

KLAIPĖDOS UNIVERSITETAS

Nadežda LAZAREVA

BUNKERIUOJAMO JŪRINIO KURO
SAVYBIŲ ĮTAKA LAIVO JĖGAINĖS
EKSPLOATACINĖMS CHARAKTERISTIKOMS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (T 003)

Klaipėda, 2019

Disertacija rengta 2014–2019 metais Klaipėdos universitete

Mokslinis vadovas

prof. habil. dr. Sergejus LEBEDEVAS (Klaipėdos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

Klaipėdos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

prof. dr. Stasys SLAVINSKAS (Vytauto Didžiojo universitetas, transporto inžinerija – T 003);

Nariai:

doc. dr. Saugirdas PUKALSKAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003);

dr. Laurencas RASLAVIČIUS (Kauno technologijos universitetas, transporto inžinerija – T 003);

dr. Nerijus PEDIŠIUS (Lietuvos energetikos institutas, energetika ir termoinžinerija – T 006);

prof. habil. dr. Jerzy KOWALSKI (Gdanskio technologijos universitetas, Lenkija, mechanikos inžinerija – T 009).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje, 2019 m. birželio 14 d., 13.00 val. Klaipėdos universiteto *Aula Magna* korpuso Konferencijų salėje.

Adresas: Herkaus Manto g. 90-2, LT-92295 Klaipėda, Lietuva

Tel.: 8 46 398 936; faks.: 8 46 398 999; el. p.: ingrida.borisenko@ku.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2019 m. gegužės 14 d.

Disertaciją galima peržiūrėti interneto svetainėje adresu <https://www.ku.lt/mokslas/doktorantura/ginamos-apgintos-disertacijos/> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto bibliotekoje (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva), Klaipėdos universiteto (Herkaus Manto g. 84, LT-92294 Klaipėda, Lietuva), Vytauto Didžiojo universiteto (K. Donelaičio g. 58, LT-44248, Kaunas, Lietuva), Kauno technologijos universiteto (K. Donelaičio g. 20, LT -44239 Kaunas, Lietuva) bibliotekose.

ISBN 978-609-457-722-2

© Klaipėdos universiteto leidykla, 2019

© Nadežda Lazareva, 2019

n.zamiatina88@gmail.com

KLAIPĖDA UNIVERSITY

Nadežda LAZAREVA

INFLUENCE OF BUNKER MARINE
FUEL PROPERTIES ON A SHIP
POWER PLANT OPERATION CHARACTERISTICS

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (T 003)

Klaipėda, 2019

Doctoral dissertation was prepared at Klaipėda University in 2012–2019.

Scientific Supervisor

prof. dr. habil. Sergejus LEBEDEVAS (Klaipėda University, Transport Engineering – T 003).

The Dissertation Defence Council of Scientific Field of Transport Engineering of Klaipėda University:

Chairman

prof. dr. Stasys SLAVINSKAS (Vytautas Magnus University, Transport Engineering – T 003);

Members:

doc. dr. Saugirdas PUKALSKAS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003);

dr. Laurencas RASLAVIČIUS (Kaunas Technology University, Transport Engineering – T 003);

dr. Nerijus PEDIŠIUS (Lithuanian Energy Institute, Energetics and Power Engineering – T 006);

prof. habil. dr. Jerzy KOWALSKI (Gdansk University of Technology, Poland, Mechanical Engineering – T 009).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of Transport Engineering in *Aula Magna* Conference room of Klaipėda University at 13.00 on 14th of June 2019.

Address: Herkaus Manto Str. 90-2, LT-92295 Klaipėda, Lithuania.

Phone: +370 46 398 936; fax: +370 46 398 999; e-mail: ingrida.borisenko@ku.lt

Notifications of the intended defence of the dissertation were sent out on 14 May 2019.

Copies of the doctoral dissertation are available for review at the internet website <https://www.ku.lt/mokslas/doktorantura/ginamos-apgintos-disertacijos/> and at the Libraries of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio alley 14, LT -10223 Vilnius, Lithuania), Klaipėda University (Herkaus Manto st. 84, LT-92294 Klaipėda, Lithuania), Vytautas Magnus University (K. Donelaičio st. 58, LT-44248, Kaunas, Lithuania) and Kaunas University of Technology (K. Donelaičio st. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania).

Reziumė

Disertaciniame darbe nagrinėjamos laivų dyzelinių variklių lyginamųjų kuro sąnaudų ir patikimumo rodiklių nukrypimo nuo optimalios būklės problemos, varikliui dirbant nereglamentuotu techninėje dokumentacijoje kuru. Darbo aktualumą lemia racionalus jūrinio kuro iš plačios kuro rūšių gamos parinkimas, atsižvelgiant į dyzelinio variklio tipą. Darbe tiriamos dvi indikatoriniam variklio darbo procesui turinčios įtaką kryptys: kuro išpurškimo fazės ir kuro cheminės degimo kinetikos parametrai.

Atliktos disertacijos tema mokslinės literatūros šaltinių ir bunkeriuojamo jūrinio kuro rinkos analizės. Eksperimentiškai tiriant kuro čiurkšlės kokybės parametrų kitimą dinamikoje, buvo panaudoti šiuolaikiniai bekontakčiai metodai: lazerio šviesos difrakcijos metodas ir optinis skenavimas su ribine segmentacija. Tyrimo objektais tapo 7 rūšių kuras ir dvi laivų dyzelinių variklių kuro padavimo sistemos – „Common rail“ ir senos kartos laivų dyzelinių variklių tiesioginio kuro tiekimo sistema. Tikslesniam sunkiojo kuro vidutinio Sauterio skersmens skaičiavimui pasiūlyta Tanasawa’os ir Toyoda’os analitinės lygties korekcija. Įvertinta galimybė čiurkšlės dinamiką vertinti kiekybiškai ir papildyti VDV procesų matematinius modelius.

Atlikti laivų pagrindinių dyzelinių variklių tipų (aukšto sūkių dažnio – „Caterpillar 3512B“ [JAV] ir „MTU 8V 396TB“ [Vokietija]; vidutinio – „SKL VDS 48/42“ [Vokietija] ir „ČN 26,5/31“ [Rusija]; mažo – „MAN B&W 6S60MC“ [Danija]) darbo parametrų matematinio modeliavimo tyrimai, varikliams funkcionuojant skirtingomis jūrinio kuro rūšimis.

Matematinio modeliavimu įvertinta jūrinio kuro savybių (tankio ir kinematinės klampos) įtaka dyzelinių variklių indikatorinio darbo proceso charakteristikoms: lyginamosioms kuro sąnaudoms ir patikimumo parametrai. Praktiniam panaudojimui pateiktos skirtingų tipų dyzelinių lyginamųjų kuro sąnaudų ir patikimumo kriterijaus santykinio pokyčio daugiaparametrės charakteristikos ir metodinės rekomendacijos jūrinio kuro standartu reglamentuojamų savybių racionaliam parinkimui.

Summary

The dissertation examines the problems of deviation of energy efficiency and reliability of marine diesel engines from the optimum value, when the engine operates on unregulated fuel in technical documentation. The relevance of the work is determined by the rational selection of marine fuel from a wide range of fuels, depending on the type of diesel engine. Two directions that influence the indicator process of engine work are analysed: fuel spraying phase and fuel chemical combustion kinetics parameters.

On the topic of the thesis an analysis of the scientific literature and the marine bunker fuel market has been carried out. In experimental studies of changes in the parameters of fuel jet quality over time, modern non-contact methods have been used: laser diffraction and optical scanning with the threshold segmentation method. The object of the study were 7 types of fuel and two types of ships fuel injection systems: “Common Rail” and “Conventional Design System”. For a more accurate calculation of heavy fuel Sauter mean diameter, a correction of analytical Tanasawa and Toyoda equation was proposed. An assessment was made of the ability to qualitatively determine the dynamics of the jet and to replenish the mathematical models of the processes of the internal combustion engine.

The mathematical modeling of the parameters of the main diesel engine types of ships (high speed – “Caterpillar 3512B” [USA] and “MTU 8V 396TB” [Germany]; medium – “SKL VDS 48/42” [Germany] and “ChN 26,5/31” [Russia]; low – “MAN B&W 6S60MC” [Denmark]) was carried out, with engines operating on different marine fuels.

Mathematical modeling was used to assess the influence of marine fuel properties (density and kinematic viscosity) on the performance characteristics of diesel engine: specific fuel consumption and reliability parameter. For practical use, monograms and methodological recommendations for the rational selection of properties regulated by the marine fuel standard are presented for different types of diesel engine energy efficiency and reliability criteria.

Žymėjimai

Simboliai

- A_i – i -zonos ryškumas per j -momentą
 A_p – Plunžerio plotas, mm²
 $A_{avr.}$ – Vidutinis čiurkšlės ryškumas
 A – Empirinis koeficientas
 B – Tamprumo modulis, MPa
 b – Empirinis koeficientas
 b_e – Lyginamosios kuro sąnaudos
 C – Konstanta
 C_F – Koeficientas konvertavimui tarp sunaudoto kuro ir CO₂
 C – Empirinis koeficientas
 c_m – Stūmoklio vid. greitis, m/s
 DWT – Dedveitas, t
 d – Vamzdelio skersmuo, m
 d_a – Purkštuko angos skersmuo, m
 d_i – Lašų skersmuo, m

d_k	– Lašo vidutinis skersmuo, m
E_a	– Aktyvacijos energija, kJ/mol
E_{32}	– Empirinis koeficientas
g	– Gravitacinis pagreitis, m/s ²
H_a	– Apatinis šilumingumas, kJ/kg
h	– Entalpija, J/kg.
$K_{1,2,3,4}$	– Cheminės reakcijos greičio konstantos
Lp	– Laplaso skaičius
M	– Mediana
m	– Degimo charakteristikos indeksas
m_b	– Bendra masė, kg
$m_{i\dot{sp}}$	– Išpurškiamo kuro masė, kg
$m_{i\dot{sm}}$	– Išmetamųjų dujų masė, kg
m_{pad}	– Paduodamo oro masė, kg
N	– Lašų kiekis su skersmeniu d_p , vnt.
n	– Variklio sūkių dažnis
NOP	– Adatos atsidarymo slėgis (Nozzle Opening Pressure), MPa
Oh	– Ohnesorge skaičius
p	– Slėgis, Pa
P_e	– Variklio galia, kW
p_{me}	– Vidutinis efektyvusis slėgis, Pa
p_z	– Maksimalus slėgis, Pa
p_0	– Likutinis slėgis sistemoje, MPa
Δp_k	– Kuro slėgio skirtumas purkštuko angoje, Pa
$Q_{i\dot{s}}$	– Šilumos išsiskyrimas, J
Q_k	– Kuro srauto greitis, kg/s
Q_{mai}	– Šilumos mainai, J
q	– Vidurkinimo koeficientas
r	– Čiurkšlės spindulys, cm
R	– Dujų konstanta, J/(kgK)
Re	– Reinoldso skaičius
SFC	– Lyginamosios kuro sąnaudos, g/kWh
S_i/S	– Santykinė i -ryškumo zonos dalis

S_i	– Santykinis i -zonos plotas per j -momentą
s	– Standartinis nuokrypis
T_{is}	– Išmetamųjų dujų temperatūra, °C
t	– Temperatūra, °C
U	– Vidinė energija, J
U_{rib}	– Lašų sąlyginis ribinis greitis, m/s
u_o	– Ištekėjimo greitis, m/s
V	– Tūris, m ³
V_{ref}	– Laivo greitis jūrmylėmis per valandą
V_f	– Suspaudžiamo kuro tūris, mm ³
v_θ	– Plunžerio greitis, mm ³ /a.v.p.k
We	– Weberio skaičius
w_a	– Masinė pelenų dalis kure, %
w_s	– Masinė sieros dalis kure, %
w_w	– Masinė vandens dalis kure, %
X	– Sumažinimo koeficientas, nustatomas pagal laivo metus.
X_p	– Perskaičiavimo koeficientas
z	– Vidurkinimo koeficientas
x	– Sudegusio kuro dalis
β	– Perskaičiavimo koeficientas pagal kinematinę klampą
γ	– Perskaičiavimo koeficientas pagal tankį
μ_k	– Skysčio dinaminė klampa, Pa·s
μ_o	– Oro dinaminė klampa, Pa·s
$\bar{\mu}$	– Dinaminės klamos santykis
μ^f	– Purkštuko angų skerspjūvio plotas, mm ²
ν	– Kinematinė klampa, mm ² /s
Π	– Patikimumo kriterijus
ρ	– Tankis, kg/m ³ arba g/ml
$\bar{\rho}$	– Tankių santykis
ρ_k	– Kuro tankis, kg/m ³
ρ_o	– Oro tankis, kg/m ³
σ	– Kuro paviršiaus įtempis, N/m
τ	– Laikas, s

τ_i	– Užsiliepsnojimo gaišties periodas, s
$\Delta\varphi_{ip}$	– Įpurškimo vėlavimo kampas, °a.v.p.k.
φ	– Esanti degimo trukmė nuo degimo pradžios
$\bar{\varphi}$	– Santykinė degimo trukmė
φ_z	– Degimo trukmė, a.v.p.k.
ψ	– Temperatūrinė tankio pataisa, (kg/m ³)/°C

Santrumpos

AltVTU	– Altajaus valstybinis technikos universitetas
a.v.p.k.	– Alkūninio veleno pasukimo kampas
BVP	– Bendrasis vidaus produktas
C	– Anglis
CCAI	– Skaičiuojamas anglies aromatiškumo indeksas
CDS	– Conventional Design System
CH	– Angliavandeniliai
CI	– Cetaninis indeksas
CIMAC	– Tarptautinis vidaus degimo variklių komitetas
CO	– Anglies monoksidas
CO ₂	– Anglies dioksidas
CR	– <i>Common Rail</i>
CS	– Cetaninis skaičius
D	– Dyzelinas
DV	– Dyzelinis variklis
ECA	– Emisijos kontrolės zonos (<i>Emission Control Areas</i>)
ECN	– Numatomas cetaninis skaičius (<i>Estimated Cetane Number</i>)
EEDI	– Energijos vartojimo efektyvumo indeksas (<i>Energy Efficiency Design Index</i>)
EEOI	– Energijos vartojimo efektyvumo veiklos rodiklis (<i>Energy Efficiency Operational Indicator</i>)
ES	– Europos sąjunga
H	– Vandenilis
IMO	– Tarptautinė jūrų organizacija (<i>International Maritime Organization</i>)

JK	– Jūrinis kuras
KOH	– Kalio hidroksidas
Maks.	– Maksimumas
MARPOL 73/78	– Tarptautinė konvencija dėl teršimo iš laivų prevencijos (<i>Marine Pollution</i>)
Min.	– Minimumas
MM	– Matematinis modelis
NECA	– Azoto oksidų emisijos kontrolės zona
N	– Azotas
NO _x	– Azoto oksidai
O	– Deguonis
RA	– Rapso aliejus
RME	– Rapso metilesteris
RRME	– Riebiųjų rūgščių metilesteris
S	– Siera
SECA	– Sieros oksidų emisijos kontrolės zona
SEEMP	– Laivų energijos vartojimo efektyvumo valdymo planas (<i>Ship Energy Efficiency Management Plan</i>)
SGD	– Suskystintos gamtinės dujos
SMD	– Vidutinis Sauterio skersmuo (<i>Sauter mean diameter</i>)
SO ₂	– Sieros dioksidai
TKTS	– Tiesioginio kuro tiekimo sistema
UGP	– Užsiliepsnojimo gaišties periodas
VDV	– Vidaus degimo varikliai
Vnt.	– Vienetas
W	– Drėgmės kiekis, %

Turinys

IVADAS	17
Tiriamoji problema	17
Darbo aktualumas	19
Tyrimų objektas	20
Darbo tikslas	20
Darbo uždaviniai	20
Tyrimų metodika	21
Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė	21
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	22
Ginamieji teiginiai	22
Darbo rezultatų aprobavimas	23
Disertacijos struktūra	24
Padėka	24
1.LAIVŲ DYZELINIŲ VARIKLIŲ IR JŪRINIO KURO KOKYBĖS RODIKLIŲ APŽVALGA IR MOKSLINIŲ TYRIMŲ ANALIZĖ	25
1.1. Jūrinio transporto vaidmuo transporto sektoriuje ir plėtros analizė	25
1.2. Aplinkosauginiai ir energetinio efektyvumo didinimo reikalavimai jūrinio transporto sektoriui	27
1.3. Laivų jėginių klasifikacija ir pasaulio laivyno struktūra	30
1.4. Jūrinio kuro kokybės rodiklių analizė ir lyginimas, remiantis ISO 8217 standartu	32
1.5. Jūrinio kuro degimo proceso analizė, variklio eksploatacijos problemos	33
1.6. Jūrinio kuro užsiliepsnojimo charakteristikos, užsiliepsnojimo kokybės rodiklių analizė	35
1.7. Jūrinio kuro kokybės rodikliai, nustatantys kuro tiekimo, išpurškimo, mišinio susidarymo ir šilumos išsiskyrimo charakteristikas	40
1.8. Panašumo kriterijai, aprašantys čiurkšlės skaidymą ir vidutinį Sauterio skersmenį	45
1.9. Matematinų modelių, leidžiančių simuliuoti VDV procesus, apžvalga	49

1.10. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas	52
2. BUNKERIUOJAMO JŪRINIO KURO KOKYBĖS RODIKLIŲ ĮTAKOS VARIKLIO DARBO PARAMETRAMS TYRIMO METODIKA	55
2.1. Bunkeriuojamo jūrinio kuro cheminių ir fizikinių savybių tyrimai	56
2.2. JK čiurkšlės dinaminių parametrų lazerio tyrimai šviesos difrakcijos metodu	57
2.3. JK išpurškimo tyrimo metodika, atliekant optinį skenavimą	60
2.4. Tiriamų laivo dyzelinių variklių specifikacijos	63
2.5. VDV matematinio modeliavimo programinės įrangos aprašymas	64
2.6. Jūrinio kuro racionalaus derinio kokybės rodiklių parinkimo metodika	66
3. EKSPERIMENTINIŲ TYRIMŲ REZULTATŲ ANALIZĖ	67
3.1. Bunkeriuojamo kuro savybių statistinių duomenų analizė	67
3.2. Jūrinio kuro išpurškimo charakteristikų eksperimentiniai tyrimai, čiurkšlės parametrų kitimo dinamika	70
3.2.1. Jūrinio kuro išpurškimo tyrimas lazerio šviesos difrakcijos metodu	70
3.2.2. Jūrinio kuro išpurškimo tyrimas optinio skenavimo metodu	76
3.3. Trečiojo skyriaus išvados	81
4. BUNKERIUOJAMO JŪRINIO KURO ĮTAKOS LAIVŲ DYZELINIŲ VARIKLIŲ EKSPLOATACINĖMS CHARAKTERISTIKOMS TYRIMAI TAIKANT MATEMATINĮ MODELIAVIMĄ, VERTINIMO METODIKOS KŪRIMAS	83
4.1. Jūrinio kuro kokybės rodiklių, kurie veikia dyzelinių variklių degimo procesą, nustatymas	83
4.1.1. Aktyvacijos energijos vertinimo metodika	83
4.1.2. Kuro įpurškimo kampo pokyčio vertinimas	86
4.2. Matematinio modelio pritaikymas pagrindiniams laivo dyzelinių variklių tipams	87
4.3. Dyzelinių variklių, veikiančių naudojant bunkeriuojamą kurą, eksploatacinių parametrų tyrimai	90
4.3.1. Žemo sūkių dažnio „MAN 6S60MC“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametrų modeliavimas	90
4.3.2. Vidutinio sūkių dažnio „ČN 26,5/31“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametrų modeliavimas	92
4.3.3. Vidutinio sūkių dažnio „VDS 42/48“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametrų modeliavimas	94
4.3.4. Aukšto sūkių dažnio „CAT 3512B“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametrų modeliavimas	95
4.3.5. Aukšto sūkių dažnio „MTU 8V 396TB“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametrų modeliavimas	96
4.4. Bunkeriuojamo kuro kokybės parametrų poveikio dyzelinio variklio eksploataciniams parametrams nustatymo metodologiniai pagrindai	98
4.5. Ketvirtojo skyriaus išvados	108
BENDROSIOS IŠVADOS	109
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	111
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	127
SUMMARY IN ENGLISH	129
PRIEDAI	155

Contents

INTRODUCTION	17
Formulation of the Problem	17
Topicality of the thesis	19
The object of research	20
The aim of the thesis	20
The tasks of the thesis	20
The research methods	21
Scientific novelty	21
The practical significance of the obtained results	22
Defended proposition	22
Approval of research results	23
The structure of thesis	24
Acknowledgements	24
1. MARINE DIESEL ENGINES AND MARINE FUEL QUALITY PARAMETERS REVIEW AND RESEARCH ANALYSIS	25
1.1. The role of maritime transport in the transport sector and development analysis	25
1.2. Environmental and energy efficiency requirements for the maritime sector	27
1.3. Ship propulsion classifications and global fleet structure	30
1.4. Analysis and comparison of marine fuel quality indicators according to ISO 8217 standard	32
1.5. Marine fuel combustion process analysis, related engine operation problems	33
1.6. Ignition characteristics of marine fuel, analysis of ignition quality indicators	35
1.7. Marine fuel quality indicators for fuel supply, spray, blend formation and heat release characteristics	40
1.8. Similarity criteria describing jet disintegration and Sauter mean diameter	45
1.9. Overview of mathematical models for simulation of ICE processes	49

1.10. Chapter 1 conclusions and formulation of the dissertation tasks	52
2. METHODOLOGY OF DETERMINING THE INFLUENCE OF THE BUNKER MARINE FUEL QUALITY INDICATORS ON ENGINE OPERATION PARAMETERS	55
2.1. Investigation of chemical and physical properties of bunker marine fuel	56
2.2. Investigations of marine fuel jet dynamic parameters by laser diffractoscopy	57
2.3. Method of marine fuel spraying research by optical scanning	60
2.4. Technical specifications of the diesel engines under investigation	63
2.5. Description of software for mathematical modeling of ICE	64
2.6. Methods of selecting a rational combination of quality indicators of marine fuel	66
3. ANALYSIS OF EXPERIMENTAL RESULTS	67
3.1. Analysis of the bunker fuel properties statistics	67
3.2. Experimental studies of marine fuel spraying characteristics, dynamics of jet parameters variation	70
3.2.1. Investigation of marine fuel spray by laser diffractoscopy	70
3.2.2. Investigation of marine fuel spray by optical scanning method	76
3.3. Chapter 3 conclusions	81
4. THE STUDY OF THE MARINE BUNKER FUEL PROPERTIES INFLUENCE ON THE OPERATIONAL PERFORMANCE OF MARINE DIESEL ENGINES BY MATHEMATICAL MODELING, THE ASSESSMENT METHOD FORMATION	83
4.1. Determination of marine fuel quality indicators affecting the diesel engines combustion process	83
4.1.1. Methodology of activation energy assessment	83
4.1.2. Evaluation of changes in fuel injection angle	86
4.2. The mathematical model adaptation to the main types of marine diesel engines	87
4.3. Investigation of performance parameters of diesel engines working on bunker fuel	90
4.3.1. Simulation of low-speed “MAN 6S60MC” diesel engine performance parameters	90
4.3.2. Simulation of medium speed “ChN 26,5/31” diesel engine performance parameters	92
4.3.3. Simulation of medium speed “VDS 42/48” diesel engine performance parameters	94
4.3.4. Simulation of high-speed “CAT 3512B” diesel engine performance parameters	95
4.3.5. Simulation of high-speed “MTU 8V 396TB” diesel engine performance parameters	96
4.4. Methodological basics of determining the influence of bunker fuel quality parameters on diesel engine performance parameters	98
4.5. Chapter 4 conclusions	108
GENERAL CONCLUSIONS	109
REFERENCES	111
LIST OF AUTHOR SCIENTIFIC PUBLICATIONS ON THE THESIS TOPIC	127
SUMMARY IN ENGLISH	129
ANNEXES	155

Tiriamoji problema

Pasaulinėje ekonomikoje jūrinis transportas atlieka svarbų vaidmenį, nes jūrų keliais gabenama apie 90 % tarpžemyninių krovinių (Grbic 2016; ICS 2017). Kita vertus, jūrinis transportas neigiamai veikia aplinką: nors iš laivų išmetamų šiltnamio efektą sukeliančių dujų anglies dioksido (CO₂) kiekiai pasaulio mastu sudaro tik 3 %, intensyvios laivybos rajonuose ir jūrų uostų akvatorijose tiek CO₂, tiek kitų kenksmingų medžiagų (azoto oksidų (NO_x), sieros dioksido (SO₂), anglies monoksido (CO), angliavandenilių (CH), kietųjų dalelių) tarša dažnai prilygsta pramonės ir kelių transporto taršai (Eustat Statistics; European Commissions; Mueller ir kt. 2011). Tarptautinė jūrų organizacija (angl. *International Maritime Organization* – IMO) nuolat griežtina aplinkosaugos reikalavimus, Tarptautinėje konvencijoje dėl teršimo iš laivų prevencijos MARPOL 73/78 reglamentuojama didinti energijos vartojimo efektyvumą ir mažinti jūrų išmetamųjų teršalų (kenksmingų komponentų – NO_x ir SO₂) kiekį transporto sektoriuje (MARPOL 73/78). 2011 m., remiantis rezoliucija MEPC.203[62], buvo priimtas energijos vartojimo efektyvumo indeksas (angl. *Energy Efficiency Design Index* – EEDI) ir laivų energijos vartojimo efektyvumo valdymo planas (angl. *Ship Energy Efficiency Management Plan* – SEEMP, kurių tikslas – mažinti CO₂ emisiją

iš laivų. Iš esmės EEDI parodo sunaudoto kuro¹ kiekio ir atlikto darbo santykį vežant krovinius, nes CO₂ emisija tiesiogiai priklauso nuo sunaudoto kuro cheminės sudėties ir kiekio. Savo ruožtu lyginamosios kuro sąnaudos dažniausia susijusios su variklio darbo proceso organizavimu (oro pripūtimas, kuro tiekimo slėgis ir kampas, pan.) ir naudojamo kuro kokybės rodikliais. Todėl vienas iš aplinkosaugos reikalavimų vykdymo būdų yra naudojamo kuro kokybės gerinimas.

Jūrų sektoriuje naudojama 98 % naftinės kilmės kuro, iš jo 72 % sudaro sunkusis kuras (Olmer ir kt. 2017). Skirtingai nei automobilinis dyzelinas, sunkusis kuras yra naftos perdirbimo procesų likutinių frakcijų ir skirtingų proporcijų distiliatų mišinys. Tai lemia platų sunkiojo kuro rūšių pasirinkimą rinkoje. ISO 8217 jūrinio kuro standartas reglamentuoja 11 sunkiojo kuro ir 7 distiliuoto kuro rūšių. Tuo tarpu automobilių degalų EN 590 standartas aprašo tik vieną klasę, kurioje kokybės rodiklių verčių intervalas labai siauras, palyginti su jūrinio kuro standartu. Pavyzdžiui, tankio diapazonas EN 590 standarte – 820–845 kg/m³, tuo tarpu jūriniame – iki 1010 kg/m³. Kinematinė klampa automobilineose dyzeliniuose degaluose kinta 2–4,5 mm²/s ribose, jūriniuose – 2–700 mm²/s. Standartas periodiškai atnaujinamas, siūlomos papildomos jūrinio kuro rūšys, keičiasi kokybės parametrai, tačiau jis nereglamentuoja viso parametų, nuo kurių priklauso kuro variklio charakteristikos, taigi ir variklio veikimas, spektro. Taip pat reikėtų atkreipti dėmesį į tai, kad kai kurie laivų operatoriai turi savas kokybės specifikacijas, kuriomis remdamiesi pasirenka kurą, o bunkeriuojamas² kuras ne visada atitinka standartų ar įmonės specifikacijų reikalavimus. Dažnai jūrinio kuro rodikliai viršija standarto reglamentuojamas ribas.

Kitas svarbus jūrinio transporto ypatumas – plati naudojamų šiluminių variklių tipų, tarp kurių apie 98 % yra dyzeliniai varikliai (DV), gama: žemo, vidutinio, aukšto sūkių dažnio (Vidak 2016; Voznickij ir Punda 2008). Be to, laivų parkas ne taip dažnai atnaujinamas, pvz., kelių transporto, taigi laivai su techniškai pasenusiais varikliais naudojami iki šiol (UNCTAD 2017; LTA 2017). Skirtingų tipų ir konstrukcijų variklius skirtingai veikia kuro kokybės parametų pokyčiai. Netinkamai parinkti bunkeriuojamo kuro kokybės parametrai gali lemti variklio darbo proceso charakteristikų nukrypimą nuo optimalių, dėl to prastesni energetiniai ir aplinkosauginiai variklio rodikliai. Pavyzdžiui, likutinio kuro charakteristikose nėra parametro, kuris galėtų patikimai apibūdinti kuro savaiminio užsiliepsnojimo charakteristikas. Todėl tam tikras naudojamas bunkeriuojamas kuras, kurio reglamentuojami parametrai atitinka stan-

¹ Jūrinis kuras – tai visi skystieji degalai (gryni ir (ar) sumaišyti su biodegalais), kuriuos numatyta naudoti laivuose ar kurie laivuose naudojami, įskaitant ir tas degalų rūšis, kurios apibrėžtos ISO 8217 standarte. Ši sąvoka apima visus skystuosius degalus, naudojamus vidaus vandenų arba pramoginiuose laivuose, kai šie laivai yra jūroje (Valstybės žinios 2010).

² „Jūrinis bunkeriuojamas kuras – kuro kiekis, tiekiamas visų šalių jūrų laivams. Kuras, tiekiamas vidaus vandenų transporto laivams naudoti ir kabotažui“ (Valstybės žinios 2004).

darbą, neigiamai veikia variklio darbo charakteristikas. Tai ir yra pagrindinės darbo proceso nukrypimo bei galimų variklio gedimų priežastys. Šiomis problemomis ypač susirūpinęs Tarptautinis vidaus degimo variklių komitetas (angl. *The International Council on Combustion Engines – CIMAC*). Statistiniai CIMAC duomenys liudija tai, kad dėl ilgesnės užsiliepsnojimo gaisties degimo kameroje susikaupia didelis kuro kiekis, kuris užsiliepsnojęs greitai sudega, o tai lemia staigų slėgio padidėjimą cilindre ir didesnę detalių mechaninę apkrovą, be to, dėl aukštesnės temperatūros degimo kameroje daugiau formuojasi NO_x . Dėl nepilno kuro sudegimo didėja variklio dūmingumas, o ilgas degimo procesas išsiplėtimo takto metu lemia aukštą darbo medžiagos temperatūrą, pažeidžia cilindro įvorės paviršiaus tepalinę plėvelę ir didina variklio cilindro susidėvėjimą, o tai lemia variklio gedimą (CIMAC 2011).

Darbo aktualumas

Bunkeriuojamo jūrinio kuro (JK) racionalus tarpusavyje susijusių savybių parinkimas, atsižvelgiant į laivo dyzelinio variklio tipą (žemo, vidutinio ir aukšto sūkių dažnio) ir kuro tiekimo sistemos konstrukcinius ypatumus (tradicinio tiesioginio kuro tiekimo ir „Common Rail“ (CR) tipo), yra viena iš efektyvių priemonių, padedančių gerinti jūrinio transporto energetinio efektyvumo bei aplinkosauginius eksploatacinius rodiklius, be to, didinti energetinių įrenginių patikimumą (CIMAC 2011; IMO; MARPOL 73/78; MEPC.212(63)).

Šių aktualių problemų sprendimo pagrindiniai aspektai logiškai susiję su fizikine užsiliepsnojimo gaisties periodo dedamąja, tai yra su jūrinio kuro išpurškimo kokybės proceso veiksniais; ir su chemine dedamąja – kuro užsiliepsnojamumo savybėmis. Tyrimus tikslinga vykdyti kompleksiskai, racionaliai derinant statistinius ir analitinius metodus (rinkoje esamo bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių analizė), eksperimentus (optinis JK išpurškimo charakteristikų nustatymas, dinaminis pokytis ir analizė) ir skaičiavimo metodus (matematinis dyzelinio variklio darbo proceso modeliavimas).

Vykdamas eksperimentinius kuro čiurkšlės struktūros dinaminių parametrų tyrimus, gautus rezultatus tikslinga apibendrinti analitinėmis priklausomybėmis, siekiant jomis remtis, papildant ar koreguojant vidaus degimo variklių (VDV) matematinio modeliavimo modelius. Kadangi kuro čiurkšlės dinamikos tyrimo uždavinys ypač svarbus ir sudėtingas, be to, siekiama didinti gautų rezultatų tikslumą, būtų racionalu taikyti skirtingais principais veikiančius bekontaktinių tyrimų metodus (matavimai pagrįsti spinduliuotės intensyvumo pokyčiu, todėl neturi įtakos kuro čiurkšlei).

Tiriant jūrinio kuro savybių įtaką dyzelinių variklių darbo proceso charakteristikoms, reikėtų akcentuoti veiksnius, kurie lemia skirtingų tipų dyzelinių variklių (žemo, vidutinio ir aukšto sūkių dažnio) kuro užsiliepsnojimo ir degimo efektyvu-

mą. Remiantis IMO, CIMAC statistiniais duomenimis (CIMAC 2011; IMO), svarbu įvertinti bunkeriuojamojo jūrinio kuro savybių įtaką dyzelinių variklių patikimumo rodikliams, tiek jiems veikiant nominaliuoju, tiek mažos apkrovos darbo režimu.

Lygiagrečiai su naujais moksliniais pasiekimais, siekiant spręsti darbe suformuluotas tiriamąsias problemas, praktinis rezultatas būtų bunkeriuojamojo jūrinio kuro savybių racionalaus parinkimo metodologiniai sprendimai, leidžiantys įvertinti standartais reglamentuojamų kuro savybių įtaką dyzelinių variklių energetiniams ir patikimumo rodikliams. Apskritai tyrimo rezultatai leistų didinti jūrinio transporto eksploatacinio energetinio panaudojimo efektyvumą, gerinti aplinkosauginių parametru ir patikimumo rodiklius.

Tyrimų objektas

Kokybės standartų reglamentuojamos jūrinio kuro savybės ir jų sąsaja su dyzelinio variklio indikatorinio darbo proceso energetiniu efektyvumu bei eksploatacines charakteristikas lemiančiais veiksniais.

Darbo tikslas

Ištyrus jūrinio kuro savybių įtaką dyzelinio variklio indikatorinio darbo procesui ir skirtingų tipų dyzelinių variklių eksploatacinėms charakteristikoms, sukurti ir pritaikyti laivą bunkeriuojant naudojamo jūrinio kuro savybių racionalaus parinkimo metodologinius principus.

Darbo uždaviniai

1. Atlikti bunkeriuojamo jūrinio kuro savybių analitinius ir eksperimentinius tyrimus, laikantis kokybės standartų reikalavimų.
2. Eksperimentiškai ištirti jūrinio kuro įpurškiamos čiurkšlės parametru pasikeitimo dinamiką, rezultatus siejant su matematinio modeliavimo ir variklio indikatorinio darbo proceso prognozės metodais.
3. Sudaryti ir ištirti analitines jūrinio kuro standartizuotų savybių ir dyzelinių variklių indikatorinio darbo proceso energetinį efektyvumą lemiančių rodiklių priklausomybes, remiantis matematinio modeliavimo ir eksperimento statistiniais duomenimis.
4. Ištirti jūrinio kuro savybių įtaką skirtingų tipų dyzelinių variklių indikatorinio darbo proceso ir eksploatacinių charakteristikų parametrų.

5. Sukurti ir pritaikyti bunkeriuojamo jūrinio kuro savybių racionalaus parinkimo algoritmą ir jo praktinio pritaikymo metodologinius principus, vertinant kuro savybių įtaką dyzelinių variklių eksploatacinėms, energetinio efektyvumo ir patikimumo charakteristikoms.

Tyrimų metodika

Darbe taikomi kompleksiniai eksperimentiniai, analitiniai ir matematinio modeliavimo metodai. Šiuolaikinės mokslinės įrangos naudojimas ir naujausių metodikų taikymas, eksperimentiškai tiriant fizines ir chemines jūrinio kuro savybes, kuro išpurškimo čiurkšlės struktūros ir parametrų dinaminis pokyčius, praktikoje aprobuotų vidaus degimo variklių sparčiai cilindre vykstančių procesų matematinis modeliavimas, mokslinės literatūros šaltinių analizė užtikrina atliktų tyrimų kompleksiskumą ir gautų rezultatų patikimumą.

Klaipėdos universiteto Vandens transporto ir oro taršos ir UAB „Saybolt Baltija“ laboratorijose atliekant stažuotę iširtos bunkeriuojamo kuro plačios gamos fizikinės ir cheminės savybės.

Eksperimentiniai JK išpurškimo tyrimai atlikti Ščecino jūrų akademijoje (Lenkija) su „Spraytec STP 5000“ prietaisu, taikant lazerio šviesos difrakcijos metodą. Bendradarbiaujant su Altajaus valstybinio technikos universiteto (AltVTU RF [rus. *АлтГТУ*]) mokslininkais atlikti: kuro išpurškimo čiurkšlės optinio skenavimo tyrimai, taikant vaizdo slenkstinės segmentacijos metodą; rezultatų analizė; apibendrinimas; išpurškiamos kuro čiurkšlės papildyto parametrų nustatymo metodo vertinimas.

Matematinio modeliavimo tyrimams parinkti plačiai laivyboje paplitę pagrindinių tipų eigos dyzeliniai varikliai: aukšto sūkių dažnio – „Caterpillar 3512B“ (JAV) ir „MTU 8V 396TB“ (Vokietija); vidutinio – „SKL VDS 48/42“ (Vokietija) ir „ČN 26,5/31“ (Rusija); mažo – „MAN B&W 6S60MC“ (Danija). Remiantis atliktų bandymų duomenimis, pagrįstas sudarytų dyzelinių variklių matematinė modelių atitikimas realiems variklio veikimo rodikliams. Variklio darbo procesui modeliuoti taikyti daugiazonis *Diesel-RK* ir vienazonis *IMPULS* matematiniai modeliai. Duomenims apdoroti analitiniu ir statistiniu būdais sukurtas bei panaudotas *MS Excel* programinės įrangos programinis modulis.

Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė

Rengiant disertaciją gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Remiantis darbo autorės atlikto eksperimento duomenimis, pakoregavus Tanasawa'os ir Toyoda'os analitines lygtis, pagrįstas jų taikymas, tiksliau nustatant jūrinio sunkiojo kuro čiurkšlės lašų vidutinį Sauterio skersmenį.

2. Suformuoti kuro čiurkšlės ryškumo zonų skenavimo metodo platesnio taikymo metodologiniai principai, pasiūlytas indikatorinio proceso daugiazonio matematinio modelio analitinis papildymas, siekiant nustatyti išpurškiamos kuro čiurkšlės dinامينius pokyčius.
3. Nustatyti jūrinio kuro tankio, klampos parametru ir aktyvacijos energijos analitiniai ryšiai, taip pat jūrinio kuro tankio ir kuro išpurškimo fazės tarpusavio ryšys, kurie būtini matematiškai modeliuojant dyzelinio variklio indikatorinio darbo procesą.
4. Gauti nauji išpurškiamos kuro čiurkšlės struktūros dinamikos pokyčio duomenys, kurių pagrindu atliktas dyzelinio variklio darbo proceso užsiliepsnojimo gaisties periodo pokyčių vertinimas, naudojant tradicinę ir „Common Rail“ išpurškimo sistemą.
5. Gauti nauji duomenys atskleidžia reglamentuojamų jūrinio kuro savybių (tankio ir klampos) ir skirtingų tipų dyzelinio variklio (žemo, vidutinio ir aukšto sūkių dažnio) energetinio efektyvumo ir patikimumo parametru sąveiką.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

1. Gauta darbo autorės pakoreguota vidutinio Sauterio skersmens lygtis gali būti taikoma, siekiant kuo tiksliau įvertinti sunkiojo kuro išpurškimo parametrus. Pasiūlyti analitiniai sprendimai gali papildyti vidaus degimo varikliu procesų matematinius modelius kuro čiurkšlės išpurškimo charakteristikų dinamikos vertinimu.
2. Pasiūlyti analitiniai sprendimai, kaip nustatyti aktyvacijos energijos ir išpurškimo kampo reikšmes, remiantis jūrinio kuro tankio ir klampos parametrais.
3. Sukurtas energetinio efektyvumo ir patikimumo parametru nustatymo algoritmas ir jo pagrindu – metodologiniai principai leidžia nustatyti kuro tankio ir klampos sąveikos įtaką skirtingų tipų dyzelinių varikliu eksploataciniams energetiniams bei patikimumo parametrams ir racionaliai parinkti bunkeriuojamo jūrinio kuro standarto reglamentuojamus parametrus.

Ginamieji teiginiai

1. Kuro savaiminio užsiliepsnojimo savybes lemia angliavandenilio grupių, kurioms būdingi tankio ir klampos reikšmiu skirtumai, sudėtis (aromatiniai angliavandeniliai, nafteniniai, parafininiai), tai sudaro pagrindą, remiantis fizikiniais parametrais, įvertinti užsiliepsnojimo charakteristiką (aktyvacijos energiją) pagal kuro tanki ir klampą.

2. Kuro čiurkšlės struktūros pokyčio dinamikos tyrimai leidžia prognozuoti kuro savybių ir išpurškimo sistemų konstrukcinių reguliavimo parametrų įtaką dyzelinio variklio indikatorinio darbo procesui, visų pirma užsiliepsnojimo gaisties periodui ir su juo susijusioms kuro degimo kinetikos fazėms, be to, leidžia papildyti daugiazonius matematinius modelius, kad atliekant skaičiavimus galima būtų įvertinti čiurkšlės lašų vidutinio Sauterio skersmens pokyčio dinamiką.
3. Laivybos rinkoje sunkiojo bunkeriuojamo jūrinio kuro standartų reglamentuotos pagrindinės savybės (tankis, klampa) dažnai nukrypsta nuo standarto normos, be to, pasitaikantys neracionalūs parametrų deriniai lemia dyzelinio variklio energetinio efektyvumo parametrų pablogėjimą ir blogesnius variklio patikimumo rodiklius.
4. Dyzelinių variklių tipų konstrukcijos ir reguliavimo (oro pripūtimas, kuro tiekimo slėgis ir kampas, kt.) ypatumai skirtingai veikia jūrinio kuro užsiliepsnojimo ir degimo parametrus: aukšto ir vidutinio sūkių dažnio varikliams, palyginus su žemo sūkių dažnio tipo varikliais, ši įtaka reikšmingesnė ir lemia dyzelinių variklių gedimo riziką jiems dirbant dalinės apkrovos režimu.

Darbo rezultatų apibūdinimas

Disertacijos tema publikuoti 9 moksliniai straipsniai: vienas – mokslo žurnale, kuris įtrauktas į *Thomson ISI* sąrašą (Kulmankov, Lebedevas, Kulmankov, Lazareva, Rapalis 2019); trys – recenzuojamuose mokslo žurnaluose (Klyus, Zamiatina 2017; Žaglinskis, Rapalis, Lazareva 2018; Klyus, Skarbek-Zabkin, Zamiatina 2018), trys – recenzuojamoje tarptautinės mokslinės konferencijos medžiagoje, kuri referuojamoje duomenų bazėje *Proceedings* (Zamiatina 2016; Zamiatina, Lebedevas 2016; Daukšys, Račkus, Zamiatina 2017), du – kitose tarptautinių ir nacionalinių mokslinių konferencijų medžiagose (Zamiatina, Žaglinskis, Rapalis 2015; Zamiatina, Daukšys 2016).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai paskelbti penkiose mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje:

- Tarptautinėje 9-ojoje konferencijoje „Transbaltica 2015“, Vilniuje;
- 9-ojoje nacionalinėje jūros mokslų ir technologijų konferencijoje „Jūros ir krantų tyrimai 2016“, Klaipėdoje;
- Tarptautinėje 20-ojoje mokslinėje konferencijoje „Transport Means 2016“, Juodkrantėje;
- Tarptautinėje 10-ojoje mokslinėje konferencijoje „Transbaltica 2017“, Vilniuje;
- Tarptautinėje 7-ojoje mokslinėje konferencijoje „International Congress on combustion engines 2017“, Poznanėje.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir išvados. Yra 6 priedai.

Darbo apimtis – 138 puslapiai be priedų, tekste yra 40 formulių (sunumeruotos), 50 paveikslų ir 18 lentelių. Rašant disertaciją panaudota 211 mokslinės literatūros šaltinių.

Padėka

Autorė dėkoja moksliniam vadovui prof. habil. dr. S. Lebedevui už vertingas mokslines konsultacijas ir pagalbą rengiant disertaciją. Dėkoja prof. habil. dr. O. Klyus'ui už šiltą sutikimą ir galimybę pasinaudoti esama infrastruktūra Ščecino jūrų akademijoje *Erasmus* stažuotės metu. Už konsultacijas ir galimybę atlikti stažuotę autorė dėkoja UAB „Saybolt Baltija“ įmonės direktoriui S. Smyslov'ui bei laboratorijos vadovui S. Pugač'ui, Altajaus valstybinio technikos universiteto doc. dr. S. Kulmanakov'ui už pagalbą ir bendradarbiavimą.

Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga ir mokslinių tyrimų analizė

1.1. Jūrinio transporto vaidmuo transporto sektoriuje ir plėtros analizė

Transporto sektorius – svarbi kiekvienos šalies ekonomikos vystymosi dalis. Pasaulinė praktika rodo, kad prieigos prie jūros neturinčios šalys patiria dideles transportavimo išlaidas, kai vėluojama pristatyti krovinius, kai parenkama transporto priemonė, kuria gabenamas krovinytis patiria didesnes sąnaudas ir kt. taigi ribojamos prekybos plėtros galimybės. Todėl jūrinės valstybės yra pranašesnės plėtodamos prekybą ir keldamos šalies ekonomikos lygį (Torres 2014; Jaržemskis ir kt. 2012; Viederytė 2014).

Pasaulio mastu jūriniu transportu gabenama didžioji dalis visų krovinių – apie 90 % (Grbic 2016; ICS 2017). Be to, jūrinis transportas pagal daugelį techninių-ekonominių rodiklių yra pranašesnis už kitas transporto rūšis: dideliais atstumais vežti krovinius jūriniu transportu yra gerokai pigiau, laivų didesnė bendroji talpa, palyginti su kitu transportu, jūrų kelių laidumas yra beveik neribotas, o energijos sąnaudos vežamų krovinių vienetui – santykinai mažos (Harris ir kt. 2015; Lindstad ir kt. 2015).

Pavyzdžiui, Lietuvoje, remiantis Oficialiosios statistikos portalo duomenimis, pagal gabenamą krovinių kiekį jūrinis transportas yra trečioje vietoje (OSP 2017). Uosto veikla 2013 m. sukūrė 6,24 % Lietuvos BVP (Klaipėdos uostas 2015; Vaitkus 2018). Remiantis ES transporto politikos nuostatomis, krovinių srautus siekiama nukreipti nuo automobilių kelių į vandens ir geležinkelių transportą, plėtoti jūrų greitkelį ir

trumpų nuotolių laivybą, todėl uosto svarba šalyje didėja (Jaržemskis 2012; LR susisiekimo ministerija 2013; Valstybės žinios 2005).

Šiandien plėtojama darni transporto sistema, kurios principai – efektyvus energijos vartojimas transporto sistemoje, aplinkosauga, transporto poveikio aplinkai mažinimas ir pan. Tai susiję ir su jūrinio transporto sektoriumi. *Baltojoje knygoje* – pagrindiniame Europos Sąjungos (ES) strateginiame transporto politikos dokumente, skatinama mažinti šiltnamio efektą sukeliančių dujų taršą, iki 2050 m. numatyta sumažinti teršalų kiekį 80–95 %. Be to, skatinama kuo mažiau naudoti iškastinio kuro. Remiantis Direktyva 2009/28/EC, transporto sektoriuje 2020 m. numatoma pasiekti 10 % atsinaujinančiosios energijos dalį nuo bendro energijos kiekio (Direktyva 2009/28/EC; COM 2005). Jūrinis transportas kol kas negali atsisakyti iškastinio kuro, todėl lieka ieškoti būdų, kaip didinti energijos vartojimo efektyvumą (Baltoji knyga 2011; LR susisiekimo ministerija 2013).

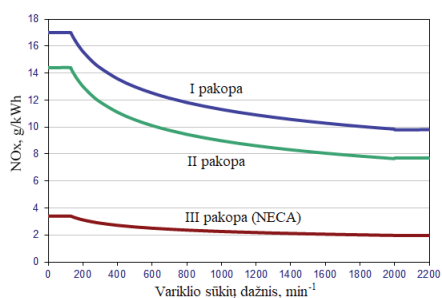
Palyginus jūrinio transporto energijos sąnaudas su pramonės sektoriumi, nuo 1970 m. iki 201 m. jūrinio transporto sąnaudų augimo dinamika yra dvigubai didesnė (BP Global). Taip JK sąnaudų dalis (kaina) per pastaruosius dešimtmečius gerokai pakito. Iki energetinės krizės 1970 m. kuro sąnaudos, atsižvelgiant į bendras eksploatacijos išlaidas, sudarė apie 17 %, todėl kuro ekonomiško klausimas nebuvo prioritetas, dėmesys labiau kreiptas į variklių patikimumą. Devintajame dešimtmetyje naftos kaina pakilo nuo 20 iki 50 dolerių už barelį, todėl tarp laivo eksploatacijos sąnaudų kuro išlaidos sudarė iki 35 %. Tada nuspręsta, kad eksploatuoti laivo variklius 55 % apkrovos režimu ekonomiškiau, tačiau toks variklio naudojimas lėmė nepageidaujamą suodžių nuosėdų susidarymą, o tai – dažną variklio patikrą arba remontą. Šiandien kuro sąnaudos, atsižvelgiant į laivo tipą, sudaro 50–70 % bendrų eksploatacijos sąnaudų (Stratiotis 2018; Anantharaman ir kt. 2015; Zanne ir kt. 2013). Akivaizdu, kad jūrų bendrovėms kuro naudojimo mažinimas yra svarbi užduotis.

Kaip žinoma, vienas veiksnių, nuo kurio priklauso dyzelinių variklių energetiniai rodikliai, yra naudojamo kuro kokybės parametrai ir variklio darbo proceso organizavimo sąveika (Mollenhauer ir Tschoeke 2010). Jūrinis transportas pasižymi plačia DV tipų gama (nuo žemo iki aukšto sūkių dažnio), atitinkamai platus ir naudojamo JK spektras (nuo distiliuoto iki sunkiojo kuro, kurio klampa – 700 mm²/s), todėl svarbu kuo racionaliau parinkti JK. Kadangi bunkeriuojamo JK cheminė sudėtis tapo sudėtingesnė (CIMAC 2011), o aplinkosauginiai transportui (taip pat ir jūriniam) skirti normatyvai vis griežtėja, per pastarąjį dešimtmetį išaugo šios krypties mokslinių tyrimų svarba.

1.2. Aplinkosauginiai ir energetinio efektyvumo didinimo reikalavimai jūrinio transporto sektoriui

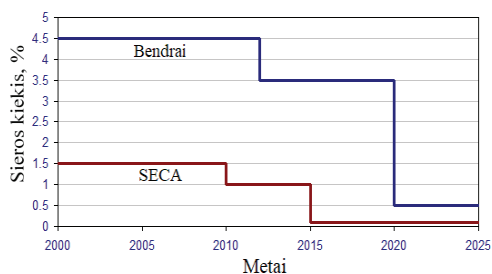
Kartu su reikalavimais didinti variklių energetinį efektyvumą jūrinio transporto sektoriuje griežtėja aplinkosauginiai reikalavimai. Taršą iš laivų riboja Tarptautinė jūrų organizacija (IMO), remdamasi MARPOL 73/78 (*Marine pollution*) konvencija. MARPOL konvencija – tai pagrindinė tarptautinė konvencija, susijusi su jūrinės aplinkos taršos prevencija iš laivų. Konvencija priimta 1973 m., bet pirmieji du jos priedai įsigaliojo tik po dešimties metų. MARPOL VI priedas, skirtas oro taršos prevencijai iš laivų, įsigaliojo tik 2005 m. gegužės mėnesį. Šiame priede aprašomas sieros ir azoto oksidų taršos iš laivų ribojimas ir medžiagų, kurios ardo ozono sluoksnį, išmetimo draudimas. Konvencija jūrų ir vandenynų rajonus skiria į dvi zonas: bendroji ir emisijos kontrolės (angl. *Emission Control Areas* – ECA), kur emisija griežčiau ribojama. Nustatytos azoto oksidų išmetimo ribų pakopos (1.1 pav.): I pakopa riboja azoto oksidų kiekį išmetamosiose dujose, atsižvelgiant į variklio sūkių dažnį, laivų, pastatytų iki 2000 m.; II pakopa riboja azoto oksidų kiekį laivų, pastatytų po 2000 m.; III pakopa riboja azoto oksidų kiekį NECA (angl. *Nitrogen Oxide Emission Control Areas* – NECA) zonoje.

