymo principus.

2.2. Būdai ir priemonės suodžių išsiskyrimo kinetikai nagrinėti

Suodžių bendrame išsiskyrimo mechanizme būtina nurodyti du savarankiškus procesus: kietos, kondensuotos anglies fazės susidarymas degant angliai ir anglies heterogeninis degimas.

Priemonių kompleksą, veikiančią suodžių išsiskyrimo procesą, galime išskirstyti į dvi grupes: priemonės trukdančios suodžių dalelių susiformavimo procesams ir priemonės

inicijuojančios jų išdegimo procesus. Bendrą kietos kondensuotos anglinės fazės susidarymo schemą galima pateikti kaip atskirų etapų (stadijų) nuoseklumą, kiekvienas iš jų vykdomas pagal individualius kinetinius mechanizmus. Pirmame etape vyksta terminis sudėtingas angliavandenilio skaidymas į nedaug molekulių turinčius komponentus.

Antras suodžių dalelės susidarymo mechanizmo etapas vyksta termiškai skaidantis individualiems angliavandeniliams ir dėl to susidaro acetilenas, kaip pagrindinis žaliavinis produktas tolimesniam suodžių proceso susidarymui. Šie procesai vyksta pagal individualias angliavandenilių krekingo reakcijų kinematinės schemas ir gerai žinomi iš literatūros šaltinių.

Trečiasis etapas atitinka acetileno sprogstamam išskaidymui. Dėl to susidaro angliavandenilio radikalai, kurie yra būsimų suodžių dalelių pradai.

Ketvirtas etapas charakterizuojamas radikalo įanglinimu (prado įanglinimu) ir fizinės pradinės dalelės susidarymu, kurios linijiniai matmenys nedaugiau kaip 0,001 μm.

Penktas etapas apibūdinamas kaip paviršinio dalelių augimo heterogeninis procesas, kai dalelės išauga iki charakteringų dydžių, kurie sąlygoja egzistavimo laiką šiems perpildymo pradams. Suodžių susidarymo mechanizmo analizė atskleidžia daugelį galimybių kaip paveikti šį mechanizmą, tačiau poveikio priemonė turi pasižymėti inhibitinėmis savybėmis suodžių susidarymo procesų atžvilgiu: trukdyti aktyviai krekingo reakcijai (pirmame ir antrame etape), kad iki minimumo susidarytų acetileno. Kuris yra anglies dalelių atsiradimo donoras. Suodžių dalelės paviršinio augimo stadijoje vyksta acetileno skaidymas į paviršines daleles, kurios pagauna anglies atomus. Kaip nurodyta aukščiau, kitai grupei reakcijai aktyvių poveikio priemonių suodžių išsiskyrimams priklauso priemonės, inicijuojančios suodžių išdegimo procesus. Suodžių degimas-tai sudėtingas daugiapakopis heterogeninis cheminės reakcijos procesas, daugiausiai išoriniams anglies dalelių paviršiams. Šis procesas nustatomas iš cheminių reakcijų kinetikos, taip pat ir oksidatoriaus ir reakcijos produktų priešpriešine difuzija. Anglies dalelės cheminis mechanizmas apima heterogenines oksidacijos reakcijas, vykstančias dalelės paviršiuje ir visiško CO ir H₂ sudegimo homogenines reakcijas, vykstančias visame tūryje. Įvestą į reaguojančią terpę katalitinę aktyvią komponentę, galima nagrinėti kaip aktyvią dalelių tiekėją - heterogeninės katalizės sužadintoją oksidacijos procese, vykstančiame anglies dalelės paviršiuje. Laikant suodžių oksidacijos reakciją pirmos eilės pagal deguonį, dalelių sudegimo greitį galima išreikšti taip:

$$w_o = C_{O_2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \beta}; \quad (1)$$

čia: C_{O₂} – deguonies koncentracija;

k_1 – reakcijos greičio konstanta dalelės paviršiuje;

β – difuzinė grandis.

Suodžių dalelės difuzinio reagavimo zonoje yra mažai tikėtinos. Iš tikrųjų dyzelino ar biodyzelino darbo ciklo sąlygomis pagrindiniai cheminiai kriterijai pagrindinėms suodžių oksidacijos reakcijoms neišėina iš už kinetinės srities ribų. Tai sričiai nustatyti iškeliamą sąlyga.

$$Nu_1 + Nu_2 = 0,01; \quad (2)$$

Taigi, suodžių išdegimo procesas dyzeline ar biodyzeline vyksta kinetinėje srityje ir difuzinio pasipriešinimo procesų galima nepaisyti. Fiziškai tai galima paaiškinti tuo, kad dyzelino suodžių dalelės yra labai mažų dydžių ir todėl masės mainai neriboja degimo proceso. Todėl aukščiau pateikta suodžių išdegimo greičio išraiška supaprastėja ir įgyja tokį pavidalą:

$$w_O = C_{O_2} \cdot k_1; \quad (3)$$

Normalios (k_1) ir katalitinės (k_{1k}) reakcijų greičių konstantos skiriasi energijos E ir E_k aktyvacijos dydžiais ir pirmiausiai eksponentiniais daugikliais C ir C_k Arenijuso lygtyje:

$$k_1 = C \cdot \exp\left(-\frac{E}{RT}\right); \quad (4)$$

$$k_{1k} = C_k \cdot \exp\left(-\frac{E_k}{RT}\right); \quad (5)$$

čia: R – dujų pastovioji konstanta;

T – temperatūra.

Santykį tarp suodžių oksidacijos greičių katalitinės (w_{Ok}) ir normalios (w_O) reakcijų pažymėsime X , tada:

$$X = \frac{C_k}{C} \cdot \exp\left(-\frac{E-E_k}{RT}\right); \quad (6)$$

čia: $E-E_k=\Delta E$ – aktyvacijos energijų skirtumas, normalios ir katalitinės.

Aišku, kad anglies oksidacijos proceso greitis vykstant katalizei aktyviuose centruose, padidėja, didėjant aktyvių dalelių kiekiui, įvestų į reagavimo terpę, t.y. didėjant katalitinės priemonės (medžiagos) δ santykiniam kiekiui ir jos efektyvumo rodikliui v_k .

Taigi, santykis (C/C_k) gali būti pakeistas į ($\delta_k \cdot v_k$).

Todėl pastaroji išraiška gali būti perrašyta tokiu pavidalu:

$$X = \delta_k \cdot v_k \cdot \exp\left(-\frac{E-E_k}{RT}\right) \quad (7)$$

Iš čia:

$$\Delta E = RT \cdot \ln\left(\frac{X}{\delta_k \cdot v_k}\right) \quad (8)$$

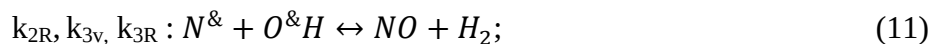
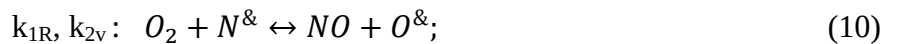
Tokiu būdu reakcinės-katalitinės priemonės efektyvumas, vykstant suodžių dalelės heterogeninei katalizei, gali būti įvertintas ΔE dydžiu, charakterizuojančiu proceso aktyvacijos energijos mažėjimą. Iš gautos išraiškos matyti, kad mažėjant suodžių oksidacijos proceso aktyvacijos energijai ($E-E_k$) pastebimas aktyvesnis reakcijos greičio didėjimas. Energijos intensyvumo mažėjimas lemiamas ne tik santykinio kiekiu reakcinio-katalitinio produkto (medžiagos) reaguojančioje terpėje, be ir jo pajėgumo generuoti aktyvias daleles.

Taigi, jei anksčiau išsakytos prielaidos yra patikimos, tai įmaišymą biobutanolio į dyzeliną, kuris sudarys dyzelinio variklio darbinį kūną, galima traktuoti kaip daugiafunkcę priemonę, mažinančią suodžių išsiskyrimą.

2.3. Azoto oksidacijos proceso modeliavimas

Pripažinta azoto oksidacijos degimo produktų zonoje, esant aukštai temperatūrai, teorija yra terminė teorija, sukurta J. B. Zeldovičiaus ir D. A. Frank-Kameneckio. Remiantis šia azoto oksidų susidarymo teorija D. L. Baulch [20] darbuose pasiūlyta metodika šio proceso apskaičiavimui.

Priimtos pagrindinės grandininio mechanizmo reakcijos:



Atsižvelgiant į veikiančių masių dėsnį šioms reakcijoms gauta lygtis NO susidarymo greičiui:

$$\frac{dC_{NO}}{d\tau} = k_{1v}C_0C_{N_2} - k_{1R}C_{NO}C_N + k_{2v}C_{N_2}C_{O_2} - k_{2R}C_{NO}C_O + k_{3v}C_NC_{OH} - k_{3R}C_{NO}C_H \quad (12)$$

čia: k_{1v} , k_{1R} , k_{2v} , k_{2R} , k_{3v} , k_{3R} – reakcijų greičių konstantos;

C_{NO} , C_O , C_N , C_{O_2} , C_{N_2} , C_{ON} , C_H – koncentracijos NO, O, N, O₂, N₂, ON, H produktų degimo temperatūros T_b , slėgių cilindre ir reaguojančių medžiagų koncentracija.

Reakcijų greičių konstantos buvo nustatomos pagal K. Pattas formulę:

$$k_i = 10^{-3} \cdot A \cdot T^B \cdot e^{-\frac{E}{RT}}; \quad (13)$$

Čia: R – universali dujų pastovioji konstanta;

A, B, E – empiriniai koeficientai, kurių reikšmės nurodytos lentelėje.

8 lentelė. Koeficientų reikšmės A, B, E cheminių reakcijų greičių konstantoms nustatyti:

	A, cm³/(mol·s)	B	E, kJ/kmol
k_{1V}	$4,93 \cdot 10^{13}$	0,0472	316 480
k_{1R}	$1,6 \cdot 10^{13}$	0	0
k_{2V}	$1,48 \cdot 10^8$	1,5	23 781
k_{2R}	$1,25 \cdot 10^7$	1,612	157 800
k_{3V}	$4,22 \cdot 10^{13}$	0	0
k_{3R}	$6,76 \cdot 10^{14}$	-0,212	200 577

Atsižvelgiant į lentelės duomenis, reakcijų greičių konstantos lygtyje turi galutinį pavidalą:

$$k_{1v} = 4,93 \cdot 10^{10} \cdot T^{0.0472} \exp\left(-\frac{316480}{RT}\right); \quad (14)$$

$$k_{1R} = 1.6 \cdot 10^{10}; \quad (15)$$

$$k_{2v} = 1,48 \cdot 10^5 \cdot T^{1.5} \exp\left(-\frac{23781}{RT}\right); \quad (16)$$

$$k_{2R} = 1,25 \cdot 10^4 \cdot T^{1.612} \exp\left(-\frac{157800}{RT}\right); \quad (17)$$

$$k_{3v} = 4.22 \cdot 10^{10}; \quad (18)$$

$$k_{3R} = 6,76 \cdot 10^{11} \cdot T^{-0.212} \exp\left(-\frac{206577}{RT}\right); \quad (19)$$

Lygtys yra įprastinė diferencialinė 1-os eilės lygtys su žinomomis pradinėmis sąlygomis (pradinė NO koncentracija lygi nuliui). Jų sprendimui gali būti panaudoti skaitmeninio integravimo metodai.

Savo darbo tikslui įgyvendinti išnagrinėjau keletą variklio darbo procesams modeliuoti ir analizuoti skirtų kompiuterinių programų paketų, su kuriomis yra galimybė pradėti degimo proceso modelio kūrimą. Pradžioje pasirinktos 3 programos, kuriomis galima atlikti panašią degimo proceso analizę, kuri būtų realiai sutapatinama su realaus eksperimento rezultatais. Kiekviena iš jų specializuojasi šiek tiek kitoje tyrimų srityje. Trumpai apžvelgsime programų galimybes.

2.4. „ANSYS Fluent“ – srautų modeliavimo programinė įranga

„ANSYS Fluent“ programinė įranga turi plačius fizinio modeliavimo pajėgumus, kurių reikia modeliuojant skysčių, dujų srautus, turbulencijos reiškinius, šilumos perdavimą ir reakcijas, skirtas pramonės pritaikymui, nuo oro srauto pasiskirstymo prie lėktuvo sparnų iki degimo krosnyje, nuo burbulų stulpelių iki naftos platformų, nuo kraujotakos sistemų iki puslaidininkių gamybos, ir nuo švaraus kambario dizaino iki nuotekų valymo įrenginių. Specialūs modeliai, kurie suteikia programinei įrangai galimybę modeliuoti variklių degimo procesus, dinamiką, turbo ir daugiafazės sistemas, stipriai plečiasi, suteikdami vis daugiau galimybių.

„Fluent“ modeliavimo ir panaudojimo galimybės:

- Periodinių srautų ir šilumos mainų modeliavimas.
- Išorinių slėginių srautų modeliavimas.
- Nestabilių slėginių srautų modeliavimas.
- Vienos ašies dinaminės sistemos modeliavimas.
- Daugiaašės dinaminės sistemos modeliavimas.
- Paslankių ir dinaminių modelių panaudojimas.
- Transporto rūšių ir degimo procesų modeliavimas.
- Švaraus degimo modeliavimas.
- Paviršinių cheminių procesų modeliavimas.
- Čiurkšlių ir srautų garavimas.
- Kavitacijos reiškinių modeliavimas.
- Maišymasis ir Eulerio daugiafaziai modeliai.
- Stingimo ir šilumos perdavimo modeliavimas.

Neatsižvelgiant į daug programos suteikiamų galimybių, mums aktuali yra tik viena sritis: tai vidaus degimo proceso modeliavimas. „ANSYS Fluent“ paketas šioje srityje taip pat leidžia atlikti daug kompiuterinių modeliavimo tyrimų nagrinėjant patį degimo procesą, srautus

degimo kameroje, kolektoriuose, šiluminių procesų reiškinius ir kt. Pagal programos aprašymą ir akivaizdu, kad tai galingas įrankis, suteikiantis nemažas galimas, tačiau sudėtingiausia proceso dalis yra korektiško modelio sukūrimas. „ANSYS Fluent“ yra tik programa, leidžianti nagrinėti srautus, tekančius kažkokioje geometrinėje kūne, degimą ir pan. Tačiau reikalingas pats geometrinis kūnas, kurį sukurti yra pakankamai sudėtinga. Modelio kūrimui į pagalbą reikia pasitelkti kitas ANSYS gamintojo programas, skirtas geometrijos ir dinaminio tinklėlio kūrimui, pvz., „ANSYS Gambit“.

2.5. STAR-CD V4 programinis paketas

„STAR-CD V4“ – tai dar viena kompiuterinio CFD (Computational fluid dynamics) modeliavimo programa. Ši programa yra mažai žinoma Lietuvoje, nes tai tik viena iš labai didelio modeliavimo paketo dalis. Ši programa yra „CD-adapco“ korporacijos gaminys, kuris daugiausia skirtas automobilių pramonei. Per pastaruosius 25 metus pirmaujančios automobilių įmonės rėmėsi CD-adapco technologijomis, siekiant pagerinti automobilių dizainą. Star-CCM, Star-CD ir Star-ACAD programų serija suteikia plačias ir pažangias galimybes naudotis CFD instrumentais. Šis unikalus metodas suteikia neprilygstamą patogumą naudotis ir automatizuoti geometrijos kūrimą, dinaminio tinklėlio ruošimą, kurti modelio struktūrą, koreguoti parametrus, kurie leidžia inžinieriams pasiekti geresnių rezultatų greičiau.

„STAR-CD V4“ programos galimybės, modeliavimo sritys:

- Aerodinamika.
- Degalų elementai.
- Transmisijos mazgai, mechaniniai įtempiai.
- Automobilio mazgų šiluminė analizė.
- Keleivių komfortas ir aeroakustika.
- Papildomas išmetamųjų teršalų apdorojimas.

Taip pat ši programa leidžia atlikti struktūrinę analizę ir skaičiavimus naudojant CFD skaičiavimo metodologiją, šiuo atveju tai geras sprendimas srautų, šiluminių reiškinių ir mechaninių įtempių nagrinėjimui. Programa sukurta remiantis pažengusia skaičiavimų technika ir turi plačią fizinių modelių duomenų bazę. Įdiegta galimybė automatiškai kurti aukštos kokybės skaičiuojamuosius baigtinių elementų tinklėlius. Platus programos valdymo pasirinkimas leidžia vartotojui kontroliuoti kiekvieną simuliacijos proceso aspektą. Šios programos privalumas lyginant

ją su „ANSYS fluent“ programa yra tas, kad vienu metu gali būti atliekami tiek srautų, tiek kietų kūnų, kuriuose vyksta tas srautų tekėjimas, skaičiavimai.

2.6. DIESEL-RK V 4.1.3.171 kompiuterinė programa

Tai variklio darbo procesų ir visų termodinaminių variklių ciklų modeliavimo programinė įranga, skirta modeliuoti ir optimizuoti darbo procesus, dviejų ir keturių taktų vidaus degimo varikliams su įvairių tipų papildomu pripūtimu. Programa gali būti naudojama šių tipų varikliams modeliuoti:

- DI, dyzelinių variklių, įskaitant (PCCI) daugkartinio įpurškimo ir dyzelinius variklius, kuriuose naudojami degalų mišiniai, ir variklius, kurie naudoja biodegalus.
- SI, benzininiai varikliai.
- SI, dujiniai varikliai, įskaitant prieškamerines sistemas ir variklius, kuriems kaip degalai naudojamos įvairios dujos: metanas, propanas-butanai, biodujos ir t.t.

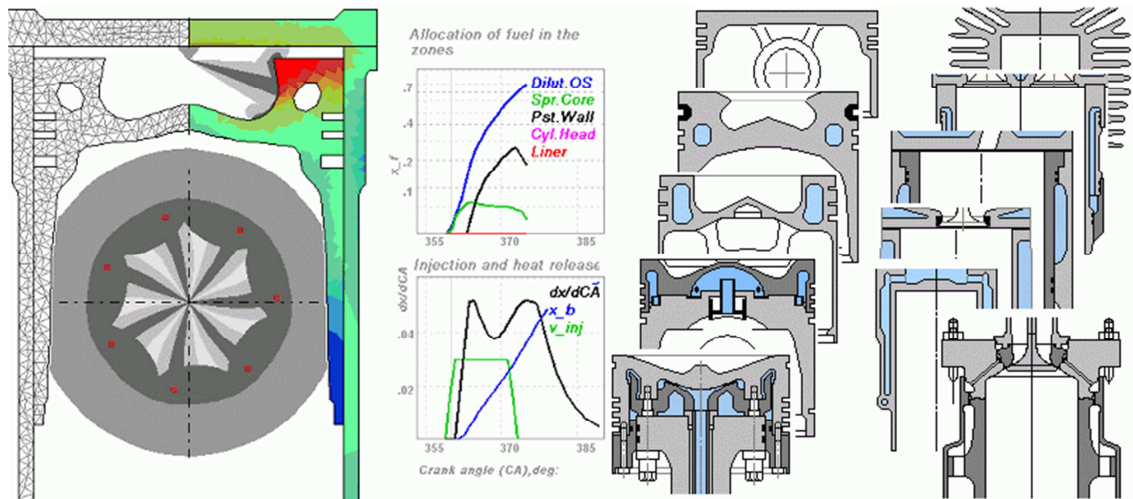
Dyzelis-RK tuo pačiu yra ir termodinaminė programinė įranga: pasižymi tuo, kad variklio cilindrai yra laikomi atvira termodinamine sistema.

Programos galimybės:

- Degalų sąnaudų prognozavimas ir optimizavimas.
- Sukimo momento kreivės ir kitų variklio parametrų prognozės.
- Degimo ir išmetamų teršalų analizė, įskaitant PCCI.
- Detonacijos prognozavimas.
- Vožtuvų atsidarymo momento sinchronizacija ir optimizavimas.
- EGR analizė ir optimizavimas.
- Turbinos ir kolektorių suderinimas ir optimizavimas.
- Dyzelinių variklių pavertimas į dujinius variklius.

Pagrindinės DIESER-RK programos funkcijos yra panašios į žinomų pasaulyje modeliavimo programų: „WAVE“, gamintojas ([Ricardosoftware](#)), „GT-Power“ ([Gammatechnologies](#)) ir „BOOST“, ([AVL](#)). Tačiau kartu su įprastomis funkcijomis ir modeliavimo galimybėmis, programa „DIESEL-RK“ turi naujų pažangių funkcijų:

- RK – unikalus dyzelino mišinio susidarymo ir degimo modelis.
- Degalų išpurškimo vizualizavimo priemonė.
- Daugiaparametrinis variklio parametru optimizavimas. Tikslinė funkcija įskaitant NO_x , suodžius ir SFC, vienu metu gali būti apskaičiuojamas pagal Usre Modelį DLL ir DIESEL – RK programos branduolį.
- Vienmatės – 1D ir dvimatės – 2D parametrinės tyrimų procedūros.
- 18 rūšių degimo produktai yra naudojami azoto oksidų NO susidarymo prognozėms naudojant Zeldovich modelį (įprastiniams varikliams).
- Detalus kinetinis NO formavimosi mechanizmas (199 reakcijos, 33 rūšys) yra įgyvendinamas naudojant dyzelino mišinius, daugkartinio įpurškimo ir didelio EGR santykio analizę.



12 pav. „Diesel RK“ programos aplinka

RK-modelis imituoja mišinio susidarymo ir degimo atsižvelgiant į:

- degimo kameros formą stūmoklyje: bet kokia geometrinė stūmoklio forma gali būti sumodeliuota ir įrašyta į degimo kamerų duomenų bazę, kurioje jau yra dažniausiai sutinkamų kamerų geometrija;
- įvairių sukurių profilius ir sukurių intencyvumus;
- purkštovo buvimo vietą: centrinę, ne centrinę, šoninį įpurškimas;
- purkštukų antgalių skaičių, skersmenį ir kryptis;
- degalų savybes, įskaitant biodegalus ir biodegalų mišinius su dyzelinu (palaikomos degalų savybių duomenų bazės).
- įpurškimo formos charakteristika įskaitant daugkartinio įpurškimo PCCI;

- detalų cheminį užsidegimo vėlavimo trukmės skaičiavimą ir prognozavimą varikliams su PCCI naudojantiems dyzeliną ir biodegalus;
- žemos temperatūros degimo modelį ne PCCI;
- sąveika su sienelėmis ir kitų kaimyninių purkštuvų pusralais;
- vietinius sienelių temperatūros pokyčius veikiant degalų čiurkšlei.

Naudojantis RK-modeliu yra galimybė optimizuoti degimo kameros formos parametrus ir degalų įpurškimo sistemos parametrus (purkštuvų kryptis, skersmenis ir skaičių, antgalius), taip pat plėtoti daugkartinio išpurškimo strategiją ir (Common Rail) valdymo sistemos algoritmą visame darbo diapazone. Programa apima geometrijos duomenų bazę: stūmoklių, įdėklų ir cilindrų galvučių, kurie bus įtraukti į skaičiavimo procesą. DIESEK-RK programa skirta ne tik profesionalams, programa gali būti sėkmingai naudojama pradedančiųjų, studentų ir aukštesnės studijų pakopos aukštųjų mokyklų studentų. Siekiant supaprastinti proceso duomenų suvedimą (ypatingai empirinių koeficientų) programoje įdiegtas specialus įrankis skirtas projektų kūrimui. Naudojantis šiuo įrankiu galima sukurti pradinį duomenų failą su visomis reikalingomis variklio charakteristikomis ir parametrais. Taigi tampa paprastesnis ne tik pradinių duomenų įvedimo procesas, bet ir sunkiausias tyrimo etapas skaičiavimas ir modelių kalibravimas. Paskutinis, svarbus programos pritaikymo aspektas ir panaudojimo sritis yra žmonėms, kurie neturi pakankamai laiko ir eksperimentinių duomenų tobulinti mokslinių tyrimų programas, taip pat mokslininkams, kurie siekia atlikti greitą variklio analizę. Kvalifikuotas ekspertas gali naudoti visas pažangius modeliavimo metodus programoje DIESEL-RK kalibruodamas modelį koeficientais gautas iš eksperimentų. Nubraižytos kreivės gali būti eksportuojamos per iškarpinę į išorines programas (Excel ir pan.)

3. EKSPERIMENTŲ METODIKA

Įvertinus 2 skyriuje apžvelgtą skaičiuojamąjį modeliavimo būdą, ir analogiškai naudojamas kompiuterinio modeliavimo programas, galima teigti, kad naudojimas programomis supaprastina procesų analizę ir taupo dirbančiojo laiką. Įprastas skaičiuojamasis būdas atrodo sudėtingas, nes reikalauja plačių matematikos ir kompiuterinio programavimo žinių. Atliekamo eksperimento esmė, sukurti modelį atsisakant naudoti diferencialinį skaičiavimą, o panaudoti paprastą ir lengvai prieinamą kompiuterinę programą, galinčią apskaičiuoti analogiškus procesus. Eksperimentui pasirinkta Maskvos Valstybinio N.E. Baumano technikos universiteto sukurta programa (matematinis modelis) DIESEL-RK variklio parametrų skaičiavimui.

3.1. Matematinis eksperimentas

Pagrindinis šio matematinio eksperimento tikslas – atlikti dyzelinio variklio, veikiančio trijų rūšių degalais – dyzelinu, biodyzelinu ir butanolio tyrimus ir jo metu nustatyti kiek matematinis eksperimentas atliktas modeliavimo programa, atsisakant vienmačio ar dvimačio modeliavimo diferencialinėmis lygtimis atitinka realaus natūrinio eksperimento rodiklius. Matematinis eksperimentas atliekamas panaudojant Maskvos valstybinio N.E. Baumano technikos universiteto suktą universalų matematinį modelį (modeliavimo–simuliavimo programą „DIESEL RK NET“. Tai programa skirta variklio darbo procesų kompiuteriniam modeliavimui ir optimizavimui. Programos veikimas atliekamas nuotoliniu būdu t. y. vartotojas gali atsisiųsti tik programos valdymo paketą, kuriame yra atliekamas matematinio modeliavimo pritaikymas, reikalingų parametrų nustatymas ir įvertinimas, o pagrindiniai skaičiavimai ir duomenų apdorojimas atliekamas Maskvos valstybinio N.E. Baumano technikos universiteto serveryje. Atlikus reikiamus skaičiavimus gautų rezultatų failo pavyzdys pateikiamas 1 priede.

3.2. Natūrinis eksperimentas

Siekiant kuo tikslesnių rezultatų atliekant modeliavimą, programa buvo pritaikyta pagal natūriniame eksperimente naudojamą dyzelinio variklio Perkins 1104c-44 technines charakteristikas ir bandymų metu naudotus apkrovos režimus. Bandymai atlikti Lenkijoje Varšuvos technologijos universitete, automobilių ir darbo mašinų fakultete, transporto priemonių instituto vidaus degimo variklių laboratorijoje. Natūrinio eksperimento duomenys gauti bandymams

naudojant dyzeliną, biodyzeliną ir biodyzelino – biobutanolio mišinius. Bandymo rezultatus galima matyti lentelėse 3 priede.

3.3. Tyrimo metodika

Eksperimentų metu buvo registruojami galios, ekonominiai ir pagrindiniai ekologiniai variklio parametrai:

Variklio alkūninio veleno sukimosi dažnis min^{-1} .

Efektvyioji variklio galia, P_e , kW.

Degalų sąnaudos, kg/h.

Azoto oksidų NO_x koncentracija, ppm.

Kietųjų dalelių PM koncentracija, mg/m^3 .

Bandymams panaudotas dyzelinas (D), biodyzelinas (BD) ir dvikomponenčiai degalų mišiniai. Naudoti du skirtingi mišiniai, sumaišyti proporcijomis: M1 – 90 % biodyzelinas (RME), 10 % butanolis; M2 – 80 % biodyzelinas (RME), 20 % butanolis. Eksperimentai atlikti keičiant apkrovą nuo 100 % iki 10 %, esant fiksuotiems 1400 min^{-1} ir 2200 min^{-1} variklio sūkiams.

3.4. Eksperimentinės įrangos aprašymas

3.4.1. Dyzelinis vidaus degimo variklis

Eksperimentiniam tyrimui atlikti buvo naudojamas sūkurinių srovių apkrovos stendas, sumontuotas kartu su dyzeliniu varikliu, taip pat naudojant įrangą deginių bei degalų sąnaudoms matuoti.

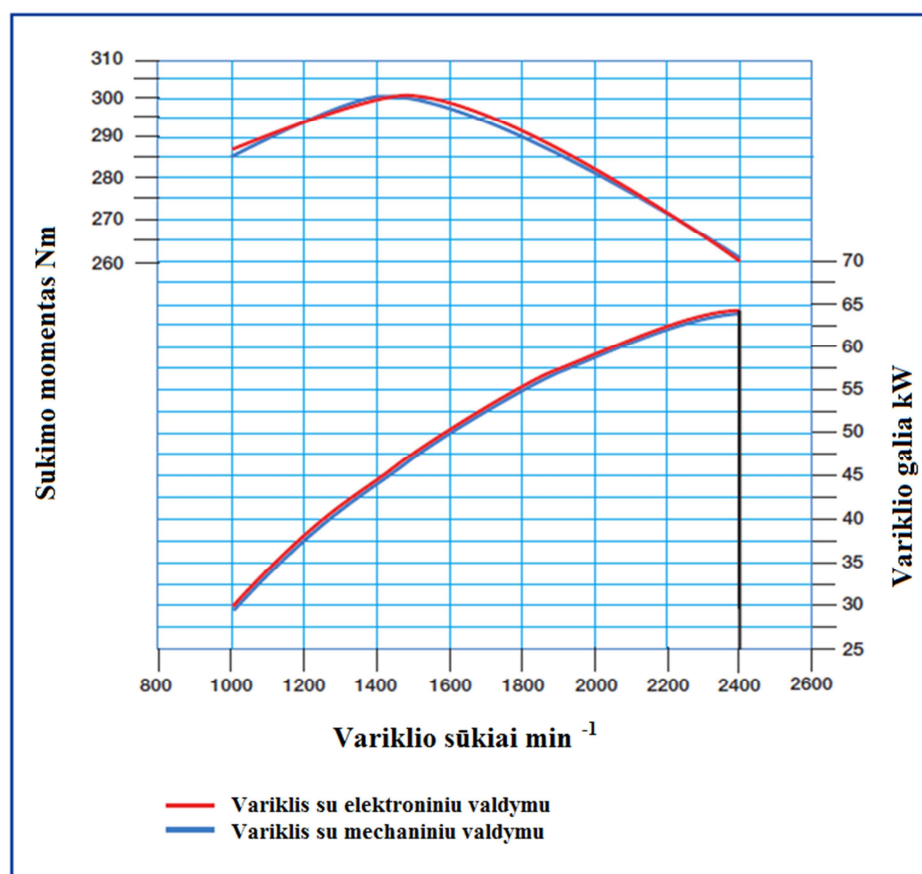
Dyzelinis vidaus degimo variklis: tyrimams naudotas 2006 metų gamybos dyzelinis keturtaktis industrinis variklis „Perkins 1104c-44“. Variklis su vientisa degimo kamera, esančia stūmoklyje, be papildomo pripūtimo, turintis elektroninį valdymo bloką ir DDI (Direct Diesel Injection) emisijos kontrolės sistemą. Gamykliniai šio variklio techniniai duomenys pateikti 9 lentelėje, o gamintojo pateikiama variklio greičio charakteristika 13 paveiksle.

9 lentelė. Dyzelinio variklio PERKINS 1104c-44 techninės charakteristikos

Parametras	Aprašymas
Variklio tipas	Dyzelinis be pripūtimo
Cilindrų skaičius	4

9 lentelės tęsinys

Cilindrų išsidėstymas	eilėje
Variklio darbinis tūris V_h , l.	4,4
Suslėgimo laipsnis ϵ	19,3
Variklio galia P_e , kW	64 (2400 min ⁻¹)
Variklio sukimo momentas M_s , Nm	308 (1200 min ⁻¹)
Cilindro skersmuo D , mm	105
Stūmoklio eiga S , mm	127
Aušinimo sistema	Suslėgtas skystis
Sukimasis	Prieš laikrodį iš smagračio pusės
Masė ir matmenys	357 kg, L663 x H812 x W470 mm



13 pav. Bandomojo variklio „Perkins 1104c-44“ greičio charakteristika

3.4.2. Variklių apkrovos stendas

Bandymams atlikti panaudotas sūkurinių srovių variklių apkrovos stendas SCHENCK WT190. Vidaus degimo variklis su stendu sujungtas betarpiškai (be pavarų dėžės), velenų, kurio

abiejuose galuose yra lygių kampinių greičių lankstai. Šis variklių bandymų stendas yra universalus, veikiantis iki $10\,000\text{ min}^{-1}$ sūkių režimu, t. y. šiuo sūkių režimu variklį galima apkrauti. Šio tipo stendas neturi galimybės sukti variklį, t. y. negali veikti kaip paleidimo variklis ar prietaisas variklio mechaniniams nuostoliams nustatyti. Sukimo momentas matuojamas dinamometrinio būdu atsiradus apkrovai slegiant tenzo daviklį, iš kurio duomenys perduodami į pagrindinį stendo valdymo bloką.



14 pav. Variklio apkrovos stendas SCHENCK WT190

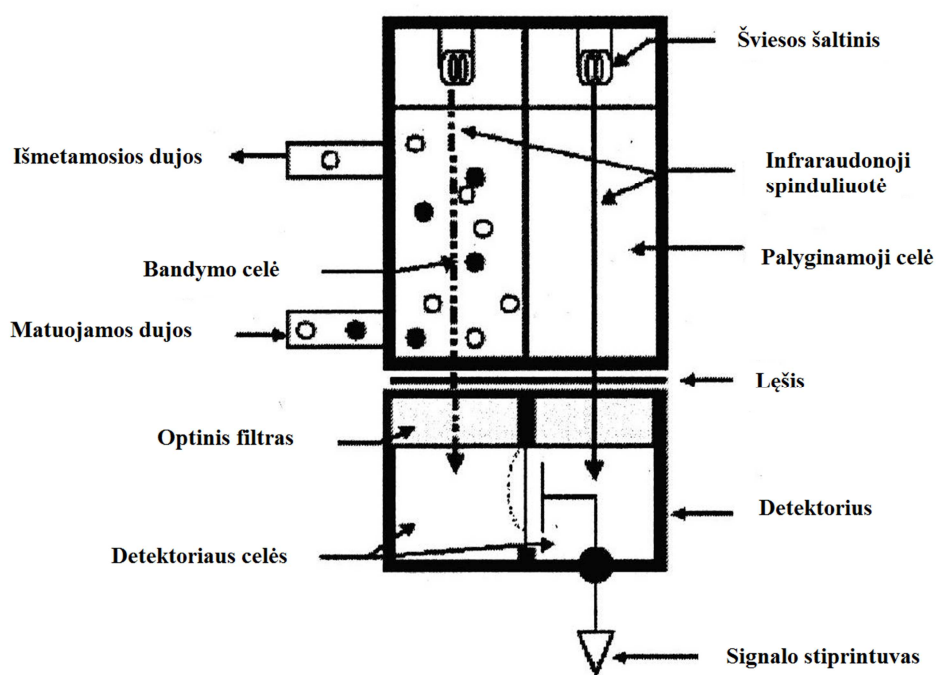
10 lentelė. Apkrovos stendo pagrindiniai techniniai duomenys

Parametras	Aprašymas
Maksimali matuojamoji galia, kW	190
Maksimalūs sūčiai, min^{-1}	10000
Maksimalus sukimo momentas, Nm	600
Minimalūs sūčiai maksimaliam momentui, min^{-1}	1700

3.4.3. Išmetamųjų dujų matavimo įranga

Išmetamųjų dujų emisija buvo matuojama naudojant „Horiba 7170DEGR“ deginių analizatorių. Analizatorius gali matuoti anglies monoksido (CO) kiekį, anglies dioksido (CO₂), deguonies esančio deginiuose (O₂), visiškai nesudegusių angliavandenilių (THC) ir azoto oksidų (NO_x) kiekius. Šis deginių analizatorius taip pat turi galimybę nustatyti CO₂ kiekį tiekiant deginius pakartotiniam deginimui ir matuojant CO₂ kiekį išmetimo sistemoje ir įsiurbimo trakte kartu skaičiuojant EGR lygį.

CO ir CO₂ Matavimas: CO ir CO₂ koncentracijai matuoti naudojamas HORIBA AIA-72x modulis, kuris atlieka nedispersinę infraraudonųjų spindulių analizę (NDIR). NDIR veikimo principas yra toks, kad molekulės sugeria tik tam tikros bangos ilgio infraraudonąją spinduliuotę, o absorbcijos lygis yra proporcingas molekulių koncentracijai. Skirtingos molekulės turi skirtingą absorbcijos spektrą. Tipinis NDIR susideda iš infraraudonųjų spindulių šaltinio, detektoriaus, pavyzdinės celės ir elektros sistemos jutiklyje. Palyginamojoje celėje yra dujos kaip azotas, kurios neabsorbuoja infraraudonųjų spindulių. Pats jutiklis veikia palyginimo principu.

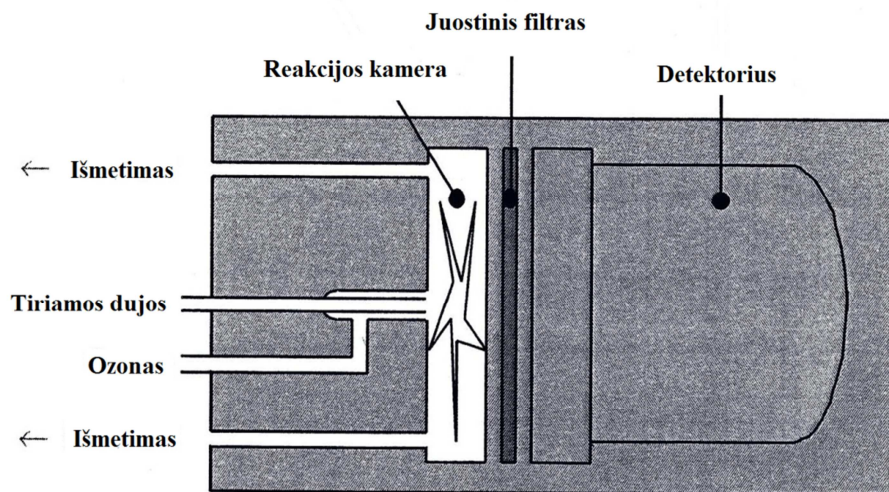


15 pav. Infraraudonųjų spindulių CO ir CO₂ matavimo jutiklio principinė schema

O₂ matavimas: deguonis liekantis išmetamosiose dujose, aptinkamas naudojant HORIBA MPA-720 modulį. Modulio veikimas pagrįstas magneto – pneumatinio jutiklio veikimo principu. Į elektromagnetą tiekiamas kintamas elektros srovės, slėgis aplink magneto polius kinta

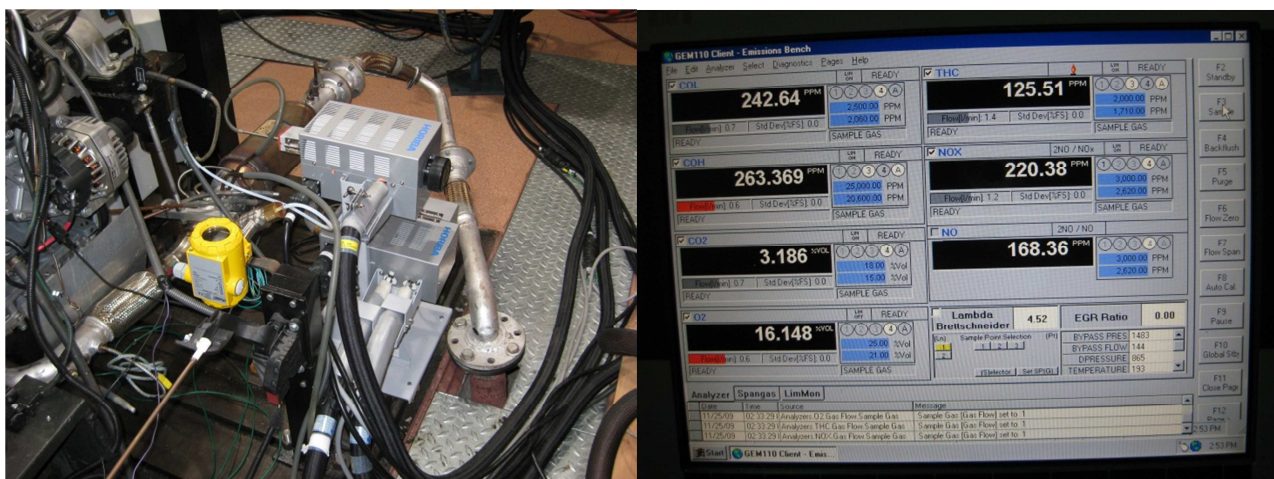
priklausomai nuo O_2 koncentracijos, nes deguonies molekulės pritraukiamos prie magneto. O labai jautrus slėgio jutiklis – detektorius fiksuoja slėgio pokytį.

NO_x matavimas: azoto oksidai matuojami chemiliuminescencijos būdu su „HORIBA CLA-720A“ moduliu. Chemiliuminescencijos procesas vyksta reaguojant azoto oksidams su ozonu. Tai paverčia NO į NO_2 . NO_2 kiekis, sukurtas tokiu būdu, bus sužadintos NO_2 molekulės. Sužadintos molekulės skleidžia šviesą, kol grįžta prie normalios būsenos. Išspinduliuotos šviesos kiekis yra proporcingas išsiskiriantiems azoto oksidams.



16 pav. Chemiliuminescencinio detektoriaus schema

THC matavimas: nesudegusiems angliavandeniliams matuoti panaudotas „HORIBA FIA-720“ modulis, naudojantis FID liepsnos jonizacijos aptikimo (flame ionisation detection) principą. Kai angliavandenilio atomai tiekiami į vandenilio liepsną, susidarančių jonų kiekis yra tiesiogiai proporcingas anglies atomų skaičiui, toks matavimo būdas pateikia THC kiekį kaip ekvivalentą metano jonams.



17 pav. Deginių matavimo moduliai kartu su valdymo bloku ir duomenų išvedimo sistema

Dūmingumo matavimas: dūmingumo skaičiui nustatyti ir užrašyti buvo naudojamas „AVL 415S“ matuoklis. Šis matuoklis naudoja fotoelektrinę matavimo galvutę, kuri įvertina filtravimo popieriaus patamsėjimą, sukeltą praeinančių išmetamųjų dujų. Matuoklis automatiškai keičia įleidžiamų dujų kiekį ar matavimo vamzdžio efektyvų ilgį tam, kad į matavimo zoną patektų reikiamas kiekis suodžių. Visi matavimai atliekami automatiškai eksperimento metu paimant tris mėginius ir apskaičiuojant vidutinį dūmingumą bandymo metu.



18 pav. Dūmų matuoklis AVL 415S

3.5. Eksperimentams naudoti degalai

3.5.1. Dyzelinas

Eksperimentams naudojamas dyzelinas pirktas iš AB „ORLEAN Lietuva“ degalinių tinklo. „Dyzelinas E klasė su RRME“ atitinka LST EN 590:2009 ir LR ūkio, aplinkos, susisiekimo ministrų 2006-08-31 įsakymo Nr. D1-399/4-336/3-340 bei LR ūkio ministro 2001-04-26 įsakymo Nr. 147 ir 2006-09-15 įsakymo Nr. 4-345 reikalavimus. Dyzelino kiekis sunaudotas bandymams buvo pirktas vieną kartą, kad neatsirastų neatitikimų dėl skirtingų degalų savybių. Išsamios bandomo dyzelino savybės nurodytos 2 priede.

3.5.2. Biodyzelinas

Riebalų rūgščių metilo esteris (RRME) – tai iš rapsų aliejaus esterifikacijos būdu pagamintas rapsų metilo esteris, skirtas tik dyzeliniams varikliams. Paprastai dyzeliniams varikliams yra naudojamas tradicinių dyzelinių degalų ir RRME mišinys – biodyzelinas. Mūsų eksperimento metu buvo naudotas grynas biodyzelinas, siekiant palyginti jį su paprastu dyzelinu, bei biodyzelino ir butanolio mišiniai kur butanolio kiekis mišinyje 10 ir 20 %. Naudojamo biodyzelino savybės pateiktos 2 priede.

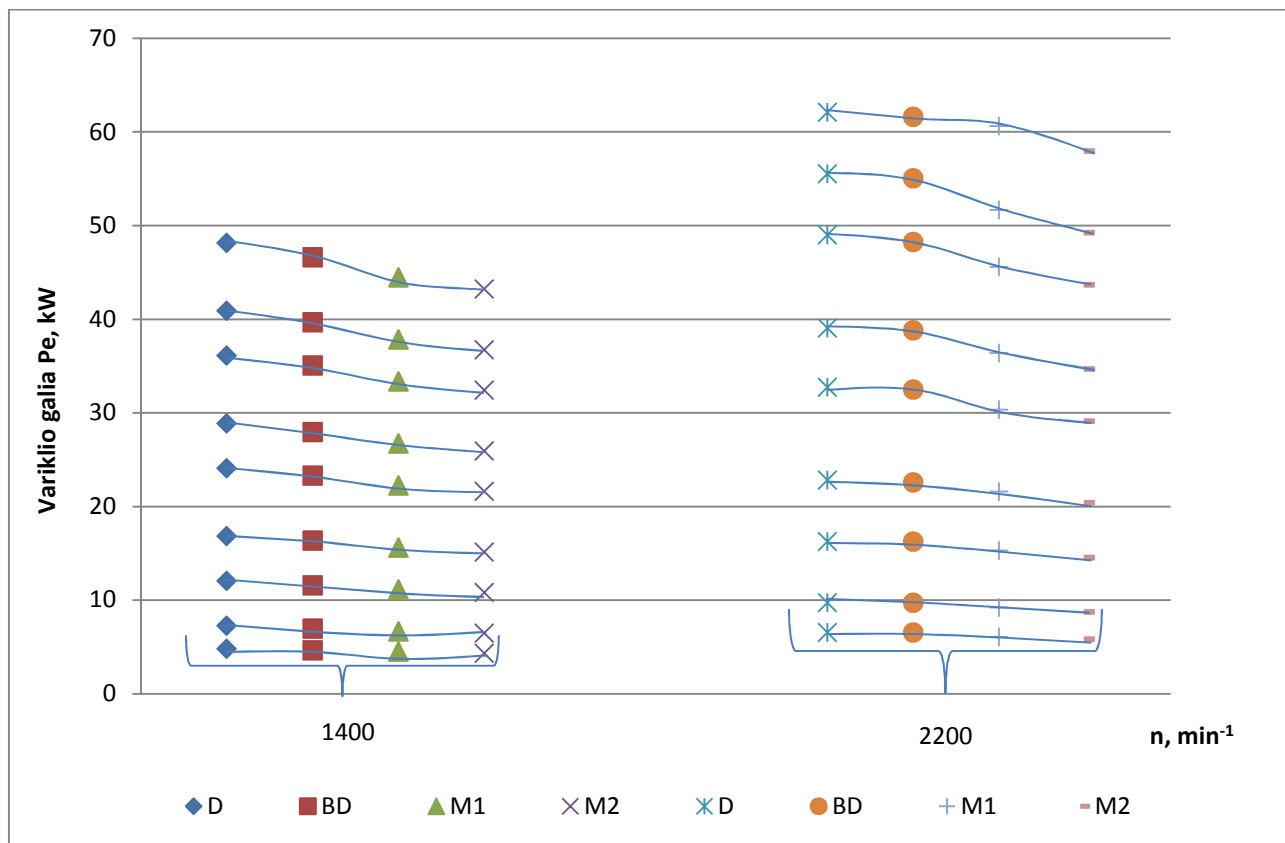
3.5.3. N – butanolis

N – butanolis ar normalus butanolis yra pirminis alkoholis su 4 – anglies atomų struktūrą turinčia molekule ir molekulinė formulė $C_4H_{10}O$. N – butanolis yra skaidrus, mobilus, neutralus skystis, turintis jam būdingą kvapą. Jis maišosi su visais įprastais tirpikliais pvz, alkoholiais, ketonais, aldehidais, eteriais, glikoliais, aromatiniais ir alifatiniais angliavandeniliais, tačiau labai blogai tirpsta vandenyje. Bandymams naudotas biodyzelinas su n – butanolio 10 ir 20 % priedu. Išsamios bandomo n - butanolio savybės nurodytos 2 priede.