Baltijos jūra priskirta SECA (angl. *Sulfur Emission Control Areas* – SECA) zonai, SO_x išmetimo ribos pavaizduotos 1.2 paveiksle. IMO 2008 m. sugriežtino leistino sieros kiekio jūriniame kure reikalavimus. Šiandien bendrojoje zonoje leistina naudoti JK, kuriame yra 3,5 % sieros, nuo 2020 m. ši riba turi sumažėti iki 0,5 %. Nuo 2015 m. SECA zonoje leistinas sieros kiekis JK sumažėjo dešimt kartų ir dabar negali viršyti 0,1 % ribos.



1.1 pav. MARPOL VI priedo NO_x emisijos ribos

Fig. 1.1. MARPOL Annex VI NO_x emission limits

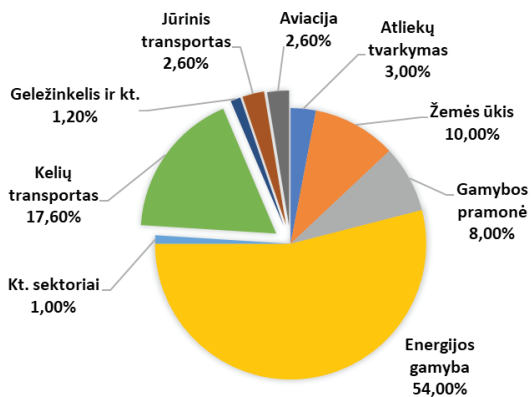


1.2 pav. MARPOL VI priedo SO_x emisijos ribos

Fig. 1.2. MARPOL Annex VI SO_x emission limits

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

Aplinkosauginių parametru gerinimo kontekste svarbus ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų (CO₂) taršos mažinimas transporto sektoriuje. Nors CO₂ nėra toks kenksmingas gyviems organizmams kaip NO_x ar SO_x, dideli CO₂ kiekiai atmosferoje lemia šiltnamio efektą ir kelia didelį susirūpinimą dėl globalaus klimato atšilimo. Remiantis Eurostat duomenimis, transporto sektoriuje susidaro 24 % dalis nuo bendro CO₂ išmetimo, iš jos jūrinis transportas išmeta 2,6 % CO₂ (1.3 pav.), masės vienetais tai sudaro 932 mln. tonų (Eurostat Statistics; European Commissions; Olmer ir kt. 2017).



1.3 pav. CO₂ emisijos pasiskirstymas pagal taršos šaltinius

Fig. 1.3. Distribution of CO₂ emissions by sources of pollution

Daugiausia teršalų išmetama laivų intensyvaus eismo zonos ir uosto akvatorijose. Todėl IMO, siekdama švaresnės ir ekologiškesnės laivybos, 2011 m. išplėtė MARPOL konvencijos VI priedą ir priėmė reglamentą dėl privalomo energijos vartojimo efektyvumo didinimo. Taisyklės įpareigoja naujus laivus laikytis privalomo Energijos vartojimo efektyvumo indekso (angl. *Energy Efficiency Design Index* – EEDI), tuo tarpu Laivų energijos vartojimo efektyvumo valdymo planas (angl. *Ship Energy Efficiency Management Plan* – SEEMP) privalomas visiems laivams. Strategija numato 2050 m. sumažinti CO₂ taršą iš laivų 50 %, palyginus su 2008 m. išmetamu kiekiu (IMO).

EEDI indeksas leidžia įvertinti galimą transporto priemonės našumą. Skaičiuojant indeksą atsižvelgiama į laivo konstrukcijos ypatumus, energijos rekuperaciją, anglies kiekį JK, aplinkos reiškinių poveikį laivui (bangavimas, vėjas). EEDI priklauso nuo laivo tipo, atitinkamai ir nuo DV tipo, kuriam būdingas tam tikras apkrovos eksploatacijos ciklas. Supaprastintai EEDI lygtį galima taip apibūdinti (IRCLASS):

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

$$EEDI = \frac{CO_2 \text{ emisija}}{\text{Atliktas darbas}} = \frac{P_e \cdot SFC \cdot C_F}{DWT \cdot V_{ref}} \quad (1.1)$$

čia: P_e – galia, kW; SFC – lyginamosios kuro sąnaudos, g/kWh; C_F – sunaudoto kuro ir CO_2 konvertavimo koeficientas; DWT – dedveitas, t; V_{ref} – laivo greitis, jūrmylės per valandą.

Taigi indeksas turi būti mažesnis arba lygus numatytam:

$$\text{Pasiektas } EEDI \leq \text{Reikalaujamas } EEDI = \left(1 - \frac{X}{100}\right) \cdot \text{"Bazinė linija"}, \quad (1.2)$$

$$\text{"Bazinė linija"} = a \cdot b^{-c} \quad (1.3)$$

čia a , b ir c – empiriniai koeficientai (Priedas 1); X – sumažinimo koeficientas, nustatomas pagal laivo metus.

Supaprastinta EEDI lygtis aprašoma laivo galia, lyginamosiomis kuro sąnaudomis, anglies kiekiu kure, dedveitu ir greičiu. Atitinkamai CO_2 taršą galima sumažinti mažinant kuro sunaudojimą arba naudojant kurą, kur yra mažiau anglies, arba tobulinant laivo konstrukcijas.

Savo ruožtu SEEMP – tai veiklos priemonė, kuri nustato ekonomiškai naudingą laivo energijos vartojimo efektyvumo didinimo mechanizmą, kuris kaip stebėjimo priemonę naudoja energijos vartojimo efektyvumo veiklos rodiklį (angl. *Energy Efficiency Operational Indicator* – EEOI). Naujų ir esamų laivų SEEMP sukūrimo gairėse pateikiama geriausia kuro taupymo praktika, gairės dėl savanoriško EEOI taikymo naujiems ir esamiems laivams (MEPC.1/Circ.684). EEOI leidžia operatoriams išmatuoti naudojamo JK sunaudojimo efektyvumą ir įvertinti visų eksploataavimo pokyčių poveikį (pvz., tikslesnis reiso planavimas, dažnesnis sraigto valymas, tam tikrų techninių priemonių naudojimas). SEEMP skatina laivo savininką ir operatorių kiekviename plano etape apsvarstyti naujas technologijas ir praktiką, siekiant optimizuoti laivo charakteristikas.

Apibendrinus konstatuojama, kad laivai reikšmingai veikia aplinką, į tai kreipia dėmesį tarptautinės aplinkosaugos ir laivybos organizacijos. Siekiant mažinti taršą, priimamos direktyvos, konvencijos, kuriose pateikti reikalavimai nuolat griežtinami. Jūrinis transportas yra pagrindinis pasaulio prekybos variklis, todėl turi išlikti konkurencingas. Viena veiksmingų šios problemos sprendimo krypčių – bunkeriuojamo JK kokybės gerinimas. Kaip minėta, spręsti šias užduotis reikia diferencijuotai, atsižvelgiant į DV klasę. Taigi JK savybių gerinimo, jų poveikio variklio darbo charakteristikoms tyrimus būtina atlikti, atsižvelgiant į DV klasę.

1.3. Laivų jėgainių klasifikacija ir pasaulio laivyno struktūra

Laivų jėgainės paskirtis – užtikrinti laivo judėjimą ir aprūpinti energija visus laivo energijos vartotojus. Skiriami keturi laivų pagrindinių variklių tipai: dyzeliniai varikliai; garo turbinos; dujų turbinos; atominiai varikliai. Laivuose labiausiai paplitę dyzeliniai stūmokliniai vidaus degimo varikliai (VDV) (Vidak 2016).

Atsižvelgiant į variklio darbo ciklą, eigos (pagrindiniai) laivo paskirties stūmokliniai VDV skirstomi į dvitakčius ir keturtakčius, o atsižvelgiant į alkūninio veleno sukimosi dažnį, gali būti žemo, vidutinio ir aukšto sūkių dažnio. Didelių gabaritų laivuose kaip eigos varikliai dažniausia naudojami dvitakčiai žemo sūkių dažnio varikliai. Alkūninio veleno sukimosi greitis – 60–350 aps./min. Dėl žemo sūkių dažnio variklio velenas neturi reduktoriaus – tiesiogiai sujungtas su sraigtu, tokia schema yra paprastesnė, efektyviau dirba sraigtas, mažesni darbo ištekčiai. Pagrindinis privalumas – mažos lyginamosios kuro sąnaudos (nuo 150 g/kWh). Vidutinio sūkių dažnio varikliai dažniausia naudojami vidutinio dydžio laivuose, alkūninio veleno sukimosi greičio diapazonas – 350–1000 aps./min., o lyginamosios kuro sąnaudos vidutiniškai yra 170–180 g/kWh. Aukšto sūkių dažnio varikliai, kaip eigos varikliai, naudojami mažuose laivuose, kaip pagalbiniai, – visuose laivuose. Tokių variklių veleno sukimosi greitis – daugiau kaip 1000 aps./min., lyginamosios kuro sąnaudos – apie 200–230 g/kWh (MAN Diesel & Turbo 2015; CAT 2010; Winter 2007; Stenin 2014).

Laivuose naudojamos dviejų tipų kuro tiekimo sistemos – tradicinė tiesioginio kuro tiekimo ir „Common Rail“ (CR) sistema. Tradicinėje sistemoje kuro išpurškimas kontroliuojamas kumšteliu vėlu ir priklauso nuo variklio apsučių dažnio. CR sistema valdoma elektroniniu būdu, o kuras į cilindrą tiekiamas iš kuro rampos (Wang ir kt. 2014; Markov ir kt. 2007). CR sistema turi nemažai privalumų: kontroliuojamas kuro tiekimas, kurą galima tiekti porcijomis, kadangi įrengti davikliai, galima nuolatinė diagnostika. CR sistemą laivų variklių gamintojai naudoja vis plačiau, vis dėlto dėl paprastesnės konstrukcijos išlieka ir tiesioginio kuro tiekimo sistemos (Reif 2014; Horrocks ir kt. 2010).

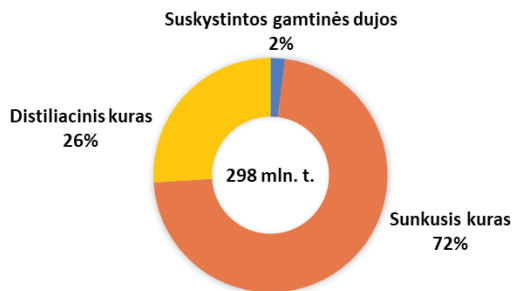
Variklių gamintojai kiekvieno tipo varikliui numato atitinkamą kurą. Žinoma, egzistuoja tam tikros taisyklės: kuo aukštesnis variklio alkūninio veleno sukimosi greitis, tuo griežtesni naudojamo JK kokybės rodiklių reikalavimai. Taip yra dėl to, kad didėjant sūkių greičiui, trumpėja kuro ir oro mišinio susidarymo bei degimo proceso laikas. Lyginant su JK, kuris skirtas aukšto sūkių dažnio varikliams, žemo ir vidutinio sūkių dažnio varikliai dažniausia naudoja sunkųjį kurą, kuriam keliami mažesni klampos ir švarumo reikalavimai. Naudojant sunkųjį kurą, laive reikia turėti papildomą kuro ruošimo sistemą, kuri jį išvalo ir pašildo prieš tiekiant į variklį (Corbett ir kt. 2003; Pahomov ir kt. 2004; Mollenhauer ir Tschoke 2010). Pastebėtina, kad laivų parkas atnaujinamas ne taip sparčiai kaip sausumos, laivai, kurių varikliai yra techniškai pasenę, plačiai naudojami iki šiol. Taigi JK parenkamas, atsižvelgiant į gamintojo

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

rekomendacijas, įvertinus laivo variklio charakteristikas ir pagalbinių mechanizmų galimybes, kad naudojamo kuro kokybės rodikliai (klampa, užsiliepsnojimo charakteristikos ir kt.) atitiktų variklio reikalavimus. Tai ypač aktualu naudojant sunkųjį kurą, kuris gaminamas maišant naftos perdirbimo procesų likučius su distiliatais, jei klampa ar tankis neatitinka standartų reikalavimų, bunkeravimo kompanijos juos koreguoja maišydami su kitu kuru, tai veikia ir kitus kuro kokybės parametrus.

Remiantis J. J. Corbett'o ir kitų mokslininkų atlikto tyrimo rezultatais, pasaulio laivyne maždaug 67 % sudaro keturtakčiai dyzeliniai varikliai, 26 % – dvitakčiai dyzeliniai varikliai, 7 % – kiti. Vertinant kuro sąnaudas (ir iš laivų išmetamų teršalų kiekį) atsižvelgiama į variklio galią, o ne į laivų ar variklių skaičių. Laivyne naudojami 84 000 keturtakčių variklių, kurių bendroji galia – 109 000 MW, ir 24 000 dvitakčių variklių, kurių bendroji galia – 164 000 MW. Kiti varikliai sudaro tik apie 2,5 % visos pagrindinių variklių galios. Tai reiškia, kad 27 000 dvitakčių laivų variklių sudaro beveik 60 % visos pagamintos laivyno energijos. Taigi dvitakčiai varikliai yra pagrindiniai bunkerinio kuro vartotojai (Corbett ir kt. 2003; Comer ir kt. 2017).

Dėl ribotų išteklių ir aukštos distiliacinio kuro kainos šviesusis kuras naudojamas tik tais atvejais, kai variklis ir kuro paruošimo sistema nepritaikyti darbui su mazutu arba naudojant laivą ECA zonoje (Wankhede 2018; ABS 2018; Comer ir kt. 2017). Remiantis Tarptautinės švarių vežimų tarybos (angl. *International Council on Clean Transportation*) ataskaitos duomenimis, 2015 m. jūrinio transporto sektoriuje sunaudota 298 mln. tonų JK, tai 2,4 % daugiau nei 2013 m. (Olmer ir kt. 2017). Didžiąją dalį sunaudoto JK sudarė sunkusis kuras – tai 72 % bendrojo balanso (1.4 pav.). Nors sunkusis kuras nėra pats švariausias taršos atžvilgiu, jo pasaulio laivyne sunaudojama daugiausia: naudojant išmetamųjų dujų valymo priemones, jo naudojimas nepažeidžia aplinkosaugos reikalavimų.



1.4 pav. Kuro sunaudojimas jūriniame transporto sektoriuje, 2015 m.

Fig. 1.4. Fuel consumption in the maritime transport sector, 2015

Kaip alternatyva pastaruoju metu jūriniame sektoriuje plėtojamos suskystintų gamtinių dujų (SGD) naudojimo laivuose technologijos. Remiantis „LNG world shipping“ organizacijos duomenimis, 2017 m. kovo mėnesį naudoti 103 laivai, varomi SGD, – ne dujų tanklaiviai (Corkhill 2017). Manoma, kad SGD yra viena perspektyviausių krypčių, siekiant mažinti sunkiojo ir distiliacinio kuro naudojimą laivuose ir taip tenkinti griežtėjančius aplinkosaugos bei energijos vartojamo efektyvumo reikalavimus. Dėl didesnio šilumingumo ir mažesnio anglies kiekio sudėtyje, SGD naudojimas mažina EEDI indeksą, o dėl sieros nebuvimo – nėra SO_x emisijos. Vis dėlto plačiausiai taikoma SGD dvejojo kuro (angl. *Dual-fuel*) naudojimo technologija, kur dujų ir oro mišinio užsiliepsnojimui naudojama pilotinė skystojo kuro porcija. Kaip pilotinė porcija laivų varikliuose naudojamas jūrinis dyzelinas arba mazutas (Karim 2015). Taigi, siekiant užtikrinti SGD varomų laivų patikimą ir nepertraukiamą variklio veikimą, jūrinio distiliato ar sunkiojo kuro parinkimo užduotis lieka aktuali.

1.4. Jūrinio kuro kokybės rodiklių analizė ir lyginimas, remiantis ISO 8217 standartu

JK reikšmingai skiriasi nuo sausumos transporto degalų. Automobilių dyzelinių degalų standartas EN 590 „Automobiliniai degalai. Dyzelinas“ aprašo vieną degalų markę, tuo tarpu JK skirstomas į sunkųjį likutinį kurą ir šviesųjį distiliacinį, be to, pateiktas platus markių diapazonas. Sunkųjį kurą sudaro sunkiosios, tamsiosios naftos frakcijos ir skirtingų proporcijų distiliatų mišinys. Tai paaiškina platų sunkiojo kuro rūšių pasirinkimą rinkoje, kai klampa – nuo 10 iki 700 mm²/s. Distiliacinį kurą sudaro šviesioji frakcija, jam būdinga nedidelė klampa – 1,4–14,0 mm²/s. Klampa ir kiti JK kokybės rodikliai pateikti ISO 8217 standarte.

Jūrinio kuro standartas pradėtas rengti 1978 m. Pirmas ISO 8217 standarto leidinys „Naftos produktai. Kuras (F klasė). Jūrų laivų kuras. Reikalavimai ir tyrimo metodai“ publikuotas 1987 m., nuo tada šis standartas periodiškai atnaujinamas: kiekviename naujame leidinyje pristatyti nauji pakeitimai. Be tarptautinio JK kokybės rodiklių standarto, daugelyje šalių priimti nacionaliniai standartai, kurie, tiesą sakant, mažai skiriasi nuo tarptautinio ISO. Be to, reikėtų paminėti, kad įmonės turi parengusios savus kuro specifikacijų reikalavimus.

Šiuo metu ISO 8217:2017 jūrinio kuro standartas siūlo 11 rūšių sunkiojo kuro ir 7 distiliuoto kuro rūšis (Priedas 2). Skirtingai nei ankstesnis ISO 8217 standarto leidinys, kur nurodyta, kad JK neturi būti biokuro, 2017 m. atsirado papildomos distiliacinio JK, kurio sudėtyje yra 7 % riebiųjų rūgščių metilesterio, markės. Tai papildoma Direktyvos 2009/28/EC planą apie biokuro naudojimą transporto sektoriuje. Baltojoje knygoje (White paper 2011), transporto sektoriaus strateginio vystymo dokumente, biokuro naudojimas apibūdinamas kaip viena darnios transporto sistemos strategijų (COM 2011).

Paskutiniame standarto leidinyje pakitimų dėl sunkiojo kuro nėra. Mišri sunkiojo kuro prigimtis ir plati jo markių gama apsunkina kokybės parametrų unifikavimą, palyginus su automobiliniais degalais, kur parametrai griežtai ribojami. Jūrinį sunkiųjų kurą iš esmės apibūdina tik 2 pagrindiniai rodikliai, susiję su degimo charakteristikomis, – tankis ir klampa, visi kiti apibrėžia kuro švarumą. Be to, JK parametrų diapazonas daug platesnis nei automobilinio dyzelino. Pvz., automobiliniuose degaluose klampa kinta nuo 2 iki 4,5 mm²/s, tankis – 820–845 kg/m³, tuo tarpu JK klampa kinta nuo 2 iki 700 mm²/s, tankis siekia iki 1010 kg/m³. Automobilinių degalų užsiliepsnojimą apibūdina cetaninis skaičius, kuris nustatomas eksperimentiškai, JK užsiliepsnojimą aprašo skaičiuojamasis anglies aromatiškumo indeksas (angl. *Calculated Carbon Aromaticity Index* – CCAI), kuris skaičiuojamas pagal empirinę lygtį, naudojant tankį ir klampą. Dėl plataus jūrinio kuro tankio ir klamos diapazono, plati ir JK užsiliepsnojimo charakteristikos variacija.

1.5. Jūrinio kuro degimo proceso analizė, variklio eksploatacijos problemos

Kuro ir oro mišinys tūriniu mišinio susidarymo būdu laivo paskirties DV užsiliepsnoja savaime nuo aukštos suslėgto oro temperatūros. Laiko tarpas nuo kuro išpurškimo į cilindrą iki savaiminio užsiliepsnojimo vadinamas *užsiliepsnojimo gaišties periodu*. Santykinai užsiliepsnojimo gaišties periodas užima mažą dyzelinio variklio darbo ciklo dalį – keletą milisekundžių (0,4–15 ms, atsižvelgiant į sūkius), žemo sūkių dažnio varikliuose užsiliepsnojimo gaišties periodas gali sudaryti 3–6° alkūninio veleno pasukimo kampo (a.v.p.k.), vidutinio dažnio – 5–15° a.v.p.k., aukšto – iki 20° a.v.p.k., tai apytiksliai 0,8–2,0 % darbo ciklo trukmės. Ši darbo proceso fazė daro didelę įtaką dyzelinio variklio darbui (Reif 2014; Mollenhauer ir Tschoke 2010). Užsiliepsnojimo gaišties periodu vyksta fizikiniai-cheminiai kuro ruošimo užsiliepsnoti procesai. Šio periodo trukmė priklauso nuo variklio konstrukcijos, temperatūros ir slėgio degimo kameroje, lašelių judėjimo greičio, oro srautų, lašelių dydžio bei kuro savybių (Lakshminarayanan ir kt. 2010; Baumgarten 2006).

Visą kuro degimo procesą DV cilindre priimta skirstyti į tris fazes (Satyanarayana ir Rao 2009; Reif 2014). Pirmoji fazė – užsiliepsnojimo gaišties periodas: kuras įpurškiamas į degimo kamerą, skaidomi lašeliai, jie išyla, kuras garuoja nuo lašelių paviršiaus, maišosi su oru ir vyksta priešdegiminiai cheminiai procesai – susidaro peroksidai, aldehidai ir aktyvūs radikalai. Kuro ir oro mišinyje susikaupus kritinei radikalų koncentracijai, įvyksta savaiminis užsiliepsnojimas ir visas iki to momento įpurškias kuras greitai sudega. Šis nekontroliuojamo degimo laikotarpis yra antroji fazė, kuri dar vadinama *greito degimo faze* (Alkaff ir Khan 2010; Maurya 2018). Degimas vyksta dideliu greičiu pagal cheminės kinetikos dėsnius. Jo intensyvumas vertinamas slėgio didėjimo greičiu: kuo greičiau cilindre didėja slėgis, tuo „trankiau“ dirba variklis,

tai neigiamai veikia detalių patikimumo parametrus. Žemo sūkių dažnio varikliuose normalus slėgio didėjimo greitis yra 2–3 bar/°a.v.p.k; vidutinių – 3–4 bar/°a.v.p.k; aukštų – 6–8 bar/°a.v.p.k. Esant didesnei reikšmei, cilindre smūgiuoja, greičiau dyla detalės (Mollenhauer ir Tschoeke 2010; Reif 2014).

Trečioji fazė – kontroliuojamo, difuzinio degimo. Kuras dega jį tiekiant į cilindrą. Šiam periodui būdingas tolygus degimas, kol kuro tiekimas nutraukiamas ir mišinys visiškai sudega. Degimo metu pageidaujama, kad slėgis didėtų lėtai, tai pasiekama tada, kai antroje fazėje sudega santykinai maža kuro porcijos dalis, kuri savo ruožtu tiesiogiai susijusi su užsiliepsnojimo gaisties periodu. Tai reiškia, kad fizikinis-cheminis uždegimo delsimas turėtų būti kuo trumpesnis. Tokiu atveju kuro degimą galima kontroliuoti, atsižvelgiant į išpurškimo charakteristiką (Voznickij ir Punda 2008).

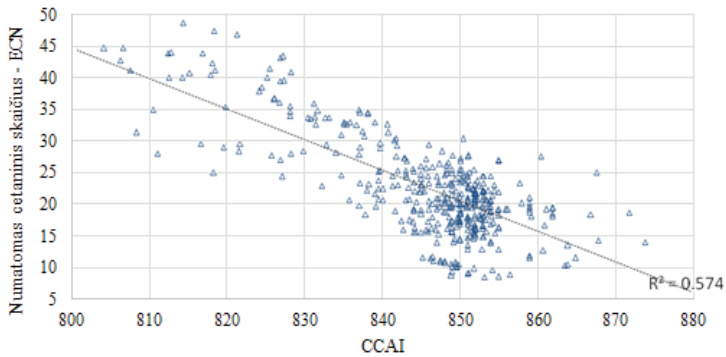
Praktika liudija, kad vidutinio ir aukšto sūkių dažnio varikliai, taip pat senos konstrukcijos varikliai, labiau priklauso nuo kuro užsiliepsnojimo charakteristikų. Degimo problemų dažnai kyla ir varikliui dirbant mažos apkrovos režimu. Problemų kyla ir naudojant kurą, kuriam būdingos įprastos degimo charakteristikos (Mfame Team 2015; Wright 2015):

1. sunku užvesti variklį arba jis iš viso gali neužsivesti;
2. nepageidaujamai aukštas didžiausias slėgis, dėl kurio atsiranda smūgių ir gali sulūžti stūmokliniai žiedai;
3. dėl staigaus slėgio didėjimo gali nukentėti stūmoklis ir alkūninis velenas;
4. nestabiliai veikia variklis, prarandama galia;
5. degimo kameroje, ant purkštukų, išmetimo vožtuvų ir turbokompresoriaus turbinos menčių susidaro nuodegos;
6. padidėja kietųjų dalelių emisija;
7. aukštos temperatūros plėtimosi fazėje nuo variklio cilindro nuplaunama alyva, dėl to jis dyla;
8. blogiausias atvejis – sugenda ir sustoja variklis, o tai gali kelti pavojų laivui ir įgulai.

Ši problema aktuali jūrinio transporto energetiniams įrenginiams. Tarptautinis vidaus degimo variklių komitetas (CIMAC) 2011 m. ataskaitoje atkreipė dėmesį į tai, kad dabartinės sunkiojo JK standartiniai rodikliai netiksliai apibūdina kuro užsiliepsnojimo ir degimo charakteristikas. Pažymėta, kad šiuolaikiško JK sudėtis įvairesnė nei devintajame praėjo amžiaus dešimtmetyje, kai pasiūlytas naudoti *CCAI* indeksas, todėl dabar šis rodiklis ne visada atskleidžia tikrąsias JK užsiliepsnojimo charakteristikas.

Siūlomi skirtingi sprendimai tam, kaip apibūdinti normatyvines ir praktines JK savaiminio užsiliepsnojimo savybes. Siekdamas išsamiau ištirti užsiliepsnojimo charakteristikas CIMAC atliko eksperimentą, naudodami pastovaus tūrio kamerą, ir nustatė apskaičiuotą cetaninį skaičių (Estimated Cetane Number – ECN). *ECN* koreliacija su *CCAI* pavaizduota 1.5 paveiksle (CIMAC 2011).

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...



1.5 pav. Koreliacija tarp *CCAI* ir *ECN* reikšmių (CIMAC 2011)

Fig. 1.5. Correlation between *CCAI* and *ECN* (CIMAC 2011)

1.5 paveiksle matyti, kad *CCAI* ir *ECN* grafinės priklausomybės determinacijos koeficientas – 0,574. Faktiškai *ECN* yra tam tikra variacija, esant vienodam *CCAI*, bet ryšys matomas. *ECN* parametras yra uždegimo kokybės matas, aukšta *ECN* reikšmė rodo trumpą užsiliepsnojimo gaisties periodą. Tačiau *ECN* praktiškai panaudoti sunkiau, tai ir konstatuota ataskaitoje (CIMAC 2011).

Dėl skirtingų veiksnių (konstrukciniai ypatumai, nusidėvėjimas, kt.) tiksliai apibrėžti ribas, kada darbas dėl netinkamų JK užsiliepsnojimo charakteristikų gali sutrikti, gana sudėtinga. Gedimo rizika didėja keturtakčiam varikliui dirbant mažos apkrovos režimu ($ECN < 19$). Dvitaakčiai varikliai mažiau veikiami JK kokybės parametru, tačiau, remiantis Japonijos CIMAC komiteto patirtimi, ir šiems varikliams kyla eksploatacijos problemų, kai naudojamas prastomis užsiliepsnojimo charakteristikomis pasižymintis JK ($ECN < 10$).

Taigi jūrinio kuro savaiminio užsiliepsnojimo kokybės charakteristikų normavimo standarte užsiliepsnojimo charakteristikų nevienareikšmiškumas lemia DV eksploatacijos problemas, tai savo ruožtu rodo šių problemų sprendimo aktualumą. Taigi būtina išsamiau tirti, ieškoti būdų ir metodikų, kurios tiksliai apibūdintų praktiniam naudojimui svarbias JK užsiliepsnojimo charakteristikas.

1.6. Jūrinio kuro užsiliepsnojimo charakteristikos, užsiliepsnojimo kokybės rodiklių analizė

Kaip minėta, kuro užsiliepsnojimo fazė yra viena svarbiausių JK degimo proceso fazių, kurios metu vyksta fizikiniai-cheminiai kuro paruošimo užsiliepsnoti procesai: šilumos kaupimasis ir aktyvių centrų susidarymas.

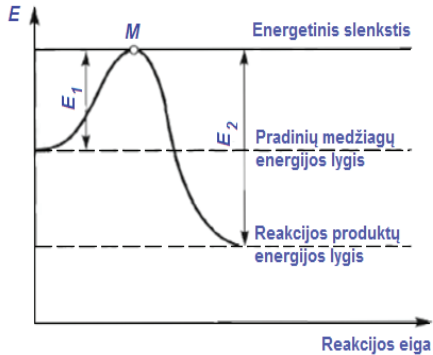
VDV teorijoje kuro degimą apibūdina sudėtingos, greitai vykstančios cheminės reakcijos tarp kuro molekulių ir oksidatoriaus, kurias lydi šilumos ir šviesos išsiskyrimas (Alkaff ir Khan 2010; Maurya 2018; Slavuckij ir kt. 2015). Pasiruošimas cheminiams virsmams variklio cilindre priklauso nuo fizikinių veiksnių: kuro garavimo, garų difuzijos, dujų judėjimo, šilumos mainų. Tačiau degimas visų pirma priklauso nuo cheminės dedamosios. Cheminė reakcija vyksta sąveikaujant molekulėms, tačiau jos tikimybė priklauso nuo molekulių būsenos, reaguoja tik aktyvios molekulės, kurių vidinė energija yra aukštesnė, palygti su vidutine reikšme. Tokios energijos perteklius vadinamas aktyvacijos energija (E_a). E_a – tai energija, kurią reikia suteikti molekulei, kad įvyktų cheminė reakcija (1.6 pav.). Energetinis slenkstis nurodo minimalų energijos kiekį, kuris būtinas molekulei, kad sąveikaujant vyktų cheminė reakcija. Taigi molekulės turi įveikti energetinį slenkstį aukščiausiam taške M , o tam būtina papildoma energija E_f . Siekiant paskatinti VDV reakciją, būtina atlikti papildomus veiksmus: uždegti kuro ir oro mišinį elektros kibirkštimi arba padidinti temperatūrą cilindre suslegiant orą (Merker ir kt. 2004; Maleque 2013).

Reakcijos aktyvacijos energija, atitinkamai reakcijos greitis ir intensyvumas priklauso nuo medžiagų prigimties. Konkrečioms angliavandenilių grupėms būtinas skirtingas perteklinės energijos kiekis, pvz., parafinai greičiau sąveikauja su deguonimi nei naftenai, pastarieji – greičiau nei aromatiniai angliavandeniliai, nes aromatinuose junginiuose ryšiai tarp atomų tvirtesni. Dėl to kuras, kuriame yra didesnis parafinų kiekis, savaime užsiliepsnoja greičiau negu nafteninis ar aromatinis, trumpesnis ir tokio kuro užsiliepsnojimo gaištis periodas (Cataluna ir Silva 2012; Kavtaradze 2008). Be to, reakcijos aktyvumas priklauso nuo angliavandenilių grandinės ilgio ir šakotumo. Savaiminio užsiliepsnojimo reakcijos E_a padidėja, mažėjant CH grandinės ilgiui ir didėjant šakotumui. Tai paaiškinama tuo, kad trumpos, šakotos CH molekulės yra kompaktiškesnės, todėl mažesnis jų paviršiaus plotas. Atitinkamai molekulių traukos jėga, priklausanti nuo paviršiaus ploto, yra mažesnė nei izomerų, kurių grandinė yra tiesi (Knothe 2005; Chukwuezie ir kt. 2017).

Praktiškai nustatyti kuro E_a sudėtinga, todėl dyzelinių degalų ir distiliacinio kuro užsiliepsnojimą padeda apibūdinti cetaninis skaičius (CS), likutinį kurą – aromatiškumo indeksas ($CCAI$), kurie susiję su E_a ir netiesiogiai ją apibūdina.

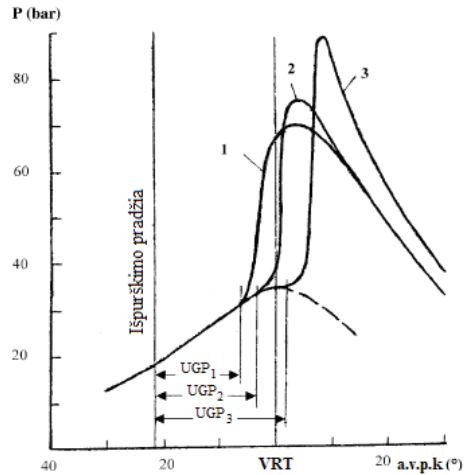
CS nustatomas eksperimentiškai naudojant specialų vieno cilindro dyzelinį standą, kur yra kintamas suslėgimo laipsnis, lyginant eksperimentinius degalus ar distiliacinį kurą su etaloniniais degalais. Atliekant bandymus nustatomas degimo užsiliepsnojimo gaištis periodas (Reif 2014; Mollenhauer ir Tschoke 2010; Jučas 1992). Kuo CS yra aukštesnis, tuo trumpesnis užsiliepsnojimo gaištis periodas. Kaip užsiliepsnojimo gaištis periodo kitimas priklauso nuo CS , parodyta 1.7 paveiksle (İçingür ir Altıparmak 2003). Iš grafiko matyti, kad esant žemam CS užsiliepsnojimo gaištis periodo trukmė ilgėja, be to, auga didžiausias slėgis, todėl variklis dirba „trankiai“, atsiranda smūgių, mechaninių detalių įtempimų, tai gali lemti variklio gedimą.

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...



1.6 pav. Cheminės reakcijos eigos principinė schema

Fig. 1.6. The chemical reaction progress principal scheme



1.7 pav. Indikatorinė diagrama. Užsiliepsnojimo gaišties periodo priklausomybė nuo cetaninio skaičiaus:

1 – CS = 52; 2 – CS = 42; 3 – CS = 29

Fig. 1.7. Indicator diagram. The induction delay dependence on cetane number:

1 – CN = 52; 2 – CN = 42; 3 – CN = 29

Kita vertus, esant per daug aukštam CS, trumpėja kuro čiurkšlės formavimosi, garavimo ir susimaišymo su oru laikas. Didėjant CS labiau už optimalias vertes, ekonomiškumas vidutiniškai sumažėja 0,2–0,3 % CS vienetai ir padidėja išmetamųjų dujų dūmingumas (Įčingūr ir Altiparmak 2003; Chukwuezie ir kt. 2017; Safonov ir kt. 2007). Užsiliepsnojimo gaišties periodo trukmė, atsižvelgiant į faktinę kuro išpurškimo į variklio cilindrą fazę, veikia DV pagrindinių darbo proceso fazių pobūdį – kinetinį ir difuzinį kuro degimą (Lebedevas ir kt. 2007; Ma ir kt. 2015; Kamaltdinov ir kt. 2015). Todėl DV įmonės gamintojai variklių techninėje dokumentacijoje pagamintiems variklių modeliams reglamentuoja tam tikras kuro markes. Taigi reglamentuojamos darbinio mišinio užsiliepsnojimo ir degimo charakteristikos užtikrina, kad DV bus pasiekti deklaruojami kuro ekonomiškumo rodikliai. JK savybių nukrypimai nuo reglamentuojamų rodiklių neigiamai veikia DV energetinius rodiklius.

Mokslininkai (Įčingūr ir Altiparmak 2003; Sabah ir Miqdam 2012; Chukwuezie ir kt. 2017; Xing-cai ir kt. 2004; Atmanli 2016) nustatė, kad CS reikšmingai veikia išmetamųjų dujų emisiją: didėjant CS, išmetamosiose dujose mažėja NO_x , tai paaiš-

kinama tuo, kad dėl trumpesnio užsiliepsnojimo gaišties periodo degimo temperatūra yra žemesnė, o pagrindinė NO_x susidarymo priežastis – aukšta degimo temperatūra.

Mokslininkai T. A. Sabah'as ir T. C. Miqdam'as (Sabah ir Miqdam 2012) palygino degalus su skirtingu CS , atlikę eksperimentą su keturių cilindrų tiesioginio išpurškimo „Fiat“ dyzeliniu varikliu. Palyginę degalus, kur $CS = 55$ ir $CS = 48,5$, nustatė, kad naudojant degalus, kur $CS = 55$, NO_x sumažėjo 6 %; CO , atsižvelgiant į apkrovos režimą, daugiausia sumažėjo 30,7 %; esant aukštam sūkių dažniui nesudegusių CH emisija sumažėjo apie 20 %; išmetamųjų dujų temperatūra maksimaliai sumažėjo 9,24 %; lyginamosios kuro sąnaudos – 12,55 %. Mokslininkai Y. İçingür'as ir D. Altıparmak'as atliko testą su skirtingą CS turinčiais degalais „Cussons-P86653“ dyzelinio variklio stende ir nustatė, kad didėjant cetaniniam skaičiui NO_x ir CO emisija mažėja, o kietųjų dalelių kiekis išmetamosiose dujose didėja (İçingür ir Altıparmak 2003). G. Wojciech'o ir kitų mokslininkų (Wojciech ir kt. 2011) eksperimento rezultatai atskleidė, kad CS padidėjimas nuo 50 iki 58 CO ir CH emisiją sumažino daugiau kaip 30 %, tuo tarpu kietųjų dalelių kiekis beveik nepakito. Apibendrinus, galima pasakyti, kad CS turi įtakos išmetamųjų dujų emisijai: egzistuoja tam tikra pavienių komponentų didėjimo ar mažėjimo tendencija, tačiau tai labai priklauso nuo paties variklio.

Vertinant JK užsiliepsnojimo charakteristikas naudojamas ir kuro cetaninis indeksas (CI), kuris nustatomas, remiantis ISO 4264, skaitiniu metodu pagal empirinę priklausomybę tarp kuro užsiliepsnojimo, jo tankio ir 50 % (tūrio) frakcijos virimo temperatūros:

$$CI = 454,74 - 1641,41\rho + 774,74\rho^2 - 0,554t + 97,803(\lg t)^2, \quad (1.4)$$

kur: ρ – kuro tankis, esant 15 °C, g/ml; t – 50 % (tūrio) frakcijos virimo temperatūra, °C.

Ši lygtis tinka tik distiliuotam kurui (ISO 4264; Safonov ir kt. 2007). Cetaninis indeksas rodo apytikslę realaus CS reikšmę. Paprastai CI plačiai naudojamas kasdienei dyzelinio kuro užsiliepsnojimo kokybei vertinti, taip taupant laiką ir išteklius (Aleme ir Barbeira 2012; Song ir kt. 2000).

Tačiau CS netinka nustatyti likutiniam kurui, nes dyzelinio variklio stendas, kur nustatomas CS , gali veikti tik su dyzelinu. Todėl devintajame praeito amžiaus dešimtmetyje „Shell“ kompanija pradėjo vykdyti projektą, kuriuo siekė ištirti likutinio kuro užsiliepsnojimo charakteristikas ir sukurti jo užsiliepsnojamumo nustatymo metodiką (Zeelenberg ir kt. 1983).

Kaip minėta, parafininiai junginiai greičiau sąveikauja su deguonimi ir greičiau užsiliepsnoja, aromatiniai – atvirkščiai. „Shell“ kompanijos mokslininkai tai ir patvirtino: tyrimu nustatyta, kad likutinio kuro užsiliepsnojimo gaišties periodas susijęs su aromatinių junginių kiekiu kure. Tiesa, šis nustatytas ryšys praktiškai mažai reikšmingas, nes aromatinių junginių nustatymas yra sudėtinga procedūra, tam reikia specia-

lios laboratorinės įrangos. Tada pateikta užduotis surasti ryšį tarp JK aromatiškumo ir kitų reglamentuojamų parametru (Zeelenberg ir kt. 1983).

Nuo JK angliavandenilinės sudėties priklauso ne tik degimo charakteristikos, bet ir fizikinės savybės – tankis ir klampa. Parafinų (alkanų) klampa yra žemesnė negu aromatinių junginių, o naftenų (cikloalkanų) – iš šių grupių didžiausia. Tankis pagal angliavandenilių grupes didėja tokia seka: alkanai < cikloalkanai < aromatiniai angliavandeniliai (Schobert 2013; Totten ir kt. 2003). Šiuo pagrindu „Shell“ kompanija pasiūlė skaičiuojamojo anglies aromatiškumo indekso funkciją, kuri naudojama iki šiol likutinio kuro užsiliepsnojamumui nustatyti (Zeelenberg ir kt. 1983):

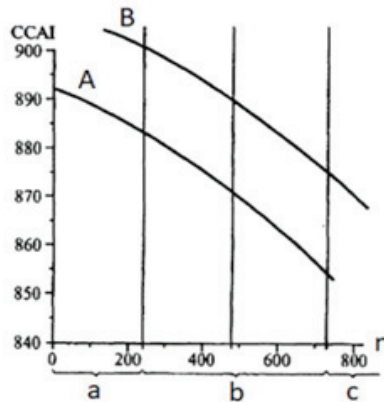
$$CCAI = \rho - 81 - 141 \lg(\lg(v + 0,85)) - 483 \lg\left(\frac{t + 273}{273}\right), \quad (1.5)$$

kur: ρ – kuro tankis, esant 15 °C, kg/m³; v – klampa, mm²/s; t – temperatūra, kuriai esant nustatyta kuro klampa, °C.

JK, kurio *CCAI* mažesnis, pasižymi geresnėmis užsiliepsnojimo savybėmis. Tikslinga pažymėti, kad *CCAI* leidžia vertinti JK gebėjimą užsiliepsnoti lyginant JK partijas. Indeksas nerodo faktinės uždegimo charakteristikos, nes užsiliepsnojimo gaišties periodas priklauso nuo variklio konstrukcijos ir veikimo sąlygų. Todėl, remiantis sukaupta patirtimi, tam tikriems varikliams, atsižvelgiant į sūkių dažnį, rekomenduojamos tam tikros *CCAI* reikšmių ribos (1.8 pav.): linija *A* rodo apatines, *B* – viršutines *CCAI* reikšmes, kurios rekomenduojamos tam tikriems varikliams (Voznickij 2005). Grafikų kreivės rodo, kad rekomenduojamos *CCAI* ribų reikšmės mažėja aukšto sūkių dažnio varikliuose, palyginus su mažo sūkių dažnio dvitakčiais DV, nes aukšto sūkių dažnio varikliui skiriama mažiau laiko degimo procesams, o kuo žemesnis *CCAI*, tuo geresnės užsiliepsnojamumo charakteristikos.

Taigi galima konstatuoti, kad užsiliepsnojimo gaišties periodą ir tolesnį jūrinio kuro degimą veikia dyzelinio variklio konstrukcijos ypatumai, jo darbo proceso organizavimas, išorinės sąlygos ir naudojamo JK kokybės parametrai. Už jūrinio kuro užsiliepsnojimą atsako E_a , kurią netiesiogiai apibūdina *CS* ir *CCAI*. *CS* nustatomas eksperimentiškai: naudojant variklį nustatomas užsiliepsnojimo gaišties periodas. Kadangi dyzelinas tiriamas realiomis sąlygomis, *CS* gerai apibūdina jo užsiliepsnojimo charakteristiką. Panašios likutinio kuro užsiliepsnojimo charakteristikos nustatymo procedūros nėra, šiai charakteristikai įvertinti pasitelkiamas *CCAI*, kuris nustatomas skaitiniu būdu kaip tankio ir klamos funkcija. Kadangi *CCAI* pagrįstas tankio ir klamos ryšiu su angliavandenilių grupėmis, kurios savo ruožtu koreliuoja su užsiliepsnojamumu, *CCAI* leidžia tik apytiksliai vertinti JK užsiliepsnojimo gebėjimą. Dėl to naudojant VDV kyla problemų, kurių pagrindinė priežastis – prastos JK degimo charakteristikos. Todėl sunkiojo JK užsiliepsnojimo charakteristikų ir išpurškimo

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...



1.8 pav. Rekomenduojama *CCAI* zona: a) mažo; b) vidutinio ir c) aukšto sūkių dažnio varikliams (Voznickij 2005)

Fig. 1.8. Recommended *CCAI* zone for a) small, b) medium and c) high speed engines (Voznickij 2005)

fazės nustatymas yra vienas veiksmingiausių veiksnių, siekiant užtikrinti patikimą, stabilų, energetiškai veiksmingą darbą.

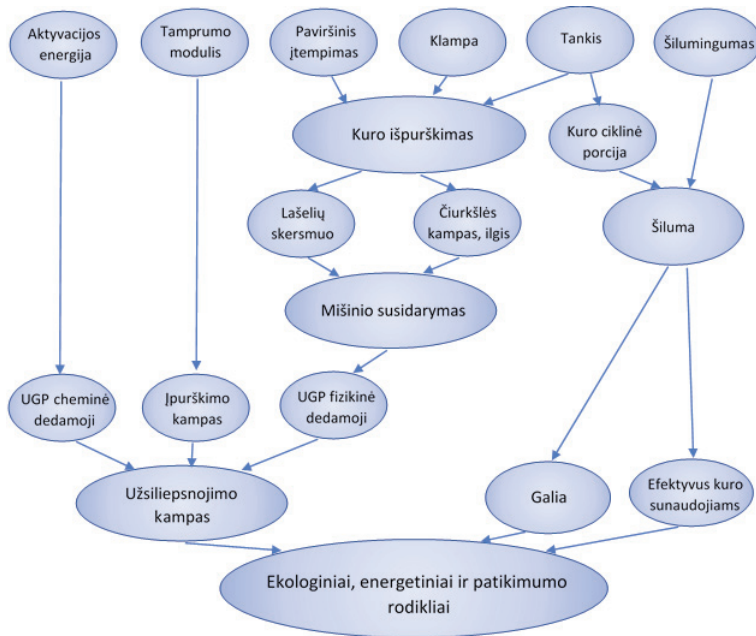
1.7. Jūrinio kuro kokybės rodikliai, nustatantys kuro tiekimo, išpurškimo, mišinio susidarymo ir šilumos išsiskyrimo charakteristikas

Fizikiniai-cheminiai JK kokybės parametrai turi įtakos paskiroms variklio darbo proceso fazėms, jų tarpusavio ryšiai schematiškai pavaizduoti 1.9 paveiksle. Remiantis klasikinėmis teorijomis ir atliktus eksperimentus patvirtinta, kad svarbiausi JK kokybės rodikliai paskirai arba kompleksiskai daro įtaką visiems dyzelinio variklio darbo proceso etapams, visų pirma užsiliepsnojamumui ir mišinio susidarymui. Iš praktikos ir CIMAC sukauptos patirties žinoma, kad nuo užsiliepsnojimo ir mišinio susidarymo kokybės priklauso variklio energetinės, aplinkosauginės ir patikimumo charakteristikos.

Pagrindiniai kuro išpurškimo, variklio darbo mišinio susidarymo ir degimo procesai apima: išpurškimo proceso fazes, visų pirma išpurškimo proceso pradžią; išpurškimo kokybės parametrus – smulkumą, vienalytiškumą, kuro čiurkšlės ilgį, kūgio kampą; užsiliepsnojimo gaišties periodą; degimo dinamiką. Pastarąją savo ruožtu lemia užsiliepsnojimo gaišties periodas ir išpurškimo kokybės veiksniai, kuriuos lemia įpurškiamo kuro fizikinės ir cheminės savybės.

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

Kuras į variklį tiekiamas tam tikru momentu, optimaliu kiekvienam darbo režimui. Kaip ir užsiliepsnojimo gaisties periodas išpurškimo į darbo kamerą pradžios momentas daro didelę įtaką kuro ir oro mišinio degimo procesui, išmetamųjų dujų emisijai, kuro sunaudojimui ir darbo triukšmingumui (Rostami ir kt. 2014; Raeie ir kt. 2014; Sayin ir Canakci 2009). Išpurškimo pradžia – tai momentas, kada iš purkštuko pasirodo kuro čiurkšlė, apibūdinama alkūninio veleno pasukimo kampu, atsižvelgiant į viršutinį rimties tašką.



1.9 pav. Kuro parametrų įtaka variklio darbo proceso fazėms

Fig. 1.9. Influence of fuel parameters on phases of engine work process

Degimo kuro pradžią, be kuro savaiminio užsiliepsnojimo charakteristikų, veikia oksidatorius (oras), slėgis ir temperatūra cilindre išpurškimo momentu. Arčiau viršutinio rimties taško cilindre nusistato didžiausia suslėgimo proceso temperatūra. Jeigu degimas prasideda daug anksčiau viršutinio rimties taško, staigus degimo slėgio padidėjimas veikia kaip neigiama jėga, atsižvelgiant į stūmoklio judėjimo kryptį. Todėl ne laiku prasidėjęs degimas mažina naudingojo veikimo koeficientą ir didina kuro sunaudojimą. Degimo pradžios kampo paankstinimas didina temperatūrą degimo kameroje, todėl didėja NO_x ir mažėja CH emisija (Reif 2014; Agarwal ir kt. 2015; Khatri ir kt. 2010). Be to, nustatyta, kad išpurškimo kampo vėlinimas didina galią ir sukimo momentą (Rostami ir kt. 2014).

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

Tradicinėse tiesioginio veikimo kuro išpurškimo sistemose išpurškimo momentas priklauso nuo JK tiekimo momento – tai momentas, kada prasideda JK judėjimas nuo aukšto slėgio siurblio iki purkštuko. Laiko tarpas tarp JK tiekimo siurbliu pradžios ir kuro išpurškimo į cilindrą sudaro išpurškimo vėlavimo periodą, kuris gali siekti 20° a.v.p.k., atsižvelgiant į kuro tiekimo sistemą, variklio sūkių dažnį ir JK savybes. Pvz., kai veleno sukimosi greitis yra 800 min⁻¹ 12-os cilindrų dyzelinio variklio išpurškimo vėlavimo periodas – 5,76° a.v.p.k. (0,0012 s), kai 2350 min⁻¹ – 20,72° a.v.p.k. (0,00147 s). Kalbant apie JK savybes, išpurškimo vėlavimo periodas priklauso nuo JK suslėgimo laipsnio (Jianmin ir kt. 2011). Skysčio suslėgimo laipsnis rodo, kaip pasikeis pirminis skysčio tūris, jį paveikus slėgiu. Spūdumą apibūdina tamprumo modulis, kuris apibrėžiamas šia lygtimi (Brazhkin ir kt. 2002):

$$B = -V \left(\frac{dp}{dV} \right), \quad (1.6)$$

kur: B – tamprumo modulis, MPa; V – tūris, m³; p – slėgis, MPa.