4. EKSPERIMENTO REZULTATAI

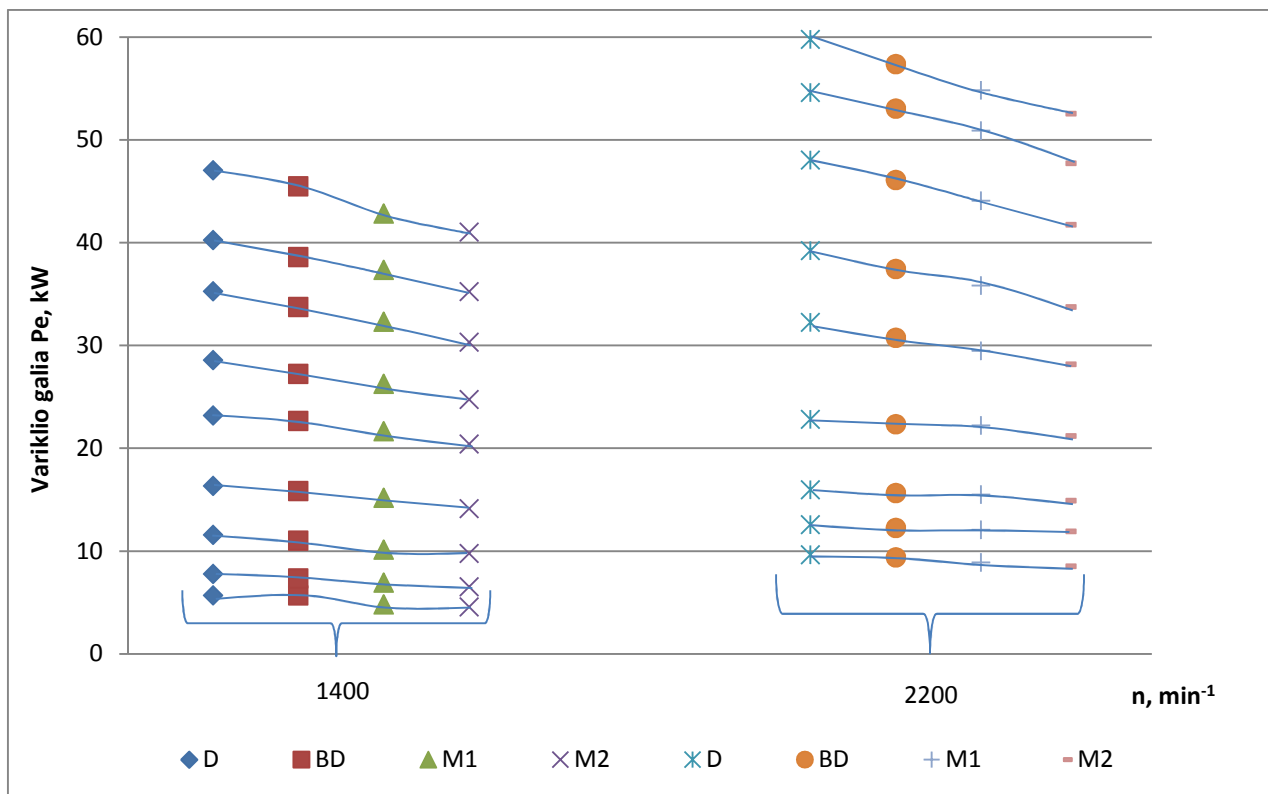
4.1. Efektyvioji variklio galia

Atlikus eksperimentinius ir modeliavimo bandymus pastebėta, jog keičiant įprastą dyzeliną biodyzelinu (RME) ir įmaišant butanolio, kurio koncentracija biodyzelino-butanolio mišinyje 10 ir 20 %, variklio galia visame apkrovų diapazone krinta. Tai galima paaiškinti tuo, jog biodyzelino (RME) šilumingumas 37,8 MJ/kg o įprasto dyzelino 42,5 MJ/kg, t.y. 11 % didesnis. Taip pat butanolio priedas mažina bendrą mišinio šilumingumą, nes biobutanolio šilumingumas yra 10 % mažesnis negu biodyzelino. Palyginus efektyviąją variklio galią, naudojant D, BD ir mišinius M1, M2 su BD pastebimas galios sumažėjimas iki 3,2 %, 7,6 % ir 10,2 % esant 1400 min⁻¹ variklio sūkiams ir 0,7 %, 2,3 % ir 6,6 % esant 2200 min⁻¹ variklio sūkiams esant maksimaliai apkrovai (19 pav.).



19 pav . Efektyvioji variklio galia eksperimento metu, esant 10–100 % apkrovai

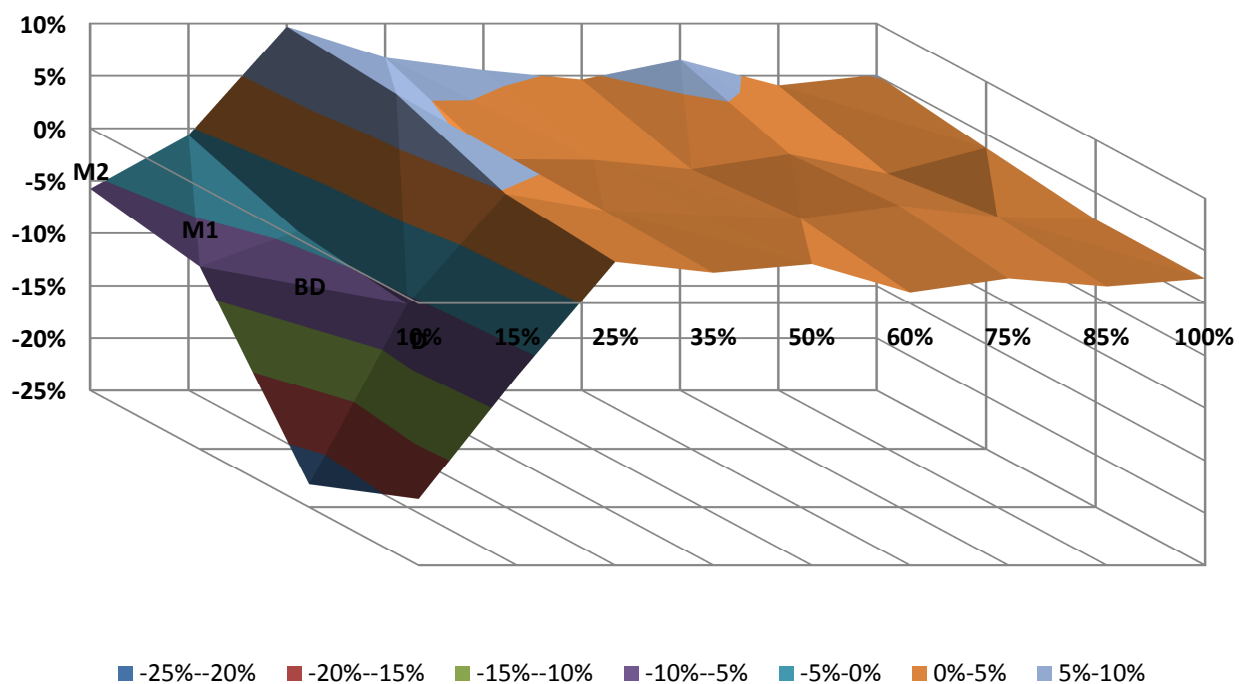
Panašios mažėjimo tendencijos pastebimos atlikus ir modeliavimo bandymus, kur efektyviosios variklio galios mažėjimas tomis pat sąlygomis siekė 3,2 %, 8,9 % ir 12,7 % esant 1400 min⁻¹ variklio sūkiams ir 4,0 %, 8,2 % ir 12,0 % esant 2200 min⁻¹ variklio sūkiams (20 pav.).



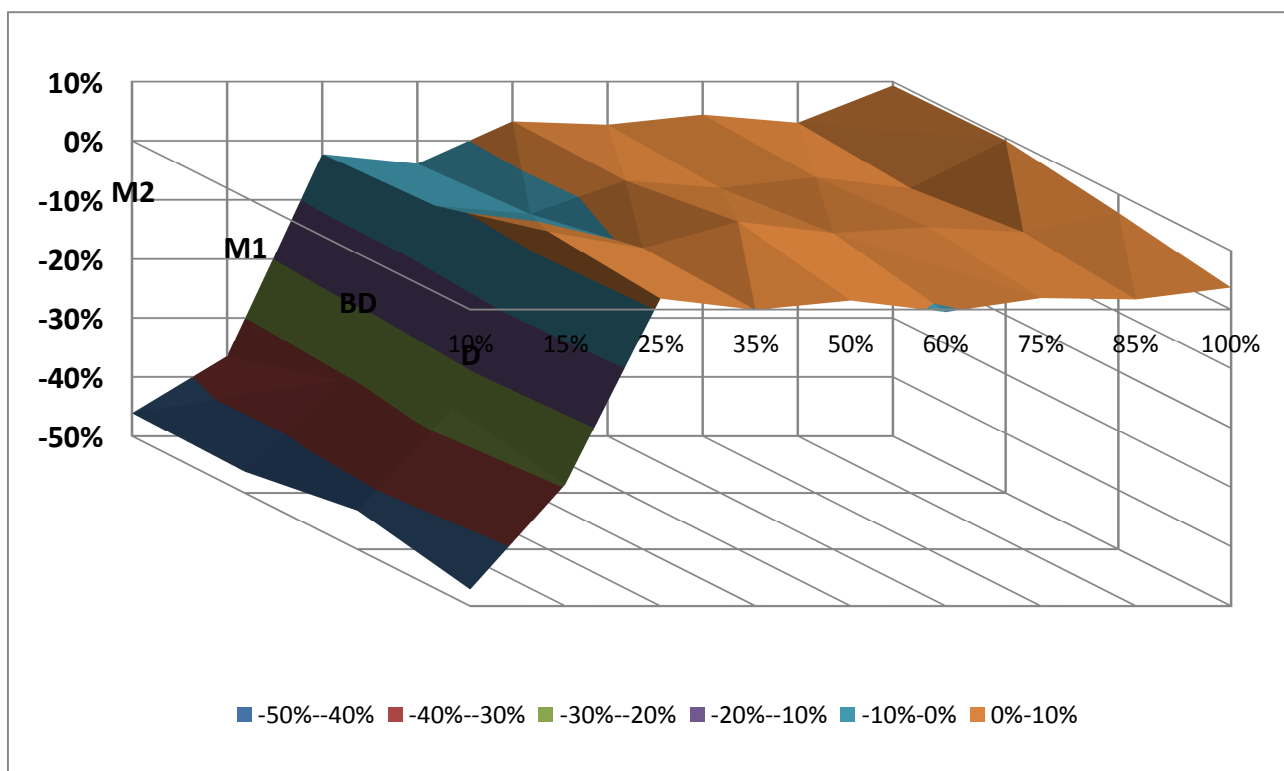
20 pav. Efektyvioji variklio galia modeliavimo metu, esant 10–100 % apkrovai

Efektyviosios variklio galios charakteristikos pavaizduotos taškinėmis diagramomis, reikšmės, esančios vienoje linijoje vertikalčiai žymi variklio galią gautą apkraunant variklį skirtingomis apkrovomis 10-100 %.

Tarpusavyje palyginus eksperimento ir modeliavimo metu gautas variklio galios reikšmes pastebimos mažesnės reikšmės atlikus modeliavimą. Esant variklio sūkiams 1400 min^{-1} ir naudojant dyzeliną (D) reikšmės skiriasi vidutiniškai 4,8 %, o prie 2200 min^{-1} variklio sūkių šis skirtumas išauga iki 9,8 %. Panašios tendencijos pastebimos panaudojus biodyzeliną (BD) ir M1, M2 mišinius, kur šis skirtumas panašus – BD vidutiniškai sudarys 5,7 % ir 10,7 % prie 1400 min^{-1} ir 2200 min^{-1} variklio sūkių, M1 – atitinkamai 4,1 % ir 11,1 %, M2 – 6 % ir 12,3 %, esant aukščiau paminėtiems variklio sūkiams. 21 – 22 pav. pateikiama procentinė paviršinė diagrama, kurioje matyti neatitikimas tarp bandymo rezultatų ir modeliavimo metu gautų rezultatų. Didžiausiais neatitikimas gaunamas esant minimaliai variklio apkrovai. Variklio galiai viršijus 15 % neatitikimas nebeviršija 10 %. Pagal tai galima spręsti kad esant vidutinei ir maksimaliai variklio apkrovai, modelio ir eksperimento rezultatai skiriasi minimaliai.



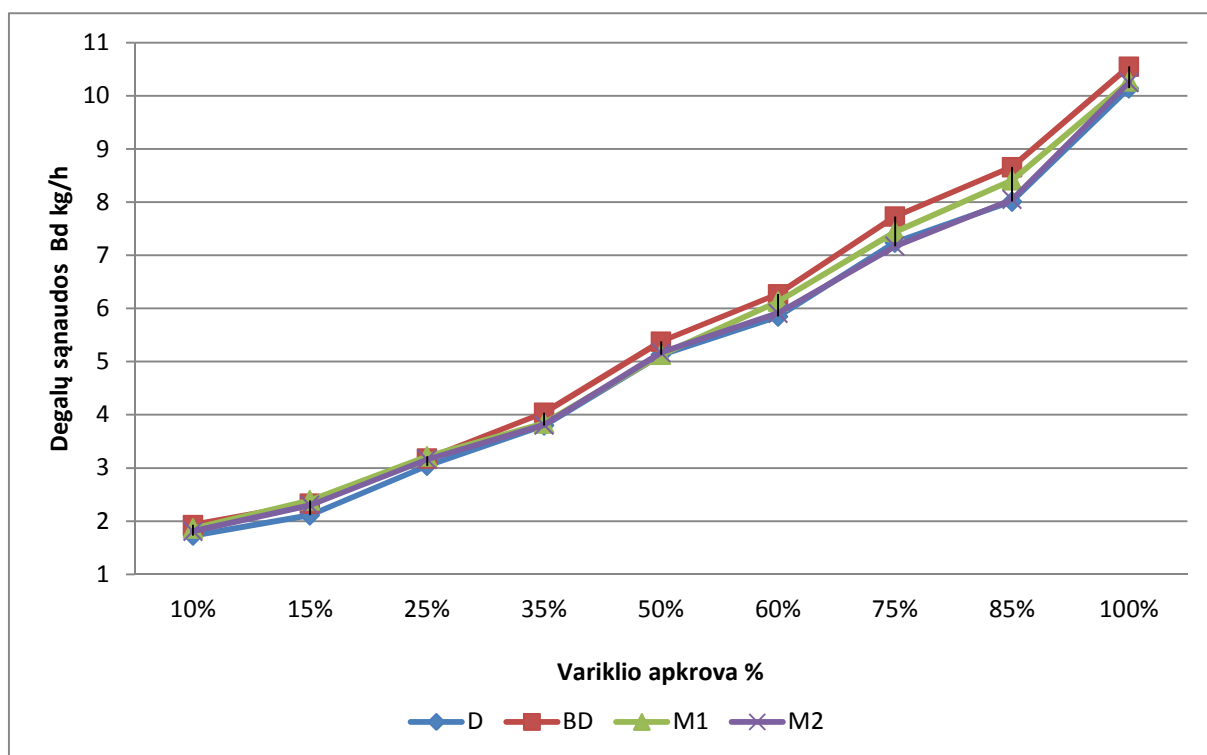
21 pav. Variklio galios skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min⁻¹



22 pav. Variklio galios skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min⁻¹.

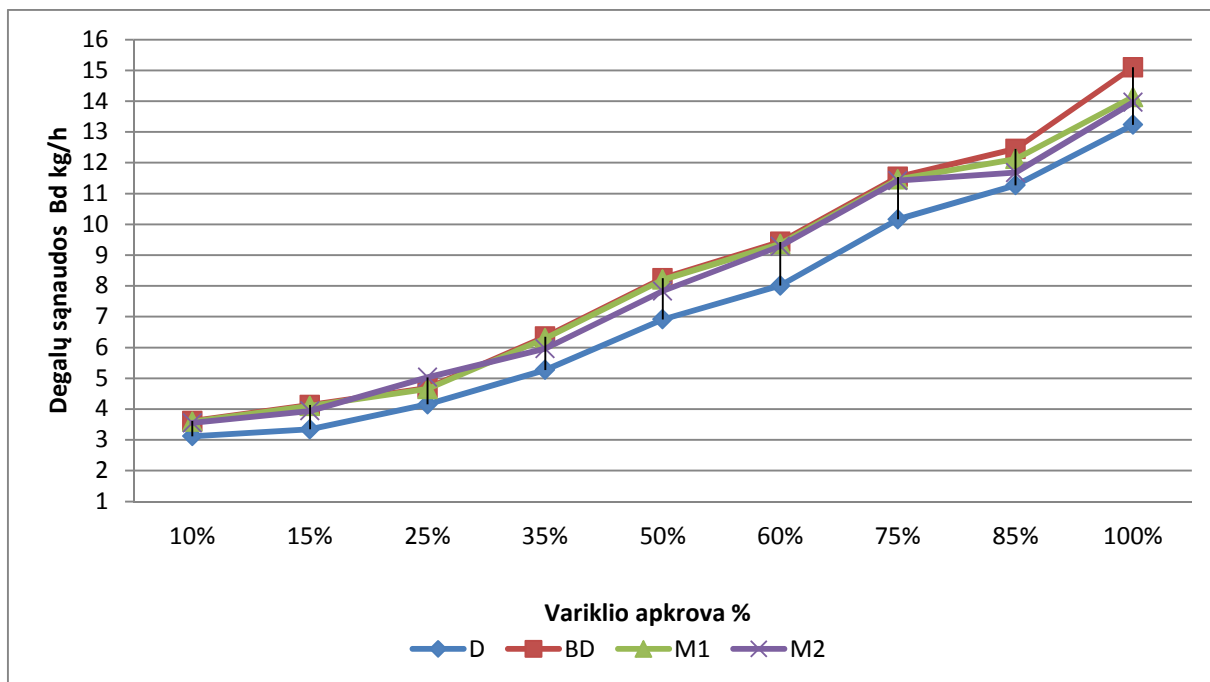
4.2. Degalų sąnaudos

Analizuojant vieną iš pagrindinių variklio ekonominių rodiklių valandines degalų sąnaudas pastebėta, jog keičiant įprastą dyzeliną biodyzelinu ir didinant butanolio koncentraciją mišinyje degalų sąnaudos dirbant dyzeliniam varikliui plačiame variklio apkrovų diapazone didėja. Tai galima paaiškinti tuo, jog butanolio priedas mažina bendrą mišinio šilumingumą. Kadangi šilumingumas mažesnis, tai tam pačiam darbui atlikti sunaudojama didesnis degalų kiekis. Lyginant su dyzelinu biodyzelino (BD) šilumingumas 11 %, M1 mišinio 12,1 % ir M2 mišinio atitinkamai 13,2 % mažesnis. Natūrinio eksperimento metu gauta, kad degalų sąnaudų padidėjimas panaudojus BD, M1 ir M2 degalų mišinius yra 3,8 %, 1,2 % ir 1 % esant 1400 min^{-1} variklio sūkiams 23 pav. ir 12,3 %, 6,3 % ir 5,2 % esant 2200 min^{-1} variklio sūkiams ir 100 % apkrovai. 24 pav.



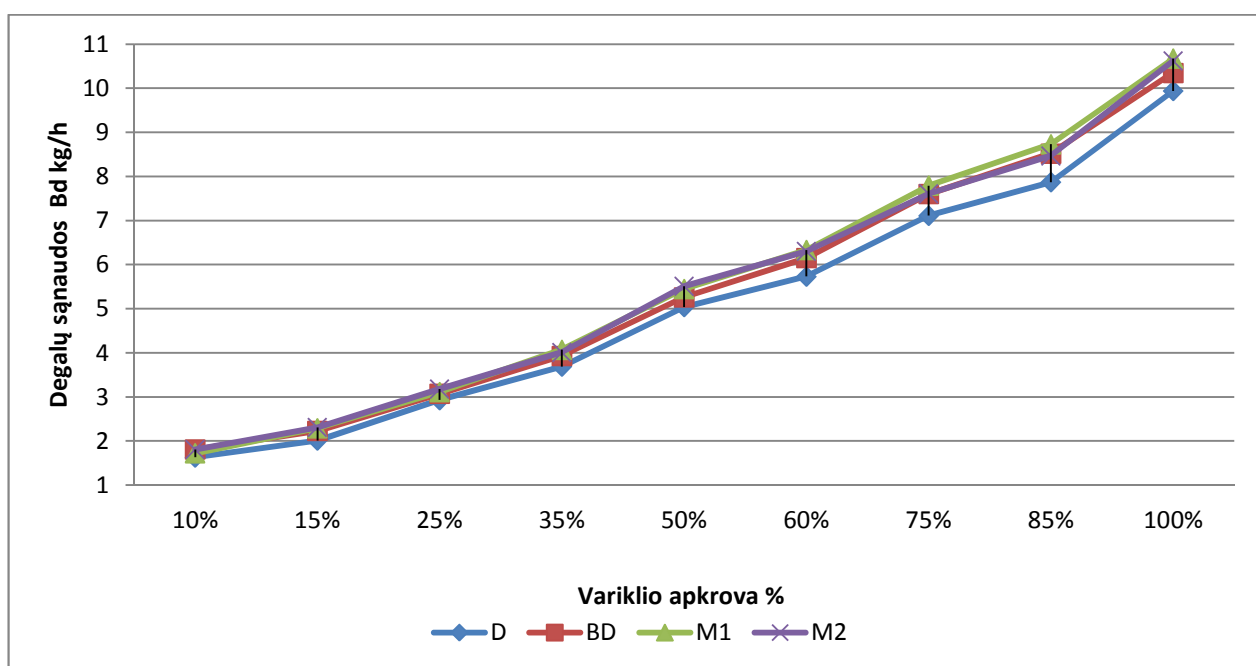
23 pav. Degalų sąnaudos, gautos eksperimento metu, esant 1400 min^{-1} variklio sūkiams.

Bandymo metu pastebėta, kad degalų sąnaudų procentinis skirtumas didžiausias yra panaudojus biodyzeliną. Tiekiant į dyzelinį variklį biodyzelino ir butanolio mišinį, degalų sąnaudų reikšmės atsiduria tarp degalų sąnaudų gautų naudojant dyzeliną ir degalų sąnaudų gautų naudojant biodyzeliną. Taigi butanolio priedas mažina biodyzelino degalų sąnaudas. Akivaizdus skirtumas pastebimas 24 pav. esant 2200 min^{-1} variklio sūkiams.

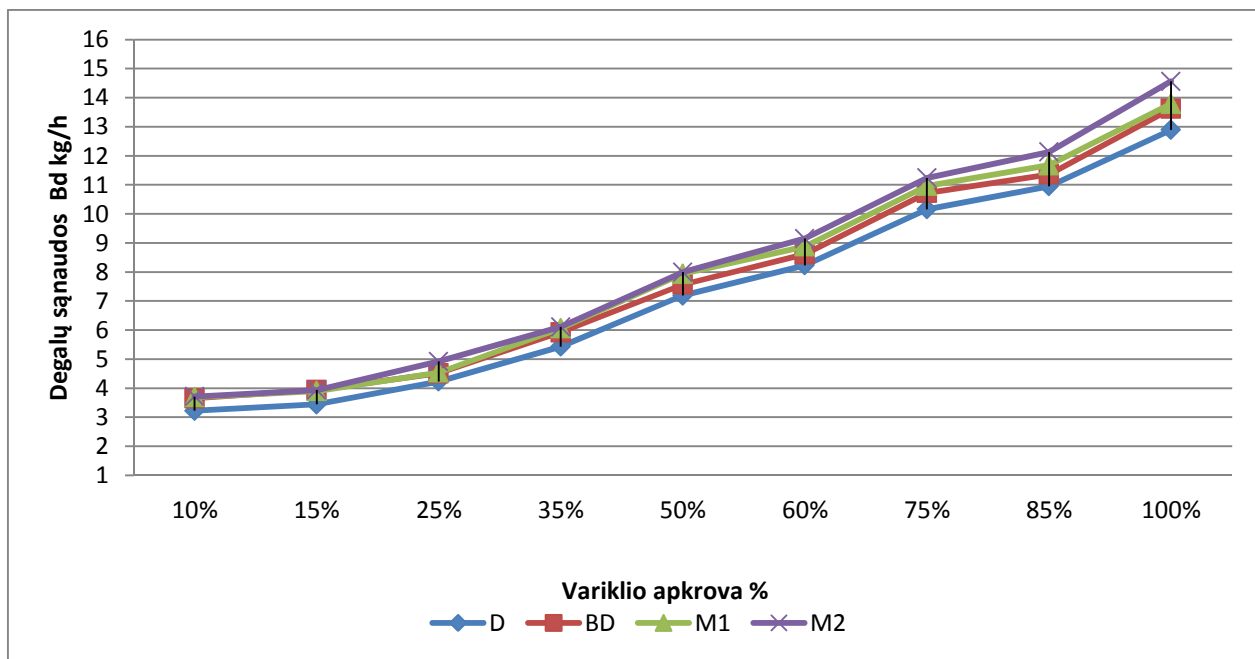


24 pav. Degalų sąnaudos, gautos eksperimento metu, esant 2200 min^{-1} variklio sūkiams.

Panaši degalų sąnaudų didėjimo tendencija pastebima atlikus modeliavimo eksperimentą. Panaudojus BD, M1 ir M2 mišinius ir lyginant su dyzelinu, sąnaudų didėjimas 3,9 %, 6,8 % ir 6,4 % kai variklio sūkliai 1400 min^{-1} (25 pav.) ir 5,3 %, 6,5 % ir 11,4 % prie 2200 min^{-1} variklio sūkių, skirtumą skaičiuojant esant 100 % apkrovai. (26 pav.).