Tamprumo modulis turi įtakos JK tiekimo į variklį charakteristikai. Kuro tiekimo sistemoje slėgimo metu JK, kurio tamprumo modulis mažesnis, susislegia labiau. Atitinkamai sistemoje slėgis auga lėčiau, dėl to faktinis JK išpurškimas įvyksta vėliau. Taigi išpurškimo procesas pailgėja, tai priklauso nuo a.v.p.k., tamprumo modulio įtaka didesnė, esant didesniai sistemos slėgiui ir tūriui (Kadyrov ir kt. 2007). Išpurškimo vėlavimo kampą galima apskaičiuoti pagal šią lygtį (Tat ir kt. 2007):

$$\Delta\varphi_{ip} = \frac{(NOP - p_0)V_f}{Bv_\theta A_p}, \quad (1.7)$$

kur: $\Delta\varphi_{ip}$ – išpurškimo vėlavimo kampas, ° a.v.p.k.; NOP – purkštuko adatos atsidarymo slėgis (angl. *Nozzle Opening Pressure*), MPa; p_0 – likutinis slėgis sistemoje, MPa; V_f – suslegiamo kuro tūris, mm³; v_θ – plunžerio greitis, mm/°a.v.p.k.; A_p – plunžerio plotas, mm².

Mokslininkai įrodė, kad išpurškimo paankstinimas skatina NO_x susidarymą. Tai paaiškina, kodėl 2–4 % padidėja NO_x kiekis naudojant biokurą. A. Boehman'as ir kiti (Boehman ir kt. 2003) atliko išpurškimo eksperimentą ir nustatė, kad faktinis išpurškimo kampas gali skirtis daugiau negu 1° a.v.p.k. biokurą palyginus su dyzelinu. Kadangi nuo JK tamprumo modulio priklauso faktinis išpurškimo kampas, tai ne tik didina NO_x kiekį, bet ir mažina variklio energetinį efektyvumą, kuris tiesiogiai susijęs su CO₂ kiekiu (Ram ir kt. 2015; Dobovišek ir kt. 2009).

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

Ne mažiau svarbi variklio darbo proceso dalis – JK išpurškimas į degimo kamerą ir degiojo darbo mišinio susidarymas. Atsižvelgiant į jo sudarymo būdą, VDV skirstomi į tūrinius, plėvelinius ir tūrinius-plėvelinius. Esant plėveliniam mišinio susidarymo būdai, didžioji kuro porcijos dalis išpurškiama ant degimo kameros sienelės, nuo kurios kuras išgaruoja. Esant tūriniam-plėveliniam būdai, dalis kuro pasiskirsto degimo kameros erdvėje, kita dalis išpurškiama ant sienelės. Laivų DV labiausiai paplitęs tūrinis degiojo darbo mišinio sudarymo būdas (Baumgarten 2006; Kavtaradze 2008): JK ir oras susimaišo dėl išpurškiant JK į degimo kameros erdvę, variklio degimo kameros forma suderinama su JK čiurkšlės forma. Išpurškiant kurą vengiama kontakto su degimo kameros sienelėmis. Tam, kad oro tūris būtų išnaudotas iki galo ir degimo metu atskirose zonose netrūktų deguonies, JK turi būti tolygiai paskirstytas degimo kameros erdvėje. Tai užtikrina kuro išpurškimo slėgis: nuo 20 iki 135 MPa tradicinėje kuro tiesioginio tiekimo sistemoje; iki 300 MPa – CR sistemoje (Bunes ir Einang 2000; Voznickij ir Punda 2008; Kumar ir kt. 2012; Bakar ir kt. 2008). Išpurškimo procesui nukrypęs nuo optimalios būklės, degimas būna nepilnas, mažėja galia, prastėja aplinkosauginiai rodikliai. Jeigu čiurkšlė ilgesnė už degimo kameros spindulį, JK dalis patenka ant cilindro sienelių ir nuplauna alyvą nuo cilindro, todėl šis gali perkaisti ir greičiau dilti (Jaat ir kt. 2013; Wielligh ir kt. 2004). Todėl naudojant tokio tipo DV variklius ypatingą dėmesį reikėtų skirti JK išpurškimo kokybės parametrams, kuriems priskiriami: lašelių koncentracijos pasiskirstymas, čiurkšlės kampas ir ilgis.

JK klampa veikia ne tik pratekėjimą, bet ir išpurškimą. Aukšta JK klampa lemia (Bjørnseth 2013; Li ir kt. 2013):

- kuro čiurkšlės pailgėjimą, tokiu atveju kuras, patekęs ant sienelių išpurškimo fazei baigiantis, gali nuplauti alyvą nuo cilindro ir patekti į variklio karterį;
- stambesnius lašelius, dėl kurių prastėja JK garavimas;
- dūmingumo padidėjimą dėl kuro terminio krekingo.

Variklio darbą neigiamai veikia ir per didelis JK klamos mažinimas. Tai lemia (Li ir kt. 2005; Song ir kt. 2000):

- kuro lašelių sklaidos greičio sumažėjimą, dėl ko blogėja mišinio susidarymas (lašeliai nespėja patekti į kamerą, kur yra pakankamai deguonies, todėl kuro garai pasiskirsto netolygiai);
- kuro nutekėjimą per siurblius ir purkštukus, tai mažina maksimalų kuro porcijos tiekimą ir galią;
- prastą detalių tepumą.

Išpurškimo charakteristikos priklauso ne tik nuo klamos, bet ir nuo tankio bei paviršiaus įtempio. Didėjant JK tankiui, didėja išpurškimo čiurkšlė, mažėja išpurškimo kampas. Išpurškimo charakteristikos priklauso nuo paviršiaus įtempio ir kuro lašelių

skaidymo. Didelis paviršiaus įtempis lemia kuro čiurkšlės pailgėjimą ir stambesnių lašelių formavimąsi (Charalampous ir Hardalupas 2016; Li ir kt. 2005).

Vienas pagrindinių išpurškimo rodiklių – lašelių skersmuo. Išpurškiant JK ciklinės porcijos paviršiaus plotas didėja, taigi didėja lašelių gaunamos šilumos kiekis ir garavimo greitis. Pavyzdžiui, smulkinant 2 mm skersmens lašą galima gauti 8 mln. 10 μm skersmens lašų. Garavimo paviršiaus plotas tuo atveju padidėja 200 kartų. Išpurškiant mazutą gaunami lašeliai nuo dešimties iki kelių šimtų μm, smulkesni lašeliai garuoja ir užsiliepsnoja, skatindami didesnių lašelių garavimą (Stiesch 2003; Lekcija Nr. 6).

Išpurškimo dispersiškumas vertinamas tik vienu rodikliu – vidutiniu lašo skersmeniu. Vidutinis lašo skersmuo priklauso nuo vidurkinimo metodo, skersmenį galima vertinti pagal lašų kiekį, dydį, masę. Bendra lygtis atrodo taip (Ashgriz 2011; Loth ir kt. 2004; Razlejev 1980; Lyshevskij 1971):

$$d_{qz} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n N d_i d_i^q}{\sum_{i=1}^n N d_i d_i^z} \right)^{\frac{1}{q-z}}, \quad (1.8)$$

kur: N – lašų, kurių skersmuo d_i , skaičius; d_i – lašų skersmuo; z ir q – vidurkinimo koeficientai: $q = 1$ ir $z = 0$ – skersmuo pagal aritmetinį vidurkį; $q = 2$ ir $z = 0$ – vidutinis paviršiaus skersmuo; $q = 3$ ir $z = 0$ – vidutinis tūrinis skersmuo; $q = 3$ ir $z = 1$ – vidutinis Proberto skersmuo pagal lašų ilgį; $q = 3$ ir $z = 2$ – vidutinis Sauterio skersmuo pagal lašų paviršiaus plotą.

VDV teorijoje plačiausiai taikomas Sauterio vidutinis skersmuo (angl. *Sauter Mean Diameter* – SMD , arba D_{32}), jis laikomas išpurškimo kokybės kriterijumi ir rodo bendro lašų tūrio (lašų inercijos, nes $\rho_k = const$) ir paviršiaus ploto (garavimo intensyvumo) santykį (Naz ir kt. 2015; Niraj 2013; Filippa ir kt. 2012).

Esant fiksuotai kuro porcijai, cilindre išsiskyręs šilumos kiekis priklauso nuo apatinio kuro šilumingumo. Šilumingumu vadinamas šilumos kiekis, išsiskyręs visiškai sudegus tam tikram kuro kiekiui. Jis skirstomas į apatinį ir viršutinį: esant viršutiniam šilumingumui, įskaičiuota vandens garų kondensavimo šiluma, esant apatiniam – ne. Cetaninis skaičius apibūdina užsiliepsnojimo efektyvumą, o šilumingumas rodo didžiausią įmanomą energijos išėigą (Tesfa ir kt. 2013; Song ir kt. 2000). Kuro standartai šio parametro nereglamentuoja.

Kuro išpurškimo porcijos dozuojamos visų tipų kuro sistemose laikantis tūrinio principo, todėl nuo kuro tankio priklauso kuro porcijos masė. Elementinė JK sudėtis yra: C – 86–87 %; H – 10–13 %; S – 0,1–3,5 % (Acevedo ir Mantilla 2011). Kiekvienas kuro elementas oksiduodamasis išskiria tam tikrą šilumos kiekį, D. I. Mendelejev 1897 m. pasiūlė apatinio šilumingumo (H_a) empirinę lygtį, pagal kurią, remiantis elementine kuro sudėtimi, skaičiuojamas šilumingumas (Sharma 2006; Belousov ir kt. 2016):

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

$$H_a = 339 \cdot C + 1013 \cdot H + 109 \cdot (S - O) - 6 \cdot W, \quad (1.9)$$

kur: H_a – apatinis šilumingumas, kJ/kg; C, H, S, O, W – atitinkamai anglies, vandenilio, sieros, deguonies ir drėgmės procentinės dalys kure.

Likutinio kuro apatinis šilumingumas gali būti apskaičiuojamas esant leistinam paklaidos koeficientui pagal formules (ISO 8217; Cheremisinoff 2005):

$$H_a = (46,704 - 8,802\rho_{15}^2 \cdot 10^{-6} + 3,167\rho_{15} \cdot 10^{-3})[1 - 0,01(w_w + w_a + w_s)] + 0,0942 \cdot w_s - 0,024 \cdot w_w \quad (1.10)$$

čia: ρ_{15} – tankis, esant 15 °C, kg/m³; w_w – masinė vandens dalis kure, %; w_a – masinė pelenų dalis kure, %; w_s – masinė sieros dalis kure, %.

Naftos kuro šilumingumas, atsižvelgiant į cheminę sudėtį, yra 36 400–44 800 kJ/kg diapazone. Didesnio šilumingumo yra kuras, kur didesnis parafininių CH kiekis, mažesnio, kur didesnis aromatinių CH kiekis (Totten ir kt. 2003; Demirbas ir Al-Ghamdi 2015).

Kuro šilumingumas tiksliai nustatomas laboratorijose, naudojant kalorimetrą – prietaisą, kurio veikimo principas pagrįstas vandens temperatūros pokyčiu dėl šilumos, išsiskyrusios sudeginus mėginį kalorimetrinėje bomboje. Norint apskaičiuoti šilumingumą pagal 1.9 lygtį, būtini kuro elementinės sudėties duomenys, kurie nustatomi atlikus sudėtingą cheminę analizę. 1.10 lygties privalumas – tankis, sieros, vandens ir pelenų kiekis (skaičiuojant būtini parametrai) yra standarte reglamentuojami parametrai, todėl papildomos analizės nebereikia.

Taigi JK fizikinės savybės, tokios kaip klampa, tankis, paviršiaus įtempis, tamprumo modulis ir šilumingumas, kartu su kuro išpurškimo ir darbo mišinio susidarymo procesais lemia energetinio efektyvumo ir aplinkosauginius DV parametrus.

1.8. Panašumo kriterijai, aprašantys čiurkšlės skaidymą ir vidutinį Sauterio skersmenį

Projektuojant ir modernizuojant dyzelinių variklių kuro išpurškimo sistemas, nustatant rekomenduojamų kuro rūšių ribines sąlygas siekiama užtikrinti aukštus kokybės išpurškimo parametrus, skysčio ir dujų dinamikoje taikoma plačiai naudojama panašumo teorija (Arai 2018; Fritsching 2016; Turner ir kt. 2012). Dažnai dėl kuro išpurškimo proceso sudėtingumo neįmanoma sudaryti išsamaus matematinio aprašymo diferencialinių lygčių sistemos formomis, galima tik bendresne forma parodyti

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

santykį tarp fizinių dydžių ir procesą apibūdinančių geometrinių parametrų. Toks ryšys gali būti nustatytas taikant panašumo kriterijų iš tyrimu nustatytos analitinės priklausomybės reikšmių analizės. Kriterinių skaičių analitinę struktūrą sudaro būdingų skysčio / dujų srauto, fizinių, cheminių savybių, tiekimo greičio, sistemos konstrukcinių parametrų derinys. Šis bendro pobūdžio sprendimas ypač aktualus sprendžiant praktinius JK išpurškimo sistemų uždavinius, atsižvelgiant į naudojamo JK rūšių fizines ir chemines savybes.

Praeitame amžiuje A. Lyševskij (Lyshevskij 1971) tyrė kokybiško JK išpurškimo ribas, išpurškiamos čiurkšlės lašelių skersmenis, kitus išpurškimo proceso veiksnius ir juos lemiančias sąlygas. Pavyzdžiui, santykinis ribinis greitis, apibūdinantis perėjimą nuo vieno lašų skilimo tipo prie kito, priklauso nuo tokių veiksnių, kaip: skysčio tankis (ρ_k), skysčio dinaminė klampa (μ_k), skysčio paviršiaus įtempis (σ), oro tankis (ρ_o), išpurškimo angos skersmuo (d_a), gravitacinis pagreitis (g) ir oro dinaminė klampa (μ_o) (Lyshevskij 1971):

$$U_{rib} = f(\rho_k; \mu_k; \sigma; \rho_o; d_a; g; \mu_o) \quad (1.11)$$

Tiriant kuro išpurškimo kokybės parametrus, dažniausia naudojami 5 kriteriniai skaičiai (Fritsching 2016; Blanco 2016; Khavkin 2004; Lyshevskij 1971):

$$\text{Reinoldso skaičius: } Re = \frac{u_0 \cdot d_a \cdot \rho_k}{\mu_k}, \quad (1.12)$$

kuris apibūdina inercijos ir trinties jėgų santykį judančioje terpėje.

$$\text{Laplaso skaičius: } Lp = \frac{\rho_k \cdot \sigma \cdot d_a}{\mu_k^2}, \quad (1.13)$$

kuris apibūdina paviršiaus įtempimo ir trinties jėgų santykį.

$$\text{Weberio skaičius: } We = \frac{u_0^2 \cdot d_a \cdot \rho_o}{\sigma}, \quad (1.14)$$

kuris apibūdina inercijos ir paviršiaus įtempimo jėgų santykį.

$$\text{Tankių santykis: } \bar{\rho} = \frac{\rho_o}{\rho_k}. \quad (1.15)$$

$$\text{Klampos santykis: } \bar{\mu} = \frac{\mu_o}{\mu_k}, \quad (1.16)$$

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

kur: ρ_o – oro tankis, kg/m^3 ; ρ_k – kuro tankis, kg/m^3 ; σ – kuro paviršiaus įtempis, N/m ; u_o – ištekėjimo greitis, m/s ; d_a – purkštuko angos skersmuo, m ; μ_k – kuro dinaminė klampa, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; μ_o – oro dinaminė klampa, $\text{Pa}\cdot\text{s}$.

Dažnai naudojamas ir Ohnesorge skaičius, kurio ryšys su Laplaso skaičiumi aprašomas taip:

$$\text{Ohnesorge skaičius: } Oh = \frac{\mu_k}{(\rho_k \cdot \sigma \cdot d_a)^{0,5}} = \frac{1}{\sqrt{Lp}^{0,5}}. \quad (1.17)$$

Procesas aprašomas priklausomybėmis. Lašų skilimas priklauso nuo išorinių aerodinaminių ir vidinių, priklausančių nuo skysčio klamos bei paviršiaus įtempio, jėgų. Pvz., esant mažam Weberio skaičiui (mažiau nei 12), lašeliai beveik neskaidomi, pirminis lašelis deformuojasi sraute (Kozak 2015). Weberio skaičiui didėjant lašai skyla intensyviau (Kyriakides ir kt. 2009).

Čiurkšlės skaidymo rezultatas – skirtingo skersmens lašų visuma. A. Lyševsk 1971 m., remdamasis apibendrintų eksperimento duomenų kriterinėmis priklausomybėmis, sudarė lygtį, kuri leido skaitiniu būdu įvertinti vidutinį lašo skersmenį išpurškimo čiurkšlėje (Lyshevskij 1971):

$$\frac{d_k}{2r} = 3,01(\rho We)^{-0,266} \left(\frac{1}{Lp}\right)^{0,073} \quad (1.18)$$

kur: r – čiurkšlės spindulys, cm .

Vėliau šią lygtį modifikavo A. S. Kulešov'as ir panaudojo ją savo matematiniame modelyje vidutiniam Sauterio skersmeniui skaičiuoti (Kuleshov 2004). Vidutinis Sauterio skersmuo naudojamas apskaičiuojant kuro garavimą ir šilumos išsiskyrimą (Filippa ir kt. 2012; Niraj 2013). Praktikoje plačiai naudojamos kriterijaus *SMD* priklausomybės pateiktos 1.1 lentelėje.

1.1 lentelėje pateiktos lygtys rodo skirtingą autorių požiūrį į išpurškimo proceso matematines išraiškas. Reikšmingai skiriasi lygčių koeficientai, priskirti tiems paties fizikiniams rodikliams. Skaičiuojant pagal lygtį 1.19, didėjant paviršiaus įtempimui, didėja *SMD* reikšmė; pagal lygtis 1.21 ir 1.23 – aukštesnės priešslėgio vertės gerina išpurškimo kokybę; pagal lygtį 1.24 – šis santykis turi priešingą reikšmę; lygtyse 1.23 ir 1.24 neatsižvelgiama į paviršiaus įtempio poveikį *SMD*, nors išpurškimo metu lašeliai skaidomi tol, kol paviršiaus įtempimo jėgos yra mažesnės už čiurkšlę veikiančią išorinių jėgų sumą. Taigi svarbu pažymėti, kad prieš naudojant lygtį sunkiojo kuro skaičiavimams atlikti, būtina patikrinti jos tinkamumą.

DV išpurškimo tyrimuose taikant panašumo metodą pasikeitė naudojamo JK savybės ir jas reglamentuojantys standartai, taip pat variklio konstrukcijos bei išpurškimo

1.1 lentelė. Skaičiavimo lygtis Sauterio vidutiniam skersmeniui nustatyti

Table 1.1. Calculation formulas for determining the mean diameter of a drop

Lygtis	Autorius
$SMD = 3330 d_a^{0,3} \mu_k^{0,07} \rho_k^{-0,648} \times \sigma^{-0,15} u_0^{-0,55} \mu_o^{0,78} \rho_o^{-0,052}$ (1.19)	Harmon (Ashgriz 2011; Cai ir kt. 2013)
$SMD = \frac{47 d_a \sigma^{0,25} (1 + 3310 \square)}{u_o \rho_o^{0,25}}$ (1.20)	Tanasawa ir Toyoda (Ashgriz 2011)
$SMD = 3,08 v_k^{0,385} (\sigma \rho_k)^{0,737} \times \rho_o^{0,06} \Delta p_k^{-0,54}$ (1.21)	Elkott (Ashgriz 2011; Kenneth ir kt. 2011)
$SMD = 0,38 d_a Re^{0,25} W e^{-0,32} \times \left(\frac{\mu_k}{\mu_o}\right)^{0,37} \left(\frac{\rho_k}{\rho_o}\right)^{-0,47}$ (1.22)	Hiroyasu ir Arai (Ashgriz 2011; Santos ir kt. 2011)
$SMD = 2330 \rho_o^{0,121} Q_k^{0,131} \Delta p_k^{-0,135}$ (1.23)	Hiroyasu ir Kadota (Ashgriz 2011; Santos ir kt.)
$SMD = 0,53 \frac{Q_k^{0,27} d_a^{0,27} \mu_k^{0,69} \rho_o^{0,48} C_0^{0,97}}{\rho_k^{-0,21} \Delta p_k^{-0,21}}$ (1.24)	Hansmann (Ashgriz 2011)
$SMD = 0,158 \left(\frac{\sigma}{\rho_k}\right)^{0,354} \mu_k^{0,303} Q_k^{0,139}$ (1.25)	Mochida (Ashgriz 2011)
$SMD = \frac{10^6 E_{32} d_a \left(\frac{1}{Lp}\right)^{0,0733}}{(\rho W e)^{0,266}}$ (1.26)	Kuleshov (Kuleshov 2004)

sistemų veikimo parametrai, pvz., plačiai taikomi CR sistemoje (Jankowski ir Sandel 2003). Todėl reikia tirti ne tik patį išpurškimo proceso parametą, bet ir kurti metodus, kurie padėtų šiuos parametrus nustatyti.

Išpurškimo čiurkšlės lašelių smulkumo ir dalelių koncentracijos sraute matavimo metodai pagrįsti išsiskaidymo, atspindžio, refrakcijos, difrakcijos, sugerties reiškiniais, kai šviesos spindulys praeina pro išpurškiamo kuro čiurkšlę. Molekulinės šviesos sklaidos teorijos pagrindą sukūrė John'as William'as Rayleigh'as, šis reiškinys dabar vadinamas Reilėjaus sklaida. Matematinė šviesos difrakcijos interpretacija aprašyta 1908 m. Gustav'o Mi, vėliau šią teoriją plėtojo Hendrik'as Christofel'is van de Hulst'as, Milton'as Kerker'is ir kiti (Hergert ir Wriedt 2008).

Šiuo metu minėti reiškiniai plačiai taikomi praktiškai nustatant išpurškimo kokybės parametrus. Išpurškiamo kuro mikrostruktūros parametų tyrimams taikomas lazerinės fluorescencijos metodas kartu su Mi sklaida (sklaidos teorija, tinkanti elektromagnetinės spinduliuotės sklaidai sferinėmis dalelėmis aprašyti). Šio metodo principas grindžiamas prielaida, kad išsisklaidžiusios šviesos intensyvumas lašų paviršiuje yra

proporcingas jų paviršiui, o fluorescencijos intensyvumas – jų tūriui. Fluorescencijos intensyvumo santykis su Mi signalu yra vidutinis Sauterio skersmuo (Lewinska ir Kapusta 2017; Pastor ir kt. 2012). Kitas išpurškimo mikrostruktūros nustatymo metodas – balistinė vizualizacija. M. Linne’as ir kt. (Linne ir kt. 2006; 2009; 2013) sukūrė optinę metodiką, kuri vadinama balistine vizualizacija, kai šviesa tarsi sklinda pro rūką, o ją sudarantys fotonai patiria skirtingo intensyvumo sklaidą, susidaro šešėlinis vaizdas, nurodantis čiurkšlės vidinę struktūrą. Vienas tiksliausių lašelių dydžio nustatymo būdų yra lazerio šviesos difrakcijos metodas. Jo veikimo principas pagrįstas lazerio sklaidos matavimu. Kampas, kuriuo lašas išsklaido šviesą, atvirkščiai proporcingas jo skersmeniui (Klyus ir kt. 2013). Norint nustatyti išpurškto čiurkšlės greitį, kampą ir ilgį, dažniausia taikomas greitojo fotografavimo metodas. Čiurkšlės fronto greitis nustatomas fronto poslinkiu per laiko tarpą tarp kadru. Pvz., L. Wang’as ir kt. (Wang ir kt. 2017) greitojo fotografavimo metodą taikė keturių degalų išpurškimo kampui ir čiurkšlės greičiui nustatyti. Rezultatai parodė, kad visų keturių degalų išpurškimo kampai yra panašūs, o čiurkšlės fronto greitį labiausiai lemia tankis.

Taigi panašumo teorijas taikant kuro išpurškimo procesų tyrimuose konstatuojama, kad atlikus analitinį tyrimą įmanoma matematine forma apibūdinti sudėtingą išpurškimo procesą. Daugelis mokslininkų, remdamiesi tyrimų duomenimis, siūlo matematinės išraiškas, pagal kurias galima apskaičiuoti išpurškiamos čiurkšlės skilimą ir lašelių dispersiškumą. Kadangi lygties forma priklauso nuo eksperimento sąlygų, reikia atsižvelgti į galimus nukrypimus, pvz.: prieš naudojant lygtį sunkiajam kurui, kai pirminis eksperimentas buvo atliktas su dyzelinu, reikia patikslinti arba modifikuoti lygtį. Siekiant atlikti išsamesnius tyrimus, svarbu įvertinti ketvirtąją dimensiją – proceso vyksmo laiką ir parametrų pokyčių dinamiką nagrinėti laike.

1.9. Matematinų modelių, leidžiančių simuliuoti VDV procesus, apžvalga

Siekiant tinkamai parinkti JK, atsižvelgiant į jo savybių poveikį energetinėms ir aplinkosauginėms charakteristikoms konkretaus tipo DV, būtina atlikti tyrimus su skirtingų tipų dyzeliniais varikliais. Kadangi tokie tyrimai lemia dideles laiko ir finansines sąnaudas, tokio masto uždaviniams spręsti pasitelkiami matematiniai modeliai. Matematinis modeliavimas leidžia pagreitinti ir sumažinti variklio kūrimo, optimizavimo proceso ar tyrimo atlikimo išlaidas (Caton 2016; Marchenko ir kt. 2012; Rapalis ir kt. 2013).

Mokslininkai yra sukūrę nemažai programinių įrankių, kurie pagrįsti matematiniais modeliais VDV procesams simuliuoti. Sudėtingesni matematiniai modeliai išsamiai aprašo įvairius degimo kameroje vykstančius procesus: kuro čiurkšlės judėjimą, oro srautą, difuzinius, hidrodinaminius, šilumos ir masės mainų procesus, garavi-

mą, degimo cheminę kinetiką ir kt. Matematinis modelis parenkamas atsižvelgiant į sprendžiamas užduotis. Atsižvelgiant į variklio cilindro modelio struktūroje erdvės skirstymą celėmis bei atitinkamų modeliavimo charakteristikų lokalumą cilindro erdvėje, matematiniai modeliai gali būti: vienazoniai, dvizoniai ir daugiazoniai (Yin ir kt. 2017; Rakopoulos ir Giakoumis 2006; Sharma ir kt. 2010).

Vienazonio modelio atveju degimo kamera vertinama kaip viena celė, termodinaminiai rodikliai ir darbinio kūno sudėtis bet kuriuo laiko momentu yra vienodi per visą cilindro tūrį, taigi oro, kuro ir degimo produktų mišinys yra homogeniškas, cheminė sudėtis ir temperatūra cilindre tolygiai pasiskirstę. Modelio algoritmas remiasi termodinaminiais principais – lygčių sistema: masės ir energijos darbo mišinio tvarumo bei sistemos būsenos dėsniais. Modelis nerodo lokalių temperatūrų ir negali įvertinti išmetamųjų dujų toksiškumo, bet jo visiškai pakanka norint apibūdinti šilumos išsiskyrimo procesą (Kavtaradze 2008; Lezhnev ir kt. 2013).

Dvizonio modelio atveju degimo kamera santykinai padalinta į dvi zonas: vienoje yra nesudegęs darbinis kūnas, kitoje – degimo produktai, šias zonas dalija liepsnos frontas. Kiekviena zona turi savo vidutinę temperatūrą ir homogenišką mišinį. Slėgis visoje degimo kameroje yra vienodas. Nuo vienazonio modelio skiriasi tuo, kad vienazonis rodo vidutinę degimo kameros temperatūrą, o dvizonis – nesudegusios ir sudegusios zonų temperatūras. Atitinkamai sudėtingesnis yra ir šilumos išsiskyrimo mechanizmas – papildomai vertinami darbinio kūno masių pokyčiai zonose. Pabrėžtina, kad kiekvienas tyrimo principas remiasi termodinamikos pagrindais (Kavtaradze 2008; Timoshenko 2014).

Šiuolaikiniuose VDV matematinio modeliavimo tyrimuose plačiai paplitę daugiazoniai modeliai, kai degimo kamera santykinai padalinta į tam tikrą kontrolinių tūrių skaičių ir kiekviename tūryje veikia integraliniai tvermės dėsniai. Kiekviename tūryje vyksta ten esančio kuro garavimas, degimas, nusistovi degimo produktų pusiausvyra. Tarp gretimų tūrių vyksta šilumos ir masės mainai. Slėgis vienodas visoje degimo kameroje. Toks modelis tiksliau aprašo degimo kameroje vykstančius procesus, numato variklio charakteristikas ir išmetamųjų dujų toksiškumą (Kavtaradze 2008; Timozhenko 2014; Caton 2016).

Detalaus modelio populiariausia programinė įranga: KIVA; FIRE; STAR-CD; VECTIS (LANL; AVL FIRE; STAR-CD; Ricardo VECTIS). Paprastesnė programinė įranga: GT-Power; BOOST; WAVE; Diesel-RK; IMPULS (ИМПУЛЬС); VOLNA (ВОЛНА) (AVL BOOST; GTsoft; Kuleshov 2004; Ricardo WAVE; Krasovskij ir kt. 1986).

Daugelyje programinių įrangų taikomi klasikiniai modeliai – pavienių fizikinių greitai cilindre vykstančių procesų, pvz.:

- I. I. Vibe (Vibe 1971) aprašė šilumos išsiskyrimo ir degimo mechanizmą. Degimo greitis ir sudegusio kuro dalis aprašoma šia lygtimi:

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \frac{m+1}{\varphi_z} \bar{\varphi}^m \exp(C\bar{\varphi}^{m+1}); \quad (1.27)$$

$$x = 1 - \exp(C\bar{\varphi}^{m+1}), \quad (1.28)$$

kur: $\bar{\varphi} = \varphi/\varphi_z$, φ, φ_z atitinkamai – santykinė degimo trukmė; esama degimo trukmė nuo degimo pradžios; degimo trukmė, išreikšta a.v.p.k.; C – konstanta; m – degimo charakteristikos indeksas; φ_z ir m – empiriniai rodikliai, nustatomi atliekant eksperimentą.

- N. F. Razlejev'as (Razlejev 1980) aprašė šilumos išsiskyrimo ir degimo mechanizmą, atsižvelgdamas į garavimo ir degimo intensyvumą, garų difuziją nuo skysčio paviršiaus, lašelių smulkumą, čiurkšlės padėtį degimo kameroje, jos vystymąsi.
- H. Hiroyasu (žr. Rao ir Honnery 2014) aprašė šilumos išsiskyrimo ir emisijų formavimosi modelį. Kuro čiurkšlė traktuojama kaip mažų kamerų su vienoda kuro mase visuma. Tada vertinami garavimo, mišinio formavimosi, užsiliepsnojamumo ir degimo, degimo plėtimosi, azoto oksido ir suodžių formavimosi procesai.
- Y. B. Zeldovich'us (žr. Zajemska ir kt. 2015) aprašo azoto oksidų formavimosi VDV mechanizmą. NO formuojasi degimo produktų zonoje už liepsnos fronto pagal šias lygtis:



kur: K – cheminės reakcijos greičio konstantos.

Nuo modelio sudėtingumo priklauso, kaip tiksliai jis atitinka realaus VDV proceso aprašą. Siekiant tiksliau apskaičiuoti procesą, reikia daugiau duomenų, kuriuos surinkti gali būti sunkiau. Specialistų teigimu, išsamus duomenų daugiazoniam matematiniam modeliui rinkimas dažnai ne mažiau sudėtingas uždavinys nei pats modeliavimas. Be to, tik daugiazonių matematinė modelių taikymas sprendžiant eksploatacinio pobūdžio uždavinius, kaip JK savybių tyrimai siekiant jų racionalaus panaudojimo plačiai eksploatuojamų DV tipų gamai, praktiškai yra nerealizuojamas. Modeliuose naudojamos sudėtingos matematinės lygtys, todėl reikia galingo kompiuterio, be to, vien tik vieno režimo, kai optimizacijos uždavinyje būna iki kelių tūkstančių skaičiavimo elementų, skaičiavimas gali trukti nuo kelių valandų iki kelių dienų (Merker ir kt. 2006). Taigi sudėtingus daugiazonius ir daugiamaciūsius modelius racionalu taikyti

tik toms užduotims, kurioms tai iš tikrųjų būtina, kitais atvejais patartina taikyti paprastesnius modelius.

Atsižvelgiant į iškeltą disertacinio darbo užduotį, reikia iširti konkrečių DV tipų veikimą naudojant skirtingų markių JK, todėl būtų racionalu tyrimą atlikti kompleksškai, derinant vienazonį, t. y. praktiškai patikrintą modelį, ir daugiazonį – konkrečioms etapams ir parametrams patikslinti.

1.10. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

Apibendrinant skyriaus analitinius tyrimus disertacinio darbo tema pateikiamos tokios išvados:

1. Jūrinis transportas pasaulio ekonomikoje vaidina svarbų vaidmenį, nes jūrų keliais gabenama apie 90 % viso pasaulio krovinių. Per metus pasaulio laivyne sunaudojama šimtai milijonų tonų JK. Tam, kad į aplinką būtų mažiau išmetama CO₂ ir kitų teršalų, tarptautinės organizacijos reikalauja didinti laivų veikimo efektyvumą. Vienas reikšmingų taršos mažinimo būdų yra racionalus bunkeriuojamojo JK savybių parinkimas.
2. Sunkųjų kurą sudaro likutinių frakcijų ir distiliato mišinys, todėl, skirtingai nei automobilinio dyzelino atveju, sudėtinga unifikuoti visus likutinio kuro kokybės parametrus. Iš esmės sunkųjų kurą apibūdina tik du kuro kokybės rodikliai – tankis ir klampa, dėl ko kyla tam tikras neapibrėžtumas kitų energetinių efektyvumą lemiančių parametrų atžvilgiu.
3. JK užsiliepsnojimo charakteristika apibūdinama aromatiškumo indeksu *CCAI*, kuris skaičiuojamas pagal klamos ir tankio reikšmes. CIMAC įvardijo DV naudojimo problemas, kurios susijusios su dažnai blogomis jūrinio kuro užsiliepsnojamumo charakteristikomis. Dėl nukrypimo nuo optimalių užsiliepsnojimo gaisties periodo reikšmių mažėja variklio energetinio panaudojimo efektyvumas, blogėja aplinkosauginiai parametrai, didėja paviršiaus ir temperatūriniai įtempiai, todėl galimas variklio gedimas ar jo veikimo sutrikimas.
4. Kuro užsiliepsnojimo fazė priklauso nuo užsiliepsnojimo gaisties periodo cheminės ir fizikinės dedamųjų, todėl racionalaus JK savybių parinkimo tyrimuose būtina tirti abi tarpusavyje susijusias kryptis, kurios tiesiogiai susijusios su aktyvacijos energija, paviršiaus įtempiumi, klampa, tankiu ir tamprumo moduliui.
5. Užsiliepsnojimo gaisties periodo fizikinė dedamoji priklauso nuo JK išpurškimo proceso, todėl svarbu tirti eksploatacinių čiurkšlės išpurškimo kokybės parametrų dinamiką ir tai susieti su VDV indikatorinio darbo proceso modeliavimu.

1. Laivų dyzelinių variklių ir jūrinio kuro kokybės rodiklių apžvalga...

6. Tyriant VDV darbo procesus, taupant lėšas ir laiką dažnai taikomas matematinis modeliavimas. Matematinuose modeliuose sudėtingiems technologiniams procesams simuliuoti taikomi panašumo kriterijai. Sukurta nemažai VDV kuro išpurškimo ir indikatorinio darbo proceso skaičiavimo modelių. Norint naudoti išsamias programas reikia išsamių pradinių duomenų, kurių gavimas, sprendžiant eksploatacinių problemų uždavinius, yra sudėtingas, o skaičiavimas gali trukti nepagrįstai ilgai. Todėl modelio tipą reikėtų parinkti, atsižvelgiant į poreikį ir galimybes. Sudėtingą užduotį tikslinga spręsti kompleksiskai, taikant vienazonį ir daugiazonį modelius.

Atlikti dyzelinių variklių energetinių ir apinkosauginių charakteristikų gerinimo, racionaliai parenkant bunkeriuojamo jūrinio kuro savybes įvairiems dyzelinių variklių tipams, problematikos analitiniai tyrimai leidžia suformuoti disertacinio darbo tikslą ir uždavinius:

Tikslas:

Ištyrus jūrinio kuro savybių įtaką dyzelinio variklio indikatorinio darbo procesui ir skirtingų tipų dyzelinių variklių eksploatacinėms charakteristikoms, sukurti ir pritaikyti laivą bunkeriuojant naudojamo jūrinio kuro savybių racionalaus parinkimo metodologinius principus.

Uždaviniai:

1. Atlikti bunkeriuojamo jūrinio kuro savybių analitinius ir eksperimentinius tyrimus, remiantis kokybės standartų reikalavimais.
2. Eksperimentiškai ištirti jūrinio kuro išpurškiamos čiurkšlės parametų pasikeitimo dinamiką, rezultatus susiejant su matematinio modeliavimo ir variklio indikatorinio darbo proceso prognozės metodais.
3. Sudaryti ir ištirti analitines jūrinio kuro standartizuotų savybių ir DV indikatorinio darbo proceso energetinį efektyvumą lemiančių veiksnių priklausomybes, remiantis matematinio modeliavimo ir eksperimento statistiniais duomenimis.
4. Ištirti jūrinio kuro savybių poveikį skirtingų tipų DV indikatorinio darbo proceso ir eksploatacinių charakteristikų parametrus.
5. Sukurti ir pritaikyti bunkeriuojamo jūrinio kuro savybių racionalaus parinkimo algoritmą ir jį įgyvendinančius metodologinius principus, įvertinus jų poveikį DV eksploatacinėms, energetinio efektyvumo ir patikimumo charakteristikoms.

Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrams tyrimo metodika

Sprendžiant disertacijoje iškeltus uždavinius, atlikti eksperimentiniai ir matematinio modeliavimo tyrimai. Nustatant rinkos bunkeriuojamo JK savybių atitikimą galiojančių standartų reikalavimams Klaipėdos universiteto Vandens transporto ir oro taršos laboratorijoje ištirtos bunkeriuojamo JK fizinės ir cheminės savybės. Gauti rezultatai papildyti JK kokybės sertifikatais, kurie darbo autorei suteikti UAB „Saybolt Baltija“ laboratorijos mokslinės stažuotės metu, ir statistiniais duomenimis, atlikus mokslinės literatūros apžvalgą.

JK išpurškiamos čiurkšlės kokybės parametru kitimo laike eksperimentiniai tyrimai atlikti Klaipėdos universitetui bendradarbiaujant su Ščecino jūrų akademija (Lenkija). Remiantis gautais rezultatais, atlikus matematinio modeliavimo tyrimus, ištirtos, modifikuotos ir pagrįstos praktiškai naudoti išpurškimo parametru nustatymo analitinės priklausomybės. Kuro išpurškimo čiurkšlės dinaminiai parametrai, bendradarbiaujant su Altajaus valstybiniu technikos universitetu (Rusijos Federacija), ištirti bekontakčiu metodu. Aprašyti bekontakčio čiurkšlės spalvų gamos skenavimo metodo, esant slenkstinei segmentacijai, taikymo aspektai pagrįsti palyginamąja analize, remiantis išpurškimo čiurkšlės dinaminų parametru tyrimų Ščecino jūrų akademijos laboratorijoje rezultatais.

Ištirta JK fizikinių-cheminių savybių įtaka jo savaiminiam užsiliepsnojimui ir išpurškimo fazės parametrams, kurie būdingi laivo paskirties dyzelinių jėginių eks-

ploatacinėms energetinėms ir patikimumo charakteristikoms. Atliktas matematinis modeliavimas, naudojant šiuolaikinę specialią programinę įrangą. Matematinio modeliavimo rezultatų tikslumas patikrintas atlikus palyginamąją analizę, remiantis eksperimento, kuris atliktas sertifikuotuose VDV stenduose, duomenimis.

Sukurta bunkeriuojamo JK savybių atrankos metodologija ir jos programinis įgyvendinimas IT įranga, taikant matematinius statistinius metodus, patvirtintas metodologijos tinkamumas, sprendžiant praktinius uždavinius.

2.1. Bunkeriuojamo jūrinio kuro cheminių ir fizikinių savybių tyrimai

Tyrimai atlikti Klaipėdos universiteto Vandens transporto ir oro taršos laboratorijoje bei Ščecino jūrų akademijos laboratorijoje. Jie apima JK klampos, tankio, paviršiaus įtempio nustatymus, skaičiuojamosios anglies aromatiškumo indekso (*CCAI*) ir apatinio šilumingumo apskaičiavimą. JK mėginius suteikė UAB „Saybolt Baltija“ laboratorija.

Klampa. Dinaminės klampos matavimo vienetai tarptautinėje matavimo vienetų sistemoje SI – Pa·s. Kinematinės klampos matavimo vienetas SI sistemoje – m²/s. Kadangi techninių skysčių klampa paprastai yra daug mažesnė nei 1 m²/s, dažniausia naudojami mažesni matavimo vienetai: mm²/s arba cSt (1 mm²/s = 1 cSt) (Jučas 1992).

Šviesiojo JK kinematinės ir dinaminės klamos reikšmės nustatytos pagal ASTM D7042 standartą („Standartinis dinaminės klamos ir skysčių tankio bandymo metodas, naudojant Stabingerio viskozimetą [kinematinės klamos apskaičiavimas]“), naudojant šiuolaikinį automatinį „Anton Paar“ gamintojo „SMV 3000“ viskozimetą.

Likutinio JK kinematinės klamos reikšmės nustatytos pagal ISO 3104:1994 standartą („Naftos produktai. Šviesūs ir tamsūs skystieji naftos produktai. Kinematinės klamos nustatymas ir dinaminės klamos skaičiavimas“) naudojant rankinį kapiliarinį viskozimetą.

Tankis. Tankio matavimo vienetai SI sistemoje – kg/m³. Naftos produktų tankis priklauso nuo jų cheminės sudėties, todėl iš tankio galima spręsti apie naftos produktų cheminę, fracinę sudėtį ir šilumingumą (Jučas 1992).

Šviesiojo JK tankio reikšmės nustatytos pagal ASTM D7042 standartą („Standartinis dinaminės klamos ir skysčių tankio bandymo metodas, naudojant Stabingerio viskozimetą [kinematinės klamos skaičiavimas]“).

Likutinio JK tankio reikšmės nustatytos pagal ISO 3675:1998 standartą („Žalia nafta ir skystieji naftos produktai. Laboratorinis tankio nustatymas. Hidrometrinis metodas“) naudojant areometrą.

Tankis, esant kitai temperatūrai, perskaičiuojamas pagal lygtį:

$$\rho_4^{t_1} = \rho_4^t + \psi(t_1 - t_2), \quad (2.1)$$

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrų...

kur: $\rho_4^{t_1}$ – skysčio tankis, perskaičiuojant temperatūrą, kg/m^3 ; t_1 – esama temperatūra, $^{\circ}\text{C}$; t_2 – perskaičiuojamoji temperatūra, $^{\circ}\text{C}$; ψ – temperatūrinė tankio pataisa, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}/^{\circ}\text{C}$.

Paviršiaus įtempis. Matavimo vienetai SI sistemoje – N/m (Marchand ir kt. 2011; Sophocleous 2010).

Šviesiojo JK paviršiaus įtempio reikšmės nustatytos Šėcino jūrų akademijos laboratorijoje naudojant automatinį paviršiaus įtempio nustatymo prietaisą „DVA-1 Sinterface“, kurio veikimas pagrįstas stalagometriniu metodu (lašelių skaičiavimo metodas).

Likutinio JK paviršiaus įtempio reikšmės nustatytos rankiniu stalagometriniu metodu.

Skaičiuojamasis anglies aromatiškumo indeksas (CCAI). Indeksas nustatytas pagal „Shell“ kompanijos lygtį (1.6), remiantis ISO 8217 standartu.

Apatinis šilumingumas. Apatinis JK šilumingumas (H_a) nustatytas pagal lygtį (1.14), remiantis ISO 8217 standartu.

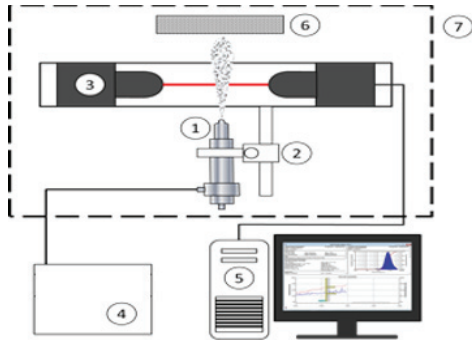
Visi matavimai atlikti tris kartus ir skaičiuotas vidurkis. Matavimų paklaida vertinama, atsižvelgiant į standartų reikalavimus, ir sudaro: klampos – iki 1,7 %; tankio – 0,5 %; paviršiaus įtempio – 1,1 %. Apskaičiuotų parametų (aromatiškumo indekso ir apatinio šilumingumo) paklaida priklauso nuo tankio ir klampos matavimo paklaidų, atitinkamai CCAI paklaida yra 0,7 %; H_a – 0,6 %.

2.2. JK čiurkšlės dinaminį parametų lazerio tyrimai šviesos difrakcijos metodu

JK išpurškimo kokybė nustatyta Šėcino jūrų akademijos laboratorijos eksperimentiniame stende. Stendą sudaro trys pagrindiniai elementai: purkštuko mazgas, esant galimybei keisti purkštuko padėtį horizontaliai ir vertikalčiai, lazerinis prietaisas „Spraytec STP 500 Malvern Instruments“ su programine įranga ir kuro tiekimo linija (2.1 pav.). Purkštuko mazge sumontuoti varžtai, reguliuojantys kuro srauto iš vienos angos nukreipimą į matavimo zoną, ir kitų dviejų kuro čiurkšlių gaudyklės. Taip matuojama tik viena kuro čiurkšlė, kiti kuro srautai rezultatų tikslumui įtakos neturėjo (2.2 pav.).

Išpurškiamo kuro lašelių dydžiui pasiskirstymo kuro sraute nustatyti naudotas „Spraytec STP 5000“ prietaisas, kurio veikimo principas pagrįstas He-Ne (Helio-Neono) lazerio spindulio išsklaidymo matavimu. 30-ies detektorių imtuvų sistema aptinka šviesos sklaidą lašeliuose ir paverčia ją elektriniu signalu. Kampas, kuriuo lašas išsklaido šviesą, atvirkščiai proporcingas jo skersmeniui, tuo tarpu mažesni lašeliai atitinka didesnę kampą. Kiekvienas detektorius įgauna šviesos signalą esant tam tikriems sklaidos kampams. Šiuo metu lazerio šviesos difrakcijos metodas yra vienas tiksliausių nustatant lašelių dydžius, todėl taikomas kuro išpurškimo kokybės nustatymo tyrimuose (Malvern Instruments 2007). Eksperimente naudojamo purkštuko, „Spraytec STP 5000“ prietaiso ir išorinių sąlygų parametrai pateikti 2.1 lentelėje.

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrams...



2.1 pav. Eksperimentinio stendo schema:
 1 – purkštukas; 2 – purkštuko mazgas; 3 – priešais „Spraytec STP 500“;
 4 – kuro tiekimo sistema; 5 – kompiuteris;
 6 – gaudyklė; 7 – traukos spinta

Fig. 2.1. Scheme of the experimental stand for determining the quality of the atomized fuel:
 1 – nozzle, 2 – nozzle attachment point, 3 – “Spraytec STP 5000” device, 4 – “EPS 200” installation, 5 – personal computer, 6 – spray catchers, 7 – fume hood



2.2 pav. Eksperimentinis stendas su kuro srautų gaudyklėmis

Fig. 2.2. Experimental stand with traps for individual jets of sprayed fuel

2.1 lentelė. Eksperimente naudojamo purkštuko ir įrenginio parametrai

Table 2.1. Parameters of the nozzle and equipment used in the experiment

Parametras	Reikšmė
„Spraytec“ matavimo principas	Lazerio šviesos difrakcija
Matuojamų lašų diapazonas	0,1 – 900 μm , $D_x(50)$: 0,5 – 600 μm
Optinis modelis	Mi teorija ir Fraunhoferą aproksimacija
Šviesos šaltinis	He-Ne lazeris, 2mW, 632,8 nm
Matavimo paklaida	$\pm 1\%$
Purkštuko modelis	D1LMK 148/1
Purkštuko angos skersmuo (d_a)	0,34 mm
Angos kanalo ilgis (L)	1,2 mm
L/d_a santykis	3,5
Išpurškimo slėgis	20 MPa
Oro tankis, 20 °C	1,16 kg/m ³

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrams...

Matavimai atlikti su trijų rūšių mazutu ir jūriniu distiliatu, esant skirtingoms temperatūros reikšmėms, tirtu kuro charakteristikos pateiktos 2.2 lentelėje. Temperatūrų reikšmės, kurioms esant atlikti matavimai, pateiktos 2.3 lentelėje.

2.2 lentelė. Lazerio šviesos difrakcijos eksperimente naudoto kuro parametrai

Table 2.2. Parameters of the fuel used in the laser diffractoscopy experiment

Parametras	Jūrinis kuras			
	IFO-1	IFO-2	IFO-3	MDO
Tankis – 15 °C, kg/m ³	986	926	899	866
Kinematinė klampa – 50 °C, mm ² /s	380	41	35	3,15
Paviršiaus įtempis – 20 °C, N/m	0,0369	0,0321	0,0313	0,0307

2.3 lentelė. Lazerio šviesos difrakcijos eksperimente naudoto kuro temperatūros reikšmės

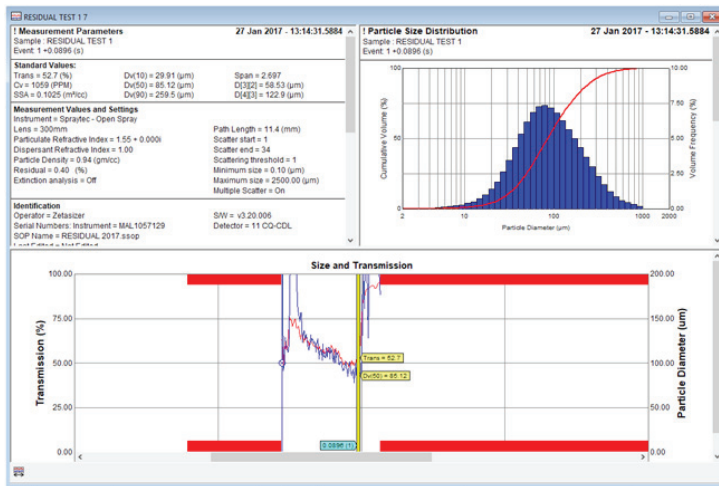
Table 2.3. Temperature values of the fuel used in the laser diffractoscopy experiment

Kuras	Temperatūra, °C						
IFO-1	77,4	77,2	76,8	75,7	73,7	71,5	67,9
IFO-2	95,2	89,7	83,1	73,8	60,3	56,5	-
IFO-3	75,0	68,3	57,5	54,5	43,0	40,2	-
MDO	83,0	79,7	72,4	68,9	20,0	-	-

Tiriamasis kuras įpilamas į kuro baką. Prieš atliekant matavimą kuru užpildoma kuro linija ir išmatuojama kuro temperatūra. Paleidžiama matavimo programa ir išpurškiamas kuro porcija. Detektoriaus matrica fiksuoja momentinį sklaidos paveiksluką, fiksavimo dažnis – 10 kHz. Kadangi įrašomas visas procesas, matomas lašų pasiskirstymo sraute kitimas laike. Duomenys apdorojami programine įranga ir atvaizduojami kompiuterio ekrane pateikiant šiuos parametrus: vidutinį Sauterio skersmenį, lašelių pasiskirstymą, atsižvelgiant į jų dydį, procentiles – $Dx(10)$, $Dx(50)$ ir $Dx(90)$ ir kt. kiekvienu eksperimento atlikimo laiko momentu (2.3 pav.).

Procedūra kartota po tris kartus, esant kiekvienai temperatūrai. Kai matuojant naudojamas karštas kuras, kuro tiekimo linija šildyta, ji buvo termoizoliuota. Temperatūra papildomai matuota su termopora „Fluke 52II“. Rezultato paklaida – 1,00 %.

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrams...