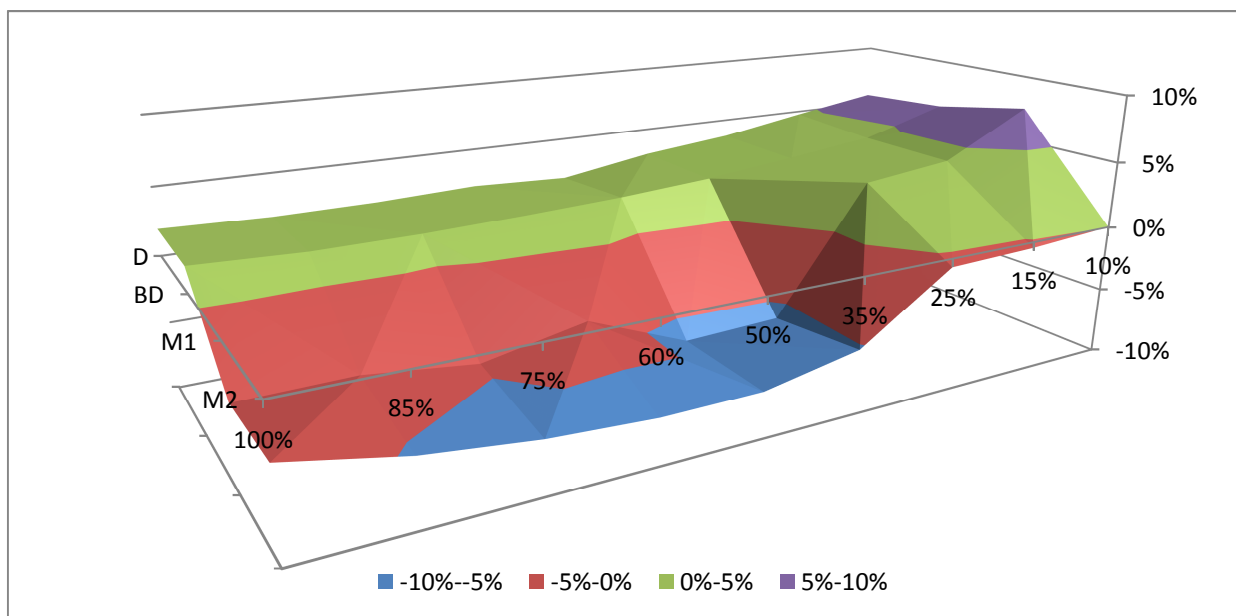


25 pav. Degalų sąnaudos, gautos modeliavimo metu, esant 1400 min^{-1} variklio sūkiams.

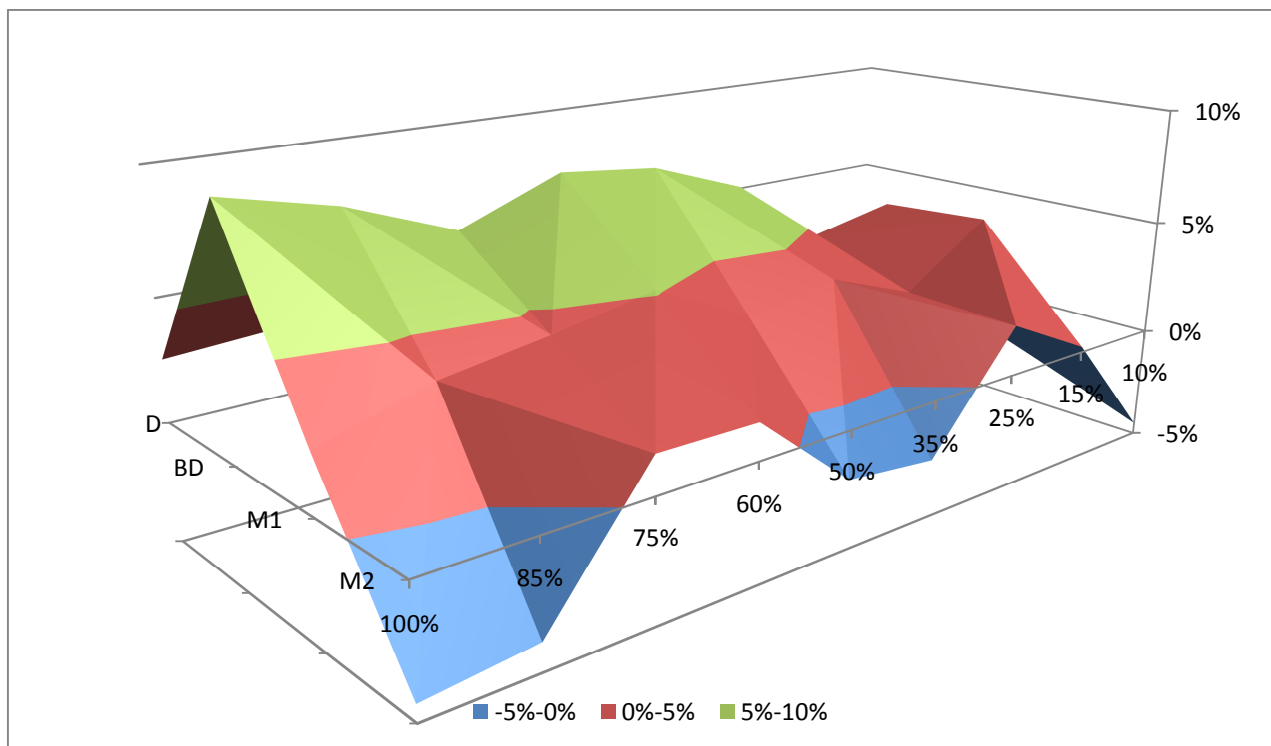


26 pav. Degalų sąnaudos, gautos modeliavimo metu, esant 2200 min^{-1} variklio sūkiams.

Lyginant tarpusavyje eksperimento ir modeliavimo valandinių degalų sąnaudų rezultatus matoma, kad degalų sąnaudos keičiant dyzeliną biodyzelinu ir didinant butanolio kiekį mišinyje išlieka didesnės plačiame apkrovų diapazone, tiek prie 1400 min^{-1} , tiek prie 2200 min^{-1} variklio sūkių.



27 pav. Degalų sąnaudų skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min^{-1}



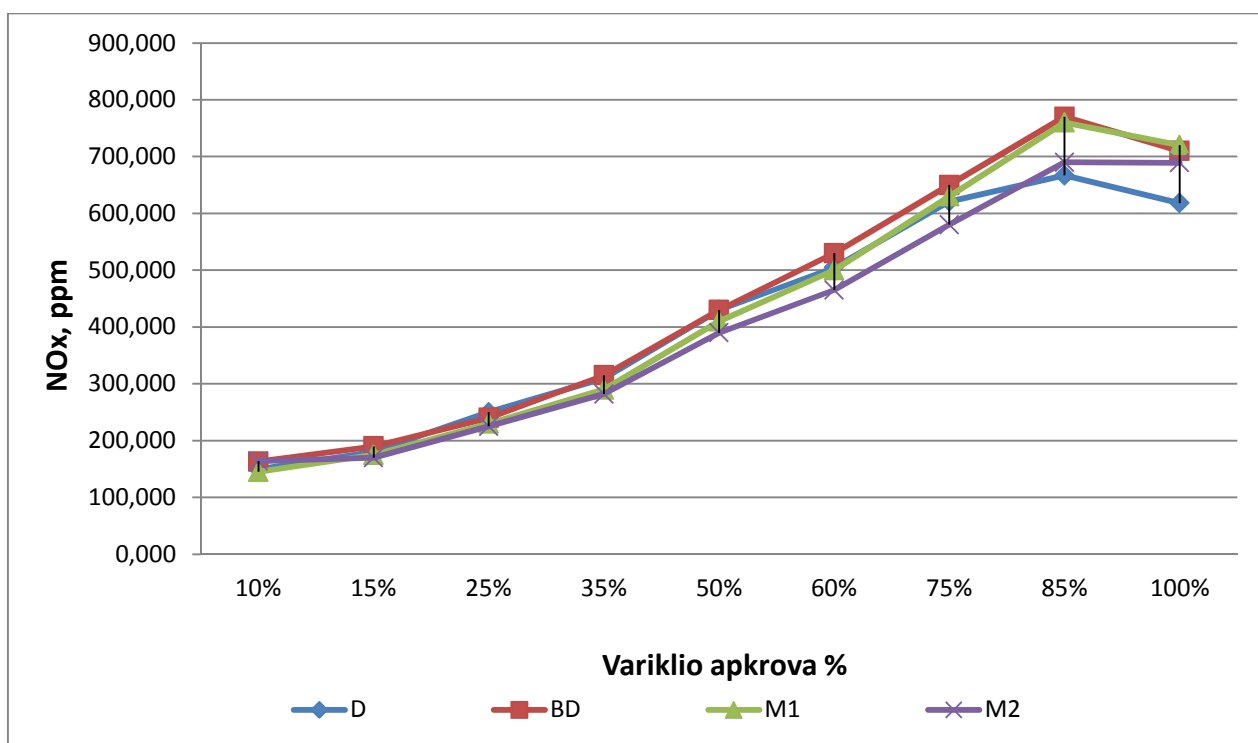
28 pav. Degalų sąnaudų skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min⁻¹

27 ir 28 pav. pateikiama procentinė paviršinė diagrama, kurioje matyti neatitikimas tarp bandymo rezultatų ir modeliavimo metu gautų rezultatų. Variklio sūkiams esant 1400 min⁻¹ didžiausias neatitikimas gaunamas esant minimaliai variklio apkrovai naudojant dyzeliną ir biodyzeliną vidutiniškai 5,5 %. Esant vidutinei ir maksimaliai variklio apkrovai didžiausias neatitikimas, vidutiniškai 6,5 %, gaunamas naudojant butanolio ir biodyzelino mišinius M1 ir M2. Variklio sūkiams esant 2200 min⁻¹ didžiausias neatitikimas tarp modelio ir eksperimento gaunamas variklio apkrovai viršijus 50 %. Naudojant dyzeliną ir biodyzeliną neatitikimas vidutiniškai siekia 8,5 %, o naudojant mišinius M1 ir M2 vidutiniškai 4,5 %.

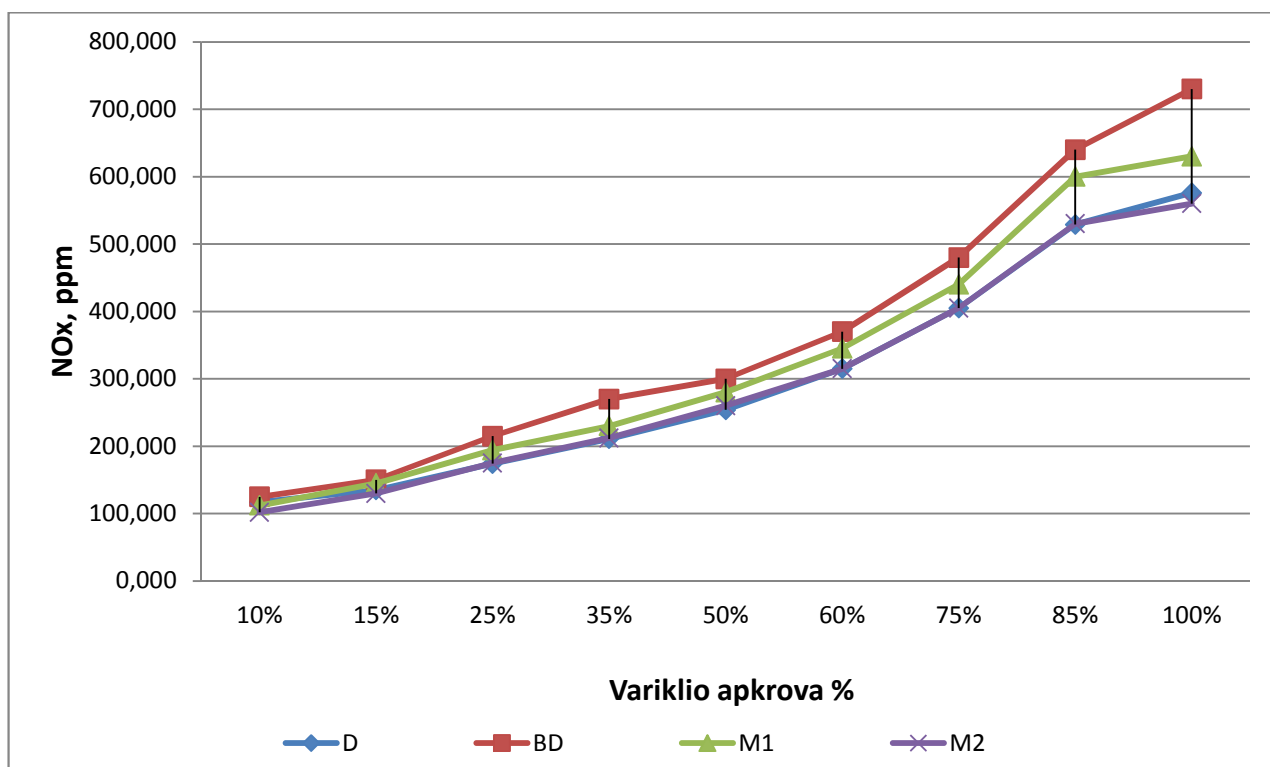
4.3. Azoto oksidų NO_x koncentracija

Vertinant ekologinius parametrus, iš kurių vienas svarbiausių dyzeliniam varikliui yra azoto oksidai (NO_x). Jų rodiklis didinant butanolio kiekį mišinyje didėja, nes butanolio sudėtyje esanti deguonis (21,6% nuo bendros masės) gerina degimo procesą, kurio metu susidaro mažesnė kietųjų dalelių emisija, bet esant geresnei mišinio oksidacijai žymiai padidėja aukštatemperatūrinių NO_x emisija, todėl ir gaunamas NO_x prieaugis plačiame apkrovų diapazone. Eksperimento metu gauta, kad NO_x didžiausias prieaugis panaudojus BD, M1 ir M2 degalų mišinius yra 12,9 %, 14,1 %

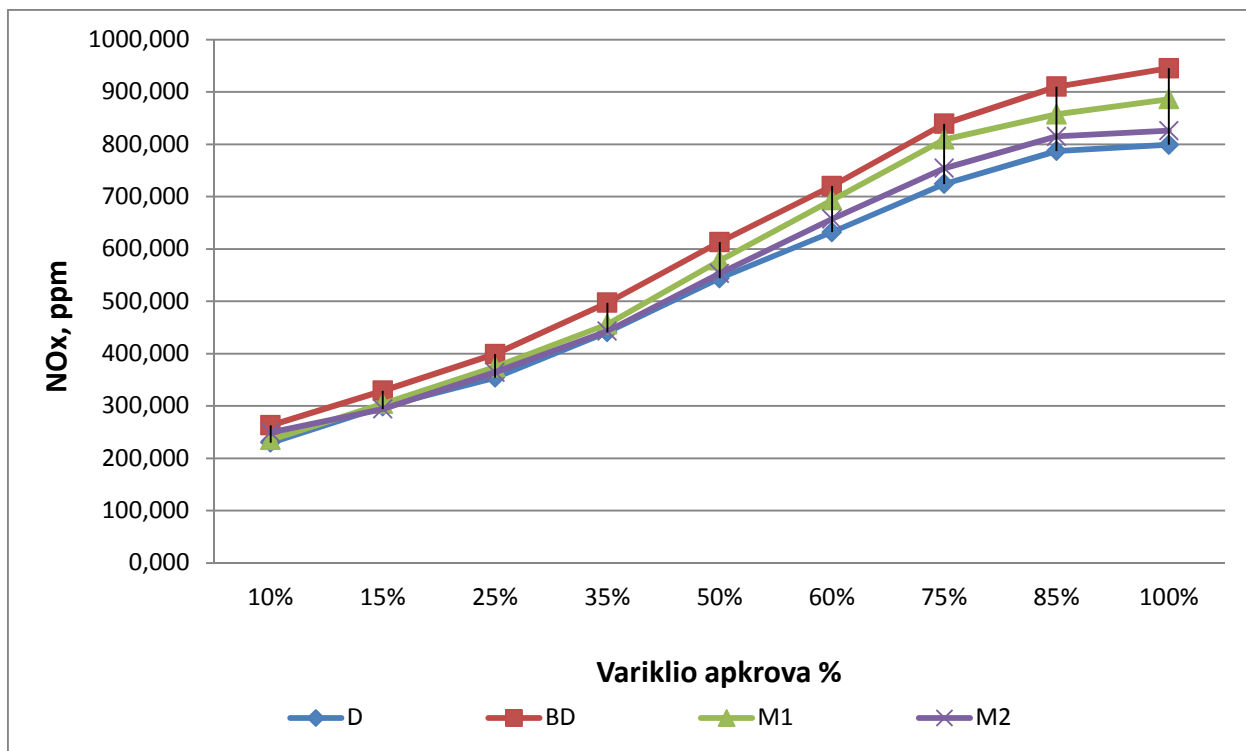
ir 10,3 % esant 1400 min^{-1} variklio sūkiams 29 pav. ir 21 %, 8,5 % ir 2,8 % esant 2200 min^{-1} variklio sūkiams 30 pav.



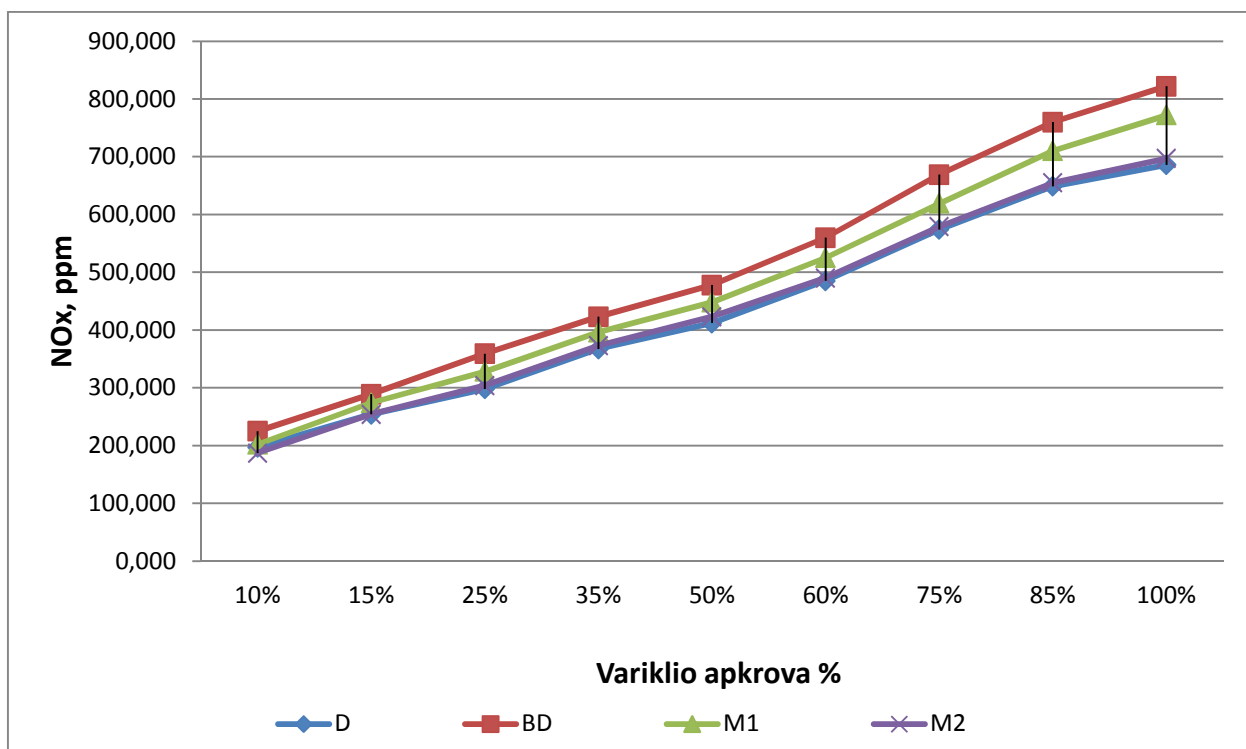
29 pav. Azoto oksidų emisijos eksperimento metu esant 1400 min^{-1} .



30 pav. Azoto oksidų emisijos eksperimento metu esant 2200 min^{-1} .



31 pav. Azoto oksidų emisijos modeliavimo metu esant 1400 min⁻¹.

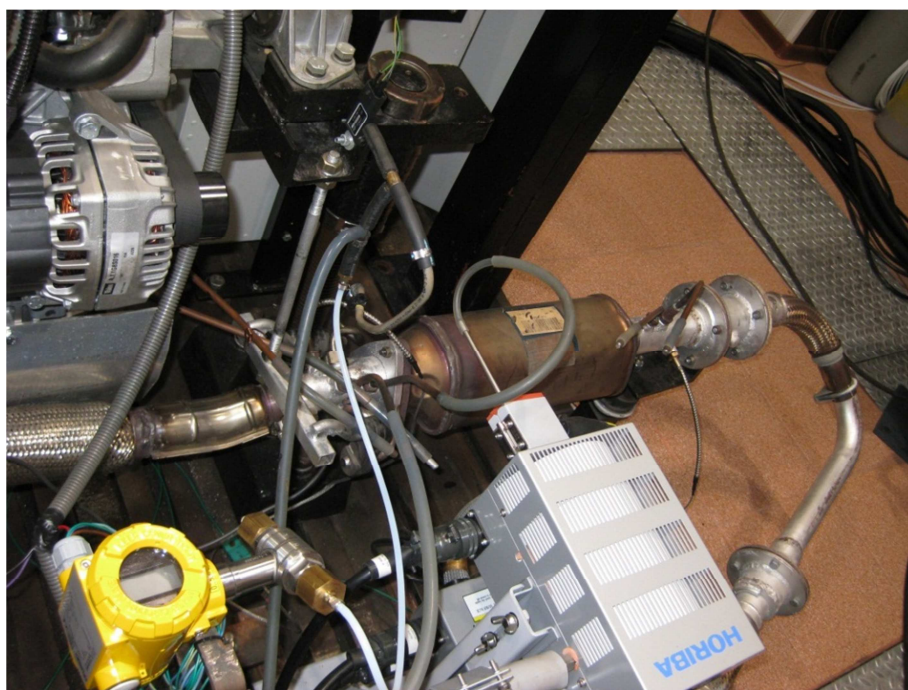


32 pav. Azoto oksidų emisijos modeliavimo metu esant 2200 min⁻¹.

Panaši azoto oksidų emisijos prieaugio tendencija išlieka atlikus ir modeliavimo eksperimentą. Panaudojus BD, M1 ir M2 mišinius ir lyginant su dyzelinu, NO_x didėjimas 15,4 %,

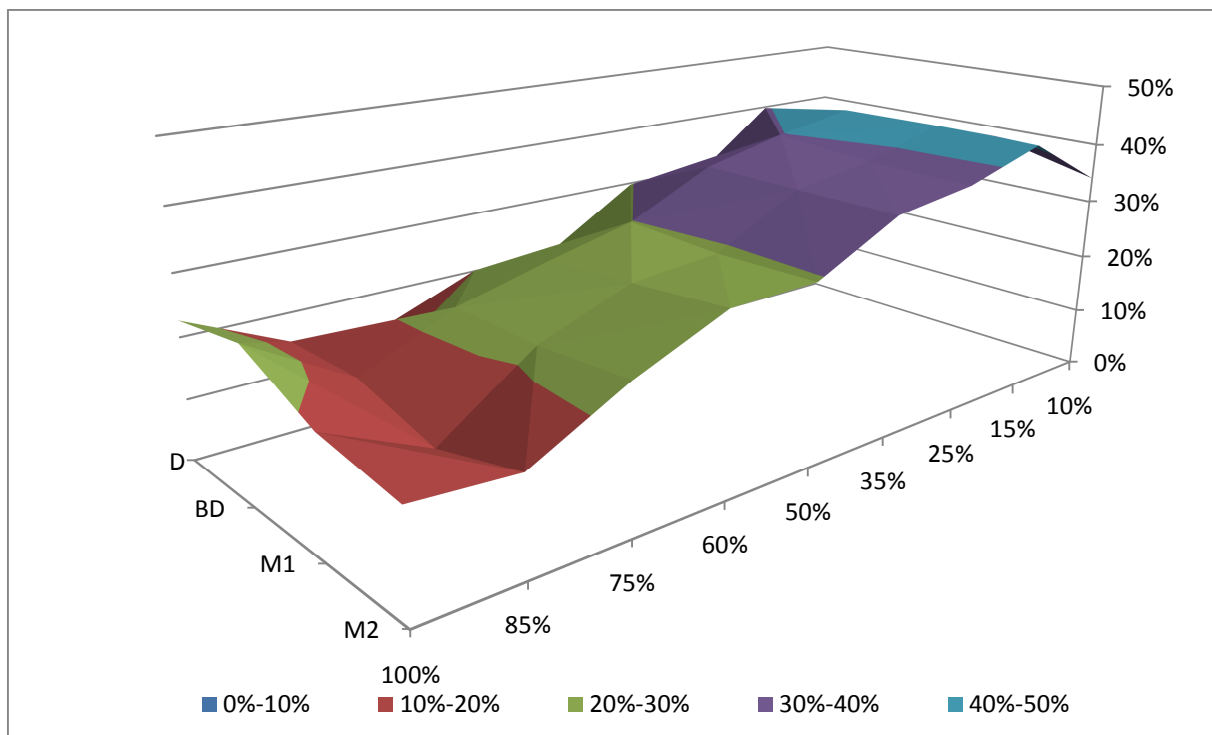
9,8 % ir 3,2 % kai variklio sūkliai 1400 min^{-1} 31 pav. ir 16,5 %, 11,1 % ir 1,6 % prie 2200 min^{-1} variklio sūklių. 32 pav.

Palyginus tarpusavyje eksperimento ir modeliavimo rezultatus pastebimi didesni skirtumai, kurie D, BD, M1 ir M2 degalų mišiniams vidutiniškai sudaro 25 %, 31 %, 29 % ir 29 % esant 1400 min^{-1} variklio sūkliais ir 34 %, 33 %, 34 % ir 36 % esant 2200 min^{-1} variklio sūkliais. Šis skirtumas atsiranda dėl to, kad eksperimento metu, NO_x reikšmės buvo matuojamos panaudojus katalizatorių dyzelinio variklio išmetimo sistemoje 33 pav. Modeliavimo metu, programa neįgali įvertinti katalizatoriaus poveikį NO_x koncentracijai, todėl gaunamas padidėjimas kuris vidutiniškai yra 31,3 % įvertinus visus darbo režimus.

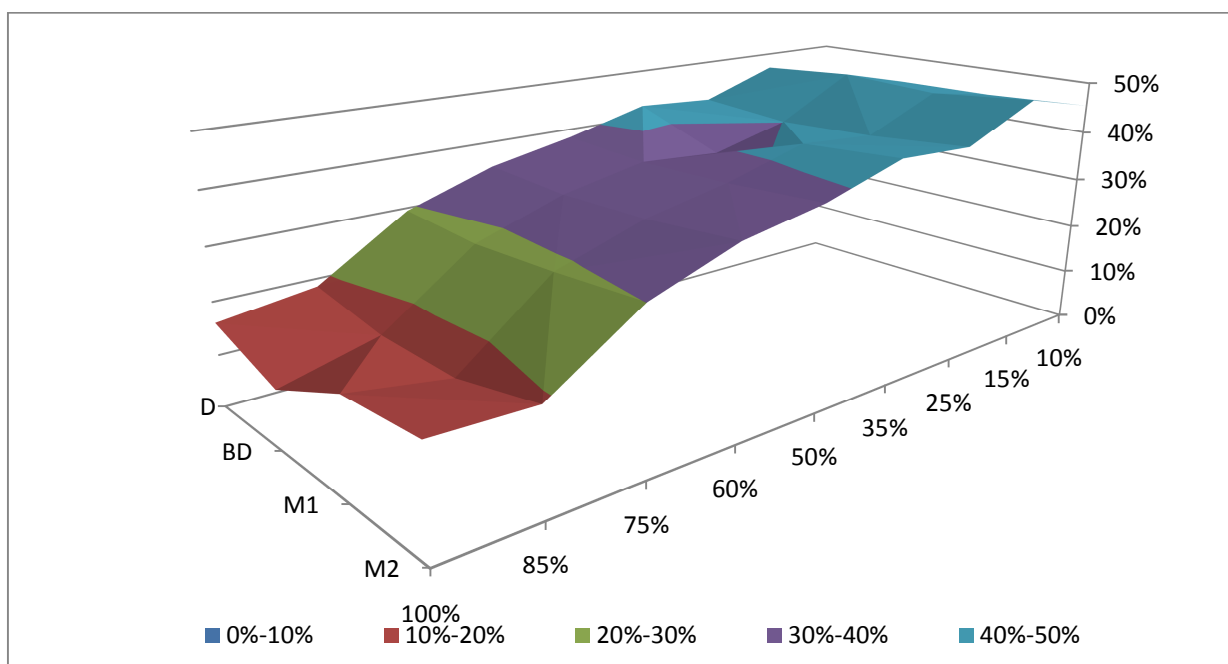


33 pav. Bandomo dyzelinio variklio išmetimo sistema su katalizatoriumi ir deginių matavimo moduliais

34 pav. ir 35 pav. pateikiama procentinė paviršinė diagrama, kurioje matyti neatitikimas tarp bandymo rezultatų ir modeliavimo metu gautų rezultatų.



34 pav. NO_x skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min⁻¹.

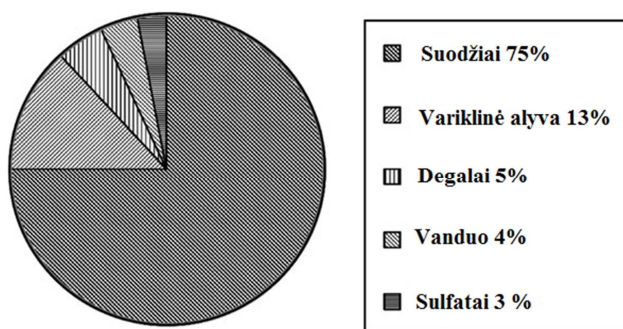


35 pav. NO_x skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min⁻¹.

Atlikus tiek eksperimentinius bandymus tiek modeliavimą pastebėta, kad BD didina NO_x koncentraciją variklio išmetamosiose dujose. Į degalus įmaišius butanolio, NO_x koncentracija pradeda mažėti ir procentaliai artėti prie koncentracijos išsiskiriančios deginant tik dyzeliną.

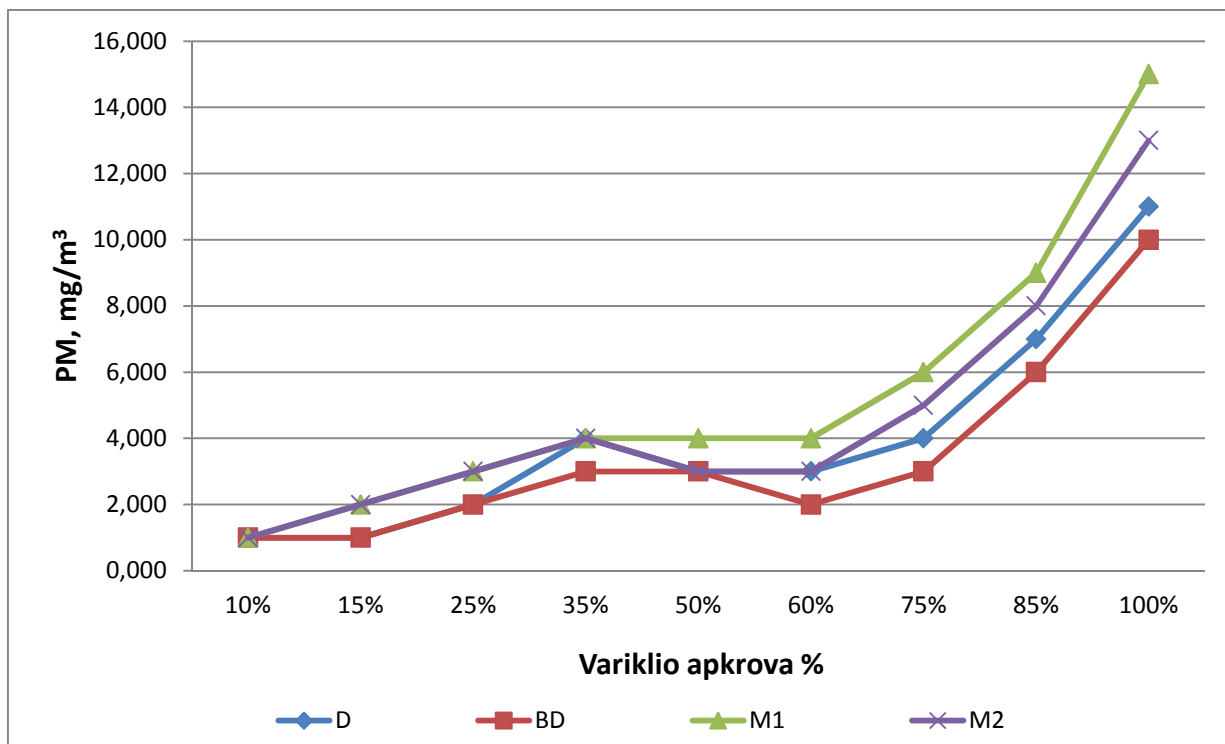
4.4. Kietųjų dalelių (PM) koncentracija

Transporto priemonių išmetamų kietųjų dalelių kiekis yra bendroji kietųjų medžiagų masė kartu su lakių ir tirpių medžiagų priedu. Kietųjų dalelių masė paprastai nustatinėjama tik apibrėžtomis sąlygomis, prie tam tikro nustatyto režimo. Paprastai kietąsias daleles sudaro didžioji dalis suodžių, t.y. paprastoji anglis, sumaišyta su degalų, alyvos, vandens ir sulfatų priedais 36 pav.



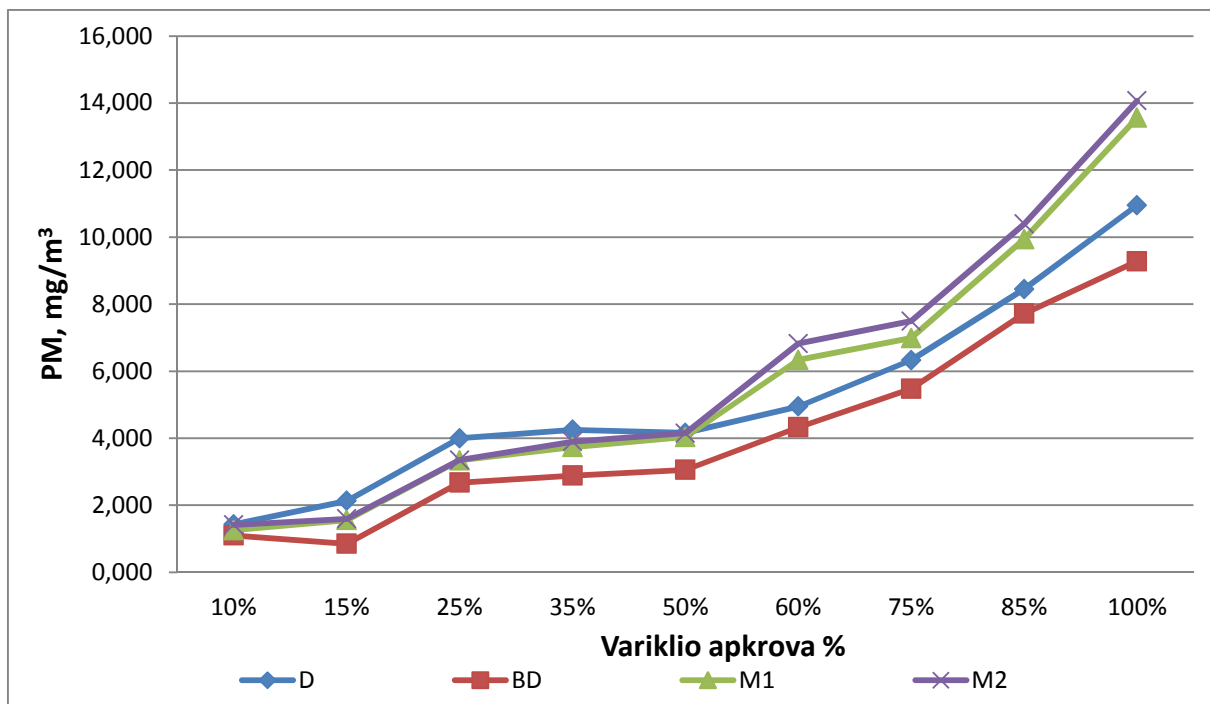
36 pav. Kietųjų dalelių sudėtis

Vertinant kietųjų dalelių koncentraciją gautą eksperimento metu pastebimas kietųjų dalelių (PM) koncentracijos padidėjimas panaudojus degalų mišinius M1 ir M2 atitinkamai 26,6 % ir 15,3 % kai variklio sūkliai 1400 min^{-1} ir maksimali variklio apkrova. Panaudojus BD ir lyginant su PM koncentracija gauta deginant dyzeliną matomas 10 % sumažėjimas tomis pat sąlygomis. 37 pav. Atlikus tų pačių procesų modeliavimą PM koncentracijos mažėjimas naudojant BD yra 18 %, o M1 ir M2 mišiniams koncentracijos padidėjimas 19,3 % ir 22,2 % atitinkamai, prie tokių pat variklio darbo sąlygų 38 pav.

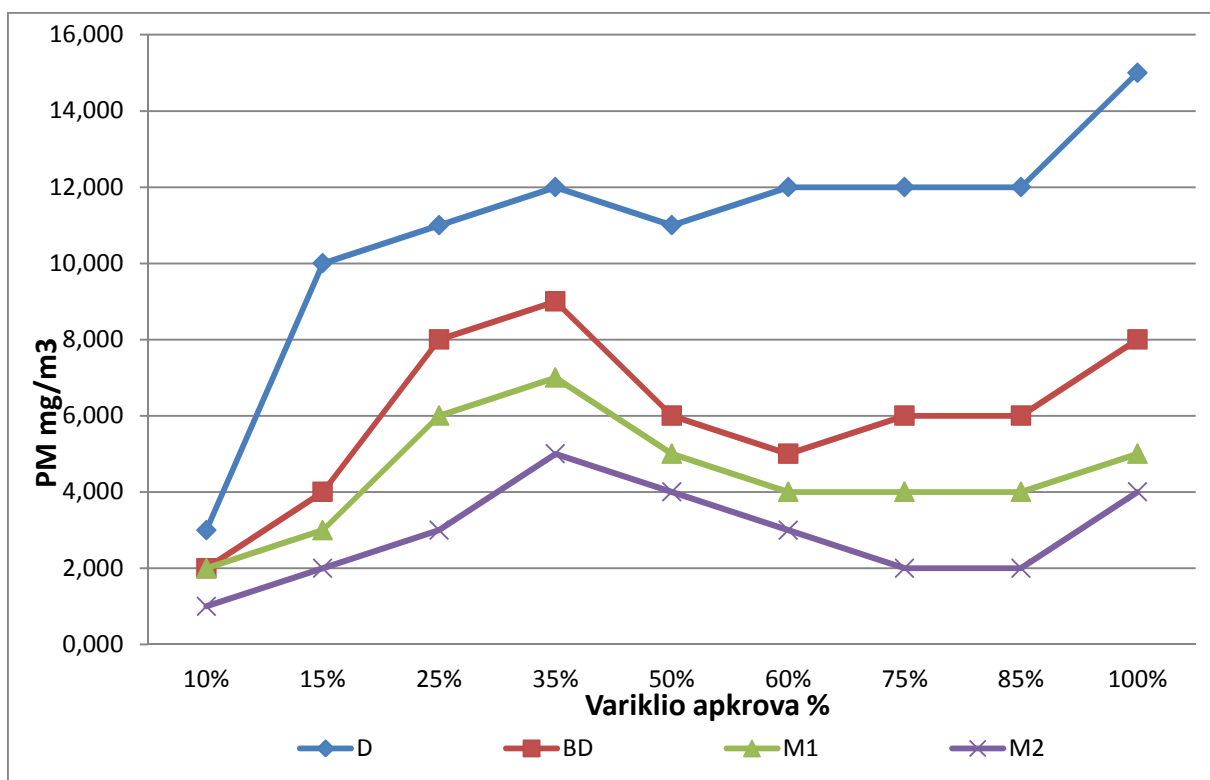


37 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija eksperimento metu esant 1400 min^{-1} .

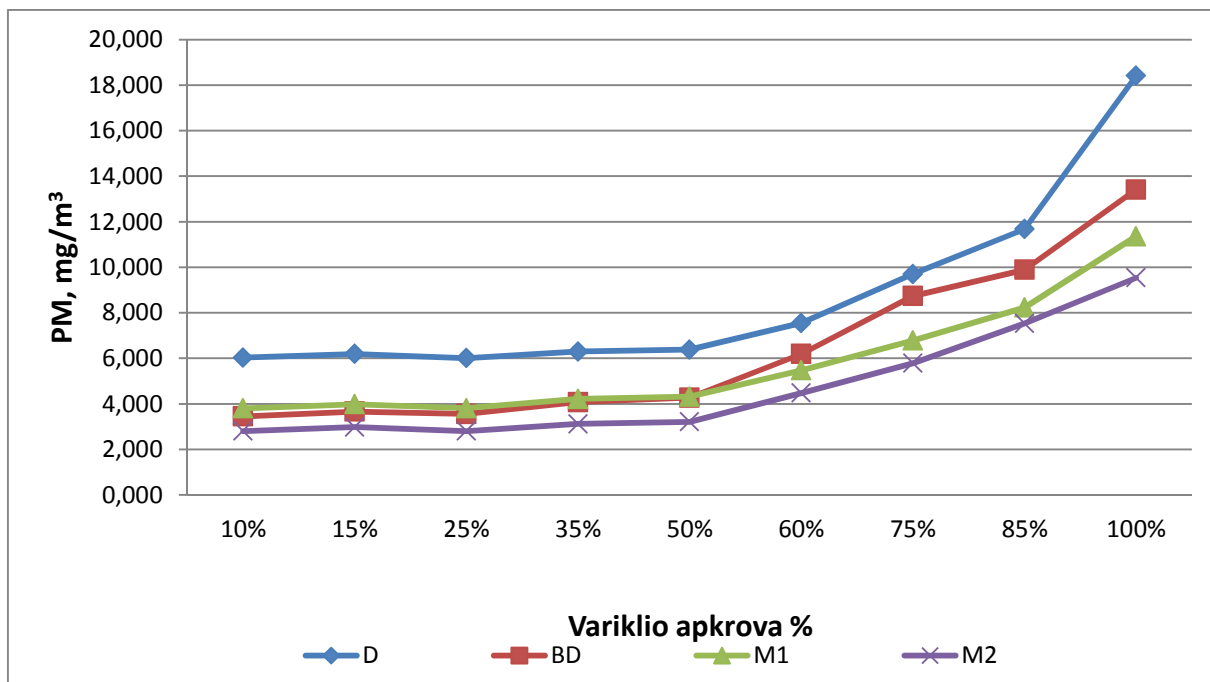
Padidinus variklio sūkius iki 2200 min^{-1} kietųjų dalelių koncentracija naudojant BD, M1 ir M2 mišinius ženkliai mažėja. Tas pastebima atlikus ir eksperimentą ir modeliavimą. Eksperimento metu PM koncentracijos mažėjimas 26,6 %, 36,6 % ir 43,3 %, 39 pav. Modeliavimo metu gauta, kad mažėjimas 27,2 %, 38,3 % ir 48,2 % vertinant skirtumus esant maksimaliai variklio apkrovai 40 pav.



38 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija modeliavimo metu esant 1400 min⁻¹.

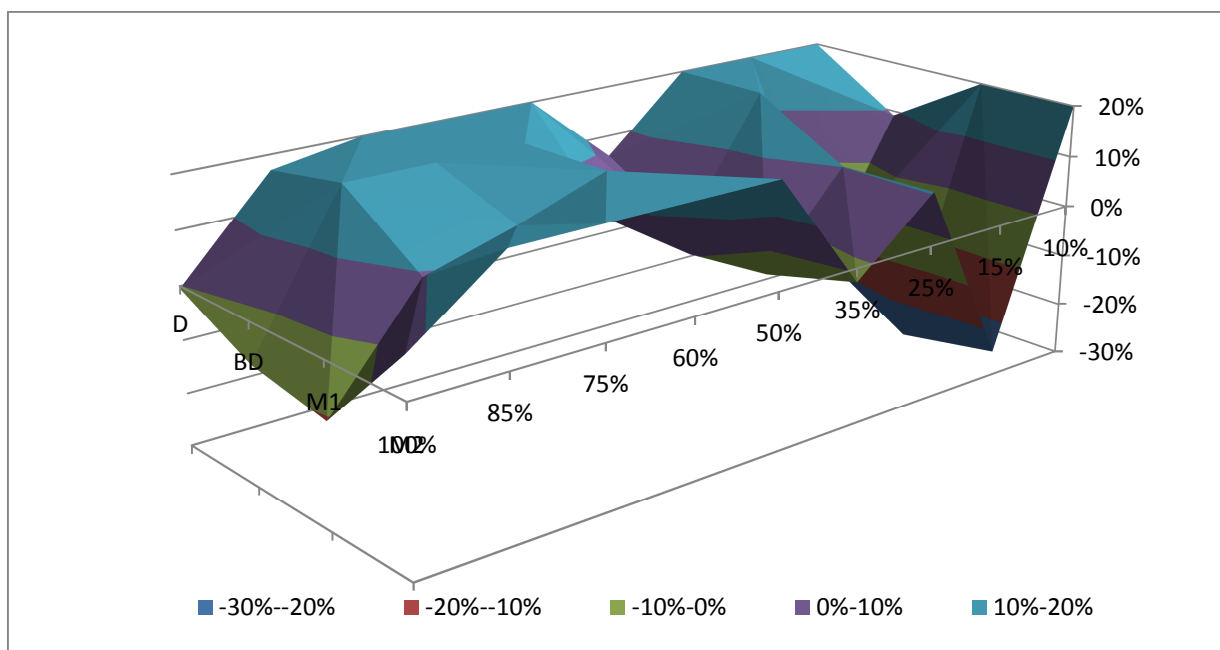


39 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija eksperimento metu prie 2200 min⁻¹.

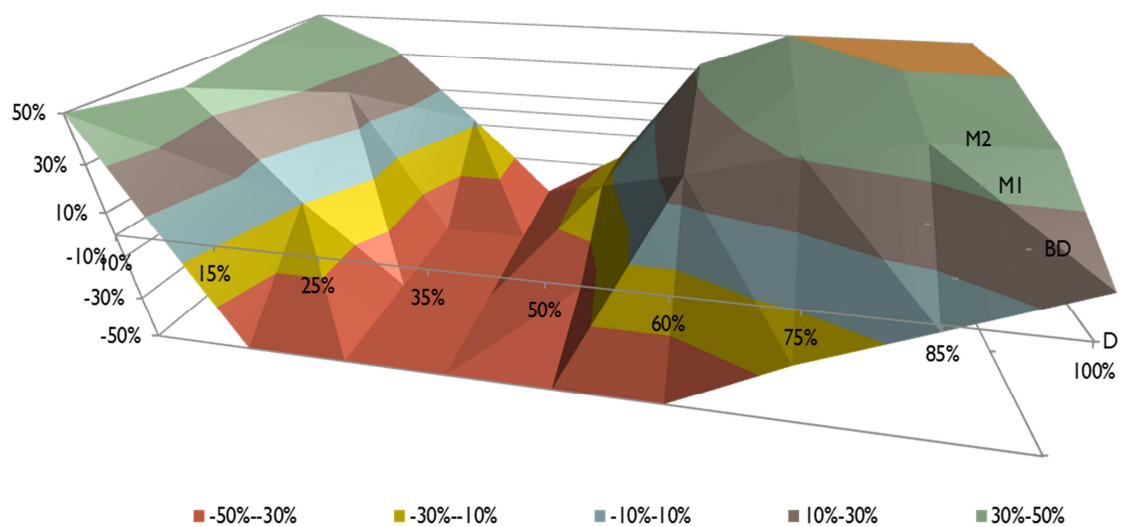


40 pav. Kietųjų dalelių PM koncentracija modeliavimo metu esant 2200 min^{-1} .

Lyginant tarpusavyje eksperimento ir modeliavimo rezultatus gaunamos procentinės paviršinės diagramos 41 pav. ir 42 pav. Variklio sūkiams esant 1400 min^{-1} bendras vidutinis skirtumas gaunamas 16 %, variklio sūkiams esant 2200 min^{-1} skirtumas padidėja iki 26 %.



41 pav. PM skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 1400 min^{-1} .



42 pav. PM skirtumas %, tarp bandymo ir modeliavimo esant 2200 min^{-1} .

Didelis procentinis skirtumas grafikuose gaunamas todėl, kad kietųjų dalelių reikšmės gautos tiek bandymo tiek modeliavimo metu yra mažos, t.y. vienaženkliai skaičiai, taigi skaičiuojant tarp jų procentinį skirtumą, nors skaitinėmis reikšmėmis jei nedaug skiriasi, gaunamas neatitikimas.