2.3 pav. Programos „Spraytec“ ekrano vaizdas su matavimų rezultatais

Fig. 2.3. “Spraytec” display with measurement results

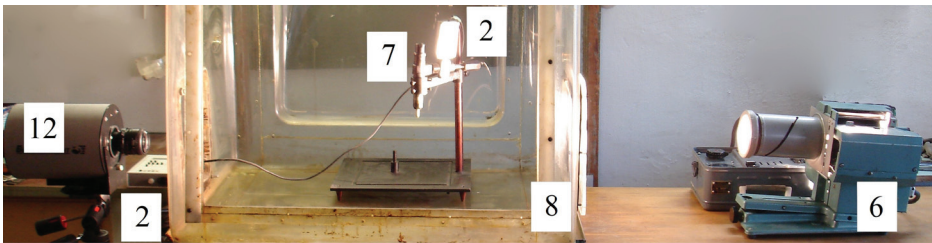
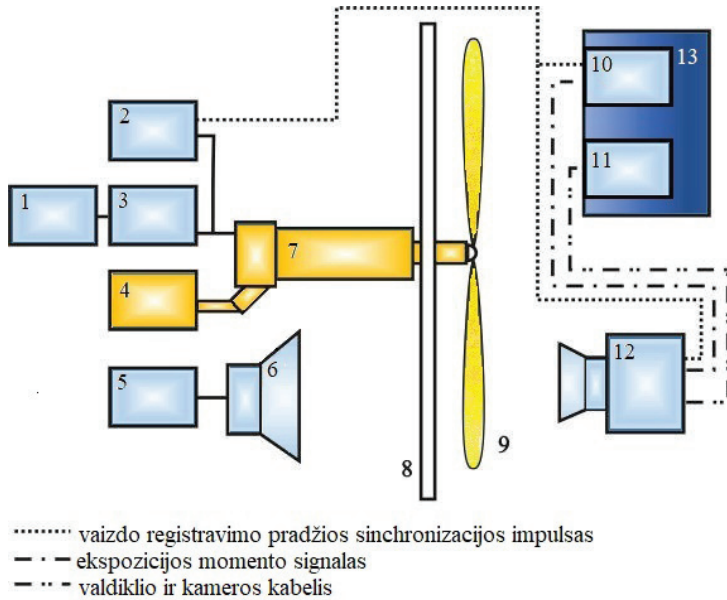
2.3. JK išpurškimo tyrimo metodika, atliekant optinį skenavimą

Lazerio šviesos difrakcijos metodu analizuojami čiurkšlės išpurškimo kokybiniai parametrai, esant išpurškimo dinamikai. Lazeris matuojant užfiksuotas vienoje padėtyje, todėl nustatyti, kaip kinta čiurkšlės dalis jo ribų, negalima. Siekiant geriau suvokti procesą ir patikslinti išpurškimo dispersiškumo vertinimo metodiką, bendradarbiaujant su Altajaus valstybinio technikos universiteto mokslininkais atlikti čiurkšlės optinio skenavimo tyrimai, naudojant tiesioginio kuro tiekimo (TKTS) ir „Common Rail“ (CR) sistemas. Tyrimai aktualūs jūrinio transporto naudotojams, nes laivyne naudojamos abi sistemos.

Pagrindinis šio optinio metodo privalumas – visos kuro čiurkšlės ir jos struktūros kitimo registravimas laike. Skirtingo tankio zonų čiurkšlės struktūros duomenys rodo kuro lašelių matmenis ir lašų tankumą įvairiose srauto zonose.

Greitojo vaizdo įrašo stendo schema, taikant optinio skenavimo metodą, parodyta 2.4 paveiksle. Kuras į CR purkštuką tiekiamas 60–180 MPa slėgiu, o TKTS – 65 MPa (1750 min⁻¹). Išpurškiant kuro srautas juda išilgai ekrano paviršiaus, jį iš vidinės pusės apšviečia šviesos šaltinis. Greitojo vaizdo įrašo kamera (filmavimo dažnis – 7042 kadrai/sek.) fiksuoja kuro čiurkšlės vystymąsi laike. Vaizdo įrašo pradžios ir purkštuko atidarymo momentui sinchronizuoti naudotas sinchronizatorius, valdymo blokai koordinuoja kameros, kompiuterio ir purkštuko veikimą (Kulmanakov ir kt. 2012).

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrams...

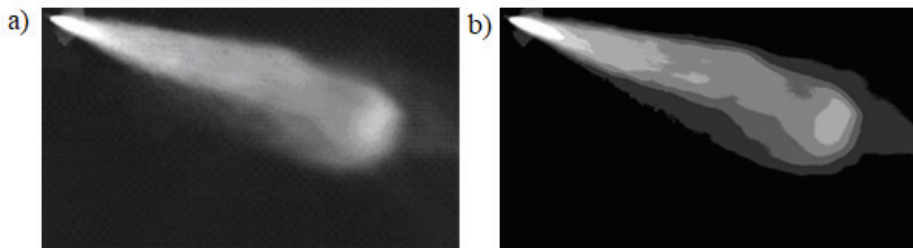


2.4 pav. Greitojo vaizdo įrašo stendo schema, skirta kuro čiurkšlės parametrams nustatyti:
 1 – variklio elektroninis valdymo blokas; 2 – sinchronizavimo įrenginiai; 3 – valdymo blokas; 4 – rampa su kuru; 5 – maitinimo blokas; 6 – šviesos šaltinis; 7 – purkštukas;
 8 – ekranas; 9 – kuro čiurkšlė; 10 – ADC LA 1.5 PCI; 11 – valdiklio plokštė;
 12 – greitojo vaizdo įrašo kamera „Videosprint“; 13 – kompiuteris

Fig. 2.4. Schematic diagram of a high-speed video shooting stand for determining the parameters of a fuel jet. 1 – electronic engine control unit; 2 – synchronization devices; 3 – control block; 4 – fuel tank; 5 – power supply unit; 6 – light source; 7 – nozzle; 8 – screen; 9 – fuel jet; 10 – ADC LA 1.5 PCI; 11 – controller board; 12 – high-speed video camera “Videosprint”; 13 – PC

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrams...

Kuro čiurkšlės dinamikos tyrimai atlikti, atsižvelgiant į kuro čiurkšlės ryškumo zonų pokyčius. Kuro čiurkšlės momentiniai vaizdai apdoroti slenkstinės segmentacijos metodu. Segmentacija padeda atskirti vaizdo zonas, kurios rodomos kaip homogeniškos, tai leidžia suskirstyti vaizdą į to paties tipo zonas. Slenkstinis atskyrimas leidžia palyginti kiekvieno pikselio ryškumo vertę su slenkstine verte ir priskirti pikselį tam tikrai zonai. Nuo kuro čiurkšlės atspindėta šviesa nušviečia kameros matricą, nustatydamą kiekvieno taško ryškumą (2.5 pav.). Kuo tankesnis kuro srautas, tuo didesnis šviesos ryškumas (Eskov ir Gibelgauz 2011).



2.5 pav. Kuro išpurškimo proceso vaizdo registravimo fragmentai (atvirkštinis vaizdas): a) pradinis vaizdas ekspozicijos laikas – 35,5 μ s; b) ryškumo zonos, apibrėžtos kompiuterio programa taikant slenkstinės segmentacijos metodą

Fig. 2.5. Recorded image fragments of the fuel atomization process (image inverted); a) initial image (exposure time 35.5 μ s); b) brightness zones, allocated by the computer program on the image using the threshold segmentation method

Dėl ribotų naftos kilmės kuro išteklių ir padidėjusio kuro naudojimo DV vis daugiau naudojamas alternatyvusis kuras. ES šalyse nemažai direktyvų reglamentuoja varikliuose naudoti alternatyvųjų kurą, 2020 m. numatyta pasiekti 10 % biodegalų panaudojimo transporto sektoriuje (COM 2005, Directive 2009/28/EC), tai leidžia išplėsti tyrimus ir tirti ne tik naftinės kilmės JK, bet ir papildomai rapsų metilo esterio ir rapsų aliejaus išpurškimą. Tyrimams naudoti dyzelinas (D) rapsų metilo esteris (RME) ir rapsų aliejus (RA). Pagrindinės tiriamo kuro fizikinės-cheminės savybės pateiktos 2.4 lentelėje.

Su TKTS tyrimas atliktas 875 min^{-1} aukšto slėgio siurblio sukimosi dažniu, kuris atitinka 1750 min^{-1} dyzelinio variklio dažnį. Kuras išpurškamas purkštuku, kurio bendras 4-ių angų skerspjūvio plotas – $\mu f = 0,21 \text{ mm}^2$. Kiekvienu atveju tyrimas kartotas 5 kartus. Eksperimento planas pateiktas 2.5 lentelėje. Ženklu „+“ žymimi atlikti tyrimai, ženklu „-“ – tyrimai, kurių atlikti nėra prasmės dėl kuro savybių arba tai nenumatyta dėl disertacinio darbo apimties.

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrų...

2.4 lentelė. Optinio skenavimo eksperimente naudojamo kuro parametrai

Table 2.4. Parameters of the fuel used in the optical sensing experiment

Rodiklis	RME	RA	D
Tankis, kg/m ³ (t, °C)	887 (15)	917 (20)	831 (15)
Kinematinė klampa, mm ² /s (t, °C)	4,48 (40)	19,7 (60)	1,91 (40)
Stingimo temperatūra, °C	-13	-23	-33
Pliūpsnio temperatūra, °C	90	>100	57,5
Peleningumas, %	0,009	–	–
Vandens masinė dalis, %	0,17	–	0,0021
Paviršiaus įtempis, mN/m, 50 °C	29,92	31,23	25,61
Cetaniškas skaičius	54	40	51

2.5 lentelė. Eksperimento planas

Table 2.5. The plan of the experiment

Kuras	TKTS		CR					
	26 °C	65 °C	Kuro išpurškimo slėgis, MPa					
			60	80	100	120	140	160
D	+	-	+	+	+	+	+	+
RME	-	-	+	+	+	+	+	+
RA	+	+	-					

2.4. Tiriamų laivo dyzelinių variklių specifikacijos

Atliekant JK savybių įtakos laivo dyzeliniams varikliams vertinimo matematinį modeliavimą, kaip tyrimo objektai parinkti plačiai prekybos laivyne naudojami pagrindiniai DV grupių modeliai: žemo sūkių dažnio „MAN B&W 6S60MC“ (Danija) markės modelis; vidutinio – „Kolomensky zavod ČN 26,5/31 [ЧН 26,5/31]“ (Rusija); aukšto – „Caterpillar 3512B“ (JAV) markės modelis. Siekiant plačiau pritaikyti tyrimo rezultatus, kaip tyrimo objektai parinkti naudojami ir techniškai pasenę modeliai: vidutinio sūkių dažnio „SKL VDS 48/42“ (Vokietija, 1980) ir aukšto sūkių dažnio „MTU 8V 396TB“ (Vokietija, 1989). DV tyrimo pagrindinių techninių parametrų specifikacijos pateiktos 2.6 lentelėje.

Tyrimo objektų matematiniai modeliai suformuoti, remiantis patikimų informacinių šaltinių eksperimento duomenimis (Zinenko ir kt. 2014; Pankratov 2017; SKL Motor 1980; MTU Friedrichshafen 1989; Rapalis 2017). Panaudoti eksperimento duomenys gauti DV dirbant eksploatacinių charakteristikų darbo režimu: propulsiniu, apkrovos, greičio ir kt.

2.6 lentelė. Tiriamų variklių pagrindiniai parametrai

Table 2.6. Parameters of the research engines

Parametras	Variklis				
	MAN 6S60MC	ČN 26,5/31	SKL VDS 48/42	CAT 3512B	MTU 8V 396TB
Galia, kW	13530	331	2650	1700	2150
Taktų skaičius	2	4	4	4	4
Sūkių dažnis, min ⁻¹	105	1000	500	1800	2000
Cilindrų skaičius	6	1	6	12	16
Cilindro skersmuo, mm	600	265	420	170	165
Stūmoklio eiga, mm	2292	310	480	215	185
Suspaudimo laipsnis	13,5	12,5	12,5	15,5	18,1

2.5. VDV matematinio modeliavimo programinės įrangos aprašymas

Disertaciniame darbe, atsižvelgiant į sprendžiamus uždavinius, taikyti dviejų detalizavimo tipų matematiniai modeliai: daugiazonis ir vienazonis. Daugiazonis modelis *Diesel-RK* kartu su indikatorinio proceso parametru tyrimais taikytas nustatant JK fizikinių-cheminių savybių įtaką DV indikatorinio proceso parametrams: kuro išpurškimo, darbo mišinio sudarymo ir sparčiai vykstančių degimo procesų. Ypatingas dėmesys skirtas kuro išpurškimo procesui, nes matematinio modelio algoritmui panaudotos laboratorinių tyrimų eksperimentiniais rezultatais patikslintos analitinės priklausomybės.

Vienazonis modelis *IMPULS* taikytas variklio indikatorinio darbo proceso energinio efektyvumo ir patikimumo parametrams tirti. Atliekant tyrimą taikytos analitiniais tyrimais nustatytos JK fizikinių-cheminių savybių sąveikos su savaiminiu užsiliepsnojimu bei išpurškimo fazės pokyčio parametru priklausomybės.

Matematinis modelis *Diesel-RK*. Programa skirta dvitakčių ir keturtakčių vidaus degimo variklių darbo parametrams apskaičiuoti ir optimizuoti. Šioje programinėje įrangoje įdiegtas skaičiavimo metodas, pagrįstas prof. N. F. Razlejev'o modeliu, modifikuotas A. S. Kulešov'o. Darbo mišinio dyzelinio variklio cilindre susidarymo ir degimo charakteristikų skaičiavimas atliekamas 0,2–1° a.v.p.k. žingsniu. Matemaciniame modelyje išsamiai aprašyta kuro išpurškimo, čiurkšlės išskaidymo į lašus, jų garavimo, savaiminio užsiliepsnojimo ir degimo dinamika. Metodo skaičiavimo algoritmas apibūdina konstrukcinių ypatumų, darbo procesų reguliavimo fizikinių-cheminių parametru įtaką dyzelinio variklio indikatorinio proceso charakteristikoms.

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrų...

Matematinis modelis IMPULS. Programoje numatytas uždaras dyzelinio variklio su pripūtimo kompresoriumi darbo proceso modeliavimas, pagrįstas kvazistatinėmis termodinamikos ir dujų dinamikos lygtimis, atsižvelgiant į dujų išmetimo sistemos reiškinį, kintamą dujų turbinos ir kompresoriaus naudingą veikimo koeficientą, šilumos nuostolius, aplinkos oro temperatūrą ir slėgį. Šis matematinis modelis plačiai taikytas atliekant VDV projektavimo, modernizavimo ir eksploatacinių charakteristikų tyrimus (Lebedevas ir kt. 2012; Žaglinskis 2014; Kalinichenko 2001). Variklio cilindro darbo procesai aprašomi sistema, kurią sudaro pirmasis termodinamikos ir masės tvermės dėsniai bei būsenos lygtys.

Masės tvermės dėsnio lygtis:

$$\frac{dm_b}{d\tau} = \frac{dm_{pad}}{d\tau} + \frac{dm_{išp}}{d\tau} - \frac{dm_{išm}}{d\tau}, \quad (2.2)$$

kur: m_b – bendroji masė, kg; m_{pad} – tiekiamo oro masė, kg; $m_{išp}$ – išpurškiamo kuro masė, kg; $m_{išm}$ – išmetamųjų dujų masė, kg; τ – laikas, s.

Energijos tvermės dėsnis:

$$\frac{dU}{d\tau} = \frac{dQ_{iš}}{d\tau} - \frac{dQ_{mai}}{d\tau} - p \frac{dV}{d\tau} + h_{pad} \frac{dm_{pad}}{d\tau} - h_{išm} \frac{dm_{išm}}{d\tau}, \quad (2.3)$$

kur: U – vidinė energija, J; $Q_{iš}$ ir Q_{mai} – šilumos išsiskyrimas ir šilumos mainai, J; p – slėgis, Pa; V – tūris, m³; h – entalpija, J/kg.

Sistemos būsenos lygtis:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{m_b R}{V} \frac{dT}{d\tau} + \frac{m_b T}{V} \frac{dR}{d\tau} + \frac{R T}{V} \frac{dm_b}{d\tau} - \frac{p}{V} \frac{dV}{d\tau}, \quad (2.4)$$

kur: R – dujų konstanta, J/(kgK); T – temperatūra, K.

Matematinio modelio tinkamumą užtikrinančios šilumos išsiskyrimo charakteristikos plačiai naudojamos tiriant VDV, jos aprašytos I. I. Vibe ir G. Woschni analitinėmis priklausomybėmis (Wu 2014; Ding 2011; Merker ir kt. 2006; Komninos ir Rakopoulos 2016).

Abiejų tipų modelių modeliavimo rezultatai derinti tarpusavyje. Matematinio modeliavimo tyrimą sudaro du etapai. Pirmame etape atliktas tiriamų DV modelių derinimas, remiantis eksperimentinių tyrimų duomenimis, užtikrinant ne didesnę kaip 3–5 % paklaidą visame eksploatacinės charakteristikos darbo režimų lauke. Antrame

2. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės rodiklių įtakos variklio darbo parametrų...

etape atlikti JK savybių pasikeitimo įtakos dyzelinių variklių energetiniams ir patikimumo rodikliams tyrimai, varikliui dirbant didžiausiosios ir dalinės apkrovos režimu. Antro etapo tyrimų planas pateiktas 2.7 lentelėje.

2.7 lentelė. Matematinio modeliavimo antro etapo tyrimų planas

Table 2.7. Second phase research plan of the mathematical simulation

Variklis		„MAN B&W 6S60MC“	„ČN 26,5/31“	„SKL VDS 48/42“	„Caterpillar 3512B“	„MTU 8V 396TB“
Kuras	Tankis, kg/m ³ / Kinematinė klampa, mm ² /s	960/700	810/6	940/160	810/11	810/6
				945/230		
		960/380	830/2	950/180	810/6	810/9
				960/120		
		990/260	850/4	970/100	830/11	830/2
				980/180		
		1010/380	900/2	980/140	830/2	900/2
				985/90		
		1010/180	900/2	995/80	900/6	900/6
				995/30		
Apkrova		100 %	100 %	100 %	100 %	100 %
		25 %	25 %	45 %	25 %	25 %

2.6. Jūrinio kuro racionalaus derinio kokybės rodiklių parinkimo metodika

Dyzelinių variklių parametrų matematinis modeliavimas atliktas, atsižvelgiant į jūrinio kuro fizikinių-cheminių savybių įtaką ciklinei porcijai, išpurškimui ir degimo charakteristikoms. Analitiniai metodologiniai sprendimai leido nustatyti tankio ir klamos įtaką jūrinio kuro aktyvacijos energijai, išpurškimo fazei, ciklinei porcijai ir šilumingumui.

Modelio adaptavimas, taikymas ir paklaidos vertinimas išsamiai aptarti 4.1 skyriuje.

Naudojant *MS Excel* programinį paketą, atsižvelgiant į dyzelinių variklių energetinio efektyvumo ir patikimumo parametrų nukrypimą nuo bazinių, naudojant variklio darbui kitą kurą, sukurtas racionalaus jūrinio kuro savybių derinio parinkimo algoritmas. Remiantis atliktų pagrindinių dyzelinių variklių grupių modelių matematinio modeliavimo tyrimų duomenimis, pagal grafines ir analitines priklausomybes sukurta metodika, leidžianti prognozuoti variklio darbo lyginamųjų kuro sąnaudų ir patikimumo rodiklių pokyčius, kai variklis dirba naudodamas skirtingą kurą.

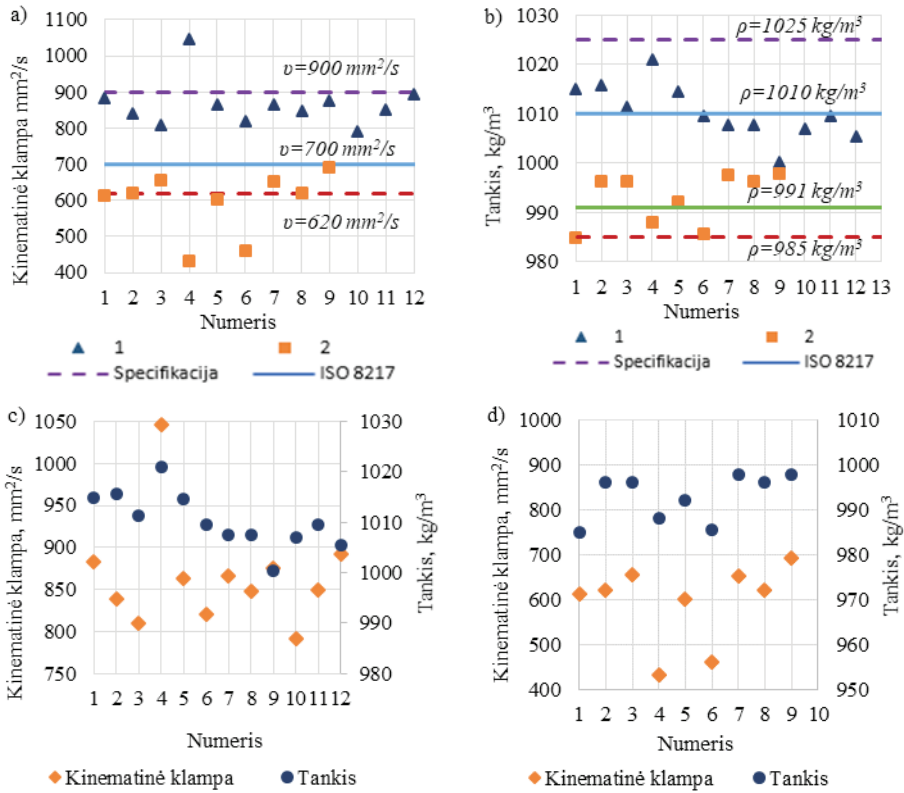
Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

3.1. Bunkeriuojamo kuro savybių statistinių duomenų analizė

Bunkeriuojamo JK savybių atitikties galiojančių standartų reikalavimams analizei atlikti skirtingų JK rūšių (37 vnt. mėginių) savybių laboratoriniai tyrimai bei išanalizuoti JK bunkeriuojamų kompanijų kokybės sertifikatų statistiniai duomenys (UAB „Saybolt Baltija“). Sunkiojo JK tyrimo rezultatų fragmentai pateikti 3.1 paveiksle. Grafikuose pateiktos dviejų sunkiojo JK markių tankio ir klampos reikšmės bei parametrų maksimalios ribos pagal ISO 8217 standartą ir laivų operatorių specifikacijas.

Stebimas gana reikšmingas bunkeriuojamo JK klampos ir tankio nukrypimas nuo reglamentuojamų reikšmių – iki 33 %, pvz.: kuras, kurio tankis – 1021 kg/m^3 ir klampa – $1046 \text{ mm}^2/\text{s}$, t. y. viršija ISO standarto ribą. Kuro pirmos ir antros grupių tankio reikšmių standartinis nuokrypis – 5 vnt., pirmos grupės kinematinės klampos reikšmių standartinis nuokrypis – 61 vnt., antros – 83 vnt. Be to, gauti rezultatai liudija, kad mėginių tankio ir klampos vertinamos reikšmės kinta chaotiškai: didesnio tankio kuro klampa gali būti žemesnė negu mažesnio tankio kuro ir atvirkščiai, pvz.: kuro tankis – $1015,7 \text{ kg/m}^3$, kinematinė klampa – $838,8 \text{ mm}^2/\text{s}$; kuro tankis – $1000,3 \text{ kg/m}^3$, kinematinė klampa – $876,1 \text{ mm}^2/\text{s}$ (3.1 pav., c – kuro pozicija 2 ir 9).

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

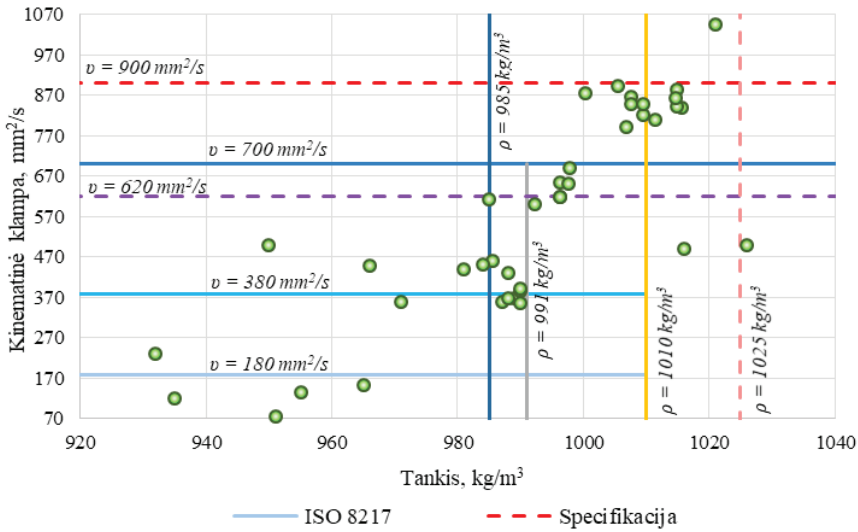


3.1 pav. Bunkeriuojamo jūrinio kuro kinematinės klamos (a) ir tankio rodikliai (b): linijos – specifikacijų ir standarto ISO8217 ribos, numeriai – sunkiojo kuro grupės; (c) ir (d) – atitinkamai pirmos ir antros grupių rodikliai

Fig. 3.1. Parameters of (a) kinematic viscosity and (b) density of bunker fuel: lines – standard and specifications limits, numbers – residual fuel group; (c) and (d) respectively – the first and second group parameters

Siekiant įvertinti bunkeriuojamo JK savybių atitikimą standartui, reprezentatyvesnė yra grafinė forma tankio-klamos lauke (3.2 pav.). Iš pateiktų grafinių duomenų matyti, kad pasitaiko atvejų, kai abu parametrai viršija standarto reglamentuojamas ribas, kartu daugybė reikšmių išmėtytos plačiame standartų ribų lauke.

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė



3.2 pav. Bunkeriuojamo kuro kinematinės klamos ir tankio laukai. Ištisinės linijos – apribojimas, remiantis ISO 8217; punktyrinės linijos – apribojimas pagal užsakovo specifikacijas; taškai – kuro kinematinės klamos ir tankio reikšmės

Fig. 3.2. Kinematic viscosity and density field of bunker fuel. Continuous lines - limitation according to ISO 8217; dotted lines – limitation according to customer specifications; points – kinematic viscosity and density indicators of the fuel

Tankio ir klamos nukrypimas tiek į didžiąją, tiek į mažąją nuo reglamentuojamų reikšmių pusę neigiamai veikia DV darbo proceso energetinius, aplinkosauginius ir patikimumo rodiklius. DV gamintojai techninėje dokumentacijoje reglamentuoja variklio eksploatacines charakteristikas esant konkrečiai naudojamam JK rūšiai. Laivus naudojant stebimas reikšmingas bunkeriuojamo JK savybių nukrypimas nuo standarto reikšmių, kuris lemia darbo proceso charakteristikų nukrypimus, pastarieji – eksploatacinių charakteristikų blogėjimą (CIMAC, 2011). Šių problemų sprendimas neatsiejamas nuo JK savybių įtakos DV darbo proceso parametrų ir eksploatacinių charakteristikų. Atsižvelgiant į šią sąveiką, racionalu būtų sukurti praktinę JK parinkimo metodologiją, remiantis analitiniais ryšiais tarp parametrų, atlikus tyrimą nustatytais bunkeriuojamo JK savybių racionalaus parinkimo aspektais, atsižvelgiant į laivo DV tipą.

Svarbu paminėti vieną JK naudojimo laivuose aspektą: siekiant užtikrinti sklandų JK tiekimo sistemos darbą, JK klampa mažinama šildymo būdu. Kuro šildymas mažina jo klampą, siekiant pagerinti fizikines išpurškimo charakteristikas (vienalytiškumas, smulkumas), bet cheminių rodiklių (užsiliepsnojamumas, parafininių ir aromatinių angliavandenilių kiekis) nekeičia.

3.2. Jūrinio kuro išpurškimo charakteristikų eksperimentiniai tyrimai, čiurkšlės parametru kitimo dinamika

Čiurkšlės dinaminiai kokybės parametru tyrimo metodai skirstomi į kontaktinius ir bekontaktinius (Wang ir kt. 2017; Linne ir kt. 2006; 2013). Vieni informatyviausių yra nekontaktiniai optiniai metodai (Klyus ir kt. 2013; Krause ir Klyus, 2013; Kulmanakov ir kt. 2012;), du iš kurių darbo autorės taikyti atliekant tyrimus.

3.2.1. Jūrinio kuro išpurškimo tyrimas lazerio šviesos difrakcijos metodu

Detalus metodą įgyvendinančios mokslinės aparatūros ir įrenginių aprašas pateiktas 2.2 skyriuje.

JK išpurškimo lazerio šviesos difrakcijos metodu tyrimą sudaro du etapai:

- išpurškimo kokybės parametro (vidutinio Sauterio skersmens – *SMD*) tyrimai, susiję su praktiniu analitiniu *SMD* formuliu taikymu atliekant matematinį modeliavimą;
- čiurkšlės smulkumo ir vienalytiškumo parametru dinaminio pokyčio tyrimai.

Kaip žinoma, klampa, tankis ir paviršiaus įtempis tiesiogiai lemia išpurškiamos kuro čiurkšlės skilimą (Shu ir kt. 2011; Totten ir kt. 2003). Šie parametrai labai priklauso nuo temperatūros, todėl tyrimai atlikti, esant skirtingai temperatūrai, jūrinio kuro „IFO-1“ markės duomenys pateikti 3.1 lentelėje.

Kaip tyrimo objektas, vertinant čiurkšlės lašų skersmenis, priimtas vidutinis Sauterio skersmuo. Laboratoriniai *SMD* parametro eksperimento duomenys plačiai naudojami VDV teorijoje – tiek eksperimentuose, tiek matematinių modelių tyrimuose (Filippa ir kt. 2012; Niraj 2013; Lewinska ir Kapusta 2017). *SMD* parametras nustatomas, atsižvelgiant į apibendrintą analitinę ryšį su kuro savybėmis, konstrukcinius purkštuko parametrus, aplinkos sąlygas (1.8 skyrius, 1.1 lentelė). Vertinant analitinės priklausomybės tinkamumą, per visą kuro išpurškimo periodą taikomas vidutinis *SMD*.

3.3 paveiksle pavaizduotos kuro „IFO-1“ *SMD* skaičiavimo kreivės, atsižvelgiant į temperatūrą ir remiantis skirtingų autorių pateiktomis lygtimis, be to, pateikti eksperimento su „Spraytec“ įrenginiu duomenys.

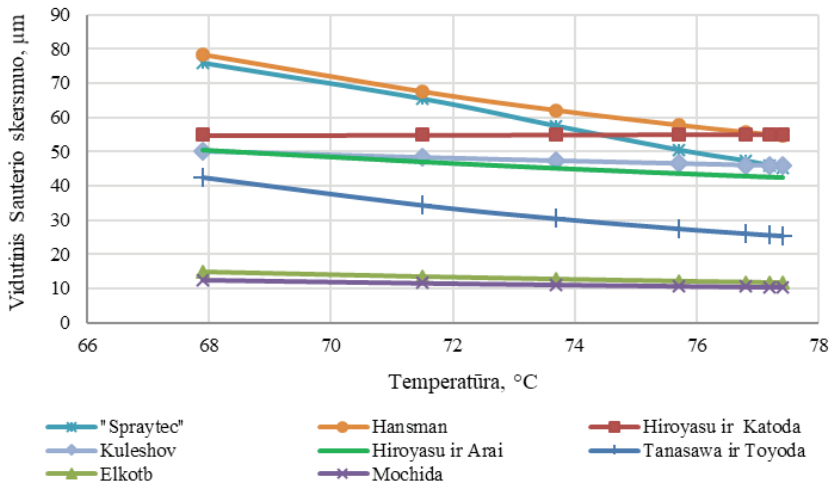
Kaip matome 3.3 paveiksle, skaičiavimo rezultatai svyruoja nuo 10 iki 80 μm . Platus *SMD* rezultatų pokyčio diapazonas paaiškinamas skirtingomis analitinių priklausomybių tyrimo atlikimo sąlygomis, naudojamo kuro rūšimis, kuro išpurškimo prietaisų konstrukciniais ir technologiniais parametrais (nors analitinėje formoje naudoti kriteriniai skaičiai). Todėl analitinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatų palyginimas, taikant pataisos koeficientus (konstantas arba koeficientą, kuris priklauso nuo JK temperatūros), yra korektiškas ir pateisinamas sprendimas.

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

3.1 lentelė. Sunkiojo kuro „IFO-1“ fizikiniai parametrai bandymo metu

Table 3.1. Physical parameters of the heavy fuel “IFO-1” during the test

Nr.	Temperatūra, °C	Tankis, kg/m ³	Dinaminė klampa, Pa·s	Paviršiaus įtempis, N/m
1.	77,4	946,40	0,1006	0,02793
2.	77,2	946,53	0,1016	0,02796
3.	76,8	946,78	0,1035	0,02802
4.	75,7	947,47	0,1092	0,02819
5.	73,7	948,72	0,1212	0,02850
6.	71,5	950,11	0,1372	0,02885
7.	67,9	952,37	0,1704	0,02941



3.3 pav. SMD skaičiavimo ir eksperimento „Spraytec“ rezultatai

Fig. 3.3. SMD calculation and “Spraytec” experiment results

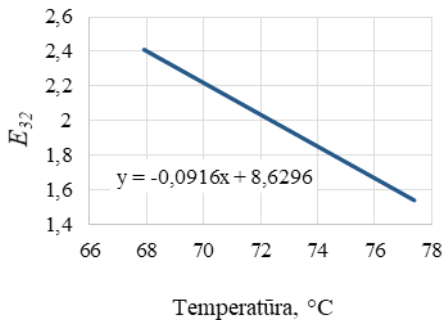
Kai temperatūra siekia nuo 68 iki 72 °C, skaičiavimo rezultatas pagal Hansman'o lygtį yra artimiausias eksperimento rezultatui, nuo 74 °C temperatūros kreivės ima skirtis, tai reiškia, kad eksperimento ir lygties SMD temperatūrinės priklausomybės yra skirtingos. Pagal Hiroyasu'o ir Katoda'os lygtį, mažėjant temperatūrai, SMD, nors ir nedaug, bet mažėja, o tai prieštarauja teorijai, eksperimento rezultatams ir kitiems atliktiems skaičiavimams. Be to, reikėtų pažymėti, kad Hiroyasu'o ir Katoda'os lyg-

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

tyje neatsižvelgiama į tokį parametą kaip kuro paviršiaus įtempis. Rezultatai pagal Elktob'o ir Mochida'os lygtis vienas kitam artimi, nors ir labai nutolę nuo eksperimento rezultatų.

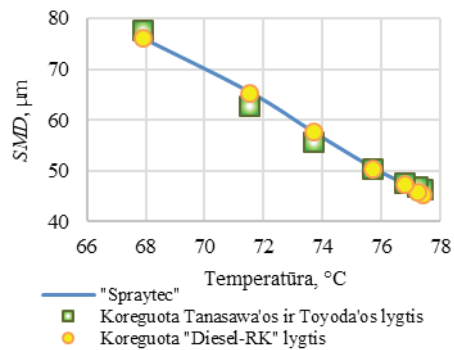
Palyginus su eksperimento duomenimis, kaip tinkamos priimtose Tanasawa'os ir Toyoda'os, Kuleshov'o *Diesel-RK* lygtys, nes Tanasawa'os ir Toyoda'os lygtis pateikia beveik lygiagrečią eksperimento rezultatams kreivę, o Kuleshov'o *Diesel-RK* lygtis turi empirinį koeficientą, kuris priklauso nuo eksperimento sąlygų.

Įvedus pataisos konstantą Tanasawa'os ir Toyoda'os lygčiai, o Kuleshov'o *Diesel-RK* lygčiai – koeficientą, vertinantį nustatytą funkcinę priklausomybę nuo temperatūros (3.4 pav.), eksperimento ir skaičiavimo duomenys atskleidžia gerą koreliaciją visame ištirtame JK temperatūriniame diapazone (3.5 pav.).



3.4 pav. SMD skaičiavimo ir eksperimento rezultatai

Fig. 3.4. SMD calculation and experiment results



3.5 pav. SMD, remiantis eksperimentu ir pakoreguotomis lygtimis

Fig. 3.5. SMD according to experiment and according to corrected equations

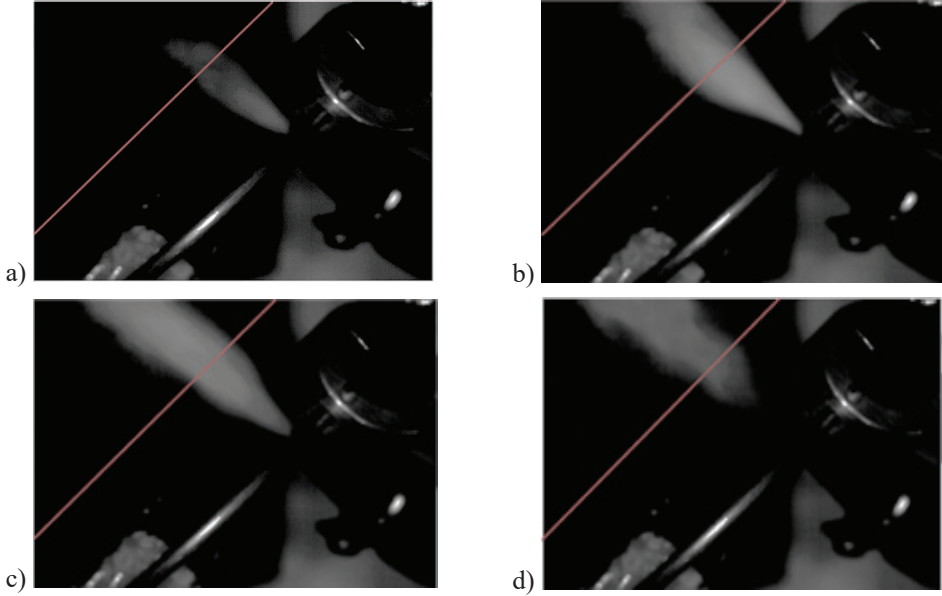
Taigi, remiantis atliktais eksperimentiniais tyrimais, sunkiojo kuro SMD nustatyti rekomenduojama naudoti *Diesel-RK* lygtį, atlikus $E_{32}(f_p)$ korekciją, atsižvelgiant į temperatūrą, arba Tanasawa'os ir Toyoda'os lygtį, kai pataisos sunkiajam kurui koeficientas – 1,83. Atitinkamai pakoregavus, analitinės priklausomybės sutampa su eksperimentiniais duomenimis, o determinacijos koeficientas – 0,99.

Daugelyje matematinių modelių skaičiuojant naudojamas nustatytas lašelių skersmens vidurkis, kuris procese kinta, nes keičiasi įpurškiamos čiurkšlės struktūra. Todėl suformuluota užduotis šią kitimo charakteristiką ištirti, siekiant patikslinti VDV išpurškimo ir darbo proceso skaičiavimo matematinius modelius.

Nustatyta, kad išpurškimo pradžioje pirmieji „Spraytec“ įrenginio lazerį pasiekia smulkesni lašeliai, vėliau – čiurkšlės frontas, kurio lašeliai didesni, tada čiurkšlė vystosi lašeliams smulkėjant (3.6 ir 3.7 pav.). Šis reiškinys visiškai sutampa su daugelio

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

mokslininkų išvadamis dėl čiurkšlės vystymosi dinamikos (Hult ir kt. 2014; Kekesi 2017). Grafikuose (3.7 pav.) mėlyna linija rodo vidutinį Sauterio skersmenį tam tikru laiko momentu, oranžinė – vidurkį per visą išpurškimo procesą.



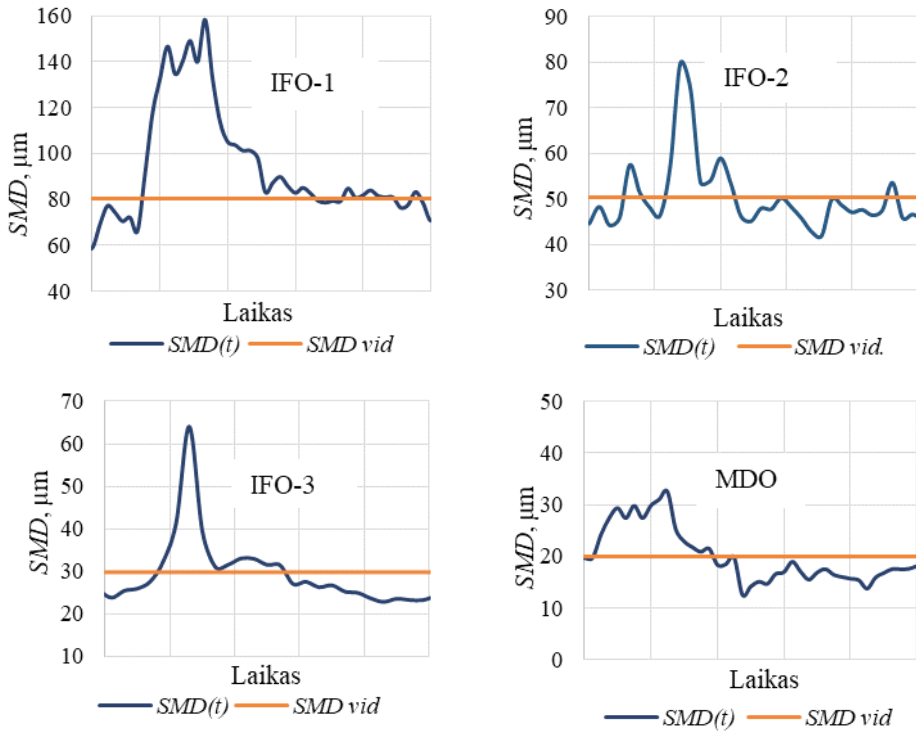
3.6 pav. Išpurškimo procesas

Fig. 3.6. Spraying process

Nustatyta, kad išpurškiant klampųjį kurą „IFO-1“, *SMD* vidurkis yra 80,38 μm , čiurkšlės fronte lašeliai pasiekia iki 158 μm skersmenį, išpurškimo pabaigoje – apie 55 μm . Kuras „IFO-2“: vidurkis – 50,34 μm ; čiurkšlės fronte – iki 80 μm ; pabaigoje – 30 μm . Kuras „IFO-3“: vidurkis – 29,73 μm ; čiurkšlės fronte – iki 64 μm ; pabaigoje – 23 μm . Kuras „MDO“: vidurkis – 19,97 μm ; čiurkšlės fronte – iki 32,5 μm ; pabaigoje – 14 μm . Kaip matome, lašelių *SMD* skirtingu išpurškimo momentu skiriasi nuo vidurkio.

„Spraytec“ kompiuteriu valdoma technologija leidžia čiurkšlės segmentą procentine išraiška išskaidyti pagal lašelių dydžius bet kuriuo laiko momentu. Lašelių struktūros dinaminis pokytis pavaizduotas 3.8 paveiksle.

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė



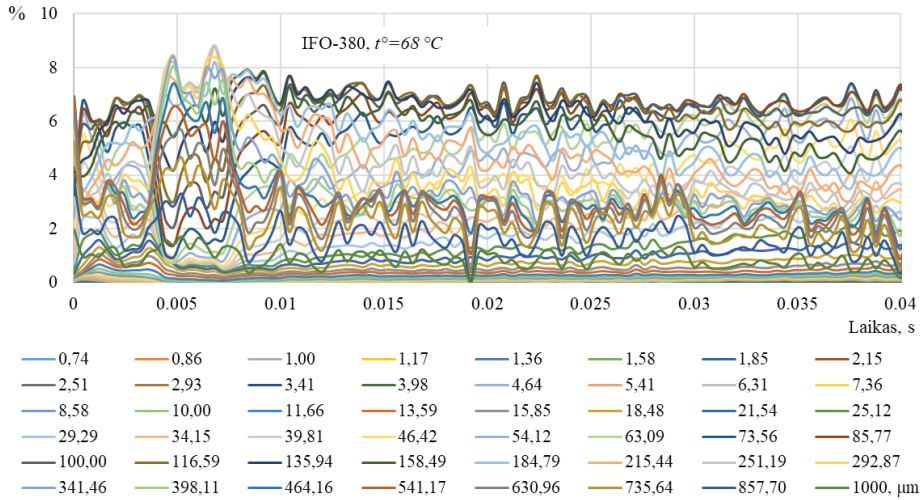
3.7 pav. Skirtingo kuro SMD kitimas laike ir SMD vidurkis

Fig. 3.7. Different fuel SMD variations in time and SMD average

Kreivės grafike rodo įvairaus skersmens (pavaizduota skirtingomis spalvomis) lašų pasiskirstymą. Akivaizdu, kad kompleksiskai išanalizuoti visų duomenų praktiškai neįmanoma, todėl preliminariai lašų skersmuo skirstomas į diskretiškai išrinktus būdingus diapazonus (3.9 pav.).

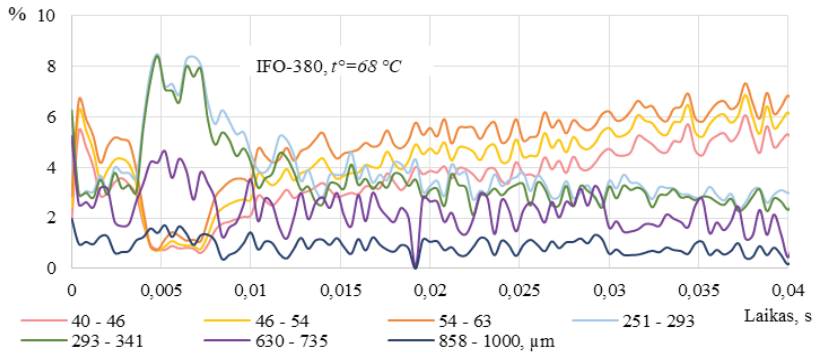
3.9 paveiksle matome, kad išpurškiant lašelių dydis transformuojasi, stambių lašelių mažėja, tuo tarpu mažesnio skersmens lašelių dalis nuolat auga. Siekiant tyrimo rezultatus ir SMD nustatymo metodą praktiškai pritaikyti matematinių modelių metoduose kiekybinių duomenų forma, atlikti išsamūs tyrimai (žr. 3.2.2. poskyrį), papildant gautus tyrimo rezultatus. Tam taikytas optinio skenavimo, esant slenkstinei segmentacijai, išpurškimo proceso dinaminių parametų tyrimo metodas.

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė



3.8 pav. Nuo 0,7 iki 1000 μm skersmens lašų kiekio kitimas išpurškimo metu

Fig. 3.8. Change in the number of drops with a diameter from 0.7 to 1000 during the injection

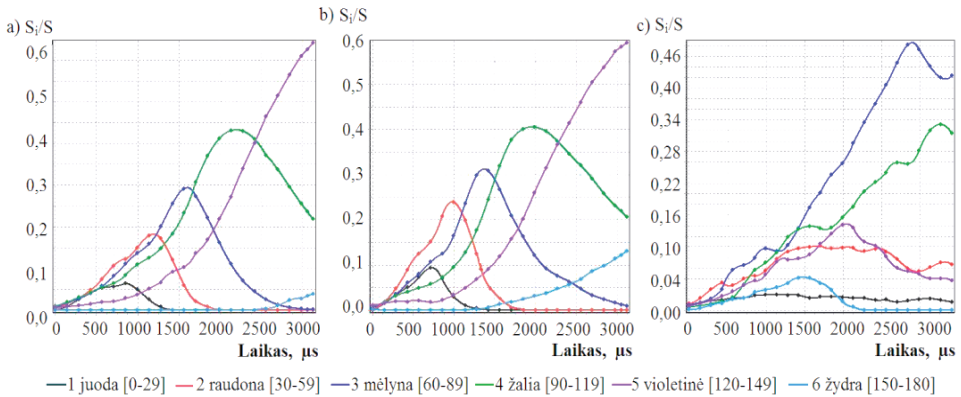


3.9 pav. Skirtingo skersmens lašų kiekio kitimas išpurškimo metu

Fig. 3.9. Change in the number of drops with different diameters during the injection

3.2.2. Jūrinio kuro išpurškimo tyrimas optinio skenavimo metodu

Bendradarbiaujant su Altajaus valstybinio technikos universiteto mokslininkais atlikus JK čiurkšlės eksperimentą nustatyti lašelių transformacijos reiškiniai pasitvirtino, vykdant tyrimus optinio skenavimo metodu. Dyzelino išpurškimo bandymo rezultatai su „Common rail“ (CR) ir tiesioginio kuro tiekimo sistema (TKTS) pavaizduoti 3.10 paveiksle (y ašyje – S_i/S – santykinė i -ryškumo zonos dalis, atsižvelgiant į suminį visiškai suformuotos čiurkšlės plotą, x ašyje – laikas nuo išpurškimo pradžios).



3.10 pav. Kuro čiurkšlės struktūra: a) CR (60 MPa); b) CR (100 MPa); c) TKTS (1750 min⁻¹)

Fig. 3.10. The structure of the fuel jet: a) CR system (60 MPa); b) CR system (100 MPa); c) conventional design system – CDS (1750 min⁻¹)

Tyrimo rezultatai liudija, kad CR sistemai būdinga nuosekli zonų su stambiais lašeliais transformacija į zonas su smulkesniais lašeliais. Taip 3.10 paveiksle (a) didėjant ryškumui kiekvienos kitos zonos maksimumas (traktuojamas kaip lašų skersmens mažėjimas) pastebimas, pradėjus nykti ankstesnei zonai su stambesniais lašeliais. Tai gi 1-os zonos transformacija į 2-ą zoną baigiasi po 1200 μ s nuo išpurškimo pradžios, 2-a zona – į 3-ią – po 1550 μ s, 3-ia – į 4-ą – po 2250 μ s. Tokia pati tendencija išlieka ir padidinus išpurškimo slėgį iki 100 MPa (3.10 pav., b). Naudojant TKTS išpurškimo pradžioje, čiurkšlės formavimo ir vystymosi etapuose yra skirtingo skersmens lašelių spektro zonų (3.10 pav., c).

Akivaizdu, kad pastebėta čiurkšlės vystymosi dinamika turi daryti įtaką užsiliepsnojimo gaisties periodui, kurį formaliai sudaro fizikinės τ_f ir cheminės τ_{ch} dedamosios (Yan 2015; Zheng ir kt. 2012; Qate ir kt. 2013). Esant vienodai cheminei dedamajai – visų pirma aktyvacijos energijai, TKTS fizikinė dedamoji yra trumpesnė, nes išpurškimo pradžioje kuro čiurkšlėje yra zonų su smulkesniais lašeliais, taip sudaro-

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

mos palankesnės sąlygos garuoti kurui, susidaryti laisviesiems radikalams ir atsirasti savaiminio užsiliepsnojimo židiniams (Payri ir kt. 2017; Yan 2015; Mollenhauer ir Tschoke 2010; Lyshevskij 1971).

Vienu iš šios teorijos patvirtinimų tapo AltVTU mokslininkų atlikto eksperimento rezultatai, kur motoriniai bandymai atskleidė dvejopą skirtumą tarp užsiliepsnojimo gaišties periodo: $5,3^\circ$ a.v.p.k. TKTS ir $11\text{--}12^\circ$ a.v.p.k. CR sistemoje nagrinėjamu apkrovos režimu. CR sistemoje išpurškimo slėgio didėjimas lemia zonų transformacijos pasistūmėjimą laike – stambūs lašeliai pradeda skaidytis anksčiau (3.11 pav., c), taip trumpindami užsiliepsnojimo gaišties periodą. Tačiau esminis skirtumas tarp užsiliepsnojimo gaišties periodų išlieka, kol slėgis padidėja CR iki 180 MPa: $8,5^\circ$ a.v.p.k. ir $5,3^\circ$ a.v.p.k. atitinkamai CR ir TKTS. Intensyvus vienafazis kuro išpurškimas CR sistemoje, esant ilgai užsiliepsnojimo gaišties periodo trukmei, lemia tai, kad kuro savaiminis užsiliepsnojimas iš esmės sutampa su kuro teikimo pabaigos faze, todėl tampa nebevaldomas degimo procesas, o kinetinė degimo fazė ima dominuoti, tada sparčiai ima susidaryti nuodingi komponentai – azoto oksidai NO_x (Reitz, Duraisamy 2015; Agarwal ir kt. 2015; Baumgarten 2006; Kavtaradze 2008).