IŠVADOS

1. Išnagrinėjus D, BD, M1 ir M2 mišinių panaudojimo dyzeliniame variklyje galimybes, lyginant natūrinį eksperimentą su matematiniu, panaudojant biodyzeliną ir didėjant butanolio koncentracijai mišinyje, pastebimi:
 - a) Mažesni efektyviosios variklio galios rodikliai bandymo metu, 3,2 % – 10,2 % esant 1400 min⁻¹ variklio sūkiams ir 0,7 % – 6,6 % esant 2200 min⁻¹ variklio sūkiams. Modeliavimo metu 3,2 % – 12,7 % esant 1400 min⁻¹ ir 4 % – 12 % esant 2200 min⁻¹ plačiame variklio apkrovų diapazone.
 - b) Didesni degalų sąnaudų rodikliai bandymo metu, 1 % – 3,8 % esant 1400 min⁻¹ variklio sūkiams ir 5,2 % – 12,3 % esant 2200 min⁻¹ variklio sūkiams. Modeliavimo metu 3,9 % – 6,8 % esant 1400 min⁻¹ ir 5,3 % – 11,4 % esant 2200 min⁻¹ plačiame variklio apkrovų diapazone.
 - c) Didesni azoto oksidų NO_x rodikliai panaudojus BD, M1 ir M2 degalų mišinius bandymo metu yra 12,9 %, 14,1 % ir 10,3 % esant 1400 min⁻¹ variklio sūkiams ir 21 %, 8,5 % ir 2,8 % esant 2200 min⁻¹ variklio sūkiams. Modeliavimo metu, lyginant su dyzelinu, NO_x didėjimas 15,4 %, 9,8 % ir 3,2 % kai variklio sūkliai 1400 min⁻¹ ir 16,5 %, 11,1 % ir 1,6 % esant 2200 min⁻¹ variklio sūkių.
 - d) Didesni kietųjų dalelių (PM) rodikliai bandymo metu panaudojus degalų mišinius M1 ir M2 atitinkamai 26,6 % ir 15,3 % ir 10 % mažesni panaudojus BD, kai variklio sūkliai 1400 min⁻¹. Modeliavimo metu mažėjimas naudojant BD yra 18 %, o M1 ir M2 mišiniams koncentracijos padidėjimas 19,3 % ir 22,2 % atitinkamai, tokioms pat variklio darbo sąlygoms.
2. Palyginus tarpusavyje eksperimentinių ir modeliavimo bandymų rezultatus pastebimi skirtumai, kurie parodo, kad toks variklio režimų būdas yra priimtinas ir pakankamai tikslus sudarius tinkamą modelį ir pasirinkus reikiamą matavimo metodiką.
 - a) Efektyviosios variklio galios skirtumai panaudojus D yra 4,8 % – 9,8 %, BD, M1 ir M2 mišinius atitinkamai 5,7 % – 10 %, 4,1 % – 11,1 %, 6 % – 12,3 %.
 - b) Degalų sąnaudų skirtumas esant 1400 min⁻¹ D ir BD vidutiniškai 5,5 %, panaudojus M1 ir M2 vidutiniškai 6,5 %. Variklio sūkiams padidėjus iki 2200 min⁻¹ D ir BD vidutiniškai 8,5 %, panaudojus M1 ir M2 vidutiniškai 4,5 %.

- c) Didesni skirtumai gaunami lyginant NO_x priklausomybes. Skirtumas 31,3 % vertinant visus darbo režimus. Šis skirtumas gaunamas dėl to, kad modeliavimo programa negali įvertinti katalizatoriaus poveikio.
- d) Lyginant kietųjų dalelių PM koncentracijų skirtumus esant 1400 min^{-1} vidutiniškai 16 %, variklio sūkiams padidėjus iki 2200 min^{-1} skirtumas padidėja vidutiniškai iki 26 %. Lyginamos reikšmės mažos, dėl to procentinis skirtumas dėl mažo neatitikimo gaunamas didesnis.

LITERATŪRA

1. A. Duran, M. Carmona, J.M. Monteagudo. *Modelling soot and SOF emissions from a diesel engine*. Chemosphere 56 (2004) 209–225.
2. Bang-Quan He, Shi-Jin Shuai. *The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine*. Atmospheric Environment 37 (2003) 4965–4971.
3. C.D. Rakopoulos, K.A. Antonopoulos, D.C. Rakopoulos, D.T. Hountalas. *Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends*. Energy Conversion and Management 49 (2008) 625–643.
4. D.C. Rakopoulos, C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis, A.M. Dimaratos, D.C. Kyritsis. *Effects of butanol – diesel fuel blends on the performance and emissions of a high – speed DI diesel engine*. Energy Conversation and Management, 2010.
5. Ernest E. Lagimoniere, *The Design and Construction of a High Bandwidth Proportional Fuel Injection System for Liquid Fuel Active Combustion Control*. Blacksburg, Virginia 2000.
- disertacija. Vilnius: VGTU, 2002. 152 p.
6. Günter P. Merker, Christian Schwarz, Gunnar Stiesch, Frank Otto. *Simulating Combustion. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006. isbn 10 3-540-25161-8.
7. H. Barths, H. Pitsch and N. Peters. *3D Simulation of DI Diesel Combustion and Pollutant Formation Using a Two-Component Reference Fuel*. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 54 (1999), No. 2, pp. 233-244.
8. I. Arsie, C. Pianese and M. Sorrentino. *Effects of Control Parameters on Performance and Emissions of HSDI Diesel Engines: Investigation via Two Zone Modelling*. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 62 (2007), No. 4, pp. 457-469.
9. Klaus Mollenhauer _ Helmut Tschoeke. *Handbook of Diesel Engines*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. ISBN 978-3-540-89082-9.
10. LST EN 14214 *Automobiliniai degalai. Riebalų rūgščių metilesteriai dyzeliniams varikliams. Reikalavimai ir tyrimų metodai*.
11. LST ISO 1705:2000. *Rapsų metilesteris ir rapsų etilesteris*. Vilnius. 2000.
12. Janulis P., V. Markevičienė. *Biodegalų ir bioalyvų naudojimas Lietuvoje*. Vilnius, 2004, 132p.
13. P. Satgé de Caro, Z. Mouloungui, G. Vaitilingom, J.Ch. Berge. *Interest of combining an additive with diesel–ethanol blends for use in diesel engines*. Fuel 80 (2001) 565–574.
14. Mažeika, Marius; Matijošius, Jonas. *Naftos degalų ir etilo spirito mišiniais veikiančio variklio darbo rodiklių tyrimas*. Mokslas – Lietuvos ateitis. Transporto inžinerija Vilnius : Technika. ISSN 2029-2341. T. 1, nr. 6 (2009), p. 72-76.

15. Sergėjus Lebedevas, Galina Lebedeva, Eglė Sendzikienė, Violeta Makarevičienė. *Investigation of the Performance and Emission Characteristics of Biodiesel Fuel Containing Butanol under the Conditions of Diesel Engine operation*. Energy Fuels 2010, 24, 4503 – 4509.
16. S. Pukalskas. *Etilo spirito įtaka dyzelinio variklio ekonomiškumui ir dūmotumui*: daktaro disertacija. Vilnius: VGTU, 2002. 152p.
17. Tie Li , Masaru Suzuki, Hideyuki Ogawa. *Effects of ethyl tert-butyl ether addition to diesel fuel on characteristics of combustion and exhaust emissions of diesel engines*. Fuel 88 (2009) 2017–2024.
18. V. Markevičienė, E. Sendzikienė, P. Janulis. *Solubility in multicomponent biodiesel fuel systems*//Bioresource technology. 2005, vol 96(5). P611-616.
19. А.С. Кулешов, Л.В. Грехов. *Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания*. Москва 2000. isbn 5-7038-1452-9.
20. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. *Окисление азота при горении*. - М.: Изд-во Академии наук СССР, 1947. – 147 с.
21. Dyzelinio variklio modeliavimo programos „DIESEL-RK“. Prieiga per internetą pateikiama: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php>
22. Modeliavimo programos „ANSYS Fluent“ aprašymas. Prieiga per internetą pateikiama: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics>
23. Modeliavimo programos „STAR-CD V4“ aprašymas. Prieiga per internetą pateikiama: <http://www.cd-adapco.com/news/2009/01-12-10-starcv412.html>
24. Informacija apie dyzelinį variklį „Perkins“. Prieiga per internetą pateikiama : [https://www.perkins.com/cda/files/285900/7/1104C44%20Engine%20\(PN1643\).pdf](https://www.perkins.com/cda/files/285900/7/1104C44%20Engine%20(PN1643).pdf)
25. Informacija apie N-Butanolį. Prieiga per internetą pateikiama: <http://en.wikipedia.org/wiki/N-Butanol>
26. Informacija apie N-Butanolį. Prieiga per internetą pateikiama: http://en.wikipedia.org/wiki/Butanol_fuel
27. Informacija apie Biodyzeliną. Prieiga per internetą pateikiama: <http://en.wikipedia.org/wiki/Biodiesel>
28. Informacija apie Biodyzeliną. Prieiga per internetą pateikiama: http://www.rapsoila.lt/raps_plugins/content/content.php?content.7
29. Informacija apie Biodyzeliną. Prieiga per internetą pateikiama: <http://www.biodieselfillingstations.co.uk/approvals.htm>

PRIEDAI

2011-01-26 09-41-34 perkins ,1104c-44

Mode: #1 :: 10% Power;

Title: diesel 1400

www,diesel-rk,bmstu,ru

Fuel: Diesel No, 2

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
1400,0 - RPM - Engine Speed, rev/min
3,7907 - P_eng - Piston Engine Power, kw
0,73866 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar
36,789 - Torque - Brake Torque, N m
0,01260 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0,55841 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kwh
0,15169 - Eta_f - Efficiency of piston engine
1,9494 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0,40032 - Eta_i - Indicated Efficiency
1,0507 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar
0,37892 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1,0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar
288,00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K
1,0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0,98000 - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0,98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar
288,00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K
0,05520 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0,0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency
1,0425 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
465,45 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0,05394 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Piston Engine, [g/s
6,4769 - A/F_eq,t - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0,15439 - F/A_eq,t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0,16003 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0,95211 - Eta_v - Volumetric Efficiency
0,05535 - x_r - Residual Gas Mass Fraction
0,95310 - Phi - Coeff, of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
2,3295 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
2,5243 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0,97853 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar
293,01 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K
296,01 - Tw_int - Average Intake Manifold wall Temperature, K
67,197 - hc_int - Heat Transfer Coeff, in Intake Manifold, W/(m2*K)
126,01 - hc_int,p - Heat Transfer Coeff, in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1,0402 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
465,17 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
29,644 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
17,098 - Sh - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
439,33 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold wall Temperature, K
124,97 - hc_exh - Heat Transfer Coeff, in Exhaust Manifold, W/(m2*K)
387,82 - hc_exh,p - Heat Transfer Coeff, in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
6,7957 - A/F_eq - Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder
0,14715 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
63,509 - p_max - Maximum cylinder Pressure, bar
1095,8 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
2,0000 - CA_p,max - Angle of Max, Cylinder Pressure, deg, A,TDC
7,0000 - CA_t,max - Angle of Max, Cylinder Temperature, deg, A,TDC
2,0601 - dp/dTheta - Max, Rate of Pressure Rise, bar/deg,
Injection: diesel
68,977 - p_inj,max - Max, Injection Pres, (before nozzles), bar
47,262 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
22,000 - Theta_i - Injection / Ignition Timing, deg, B,TDC
21,477 - Phi_inj - Duration of Injection, deg,
6,6185 - Phi_id - Ignition Delay Period, deg,
0,01693 - x_e,id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit, Delay
153,00 - Phi_z - Combustion duration, deg,
2,6638 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
1,6623 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
13,466 - W_swirl - Max, Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 38

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
23,603 - Hartridge - Hartridge Smoke Level
2,3034 - Bosch - Bosch Smoke Number
0,6531 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
1,4366 - PM - Specific Particulate Matter, mg/m3
1033,9 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kwh

```

230,88 - NOx,ppm - Fraction of dry NOx in exh, gas, ppm
 6,9021 - NO,g/kwh - Specif, NOx emiss, reduc, to NO, g/kwh (Zeldovich)
 18,633 - SE - Summary emission of PM and NOx
 0,0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kwh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
 1,0447 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
 328,31 - T_ivc - Temperature at IVC, K
 57,308 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
 967,86 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
 1,7095 - p_evo - Pressure at EVO, bar
 533,96 - T_evo - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
 677,57 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
 216,81 - hc_c - Aver, Factor of Heat Transfer in Cyl,, Wt/m2/K
 409,11 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
 570,00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
 378,81 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
 366,29 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
 head of Cylinder Head, K
 383,15 - Tboil - Boiling Temp, in Liquid Cooling System, K
 10334, - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
 from head cooled surface to coolant
 560,87 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
 503,98 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
 340,41 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
 19,300 - CR - Compression Ratio
 5,0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles
 0,19100 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
 21,000 - Phi_inj - Injection Duration for spec, Injection Profile, deg,
 0,0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
 30,000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg, before BDC
 2,0000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg, after DC
 20,000 - IVO - Intake Valve Opening, deg, before DC
 22,000 - IVC - Intake Valve Closing, deg, after BDC

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION
 =====

N\In plan	Spray	Impingment	Fractions of fuel in the zones %							
s\ Angle	Angle	Surface	Dilut	S,Core	Piston	Inters	Head	Liner		
1\	0,0	72,0	not imping	62,74	26,20	0,00	0,00	0,00	0,00	
Sum of all sprays				% 84,	49,03	34,67	0,00	0,00	0,00	0,00
Evaporation constants bi				247	27	18	15	17	25	

 =====
 The note: "Inters," is column with fraction of fuel in a zone of intersection of Near-wall Flows formed by adjacents sprays,
 Rs:Swirl (Piston clearance,mm 1,00) |Optimal|Geometric formula: 3,35
 Ratio |Rs of piston bowl 2,66 |Rs |-by Razleytsev : 2,09

Versions: Kerne 24,09,08; RK-model 25,09,08; NOx-model 5,06,08

2011-01-26 09-47-42 perkins ,1104c-44

Mode: #5 :: 50% Power;

Title: diesel 1400

www,diesel-rk,bmstu,ru

Fuel: Diesel No, 2

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
 1400,0 - RPM - Engine Speed, rev/min
 21,376 - P_eng - Piston Engine Power, kw
 4,1653 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar
 150,17 - Torque - Brake Torque, N m
 0,03230 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
 0,25386 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kwh
 0,33368 - Eta_f - Efficiency of piston engine
 5,5178 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar
 0,44203 - Eta_i - Indicated Efficiency
 1,1949 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar
 0,75488 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
 1,0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar
 288,00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K
 1,0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
 0,98000 - po_afiltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
 0,98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar
 288,00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K

```

0,05507 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0,0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency
1,0430 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
579,28 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0,05455 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Piston Engine, [g/s
2,5208 - A/F_eq,t - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0,39670 - F/A_eq,t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0,15770 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0,93071 - Eta_v - Volumetric Efficiency
0,04443 - x_r - Residual Gas Mass Fraction
0,97277 - Phi - Coeff, of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
1,6544 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
2,8086 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0,97873 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar
293,35 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K
296,35 - Tw_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
67,016 - hc_int - Heat Transfer Coeff, in Intake Manifold, w/(m2*K)
125,08 - hc_int,p - Heat Transfer Coeff, in Intake Port, w/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1,0398 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
578,81 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
37,564 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
19,072 - Sh - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
533,85 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
133,66 - hc_exh - Heat Transfer Coeff, in Exhaust Manifold, w/(m2*K)
414,78 - hc_exh,p - Heat Transfer Coeff, in Exhaust Port, w/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
2,5913 - A/F_eq - Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder
0,38590 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
91,750 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
1651,8 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
4,0000 - CA_p,max - Angle of Max, Cylinder Pressure, deg, A,TDC
10,000 - CA_t,max - Angle of Max, Cylinder Temperature, deg, A,TDC
3,9732 - dp/dTheta - Max, Rate of Pressure Rise, bar/deg,
Injection: diesel
141,17 - p_inj,max - Max, Injection Pres, (before nozzles), bar
29,101 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
19,000 - Theta_i - Injection / Ignition Timing, deg, B,TDC
23,098 - Phi_inj - Duration of Injection, deg,
5,0479 - Phi_id - Ignition Delay Period, deg,
0,03803 - x_e,id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit, Delay
68,600 - Phi_z - Combustion duration, deg,
2,6916 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
1,6623 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
13,607 - W_swirl - Max, Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 38

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
9,5637 - Hartridge - Hartridge Smoke Level
1,0434 - Bosch - Bosch Smoke Number
0,5921 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
4,1624 - PM - Specific Particulate Matter, mg/m3
992,57 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kwh
544,36 - NOx,ppm - Fraction of dry NOx in exh, gas, ppm
11,622 - NO,g/kwh - Specif, NOx emiss, reduc, to NO, g/kwh (Zeldovich)
2,7750 - SE - Summary emission of PM and NOx
0,0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kwh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1,0443 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
332,71 - T_ivc - Temperature at IVC, K
57,263 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
980,49 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
2,3361 - p_evo - Pressure at EVO, bar
727,90 - T_evo - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1033,0 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
283,55 - hc_c - Aver, Factor of Heat Transfer in Cyl, wt/m2/K
441,96 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
570,00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
409,22 - Tw_head - Average Head wall Temperature, K
375,00 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled surface
head of Cylinder Head, K
383,15 - Tboil - Boiling Temp, in Liquid Cooling System, K
11805, - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, w/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
1531,5 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
1451,1 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
68,655 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
19,300 - CR - Compression Ratio
5,0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles

```

0,19100 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
 23,000 - Phi_inj - Injection Duration for spec, Injection Profile, deg,
 0,0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
 30,000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg, before BDC
 2,0000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg, after DC
 20,000 - IVO - Intake Valve Opening, deg, before DC
 22,000 - IVC - Intake Valve Closing, deg, after BDC

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION

N	In plan	Spray	Impingment	Fractions of fuel in the zones						%
s	Angle	Angle	Surface	Dilut	S,Core	Piston	Inters	Head	Liner	
1	0,0	72,0	pist, bowl	70,98	5,88	23,14	0,00	0,00	0,00	
sum of all sprays				% 93,	58,67	18,33	16,05	0,00	0,00	0,00
Evaporation constants				bi	1243	261	87	73	77	109

The note: "Inters," is column with fraction of fuel in a zone of intersection of Near-wall Flows formed by adjacents sprays,
 Rs:Swirl (Piston clearance,mm 1,00) Optimal-Geometric formula: 3,12
 Ratio Rs of piston bowl 2,69 Rs -by Razleytsev : 2,01

Versions: Kernel 24,09,08; RK-model 25,09,08; NOx-model 5,06,08

2011-01-26 09-51-53 perkins ,1104c-44
 Mode: #9 :: 100% Power;
 Title: diesel 1400
 www,diesel-rk,bmstu,ru
 Fuel: Diesel No, 2

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
 1400,0 - RPM - Engine Speed, rev/min
 43,610 - P_eng - Piston Engine Power, kw
 8,4978 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar
 304,63 - Torque - Brake Torque, N m
 0,06040 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
 0,23268 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kwh
 0,36404 - Eta_f - Efficiency of piston engine
 9,9720 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar
 0,42720 - Eta_i - Indicated Efficiency
 1,2941 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar
 0,85217 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
 1,0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar
 288,00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K
 1,0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
 0,98000 - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
 0,98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar
 288,00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K
 0,05497 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
 0,0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency
 1,0454 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
 810,93 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
 0,05563 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
 1,3456 - A/F_eq,t - Total Air Fuel Equivalence Ratio
 0,74316 - F/A_eq,t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
 -0,18015 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar
 0,91209 - Eta_v - Volumetric Efficiency
 0,03281 - x_r - Residual Gas Mass Fraction
 0,99084 - Phi - Coeff, of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
 1,0154 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
 2,9712 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
 0,97881 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar
 293,44 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K
 296,44 - Tw_int - Average Intake Manifold wall Temperature, K
 66,915 - hc_int - Heat Transfer Coeff, in Intake Manifold, w/(m2*K)
 124,32 - hc_int,p - Heat Transfer Coeff, in Intake Port, w/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
 1,0401 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
 809,92 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
 53,520 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
 22,561 - Sh - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
 729,41 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold wall Temperature, K
 154,84 - hc_exh - Heat Transfer Coeff, in Exhaust Manifold, w/(m2*K)
 480,51 - hc_exh,p - Heat Transfer Coeff, in Exhaust Port, w/(m2*K)

----- COMBUSTION -----

```

1,3580 - A/F_eq - Air Fiel Equivalence Ratio in the Cylinder
0,73636 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
97,729 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
2008,7 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
6,0000 - CA_p,max - Angle of Max, Cylinder Pressure, deg, A,TDC
19,000 - CA_t,max - Angle of Max, Cylinder Temperature, deg, A,TDC
5,6075 - dp/dTheta- Max, Rate of Pressure Rise, bar/deg,
Injection: diesel
275,59 - p_inj,max- Max, Injection Pres, (before nozzles), bar
20,954 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
12,000 - Theta_i - Injection / Ignition Timing, deg, B,TDC
25,076 - Phi_inj - Duration of Injection, deg,
3,3751 - Phi_id - Ignition Delay Period, deg,
0,03179 - x_e,id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit, Delay
96,400 - Phi_z - Combustion duration, deg,
2,7219 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
1,6623 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
13,760 - W_swirl - Max, Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 38

```

```

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
12,694 - Hartridge- Hartridge Smoke Level
1,3621 - Bosch - Bosch Smoke Number
0,5854 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
10,957 - PM - Specific Particulate Matter, mg/m3
1644,5 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kwh
799,51 - NOx,ppm - Fraction of dry NOx in exh, gas, ppm
0,00492 - NO,g/kwh - Specif, NOx emiss, reduc, to NO, g/kwh (Zeldovich)
0,78571 - SE - Summary emission of PM and NOx
0,0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kwh

```

```

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1,0437 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
337,15 - T_ivc - Temperature at IVC, K
57,189 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
992,89 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
3,6092 - p_evo - Pressure at EVO, bar
1111,6 - T_evo - Temperaure at EVO, K

```

```

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1301,8 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
313,80 - hc_c - Aver, Factor of Heat Transfer in Cyl,, Wt/m2/K
470,38 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
570,00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
435,53 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
382,10 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
head of Cylinder Head, K
383,15 - Tboil - Boiling Temp, in Liquid Cooling System, K
11864, - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, w/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
2353,8 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
2259,1 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
905,25 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

```

```

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
19,300 - CR - Compression Ratio
5,0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles
0,19100 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
25,000 - Phi_inj - Injection Duration for spec, Injection Profile, deg,
0,0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
30,000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg, before BDC
2,0000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg, after DC
20,000 - IVO - Intake Valve Opening, deg, before DC
22,000 - IVC - Intake Valve Closing, deg, after BDC

```

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION

=====									
N\In plan	Spray	Impingment	Fractions of fuel in the zones %						
s\ Angle	Angle	Surface	Dilut	S,Core	Piston	Inters	Head	Liner	

1\	0,0	72,0	pist, bowl	70,88	0,00	29,12	0,00	0,00	0,00

sum of all sprays			%	97,1	61,32	12,49	23,44	0,00	0,00

Evaporation constants			bi	3401	2155	196	166	175	224
=====									
The note: "Inters," is column with fraction of fuel in a zone of									
intersection of Near-wall Flows formed by adjacents sprays,									
Rs:Swirl	(Piston clearance,mm			1,00)	Optimal	-Geometric formula: 2,87			
Ratio	Rs of piston bowl			2,72	Rs	-by Razleytsev : 1,89			

Versions: Kernel 24,09,08; RK-model 25,09,08; NOx-model 5,06,08



Kokybės pažymėjimas Nr. 76921

DYZELINAS E klasė su RRME

Standartas: LST EN 590:2009 KN: 2710194190 Pažymėjimo įforminimo data: 2010-04-11

Ėminio paėmimo data: 2010-04-11 Produkto lygis: 854 Rezervuaro Nr. 43

Vagonų nr.: 74138405, 74703984, 72160708, 75068536 2010.04.14

Kokybės rodikliai	Norma	Faktiškai	Metodai
1 Cetaninis skaičius, ne mažesnis	51,0	51,4	LST EN ISO 5165
2 Cetaninis indeksas, ne mažesnis	46,0	51,5	LST EN ISO 4264
3 Tankis, esant 15 °C, kg/m³	820-845	844,2	LST EN ISO 3675
4 Policiklinių aromatinių angliavandenių kiekis, % masės, ne didesnis	11	2	LST EN ISO 12185
5 Sieros kiekis, mg/kg, ne didesnis	10,0	7,9	LST EN 12916
6 Pliūpsnio temperatūra, °C	aukštesnė kaip 55	65	LST EN ISO 20846
7 Koksingumas (produkto distiliavimo 10 % likučio), % masės, ne didesnis	0,30 *	0,02	LST EN ISO 2719
8 Pelenų kiekis, % masės, ne didesnis	0,01	0,01	LST EN ISO 10370
9 Vandens kiekis, mg/kg, ne didesnis	200	24	LST EN ISO 6245
10 Teršalų kiekis, mg/kg, ne didesnis	24	2	LST EN ISO 12937
11 Vario plokštelės korozija (3 h esant 50 °C), korozijos laipsnis, ne didesnis	1 klasė	1a	LST EN 12662
12 Oksiduotų medžiagų kiekis, g/m³, ne didesnis	25	7	LST EN ISO 2160
13 Oksidacinio stabilumo trukmė, h, ne mažesnė	20	54	LST EN ISO 12205
14 Tepimo savybės, patikslintos pagal skersmens nusidėvėjimą (wsd 1,4) esant 60 °C, um, ne daugiau	460	201	LST EN 15751
15 Klampa, esant 40 °C, mm²/s	2,00-4,50	3,00	LST EN ISO 12156-1
16 Distiliacijos charakteristikos:			LST EN ISO 3104
distiliato kiekis esant 250 °C, % tūrio, ne didesnis	65	29	LST EN ISO 3405
distiliato kiekis esant 350 °C, % tūrio, ne mažesnis	85	96	
95 % distiliato kiekis esant temperatūrai, °C, ne aukštesnei	360	346	
17 Ribinė filtruojamumo temperatūra, °C, ne aukštesnė	minus 15	minus 18	LST EN 116
18 Alkilnitratų kiekis, % tūrio	nustatomas **	0,007	LST EN ISO 13759
19 Drumstimosi temperatūra, °C	nustatoma **	minus 5	LST EN 23015
20 RRME kiekis, % tūrio, ne didesnis	7,0	4,7	LST EN 14078
21 Įvesto RRME tankis, esant 15 °C, pagal dozavimo RRME tankio tyrimų duomenis, kg/m³	nurodomas	883,2	LST EN ISO 3675

Akcinė bendrovė "ORLEN Lietuva" prisiimdama atsakomybę kaip gamintojas, deklaruoja, kad produktas "Dyzelinas E klasė su RRME" susijęs su šia deklaracija atitinka LST EN 590:2009 ir LR ūkio, aplinkos, susisiekimo ministrų 2006-08-31 įsakymo Nr. D1-399/4-336/3-340 bei LR ūkio ministro 2001-04-26 įsakymo Nr. 147 ir 2006-09-15 įsakymo Nr. 4-345 reikalavimus

Kokybės pažymėjimas parengtas pagal tyrimų protokolą Nr. : A1_10_239

*Rodiklio vertė reglamentuojama iki užsidegimo pagerinimo priedo įvedimo

** Nustatoma pirkėjui reikalaujant

*** RRME faktinė vertė nurodyta įvertinus "Prekybos naftos produktais taisyklių" p. 8.4 reikalavimus bei LST EN ISO 4259 nuorodas dėl glaudumo nuostatų ir RRME nustatymo metode LST EN 14078 nurodytą pakartojamumo vertę



Andrij

Sigutė Andrijauskienė
Dokumentų formavimo specialistė

Nuorašas tikras.

Apskaitą tvarkančios įmonės

UAB "Luktarna" brokerė-vadybininkė Rima Bacionienė

s/f ZRK100 Nr. 0018699 2010 04 22

* Faktinį tankį prie esamos temperatūros, ir jo perskaičiavimą prie 15°C kg/m³, žiūrėti krovinio gabenimo dokumentuose, kuris nustatytas naudojant areometrą ANT-2 Nr. 142, periodinės patikros dokumento Nr. 0304838, 2008.05.14.



2 priedo 1 lentelė. (RME) Rapsų metilo esteris

Fizikinės - cheminės savybės	
Tankis esant 20°C temp., kg/m ³	877
Kinematinė klampa mm ² /s	20°C
	40°C
	8,0
	2,5
Cetaninis skaičius	48
Oro kiekis reikalingas 1 kg degalų sudeginti, kg	12,6
Apatinis degalų šilumingumas MJ/kg	37,8
Savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra °C	230
Stingimo temperatūra °C	-21
Sieros kiekis, % (masės)	0,002
Molekulinė sudėtis, % (masės)	
Anglies (C)	77,5
Vandenilio (H)	12,0
Deguonies (O)	10,5
10 % - tinė koksavimosi liekana %, (ne daugiau)	0,3

2 priedo 2 lentelė. (N – butanolis) normalus butanolis

Fizikinės - cheminės savybės	
Cheminė formulė	C ₄ H ₉ OH
Molekulinė masė	74,12
Tankis esant 20°C temp., kg/m ³	809,8
Kinematinė klampa mm ² /s esant 20°C	3,6
Paviršiaus įtempimas mN/m esant 20°C	24,2
Cetaninis skaičius	18
Oktaninis skaičius (varikliniu metodu)	87
Lydymosi temperatūra °C	-89,5
Virimo temperatūra °C	117,5
Kritinė temperatūra °C	287
Kritinis slėgis MPa	4,89
Pliūpsnio temperatūra °C	34

2 priedo. 2 lentelės tęsinys

Savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra °C	345
Ribinė užsidegimo koncentracija %	1,8 – 12,0
Apatinis degalų šilumingumas MJ/kg	33,1
Oro kiekis reikalingas 1 kg degalų sudeginti, kg	11,2
Savaiminio garavimo šiluma KJ/ kg	591,2
Prisotintų garų slėgis esant 0,1Mpa slėgiui ir 20°C, KPa	0,8
Molekulinė sudėtis, % (masės)	
Anglies (C)	77,5
Vandenilio (H)	12,0
Deguonies (O)	10,5
Tirpumas vandenyje 20°C, g/100g vandens	10,0
Leistina ribinė koncentracija darbo zonoje mg/m ³	10

3 priedo 1 lentelė. Eksperimentinių bandymų rezultatų lentelė.

3 priedas

Dyzeliniai degalai			Me [Nm]	t [s]	CO [ppm]	CO2 [%]	O2 [%]	HC [ppm]	NOx [ppm]	PM [mg/m3]	α	Degalų kiekis [ml]	Degalų tankis [g/ml]	Degalų kiekis [g]	Galia [kW]	Bd [kg/h] Valandines
	Bandymo Nr.	Procentas nuo max. Sukimo momento														
Laisva eiga	1			244	50	1,3	18,3	76	143	1		50	0,845	42,25	0,00	0,62
Apkrovos charakteristika, esant 1400 aps/min	2	10	31	44	50	2,1	17,3	80	150	3	6,95	25	0,845	21,125	4,78	1,73
	3	15	47	36	120	2,5	16,7	86	180	4	5,13	25	0,845	21,125	7,25	2,11
	4	25	78	50	130	3,4	15,5	89	250	7	4,18	50	0,845	42,25	12,04	3,04
	5	35	109	40	137	4,3	14,3	78	625	9	3,48	50	0,845	42,25	16,82	3,80
	6	50	156	28	128	5,7	12,4	77	430	11	2,51	50	0,845	42,25	24,08	5,13
	7	60	187	26	108	6,9	10,9	75	505	10	1,92	50	0,845	42,25	28,86	5,85
	8	75	234	21	75	8,6	8,6	79	621	14	1,73	50	0,845	42,25	36,11	7,24
	9	85	265	19	52	9,9	6,8	86	667	29	1,56	50	0,845	42,25	40,90	8,01
	10	100	312	15	54	12,4	3,5	102	618	41	1,19	50	0,845	42,25	48,15	10,14
Apkrovos charakteristika, esant 2200 aps/min	11	10	27	56	136	2,3	17	92	117	3	6,22	50	0,845	42,25	6,55	3,12
	12	15	40	47	134	2,7	16,6	90	135	10	5,22	50	0,845	42,25	9,70	3,34
	13	25	67	32	124	3,4	15,5	84	174	11	4,13	50	0,845	42,25	16,25	4,15
	14	35	94	30	121	4,2	14,5	83	211	12	3,78	50	0,845	42,25	22,80	5,27
	15	50	135	23	132	5,3	13	84	254	11	2,65	50	0,845	42,25	32,74	6,91
	16	60	161	19	125	6,2	11,8	95	315	12	2,02	50	0,845	42,25	39,05	8,01
	17	75	202	28	110	7,5	10,1	95	405	12	1,91	100	0,845	84,5	48,99	10,16
	18	85	229	27	79	8,4	8,9	78	529	12	1,67	100	0,845	84,5	55,54	11,27
	19	100	256	23	76	9,7	7,1	75	576	15	1,4	100	0,845	84,5	62,08	13,23

3 priedo. 1 lentelės tęsinys

Biodyzelinas			Me [Nm]	t [s]	CO [ppm]	CO2 [%]	O2 [%]	HC [ppm]	NOx [ppm]	PM [mg/m3]	α	Degalų kiekis [ml]	Degalų tankis [g/ml]	Degalų kiekis [g]	Galia [kW]	Bd [kg/h] Valandines
	Bandymo Nr.	Procentas nuo max. Sukimo momento														
Laisva eiga	1			180,6	85	1,3	18,6	51	150	1	10,6	50	0,885	44,25	0,00	0,88
Apkrovos charakteristika, esant 1400 aps/min	2	10	30	82,7	120	1,9	17,8	63	163	1	7,3	50	0,885	44,25	4,63	1,93
	3	15	45	68,4	140	2,4	17,1	72	190	2	5,89	50	0,885	44,25	6,94	2,33
	4	25	75	50,1	150	3,4	15,9	80	240	3	4,29	50	0,885	44,25	11,57	3,18
	5	35	106	39,4	150	4,3	14,7	77	315	4	3,39	50	0,885	44,25	16,36	4,04
	6	50	151	29,6	105	5,8	12,7	66	430	3	2,53	50	0,885	44,25	23,30	5,38
	7	60	181	25,4	70	6,9	11,4	67	530	3	2,17	50	0,885	44,25	27,93	6,27
	8	75	227	20,6	40	8,6	9,1	66	650	5	1,75	50	0,885	44,25	35,03	7,73
	9	85	257	18,4	40	9,9	7,6	62	770	8	1,56	50	0,885	44,25	39,66	8,66
	10	100	302	15,1	100	11,9	4,9	55	710	17	1,29	50	0,885	44,25	46,61	10,55
Apkrovos charakteristika, esant 2200 aps/min	11	10	27	44,1	140	2,2	17,5	62	125	2	6,6	50	0,885	44,25	6,55	3,61
	12	15	40	38,6	120	2,6	17	55	150	4	5,61	50	0,885	44,25	9,70	4,13
	13	25	67	34	115	3,5	15,7	50	215	8	4,13	50	0,885	44,25	16,25	4,69
	14	35	93	25,1	120	4,3	14,7	48	270	10	3,42	50	0,885	44,25	22,55	6,35
	15	50	134	19,3	130	5,5	13,1	45	300	6	2,66	50	0,885	44,25	32,50	8,25
	16	60	160	16,9	100	6,3	12	64	370	5	2,35	50	0,885	44,25	38,80	9,43
	17	75	199	13,8	65	7,6	10,3	63	480	3	1,96	50	0,885	44,25	48,26	11,54
	18	85	227	12,8	50	8,5	9,1	70	640	3	1,76	50	0,885	44,25	55,05	12,45
	19	100	254	21,1	90	10,4	6,7	115	730	8	1,45	100	0,885	88,5	61,60	15,10

3 priedo. 1 lentelės tęsinys

Biodyzelis+10%butanolis			Me [Nm]	t [s]	CO [ppm]	CO2 [%]	O2 [%]	HC [ppm]	NOx [ppm]	PM [mg/m3]	α	Degalų kiekis [ml]	Degalų tankis [g/ml]	Degalų kiekis [g]	Galia [kW]	Bd [kg/h] Valandines
	Bandymo Nr.	Procentas nuo max. Sukimo momento														
Laisva eiga	1			159,2	87	1,3	18,6	62	154	0	10,5	50	0,8787	43,935	0,00	0,99
Apkrovos charakteristika, esant 1400 aps/min	2	10	29	170,3	150	1,8	17,9	84	145	1	7,71	100	0,8787	87,87	4,48	1,86
	3	15	43	132,1	170	2,3	17,3	90	175	2	6,12	100	0,8787	87,87	6,64	2,39
	4	25	72	98,3	180	3,3	16	94	230	3	4,45	100	0,8787	87,87	11,11	3,22
	5	35	101	82,3	160	4,1	14,9	85	290	4	3,35	100	0,8787	87,87	15,59	3,84
	6	50	144	61,7	112	5,5	13	70	410	4	2,65	100	0,8787	87,87	22,22	5,13
	7	60	173	51,6	80	6,6	11,6	66	500	4	2,24	100	0,8787	87,87	26,70	6,13
	8	75	216	42,5	53	8,2	9,6	66	630	6	1,83	100	0,8787	87,87	33,33	7,44
	9	85	245	37,6	48	9,5	7,9	70	760	9	1,6	100	0,8787	87,87	37,81	8,41
	10	100	288	30,8	65	11,4	5,5	74	720	15	1,35	100	0,8787	87,87	44,45	10,27
Apkrovos charakteristika, esant 2200 aps/min	11	10	25	44,1	160	2,1	17,6	89	112	2	6,81	50	0,8787	43,935	6,06	3,59
	12	15	38	38,6	150	2,6	16,9	88	145	3	5,61	50	0,8787	43,935	9,22	4,10
	13	25	63	34	140	3,4	15,9	85	194	6	4,26	50	0,8787	43,935	15,28	4,65
	14	35	89	25,1	130	4,2	14,8	86	230	7	3,48	50	0,8787	43,935	21,58	6,30
	15	50	125	19,3	130	5,2	13,5	93	280	5	2,82	50	0,8787	43,935	30,31	8,20
	16	60	150	16,9	117	6	12,5	93	345	4	2,45	50	0,8787	43,935	36,38	9,36
	17	75	188	13,8	84	7,3	10,7	89	440	3	2,03	50	0,8787	43,935	45,59	11,46
	18	85	213	12,8	65	8,1	9,7	75	600	3	1,86	45	0,8787	39,5415	51,66	12,12
	19	100	250	21,1	70	9,4	8	65	630	4	1,59	94,25	0,8787	82,817	60,63	14,13

3 priedo. 1 lentelės tęsinys

Biodyzelis+20%butanolis			Me [Nm]	t [s]	CO [ppm]	CO2 [%]	O2 [%]	HC [ppm]	NOx [ppm]	PM [mg/m3]	α	Degalų kiekis [ml]	Degalų tankis [g/ml]	Degalų kiekis [g]	Galia [kW]	Bd [kg/h] Valandines
	Bandymo Nr.	Procentas nuo max. Sukimo momento														
Laisva eiga	1			161,2	111	1,3	18,6	81	153	0	10,5	50	0,8724	43,62	0,00	0,97
Apkrovos charakteristika, esant 1400 aps/min	2	10	28	173,5	193	1,8	18	117	164	0	7,85	100	0,8724	87,24	4,32	1,81
	3	15	42	136,5	213	2,3	17,3	123	170	1	6,18	100	0,8724	87,24	6,48	2,30
	4	25	70	99,5	218	3,2	16,1	120	225	2	4,51	100	0,8724	87,24	10,80	3,16
	5	35	98	82,5	173	4	15,1	103	282	3	3,64	100	0,8724	87,24	15,12	3,81
	6	50	140	60,8	128	5,4	13,2	90	390	3	2,71	100	0,8724	87,24	21,61	5,17
	7	60	168	53,1	90	6,4	11,9	91	465	2	2,31	100	0,8724	87,24	25,93	5,91
	8	75	210	43,8	60	7,9	9,9	96	580	3	1,88	100	0,8724	87,24	32,41	7,17
	9	85	238	39	51	9,2	8,4	111	690	6	1,65	100	0,8724	87,24	36,73	8,05
	10	100	280	31,7	67	11,3	5,5	143	689	10	1,34	100	0,8724	87,24	43,21	10,25
Apkrovos charakteristika, esant 2200 aps/min	11	10	24	88,4	225	2	17,7	135	102	1	6,99	100	0,8724	87,24	5,82	3,55
	12	15	36	79,8	209	2,4	17,1	125	130	2	5,81	100	0,8724	87,24	8,73	3,94
	13	25	60	62,5	180	3,3	16	117	175	3	4,38	100	0,8724	87,24	14,55	5,03
	14	35	84	52,7	162	4	15	111	212	5	3,61	100	0,8724	87,24	20,37	5,96
	15	50	120	40,1	167	5,1	13,7	109	160	4	2,89	100	0,8724	87,24	29,10	7,83
	16	60	143	33,8	146	5,7	12,7	104	315	3	2,55	100	0,8724	87,24	34,68	9,29
	17	75	180	27,5	106	7	11	100	405	2	2,09	100	0,8724	87,24	43,65	11,42
	18	85	203	26,9	72	7,8	10	83	530	2	1,9	100	0,8724	87,24	49,23	11,68
	19	100	239	22,5	82	9	8,4	85	560	4	1,66	100	0,8724	87,24	57,96	13,96

TARŠOS MAŽINIMAS UAB „VILNIAUS AUTOBUSAI“

**Algirdas Mažeika¹, Valdas Valiūnas²,
Vidas Žuraulis³, Ričardas Vėgneris⁴, Nerijus Kudarauskas⁵**

¹ Vilnius Gediminas Technical University, J. Basanavičiaus str. 28, Vilnius; phone +3702744790; tiauto@vgtu.lt

² Vilnius Gediminas Technical University, J. Basanavičiaus str. 28; phone +3702744790; valdas.valiunas@vgtu.lt

³ Vilnius Gediminas Technical University, J. Basanavičiaus str. 28; phone +37052745068; vidas.zuraulis@vgtu.lt

⁴ Vilnius Gediminas Technical University, J. Basanavičiaus str. 28; phone +37052745068; ricardas.vegneris@vgtu.lt

⁵ JSC „Auto ekspertas“, Ateities str. 21, Vilnius; phone +37068622475; fax +37052483008; nerijus@jusuekspertas.lt

Santrauka. Straipsnyje nagrinėjama Vilniaus miesto viešojo transporto sunaudojamų degalų kiekis ir išmetamosios dujos, su tuo susijusios problemos bei galimos jų sprendimo priemonės.

Tiriamojame dalyje analizuojamas miesto autobuso sunaudojamas degalų kiekis, išmatuotos mažiausios ir didžiausios galimos reikšmės. Duomenys lyginami, kai autobusas, esant toms pačioms važiavimo sąlygoms, buvo eksploatuojamas standartinės komplektacijos ir sumontavus degalų sąnaudų matuoklį „AIC Veritas 908“. Teršalų emisijos į atmosferą skaičiavimas atliekamas remiantis Lietuvos Respublikos Aplinkos ministerijos 1998 m. liepos 13 d. patvirtinta „Teršiančių medžiagų, išmetamų į atmosferą iš mašinų su vidaus degimo varikliais, vertinimo metodika“. Remiantis gautais rezultatais pateikiamos išvados

Raktiniai žodžiai: degalų sąnaudos, matuoklis, miesto autobusas, teršalai

1. Įvadas

Efektyvus degalų naudojimas – viena iš svarbiausių šiuolaikinių autotransporto užduočių. Kartu tai ne tik ekonominė, bet ir aplinkos apsaugos problema. Maršrutiniai autobusai miestuose į aplinką išmeta didelę transporto priemonių išmetamųjų dujų dalį miestuose, todėl šią problemą būtina spręsti (Idzelis 2002; Baltrėnas ir kt. 2008; Juknys 2005).

Degimo procesas vidaus degimo varikliuose sukelia neigiamą poveikį aplinkai. Degalai dažniausiai pereikvojami dėl blogos transporto priemonių techninės būklės, sunkių eksploatavimo sąlygų, žemos vairuotojų kvalifikacijos, taip pat dėl netinkamai arba ne iki galo panaudojamų organizacinių ir technologinių priemonių (Thornton 2010; Chen ir kt. 2010; Zegeye ir kt. 2010). Prie pastarųjų priskiriama degalų sąnaudų matavimas ir normavimas (Mickūnaitis ir Pikūnas 2005).

Analizuojant eksploatavimo sąlygų įtaką degalų sąnaudoms ir išmetamų dujų kiekiui reikia įvertinti daug veiksnių: kelio sąlygas (priklauso nuo kelio dangos tipo ir kokybės, kalvotumo), važiavimo sąlygas (miestas, užmiestis, eismo intensyvumas), klimatinės sąlygas (temperatūra, slėgis, drėgnumas), transporto priemonės techninę būklę, konstrukcinius ypatumus ir pan. (Pikūnas 2000; Klibavičius 2008).

Pastaruoju metu Lietuvoje nustatant transporto priemonių degalų sąnaudų normas rekomenduojama vadovautis Lietuvos Respublikos susisiekimo ministerijos 1995 m. spalio 12 d. įsakymu Nr. 405 „Dėl automobilių kuro normų nustatymo metodikos“. Remiantis šia metodika gana paprastai apskaičiuojamos degalų sąnaudų normos automobiliams bei ant jų sumontuotai įrangai.

Pagal pateiktas formules galima apskaičiuoti bet kurio konkretaus automobilio bazinės degalų sąnaudų normas (Musteikis ir Bazaras 2008).

2. Miesto autobuso „Mercedes Benz 405 G“ degalų sąnaudų skaičiavimas

Degalų sąnaudų skaičiavimo metodika. Pastaruoju metu Lietuvoje automobilių transporte yra taikomos šios degalų normų rūšys:

- linijinės degalų normos (l/100 km, m³/100 km);
- ant automobilių sumontuotos specialios įrangos darbui reikalingos degalų normos (l/100 km, l/h);
- lyginamosios degalų normos atliktam transporto darbo vienetai (g/tkm, g/kel.km, g/mok.km).

Linijinės degalų normos yra nustatomos techniškai tvarkingiems visų markių automobiliams tam tikroms eksploatavimo sąlygoms. Tai technologinės transportinio proceso degalų sąnaudų normos. Degalų sąnaudos garažo ir kitiems ūkiniais poreikiams į linijines normas neįtraukiamos ir nustatomos atskirai.

Degalų normos didinamos:

- dirbant žiemą – iki 10 %;
- kai darbo metu technologiškai yra būtini dažni sustojimai (vidutiniškai daugiau kaip vienas sustojimas 1 km ridos) – iki 10 %;
- kai darbo metu yra būtini maži greičiai (iki 20 km/h) – iki 10 %;
- pradedant eksploatuoti naujus arba po kapitalinio remonto automobilius iki 1 000 km ridos – iki 10 %;
- dirbant karjeruose, žemės ūkio arba miško išvežimo darbuose – iki 20 %;

- mokinant važiuoti – iki 20 %;
- važiuojant užpustytais keliais – iki 20 %.
- dirbant kalvotose vietovėse miestuose, kuriuose gyventojų skaičius yra didesnis kaip 100 000 – iki 10 %.

Degalų normos mažinamos:

- dirbant užmiestyje geros kokybės keliuose – iki 15 %;
- eksploatuojant užsakomus bei žinybinius autobusus, kurių darbas nesusietas su pastoviais maršrutais – iki 10 %.

Tais atvejais, kai būtina taikyti kelis priedus, linijinė degalų norma nustatoma kontrolinę degalų sąnaudų normą dauginant iš priedų sumos (arba jų skirtumo, jei vienu atveju norma yra didinama, o kitu – mažinama).