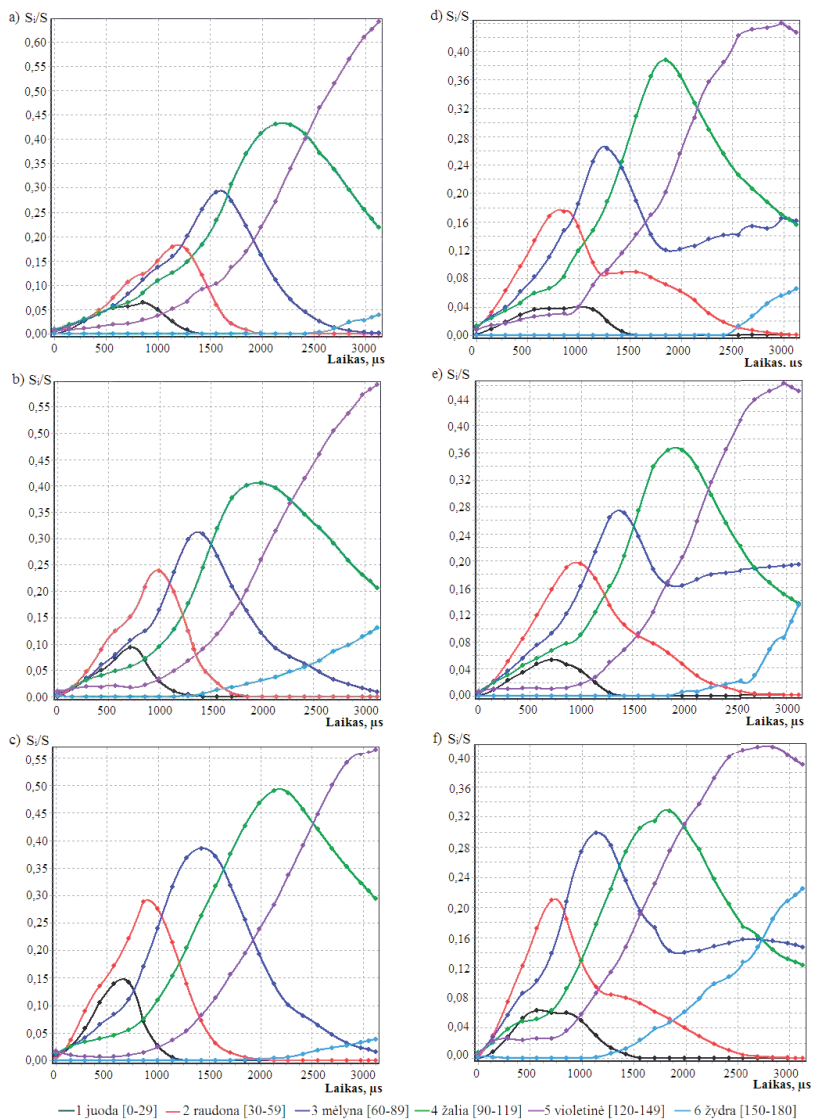
Dyzelino ir klampesnio kuro RME išpurškimo palyginimas sistemoje CR atliktas plačiame išpurškimo slėgio diapazone (60–160 MPa). Rezultatas pavaizduotas 3.11 paveiksle.

Skirtingai nei dyzelino čiurkšlės vystymosi dinamikos atveju, RME išpurškimo pobūdis skiriasi visame tirtame slėgio diapazone. RME čiurkšlė į smulkesnius lašelius nuo išpurškimo pradžios momento skyla greičiau 15–30 % (vertinta pagal ryškumo zonų išsidėstymą). Pažymėtina, kad RME čiurkšlė yra mažiau vienalytiška beveik per visą išpurškimą: jos struktūrą sudaro ryškumo zonos nuo 2 iki 5. Tuo tarpu dyzelino čiurkšlei, kaip minėta, būdinga nuosekli zonų transformacija.

Todėl, viena vertus, reikia tikėtis ankstesnio RME užsiliepsnojimo, kita vertus – mažesnės užsiliepsnoti paruoštos kuro porcijos dalies, lyginant su dyzelinu, atitinkamai sumažės ir ciklo dinaminiai parametrai (didžiausias slėgio padidėjimas ir vidutinis greitis), o tai teigiamai veikia energetinio efektyvumo rodiklius. Didžiausios šilumos išsiskyrimas bus pasiektas difuzijos fazėje, tada variklio darbas taps ekonomiškėsnis (Hansen ir kt. 2012; Ma ir kt. 2015).

Šis ypatumas tiksliau pavaizduotas pakoreguotame grafike, susumavus skirtingo ryškumo zonas bendrame laiko dinamikos balanse (3.12 pav.). Grafikuose pažymėta užsiliepsnojimo gaišties periodo (UGP) trukmė, nustatyta atlikus motorinius bandymus.

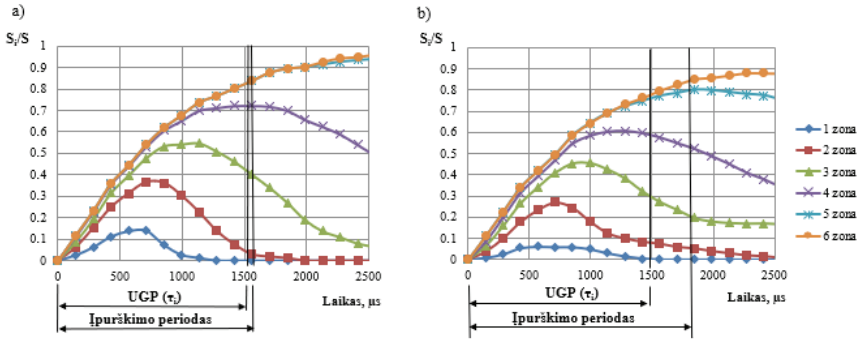
3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė



3.11 pav. Kuro čiurkšlės struktūra CR sistemoje: a) dyzelinas, 60 MPa; b) dyzelinas; 100 MPa; c) dyzelinas, 160 MPa; d) RME, 60 MPa; e) RME, 100 MPa; f) RME, 160 MPa

Fig. 3.11. The structure of the fuel jet in CR system: a) diesel, 60 MPa; b) diesel, 100 MPa; c) diesel, 160 MPa; d) RME, 60 MPa; e) RME, 100 MPa; f) RME, 160 MPa

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

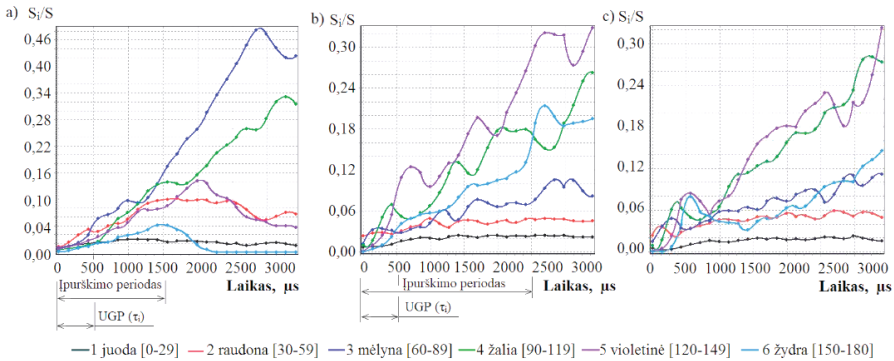


3.12 pav. Pakoreguota kuro čiurkšlės struktūros diagrama: a) dyzelinas (CR sistema – 160 MPa); b) RME (TKTS – 160 MPa)

Fig. 3.12. Reconstructed fuel jet structure diagram: a) diesel (CR – 160 MPa); b) RME (CDS – 160 MPa)

Užsiliepsnojimo momentu dyzelino čiurkšlę sudaro daugiausia 3-ia ir 4-a zonos (apie 80 % bendro tūrio), RME čiurkšlę – platesnis zonų spektras: 2-a, 3-ia, 4-a, 5-a ir šiek tiek 6-a.

Atsižvelgiant į JK naudojimo laivuose ypatumus, atliktas dyzelino ir dar klampesnio kuro, esant skirtingoms temperatūroms, – rapso aliejaus išpurškimo TKTS tyrimas (3.13 pav.). Grafike pavaizduotas išpurškimo laikas ir, atlikus motorinius tyrimus, nustatytas užsiliepsnojimo gaišties periodas.



3.13 pav. Kuro čiurkšlės struktūros dinamika TKTS sistemoje: a) dyzelinas (26 °C); b) ir c) – rapso aliejus (26 °C ir 65 °C)

Fig. 3.13. Fuel jet dynamics in the CDS system during injection: a) diesel (26 °C); b) and c) – rapeseed oil (26 °C and 65 °C)

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

Lyginant su dyzelino išpurškimo duomenimis (3.13 pav., a.), rapso aliejaus čiurkšlės zonos pulsuoja daugiau, ypač esant 26 °C temperatūrai (3.13 pav., b). Labai nestabilios yra 4-a, 5-a ir 6-a zonos, kurioms būdingas mažesnis optinis tankis. Pašildžius rapso aliejų iki 65 °C temperatūros, zonų stabilumas padidėja (3.13 pav., c), tai siejama su klamos mažėjimu nuo 73 mm²/s iki 18 mm²/s dėl rapso aliejaus pašildymo. Išpurškiant pašildytą rapso aliejų pastebėta, kad užsiliepsnojimo gaisties periodo pabaigoje čiurkšlės ploto, kur mažesnis optinis tankis, yra daugiau (4-a, 5-a ir 6-a zonos), todėl pašildyto rapso aliejaus degimas turi būti efektyvesnis, tai ir patvirtino eksperimentiniai tyrimai (Marchenko ir kt. 2005; Matievskij ir kt. 2006).

Remiantis gautais rezultatais, galima teigti, kad šis metodas leidžia realiai palyginti skirtingų išpurškimo sistemų kuro čiurkšlės kokybinius parametrus. Be to, metodui pritaikius papildomas sąlygas, čiurkšlės dinamiką galima analizuoti kiekybiškai, tai galėtų papildyti VDV procesų matematinius modelius.

Darant prielaidą, kad čiurkšlės ryškumo zonos apibūdina vienalytiškumą ir lašų smulkumą, galima vertinti lašų skersmens spektrą ir jo kitimą laike. Tuo tikslu pagal empirines lygtis (žr. 3.2.1 poskyrį) – sunkiajam kurui tinka pakoreguota Tanasawa'os ir Toyoda'os lygtis – nustatomas čiurkšlės *SMD*.

Taikant optinio skenavimo metodą, kuro čiurkšlė dalijama į ryškumo zonas (šiuo tyrimu – 6 zonos) ir pagal 3.1 lygtį nustatomas vidutinis jos ryškumas:

$$A_{avr.} = \frac{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n A_i S_i}{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n S_i}, \quad (3.1)$$

kur: A_i – i -zonos ryškumas j -momentu; S_i – santykinis i -zonos plotas j -momentu.

Remiantis *SMD* ir $A_{avr.}$ duomenimis, nustatomas perskaičiavimo koeficientas:

$$X_p = SMD/A_{avr.} \quad (3.2)$$

Taikant šį koeficientą galima iš ryškumo zonų perskaičiuoti į atitinkamus lašų skersmenis per visą čiurkšlės plotą bet kuriuo išpurškimo momentu.

Daugelyje VDV darbo proceso matematinių modelių, taip pat ir daugiazoninių (Kegl ir kt. 2013; Moradi 2013; Kuleshov 2004), skaičiuojant taikomas vidutinis *SMD* per visą kuro porcijos išpurškimą. Tačiau lašų skersmuo čiurkšlei vystantis dinamiškai kinta laike, tai patvirtinta atlikus išpurškimo tyrimus. Todėl modeliuojant kuro / oro mišinio formavimo procesus, reikėtų atsižvelgti į lašų kitimo dinamiką.

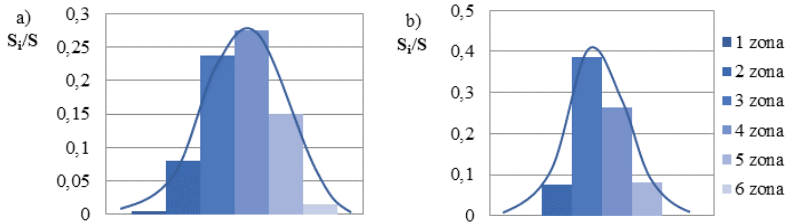
Gautų duomenų analizė ir kitų tyrimų (Jiang ir kt. 2016; Pimentel, 2006) rezultatai patvirtina, kad kuro lašų spektras laiko momentu atitinka normaliojo skirstinio tikimybės dėsnį:

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

$$f(x) = \frac{1}{s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-M)^2}{2s^2}}, \quad (3.3)$$

kur: s – standartinis nuokrypis; M – mediana.

Analogiškai šiame tyrime taikant χ^2 (chi kvadrato) kriterijų (Kuznecov ir kt. 2016; McHugh 2013; Brereton 2014) patvirtintas čiurkšlės ryškumo zonų normaliojo skirstinio dėsnis. Dyzelinio kuro ir RME zonų pasiskirstymo poligonai, atitinkantys normaliojo skirstinio dėsnį, pateikti 3.14 paveiksle.



3.14 pav. Kuro čiurkšlės ryškumo zonų tikimybinis skirstinys: a) dyzelinas (160 MPa, 1420 μ s); b) RME (160 MPa, 1420 μ s)

Fig. 3.14. Distribution of the probability densities of the fuel jet brightness zones: a) diesel (160 MPa, 1420 μ s); b) RME (160 MPa, 1420 μ s)

3.3. Trečiojo skyriaus išvados

1. Rinkoje laivų bunkeriuojamo jūrinio kuro kokybės standartų parametrai (visų pirma tankis ir klampa) ne visada atitinka standarto ISO 8217 ar operatorių specifikacijų normatyvus. Čia pasitaiko kuro, kurio kinematinės klamos reikšmė 33 % viršija ISO 8217 standarto leistiną ribą. Ištirto kuro kinematinės klamos reikšmių standartinis nuokrypis yra 83 vnt. Tai savaime lemia eksploatacinių jėgainių energetinio efektyvumo bei patikimumo rodiklių praradimą.
2. Atlikti septynių JK rūšių čiurkšlės išpurškimo kokybės dinaminių parametru pokyčių tyrimai. Praktiniam naudojimui modifikuotos lašų vidutinio Sauterio skersmens nustatymo analitinės priklausomybės. Nustatyta, kad sunkiojo JK *SMD* adekvačiai aprašomas pakoreguotomis Tanasawa'os ir Toyoda'os bei Kuleshov'o lygtimis. Išpurškimo momentu JK lašų vidutinio Sauterio skersmens standartinis nuokrypis yra nuo 8 iki 21. *SMD* vidurkis apytiksliai 45 % mažesnis už čiurkšlės fronto lašų ir 30 % didesnis už *SMD* lašų išpurškimo

3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

pabaigoje. Remiantis gautais rezultatais, atlikti analitiniai sprendiniai leidžia detalizuoti kuro išpurškimo VDV matematinis modelius.

3. Optinio skenavimo, esant slenkstinei segmentacijai, bekontakčiu metodu atlikti palyginamieji čiurkšlės struktūros dinaminų parametrų tyrimai, taikant dvi transporto priemonėse naudojamas kuro tiekimo sistemas – TKTS ir CR. Nustatyta, kad TKTS čiurkšlę sudaro skirtingo skersmens lašai, o CR sistemoje stambūs lašai nuosekliau transformuojasi į smulkesnius. Nustatyta, kad esant vienkartiniam kuro išpurškimui, CR čiurkšlę užsiliepsnojimo metu iš esmės sudaro dviejų skersmenų lašų grupės, o TKTS – keturios, dėl to naudojant TKTS užsiliepsnojimo gaišties periodas yra dvigubai trumpesnis.
4. Suformuluoti čiurkšlės skenavimo metodo plėtros principai. Tiriant išpurškiamos čiurkšlės struktūros pokyčio dinaminus parametrus ir analitiškai įvertinus *SMD* pagal empirinę lygtį, surandamas perskaičiavimo koeficientas, kurį taikant paskiros ryškumo zonos perskaičiuojamos į *SMD*. Sudaryta analitinė prielaida čiurkšlės ploto dispersiškumą vertinti atsižvelgiant į dinaminus parametrus.

Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms charakteristikoms tyrimai taikant matematinį modeliavimą, vertinimo metodikos kūrimas

4.1. Jūrinio kuro kokybės rodiklių, kurie veikia dyzelinių variklių degimo procesą, nustatymas

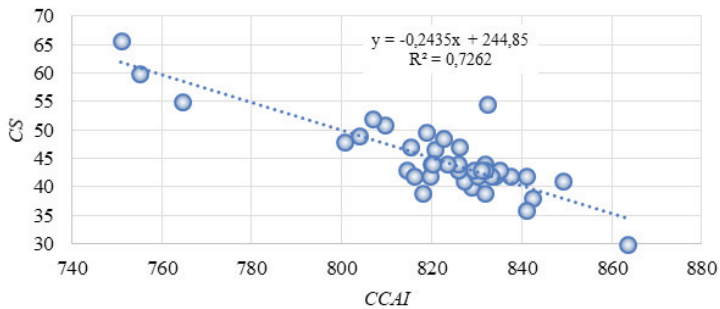
Plati galimų JK tankio ir klampos derinių gama lemia variklio darbo proceso nukrypimus nuo variklių gamintojo reglamentuojamų duomenų, tai dažniausia neigiamai veikia energetinius, aplinkosauginius ir patikimumo parametrus. Galimi užsiliepsnojimo gaišties periodo, kurį lemia aktyvacijos energija, ir kuro šilumingumo pokyčiai turi įtakos variklio galiai. Kuro tamprumo pokyčiai lemia kuro išpurškimo į cilindrą nuokrypius. Aktyvacijos energija, tamprumo modulis ir šilumingumas standartuose nereglamentuojami, todėl modeliuojant variklio darbą, kai naudojamas skirtingas kuras, gali kilti įvesties duomenų prieinamumo sunkumų. Todėl aktyvacijos energiją ir tamprumo modulį būtina nustatyti analitiškai, remiantis JK sertifikatų duomenimis. Analitiškai šilumingumas nustatomas pagal kuro standartuose pateiktą lygtį (1.10), kuri, esant leistinai paklaidai, pagal tankio parametą leidžia apskaičiuoti šilumingumą (ISO 8217; GOST 54299-2010).

4.1.1. Aktyvacijos energijos vertinimo metodika

Daugelyje matematinių modelių kuro užsiliepsnojamumo savybėms aprašyti pasitelkiama aktyvacijos energija (E_a), kitur – cetaninis skaičius (Kuleshov 2004; Krašovskij ir kt. 1986). Todėl, norint turėti įvesties duomenis modeliuojant variklio darbą

sunkiųjų kuru, nustatomas ryšys tarp $CCAI$ ir E_a . Tuo tikslu, remiantis moksline literatūra (González ir kt. 2013; Armas 2012; Patentas RU 2570647; Ghosh ir Jaffe 2004) ir JK kokybės sertifikatais, suformuotas kuro kokybės parametrų duomenų masyvas, kuris apima: tankio (ISO 3675:1998), klampos (ISO 3104:1994), CS (ISO 5165:2017) parametrus ir pagal (1.6) lygtį apskaičiuotą aromatiškumo indeksą $CCAI$ (duomenys pateikti 2 priede).

Remiantis šiais duomenimis, grafikų forma nustatytas ryšys tarp CS ir $CCAI$ ir gauta tiesinės priklausomybės lygtis (4.1 pav.). Determinacijos koeficientas lygus 0,71, tai rodo stiprų ryšį tarp parametrų, todėl lygtis gali būti naudojama sprendžiant praktines užduotis.



4.1 pav. Ryšys tarp CS ir $CCAI$

Fig. 4.1. Relationship between CN and $CCAI$

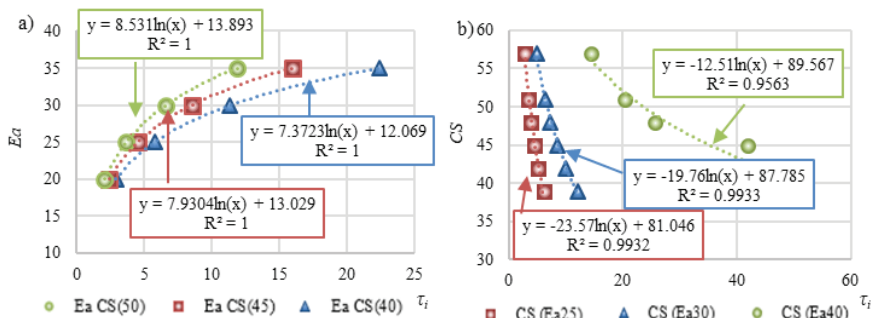
Siekiant nustatyti ryšį tarp aktyvacijos energijos ir cetaninio skaičiaus taikytas dyzelinių variklių darbo proceso tyrimų *Diesel-RK* daugiazonis modelis. Su šiuo matematinio modeliu apskaičiuotas užsiliepsnojimo gaišties periodas, esant fiksuotam cetaniniam skaičiui ir aktyvacijos energijos variacijai. Lygiagrečiai, esant fiksuotai aktyvacijos energijai ir cetaninio skaičiaus variacijai, rezultatas grafiškai pateiktas 4.2 paveiksle. *Diesel-RK* programos matematinio modelio algoritme užsiliepsnojimo gaišties periodas nustatomas pagal analitines priklausomybes (Kuleshov 2004):

$$\tau_i = 3,8 \cdot 10^{-6} (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n) \cdot \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{Rt} \cdot \frac{70}{CS + 25}\right); \quad (4.1)$$

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dizelinių variklių eksploatacinėms...

kur: T, p – temperatūra ir slėgis cilindre kuro įpurškimo pradžioje, K, MPa; n – alkūninio veleno sukiai, min^{-1} .

Lygties naudojimo algoritmas apribotas remiantis eksperimento duomenimis, todėl sudaro pagrindą, esant bendram vardikliui τ_i , modeliavimo būdu nustatyti CS ir E_a tarpusavio sąsają.



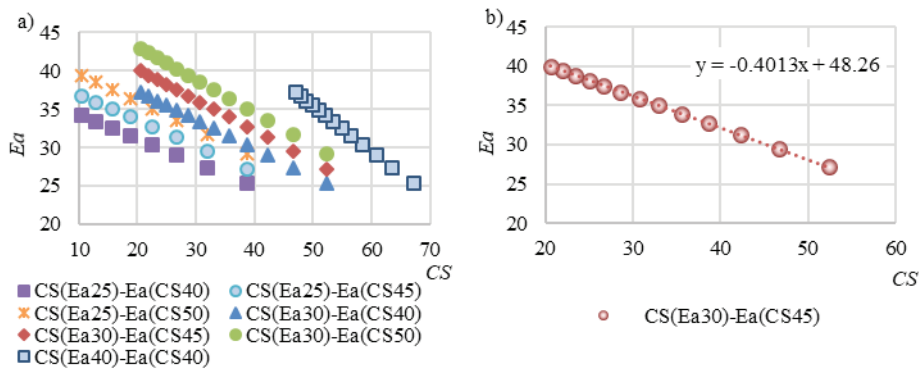
4.2 pav. Užsiliepsnojimo gaišties periodas atsižvelgiant į: a) E_a ir b) CS

Fig. 4.2. Ignition delay period depending on: a) E_a and b) CN

4.2 paveiksle (a) pavaizduotos užsiliepsnojimo gaišties periodo ir E_a priklausomybės, įvertinti trys atvejai: CS lygus 40, 45 ir 50; E_a kiekvienu atveju kinta nuo 20 iki 35 kJ/mol. Gautos kreivės $E_a = f(\tau_i)$ aprašomos logaritminėmis priklausomybėmis. 4.2 paveiksle (b) pavaizduotos užsiliepsnojimo gaišties periodo ir CS priklausomybės, įvertinti trys atvejai: E_a lygi 25, 30 ir 40 kJ/mol; CS kiekvienu atveju kinta nuo 39 iki 57. Gautos kreivės $CS = f(\tau_i)$ taip pat aprašomos logaritminėmis priklausomybėmis. Visais atvejais determinacijos koeficientas rodo labai stiprų ryšį: $R^2 = 0,96 \div 1,0$.

Pagal kiekvieną lygtį išskaičiuoti E_a ir CS , kai τ_i kito nuo 6 iki 30° a.v.p.k., visiems deriniams nustatytas E_a ir CS ryšys per sutampantį užsiliepsnojimo gaišties periodą $\tau_{iE_a} = \tau_{iCN}$; fragmentas pavaizduotas 4.3 paveiksle (a). Toliau skaičiuojant, pasitelkus realaus kuro CS ir E_a nustatymo duomenis (Zheng ir kt. 2012), išrinkta priklausomybė, kuri pateikta 4.3 paveiksle (b).

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dizelinių variklių eksploatacinėms...



4.3 pav. Ryšys tarp CS ir E_a : a) CS ir E_a variacijos; b) pasirinktas CS ir E_a ryšys

Fig. 4.3. Relationship between CN and E_a : a) CN and E_a variation; b) selected relationship between CN and E_a

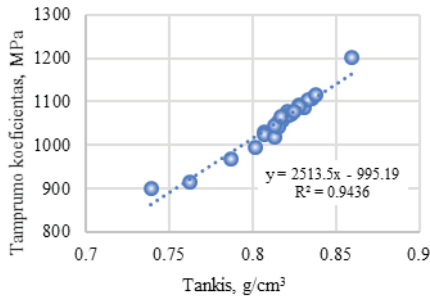
Siūloma ši E_a nustatymo pagal JK tankio ir klampos parametrus seka: žinant tankio ir klampos reikšmes, pagal lygtį (1.6) skaičiuojamas aromatiškumo indeksas $CCAI$, pagal nustatytą priklausomybę (4.1 pav.) – jį atitinkantis cetaninis skaičius, pagal pasirinktą CS ir E_a ryšio lygtį (4.3 pav., b) – sunkiojo kuro aktyvacijos energija, visa tai naudojant matematinio modelio tyrimuose.

4.1.2. Kuro išpurškimo kampo pokyčio vertinimas

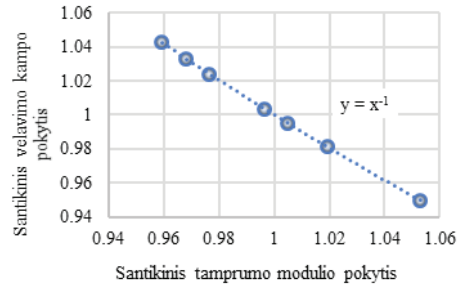
Variklio darbą keičiant kitos rūšies distiliatu ar sunkiuoju kuru, dėl skirtingo kuro tamprumo modulio, kuris kuro standarte nereglamentuojamas, variklyje, esant tradicinei tiesioginio kuro tiekimo sistemai, kinta faktinis kuro išpurškimo kampas (Tat ir Gerpen 2003). Norint įvertinti išpurškimo kampo pokytį, surandamas ryšys tarp standarte reglamentuojamo tankio ir faktinio išpurškimo kampo. Tuo tikslu, remiantis mokslinės literatūros šaltiniais, panaudoti realūs įvairių angliavandenilių tankio ir atitinkamo tamprumo modulio duomenys, esant 100 °C temperatūrai (Han ir kt. 2017; Tat ir Gerpen 2003; Tat ir kt. 2000; Monyem ir kt. 2001), kuri artima naudojamam JK temperatūrai. Nustatytas ryšys tarp tankio ir tamprumo modulio (B) ir gauta tiesinės priklausomybės lygtis (4.4 pav.). Determinacijos koeficientas – 0,94 rodo labai stiprų ryšį.

Faktinį išpurškimo kampą lemia kuro tiekimo sistemos konstrukciniai ypatumai, kuriuos kiekybiškai įvertinti sudėtinga, todėl atliktas santykinis išpurškimo kampo pokyčio vertinimas, kuris savo ruožtu priklauso nuo kuro savybių. Pagal (1.7) lygtį apskaičiuotas išpurškimo vėlavimo kampas $\Delta\phi_{ip}$ a.v.p.k., kuris priklauso nuo tamprumo modulio (Tat ir Gerpen 2003). Esant santykiniam tamprumo modulio pokyčiui, santykinai keičiasi išpurškimo vėlavimo kampas (grafinė priklausomybė pateikta 4.5 paveiksle).

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.4 pav. Ryšys tarp tankio ir tamprumo modulio



4.5 pav. Ryšys tarp tamprumo modulio ir įpurškimo vėlavimo kampo

Fig. 4.4. Relationship between density and bulk modulus

Fig. 4.5. Relationship between bulk modulus and injection delay angle

Apibendrinus, žinant pirmo ir antro bunkeriuojamo kuro tankius, pagal nustatytą priklausomybę (4.4 pav.) skaičiuojami tamprumo moduliai ir jų santykis, remiantis nustatytu ryšiu (4.5 pav.) surandamas santykinis išpurškimo vėlavimo kampo pokytis, kuriuo remiantis vertinamas tiriamojo DV modelio faktinio kuro išpurškimo kampo absoliutusias pokytis.

Taigi, remiantis atliktų analitinių tyrimų rezultatais, sukurti mechanizmai, leidžiantys nustatyti pagrindinius parametrus, kurie būtini modeliuojant tikslesnį kuro rodiklių poveikį variklio darbo procesui ir eksploatacinėms charakteristikoms.

4.2. Matematinio modelio pritaikymas pagrindiniams laivo dyzelinių variklių tipams

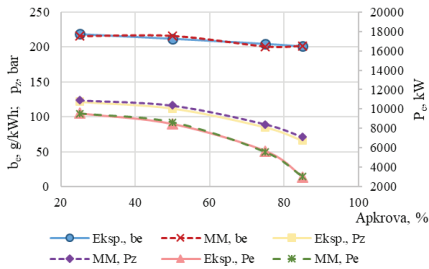
Prieš atliekant JK įtakos variklio darbo charakteristikoms modeliavimo eksperimentą, *IMPULS* matematinis modelis suderintas su eksperimentiniais duomenimis. Eksperimentų duomenys paimti iš mokslinės literatūros ir variklio gamintojų testavimo protokolų. Grafikuose parodytas matematinio modelio ir eksperimento rezultatų sutapimas. Tikslūs duomenys pateikti 3 priede. Modeliuojamų DV tipai ir glausta specifikacija pateikti 4.1 lentelėje.

Vieno populiariausių modelių – žemo sūkių dažnio dvitakčio variklio „MAN 6S60MC“ eksperimentinių rodmenų (Zinenko ir kt. 2014) ir matematinio modeliavimo skaičiavimo rezultatų sutapimas parodytas 4.6 paveiksle. Naujosios kartos – XXI a. 2-ojo dešimtmečio – vidutinio sūkių dažnio variklio „ČN 26,5/31“ eksperimentinių rodmenų (Pankratov 2017) ir matematinio modeliavimo skaičiavimo rezultatų sutapimas – 4.7 paveiksle.

4.1 lentelė. Glaustos modeliujamų variklių specifikacijos

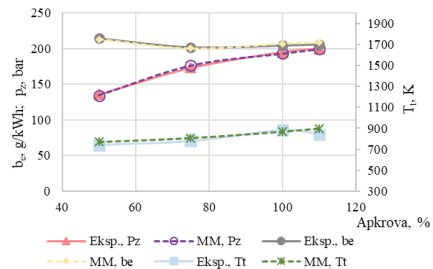
Table 4.1. Short specifications of simulated engines

Variklio gamintojas, markė	Klasifikacija pagal sūkių dažnį	Taktų skaičius	Kuro tiekimo sistemos tipas	Naudojamo kuro rūšis
„MAN B&W 6S60MC“ (Danija)	Žemas	2	TKTS	„RMF/MDO“
„ČN 26,5/31“ (Rusija)	Vidutinis	4	CR	„RMF/MDO“
„SKL VDS 48/42“ (Vokietija)	Vidutinis	4	TKTS	„RMF/MDO“
„Caterpillar 3512B“ (JAV)	Aukštas	4	CR	„MDO“
„MTU 8V 396TB“ (Vokietija)	Aukštas	4	TKTS	„MDO“



4.6 pav. „MAN 6S60MC“ eksperimentinių ir matematinio modeliavimo duomenų lyginamųjų kuro sąnaudų, didžiausiojo ciklo slėgio ir galios rodmenys

Fig. 4.6. “MAN 6S60MC” experimental and mathematical modeling data of specific fuel consumption, cycle maximum pressure, power readings



4.7 pav. „ČN 26,5/31“ eksperimentinių ir matematinio modeliavimo duomenų lyginamųjų kuro sąnaudų, didžiausiojo ciklo slėgio, išmetamųjų dujų temperatūros rodmenys

Fig. 4.7. “ChN 26.5/31” experimental and mathematical modeling data of specific fuel consumption, cycle maximum pressure, exhaust gas temperature readings

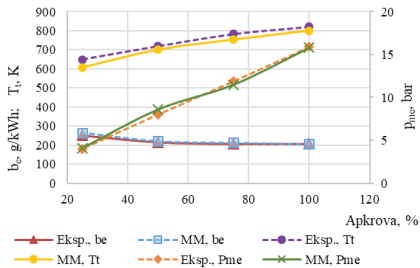
„MAN 6S60MC“ matematinis modelis suderintas, remiantis galios, lyginamųjų kuro sąnaudų ir didžiausiojo ciklo slėgio rodmenimis. Didžiausias nesutapimas tarp eksperimentinių ir matematinio modeliavimo reikšmių atitinkamai yra: 1,9 %, 1,9 % ir 6,6 %.

„ČN 26,5/31“ matematinis modelis suderintas, remiantis didžiausiojo ciklo degimo slėgio, lyginamųjų kuro sąnaudų ir išmetamųjų dujų temperatūros rodmenimis.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...

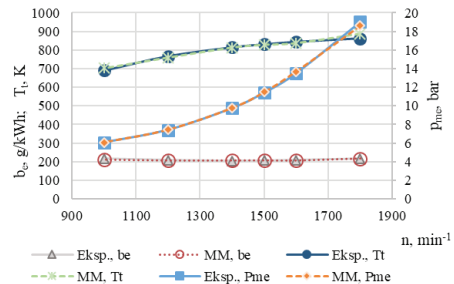
Didžiausias nesutapimas tarp eksperimentinių ir matematinio modeliavimo reikšmių atitinkamai yra: 1,9 %, 1,2 % ir 5,9 %.

Senosios kartos – aštuntojo praeito amžiaus dešimtmečio – vidutinio sūkių dažnio variklio „VDS 42/48“ eksperimentinių rodmenų (SKL Motor 1980) ir matematinio modeliavimo skaičiavimo rezultatų sutapimas parodytas 4.8 paveiksle. Populiaraus aukšto sūkių dažnio JAV bendrovės variklio „CAT 3512B“ eksperimentinių rodmenų (Rapalis 2017) ir matematinio modeliavimo skaičiavimo rezultatų sutapimas parodytas 4.9 paveiksle.



4.8 pav. „VDS 42/48“ eksperimentinių ir matematinio modeliavimo duomenų išmetamųjų dujų temperatūros, vidutinio efektyviojo slėgio, lyginamųjų kuro sąnaudų rodmenys

Fig. 4.8. „VDS 42/48“ experimental and mathematical modeling data of exhaust gas temperature, mean effective pressure, specific fuel consumption readings



4.9 pav. „CAT 3512B“ eksperimentinių ir matematinio modeliavimo duomenų lyginamųjų kuro sąnaudų, išmetamųjų dujų temperatūros, vidutinio efektyviojo slėgio rodmenys

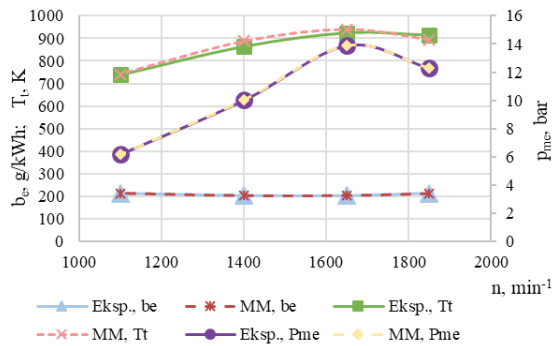
Fig. 4.9. „CAT 3512B“ experimental and mathematical modeling data of specific fuel consumption, exhaust gas temperature, mean effective pressure readings

„VDS 42/48“ matematinis modelis suderintas, remiantis vidutinio efektyviojo slėgio, lyginamųjų kuro sąnaudų ir išmetamųjų dujų temperatūros rodmenimis. Didžiausias eksperimentinių ir matematinio modeliavimo reikšmių nesutapimas atitinkamai yra: 7,0 %, 4,6 % ir 6,6 %.

„CAT 3512B“ matematinis modelis suderintas, remiantis vidutinio efektyviojo slėgio, lyginamųjų kuro sąnaudų ir išmetamųjų dujų temperatūros rodmenimis. Didžiausias eksperimentinių ir matematinio modeliavimo reikšmių nesutapimas yra: efektyviojo slėgio – 2,1 %, lyginamųjų kuro sąnaudų – 2,07 %, išmetamųjų dujų temperatūros – 2,71 %.

Aukšto sūkių dažnio „Friedrichshafen“ įmonės (Vokietija) „Motoren und Turbinen Union“ antrosios kartos variklio „MTU 396“ eksperimentinių duomenų (MTU Friedrichshafen 1989) ir matematinio modeliavimo skaičiavimo rezultatų sutapimas parodytas 4.10 paveiksle. Šiuose dyzelinio variklio modeliuose taikytas prie izobarinio artėjantis degimo darbo procesas.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dizelinių variklių eksploatacinėms...



4. 10 pav. „MTU 396“ eksperimentinių ir matematinio modeliavimo lyginamųjų kuro sąnaudų, išmetamųjų dujų temperatūros, vidutinio efektyviojo slėgio rodmenys

Fig. 4.10. “MTU 396” experimental and mathematical modeling data of specific fuel consumption, exhaust gas temperature, mean effective pressure readings

Matematinis modelis suderintas, remiantis efektyviojo slėgio, lyginamųjų kuro sąnaudų ir išmetamųjų dujų temperatūros rodmenimis. Vidutinio efektyviojo slėgio, lyginamųjų kuro sąnaudų ir išmetamųjų dujų temperatūros eksperimentinių ir matematinio modeliavimo reikšmių didžiausias nesutapimas atitinkamai yra: 0,39 %, 0,47 % ir 2,82 %.

Matematinis modelis suderintas, remiantis pagrindinėmis DV eksploatacinėmis charakteristikomis ir variklio darbo proceso rodikliais, varikliui dirbant plačiu apkravos ir sūkių dažnių diapazonu. Suderintas matematinis modelis yra tinkamas disertacinio darbo uždaviniams spręsti.

4.3. Dizelinių variklių, veikiančių naudojant bunkeriuojamą kurą, eksploatacinių parametų tyrimai

Suderinus tiriamą DV matematinį modelį su eksperimentiniais duomenimis, atlikti tirtų modelių energetinių ir eksploatacinių patikimumo parametų tyrimai, kai variklis naudoja skirtingą bunkeriuojamą JK. Kiekvienai DV rūšiai, atsižvelgiant į variklio tipą ir remiantis variklių techninės dokumentacijos duomenimis, pasirinkta ISO 8217 standartą atitinkanti JK rūšis. Kiekvienam tyrimui kuro rūšies tankio ir klampos lauke pasirinkti įvairūs deriniai: vidutinės tankio ir klampos reikšmės, mažesnis tankis ir aukštesnė klampa ir atvirkščiai. Remiantis atliktų analitinių tyrimų rezultatais (4.1 skyrius), nustatant tankio ir klampos sąsajas su DV darbo proceso vykdymo ypatumais, kiekvienam tirtam tankio ir klampos deriniui apskaičiuoti pokyčiai: kuro apatinio šilumingumo, aktyvacijos energijos ir kuro išpurškimo kampo.

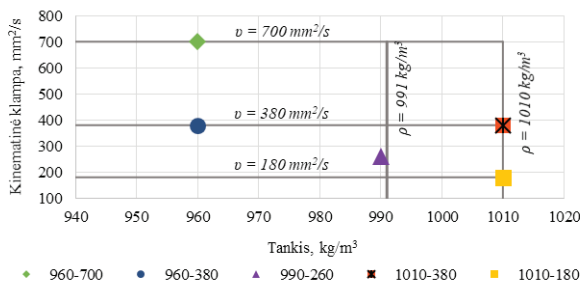
Remiantis CIMAC statistine informacija (CIMAC 2011), parametų pokyčiai iš-tirti varikliui dirbant didžiausiosios ir dalinės (25–45 %) apkrovos režimu. Matemati-nio modeliavimo tyrimų rezultatai, apimantys būdingus tankio ir klampos derinius, pateikti 4.3.1–4.3.5 poskyriuose.

4.3.1. Žemo sūkių dažnio „MAN 6S60MC“ dizelinio variklio eksploatacinių parametų modeliavimas

Siekiant apskaičiuoti JK poveikį mažų apsukų variklio „MAN 6S60MC“ darbo procesui, pasirinkti tirti kuro tankio ir kinematinės klampos deriniai pavaizduoti tan-kio ir klampos lauke (4.11 pav.). Grafike linijomis žymimos standarto ISO 8217 mar-kių kinematinės klampos ir tankio ribinės reikšmės; taškais – tankio ir klampos deri-niai, kur su brūkšneliu rašomas atitinkamas kuro tankis ir kinematinė klampa.

Darbo proceso ir eksploatacinių parametų modeliavimo rezultatai pateikti 4.2 len-telėje. Pagal 1.14 lygtį didėjant tankiui, mažėja kuro šilumingumas, atitinkamai didėja lyginamosios kuro sąnaudos. Dėl didesnio tankio, remiantis 4.5 paveiksle pateikta priklausomybe, mažėja kuro tamprumo modulis ir trumpėja išpurškimo vėlavimo kampas (4.6 pav.), todėl išpurškimas vyksta anksčiau.

Esant mažesnei aktyvacijos energijai, trumpesnis ir užsiliepsnojimo gaišties perio-das (lygtys 4.1–4.2). Dėl to kuras užsiliepsnoja anksčiau, o tai veikia visą degimo pro-cesą: pasiekiamas aukštesnis vidutinis efektyvusis slėgis, mažiau sunaudojama kuro, žemesnė išmetamųjų dujų temperatūra.



4.11 pav. Variklio „MAN 6S60MC“ darbo procesui modeliuoti pasirinkti kuro parametrai

Fig. 4.11. Parameters of selected fuel for the engine “MAN 6S60MC” work process simulation

4.2 lentelė. Variklio „MAN 6S60MC“ darbo proceso parametrai

Table 4.2. Engine „MAN 6S60MC“ work process parameters

Parametras	Apkrova							
	100 %				25 %			
	RMG-700	RMG-380	RMK-380	RMK-380	RMG-700	RMG-380	RMK-380	RMK-380
Markė								
Kuras	960-700	960-380	1010-380	1010-180	960-700	960-380	1010-380	1010-180
n, min^{-1}	105	105	105	105	66	66	66	66
$H_c, \text{MJ/kg}$	41,63	41,63	40,92	40,92	41,63	41,63	40,92	40,92
$E_c, \text{kJ/mol}$	28,99	29,81	36,69	37,82	28,99	29,81	36,69	37,82
ϕ_{ip}	-9,75	-9,75	-10	-10	-9,75	-9,75	-10	-10
p_c, bar	17,21	17,22	16,62	16,53	7,64	7,64	7,27	7,19
$b_c, \text{g/kWh}$	198,5	198,4	205,5	206,7	197	197,1	207,2	209,4
p_c, bar	126,8	127,2	120,2	117,6	79,7	79,4	66,2	63
p_p, bar	3,17	3,17	3,15	3,16	1,54	1,54	1,55	1,55
α	2,23	2,23	2,22	2,23	2,55	1,77	2,57	2,58
T_p, K	725	725	724	726	647	647	651	654
T_g, K	591	591	591	591	601	602	605	607
UGP	3,75	3,97	9,51	10,6	5,19	5,48	13,13	14,82
$T_{is, dujų}, \text{K}$	731	731	730	731	657	657	662	665

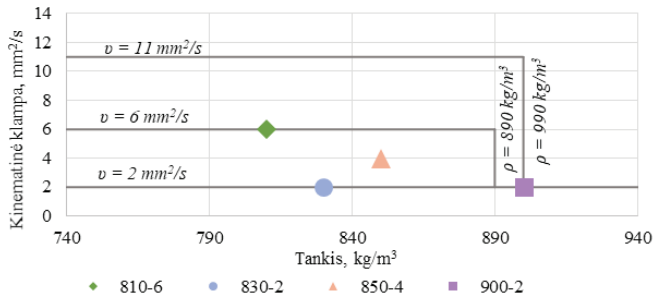
Varikliui dirbant daline apkrova, užsiliepsnojimo gaišties periodas pailgėja 28 % ir užsitęsia degimo procesas, tai gerai koreliuoja su CIMAC pastebėjimais dėl variklio darbo dalinės apkrovos režimu ir su tuo susijusiomis naudojimo problemomis (CIMAC 2011).

Lyginant kuro rūšis, kuro „960-700“ lyginamosios sąnaudos, palyginus su kuru „1010-180“, yra mažesnės 4,0 % ir 5,9 %, atitinkamai esant didžiausiai ir dalinei apkrovoms, užsiliepsnojimo gaišties periodas trumpesnis 65 % – abiem atvejais. Didžiausias slėgis didesnis 7,3 % ir 21 %, atitinkamai esant didžiausiai ir dalinei apkrovoms. Išmetamųjų dujų temperatūros pokytis per visą kuro diapazoną neryškus ir sudaro mažiau nei 1 %.

4.3.2. Vidutinio sūkių dažnio „ČN 26,5/31“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametru modeliavimas

Naujosios kartos vidutinio sūkių dažnio variklio darbui modeliuoti pasirinkti tirti kuro tankio ir kinematinės klampos deriniai pavaizduoti 4.12 paveiksle. Darbo proceso ir eksploatacinių parametru modeliavimo rezultatai pateikti 4.3 lentelėje.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.12 pav. Variklio „ČN 26,5/31“ darbo procesui modeliuoti pasirinkto kuro parametrai

Fig. 4.12. Parameters of selected fuel for the engine “ChN 26.5/31” work process simulation

4.3 lentelė. Variklio „ČN 26,5/31“ darbo proceso parametrai

Table 4.3. Engine “ChN 26.5/31” work process parameters

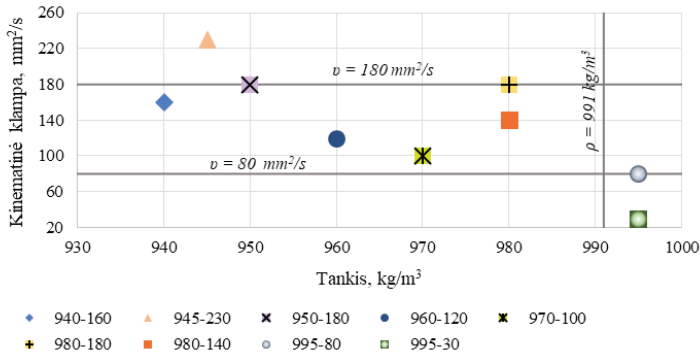
Parametras	Apkrova							
	100 %				25 %			
Markė	DMA	DMA	DMA	DMB	DMA	DMA	DMA	DMB
Kuras	810-6	830-2	850-4	900-2	810-6	830-2	850-4	900-2
n , min ⁻¹	1000	1000	1000	1000	755	755	755	755
H_u , MJ/kg	43,22	42,99	42,76	42,15	43,22	42,99	42,76	42,15
E_u , kJ/mol	19,21	29,53	26,81	39,16	19,21	29,53	26,81	39,16
φ_{ip}	-13,5	-13,5	-13,5	-13,5	-13,5	-13,5	-13,5	-13,5
p_c , bar	25,95	26,39	27	26,85	10,27	10,19	10,1	9,18
b_c , g/kWh	207	208,4	208,5	222	225,6	227,4	229,1	252,6
p_s , bar	194,6	199,5	206	193,7	117,3	112,7	114	71,61
p_p , bar	4,25	4,32	4,36	4,74	1,67	1,66	1,65	1,77
α	1,93	1,9	1,87	1,9	1,76	1,74	1,73	1,87
T_c , K	899	896	901	916	825	833	830	867
T_s , K	741	737	740	744	762	771	768	795
UGP	5,36	7,05	6,3	18,68	7,03	9,63	8,6	28,07
$T_{is.dujų}$, K	889	899	904	921	832	839	836	873

Esant dalinės apkrovos režimui, užsiliepsnojimo gaisties periodas pailgėja iki 33 % ir iki 12 % padidėja lyginamosios kuro sąnaudos.

Palyginus su kuru „900-2“, kuro „810-6“ lyginamosios kuro sąnaudos mažesnės 6,8 %, esant didžiausiajai apkrovai, ir 10,7 %, esant dalinei apkrovai; išmetamųjų dujų temperatūra mažesnė 3,5 %, esant didžiausiajai apkrovai, ir 4,7 %, esant dalinei apkrovai. Sumodeliavus eksploatacinius parametrus, efektyviojo slėgio, pripūtimo ir didžiausiojo ciklo slėgio pokyčio, atsižvelgiant į šilumingumą ir aktyvacijos energiją, tendencija nenustatyta.

4.3.3. Vidutinio sūkių dažnio „VDS 42/48“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametrų modeliavimas

Kadangi vidutinio sūkių dažnio variklis „VDS 42/48“ gali dirbti naudodamas ir dyzelinį, ir sunkųjį kurą, jo darbo procesui modeliuoti pasirinkta plati kuro gama, kurios tiriamų tankio ir klampos derinių parametrai pavaizduoti 4.13 paveiksle.



4.13 pav. Variklio „VDS 42/48“ darbo procesui modeliuoti pasirinkto kuro parametrai

Fig. 4.13. Parameters of selected fuel for the engine “VDS 42/48” work process simulation

Sumodeliuota, esant 100 %, 70 %, 45 % ir 25 % apkrovai. Skaičiavimo rezultatų fragmentas pateiktas 4.4 lentelėje. Esant dalinės apkrovos režimui, užsiliepsnojimo gaišties periodas pakito nedaug. Lyginamosios kuro sąnaudos padidėjo 2,7 %.

Mažiausios lyginamosios kuro sąnaudos yra kuro, kurio mažesnis tankis ir aukštesnė klampa, esant ir didžiausiosios, ir dalinės apkrovų režimams. Kuro „940-160“ lyginamosios kuro sąnaudos, lyginant su kuru „995-80“, yra mažesnės 1,59 % ir 2,1 %, atitinkamai esant pilnai ir daliai apkrovoms. Užsiliepsnojimo gaišties periodas – apytiksliai dvigubai trumpesnis abiem atvejais. Didžiausiojo ir vidutinio efektyviojo slėgio tam tikros krypties tendencija nenustatyta. Išmetamųjų dujų temperatūros pokytis per visą kuro gamą neryškus ir sudaro mažiau nei 1 %.