Degalų sąnaudų skaičiavimai buvo atlikti Vilniaus miesto autobusui „Mercedes Benz 405 G“, kurio pagrindiniai techniniai duomenys pateikti 1 lentelėje.

1 lentelė Autobuso „Mercedes Benz 405 G“ techniniai duomenys

Tipas	miesto
Klasė	padidintos
Variklio darbinis turis	11 967 cm ³
Cilindrų skaičius	6, eilėje
Variklio galia	184 kW
Lyginamosios efektyvios degalų sąnaudos	$g_e = 193 \text{ g/kWh}$
Pavarų dėžės tipas	automatinė
Maksimalus greitis	78 km/h
Autobuso rida	931 809 km
Varomųjų ratų formulė	6x2
Autobuso ilgis	18 m
Autobuso plotis	2.5 m
Sėdimų vietų skaičius	58
Stovimų vietų skaičius	103

Autobuso „Mercedes Benz 405 G“ normatyvinės degalų sąnaudos remiantis skaičiavimo metodika (Mickūnaitis ir Pikūnas 2005) nustatomos taip:

$$Q_n = 0.01N_k \cdot S(1 + 0.01K) + N_{\xi} \cdot t, \quad (1)$$

čia Q_n – norminės degalų sąnaudos, l arba m³/100 km; N_k – bazinės (kontrolinės) degalų sąnaudos norma, l/100 km arba m³/100 km (kada naudojamos suslėgtos gamtinės dujos); S – autobuso rida, km; K – koregavimo koeficientas (priedų ir mažinimų suma procentais); N_{ξ} – degalų sąnaudų norma šildytuvams arba oro kondicionieriui, l/h; t – šildytuvo arba oro kondicionieriaus darbo trukmė, h (šiuo atveju $t = 0$, nes tyrimas buvo atliekamas vasarą).

Kaip nurodo Lietuvos Respublikos susisiekimo ministerijos 1995 m. spalio 12 d. įsakymas Nr. 405 „Dėl automobilių kuro normų nustatymo metodikos“, koregavimo koeficientas K pagal kelių, važiavimo,

klimatinės ir kitas eksploatacinės sąlygas įvertinamas atsižvelgiant į šiuos rodiklius:

1. miesto viešojo susisiekimo transporto darbo metu yra technologiškai būtini dažni sustojimai (vidutiniškai daugiau kaip vienas sustojimas 1 km ridos), todėl degalų sunaudojimo norma didinama 10 %;
2. Vilnius – miestas, turintis daugiau kaip 100 000 gyventojų, todėl degalų sunaudojimo norma didinama 10 %.

Tyrimas buvo atliekamas vasarą, todėl papildomai didinti degalų sunaudojimo normos nereikia, o oro kondicionavimo sistema šiame autobuse neįrengta. Tada:

$$K = 10\% + 10\% = 20\%.$$

Bazinė kontrolinė degalų sąnaudų norma miesto autobusui „Mercedes Benz 405 G“ apskaičiuojama taip:

$$N_k = 100G_t / (V_a \cdot \rho_k), \quad (2)$$

čia G_t – valandinės degalų sąnaudos, kg/h; V_a – vidutinis automobilio važiavimo greitis, km/h (0.8 V maksimalaus); ρ_k – degalų tankis, g/cm³ (benzino 0.7–0.8, dyzelino 0.82–0.845).

$$G_t = g_e \cdot N_e \cdot k, \quad (3)$$

čia g_e – lyginamosios efektyviosios degalų sąnaudos, kg/kWh (benz. varikliams 0.30–0.32, dyz. varikliams 0.20–0.26); N_e – variklio (efektyvioji) galia, kW; k – integralinis koeficientas, kuriuo įvertinamas variklio veleno sukimosi dažnis ir naudojama variklio galia (sunkvežimiams ir autobusams taikomas 0.5–0.6).

Kadangi eksperimentas buvo atliekamas liepos mėnesį, todėl autobusas naudojo vasarinį dyzeliną, kurio tankis 835 kg/m³ (paimtas iš degalų kokybės sertifikato). Skaičiavimuose panaudotas lyginamųjų degalų sąnaudų g_e dydis yra 193 g/kWh.

Valandinės degalų sąnaudos:

$$G_t = 0.193 \cdot 184 \cdot 0.6 = 21.31 \text{ kg/h}.$$

Bazinė kontrolinė degalų sąnaudų norma:

$$N_k = 100 \cdot 21.31 / (78 \cdot 0.8 \cdot 0.835) = 411 / 100 \text{ km}$$

Normatyvinės degalų sąnaudos:

$$Q_n = 0.01 \cdot 41 \cdot 100(1 + 0.01 \cdot 20) + 1 \cdot 0 = 49.2 \text{ l/100 km}.$$

Degalų sąnaudų normų skaičiavimo metodikoje yra pateikta dydžių, kuriuos prieš įrašant į formules galima laisvai pasirinkti apibrėžtose ribose, pvz., integralinis koeficientas k , degalų tankis ρ_k). Tai įrodo, kad nevertinant tikslų transporto priemonės techninių parametrų bei naudojamų degalų fizikinių savybių, yra

didelė tikimybė apskaičiuoti neteisingą degalų normos dydį, kuris neatitiks realybės.

Taigi praėjus 15 metų po degalų sunaudojimo skaičiavimo metodikos sukūrimo atsirado naujos degalus taupančios technologijos, nauji ekonomiškai automobiliai, įvertinama vis daugiau veiksnių, lemiančių ekonomiškumą. Todėl tiksliausias sunaudojamų degalų kiekis įvertinamas ne teoriniais skaičiavimais, bet eksperimentiniais metodais.

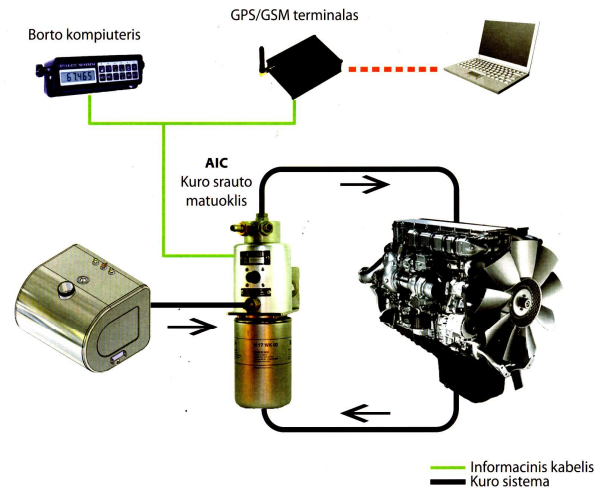
3. Miesto autobuso degalų sąnaudų eksperimentinis tyrimas

Palyginamieji degalų sąnaudų bandymai buvo atliekami į vieną miesto autobusą „Mercedes Benz 405 G“ sumontavus elektroninį degalų sąnaudų matuoklį „AIC Veritas 908“, skirtą transporto priemonėms su dyzeliniais vidaus degimo varikliais. Įrangos montavimo schema pateikta 2 pav. Joje matyti, kad elektroninis degalų sąnaudų matuoklis „AIC Veritas 908“ yra jungiamas į dyzelinio variklio maitinimo sistemą, kur matuoja tiekiamų iš bako bei grįžtančių iš aukšto slėgio siurblio degalų kiekius ir gautą informaciją siunčia į kompiuterį. Kitas toks pat autobusas „Mercedes Benz 405 G“ važiuoja tais pačiais maršrutais be šios įrangos.

Sumontavus degalų sąnaudų kontrolės sistemą „AIC Veritas 908“ galima:

- kontroliuoti degalų sąnaudas iki 1 % tikslumu;
- matyti sunaudotų degalų kiekį kiekvieną minutę/kilometrą (borto kompiuterio ekrane pačiame autobuse ir GPS/GSM terminale kompiuterio ekrane bet kurioje vietoje ne autobuse).

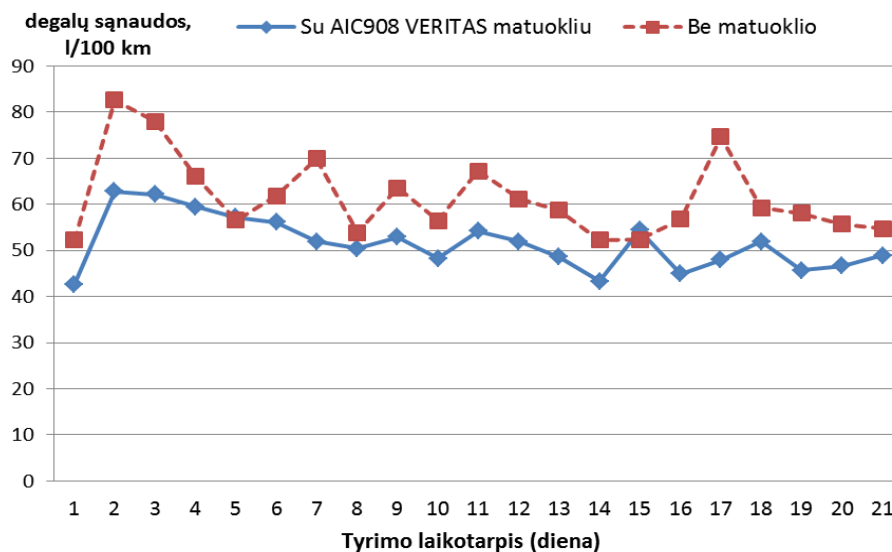
Degalų sąnaudų matuoklio „AIC Veritas 908“ matavimo ribos nuo 4 iki 200 l/h, leistinas slėgis degalų tiekimo sistemoje nuo -1 iki 6 barų, veikimo temperatūrinis režimas -30–90°C, maksimali mašinos galia – 700 AG. Jis tinka visiems EURO5 ir EURO6 normas atitinkantiems varikliams, taip pat galima matuoti biodegalų sąnaudas.



2 pav. „AIC Veritas 908“ degalų sąnaudų matavimo sistema

Elektroninis „AIC Veritas 908“ duomenų registravimo įrenginys pateikia šiuos duomenis: degalų sąnaudas (litrais), transporto priemonės darbo laiką (valandomis, minutėmis), transporto priemonės variklio darbo režimą (dirba ar yra užgesintas), transporto priemonės nuvažiuotą atstumą (kilometrais) ir geografinę padėtį, vidutines degalų sąnaudas per valandą (l/h), vidutines degalų sąnaudas 100 km kelio (l/100 km), vidutinį transporto priemonės važiavimo greitį (km/h).

Degalų sąnaudų matavimai buvo atliekami liepos mėnesį Vilniaus mieste važinėjančiame autobuse „Mercedes Benz 405 G“ (techniniai duomenys pateikti 1 lentelėje). Autobusas važinėja įprastais maršrutais, todėl degalų sąnaudas sugrįžus į parką galima lengvai palyginti su tais pačiais maršrutais tuo pat metu važiuojančiu tokiu pat autobusu be įmontuotos degalų matavimo įrangos. Degalų sąnaudų palyginamieji rezultatai pateikti 3 pav.



3 pav. Autobusų „Mercedes Benz 405 G“ degalų sąnaudos tyrimo laikotarpiu

Kaip matyti iš 3 pav. pateikto grafiko, kuriame matyti degalų sąnaudos, beveik viso tyrimo metu autobusas su sumontuotu degalų sąnaudų matuokliu sunaudojo mažiau degalų:

- su skaitikliu vidutiniškai sunaudota 51.5 l/100 km;
- be skaitiklio vidutiniškai sunaudota 61.5 l/100 km.

Taigi nors degalų sąnaudos buvo stebimos tokiuose pačiuose autobusuose, važiuojančiuose tais pačiais maršrutais, nustatytas net 10 l/100 km degalų sąnaudų skirtumas. Todėl galima teigti, kad suteikus vairuotojui galimybę stebėti momentines degalų sąnaudas, taip pat vykdant nuotolinę kontrolę realiuoju laiku ir kaupiant duomenis, galima pasiekti reikšmingų rezultatų taupant degalus.

Ši įranga leidžia stebėti momentines degalų sąnaudas maršrute, nustatyti ypač tiksliai degalų normas, leidžia stebėti vairavimo įpročius ir padeda siekti mažinti degalų sąnaudas.

4. Teršalų emisijos į atmosferą skaičiavimas

Vilniuje, kur yra dideli transporto priemonių srautai, labai svarbu mažinti išmetamųjų teršalų kiekius. Dyzelinių variklių išmetamosios dujos nėra tokios kenksmingos gamtai ir žmonių sveikatai, kaip benzininių variklių, jose yra mažiau anglies monoksido bei nesudegusių angliavandenilių, todėl šiai problemai iki

šiol buvo skiriama mažiau dėmesio. Rimtai susirūpinta tik nuo 1988 metų, kai buvo nustatyta, kad dyzelinių dūmai gali būti kancerogeniniai, nes suodžiai gerai sugeria benzpireną, kenksmingą nevisiško degimo produktą (Idzelis 2002).

Dyzelinių išmetamųjų dujų kenksmingumą galima gerokai sumažinti optimizuojant variklio darbą, tobulinant degalų įpurškimą ir kt. Autobusuose dabar jau įtaisomi išmetamųjų dujų katalizinės oksidacijos konverteriai, kietųjų dalelių filtrai. Tačiau kaip rodo autobusų degalų sąnaudų atlikto palyginamojo tyrimo rezultatai, teigiamą ne tik ekonominį, bet ir ekologinį rezultatą galima gauti stebint variklio darbą (momentines degalų sąnaudas) ir gerinant vairavimo įgūdžius (Patil ir Brown 2008; Liu 2010, Batmunkh ir Battogtokh 2007).

Lietuvoje dyzelinių degalų išmetamųjų dujų kenksmingumą reglamentuoja aplinkos apsaugos normatyvinis dokumentas LAND 15-2000 „Automobiliai su Dyzelio varikliais. Išmetamųjų dujų dūmingumas. Normos ir matavimo metodai“. Šis dokumentas buvo paruoštas remiantis Europos ekonominės bendrijos (EEB) direktyvomis ir tarptautiniais ISO standartais. Europos Sąjungos aplinkos apsaugos programos (EEB Direktyva 91/542) numatyti dyzelinių variklių ir dyzelinių degalų kokybės lygiai, pagrįsti sumažintu deginių kiekiu. Jie pateikti 2 lentelėje.

2 lentelė Dyzelinių variklių emisijos kokybės lygiai

Teršalai, g/kWh	Euro 0 1988 m.	Euro 1 1993 m.	Euro 2 1996 m.	Euro 3 2000 m.	Euro 4 2005/2006 m.	Euro 5 2008/2009 m.
NO _x	14.4	8.0	7.0	5.0	3.5	2.0
CO	11.2	4.5	4.0	2.1	1.5	1.5
CH	2.4	1.1	1.1	0.66	0.46	0.25
Kietosios dalelės	-	0.36	0.15	0.1	0.02	0.02

Transporto neigiamas poveikis aplinkai vertinamas tuomet, kai kurių nors išmetamųjų dujų koncentracija aplinkoje viršija leistinas trumpalaikes vienkartinės koncentracijas. Jų reikšmės pateiktos 3 lentelėje.

3 lentelė. Kenksmingų medžiagų normos variklių išmetamosiose dujose

Teršalų pavadinimas	Didžiausia vienkartinė leistina koncentracija, mg/m ³	Išmetamų dujų kiekis, g/km
Anglies monoksidas CO	5.0	12.2
Angliavandeniliai CH	4.0	1.45
Azoto dioksidas NO ₂	0.085	1.83
Sieros dioksidas SO ₂	0.5	0.035
Kietosios dalelės	0.15	0.001
Švino junginiai	0.00075	0.012
Benzpirenas	2.5 · 10 ⁻⁶	0.0012

Iš dyzelinių vidaus degimo variklių apskaičiuojami šių išmetamųjų teršalų kiekiai: anglies monoksido (CO), angliavandenilių (CH), azoto oksidų (NO_x), sieros dioksido (SO₂) ir kietųjų dalelių (k.d.). Šių medžiagų kiekis apskaičiuojamas pagal Lietuvos Respublikos aplinkos ministro patvirtintą „Teršiančių medžiagų, išmetamų į atmosferą iš mašinų su vidaus degimo varikliais, vertinimo metodiką“:

$$W_{(k,i)} = m_{(k,i)} \cdot Q_{(i)} \cdot K_{1(k,i)} \cdot K_{2(k,i)} \cdot K_{3(k,i)}, \quad (4)$$

čia $m_{(k,i)}$ – lyginamas teršiančios medžiagos „k“ kiekis sudegus „i“ rūšies degalams, kg/t; $Q_{(i)}$ – sunaudotas „i“ rūšies degalų kiekis, t; $K_{1(k,i)}$ – koeficientas, įvertinantis mašinos variklio, naudojančio „i“ rūšies degalus, darbo sąlygų įtaką teršiančios medžiagos „k“ kiekiui; $K_{2(k,i)}$ – koeficientas, įvertinantis mašinos, kuri naudoja „i“ rūšies degalus, amžiaus įtaką teršiančios medžiagos „k“ kiekiui; $K_{3(k,i)}$ – koeficientas, įvertinantis mašinos, kuri naudoja „i“ rūšies degalus, konstrukcijos ypatumų įtaką teršiančios medžiagos „k“ kiekiui.

Atlikto tyrimo metu (tyrimo trukmė – 21 diena) nuosekliai važiuodami tais pačiais maršrutais autobusai be degalų sąnaudų matuoklio ir su juo iš viso sunaudojo atitinkamai 1 874 l ir 1 557 l dyzelinių degalų. Remiantis

šiais kiekiais pagal formulę (4) galima apskaičiuoti ir palyginti į aplinką išmestų teršalų kiekį (duomenys pateikti 4 lentelėje).

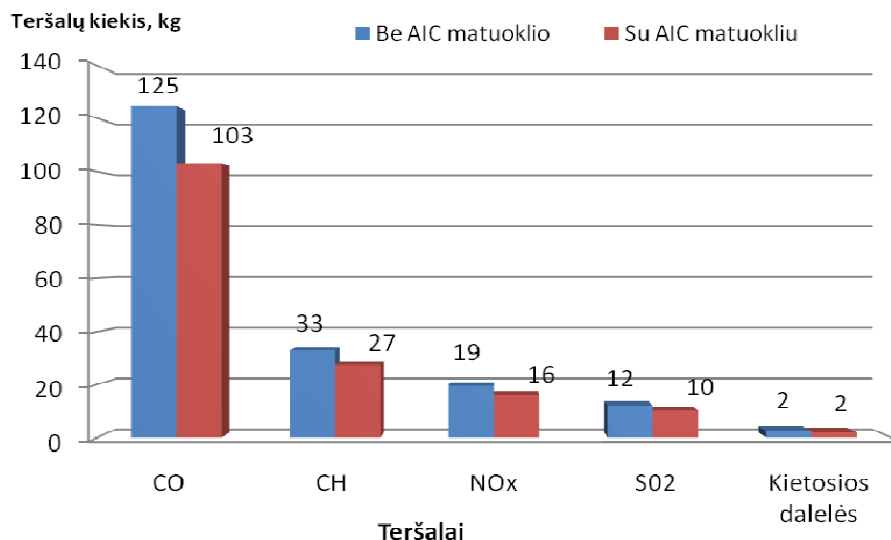
4 lentelė. Tyrimo metu autobuso išmetamų teršalų kiekis

Taršos komponentai	Teršiančios medžiagos kiekis, kg/t	Koeficientai			Išmestų teršalų kiekis, kg		Išmestų teršalų kiekio pokytis, sumontavus AIC*
		K ₁	K ₂	K ₃	Be AIC*	Su AIC*	
CO	130	1.273	1.5	0.32	124.71	103.27	-17.2 %
CH	40.7	1.040	1.6	0.31	32.96	27.29	
NO _x	31.3	1.011	0.89	0.44	19.46	16.12	
SO ₂	7.8	1.0	1.0	1.0	12.25	10.14	
Kietosios dalelės	4.3	0.769	1.2	0.4	2.49	2.06	

*AIC – tyrimo metu naudotas degalų sąnaudų matuoklis „AIC Veritas 908“

Atlikti skaičiavimai rodo, kad tyrimo metu su degalų sąnaudų matuokliu „AIC Veritas 908“ dirbusio miesto autobuso „Mercedes Benz 405 G“ į aplinką išmetamų

teršalų skaičiuojamasis kiekis sumažėjo 17.2 %, palyginti su tokiu pat autobusu be „AIC Veritas 908“ įrenginio (4 pav.).



4 pav. Autobusų „Mercedes Benz 405 G“ išmestų teršalų pagal komponentus kiekiai tyrimo laikotarpiu

UAB „Vilniaus autobusai“ per metus sunaudoja apie 4 615 t dyzelinių degalų. Bendras skaičiuojamasis iš autobusų išmetamų teršalų kiekis per metus sudaro apie 1 319 t. Sumažinus sunaudojamų degalų kiekį būtų ne tik sumažinta aplinkos tarša, bet ir pasiektas ekonominis efektas.

5. Išvados

1. Miesto autobuso teorinių degalų sąnaudų normų skaičiavimo rezultatai, gauti naudojantis metodikoje pateiktais autobuso techniniais duomenimis, skiriasi nuo eksperimentinio tyrimo metu gautų rezultatų;
- teoriškai apskaičiuotos normatyvinės autobuso degalų sąnaudos buvo 20 % mažesnės nei eksperimentiškai nustatytos vidutinės degalų sąnaudos autobuse be degalų sąnaudų matuoklio;

- teoriškai apskaičiuotos normatyvinės autobuso degalų sąnaudos buvo 4.5 % mažesnės nei eksperimentiškai nustatytos vidutinės degalų sąnaudos autobuse su sumontuotu degalų sąnaudų matuokliu „AIC Veritas 908“.

Gerokai didesnis skirtumas matyti lyginant teoriškai apskaičiuotą rezultatą su matavimu autobuse nesumontavus degalų sąnaudų matuoklio. Todėl galima teigti, kad šiuo metu UAB „Vilniaus autobusai“ privalo imtis priemonių degalų sąnaudoms sumažinti savo maršrutiniame transporte ir vienas iš tokių variantų yra degalų sąnaudų matuoklių autobusuose montavimas.

2. Į miesto maršrutinį autobusą „Mercedes Benz 405 G“ sumontavus degalų sąnaudų matuoklį „AIC Veritas 908“ buvo nustatyta 16.3 % mažesnės degalų sąnaudos nei tais pačiais maršrutais važinėjančiam tokiame pačiame autobuse be degalų sąnaudų matuoklio.

3. Sumontavus degalų sąnaudų matuoklį pasiekiamas mažesnis degalų sunaudojimas, nes:
 - vairuotojas gali stebėti momentines degalų sąnaudas ir pagerinti savo važiavimo režimą bei taupyti degalus;
 - realiuoju laiku nuotoliniu būdu stebint autobuso degalų sunaudojimą pasiekama labai efektyvi vairuotojų darbo kontrolė;
 - matavimo įrangos sukaupiti duomenys suteikia galimybę stebėti ilgalaikį degalų sunaudojimą padarant apibendrintą vertinimą ekonomiškumui pagerinti.
4. Įvertinus UAB „Vilniaus autobusai“ metines dyzelinių degalų sąnaudas, atlikto palyginamojo tyrimo rezultatą ir žinant degalų sąnaudų matavimo įrangos „AIC Veritas 908“ kainą galima teigti, kad maršrutiniuose autobusuose sumontavus degalų sąnaudų matuoklius bus pasiektas ne tik įrangos atsiperkamumas, bet ir papildoma finansinė nauda įmonei.
5. Pagrindinis ir svarbiausias efektas, pasiektas sumažinus sunaudojamų degalų kiekį, yra sumažėjęs išmetamų teršalų kiekis. Remiantis 21 dienos trukmės palyginamojo tyrimo duomenimis ir atliktais skaičiavimais gautas 17.2 % mažesnis autobusų išmetamų teršalų kiekis.

Literatūra

- Baltrėnas, P.; Butkus, D.; Oškinis, V.; Vasarevičius, S.; Zigmontienė, A. 2008. Aplinkos apsauga. Vadovėlis [Aplinkos apsauga. Vadovėlis]. Vilnius: Technika, 576 p.
- Batmunkh, S.; Battogtokh, Z. 2007. The Exhausting Pollutants from coal combustion of Fourth thermal power plant of Ulaanbaata, *International Forum*: 158–161. doi:10.1109/IFOST.2007.4798548.
- Chen, P.; Guo, Y.; Chen, W. 2010. Fuel – Savin Navigation System in VANETs, in *Vehicular Technology Conference Fall (VTS 2010-Fall)*, 2010 IEEE 72nd: 1–5. doi:10.1109/VETECF.2010.5594424.
- Idzelis, R. 2002. Poveikio aplinkai vertinimas. Mokomoji knyga [Poveikio aplinkai vertinimas. Mokomoji knyga]. Vilnius: Technika, 108 p.
- Juknys, R. 2005. Aplinkotyra. Vadovėlis [Aplinkotyra. Vadovėlis]. Kaunas: Vytauto Didžiojo universitetas, 334 p.
- Klibavičius, A. 2008. Transporto neigiamo poveikio aplinkai vertinimas. Mokomoji knyga [Transporto neigiamo poveikio aplinkai vertinimas. Mokomoji knyga]. Vilnius: Technika, 56 p.
- Lietuvos Respublikos aplinkos ministerijos 1998 m. liepos 13 d. įsakymas Nr. 125, Vilnius „Dėl teršiančių medžiagų, išmetamų į atmosferą iš mašinų su vidaus degimo varikliais, vertinimo metodikos patvirtinimo“.
- Lietuvos Respublikos susisiekimo ministerijos 1995 m. spalio 12 d. įsakymas Nr. 405, Vilnius „Dėl automobilių kuro normų nustatymo metodikos“.
- Liu, Ch.; 2010. Transport energy-saving mission reduction countermeasures under the concept of sustainable development, in *2nd International Conference on Modeling, Simulation and Visualization Methods*, 279–281.
- Mickūnaitis, V.; Pikūnas, A. 2005. Automobilių degalų sąnaudų nustatymo ir normavimo metodikos [Automobilių degalų sąnaudų nustatymo ir normavimo metodikos]. Vilnius: Technika, 38 p.
- Musteikis, K.; Bazaras, Ž. 2008. Automobilių degalų sąnaudų skaičiavimo metodikų palyginimas iš jaunųjų mokslininkų ir studentų konferencijos „*Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2008*“, vykusios 2008 m. balandžio 25 d. Kauno technologijos universiteto Panevėžio institute, pranešimų medžiagos [Automobilių degalų sąnaudų skaičiavimo metodikų palyginimas iš jaunųjų mokslininkų ir studentų konferencijos „*Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2008*“, vykusios 2008 m. balandžio 25 d. Kauno technologijos universiteto Panevėžio institute, pranešimų medžiagos].
- Patil, A.C.; Brown, K. 2008. Trends in Mission standards and the implications for bus fleet management: Technology assessment for Brisbane Transport, in *1st International Conference*: 1–6. doi: 10.1109/INFRA.2008.5439637.
- Thornton, T. 2010. Reduction in fuel consumption and CO2 emissions with speed average speed enforcement, in *Road Transport Information and Control Conference and the ITS United Kingdom Members' Conference (RTIC 2010) – Better transport through technology, IET*. 1–5.
- Zegeye, S.K.; De Schutter, B.; Hellendoorn, J.; Breunese, E.A. 2010. Variable speed limits for area-wide reduction of emissions, in *Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2010 13th International IEEE Conference*: 507–512. doi:10.1109/ITSC.2010.5625032.