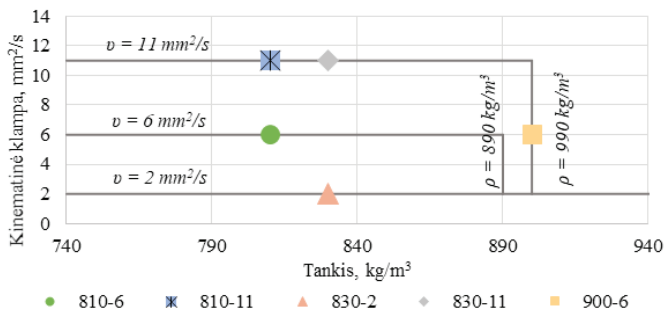
4.4 lentelė. Variklio „VDS 42/48“ darbo proceso parametrai

Table 4.4. Engine “VDS 42/48” work process parameters

Parametras	Apkrova							
	100 %				45 %			
Markė	RME-180	RMG-180	RMG-180	RMK-380	RME-180	RMG-180	RMG-180	RMK-380
Kuras	940-160	960-120	980-180	995-80	940-160	960-120	980-180	995-80
n, min^{-1}	500	500	500	500	350	350	350	350
$H_d, \text{MJ/kg}$	41,90	41,63	41,35	41,14	41,90	41,63	41,35	41,14
$E_d, \text{kJ/mol}$	28,38	31,63	33,69	37,18	28,38	31,63	33,69	37,18
φ_{ip}	-6,15	-6,3	-6,3	-6,32	-6,15	-6,3	-6,3	-6,32
p_e, bar	15,9	15,8	15,4	16,2	10,1	10	9,92	9,9
$b_c, \text{g/kWh}$	204,6	205,5	207,5	207,9	209,3	211,1	212,9	213,8
p_c, bar	117	118	116,2	118,7	80,1	79,4	78,62	77,2
p_p, bar	2,61	2,6	2,55	2,65	1,5	1,48	1,47	1,48
α	2,08	2,08	2,07	2,05	1,89	1,87	1,87	1,87
T_p, K	805	800	798	806	776	778	776	777
T_g, K	699	695	695	699	732	734	733	733
UGP	2,9	3,7	4,64	5,81	2,9	3,69	4,76	6,2
$T_{is, dujų}, \text{K}$	807	802	800	808	779	780	778	778

4.3.4. Aukšto sūkių dažnio „CAT 3512B“ dizelinio variklio eksploatacinių parametru modeliavimas

Naujesnio modelio aukšto sūkių dažnio variklio darbui modeliuoti pasirinkto kuro tankio ir kinematinės klampos tirti deriniai pavaizduoti 4.14 paveiksle. Darbo proceso ir eksploatacinių parametru modeliavimo rezultatai pateikti 4.5 lentelėje.



4.14 pav. Variklio „CAT 3512B“ darbo procesui modeliuoti pasirinkto kuro parametrai

Fig. 4.14. Parameters of selected fuel for the engine “CAT 3512B” work process simulation

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...

4.5 lentelė. Variklio „CAT 3512B“ darbo proceso parametrai

Table 4.5. Engine “CAT 3512B” work process parameters

Parametras	Apkrova							
	100 %				25 %			
	DMA	DMB	DMA	DMB	DMA	DMB	DMA	DMB
Markė								
Kuras	810-6	810-11	830-2	900-6	810-6	810-11	830-2	900-6
n , min ⁻¹	1800	1800	1800	1800	1200	1200	1200	1200
H_c , MJ/kg	43,22	43,22	43,00	42,15	43,22	43,22	43,00	42,15
E_c , kJ/mol	19,21	16,79	29,53	31,59	19,21	16,79	29,53	31,59
ϕ_{ip}	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8
p_c , bar	18,78	19,08	19,1	20,24	10,75	10,81	10,75	10,49
b_c , g/kWh	209,8	206,5	211,3	216,3	206,0	204,8	206,0	211,1
p_c , bar	158,5	167,9	155,3	159,3	76,59	79,36	79,6	77,5
p_p , bar	3,49	3,45	3,7	3,82	1,57	1,56	1,55	1,53
α	1,99	1,96	2,07	1,97	1,77	1,75	1,74	1,73
T_p , K	878	873	870	888,8	874	871	883	880
T_g , K	739	736	728	738	834	832	844	841
UGP	2,3	1,9	6,2	7,5	2,4	2,1	7,6	9,6
$T_{is, dujų}$, K	885	881	867	888	874	872	873	868

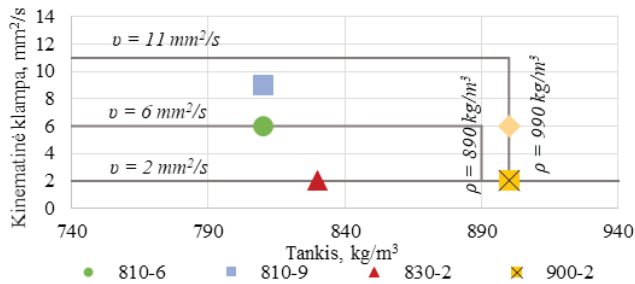
Esant dalinės apkrovos režimui, užsiliepsnojimo gaišties periodas pailgėjo iki 22 %. Lyginamųjų kuro sąnaudų pokyčiai – nereikšmingi.

Lyginant kuro „810-11“ ir „900-6“ lyginamąsias sąnaudas, jos mažesnės 4,5 % ir 3,0 %, atitinkamai esant didžiausiosios ir dalinės apkrovos režimams. Užsiliepsnojimo gaišties periodas trumpesnis 75 %. Didžiausiasis slėgis didesnis 5,1 % ir 2,3 %, esant atitinkamai didžiausiosios ir dalinės apkrovos režimams. Išmetamųjų dujų temperatūros pokytis per visą kuro diapazoną sudaro apie 2 %.

4.3.5. Aukšto sūkių dažnio „MTU 8V 396TB“ dyzelinio variklio eksploatacinių parametru modeliavimas

JK poveikiui variklio „MTU 8V 396TB“ darbo procesui apskaičiuoti pasirinkto kuro tankio ir kinematinės klampos deriniai pavaizduoti tankio ir klampos lauke (4.15 pav.). Darbo proceso ir eksploatacinių parametru modeliavimo rezultatai pateikti 4.6 lentelėje.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.15 pav. Variklio „MTU 396“ darbo procesui modeliuoti pasirinkto kuro parametrai

Fig. 4.15. Parameters of selected fuel for the engine “MTU 396” work process simulation

4.6 lentelė. Variklio „MTU 396“ darbo proceso parametrai

Table 4.6. Engine “MTU 396” work process parameters

Parametras	Apkrova									
	100%				25%					
Markė	DMA	DMB	DMA	DMB	DMA	DMB	DMA	DMB	DMB	DMB
Kuras	810-6	810-9	830-2	900-2	810-6	810-9	830-2	900-2	900-6	900-6
n , min ⁻¹	1850	1850	1850	1850	1400	1400	1400	1400	1400	1400
H_a , MJ/kg	43,22	43,22	43,00	42,15	43,22	43,22	43,00	42,15	42,15	42,15
E_a , kJ/mol	19,21	17,52	29,53	39,16	19,21	17,52	29,53	39,16	31,59	31,59
φ_{ip}	-5,75	-5,75	-6,00	-6,72	-5,75	-5,75	-6,00	-6,72	-6,72	-6,72
p_e , bar	12,09	12,11	12,33	13	4,36	4,37	4,34	4,14	4,23	4,23
b_e , g/kWh	210,1	209,7	211,17	217,1	229,7	229,4	230,61	241,8	237,04	237,04
p_c , bar	128,5	129,4	126,7	121,3	78,06	77,62	72,87	59,72	71,26	71,26
p_p , bar	2,08	2,08	2,12	2,24	1,16	1,16	1,16	1,17	1,16	1,16
α	1,76	1,75	1,75	1,71	2,6	2,6	2,61	2,64	2,61	2,61
T_c , K	890	899	896	911	656	657	662	676	658	658
T_g , K	818	818	812	821	639	639	644	657	640	640
UGP	2,8	2,5	5,2	11,2	3,1	2,9	6,1	14,3	7,6	7,6
$T_{is.dujų}$, K	893	892	898	920	658	659	663	676	659	659

Varikliui dirbant dalinės apkrovos režimu, iki 22 % pailgėja užsiliepsnojimo gaišties periodas, lyginamosios kuro sąnaudos padidėja iki 10 %. Palyginus skirtingų kuro markių lyginamųjų kuro sąnaudų rodmenis, kuro „810-6“ reikšmė žemesnė 3,4 %, esant didžiausiajai apkrovai, ir 5,1 %, esant daliai, nei naudojant kurą „900-2“. Esant daliai apkrovai, vienodam kuro tankiui ir tik skirtingai klampai (2 ir 6 mm²/s), užsiliepsnojimo gaišties periodas skiriasi beveik dvigubai.

Rezultatai patvirtina reikšmingą JK tankio ir klampos derinių įtaką vienam svarbiausių energijos panaudojimo efektyvumo parametrų – lyginamosioms kuro sąnaudoms (b_e). Be to, keičiasi cilindro darbo proceso didžiausias slėgis, išmetamųjų dujų temperatūra, kurie lemia DV labiausiai apkrautos cilindro ir stūmoklio grupės patikimumo rodiklius.

4.4. Bunkeriuojamo kuro kokybės parametrų poveikio dyzelinio variklio eksploataciniams parametrams nustatymo metodologiniai pagrindai

Remiantis b_e skaičiavimais, esant skirtingiems tankio ir klampos deriniams normatyvų lauke, nesudėtinga absoliučias b_e reikšmes perskaičiuoti į santykinės. Bazinių tankio ir klampos derinių, kurie yra tankio ir klampos lauko viduryje, b_e reikšmė prilyginama 1. Gautos b_e reikšmės leidžia įvertinti b_e pokytį, kai keičiamas tankis ar klampa, taigi ir racionaliai parinkti bunkeriuojamojo JK savybes (procentinis variklio „MAN 6S60MC“ b_e pokytis pavaizduotas 4.16 paveiksle), siekiant pagerinti energetinio efektyvumo rodiklius varikliui dirbant didžiausiosios galios ir dalinės apkrovos režimu. Be to, lygiagrečiai įvertinti cilindro ir stūmoklio grupės detalių mechaninių ir temperatūrinių įtempių pokyčius, atsižvelgiant į JK tankio ir klampos derinius.

Norint užpildyti visą tankio ir klampos lauko matricą, neatliekant konkrečių matematinio modeliavimo skaičiavimų, pasiūlytas analitinis sprendimas *MS Excel* programa. Remiantis procentinio lyginamųjų kuro sąnaudų pokyčio duomenimis, pagal grafines priklausomybes užrašytos lygtys, galinčios įvertinti b_e pokytį, kuris priklauso nuo kuro tankio ir klampos (4.17 pav.), jų determinacijos koeficientas – 0,99. Dėl patogumo abi priklausomybės, taikant perskaičiavimo koeficientus (β ir γ), konvertuojamos į vieną b_e prognozavimo lygtį:

$$b_{e2} = b_{e1} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{100} + \frac{\beta_2 - \beta_1}{100} \right), \quad (4.2)$$

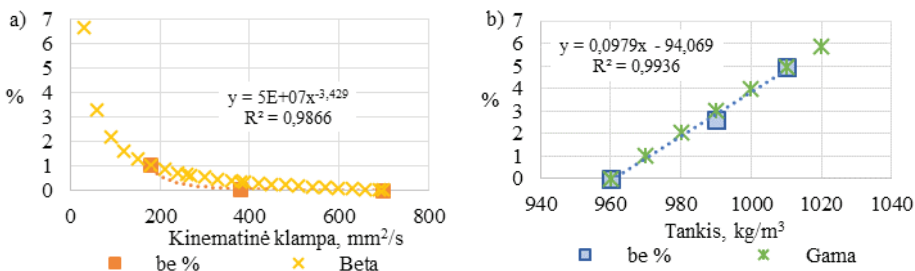
kur: $b_{e1,2}$ – atitinkamai esama ir prognozuojama lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmė; $\gamma_{1,2}$ – atitinkamai pirmojo ir antrojo kuro perskaičiavimo koeficientas, atsižvelgiant į tankį; $\beta_{1,2}$ – atitinkamai pirmojo ir antrojo kuro perskaičiavimo koeficientas, atsižvelgiant į kinematinę klampą.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...

		Tankis, kg/m ³								
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020	1030
Kinematinė klampa, mm ² /s	720									
	700		-2,67							
	690									
	660									
	420									
	390									
	380		-2,62					2,32		
	360									
	330									
	300									
	270									
	260				0					
	240									
	210									
	180								3,34	
150										
30										

4.16 pav. Variklio „MAN 6S60MC“ lyginamųjų kuro sąnaudų procentinis pokytis nuo bazinio taško

Fig. 4.16. The percentage change in fuel consumption of the engine “MAN 6S60MC” from the primary point



4.17 pav. Procentinio pokyčio priklausomybė nuo: a) kinematinės klamos; b) tankio

Fig. 4.17. Percentage change dependence on: a) kinematic viscosity; b) density

Atsižvelgiant į tankį ir klampą, gauti koeficientai leidžia prognozuoti konkretaus DV tipo b_e . Kaip, esant didžiausiajai apkrovai, kinta variklio „MAN 6S60MC“ lyginamųjų kuro sąnaudų santykinė forma, lyginant su baziniu kuru (priimtas kaip vienetą), pavaizduota 4.7 lentelėje. Stačiakampiais pažymėtos modeliavimo būdu nustatytos reikšmės. Tamsesnis fonas rodo didesnę lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmę. Analogiškos kitų iširtų variklių lyginamųjų kuro sąnaudų matricos pateiktos 4 priede.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dizelinių variklių eksploatacinėms...

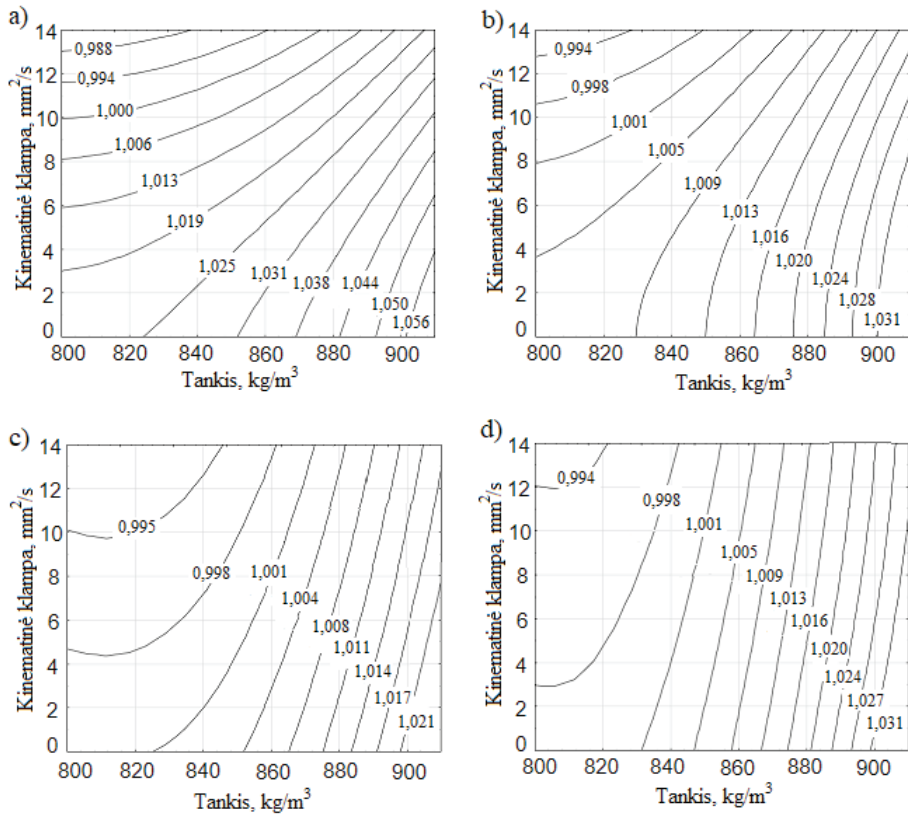
4.7 lentelė. Variklio „MAN 6S60MC“ lyginamųjų kuro sąnaudų, esant didžiausiajai apkrovai, santykinio pokyčio matrica tankio ir klampos lauke

Table 4.7. Relative change matrix for “MAN 6S60MC” engine specific fuel consumption at full load in the density-viscosity field

Beta	Kinetinė klampa, mm ² /s	Gama								
		0,00	0,01	0,03	0,36	1,07	2,12	3,51	5,21	7,17
		Tankis, kg/m ³								
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020	1030
0,000	720	0,9827	0,9828	0,9834	0,9864	0,9933	1,0042	1,0172	1,0340	1,0539
0,005	710	0,9827	0,9828	0,9834	0,9864	0,9934	1,0043	1,0172	1,0341	1,0540
0,013	700	0,9828	0,9870	0,9835	0,9865	0,9934	1,0044	1,0173	1,0342	1,0540
0,021	690	0,9829	0,9830	0,9836	0,9866	0,9935	1,0045	1,0174	1,0343	1,0541
0,046	660	0,9831	0,9832	0,9838	0,9868	0,9938	1,0047	1,0176	1,0345	1,0544
0,072	630	0,9834	0,9835	0,9841	0,9871	0,9940	1,0050	1,0179	1,0348	1,0547
0,099	600	0,9837	0,9838	0,9844	0,9874	0,9943	1,0053	1,0182	1,0351	1,0550
0,129	570	0,9840	0,9841	0,9847	0,9876	0,9946	1,0055	1,0185	1,0354	1,0553
0,160	540	0,9843	0,9844	0,9850	0,9880	0,9949	1,0059	1,0188	1,0357	1,0556
0,193	510	0,9846	0,9847	0,9853	0,9883	0,9953	1,0062	1,0191	1,0361	1,0560
0,229	480	0,9850	0,9851	0,9857	0,9886	0,9956	1,0066	1,0195	1,0364	1,0563
0,269	450	0,9854	0,9855	0,9860	0,9890	0,9960	1,0070	1,0199	1,0368	1,0568
0,312	420	0,9858	0,9859	0,9865	0,9895	0,9964	1,0074	1,0204	1,0373	1,0572
0,361	390	0,9863	0,9864	0,9870	0,9899	0,9969	1,0079	1,0209	1,0378	1,0577
0,378	380	0,9864	0,9870	0,9871	0,9901	0,9971	1,0081	1,0220	1,0380	1,0579
0,415	360	0,9868	0,9869	0,9875	0,9905	0,9975	1,0084	1,0214	1,0384	1,0583
0,477	330	0,9874	0,9875	0,9881	0,9911	0,9981	1,0091	1,0220	1,0390	1,0590
0,550	300	0,9881	0,9882	0,9888	0,9918	0,9988	1,0098	1,0228	1,0398	1,0597
0,635	270	0,9890	0,9891	0,9897	0,9927	0,9997	1,0107	1,0237	1,0407	1,0607
0,668	260	0,9893	0,9894	0,9896	0,9929	1,0000	1,0105	1,0244	1,0414	1,0610
0,740	240	0,9900	0,9901	0,9907	0,9937	1,0007	1,0117	1,0247	1,0417	1,0618
0,870	210	0,9913	0,9914	0,9920	0,9950	1,0020	1,0130	1,0261	1,0431	1,0631
1,041	180	0,9930	0,9931	0,9937	0,9967	1,0037	1,0148	1,0280	1,0449	1,0650
1,275	150	0,9953	0,9954	0,9960	0,9990	1,0061	1,0171	1,0302	1,0473	1,0674
1,620	120	0,9987	0,9988	0,9994	1,0025	1,0095	1,0206	1,0337	1,0509	1,0711
1,961	100	1,0021	1,0022	1,0028	1,0058	1,0129	1,0241	1,0372	1,0545	1,0747
2,187	90	1,0043	1,0044	1,0050	1,0081	1,0152	1,0264	1,0396	1,0568	1,0771
2,469	80	1,0071	1,0072	1,0078	1,0109	1,0180	1,0292	1,0424	1,0597	1,0801

Didžiausia modeliavimo rezultato ir skaičiavimo (atsižvelgiant į koeficientus) paklaida yra variklio „MAN 6S60MC“ – 0,40 %; „VDS 42/48“ – 0,46 %; „CAT 3512B“ – 0,49 %; „ČN 26,5/31“ – 0,50 %; „MTU 396“ – 1,80 %. Atlikus vertinimą, galima teigti, kad taikant pasiūlytus koeficientus, esant nedidelėms paklaidoms, galima vertinti lyginamųjų kuro sąnaudų poveikį, pakeitus kuro markę, variklio darbui. Patogesnė kuro sąnaudų lyginamųjų pokyčių vertinimo forma – daugiaparametrės charakteristikos (atitinkamų variklių pateiktos 4.18–4.20 paveiksluose).

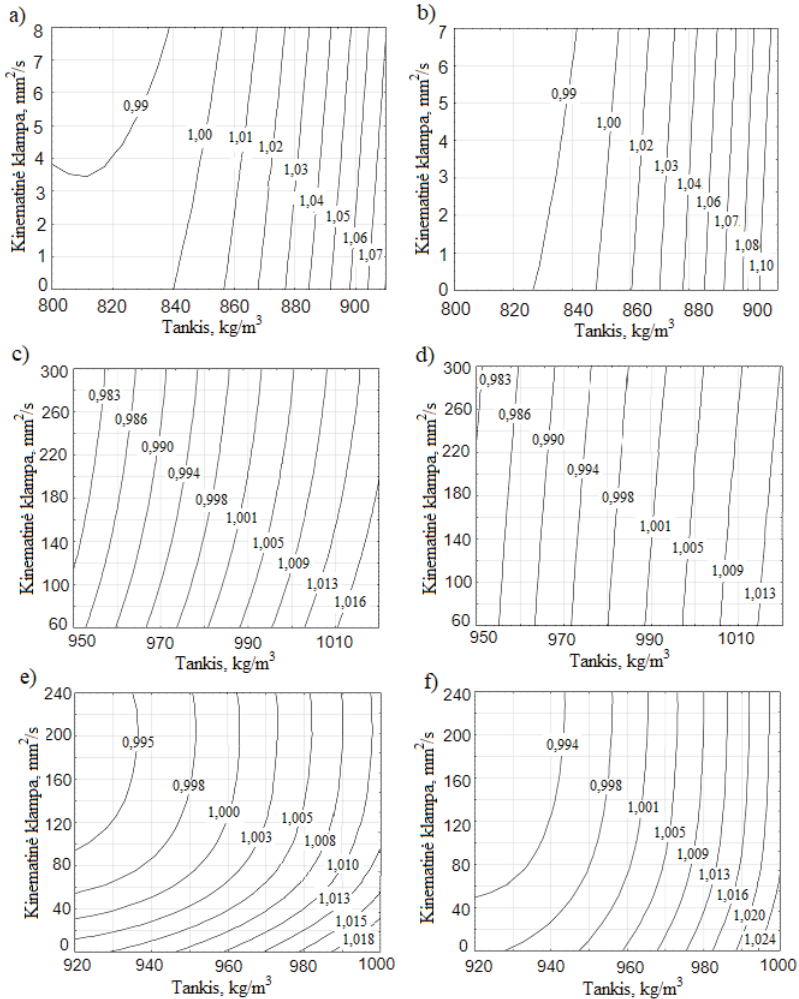
4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.18 pav. Aukšto sūkių dažnio variklių lyginamųjų kuro sąnaudų daugiaparametrės charakteristikos: a) „CAT 3512B“ didžiausioji apkrova; b) „CAT 3512B“ dalinės apkrovos režimas; c) „MTU 396“ didžiausioji apkrova; d) „MTU 396“ dalinės apkrovos režimas

Fig. 4.18. The multivariate characteristics of specific fuel consumption of high speed engines: a) “CAT 3512B” full load; b) “CAT 3512B” partial load; c) “MTU 396” full load; d) “MTU” 396 partial load

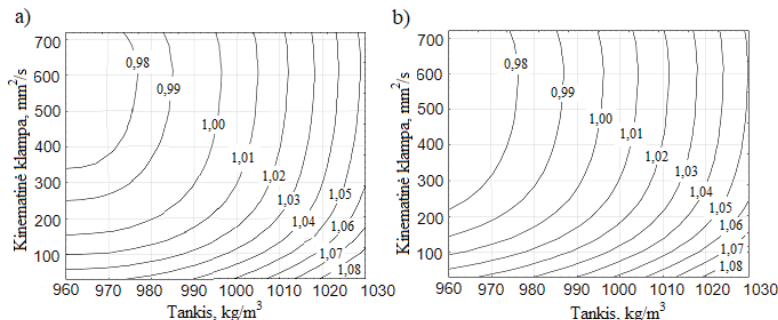
4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.19 pav. Vidutinio sūkių dažnio variklių lyginamųjų kuro sąnaudų daugiaparametrės charakteristikos: a) „ČN 26,5/31“ didžiausioji apkrova, naudojant dyzelinį kurą; b) „ČN 26,5/31“ dalinė apkrova, naudojant dyzelinį kurą; c) „ČN 26,5/31“ didžiausioji apkrova, naudojant sunkųjį kurą; d) „ČN 26,5/31“ dalinė apkrova, naudojant sunkųjį kurą; e) „VDS 42/48“ didžiausioji apkrova; f) „VDS 42/48“ dalinės apkrovos režimas

Fig. 4.19. The multivariate characteristics of specific fuel consumption of medium speed engines: a) “ChN 26.5/31” full load working on diesel fuel; b) “ChN 26.5/31” partial load working on diesel fuel; c) “ChN 26.5/31” full load working on residual fuel; d) “ChN 26.5/31” partial load working on residual fuel; e) “VDS 42/48” full load f) “VDS 42/48” partial load

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.20 pav. Žemo sūkių dažnio variklio „MAN 6S60MC“ lyginamųjų kuro sąnaudų daugiaparametrė charakteristika: a) didžiausioji apkrova; b) dalinės apkrovos režimas

Fig. 4.20. The multivariate characteristics of specific fuel consumption of the low speed “MAN 6S60MC” engine: a) full load; b) partial load

Tiesiogiai apibrėžti variklį veikiančius terminius ir mechaninius įtempius sudėtinga, todėl praktiškai taikomi netiesioginiai vertinimo būdai – patikimumo kriterijai. Remiantis CIMAC analize, naudojant variklį dažniausia pasitaikantys gedimai susiję su aukšta temperatūra išsiplėtimo fazėje ir slėgio augimo greičiu. Todėl iš praktikoje naudojamų kriterijų pasirinktas kriterijus Π , kuris vertinamas remiantis išmetamųjų dujų temperatūra, didžiausiuoju degimo slėgiu cilindre – parametrais, kurie labiausiai veikia terminius ir mechaninius įtempius. Kuo šis kriterijus aukštesnis, tuo labiau temperatūriniai ir slėginiai įtempiai veikia variklį.

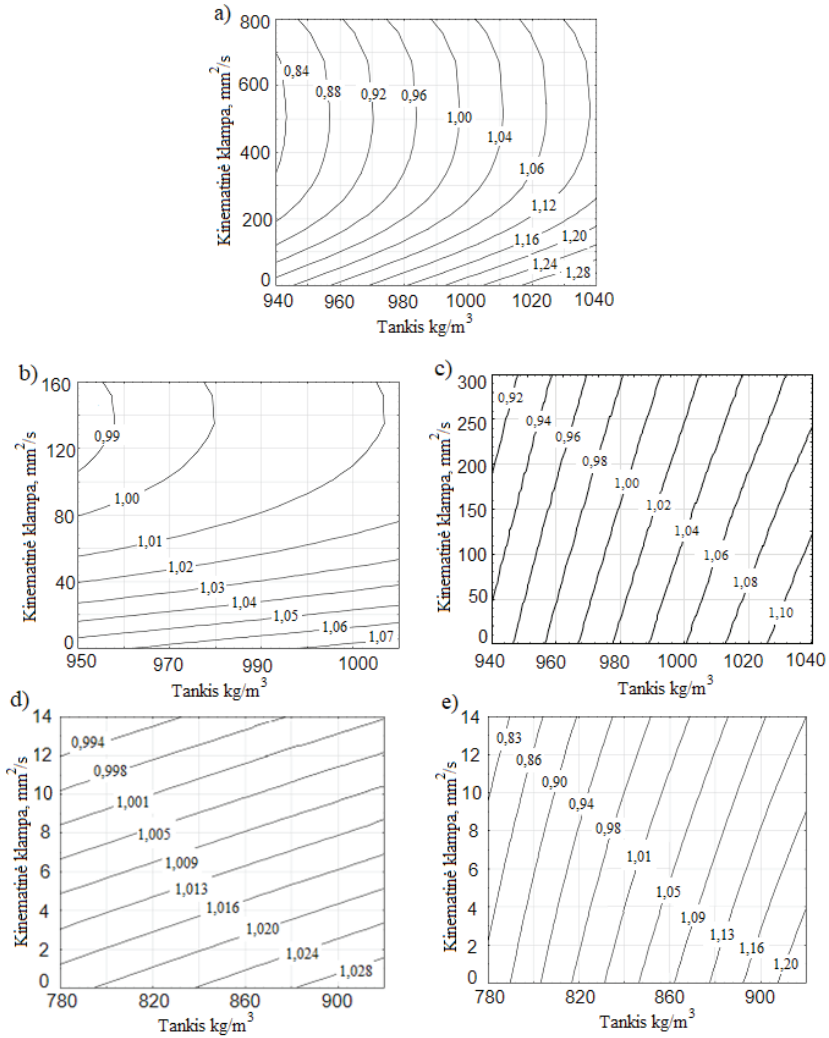
Kriterijus Π skaičiuojamas pagal lygtį:

$$\Pi = \frac{p_{me} \cdot T_{is}}{p_z \cdot c_m}, \quad (4.3)$$

kur: Π – detalių mechaninės ir šiluminės apkrovos vertinimo kriterijus; p_{me} – vidutinis efektyvusis slėgis; T_{is} – išmetamųjų dujų temperatūra; c_m – stūmoklio vidutinis greitis; p_z – didžiausiasis slėgis.

Remiantis CIMAC duomenimis, variklio eksploatacijos problemų dažniau kyla varikliui dirbant daline apkrova, todėl kriterijus Π pagal skirtingus variklių tipus įvertintas esant dalinės apkrovos režimui. Siekiant užpildyti visą tankio ir klampos derinių lauką Π kriterijaus reikšmėmis, analogiškai pagal grafines ir analitines priklausomybes perskaičiuoti koeficientų nustatymo veiksniai. 5 priede pateiktos variklių Π kriterijaus matricos, apskaičiuotos taikant pasiūlytus koeficientus. Jas atitinkančios daugiaparametrės charakteristikos pateiktos 4.21 paveiksle.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.21 pav. Variklio patikimumo kriterijaus, esant dalinei apkrovai, daugiaparametrė charakteristika: a) „MAN 6S60MC“; b) „VDS 42/48“; c) „ČN 26,5/31“, naudojant sunkųjį kurą; d) „CAT 3512B“; e) „MTU 396“

Fig. 4.21. The multivariate characteristics of reliability factor of engines (partial load): a) “MAN 6S60MC”; b) “VDS 42/48”; c) “ChN 26.5/31” working on residual fuel; d) “CAT 3512B”; e) “MTU 396”

4.8 lentelėje pateiktas DV modeliavimo rezultatų palyginimas: procentine išraiška pateiktas didžiausias tankio ir klamos diapazone lyginamųjų kuro sąnaudų pokytis, kai tankio, klamos ir tankio bei klamos pokytis – 10 vienetų.

4.8 lentelė. Variklio lyginamųjų kuro sąnaudų palyginimas

Table 4.8. Engine specific fuel consumption comparison

Dyzelinis variklis	Apkrova	Didžiausias lyginamųjų kuro sąnaudų pokytis, %		
		Tankio pokytis 10-ia vnt.	Klampos pokytis 10-ia vnt.	Tankio ir klampos pokytis 10-ia vnt.
„MAN 6S60MC“	Didž.	1,89	0,28	2,16
	Dalinė	1,57	0,27	1,84
„ČN 26,5/31“ (dyzelinas)	Didž.	1,76	0,74	2,32
	Dalinė	2,16	0,71	2,87
„ČN 26,5/31“ (Sunkusis kuras)	Didž.	0,51	0,05	0,55
	Dalinė	0,51	0,02	0,49
„VDS 42/48“	Didž.	0,20	0,37	0,57
	Dalinė	0,30	0,15	0,44
„CAT 3512B“	Didž.	0,78	2,35	3,19
	Dalinė	0,59	0,70	1,25
„MTU 396“	Didž.	0,49	0,59	1,07
	Dalinė	0,58	0,39	0,97

Lyginamųjų kuro sąnaudų atžvilgiu varikliai jautriausi lengvesnėms kuro rūšims, kuriomis dirba aukšto, iš dalies – ir vidutinio sūkių dažnio varikliai. Kai tankio ir klampos reikšmės pakitusios 10-ia vienetų, aukšto sūkių dažnio „MTU 396“, „CAT 3512B“ ir vidutinio sūkių dažnio „ČN 26,5/31“ variklių, naudojančių dyzeliną, lyginamųjų kuro sąnaudų didžiausias pokytis Δb_e atitinkamai yra: 1,07; 3,19 ir 2,87 %. Vidutinis – 2,38 %. DV darbo jautrumą, naudojant dyzeliną, puikiai atskleidžia variklio „ČN 26,5/31“ darbo analizė: naudojant lengvąjį kurą didžiausias Δb_e , esant didžiausiajai apkrovai, – 2,32 %, dalinei – 2,87 %; naudojant sunkųjį kurą atitinkamai – 0,55 % ir 0,49 %.

Žemo sūkių dažnio DV „MAN 6S60MC“ lyginamųjų kuro sąnaudų didžiausias reikšmių pokytis siekia iki 2,16 %, vidutinio sūkių dažnio DV, naudojačio sunkųjį kurą – iki 0,57 %. Tai paaiškinama tuo, kad žemo sūkių dažnio variklio naudojamas JK rūšių diapazonas – platesnis.

Kintant sunkiojo kuro tankiui nuo lengvų rūšių iki kuro, kurio tankis – iki 1010 kg/m³, lyginamųjų kuro sąnaudų pokytis sudaro 3–4 %. Tankiui didėjant iki 1030 kg/m³, žemo sūkių dažnio variklio b_e didėja iki 5 %, esant žemoms klampos reikšmėms bei varikliui dirbant ir didžiausiaja, ir daline apkrovomis (4.20 pav.). Todėl naudojant DV reikia vengti >1010 kg/m³ tankio ir <300–400 mm²/s klampos JK.

Vidutinio sūkių dažnio „ČN 26,5/31“ varikliui naudojant sunkųjį kurą, b_e pokytis „RMG 180–RMK 380“ rūšių ρ ir v lauko ribose neviršija 3 %, „DMA–DMB – 7–11 % (4.19 pav.).

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...

Lyginamųjų kuro sąnaudų pokytis, esant didžiausiajai ir daliai apkrovai, beveik nesiskiria, todėl Δb_e dirbant didžiausiu režimu gali būti naudojamas vertinant kuro eksploatacines sąnaudas visame apkrovos diapazone.

Mechaninio ir šiluminio įtempio rodiklių faktinę reikšmę apibūdina DV konstrukciniai ypatumai ir šiluminė bei mechaninė apkrova cilindro ir stūmoklio grupei. Siekiant kokybiškai įvertinti šiluminės ir mechaninės apkrovos pokyčius, taikomas VDV praktikoje aprobuotas netiesioginis kriterijus *II*. Kitimo rezultatas atitinkamų lengvojo ir sunkiojo kuro standartų tankio ir klampos lauke leidžia įvertinti variklio detalių apkrovos pokyčio lygį, atitinkamai numatyti poveikį patikimumo rodikliams (variklio resursas ir gedimas). 4.9 lentelėje procentine išraiška pateiktas patikimumo kriterijaus palyginimas.

4.9 lentelė. Variklių patikimumo kriterijaus palyginimas, esant daliai apkrovai

Table 4.9. Engine reliability factor comparison in partial load mode

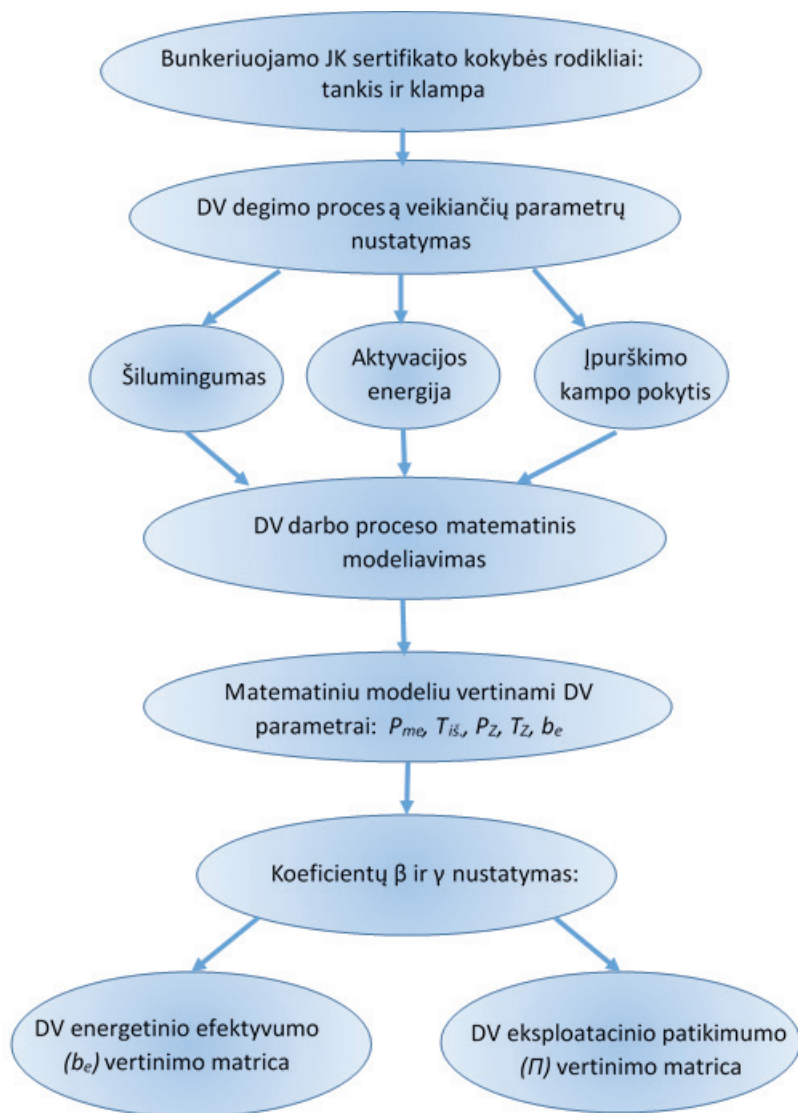
Dyzelinis varklas	Didžiausias patikimumo kriterijaus pokytis, %		
	Tankio pokytis 10-ia vnt.	Klampos pokytis 10-ia vnt.	Tankio ir klampos pokytis 10-ia vnt.
„MAN 6S60MC“	2,68	1,41	4,04
„ČN 26,5/31“ (sunkusis kuras)	2,00	0,21	2,11
„VDS 42/48“	0,13	0,39	0,53
„CAT 3512B“	0,08	1,85	1,93
„MTU 396“	3,03	5,20	8,00

Visų variklių atvejais aukščiausios kriterijaus *II* reikšmės yra kuro, kurio didesnė aktyvacijos energija. Kai tankio ir klampos reikšmių pokytis yra 10 vienetų, didžiausias kriterijaus *II* pokytis yra: žemo sūkių dažnio DV – 4,04 %; vidutinio sūkių dažnio DV, naudojančių sunkųjų kurą, – 2,11 %; aukšto sūkių dažnio DV – 8,00 %. Todėl užsakant bunkeriuojamą kurą reikėtų įvertinti b_e ir patikimumo kriterijaus *II* pokyčius.

Siekiant tiksliau prognozuoti variklių darbą, taikant siūlomą metodą, rekomenduojama atlikti konkrečių DV skaitinį modeliavimą. Principinė metodo schema pateikta 4.22 paveiksle.

Atliktos analizės rezultatas patvirtina CIMAC išvadas, kad kuro, kurio užsiliepsnojimo charakteristikos yra blogos, naudojimas lemia darbo proceso nukrypimą nuo optimalios būklės ir didesnę apkrovą cilindro ir stūmoklio grupės detalėms. Modeliavimo duomenų analizė įrodo, kad varikliui naudojant aukšto tankio ir žemesnės klampos kurą pailgėja užsiliepsnojimo gaisties periodas (4.2–4.6 lentelės). Būtent šis veiksnys yra pagrindinė darbinio kūno temperatūros padidėjimo priežastis plėtimosi takto metu, tai lemia alyvos sluoksnio degimą nuo cilindro sienelės ir tolesnę trinties poros cilindro ir stūmoklis eroziją.

4. Bunkeriuojamo jūrinio kuro įtakos laivų dyzelinių variklių eksploatacinėms...



4.22 pav. Tyrimo eigos schema

Fig. 4.22. Scheme of the research process

4.5. Ketvirtojo skyriaus išvados

1. Sukurta metodika, remiantis bunkeriuojamo JK tankio ir klampos duomenimis, leidžia apskaičiuoti aktyvacijos energijos reikšmę ir kuro išpurškimo pokyčio kampą. Šilumingumas, esant leistinai paklaidai, nustatomas remiantis ISO 8217 standartu. Apskaičiuoti parametrai toliau naudojami matematiškai modeliuojant variklio darbą.
2. Matematinio modeliavimo eksperimentai atlikti, atsižvelgiant į pagrindinius laivo DV modelius. Atliekant variacinius skaičiavimus, gautus rezultatus palyginus su eksploataciniais variklių duomenimis, patvirtintas matematinio modelio realumas – paklaida neviršija 7 %.
3. Nustatyta, kad kuro sąnaudų efektyvumo ir patikimumo atžvilgiu palankiausias yra žemesnio tankio ir aukštesnės klampos kuras – tai geresnėmis užsiliepsnojamumo savybėmis pasižymintis kuras.
4. Nustatyta, kad tankiui ir klampai pasikeitus 10-ia vienetų, lyginamosios kuro sąnaudos gali pakisti iki 3,19 %, patikimumo kriterijus – iki 8,00 %. Į kuro parametrų pokyčius jautriau reaguoja varikliai, naudojantys lengvąjį kurą. Vykdamant bunkeriuojamo kuro užsakymus, rekomenduojama įvertinti ir lyginamųjų kuro sąnaudų bei patikimumo kriterijaus pokyčius.
5. Kiekvienai variklių grupei pateikti lyginamųjų kuro sąnaudų ir patikimumo kriterijaus (*IT*) perskaičiavimo koeficientai, siekiant įvertinti, kaip pakistų išvardyti parametrai, variklio darbui naudojant kitą kurą. Patvirtinta CIMAC išvada apie didesnę variklio gedimo riziką, jam naudojant kurą, kurio užsiliepsnojamumo parametrai blogesni.

Bendrosios išvados

1. Atlikus eksperimentus ir statistinius tyrimus nustatyta, kad bunkeriuojamo jūrinio kuro tankio ir klampos savybių reikšmės išsidėsto visame standartų reglamentuojamame diapazone nuo minimalių iki maksimalių ir dažnai virši-ja standarto ISO 8217 leistinas ribas: tankio – 1 %; klampos – 33 %; *CCAI* – 1 %. Gauti rezultatai vertinami kaip viena esminių priežasčių, lemiančių pras-tesnius DV energetinio efektyvumo ir patikimumo rodiklius.
2. Taikant bekontakčius lazerio šviesos difrakcijos ir optinio skenavimo meto-dus, ištirti jūrinio kuro išpurškimo kokybės parametrai ir jų pokyčio dinamika, siekiant rezultatus pritaikyti atliekant matematinę modeliavimą ir prognozę:
 - 2.1 Siekiant tiksliau aprašyti sunkiojo jūrinio kuro vidutinį Sauterio skers-menį, pasiūlyta pakoreguoti Tanasawa'os ir Toyoda's bei Kuleshov'o lygtis.
 - 2.2 Nustatyta, kad išpurškiamo kuro lašelių skersmuo pasiekia maksimumą pirmoje išpurškimo fazėje, išpurškimo metu laipsniškai mažėjant 2,6 karto, vidutinio Sauterio skersmens standartinis nuokrypis siekia 21 μm , bet skers-mens reikšmių pokyčio normaliniai ir logaritminiai dėsniai nesikeičia.
 - 2.3 Optinio skenavimo metodu nustatyta, kad tiesioginio kuro tiekimo siste-mos čiuurkšlės lašelių skersmenys yra platesnio diapazono nei „Common

- Rail“ sistemos čiurkšlės lašelių. Užsiliepsnojimo metu CR čiurkšlę sudaro dviejų skersmenų lašelių grupės, TKTS – keturios, todėl užsiliepsnojimo gaisties periodas, esant TKTS, yra perpus trumpesnis.
- 2.4 Tiriant kuro čiurkšlės struktūros pokyčio dinامينius parametrus, suformuluoti paskirų ryškumo zonų perskaičiavimo į *SMD* metodologiniai principai. Šiuo pagrindu pasiūlytas VDV darbo proceso matematinio modelio tikslumo didinimo algoritmas.
 3. Sudarytos ir ištirtos jūrinio kuro savybių ir DV darbo proceso energetinį efektyvumą lemiančių veiksnių analitinės priklausomybės:
 - 3.1 Nustatyta aktyvacijos energijos, tankio ir klampos priklausomybė, naudojant skaičiuojamąjį anglies aromatiškumo indeksą ir cetaninį skaičių, taikoma sprendžiant uždavinius, esant priimtinam determinacijos koeficientui ($R^2 = 0,71-1,0$).
 - 3.2 Nustatyta faktinio išpurškimo kampo ir tankio priklausomybė ($R^2 = 0,94$) naudojant tamprumo modulio reikšmes.
 4. Ištirtas jūrinio kuro savybių (tankio ir klampos) poveikis skirtingų tipų dyzelinių variklių energetinio efektyvumo bei patikimumo parametrams:
 - 4.1 Tankiui kintant nuo lengvųjų rūšių iki 1010 kg/m^3 , Δb_e pokytis sudaro 3–4 %, esant žemai klampai ir tankiui didėjant iki 1030 kg/m^3 , žemo sūkių dažnio variklio b_e padidėja iki 5 %. Rekomenduojama nenaudoti $>1010 \text{ kg/m}^3$ tankio ir $<300-400 \text{ mm}^2/\text{s}$ klampos kuro.
 - 4.2 Esant tankio ir klampos reikšmių 10-ies vienetų pokyčiui aukšto sūkių dažnio variklių Δb_e kinta iki 3,19 %, vidutinio sūkių dažnio – 0,57 %, žemo sūkių dažnio – 2,16 %; patikimo kriterijus (*IT*) aukšto sūkių dažnio variklių kinta iki 8,00 %, vidutinio sūkių dažnio DV, naudojančių sunkųjų kurą, – 2,11 %, žemo sūkių dažnio – 4,04 %.
 5. Sudaryta ir praktiškai naudoti pritaikyta metodologija leidžia racionaliai parinkti bunkeriuojamo jūrinio kuro savybes (tankį, klampą). Tam tikroms variklių grupėms pateiktos daugiaparametrės lyginamųjų kuro sąnaudų ir patikimumo kriterijaus charakteristikos, priklausančios nuo kuro tankio ir klampos. Siekiant atlikti tikslesnę variklio darbo prognozę, siūloma konkrečiam varikliui atlikti individualų jo darbo proceso modeliavimą.

Literatūra ir šaltiniai

- ABS. 2018. *Marine fuel oil advisory 2018*. American bureau of shipping: 41 p.
- Acevedo H., Mantilla J. 2011. Performance and emissions of a heavy duty diesel engine fuelled with palm oil biodiesel and premium diesel. *Dyna*, 78(170): 152–158.
- Agarwal A. K., Gupta P., Dhar A. 2015. Combustion, performance and emissions characteristics of a newly developed CRDI single cylinder diesel engine. *Indian Academy of Sciences*, 40(6): 1937–1954.
- Alkaff S. A., Khan M. 2010. A new strategy to achieve radical combustion through exhaust port throttling for two stroke engine. *International Journal of Engineering*, 4(2): 139–148.
- Aleme H. G., Barbeira P. J. S. 2012. Determination of flash point and cetane index in diesel using distillation curves and multivariate calibration. *Fuel*, 102: 129–134.
- Anantharaman M., Garaniya V., Khan F., Lewarn B. 2015. Marine engines and their impact on the economy, technical efficiency and environment. *Journal of the Japan Institute of Marine Engineering*, 50(3): 85–92.
- Arai M. 2018. Diesel spray behaviour and air entrainment. *Journal of Nanoscience and Nanotechnology Applications*: 17 p. <<http://article.scholarena.co/Diesel-Spray-Behaviour-and-Air-Entrainment.pdf>> [žiūrėta 2018 03 16]
- Armas O., Mata C., Martinez S. 2012. Effect of diesel injection parameters on instantaneous fuel delivery using a solenoid-operated injector with different fuel. *Revista Facultad De Ingenieria Universidad De Antioquia*, 64: 9–12.

- Ashgriz N. 2011. *Handbook of Atomization and Sprays*. Theory and Applications. Springer Science+Business Media: 953 p.
- ASTM D7042. Standard test method for dynamic viscosity and density of liquids by stabinger viscometer (and the calculation of kinematic viscosity).
- Atmanli A. 2016. Effects of a cetane improver on fuel properties and engine characteristics of a diesel engine fueled with the blends of diesel, hazelnut oil and higher carbon alcohol. *Fuel*, 172: 209–217.
- AVL BOOST. <<https://www.avl.com/boost>> [žiūrėta 2017 04 12]
- AVL FIRE. <<https://www.avl.com/fire>> [žiūrėta 2017 04 12]
- Baltoji knyga. 2011. Bendros Europos transporto erdvės kūrimo planas. Konkurencingos efektyvių išteklių naudojimu grindžiamos transporto sistemos kūrimas, 2011 03 28 KOM (2011) 144 galutinis.
- Bakar R. A., Ismail S. R., Ismail A. R. 2008. Fuel injection pressure effect on performance of direct injection diesel engines based on experiment. *American Journal of Applied Sciences*, 5(3): 197–202.
- Baumgarten C. 2006. *Mixture formation in internal combustion engines*. Heat and mass transfer. Springer, Verlag Berlin Heidelberg: 294 p.
- Belousov V. N., Smirnova O. S., Smorodin S. N. 2016. *Toplivo i teorija gorenija*. Uchebno-metodicheskoe posobie dlia vypolnenija laboratornyh rabot. Sankt-Peterburg, Vyshaja shkola tehnologii i energetiki: 58 p.
- Brereton R. G. 2014. The chi squared and multinormal distributions. *Journal of Chemometrics*, 29(1): 9–12.
- Bjørnseth F. 2013. Heavy oil production technology challenges and the effect of nano sized metals on the viscosity of heavy oil. A literature review and an experimental study. *Petroleum Geoscience and Engineering*: 54 p.
- Blanco A. P. 2016. *Implementation and development of an eulerian spray model for CFD simulations of diesel sprays*. Doctoral Thesis. Universitat Politecnica de Valencia Departamento de Maquinas y Motores Termicos, Valencia: 205 p.
- Boehman A., Alam M., Song J., Acharya R., Szybist J., Zello V. 2003. Fuel formulation effects on diesel fuel injection, combustion, emissions and emission control. *Proceedings of DOE 2003 Diesel Engine Emissions Reduction Conference*, Newport, RI: 9 p.
- BP Global. 2018. BP Energy Outlook: 125 p. <<https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2018.pdf>> [žiūrėta 2018 03 16]
- Brazhkin V. V., Buldyrev S. V., Ryzhov V. N., Stanley H. E. 2002. New kinds of phase transitions: transformation in disordered substances. NATO Science Series. II Mathematics, *Physics and Chemistry*, 81: 657 p.
- Bunes O., Einang P. M. 2000. Comparing the performance of the common rail fuel injection system with the traditional injection system using computer aided

- modelling and simulation. *International Conference on Marine Science and Technology for Environmental Sustainability*: 10 p.
- Cai H., Song B., Pei Y., Shi S. 2013. Fuel leaking analysis of fuel tank by projectiles impact with mechanical properties of projectiles. *Advanced Materials Research*, 644: 203–206.
- CAT. 2010. *Caterpillar marine power systems*. Marine engine selection guide. Caterpillar: 106 p.
- Caton J. A. 2016. *An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines*. John Wiley and Sons, Ltd.: 366 p.
- Cataluna R., R. da Silva. 2012. Effect of cetane number on specific fuel consumption and particulate matter and unburned hydrocarbon emissions from diesel engines. *Journal of Combustion*, Article ID 738940: 6 p.
- Charalampous G., Hardalupas Y. 2016. How do liquid fuel physical properties affect liquid jet development in atomisers? *American Institute of Physics. Physics of Fluids*, 28: 102–106.
- Cheremisinoff N. P. 2005. *Industrial solvents handbook*. Second edition. Marcel Dekker, INC, New York, Basel: 333 p.
- Chukwueziel O. C., Nwakuba N. R., Asoegwu S. N., Nwaigwe K. N. 2017. Cetane number effect on engine performance and gas emission: a review. *American Journal of Engineering Research*, 6(1): 56–67.
- CIMAC. 2011. *Fuel quality guide – ignition and combustion*. The International Council on Combustion Engines: 27 p.
- COM(2005) 628 final. Communication from the commission. Biomass action plan. Brussels, 2005 12 07. {SEC(2005) 1573}.
- COM(2011) 144 final. European Commission 2011. White Paper: roadmap to a single European transport area – towards a competitive and resource efficient transport system. *Brussels, 2011 03 28*.
- <<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:52011 DC0144:EN:NOT>> [žiūrėta 2016 02 18]
- Comer B., Olmer N., Mao X., Roy B., Rutherford D. 2017. *Black carbon emissions and fuel use in global shipping 2015*. International Council on Clean Transportation: 91 p.
- Corbett J. J., Koehler H. W. 2003. Updated emissions from ocean shipping. *Journal of Geophysical Research: Atmospheres* 108(20). <<https://agupubs.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1029/2003JD003751>> [žiūrėta 2015 10 22]
- Corkhill M. 2017. LNG-fuelled fleet hits 200 ship mark. LNG world shipping. <http://www.lngworldshipping.com/news/view,lngfuelled-fleet-hits-200-ship-mark_46977.htm> [žiūrėta 2017 10 26]
- Demirbas A., Al-Ghamdi K. 2015. Relationships between specific gravities and higher heating values of petroleum components. *Petroleum Science and Technology*, 33: 732–740.

- Ding Y. 2011. *Characterising combustion in diesel engines*. Marine Engineer, Harbin Engineering University, China: 283 p.
- Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC. 47 p.
<<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=CELEX:32009L0028>> [žiūrėta 2015 10 22]
- Dobovišek Ž., Vajda B., Pehan S., Kegl B. 2009. Influence of fuel properties on engine characteristics and tribology parameters. *Fuels and lubricants: journal for tribology, lubrication, application of liquid and gaseous fuels and combustion engineering*, 48(2): 145–158.
- EN 590:2009. Automotive fuels – Diesel – Requirements and test methods: 12 p.
- Eskov A. V., Gibelgauz S. I. 2011. *Issledovanie dinamiki razvitija strui raspylennogo dizelnogo topliva*. Laboratornyj praktikum. Barnaul: 36 p.
- European commission. A European Strategy for low-emission mobility. <https://ec.europa.eu/clima/policies/transport_en> [žiūrėta 2017 10 26]
- Eurostat Statistics. Greenhouse gas emissions, analysis by source sector, EU-28, 1990 and 2016. <[http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Greenhouse_gas_emissions,_analysis_by_source_sector,_EU-28,_1990_and_2016_\(Percentage_of_total\).png](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Greenhouse_gas_emissions,_analysis_by_source_sector,_EU-28,_1990_and_2016_(Percentage_of_total).png)> [žiūrėta 2017 09 22]
- Filippa L., Trento A., Álvarez A. M. 2012. Sauter mean diameter determination for the fine fraction of suspended sediments using a LISST-25X diffractometer. *Measurement*, 45(3): 364–368.
- Fritsching U. 2016. *Process-Spray. Functional particles produced in spray processes*. Springer International Publishing: 1035 p.
- Galkin A. F., Dmitrieva E. V., Kulish A. A., Pleshivcev V. S. 2004. *Metodicheskie ukazaniya k kompleksu laboratornyh rabot po fizike dlia studentov zaochnikov*. Vladimirskij gosudarstvennyj universitet. Vladimir: 108 p. (rusų k.)
- Ghosh P., Jaffe S. B. 2006. Detailed composition-based model for Predicting the cetane number of diesel fuels. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, (45): 346–351.
- González F. O. C., Mahkamov K., Lora E. E. S., Andrade R. V., Jaen R. L. 2013. Prediction by mathematical modeling of the behavior of an internal combustion engine to be fed with gas from biomass, in comparison to the same engine fueled with gasoline or methane. *Renewable Energy*, 60: 427–432.
- GOST 54299-2010. Topлива sudovye. Technicheskie uslovija: 30 p. (rusų k.)
- Grbic T. 2016. The importance of shipping in the transportation industry. Greencarrier Group. <<https://www.greencarriergroup.com/importance-shipping-transportation-industry/>> [žiūrėta 2017 09 22]
- GTsoft. GT-POWER Engine Simulation Software. <<https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/>> [žiūrėta 2017 04 12]

- Han D., Li K., Duan Y., Lin H., Huang Z. 2017. Numerical study on fuel physical effects on the split injection processes on a common rail injection system. *Energy Conversion and Management*, 134: 47–58 p.
- Hansen U., Strenziok R., Schroder T. 2012. Demonstration project for the use of Rape Methyl Ester in ecologically sensitive aquatic areas. *Biomass for Energy and the Environment*: 1707–1713.
- Harris I., Wang Y., Wang H. 2015. ICT in multimodal transport and technological trends: Unleashing potential for the future. *International Journal of Production Economics*, 159: 88–103.
- Hergert W., Wriedt T. 2008. *Mie Theory 1908-2008. Present developments and interdisciplinary aspects of light scattering*. Martin Luther University, Halle-Wittenberg Halle, Germany: 112 p.
- Horrocks R. W., Lawther R., Hatfield L. 2010. Advanced direct injection combustion engine technologies and development 2 - Fuel injection systems for high-speed direct injection diesel engines. *Diesel Engines*: 61–104.
- Hult J., Matlok S. Mayer S. 2014. Optical diagnostics of fuel injection and ignition in a marine two-stroke diesel engine. *SAE International Journal of Engines*, 7(3): 1195–1206.
- İçingür Y., Altiparmak D. 2003. Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI Diesel engine performance and emissions. *Energy Conversion and Management*, 44: 389–397.
- IMO. Low carbon shipping and air pollution control. <<http://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/GHG/Pages/default.aspx>> [žiūrėta 2015 11 12]
- International Chamber of Shipping (ICS). 2017. Shipping and World Trade. <<http://www.ics-shipping.org/shipping-facts/shipping-and-world-trade>> [žiūrėta 2018 04 22]
- IRCLASS. Indian Register of Shipping. Implementing Energy Efficiency Design Index (EEDI). <<http://www.irclass.org/media/1393/energy-efficiency-design-index.pdf>> [žiūrėta 2018 04 22]
- ISO 3104:1994. Petroleum products – Transparent and opaque liquids – Determination of kinematic viscosity and calculation of dynamic viscosity. 13 p.
- ISO 3675:1998. Crude petroleum and liquid petroleum products – Laboratory determination of density – Hydrometer method. 10 p.
- ISO 4264:2007. Petroleum products – Calculation of cetane index of middle-distillate fuels by the four variable equation. 6 p.
- ISO 5165:2017 . Petroleum products – Determination of the ignition quality of diesel fuels – Cetane engine method. 20 p.
- ISO 8217:2017. Petroleum products – Fuels (class F) – Specifications of marine fuels. 32 p.
- Jaat M., Khalid A., Manshoor B., Ramsy H. 2013. Review of the investigation of mixture formation and combustion process using rapid compression machine

- and direct visualization system. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 50: 7 p.
- Jankowski A., Sandel A. 2003. Influence of fuel quality on mixture preparation and exhaust emissions from diesel engines with Common Rail system. *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 10(4): 14 p.
- Jaržemskis V., Jakubauskas G., Mačiulis A. 2012. *Transporto politikos pagrindai*. Mokomoji knyga. Vilnius, Technika: 210 p.
- Jiang C., Parker M. C., Spencer A., Wigley G., Garner C. P., Heilie J. 2016. Droplet size development in a DISI injector fuel spray. *18th International Symposium on the Application of Laser and Imaging Techniques to Fluid Mechanics*: 14 p.
- Jianmin L., Yupeng S., Xiaoming Z., Shiyong X. Lijun D. 2011. Fuel injection system fault diagnosis based on cylinder head vibration signal. *International Workshop on Automobile, Power and Energy Engineering. Procedia Engineering*, 16: 218–223.
- Jučas, P. 1992. *Degalai ir tepalai: chemotologija*. Vilnius, Mokslas: 256 p.
- Kadyrov S. M., Nikitin S. E., Ahmetov L. A. 2007. *Avtomobilnye i traktornye dvigateli*. Moskva: 616 p. (rusų k.)
- Kalinichensko V. V. 2001. *Razrabotka sistemy gazopodachi dlia transportnogo gazodizelnogo dvigatelja*. Avtoreferat dissertacii. Moskva: 135 p. (rusų k.)
- Kamaltdinov V. G., Markov V. A., Lysov I. O. 2015. Modeling the combustion process of a powerful diesel engine. *International Conference on Industrial Engineering. Procedia Engineering*, 129: 488–494.
- Karim G. A. 2015. *Dual-fuel diesel engines*. CRC Press, Taylor and Francis Group: 315 p.
- Kavtaradze, R. Z. 2008. *Teorija porshnevnyh dvigatelej*. Specialnye glavy. Moskva, MGTU im. N. E. Baumana: 712 p. (rusų k.)
- Kegl B., Kegl M., Pehan S. 2013. *Green diesel engines: biodiesel usage in diesel engines*. Springer-Verlag London: 263 p.
- Kekesi T. 2017. *Scenarios of drop deformation and breakup in sprays*. Technical Report. Royal Institute of Technology. Department of Mechanics. SE-100 44 Stockholm, Sweden: 73 p.
- Kenneth W. R., Kenneth M. B. 2011. *Combustion engineering, second edition*. CRC Press Taylor and Francis group: 508 p.
- Khatri K. K., Sharma D., Soni S. L., Kumar S., Tanwar D. 2010. Investigation of optimum fuel injection timing of direct injection CI engine operated on preheated Karanj-Diesel blend. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 4(5): 629–640.
- Khavkin Y. 2004. *The theory and practice of swirl atomizers*. New York: Taylor & Francis: 462 p.
- Kyriakides N., Chryssakis C., Kaiktsis L. 2009. Influence of heavy fuel properties on spray atomization for marine diesel engine applications. *Naval Architecture & Marine Engineering*, 01-1858: 9 p.

- Klyus O., Labeckas G., Slavinskas S., Mažeika M. 2013. Droplet distribution in an atomized jet of Diesel fuel and biofuel mixture. *Scientific Journals Maritime University of Szczecin*, 36(108): 93–97.
- Knothe G. 2005. Dependence of biodiesel fuel properties on the structure of fatty acid alkyl esters. *Fuel Processing Technology*, 86: 1059–1070.
- Komninos N. P., Rakopoulos C. D. 2016. Heat transfer in hcci phenomenological simulation models: A review. *Applied Energy*, 181: 179–209.
- Kozak P. A., Asztalos K. 2015. *Effects of liquid droplet-droplet interactions in a pressure swirl spray*. CHE 542 Project report: 38 p.
- Krasovskij O. G., Berman A. A., Matveev V. V. 1986. Primenie programm chislenogo modelirovanija pabocheho processa dizelej. *Trudy CNIDI „EVM v issledovanii i proektirovanii dvigatelej vnutrennego sgoranija“*. CNIDI: 100–111.
- Kuleshov A. S. 2004. *Programma rascheta i optimizacii dvigatelej vnutrennego sgoranija Dizel-RK. Opisanie matematicheskikh modelej, reshenie optimizacionnyh zadach*. Moskva: 123 p. (rusų k.)
- Kulmanakov S. P., Sinicyn V. A., Drobyshev O. V. 2012. Issledovanie struktury i dinamiki razvitija toplivnoj strui dlia tradicionnogo i biotopliva pri ispolzovanii razlichnyh sistem toplivopodachi. *Nauchnye zhurnaly NTU „HPI“: Dvigateli vnutrennego sgoranija*: 13–18. (rusų k.)
- Kumar M. L. S. D., Drakshayani S., Kumar Reddy K. V. 2012. Effect of fuel injection pressure on performance of single Cylinder diesel engine at different intake manifold inclinations. *International Journal of Engineering and Innovative Technology*, 2(4): 20–28.
- Kuznecov S. M., Kruglov A. I., Legostaeva O. A., Kuznecova K. S. 2016. *Modelirovanie organizacionno-technicheskikh reshenij v stroitelstve*. Moskva-Berlin, Direkt-Media: 95 p. (rusų k.)
- Lakshminarayanan P. A., Aghav Y. V. 2010. *Modelling diesel Combustion*. Mechanical Engineering Series. Springer – Verlag Berlin Heidelberg: 305 p.
- LANL. Los Alamos National Laboratory. KIVA. <<https://www.lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/index.php>> [žiūrėta 2017 04 22]
- Lebedevas S., Vaicekauskas A., Suškov P. 2007. Presumptions of effective operation of diesel engines running on RME biodiesel. Research on kinetics of combustion of RME biodiesel. *Transport*, 22(2): 126–133.
- Lebedevas S., Žaglinskis J., Lebedeva G. 2012. 1Z 1.9 TDI dyzelio šilumos išsiskyrimo rodiklių eksperimentiniai ir matematinio modeliavimo tyrimai. *Aleksandro Stulginskio universiteto mokslo darbai*, 44 (3): 232–241.
- Lekcija Nr. 6. Szhiganie mazuta. 5.1. Elektronnyj universitet KGEU – virtualnaja obrazovatel'naja sreda.

- <https://lms.kgeu.ru/pluginfile.php?file=%2F21118%2Fmod_resource%2Fcontent%2F1%2F%D0%9B%D0%B5%D0%BA%D1%86%D0%B8%D1%8F%20%E2%84%96%206.pdf> [žiūrėta 2017 07 22]
- Lewinska J., Kapusta Ł. J. 2017. Analysis of the microstructure of the fuel spray atomized by marine injector. *Combustion Engines*, 169(2):120–124.
- Lezhnev L. Y., Hripach N. A., Shustov F. A., Ivanov D. A., Nazarov V. E. 2013. Matematicheskoe modelirovanie processov dvigatelja vnutrennego sgoranija mobilnogo (bortovogo) zariadnogo ustrojstva elektricheskikh silovyh ustanovok gorodskogo transporta. *Sovremennye problemy nauki i obrazovanija* Nr. 2. <<http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=8790>> [žiūrėta 2016 06 04] (rusų k.)
- Li D., Zhen H., Xingcai L., Wu-gao Z., Jian-guang Y. 2005. Physico-chemical properties of ethanol–diesel blend fuel and its effect on performance and emissions of diesel engines. *Renewable energy*, 30: 967–976.
- Li Z., Wu Y., Yang H., Cai C., Zhang H., Hashiguchi K., Takeno K., Lu J. 2013. Effect of liquid viscosity on atomization in an internal-mixing twin-fluid atomizer. *Fuel*, 103: 486–494.
- Lindstad H., Eskeland G. S. 2015. Low carbon maritime transport: How speed, size and slenderness amounts to substantial capital energy substitution. *Transportation Research Part D*, 41: 244–256.
- Linne M., Paciaroni M., Hall T., Parker T. 2006. Ballistic imaging of the near field in a diesel spray. *Experiments in Fluids*, 40(6): 836–846.
- Linne M. A., Paciaroni M., Berrocal E., Sedarsky D. 2009. Ballistic imaging of liquid breakup processes in dense sprays. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32(2): 2147–2161.
- Linne M. 2013. Imaging in the optically dense regions of a spray: A review of developing techniques. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(5): 403–440.
- Lyshevskij A. S. 1971. *Raspylivanie topliva v sudovyh dizeliah*. Sudostroenie: 248 p.
- Lotha E., O’Brien T., Syamlal M., Canterod M. 2004. Effective diameter for group motion of polydisperse particle mixtures. *Powder Technology*, 142: 209–218.
- LR susisiekimo ministerija. 2013. Nacionalinė susisiekimo plėtros 2014–2022 metų programa. <<https://sumin.lrv.lt/lt/administracine-informacija/nacionaline-susisiekimo-pletros-2014-2022-metu-programa>> [žiūrėta 2015 04 04]
- LTA. 2017. Land transport authority. Annual Vehicle Statistics 2017. <https://www.lta.gov.sg/content/dam/ltaweb/corp/PublicationsResearch/files/FactsandFigures/MVP01-3-1_Cars_by_age.pdf> [žiūrėta 2018 04 04]
- Ma F., Zhao Ch., Zhang F., Zhao Zh., Zhang Zh., Xie Zh., Wang H. 2015. An experimental investigation on the combustion and heat release Characteristics of an opposed-piston folded-cranktrain diesel engine. *Energies*, 8: 6365–6381.
- Maleque Kh. A. 2013. Effects of exothermic/endermich chemical reactions with arrhenius activation energy on MHD Free convection and mass transfer flow in

- presence of thermal radiation. *Journal of Thermodynamics*, Article ID 692516: 11 p.
- Malvern Instruments. 2007. *Spraytec user manual*. MAN0368(3): 216 p.
- MAN Diesel & Turbo. 2015. *Marine engine. IMO Tier II and Tier III. Programme 2015*: 199 p.
- Marchand A., Joost H., Jacco W., Snoeijer H., Andreotti B. 2011. Why is surface tension a force parallel to the interface? *American Journal of Physics* 79(10): 999–1008.
- Marchenko A., Osetrov A., Linkov O., Samoilenko D. 2012. Simulation of biofuels combustion in diesel engines. *INTECH*, 15: 407–433.
- Marchenko A. P., Minak A. F., Semenov V. G., Linkov O. Y., Shpakovskij V. V., Oboznyj S. V. 2005. Raschetno-eksperimentalnye issledovanija po ocenke vlijanija podogreva alternativnyh topliv na pokazateli raboty dizelia. *Vestnik Nacionalnogo technicheskogo universiteta „HPI“*. *Dvigateli vnutrennego sgoranija, Harkov*, 1: 8–17. (rusū k.)
- Markov V. A., Devianin S. N., Malchuk V. I. 2007. *Vpryskivanie i raspylivanie topliva v dizeliah*. Moskva, MGTU imeni N. E. Baumana: 360 p. (rusų k.)
- MARPOL – International Convention for the Prevention o Pollution from Ships. Amended by Resolution MEPC.111(50). Amended by Resolution MEPC.115(51). Amended by Resolution MEPC.116(51). Lloyd’s Register Rulefinder 2005 – Version 9.4. <[http://www.mar.ist.utl.pt/mventura/Projecto-Navios-I/IMO-Conventions%20\(copies\)/MARPOL.pdf](http://www.mar.ist.utl.pt/mventura/Projecto-Navios-I/IMO-Conventions%20(copies)/MARPOL.pdf)> [žiūrėta 2016 02 08]
- Matievskij D. D., Kulmanakov S. P., Lebedev S. V., Shashev A. V., 2006. Nachalnyj etap ispytaniya dvigatelej 1Ch13/14 pri ego rabote na rapsovom masle i etilovom efire rapsovogo masla. Aktualnye problemy teorii i praktiki sovremennogo dvigatelestroenija. *Trudy mezhdunarodno-nauchnoj konferencii. Cheliabinsk*: 170–176.
- Maurya R. K. 2018. *Characteristics and control of low temperature combustion engines. Employing gasoline, ethanol and methanol*. Springer International Publishing: 544 p.
- McHugh M. L. 2013. The Chi-square test of independence. *Biochem Med (Zagreb)*, 23(2): 143–149.
- MEPC.1/Circ.684. 2009. Guidelines for voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator, EEOI.
- MEPC.203(62). 2011. Amendments to the Annex of the protocol of 1997 to amend the international convention for the prevention of pollution from ships, 1973, as modified by the protocol of 1978 relating thereto. <[http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/Documents/MEPC.203\(62\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.203(62).pdf)> [žiūrėta 2016 02 08]

- MEPC.212(63). 2012. Guidelines on the method of calculation of the attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships. <[http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/Documents/MEPC.212\(63\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.212(63).pdf)> [žiūrėta 2016 02 08]
- MEPC 245(66). 2014. 2014 Guidelines on the calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index EEDI for new ships. <[http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/245\(66\).pdf](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/245(66).pdf)> [žiūrėta 2016 02 08]
- Merker G. P., Schwarz C., Stiesch G., Otto F. 2004. *Simulating Combustion. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg: 401 p.
- Mfame Team. 2015. Major damage to the engines! – Neglect of one important parameter in the fuel quality test report. <<http://mfame.guru/major-damage-to-the-engines-neglect-of-one-important-parameter-in-the-fuel-quality-test-report/>> [žiūrėta 2016 08 08]
- Mollenhauer K., Tschoeke H. 2010. *Handbook of Diesel Engines*. Verlag Berlin Heidelberg, Springer: 636 p.
- Monyem A., Gerpen J. H. V., Canakci M. 2001. The effect of timing and oxidation on emissions from biodiesel-fueled engines. *Transactions of the ASAE*, 44(1): 35–42.
- Moradi A. 2013. *Theoretical prediction of Sauter mean diameter for pressure-swirl atomizers through integral conservation methods*. A Thesis Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Master of Science. Arizona State University: 110 p.
- MTU Friedrichshafen. 1989. *Versuchskennfeld 12V396 TC4*: 299 p.
- Mueller D., Uibel S., Takemura M., Klingelhofer D., Groneberg D. A. 2011. Ships, ports and particulate air pollution - an analysis of recent studies. *Occup Med. Toxicol*, 6(1): 31 p
- Naz M. Y., Sulaiman S. A., Ari-Wahjoedi B. 2015. Sauter mean diameter profiles of droplets in a continuous spray stream. *Applied Mechanics and Materials*, 695: 473–476.
- Niraj T. 2013. *Determination of sauter mean diameter of four different fuels and their effects on performance and emission in a CI engine*. A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Technology in Mechanical Engineering: 61 p.
- Olmer N., Comer B., Roy B., Mao X., Rutherford D. 2017. *Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015*. The International Council on Clean Transportation: 27 p.
- OSP. 2017. Oficialiosios statistikos portalas. <[https://osp.stat.gov.lt/statistiniu-rodikliu-analize#/>](https://osp.stat.gov.lt/statistiniu-rodikliu-analize#/) [žiūrėta 2017 08 08]
- Pahomov J. A., Korobkov Y. P., Dmitrievskij D. V., Vasilev G. L. 2004. *Toplivo i toplivnye sistemy sudovyh dizelej*. Moskva, RKonsultant: 495 p. (rusų k.)

- Payri R., Viera J. P., Gopalakrishnan V., Szymkowicz P. G. 2017. The effect of nozzle geometry over ignition delay and flame lift-off of reacting direct-injection sprays for three different fuels. *Fuel*, 199: 76–90.
- Pankratov S. A. 2017. *Ulichshenie pokazatelej sredneoborotnogo dizelia putem sovershenstvovaniya rabochegop processa i ispolzovaniya perspektivnogo metoda utilizacii teploty otrabotavshyh gazov*. Dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni tehniceskikh nauk. Moskva: 183 p. (rusų k.)
- Pastor J. V., Payri R., Salavert J. M., Manin J. 2012. Evaluation of natural and tracer fluorescent emission methods for droplet size measurements in a diesel spray. *International Journal of Automotive Technology*, 13(5): 713-724 p.
- Patentas RU 2570647. <[http://www.findpatent.ru/patent/258/2581034 .html](http://www.findpatent.ru/patent/258/2581034.html)> [žiūrėta 2016 10 18]
- Pimentel R. G. 2006. *Measurement and prediction of droplet size distribution in sprays*. Département de génie mécanique. Québec: 305 p.
- Qate M., Pourabdian M., Javareshkian A., Farzbod A. 2013. A Review of Ignition Delay and Combustion Characteristics of Biodiesel Fueled Diesel Engine. *Mechanical and Aerospace Engineering IV. Applied Mechanics and Materials*, 390: 333–338.
- Shu Q., Gao J., Liao Y., Wang D., Wang J. 2011. Estimation of the sauter mean diameter for biodiesels by the mixture topological index. *Renewable energy*, 36(2): 482–487.
- Raeie N., Emami S., Sadaghiyani O. K. 2014. Effects of injection timing, before and after top dead center on the propulsion and power in a diesel engine. *Propulsion and Power Research*, 3(2): 59–67.
- Rakopoulos C. D. Giakoumis E. G. 2006. *Review of thermodynamic diesel engine simulations under transient operating conditions*. SAE International: 38 p.
- Ram S. D., Prakash J., Dhiman S. K., Lal A., Kumar A. 2015. Study of bulk modulus of Compressibility of bio-diesel and their impact on exhaust emission. *International Journal of Emerging Technology and Innovative Engineering*, 1(5): 7 p.
- Rao V., Honnery D. 2017. Application of a multi-step soot model in a thermodynamic diesel engine model. *Fuel*, 135: 269–278.
- Rapolis P. 2017. *Dyzelinų variklių pereinamųjų eksploatacinių režimų kompleksiniai tyrimai, didinant energetinį efektyvumą*. Daktaro disertacija. Klaipėda, Klaipėdos universitetas: 161 p.
- Rapolis P., Lebedeva G., Gudaitytė I. 2013. Comparative analysis of diesel engine mathematical modelling packages for practical use on transport diesel engine operating on biodiesel. *Transbaltica 2013. Proceedings of the 8th International Scientific Conference*, Vilnius Gediminas Technical University: 173–178.
- Razlejev N. F. 1980. *Modelirovanie i optimizacija processa sgoranija v dizeliah*. Harkov, Visha shkola: 169 p.

- Reif K. 2014. *Diesel Engine Management. Systems and Components*. Springer Vieweg: 370 p.
- Reitz R. D., Duraisamy G. 2015. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 46: 12–71.
- Ricardo software. VECTIS. <<https://software.ricardo.com/products/vectis>> [žiūrėta 2017 04 12]
- Ricardo software. WAVE. <<https://software.ricardo.com/products/wave/wave-1d-3d-cfd-co-simulation>> [žiūrėta 2017 04 12]
- Rostami S., Ghobadian B., Kiani Deh Kiani M. 2014. Effect of the injection timing on the performance of a diesel engine using diesel-biodiesel blends. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 10: 1945–1958.
- Sabah T. A., Miqdam T. C. 2012. Effect of fuel cetane number on multi-cylinders direct injection diesel engine performance and exhaust emissions. *Al-Khwarizmi Engineering Journal*, 8 (1): 65 -75 p.
- Safonov A. S., Ushakov A. I., Grishin V. V. 2007. *Himmotologija goriuche-smazochnyh materialov*. Sankt-Peterburg, NPIKC: 488 p. (rusų k.)
- Santos F. D., Moyne L. L. 2011. Spray atomization models in engine applications, from correlations to direct numerical simulations. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles*, 66(5): 801–822.
- Satyanarayana Ch., Rao P. V. 2009. Influence of key properties of pongamia biodiesel on performance combustion and emission characteristics of a DI diesel engine. *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer* 4(2): 34–44.
- Sayina C., Canakci M. 2009. Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 50: 203–213.
- Schobert H. 2013. *Chemistry of fossil fuels and biofuels*. New York, Cambridge university press: 479 p.
- Sharma B. K. 2006. *Analytical chemistry: comprehensively covering the UGC syllabus*. Krishna Prakashan Media (P) Ltd.
- Sharma C. S., Anand T. N. C., Ravikrishna R. V. 2010. A methodology for analysis of diesel engine in-cylinder flow and combustion. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 10(3): 157–167.
- SKL Motor. 1980. *Schwermaschinenbau Karl Liebknecht, Magdeburg*.
- Slavuckij V. M., Kurapin A. V., Slavuckij V. V., Terkushov E. D. 2015. O zaderzhke vosplamenenija topliva v cilindre dizelia. *Izvestija*, 3(39): 162–166. (rusų k.)
- Song Ch., Hsu Ch. S., Mochida I. 2000. *Chemistry of diesel fuel*. Taylor & Francis: 294 p.
- Sophocleous M. 2010. Understanding and explaining surface tension and capillarity: an introduction to fundamental physics for water professionals. *Hydrogeology Journal*, 18: 811–821.

- STAR-CD. <<https://mdx.plm.automation.siemens.com/star-cd>> [žiūrėta 2017 04 12]
- Stenin V. A. 2014. *Sudovoe glavnoe energeticheskoe oborudovanie. Raschet sudovogo dvigatelja*. Uchebnoe posobie. Arhangel'sk, SAFU im. M. V. Lomonosova: 250 p. (rusų k.)
- Stiesch G. 2003. *Modeling engine spray and combustion processes*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg: 282 p.
- Stratiotis E. 2018. *Fuel costs in ocean shipping*. More than shipping. <<https://www.morethanshipping.com/fuel-costs-ocean-shipping/>> [žiūrėta 2018 04 12]
- Tat M. E., Gerpen J. H. V., Soylu S., Canakci M., Monyem A., Wormley S. 2000. The speed of sound and isentropic bulk modulus of biodiesel at 21°C from atmospheric pressure to 35 MPa. *JAOCS*, 77(3): 285–289.
- Tat M. E., Gerpen J. H. V. 2003. *Measurement of biodiesel speed of sound and its impact on injection timing*. Final Report Report 4 in a series of 6. National Renewable Energy Laboratory: 120 p.
- Tat M. E., Van Gerpen J. H., Wang P. S. 2007. Fuel property effects on injection timing, ignition timing, and oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines. *Transactions of the American Society of Agricultural and Biological Engineers*, 50(4): 1123–1128.
- Tesfa F. B. Mishra G. R., Ball A. D. 2013. LHV predication models and LHV effect on the performance of CI engine running with biodiesel blends. *Energy Conversion and Management*, 71: 217–226.
- Timoshenko D. V. 2014. Osobennosti matematicheskoy modeli processov sgoraniya v porshnevnyh DVS. *Elektronnoe nauchnoe izdanie. Uchetnye zametki TOGU*, 5 (1): 311–318. (rusų k.)
- Torres R. A. 2014. Rol torgovli v reshenii problem razvivajushih stran, ne imejushih vyhoda k moriu. *Bridges Network*: 24–28.
- Totten G. E., Westbrook S. R., Shah R. J. 2003 *Fuels and lubricants handbook: technology, properties, performance and testing*. ASTM international: 1087 p.
- Turner M. R., Sazhin S. S., Healey J. J., Crua C., Martynov S. B. 2012. A breakup model for transient Diesel fuel sprays. *Fuel*, 97: 288–305.
- UNCTAD 2017. *The Review of Maritime Transport*. United nations publication. New York and Geneva: 130 p.
- Vaitkus A. 2018. Klaipėdos uosto plėtra: naujos galimybės šaliai ir jos ekonomikai. Klaipėdos uostas. <<http://www.lsta.lt/files/events/180306%20Valstybe/Arvydas%20Vaitkus.pdf>> [žiūrėta 2018 05 22]
- Valstybės žinios. 2004. Dėl kuro ir energijos balanso sudarymo metodikos patvirtinimo. Įsakymas Nr. DĮ-228. <<https://e-seimas.lrs.lt/portal/legalAct/lt/TAD/TAIS.246084?jfwid=q8i88mdz6>> [žiūrėta 2017 05 04]
- Valstybės žinios. 2005. Nutarimas dėl ilgalaikės (iki 2025 metų) Lietuvos transporto sistemos plėtros strategijos patvirtinimo. LRV nutarimas Nr. 692. <[123](https://e-</p>
</div>
<div data-bbox=)

- seimas.lrs.lt/portal/legalAct/lt/TAD/TAIS.258496?jfwid=96t6tc4km> [žiūrėta 2016 03 05]
- Valstybės žinios. 2010. Dėl Lietuvos respublikos vartojamų naftos produktų, biodegalų ir skystojo kuro privalomųjų kokybės rodiklių patvirtinimo. Įsakymas Nr. 1-348/D1-1014/3-742. <<https://e-seimas.lrs.lt/portal/legalAct/lt/TAD/TAIS.389888?jfwid=fa58hxxqi>> [žiūrėta 2017 05 04]
- Vibe I. I. 1962. *Novoe o rabochem cikle dvigatelia. Skorost sgoranija i rabochij cikel dvigatelia*. Sverdlovsk, Mashgiz: 269 p. (rusų k.)
- Vidak N. 2016. *Marine engineering course*. Dubrovnik: 51 p.
- Viederytė R. 2014. Lithuanian maritime sector's economic impact to the whole Lithuanian economy. *Procedia – Social and Behavioral Sciences*, 143: 892–896.
- Voznickij I. V. 2005. *Praktika ispolzovanija morskikh topliv na sudah*. Sankt-Peterburg: KSI: 124 p. (rusų k.)
- Voznickij I. V., Punda A. S. 2008. *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoranija*. Moskva, Morkniga, 2: 463 p. (rusų k.)
- Yan J. 2015. *Handbook of Clean Energy Systems*. Wiley: 4032 p.
- Yildirim O. E., Xu Q., Basaran O. A. 2005. Analysis of the drop weight method. *Physics of fluids*, 17: 13 p.
- Yin J., Su T., Guan Z., Chu Q., Meng C., Jia L., Wang J., Zhang Y. 2017. Modeling and Validation of a Diesel Engine with Turbocharger for Hardware-in-the-Loop Applications. *Energies*, 685: 17 p.
- Wang Y. Q., Ren G., Zhou Z. Q. 2014. Research for Fuel Common Rail System about Marine Diesel Engine. *Advanced Materials Research*, 961: 1455–1459.
- Wang L., Badra J. A., Roberts W. L., Fang T. 2017. Characteristics of spray from a GDI fuel injector for naphtha and surrogate fuels. *Fuel*, 190: 113–128.
- Wankhede A. 2018. A Guide To Marine Gas Oil and LSFO Used On Ships. Guidelines. <<https://www.marineinsight.com/guidelines/a-guide-to-marine-gas-oil-and-lsfo-used-on-ships/>> [žiūrėta 2018 05 22]
- White paper 2011. Roadmap to a Single European Transport Area – Towards a competitive and resource efficient transport system.
- Wielligh A. J., Burger N. D. L., Vaal P. L. 2004. Diesel injector failures and the consequences – caused by fuel quality – case studies. *International Conference of the South African Institute of Tribology*: 19 p.
- Winter M. 2007. *Fuel consumption and emissions from navigation in Denmark from 1990–2005 – and projection from 2006–2030*. National Environmental Research Institute, University of Aarhus, Denmark: 109 p.
- Wojciech G., Zóltowski A., Bochenska A. 2011. Properties of the rapeseed oil methyl esters and comparing them with the diesel oil properties. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 18(4): 121–127.

- Wright G. 2015. *Fundamentals of medium/heavy duty diesel engines*. Jones & Bartlett Learning, LLC: 1394 p.
- Wu Y. 2014. *Energy and environmental engineering*. Proceedings of the 2014 International. Hong Kong, CRC Press: 300 p.
- Xing-cai L., Jian-guang Y., Wu-gao Z., Zhen H. 2004. Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol–diesel blend fuel. *Fuel*, 83: 2013–2020.
- Zajemska M., Poskart A., Musial D. 2015. The kinetics of nitrogen oxides formation in the flame gas. *Economic and Environmental Studies*, 15(4): 445–460.
- Zanne M., Počuča M., Bajec P. 2013. Environmental and economic benefits of slow steaming. *Transportations on Maritime Science*, 02: 123–127.
- Zeelenberg A. P., Fijn van Draat H. J., Barker H. L. 1983. The ignition performance of fuel oils in marine diesel engines. Shell Research B. V. *CIMAC Conference*.
- Zheng Z., Badawy T., Henein N., Sattler E. 2012. Investigation of physical and chemical delay periods of different fuels in the ignition quality tester. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(6): 11 p.
- Zinenko N. N., Nikolaev N. I., Panamarev V. E. 2014. Metodika kontrolia sostava otrabotannyh gazov sudovyh malooborotnyh dvigatelej v eksploatacii. *Vestnik. Ekologija i ohrana okruzhajushej sredy*, 5: 104–117. (rusų k.)

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

- Klyus O., **Zamiatina N.** 2017. Residual fuel atomization process simulation. *Combustion Engines*, 169(2): 108–112.
- Klyus O., Skarbek-Zabkin A., **Zamiatina N.** 2018. Experimental research of self-ignition engine fueled by mixture of diesel and synthetic fuel. *New Trends in Production Engineering*, 1(1): 545–551.
- Žaglinskis J., Rapalis P., **Lazareva N.** 2018. Overview of natural gas use in ships demand and engine supply. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*: 1–9.
- Kulmankov S. P., Lebedevas S., Kulmankov S. S., **Lazareva N.**, Rapalis P. 2019. Comparative studies of the biodiesel fuel jet development dynamics in common rail and conventional design fuel systems. *Transport*, 34(1): 67–74.

Straipsniai recenzuojamoje tarptautinės konferencijos medžiagoje, referuojamuose duomenų bazėje Proceedings

- Zamiatina N.** 2016. Comparative overview of marine fuel quality on diesel engine operation. *Procedia Engineering*, 134: 157–164.

- Zamiatina N.**, Lebedevas S. 2016. Influence of fractional composition of oil fuels for diesel engines on physical-chemical and engine properties. *Transport Means 2016 Proceedings of the 20th international scientific conference Part III*: 1022–1025.
- Daukšys V., Račkus M., **Zamiatina N.** 2017. Energy efficiency improvement adding various amounts of CNG in the naturally aspirated compression ignition engine. *10th international scientific conference Transbaltica 2017, Transportation science and technology, Procedia engineering*, 187: 222–228.

Straipsniai kitose tarptautinių ir nacionalinių konferencijų medžiagose

- Zamiatina N.**, Žaglinskis J., Rapalis P. 2015. Kelių transporto priemonėms skirtų aukštesnės kokybės dyzelino rūšių cheminių ir fizikinių savybių tyrimai. *Mokslas-Lietuvos ateitis, 18-oji jaunųjų mokslininkų konferencija*: 13–18.
- Zamiatina N.**, Daukšys V. 2016. Kuro aktyvacijos energijos nustatymo svarba modeliuojant VDV darbo procesą. *Jūros ir krantų tyrimai 2016, 9-oji nacionalinė jūros mokslų ir technologijų konferencija*: 214–218.

Summary in English

Introduction

Formulation of the Problem

In the global economy, sea transportation plays an important role: about 90% of intercontinental transportation is carried out by sea transport (Grbic 2016; ICS 2017). On the other hand, maritime transport has a significant negative impact on the atmosphere. Although carbon dioxide (CO₂) emissions from ships account for only 3% of the global balance, in areas of intensive navigation, and in seaports, both CO₂ and other pollutants (nitrogen oxides (NO_x), sulphur dioxide (SO₂), carbon monoxide (CO), hydrocarbons (CH), particulate matter (PM)) are often equivalent to emissions from industrial and automobile transport (Eustat Statistics; European Commissions; Mueller et al. 2011). The International Maritime Organization (IMO) periodically tightens environmental requirements; the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL 73/78) regulates energy efficiency and emission reduction (NO_x and SO₂) in maritime transport. In 2011, in accordance with resolution MEPC.203 [62], the Energy Efficiency Design Index (EEDI) and Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP) were adopted to manage the energy efficiency of ships and, as a consequence, to reduce their CO₂ emissions. In fact, EEDI shows the

ratio of fuel consumption to work performed on freight transport, since CO₂ emissions are directly dependent on the chemical composition and amount of fuel consumed. In turn, efficient fuel consumption is usually related to the organization of the engine work process (air inflow, fuel injection pressure and angle, etc.) and the quality of the fuel used. Therefore, one of the ways to meet environmental requirements is to improve the quality of the fuel used.

In the maritime sector, 98% of the fuel used is fossil, 72% of which is heavy fuel (Olmer et al. 2017). Unlike automotive diesel fuel, heavy fuel is a mixture of residual fractions of refining processes and distillates of various proportions. This leads to a wide selection of heavy fuel types on the market. The ISO 8217 marine fuel standard regulates 11 types of heavy fuel and 7 distilled fuels. Meanwhile, the EN 590 automotive fuel standard describes only one class of fuel, in which the quality parameters have a narrow range of values compared with the marine fuel standard. For example, the density range in the EN 590 standard is 820–845 kg/m³, for marine fuels – up to 1010 kg/m³. Kinematic viscosity in automotive diesel fuels varies between 2–4.5 mm²/s, in marine fuel – 2–700 mm²/s. The standard is periodically updated and additional marks of marine fuel are offered. The quality parameters change, but the standard does not regulate the whole range of parameters on which the engine characteristics, and hence the engine performance, depend. It should also be noted that some ship operators have their own quality specifications based on which they choose fuel, and bunkering fuel does not always meet the standards or company specifications. Often the parameters of marine fuel exceed the limits of the standard.

Another important feature of maritime transport is the wide range of types of heat engines used, of which about 98% are diesel engines (DE): low; medium; high-speeds (Vidak 2016; Voznickij and Punda 2008). In addition, the fleet is not so intensely updated as, for example, road transport, and vessels with technically obsolete engines are still widely used (UNCTAD 2017; LTA 2017). Changes in fuel quality parameters have a different impact on the operation of various types and designs of engines. The poorly selected quality parameters of bunker fuel can lead to deviations of characteristics from an optimal state, which will result in a deterioration of the energy and environmental performance of the engine. For example, the residual fuel characteristics do not have a suitable parameter that can reliably characterize the auto-ignition characteristics of the fuel. Therefore, some of the bunker fuels in use, with the adjustable parameters corresponding to the standard, adversely affect the engine characteristics. This is the main cause of deviations in the workflow and possible engine failure. The International Council on Combustion Engines (CIMAC) is concerned about this issue. Statistical data from CIMAC indicate that a longer ignition period causes an accumulation in the combustion chamber of large amounts of fuel which burns rapidly after ignition, resulting in a sudden increase in pressure in the cylinder leading to a higher mechanical load on the engine parts, and higher NO_x in the combustion cham-

ber due to higher temperatures. Incomplete combustion of the fuel increases engine smoke, a long combustion process at the expansion stroke causes a high temperature of the working fluid, defects cylinder liner oil film and increases the wear of the engine cylinder, which causes engine failure (CIMAC 2011).

Topicality of the thesis

The rational selection of interconnected properties of bunker marine fuel, depending on the type of diesel engine (low, medium and high-speed) and the design features of the fuel supply system (“Conventional Design System” (CDS) and “Common Rail” (CR)), is one of the effective tools for improving energy efficiency and environmental performance of maritime transport, as well as increasing the reliability of engines (CIMAC 2011; IMO; MARPOL 73/78; MEPC.212 (63)).

The main aspects of solving this important problem in logical sequence are related to the physical component of the ignition period, which is a factor in the quality of the fuel spraying process, and the chemical component - the flammability properties of the fuel. It is advisable to carry out research in complex, rational combination of statistical, analytical methods (analysis of the quality of a commodity bunker marine fuel on the market), experiments (determination of the characteristics of fuel spraying, dynamic change and analysis) and calculation methods (mathematical modeling of the DE work process).

In conducting experimental studies of the dynamic parameters of the fuel jet structure, the results obtained are purposefully generalized using analytical dependencies for supplement or correct mathematical models for modeling internal combustion engines (ICE).

Considering the extremely important and complicated task of studying the fuel jet dynamics, as well as the aim to increase the adequacy of the obtained results, it is rational to use different contactless test methods (measurements are based on the intensity of radiation and do not influence the fuel jet).

When analysing the influence of fuel properties on the performance characteristics of the engine, the emphasis should be on the factors that determine fuel combustion and combustion efficiency in different types of engines (low, medium and high-speed). Based on IMO and CIMAC statistics (CIMAC 2011; IMO), it is also important to evaluate the effect of bunker marine fuel properties on engine reliability indicators, when the engine is operating at nominal and partial loads.

Along with the new scientific achievements in solving the research problem, the methodological solutions for the rational selection of the bunker fuel properties would be of practical importance, allowing to evaluate the influence of fuel properties regulated by standards on energy performance and engine reliability.

In general, the results of the study would contribute to the improvement of the operational energy efficiency of marine transport as well as improvement of its environmental parameters and reliability indicators.

The Object of Research

Marine fuels properties regulated by quality standards and their relation to the energy efficiency and performance factors of the diesel engine's indicated work process.

The Aim of the Thesis

To study the influence of marine fuel properties on indicated work process of diesel engine and the performance of different types of diesel engines, to develop and adapt methodological principles for the rational selection of marine fuel properties for bunkering vessels.

The Tasks of the Thesis

1. To perform analytical and experimental research of bunker marine fuel properties in the context of quality standards requirements.
2. To explore experimentally the dynamics of changes in the parameters of the injection of marine fuel, relating the findings with the methods of mathematical modeling and prediction of the engine workflow.
3. To compile and analyse the analytical dependencies between the standardized properties of marine fuel and the factors determining the energy efficiency of the engine's workflow, based on mathematical modeling and experimental statistics.
4. To investigate the influence of the properties of marine fuel on the parameters and performance of various types of diesel engines.
5. To develop and adapt an algorithm for rational selection of bunker marine fuel properties and methodological principles for their implementation, assessing the engine's influence on the characteristics of energy efficiency and reliability.

The Research Methods

In this work complex experimental, analytical and mathematical modeling methods are used. The use of modern scientific equipment and techniques for the experimental study of the physicochemical properties of fuel, dynamic changes in the structure and parameters of a jet of fuel spraying, as well as generally accepted methods of mathematical modeling of high-speed processes in engine cylinders and analytical

studies of scientific literature, ensure a complex character of the research and adequacy of results.

The physicochemical properties of a wide range of bunker fuels were studied in the „Waterborne Transport and Air Pollution Laboratory” of the Klaipeda University and during the internship in the “Saybolt Baltija” laboratory.

Experimental studies of fuel atomisation were carried out at the Maritime Academy of Szczecin in Poland using laser diffraction on a “Spraytec STP 5000” instrument. In collaboration with scientists of the Altai State Technological University, studies of a sprayed fuel jet were carried out using optical scanning with video threshold segmentation method, results analysis, generalization and evaluation of the promising method development.

For the mathematical modeling, the types of diesel engines most common in shipping were selected: high-speed – “Caterpillar 3512B” (USA) and “MTU 8V 396TB” (Germany); medium-speed – “SKL VDS 48/42” (Germany) and “ChN 26.5/31” (Russia); low-speed – “MAN B&W 6S60MC” (Denmark). On the basis of experimental data, the adequacy of the compiled mathematical models of engines was substantiated. To simulate the engine operation process, multi-zone Diesel-RK and one-zone IMPULS mathematical models were used. For analytical and statistical data processing, a calculation module was developed using MS Excel software.

Scientific Novelty

In working on the thesis, the following scientific results, which are new for transport engineering, were obtained:

1. Based on the experimental data with the author proposed amendments, adequate use of the Tanasawa and Toyoda analytical equation to determine the Sauter mean diameter of heavy marine fuel droplets was confirmed.
2. The methodological principles of fuel jet brightness zones scanning method development were formed, analytical supplementation to the multizone mathematical model of the engine indicated work process was proposed in order to evaluate the dynamic changes of the spray jet.
3. Analytical relationships between marine fuel density and viscosity parameters and activation energy as well as between marine fuel density and fuel injection phase were established, which are necessary for adequate mathematical modeling of the diesel engine indicated process.
4. New data of dynamic changes in the structure of a sprayed fuel jet were obtained, based on which the studies of changes in diesel engine workflow energy parameters were made, using the Conventional Design System and the Common Rail fuel injection system.

5. New data, detecting the effect of the interaction of the regulated properties of the fuel (density and viscosity) on the parameters of energy efficiency and reliability of various types of diesel engines (low, medium and high speed) were obtained.

The Practical Significance of the Obtained Results

The resulting Sauter mean diameter equation can be used for more accurate evaluation of heavy fuel spraying parameters. Analytical solutions are proposed to complement the mathematical models of ICE processes, evaluating the dynamics of fuel jet spray characteristics.

Analytical solutions are proposed for determining the activation energy and injection angle values based on marine fuel density and viscosity parameters.

An algorithm for determining energy efficiency and reliability parameters has been developed, and on its basis, methodological principles which allow to evaluate the influence of fuel density and viscosity interaction on performance and reliability parameters of different types of diesel engines, as well as to select rationally the bunker marine fuel parameters regulated by standard.

Defended Propositions

1. The self-ignition properties of the fuel are determined by the composition of the hydrocarbon groups (aromatic hydrocarbons, naphthenic, paraffin) with characteristic differences in the density and viscosity values of the hydrocarbon groups, which provides the physical basis for an adequate assessment of the ignition characteristics (activation energy) depending on the density and viscosity of the fuel.
2. The study of the dynamics of fuel jet structure change provides the basis for predicting the influence of fuel properties and design parameters of injection systems on the development of the diesel engine indicated work process, especially during the period of flammability and associated fuel combustion kinetics, as well as the basis for supplementing multi-zone mathematical models and the basis for the estimation of change of jet drops Sauter mean diameter in dynamics.
3. In the shipping market, the main standards characteristics (density, viscosity) of heavy bunker marine fuel often deviate from the standard, and the inconsistent combinations of parameters lead to a deterioration in the energy efficiency parameters of the diesel engine, as well as worsen engine reliability indicators.
4. The peculiarities of the diesel engine types design and adjustment (air inflow, fuel injection pressure and angle, etc.) have different effects on marine fuel ig-

niton and combustion parameters: for high and medium speed engines, compared to low speed engines, this effect is more pronounced and leads to the risk of diesel engine malfunction and failure in low-load mode.

Approval of Research Results

9 scientific articles were published on the thesis topic: 1 – in journals of Thomson ISI list (Kulmankov, Lebedevas, Kulmankov, Lazareva, Rapalis 2019); 3 – in periodical peer-reviewed science journals (Klyus, Zamiatina 2017; Žaglinskis, Rapalis, Lazareva 2018; Klyus, Skarbek-Zabkin, Zamiatina 2018); 3 – in peer-reviewed proceedings of international conferences (Zamiatina 2016; Zamiatina, Lebedevas 2016; Daukšys, Račkus, Zamiatina 2017); 2 – in other international and national conferences (Zamiatina, Žaglinskis, Rapalis 2015; Zamiatina, Daukšys 2016).

The research results were presented at five scientific conferences:

- 9th international conference „Transbaltica 2015“, Vilnius;
- 9th national conference “Marine and Coastal Research 2016”, Klaipeda;
- 20th international conference „Transport Means 2016“, Juodkrante;
- 10th international conference „Transbaltica 2017“, Vilnius;
- 7th international conference „International congress on combustion engines 2017“, Poznan.

The Structure of Thesis

The thesis consists of the introduction, 4 chapters and conclusions. There are also 6 annexes.

The text volume is 138 pages (excluding annexes) including 40 numbered equations, 50 figures and 18 tables, 211 references were used in the thesis.

Acknowledgements

The author would like to thank the scientific supervisor Prof. Dr. Habil. S. Lebedevas for valuable scientific consultations and help during the preparation of the thesis, Prof. Dr. Habil O. Klyus for warm welcome and for the opportunity to use the available infrastructure during Erasmus internship at Maritime University of Szczecin. The author also wishes to express gratitude to the director of “Saybolt Baltija” S. Smyslov and the head of laboratory S. Pugač for consultations and the opportunity to perform the internship. Finally, the author would like to acknowledge cooperation and help provided by assistant professor S. Kulmanakov of Altai State Technical University.

1. Marine diesel engines and marine fuel quality parameters review and research analysis

Worldwide, most of the cargo is transported by sea, accounting for about 90% (Grbic 2016; ICS 2017). Today, the harmonious transport system is widely developed, with the principles of energy efficiency in transport, greening, reducing the impact of transport on the environment and so on. The trend of reducing the use of fossil fuels is widely encouraged, replacing them with alternatives. As is known, among the important factors that determine the energy performance of diesel engines are the quality parameters of the fuel used and their interaction with the organization of the engine work process (Mollenhauer and Tschoeke 2010). Maritime transport has a broad range of diesel engine types (low speed, medium and high speed), with a wide range of marine fuels (from distilled to heavy fuel with a viscosity of 700 mm²/s), so the rational selection of marine fuel is an important and topical task.

Along with the requirements to increase the energy efficiency of engines in the maritime transport sector, environmental requirements are being tightened. In the context of improving environmental parameters, the reduction of greenhouse gas emissions from transport is equally important. Although CO₂ is not as harmful to living organisms as NO_x or SO_x, high levels of CO₂ in the atmosphere cause a greenhouse effect and are of great concern in terms of global warming. According to Eurostat, the transport sector accounts for 24% of the total CO₂ emissions balance, from which maritime transport emits 2.6% of CO₂ emissions, representing 932 million tonnes of mass (Eurostat Statistics; European Commissions; Olmer et al. 2017). In order to ensure cleaner and greener shipping, the IMO (International Maritime Organization) extended MARPOL Annex VI in 2011 and adopted a Regulation on mandatory energy efficiency improvement. The rules obey the mandatory Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships. The strategy calls to reduce CO₂ emissions from ships by 50% in 2050 compared with 2008 (IMO). Structurally, the EEDI equation is described in terms of vessel power, specific fuel consumption, carbon content in fuel, deadweight and speed. Accordingly, CO₂ emissions can be reduced by reducing fuel consumption or by using less-carbon fuel or improving the design of the ship.

According to Corbett's and other scientists' review, about 67% of the world fleet consist of four-stroke diesel engines, 26% are two-stroke diesel engines, 7% are others. Two-stroke engines account for nearly 60% of the total energy produced in the fleet. Accordingly, two-stroke engines are the main users of the bunker fuel (Corbett et al. 2003; Comer et al. 2017). According to the International Council on Clean Transportation Report, maritime transport sector consumed 298 million tonnes of marine fuel, which is 2.4% more than in 2013. The main part of marine fuel consumed is heavy fuel, that is 72% of the total balance (Olmer et al. 2017).

Heavy fuel consists of a mixture of heavy oil fractions and distillates in various proportions. This explains the wide range of heavy fuels on the market with viscosities ranging from 10 to 700 mm²/s (4 types of distillates and 11 types of heavy fuel). The combined nature of heavy fuel and the wide range of fuel brands make it difficult to unify the quality parameters compared to automotive fuels, where the parameters are strictly limited. Ignition in automotive fuels is characterized by a cetane number determined experimentally, in marine fuels, ignition is described by a CCAI index based on an empirical equation using density and viscosity, and due to the wide range of marine fuel density and viscosity, marine fuel has a wide variation in ignition characteristics.

The ignition and combustion properties of marine fuels are indirectly regulated in standards since the 1980-s. The Shell Corporation offered to analytically evaluate the ignition of marine fuels using the calculated carbon aromaticity index (*CCAI*), which depends on the paraffinic and aromatic carbohydrate balance in marine fuels (Wilkinson 1985; Schobert 2013):

$$CCAI = \rho - 81 - 141 \lg(\lg(v + 0,85)) - 483 \lg\left(\frac{t + 273}{273}\right), \quad (S.1.1)$$

where ρ is the fuel density at 15 °C, kg/m³; v is the kinematic viscosity, mm²/s; and t is the temperature at which the fuel viscosity is determined, °C.

Since *CCAI* is based on the relationship between density and viscosity with CH groups, which in turn have some correlation with flammability, *CCAI* allows an approximate estimation of the propensity of marine fuel to ignite. However, modern marine fuels compared to the fuels of *CCAI* formula occurrence period have become more complex and some fuels with an acceptable *CCAI* may exhibit poor ignition characteristics in some engines.

For this reason, according to the CIMAC (International Committee on Combustion Engines) statistics, there are a number of significant problems in the operation of diesel power plants of all types (CIMAC 2011; Mfame Team 2015). Excessive operating costs for fuel are observed, which are often caused by deterioration of the ignition characteristics, also, deterioration of energy consumption cycle indicators, hard start-up of diesel engine, especially in „cold“ condition are observed; unstable engine operation in low speed operation modes; increased wear of cylinder-piston parts due to increased temperature of the combustion products, etc.

In view of the above, in order to contribute to the improvement of the energy efficiency of diesel engines, rational selection of properties of bunker marine fuel is relevant. One of the main factors of deviation from the reference values regulated by diesel engine manufacturers is the change in ignition characteristics, calorific value,

real injection phase due to a change in physical-chemical properties of the fuel. The fuel properties influence the engine and energy performance is also affected by changes in fuel injection and related with injection engine work processes.

Spray dispersion is evaluated with only one indicator - average drop diameter. In ICE theory, Sauter mean diameter (SMD or D_{32}) is most widely used. SMD is used in mathematical models for assessing fuel evaporation and heat release (Filippa et al. 2012; Niraj 2013). According to experimental data, many scientists offer mathematical expressions that can be used to calculate the disintegration of fuel jet and the dispersion of droplets. Since the form of the equation depends on the experimental conditions, possible deviations for an extended range of marine fuels should be taken into account, for example, before using the equation for heavy fuel, when the primary experiment was conducted with diesel fuel, the equation needs to be adjusted or modified. It is also advisable to consider the use of alternative fuels (FAME) for transport. For more detailed analysis of both mathematical models and experiments it is important to evaluate the fourth dimension - the time of the process development, to analyze the dynamics of changes in the dispersion parameters over time.

In order to reasonably select a marine fuel, depending on the impact of its properties on the energy and environmental performance of a particular type of the diesel engine, it is necessary to carry out extensive research on the types of marine diesel engines. Since such an experiment is based on large time and financial costs, it is advisable to use mathematical models to solve such large-scale problems. To solve practical tasks, it is advisable to use complex multidimensional and multizone models in combination with simpler models, combining their results with experimental data. In accordance with the task of the thesis, it is planned to investigate the operation of different diesel engine types with different marine fuel brands. For this, it is advisable to conduct a study in a complex way – combining a single-zone model tested in practice and a multi-zone model for setting up individual stages and parameters.

Findings of the first chapter

1. About 90% of world cargo is transported by sea. World fleet consumes hundreds of millions tons of marine fuel per year. International organizations insist on increasing the efficiency of vessels, where one of the most important ways to reduce pollution is the rational selection of bunker marine fuel properties.
2. Heavy fuel consists of a mixture of residual fractions and distillate, so unlike automotive diesel, it is difficult to unify all quality parameters for residual fuel. In fact, only two fuel quality indicators describe the heavy fuel: density and viscosity.
3. The ignition characteristic of marine fuel is determined by the calculated carbon aromaticity index CCAI, which is calculated on the basis of viscosity and

- density values. CIMAC reports about significant problems with diesel engine operation, associated with the often poor ignition characteristics of marine fuel.
4. The ignition phase of the fuel depends on the chemical and physical natures of the induction period, so research in the field of rational selection of marine fuel properties requires the study of both interrelated directions.
 5. The physical nature of the ignition period depends on the fuel injection process; therefore, more detailed analysis of the process makes it important to study and develop the performance parameters of the jet spraying in dynamics and to associate it with the ICE indicated work process modeling.
 6. Mathematical modeling is widely used for money and time saving when exploring ICE work processes. Comprehensive programs require detailed initial data which is difficult to formulate in order to solve the task. It is advisable to solve large-scale tasks using multi-zone and single-zone models.

2. Methodology of determining the influence of the bunker marine fuel quality indicators on engine operation parameters

The study of the chemical and physical properties of bunker marine fuel includes the determination of the viscosity, density, surface tension and the calculation of the *CCAI* and the lower calorific value.

The kinematic and dynamic viscosity values of the light marine fuel were determined according to ASTM D7042 standard using a modern automatic Anton Paar SMV 3000 viscometer. Kinematic viscosity values for residual marine fuel were determined according to ISO 3104:1994 standard using a manual capillary viscometer. Density values for light marine fuel were determined according to ASTM D7042 standard. Density values for residual marine fuel were determined according to ISO 3675:1998 standard. The surface tension values of the light marine fuel were determined using an automatic surface tensioning device “DVA-1 Sinterface”, the operation of which is based on the stalagometric method. Surface tension values for residual fuel were determined by a manual stalagometric method. The *CCAI* and the lower calorific value of the marine fuel were determined according to ISO 8217 standard.

Investigations of the marine fuel jet dynamic parameters by laser diffractoscopy were performed using a “Spraytec STP 5000” device to determine the distribution of the droplet size in a jet of sprayed fuel. The parameters of the used spray nozzle, “Spraytec STP 5000” device and external experiment conditions are presented in Table 2.1.

Table 2.1. Parameters of the nozzle and equipment used in the experiment

Parameter	Value
Method of measurement	Laser-diffraction
Range of measured drops	0,1 – 900 μm , Dx(50): 0,5 – 600 μm
Optical model	The Mie theory and the Fraunhofer approximation
Light source	Laser type He-Ne, 2 mW, 632,8 nm
Measurement error	$\pm 1\%$
Nozzle type	D1LMK 148/1
Nozzle hole diameter d_a	0,34 mm
Axial length of nozzle L	1,2 mm
L/d_a ratio	3,5
Pressure difference	20 MPa
Air density, 20 °C	1,16 kg/m ³

Investigations of marine fuel spraying with optical scanning and threshold segmentation method were conducted using a high-speed photography stand and two fuel delivery systems – CDS and CR. Fuel jet dynamics studies were performed on the basis of the variation of the fuel jet brighter zones. The instant images of the fuel jet were processed by the threshold segmentation method. Threshold segmentation method allows comparing the brightness value of each pixel with the threshold value and assigning this pixel to a specific area.

In assessing the tendency of alternative fuel development in transport, comparative measurements were performed using mineral diesel (D), rapeseed oil methyl ester (RME) and rapeseed oil (RO). Fuel testing by the CDS system was performed at a high pressure fuel pump rotation rate of 875 min^{-1} (corresponding to the 1750 min^{-1} rotational speed of the DE); Testing by the CR system was also performed under conditions when the DE rotational speed corresponded to $n = 1750 \text{ min}^{-1}$. Fuel injection was carried out by a nozzle with an effective total of 4 nozzle holes with cross-section $\mu f = 0.21 \text{ mm}^2$. The plan of the experiment is shown in Table 2.2.

For mathematical modeling research the main types of marine diesel engines were selected: the low-speed “MAN B&W 6S60MC” (Denmark); medium speed “ChN 26,5/31” (Russia); high speed “Caterpillar 3512B” (USA); technically outdated model of medium speed “SKL VDS 48/42” (Germany, 1980); technically outdated model of high speed “MTU 8V 396TB” (Germany, 1989). Mathematical models of research objects were formed based on experimental data from reliable information sources (Zinenko et al. 2014; Pankratov 2017; SKL Motor 1980; MTU Friedrichshafen 1989; Rapalis 2017). To ensure the adequacy of the numerical investigations, the mathematical models matching was performed in different engine operating modes: propulsion, external speed and load (at nominal and partial DE speeds).

Table 2.2. The plan of the experiment

Fuel	CDS		CR					
	26 °C	65 °C	Fuel injection pressure, MPa					
			60	80	100	120	140	160
D	+	-	+	+	+	+	+	+
RME	-	-	+	+	+	+	+	+
RAO	+	+	-					

Depending on the problems to be solved, multizone (Diesel-RK) and onezone (IMPULS) mathematical models were used in the research. The multizone model Diesel-RK was used to determine the influence of the physico-chemical properties of marine fuel on the parameters of the diesel engine indicated process: fuel injection, mixing and rapid combustion processes. This software includes a computational method based on the model developed by prof. N. F. Razlejtsev and modified by A. S. Kuleshov.

The onezone model IMPULS was used to investigate the energy efficiency and reliability parameters of the engine indicated work process. In analytical studies, the relationship between the physical-chemical parameters of the fuel properties and the parameters of ignition along with changes in the injection phase was used. The working processes of engine cylinders are described by a system consisting of the first law of thermodynamics, the law of mass retention and equations of state.

The mathematical modeling study consists of two stages. At the first stage, the adjustment and formation of the DE models were carried out according to experimental studies. At the second stage, the influence of marine fuel properties change on the power and reliability indicators of the DE was determined, while the engine was running in maximum and partial load modes.

Findings of the second chapter

The adequacy of the research results obtained in working on the thesis is ensured by the implementation of experimental research in laboratories and on motor test stands using modern scientific equipment that meets the requirements of existing quality standards, extensive practical adaptation of software for mathematical modeling and matching simulation results with experimental data; in analytical studies – by using up-to-date scientific and engine manufacturers’ literature.

3. Analysis of experimental results

To analyze the compliance of bunker marine fuel properties with the requirements of the valid standards, laboratory tests of the properties of different marine

fuels (37 pieces) were performed and statistical data of quality certificates of marine fuel bunkering companies (UAB “Saybolt Baltija”) were analyzed. There is a noticeable deviation of viscosity and density of bunker marine fuel from regulated values – up to 33%, for example, for fuels with a density of 1021 kg/m³ and a viscosity of 1046 mm²/s from the ISO standard. The standard deviation of density values is 5, the standard deviation of kinetic viscosity values is 83. The deviation of the properties of marine fuel from the standard values leads to deviations in the characteristics of the working process, which in turn lead to a deterioration of performance (CIMAC, 2011). Therefore, for practical use it is advisable to develop a methodological basis for the selection of marine fuel, taking into account the type of marine diesel.

The Sauter mean diameter was taken as the object of the study when measuring the diameter of the droplets. The SMD parameter is determined by a generalized analytical relationship with fuel properties, structural nozzle parameters, and environmental conditions. Performing residual fuel spray SMD calculation at different temperatures according to the equations by Harmon, Tanasawa and Toyoda, Elkotba, Hiroyasu and Arai, Kadota and Hiroyasu, Hansman, Mochida and Kuleshov the results analysis showed a variation of SMD values in the range from 10 to 80 μm. Compared to the experimental data, Tanasawa and Toyoda and Kuleshov’s Diesel-RK equations are accepted, because the Tanasawa and Toyoda equations show an almost parallel curve of the experimental results, while the Kuleshov Diesel-RK equation has an empirical coefficient depending on the experimental conditions. With the introduction of a correction constant (equal to 1.83) for the Tanasawa and Toyoda equations, and for Kuleshov’s Diesel-RK equations, the coefficient evaluating the functional dependency on temperature ($E_{32}(f_p)$), experimental and computational data show good correlation across the entire marine fuel temperature range.

In many mathematical models the average droplet diameter changing in dynamics is used for calculating, therefore, a task to investigate this variation characteristic was put forward, in order to use the results for adjusting ICE mathematical models in the calculations of injection and work process. It was found that at the beginning of the spraying the Spraytec device laser reaches the small drops first, then the front of the jet, which has larger drops, then the development of the jet occurs with a decrease in the drops diameter (Fig. S.3.1.). It was found that by spraying the viscous fuel IFO-1, the SMD average is 80.38 μm, the jet front droplets reach 158 μm in diameter, and at the end of spraying about 55 μm. Fuel IFO-2: average SMD – 50.34 μm; droplets on the jet front – up to 80 μm; at the end of the spray – 30 μm. Fuel IFO-3: average SMD – 29.73 μm; droplets on the jet front – up to 64 μm; at the end of the spray – 23 μm. Fuel MDO: average SMD – 19.97 μm; droplets on the jet front – up to 32.5 μm; at the end of the spray – 14 μm. As we can see, at different spraying moments the droplets SMD differs from the average, the droplet size transformation occurs during the injection period, the amount of large droplets decreases and amount of smaller diameter drops is constantly increasing.

Summary in English

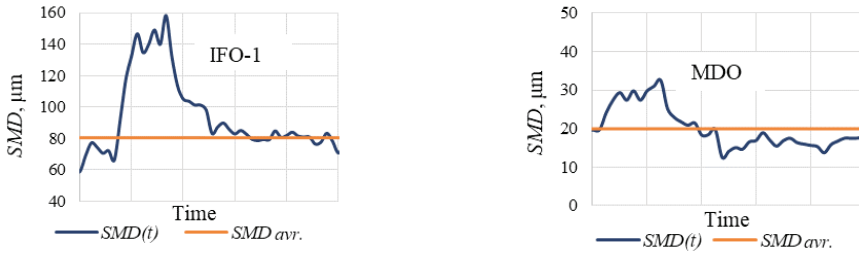


Fig. S.3.1. Different fuel SMD variations in time and SMD average

In collaboration with scientists from the University of Altay, the droplet transformation fact identified in the marine fuel jet experiment has been confirmed by optical scanning. In the EU countries a number of directives regulate the use of alternative fuels in engines and it is planned to have reached the landmark of 10% of biofuels in transport by 2020 (COM 2005, Directive 2009/28/ EC), this leads to expanded research and study not only in fossil fuel, but also to investigating the spraying of rape methyl ester (RME). In the section the results of comparative diesel and biodiesel (Rapeseed oil Methyl Ester and Rapeseed Oil) fuel jet structure studies by optical scanning method are presented. There is an interrelation between the dynamics of fuel jet development by the “Common Rail” (CR) with single-phase injection and “Conventional Design System” (CDS) and the parameters of mixture formation. The results are shown in Figure S.3.2. (S_i/S – the relative share of the i -brightness zone relative to the total area of the fully formed fuel jet).

A characteristic difference in the dynamics of fuel jet structure change in the CR system is the successive transition of zones with large droplets into zones with smaller droplets. In the CDS system, from the moment of the injection, formation and fuel jet development, zones in the entire range of the droplet diameter range occur approximately equally. It is obvious that the traced dynamics of the fuel jet development should significantly affect the difference in the induction period values, as is known, determined by its physical τ_f and chemical τ_{ch} nature. When the chemical τ_{ch} nature is equal, the physical τ_f for the CDS system is shorter, since the presence of zones with a small droplet diameter creates more favourable conditions for the evaporation of droplets, the formation of free radicals and the occurrence of autoignition from the injection moment (Lyshevskij 1971; Mollenhauer and Tschoeke 2010). Indeed, motor test data showed a 2-fold difference of induction period: 5.3° ca. by CDS system vs $11 \dots 12^\circ$ ca. by CR system with single-phase injection for the test mode of loading and the magnitude of the cyclic fuel supply.

Summary in English

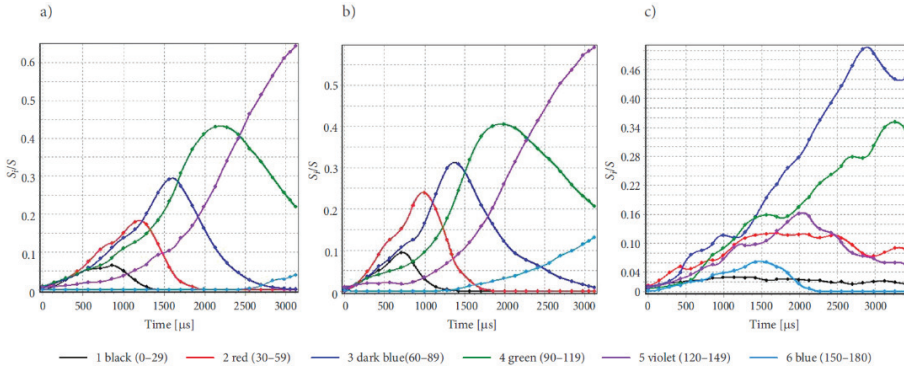


Fig. S.3.2. The structure of the fuel jet: a) CR system (60 MPa); b) CR system (100 MPa); c) CDS system (26°C, 1750 min⁻¹)

In contrast to the dynamics of DF jet structure development discussed above, the nature of RME injection has characteristic differences in the entire investigated range of Pf. Disintegration of the RME jet into smaller droplets comes ~15...30% faster from the moment of the injection (estimated by the position of the maximum brightness zones). It should be especially noted that structure of the RME jet is less homogeneous and, practically throughout the entire injection, its structure consists of brightness zones 2 through 5.

In comparison with diesel, the total volume of the RO fuel jet has a pulsating character, especially at a temperature of 26°C. The most unstable zones of the jet are zones with the smallest optical density – 4, 5 and 6. Analysis of the RO fuel jets structure shows that by the end of τ_i the relative proportion of zones with a lower density of fuel droplets (4, 5 and 6 zones) increases when RO is heated: from ~55 to ~75% respectively for 26 and 65 °C. Thus, a more favorable combustion character of preheated RO should be expected. This is confirmed by data from experimental studies (Marchenko et al. 2005).

At the same time, certain additions to the method application make it possible to pass from qualitative to quantitative estimates of the fuel jet structure development dynamics. In addition, they can be useful for supplementing mathematical models of intra-cylinder processes in DEs. So, with the assumption that the zones of different optical density of the fuel jet are interpreted as characteristics of fineness and uniformity of spraying, it becomes possible to estimate the expected spectrum of fuel droplet sizes and their development in the injection time. For this purpose, the *SMD* of the fuel droplets for the fuel supply process is determined. By the method of threshold segmentation, the fuel jet is divided into a finite number of brightness zones (in the performed studies – 6 zones). Therefore, the average brightness is determined using finite differences:

$$A_{avr.} = \frac{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n A_i S_i}{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n S_i}, \quad (\text{S.3.1})$$

where A_i is the brightness of the i -th zone at the j -th time of the injection; S_i - the relative area of the i -th brightness zone at the j -th time of the injection.

Using SMD and $A_{avr.}$, the conversion coefficient of the brightness zones during the fuel jet development in the appropriate range of fuel droplets diameters is calculated:

$$X_p = SMD/A_{avr.} \quad (\text{S.3.2})$$

Using the X_p coefficient, the values of the fuel jet are calculated into the distribution of the corresponding d_i values.

Findings of the third chapter

1. In the market, the standardized quality parameters of marine bunker fuel (in particular, density and viscosity) do not always comply with ISO 8217 or operator specifications. There is fuel on the market with a kinematic viscosity value of 33% above the limit of ISO 8217. This in itself determines the loss of operational efficiency and reliability indicators of diesel engines.
2. The study of jet development dynamics presented by the seven fuel types was conducted. It was found that residual fuel SMD is adequately described by the adjusted Tanasawa and Toyoda and Kuleshov equations. The SMD average is about 45% lower than the jet-front drops and 30% higher than the SMD at the end of spraying. Based on the results obtained, the analytical solutions offer the basis for the ICE mathematical model for fuel injection detailing.
3. Comparative studies of the fuel jet structure dynamics have been carried out using non-contact optical scanning with threshold segmentation method for the CDS and CR injection fuel supply systems. It was found that with a single fuel injection, the CR jet structure is mainly composed of 2 drops diameter groups, in case of the CDS – of 4 groups. As a result, the induction period of the CDS is two times shorter.
4. Principles of fuel jet scanning method development are formed. Analysing the dynamic parameters of the change in the structure of the spray jet and the analytical estimate of SMD in accordance with the empirical equation, the conversion coefficient was obtained, which is used to recalculate the individual brightness zones into SMD. An analytical assumption is made to estimate the dispersion of the spray area over time.

4. The study of the marine bunker fuel properties influence on the operational performance of marine diesel engines by mathematical modeling, the assessment method formation

In numerous mathematical models, the activation energy (E_a) and cetane number (CN) are used to describe the fuel combustibility properties (Kuleshov 2004; Krasovskij et al. 1986). For the relationship established between the $CCAI$ and E_a , an array of data relating to fuel quality parameters has been formed from literature and marine fuel quality certificates (González et al. 2013; Armas 2012; patent RU 2570647). On the basis of this array of data, the relationship between CN and $CCAI$ was established in the form of graphs, and linear equations were obtained. In the second stage, the link between E_a and CN was determined based on the variation modelling of the diesel engine working process, using the multizone model Diesel-RK (Kuleshov 2004). In the mathematical modeling variation of the ignition delay period (τ_i) was performed in two manners: at $E_a = idem, CN = var$ and at $E_a = var, CN = idem$. The algorithm for the equation use is validated by the experimental data, therefore it forms the basis for determining the relationship between CN and E_a by simulation in the common denominator τ_i .

A change in the fuel injection angle is typical for a DE with a CDS. In order to assess the change in the injection angle, a broad array of data on the density and corresponding bulk modulus of hydrocarbon groups at 100 °C was formed on the basis of literature sources (Han et al. 2017; Tat and Gerpen 2003; Tat et al 2000; Monyem et al. 2001). Following data processing between the marine bunker fuel (MBF) density and bulk modulus (B), a linear correlation with a high determination coefficient of $R^2 = 0.944$ was determined. Depending on the bulk modulus, the injection delay angle was calculated (Tat et al. 2007; Tat and Gerpen 2003) and the relative change in injection angle was estimated. In the case of relative change in bulk modulus, the angle of injection delay is changed relatively, which is the basis for evaluating the absolute change in the actual fuel injection angle in the tested DE model. Before the experiment of marine fuel properties influence on the engine performance, the mathematical models matching with test objects was performed in different engine operating modes: propulsion, external speed, and load (at nominal and partial DE speeds). After the mathematical models matching, the research of the energy performance and reliability parameters of the studied DE models was performed with the engine running on different bunker marine fuel. For each DE, the combination of marine fuel density and viscosity has been selected depending on engine type and engine technical documentation data in accordance with ISO 8217 standard (Fig. S.4.1.).

Summary in English

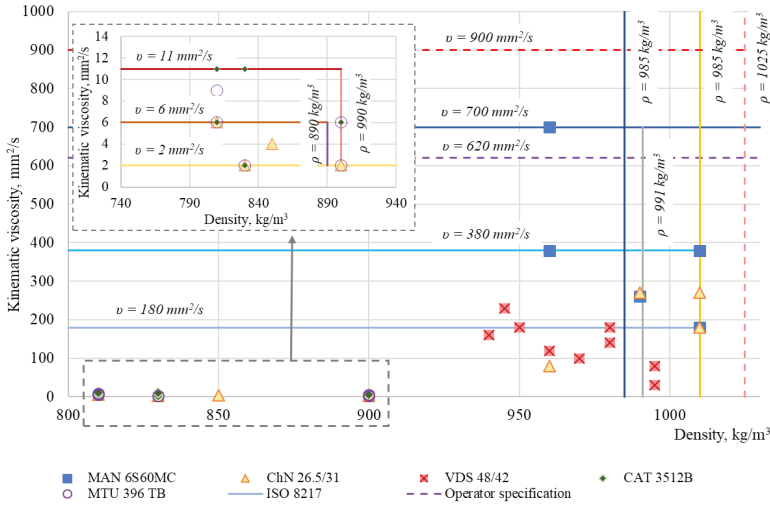


Fig. S.4.1. Parameters of selected fuel for the engines modeling process

Based on the analytical studies of the density and viscosity relationships with the performance characteristics of the DE work process, for each density and viscosity investigated combination the changes of the following parameters were calculated: the fuel calorific value, the activation energy, and the fuel injection angle. The obtained results confirm the influence of the qualitative ρ and v values on the DE work process and energy-efficiency parameters. A combination of maximum viscosity and minimum density is the most suitable for DE energy-efficiency improvement.

Based on the percentage change in specific fuel consumption (b_e), equations for b_e changes by density and viscosity with a determination coefficient of 0.99, established in the graphs form, are obtained. For convenience, both dependencies on conversion factors (β and γ) are transformed into one b_e prediction equation:

$$b_{e2} = b_{e1} \cdot \left(1 + \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{100} + \frac{\beta_2 - \beta_1}{100} \right), \quad (\text{S.4.1})$$

where $b_{e1,2}$ is the current and predicted values of specific fuel consumption; $\gamma_{1,2}$ is the conversion factor by density for the first and second fuels respectively; $\beta_{1,2}$ is the conversion factor by viscosity for the first and second fuels respectively.

Depending on density and viscosity, the obtained coefficients allow predicting specific fuel consumption for individual DE types. The variance of the specific fuel consumption ratio for the engine “MAN 6S60MC” (maximum load) from the base fuel

Summary in English

(accepted for 1) is shown in Table S.4.1. Rectangular marked values are obtained by modeling. A darker background indicates a higher value for specific fuel consumption.

The maximum error between the modeling result and the calculation (based on the coefficients) for the MAN 6S60MC engine is 0.4%; VDS 42/48 396 – 0.46%; CAT 3512B – 0.49% ChN 26.5/31 – 0.50%; MTU 396 396 – 1.80%.

For practical use, solutions provided by the mathematical modelling are presented as factographic data, which aid in evaluating the influence of ρ and ν on the energy characteristics of low, medium and high-speed DEs. The summarised mathematical modelling results with a margin of error 1% to 2% are presented in Figs. S.4.2.-S.4.4.

Table S.4.1. “MAN 6S60MC” engine specific fuel consumption at full load relative change matrix in the density-viscosity field

Beta	Kinematic viscosity, ν , mm^2/s	Gama								
		0.00	0.01	0.03	0.36	1.07	2.12	3.51	5.21	7.17
		Density, kg/m^3								
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020	1030
0.005	710	0.9827	0.9828	0.9834	0.9864	0.9934	1.0043	1.0172	1.0341	1.0540
0.013	700	0.9828	0.9870	0.9835	0.9865	0.9934	1.0044	1.0173	1.0342	1.0540
0.021	690	0.9829	0.9830	0.9836	0.9866	0.9935	1.0045	1.0174	1.0343	1.0541
0.361	390	0.9863	0.9864	0.9870	0.9899	0.9969	1.0079	1.0209	1.0378	1.0577
0.378	380	0.9864	0.9870	0.9871	0.9901	0.9971	1.0081	1.0220	1.0380	1.0579
0.415	360	0.9868	0.9869	0.9875	0.9905	0.9975	1.0084	1.0214	1.0384	1.0583
0.635	270	0.9890	0.9891	0.9897	0.9927	0.9997	1.0107	1.0237	1.0407	1.0607
0.668	260	0.9893	0.9894	0.9896	0.9929	1.0000	1.0105	1.0244	1.0414	1.0610
0.740	240	0.9900	0.9901	0.9907	0.9937	1.0007	1.0117	1.0247	1.0417	1.0618
0.870	210	0.9913	0.9914	0.9920	0.9950	1.0020	1.0130	1.0261	1.0431	1.0631
1.041	180	0.9930	0.9931	0.9937	0.9967	1.0037	1.0148	1.0280	1.0449	1.0650
2.469	80	1.0071	1.0072	1.0078	1.0109	1.0180	1.0292	1.0424	1.0597	1.0801

Summary in English

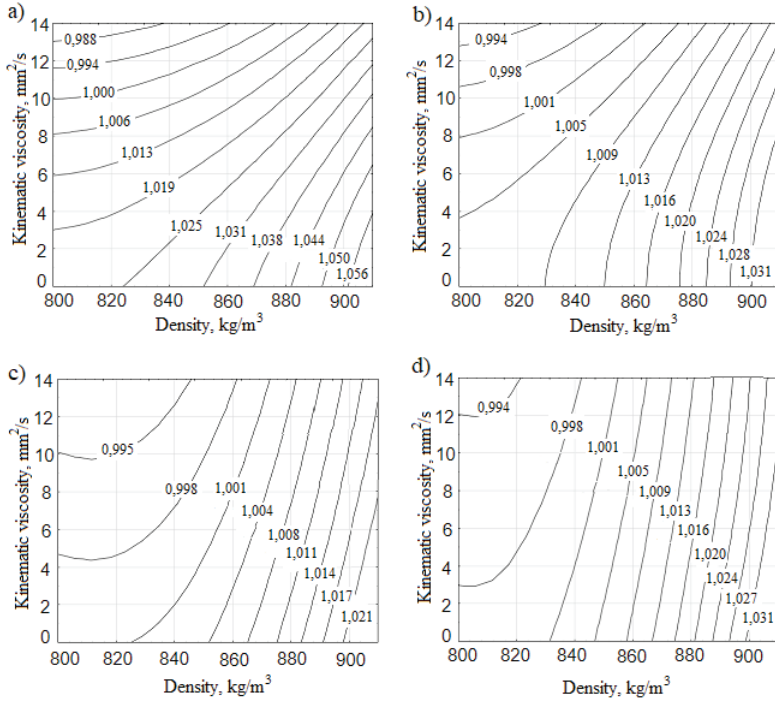


Fig. S.4.2. Multivariate characteristics of b_e for high speed engines: a) "CAT 3512B" full load; b) "CAT 3512B" partial load; c) "MTU 396" full load; d) "MTU 396" partial load

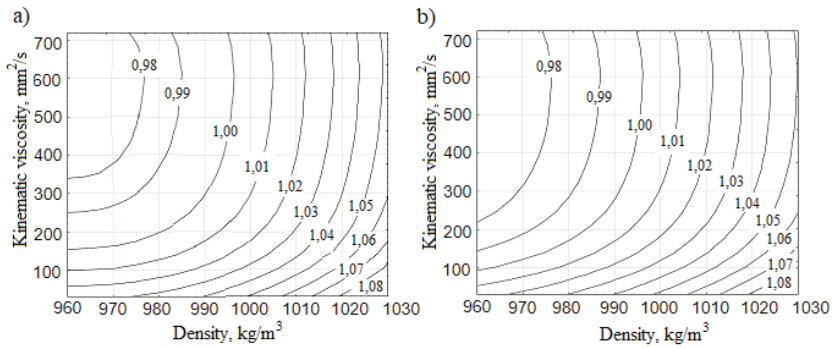


Fig. S.4.3. Multivariate characteristics of relative b_e change in "MAN 6S60MC" engine: a) full load; b) partial load

Summary in English

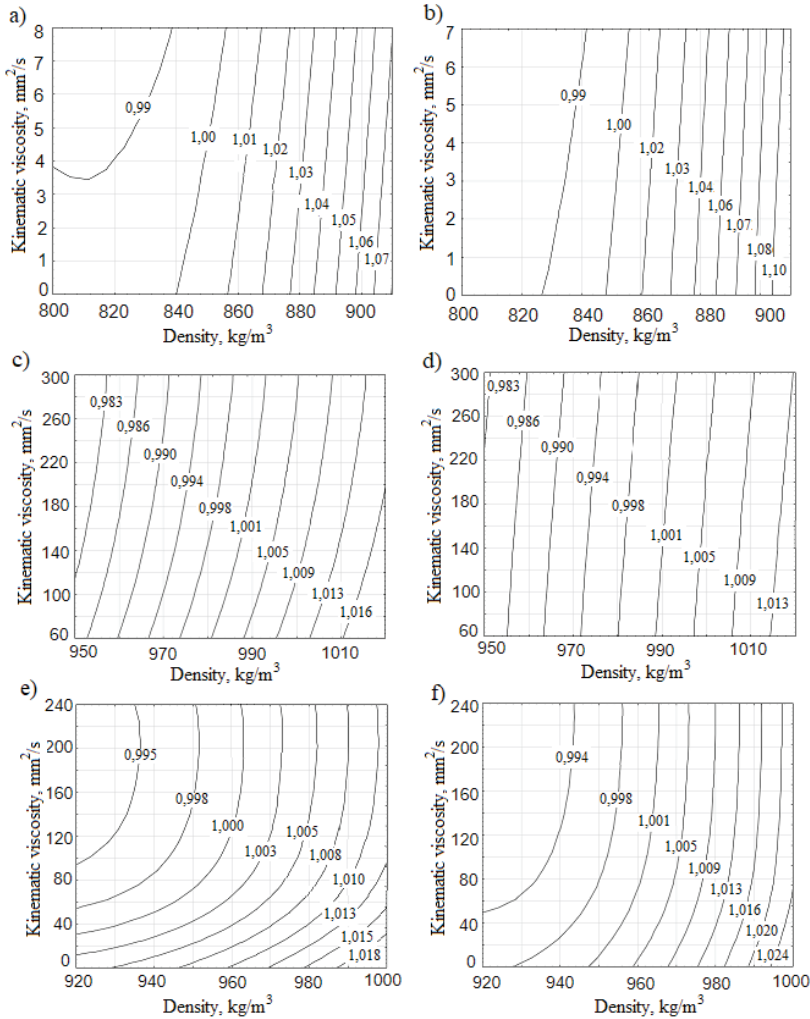


Fig. S.4.4. Multivariate characteristics of b_e for medium speed engines: a) “ChN 26.5/31” full load working on diesel fuel; b) “ChN 26.5/31” partial load working on diesel fuel; c) “ChN 26.5/31” full load working on residual fuel; d) “ChN 26.5/31” partial load working on residual fuel; e) “DS 42/48” full load; f) “VDS 42/48” partial load

The provided results aid in evaluating numerous common influences of ρ and ν on all DE types. The changes in the analysed energy-efficiency parameters are primarily due to the influence of the MBF density. The MBF viscosity influence is more eminent in low-density cases, and only with a low viscosity value change. The change in the specific fuel consumption in the ρ - ν field, from minimal ρ values to 1000 to 1010 kg/m^3 , is 3% to 4%. In cases of increased density up to 1030 kg/m^3 at minimal ν

Summary in English

values, the low-speed engine b_e intensively increases by an additional 5%. Therefore, in operation, fuels with $\rho > 1000$ to 1010 kg/m^3 and $\nu < 300$ to $400 \text{ mm}^2/\text{s}$ should be avoided.

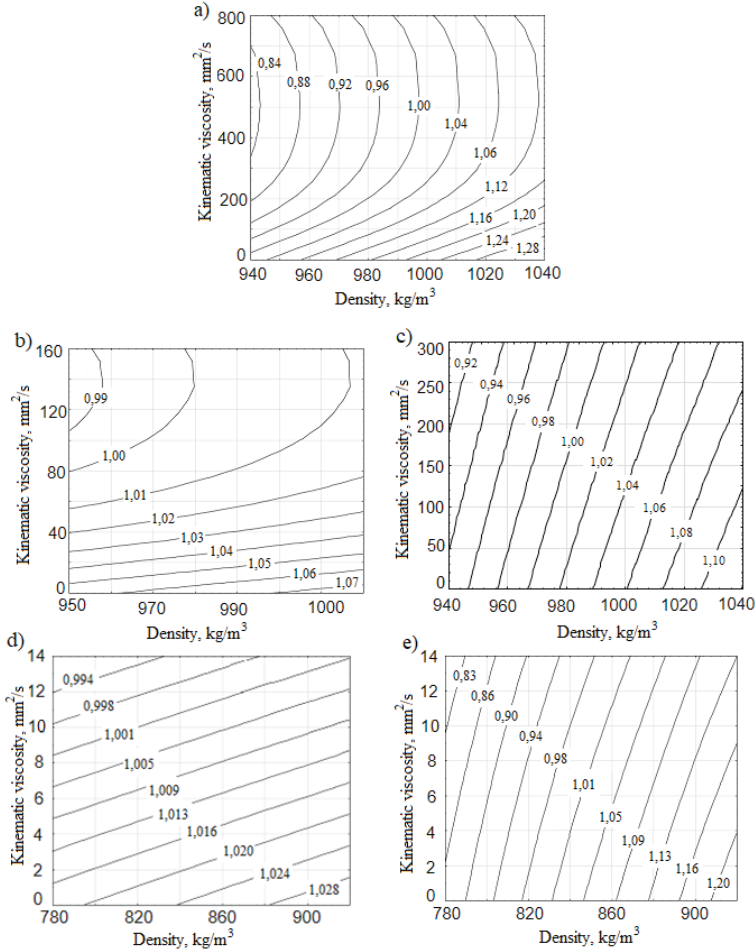


Fig. S.4.5. Multivariate characteristics of reliability factor of engines (partial load):
 a) “MAN 6S60MC”; b) “VDS 42/48”; c) “ChN 26.5/31” working on diesel fuel;
 d) “ChN 26.5/31” working on residual fuel; e) “CAT 3512B”; f) “MTU 396”

Direct determination of thermal and mechanical tension on the engine is difficult, so in practice, indirect evaluation methods are used - reliability criteria. According to the CIMAC analysis, most breakdowns in DE work are related to high temperatures in the expansion phase and pressure growth rates. Therefore, the criterion II , which is assessed by the exhaust gas temperature, the maximum cylinder pressure parameters,

which have a greater influence on the term and mechanical tension, has been selected from the criteria used in practice. The higher this criterion, the higher the temperature and pressure tension on the engine. The criterion Π is calculated using the following equation:

$$\Pi = \frac{p_{me} \cdot T_{ex}}{p_z \cdot c_m}, \quad (\text{S.4.2})$$

where Π is the criterion for assessing mechanical and thermal loads of parts; p_{me} is the mean effective pressure, MPa; T_{ex} is the exhaust gas temperature, K; c_m is the piston middle speed, m/s; p_z is the maximum pressure, MPa.

According to CIMAC data, the engine operating problems occur more frequently when the engine is running at partial load, so the criterion Π for different engine types has been assessed under partial load mode. The multivariate characteristics of the criterion Π are given in Fig. S.4.5.

In the case of all engines, the highest value of the criterion Π is demonstrated by the fuel that has a higher activation energy. With a change in density and viscosity values of 10 units, the maximum change in criterion Π is up to: low-speed DE – 4.04%; average speed DE (residual fuel) – 2.11%; high speed DE – 8.00%. Therefore, it is advisable to evaluate changes in the b_e and reliability criteria when executing orders for the bunker.

Findings of the fourth chapter

1. The methodology for calculating the value of activation energy and the angle of fuel injection change depending on the bunker marine fuel density and viscosity data was developed. The calorific value with permissible error was determined according to ISO 8217 standard. The calculated parameters were further used in mathematical modeling of engine work.
2. Mathematical modeling experiments were performed for the main types of marine diesel engines. Performing variance calculations and comparisons of the results obtained with the engine experimental data, the adequacy of mathematical models was confirmed: the error does not exceed 7%.
3. It was found that fuel with lower density and higher viscosity is most favorable for engine efficiency and reliability parameters - it is a fuel with better ignition properties.
4. With a change in the density and viscosity values of 10 units, the specific fuel consumption can change up to 3.19%, reliability criterion – up to 8.00%. Engines running on light fuel are more sensitive to changes in fuel parameters.

For bunker fuel orders, it is recommended to evaluate the changes in the specific fuel consumption and reliability criteria.

5. For each group of engines, conversion factors for specific fuel consumption and reliability criteria were provided to evaluate how the listed parameters will change in the engine when using other fuels. CIMAC conclusion on the higher risk of engine failure while the engine is running on fuel with worse ignition parameters was confirmed.

General Conclusions

1. Experimental and statistical studies have shown that the values of bunker marine fuel density and viscosity properties are located throughout the standard range from minimum to maximum values and often exceed the ISO 8217 limit: density – by 1%; viscosity – by 33%; CCAI – by 1%. The obtained results are evaluated as one of the main reasons for the deterioration of the energy efficiency and reliability indicators of the DE.
2. Using non-contact laser diffractoscopy and optical scanning techniques, parameters of marine fuel injection quality and their dynamics were investigated in order to apply results to mathematical modeling and forecasting methods:
 - 1.1. For a more accurate description of the Sauter mean diameter of heavy marine fuel, the Tanasawa and Toyoda and Kuleshov equations were corrected.
 - 1.2. It was found that the diameter of the sprayed fuel drops reaches the maximum in the first injection phase, with a gradual decrease of 2.6 times during the injection, the standard deviation of the average Sauter diameter is 21 μm , however, the law of the normal and logarithmic distribution of the diameter values does not change.
 - 1.3. The application of optical scanning method demonstrated that the diameters of the droplets in the Conventional Design System are within a larger range than in the Common Rail system. During ignition, the CR jet consists of 2 groups of droplet diameters, CDS – of 4 groups. For this reason, the induction period is two times shorter with the.
 - 1.4. By investigating the dynamic parameters of fuel jet structure change, methodological principles of individual brightness zones conversion into SMD were formed. On this basis, the algorithm for increasing the accuracy of the mathematical model of the ICE work process was proposed.
3. Analytical relationships between the marine fuel properties and energy efficiency of diesel engine workflows were drawn up and analysed:

Summary in English

- 1.1. A relation between the activation energy, density and viscosity, with an acceptable determination factor ($R^2 = 0.71-1.0$), was identified through the CCAI and CN.
- 1.2. The dependence ($R^2 = 0.94$) between the actual injection angle and the marine fuel density was determined through the fuel bulk modulus.
4. The influence of the marine fuel properties (density and viscosity) on the energy efficiency and reliability parameters of different types of diesel engines indicated work processes was investigated:
 - 1.1. With a change in the density of heavy fuel, from light types to those with a density up to 1010 kg/m^3 , the b_e change is 3% to 4%. With densities up to 1030 kg/m^3 , the low-speed engine b_e increases by an additional 5%. It is recommended to avoid marine fuel with density $> 1010 \text{ kg/m}^3$ and < 300 to $-400 \text{ mm}^2/\text{s}$ viscosity in DE operation.
 - 1.2. With a change in the density and viscosity values of 10 units, high speed engines b_e values vary by 3.19%, middle speed – by 0.57%, low speed – by 2.16%; high speed engines reliability criterion Π varies by 8.00%, middle speed (using residual fuel) – by 2.11%, low speed – by 4.04%.
5. A methodology for the rational selection of marine bunker fuel properties (density, viscosity) and practical use was developed and adapted. The multivariate characteristics of specific fuel consumption and reliability criteria depending on fuel density and viscosity for different diesel engine types were presented. For a more accurate engine workflow prediction, it is suggested to perform individual simulation for a particular engine.

Priedai

Priedas 1

P.1.1. lentelė. Empiriniai koeficientai “Bazinei EEDI linijai”

Laivo tipas	a	b	c
Biraus krovinio	961,79	Laivo DWT	0,477
Dujų tanklaivis	1120,00	Laivo DWT	0,456
Tankeris	1218,8,	Laivo DWT	0,488
Konteinervežis	174,22	Laivo DWT	0,201
Generalinių krovinių	107,48	Laivo DWT	0,216
Šaldyto krovinio	227,01	Laivo DWT	0,244
Kombinuoto krovinio	1219,00	Laivo DWT	0,488
Ro- ro tipo kroviniš	1405,15	Laivo DWT	0,498
Ro- ro tipo keleivinis	752,16	Laivo DWT	0,381
SGD tanklaivis	2253,70	Laivo DWT	0,474
Kruizinis keleivinis	170,84	Laivo Gross tonažas	0,214

Priedas 2

P.2.1 lentelė. ISO 8217:2017 Distiliacinis jūrinis kuras

Parametras	Riba	DMX	DMA	DFA	DMZ	DFZ	DMB	DFB
Kinematinė klampa, 40 °C mm ² /s	Maks.	5,5	6,0		6,0		11,0	
	Min.	1,4	2,0		3,0		2,0	
10 % liekanos koksavimas, % m/m	Maks.	0,3	0,3		0,3		-	
Tankis, 15 °C kg/m ³	Maks.	-	890,0		890,0		900,0	
Kokso liekana, % m/m	Maks.	-	-		-		0,3	
Siera, % m/m	Maks.	1,0	1,0		1,0		1,5	
Vanduo, % m/m	Maks.	-	-		-		0,3	
Nuosėdos, % m/m	Maks.	-	-		-		0,1	
Pelenai, % m/m	Maks.	0,01	0,01		0,01		0,01	
Pliūpsnio temp., °C	Min.	43,0	60,0		60,0		60,0	
Stingimo temp. žiemą, °C	Maks.	-	-6		-6		0	
Stingimo temp. vasarą, °C	Maks.	-	0		0		6	
Drumstimosi temp., °C	Maks.	-16	Report.		Report.		-	
Filtruojamumo temp., °C	Maks.	-	Report.		Report.		-	
Cetatinis indeksas	Min.	45	40		40		35	
Rūgštinis sk., mgKOH/g	Maks.	0,5	0,5		0,5		0,5	
Oksidacinis stabilumas, g/m ³	Maks.	25	25		25		25	
RRME*, % m/m	Maks.	-	-	7,0	-	7,0	-	7,0
Tepumas, µm	Maks.	520	520		520		520	
Sieros vandenilis, mg/kg	Maks.	2,0	2,0		2,0		2,0	
Išorinė būseną		Skaidrus ir švarus						-

*RRME - riebiųjų rūgščių metilesteris

P.2.2 lentelė. ISO 8217:2017 Likutinis jūrinis kuras

Parametras	Riba	RMA		RMB		RMD		RME		RMG				RMK		
		10	30	80	180	380	500	700	180,0	380,0	500,0	700,0	380,0	500,0	700,0	
Kinematinė klampa, 50 °C mm ² /s	Maks.	10,0	30,0	80,0	180,0	380,0	500,0	700,0	380,0	500,0	700,0	380,0	500,0	700,0		
Tankis, 15 °C kg/m ³	Maks.	920,0	960,0	975,0	991,0	991,0	991,0	991,0	991,0	991,0	991,0	991,0	991,0	1010,0		
Kokso liekana, % m/m	Maks.	2,5	10,0	14,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	20,0		
Aliuminis+silielis, mg/kg	Maks.	25	40	40	50	50	50	50	50	50	50	50	50	60		
Natris, mg/kg	Maks.	50	100	100	50	50	50	50	50	50	50	50	50	100		
Pelenai, % m/m	Maks.	0,04		0,07								0,10		0,15		
Vanadis, mg/kg	Maks.	50		150								350		450		
CCAl	Maks.	850		860								870				
Vanduo, % m/m	Maks.	0,30										0,50				
Stingimo temp. vasarą, °C	Maks.	6										30				
Stingimo temp. žiemą, °C	Maks.	0										30				
Pliūpsnio temp., °C	Min.											60,0				
Siera, % m/m	Maks.													Atitikti teisės aktų nustatytus reikalavimus		
Nuosėdos, % m/m	Maks.													0,10		
Rūgštinis sk., mgKOH/g	Maks.													2,5		
Likutinė alyva														Kurė neturėtų būti likutinės alyvos		
Sieros vandenilis, mg/kg	Maks.													2,0		

Priedas 3

P.3.1. lentelė. Kuro kokybės parametrai

Nr.	Tankis, kg/m ³ 15 °C	Kinematinė klampa mm ² /s	Klampos matavimo temperatūra, °C	CS	CCAI
1	863	3	40	42	834
2	868	4,96	40	47	815
3	859,4	3,525	40	46,6	821
4	832	2,13	40	48,6	823
5	840,62	4,06	20	51	810
6	831,69	4,07	20	48	801
7	893	11,4	20	40	829
8	880	7,5	20	41	827
9	877	6,2	20	42	830
10	855	5,2	20	43	814
11	851	4,06	20	44	820
12	876	3,68	20	41	849
13	866	3,83	20	42	837
14	861	3,91	20	43	832
15	856	3,98	20	43	826
16	856	3,8	20	44	826
17	851	4,05	20	44	820
18	848	4,14	20	42	816
19	850	4,15	20	39	818
20	871	3,83	20	38	842
21	841,625	4,46	20	52	807
22	890,3	3,69	20	30	863
23	867,43	3,66	20	36	841
24	835,625	4,12	20	49	804
25	854,495	4,06	20	44	823
26	869,43	3,83	20	42	841
27	864,43	3,91	20	43	835
28	859,495	3,98	20	43	829
29	851,56	4,14	20	42	820
30	883,3	8,8	20	47	826
31	889,3	8,9	20	44	832
32	891,3	9,1	20	42	833
33	890,3	9,2	20	43	832
34	892,3	10,2	20	43	831
35	774	2,57	40	73	752

Priedas 4

P.4.1. lentelė. DV „CAT 3512B“ eksperimento ir modeliavimo rezultatų palyginimas

n, min ⁻¹	p _{me} , bar		b _e , g/kWh		T _t , °C		α		p _k , bar	
	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM
1800	19,00	18,60	216,8	217,1	589	613	2,00	2,07	3,60	3,70
1600	13,50	13,70	209,0	208,5	570	563	2,04	2,00	2,40	2,40
1500	11,40	11,47	206,0	209,0	557	554	2,03	1,97	2,00	1,95
1400	9,74	9,77	205,0	208,6	541	539	1,95	1,97	1,63	1,64
1200	7,40	7,43	209,0	208,5	494	486	2,00	2,11	1,27	1,30
1000	6,05	6,08	217,0	212,5	418	429	2,21	2,28	1,18	1,16

P.4.2. lentelė. DV „MTU 396“ eksperimento ir modeliavimo rezultatų palyginimas

n, min ⁻¹	p _{me} , bar		b _e , g/kWh		T _t , °C		α		p _k , MPa	
	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM
1850	12,30	12,30	212,0	211,0	913	895	1,83	1,75	0,210	0,212
1650	13,90	13,90	204,0	204,6	923	941	1,65	1,59	0,207	0,209
1400	10,01	10,05	204,5	204,0	863	888	1,67	1,60	0,153	0,151
1100	6,16	6,16	211,7	212,6	738	740	1,93	1,96	0,116	0,117

P.4.3. lentelė. DV „VDS 42/48“ eksperimento ir modeliavimo rezultatų palyginimas

n=500 min ⁻¹												
Apkro-va, %	p _{me} , bar		b _e , g/kWh		T _t , °C		α		p _k , MPa		p _z , bar	
	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM
100	15,9	15,8	205	205	822	800	1,95	2,08	2,62	2,60	112	118
75	11,9	11,5	205	212	784	753	2,12	2,25	2,12	2,09	101	99
50	8,0	8,6	214	220	720	700	2,44	2,47	1,73	1,77	87	85
25	4,0	4,1	251	263	650	607	3,20	3,37	1,36	1,37	72	63

P.3.4. lentelė. DV „ČN 26,5/31“ eksperimento ir modeliavimo rezultatų palyginimas

n=1000 min ⁻¹							
Apkrova, %	p _z , bar		b _e , g/kWh		t _i , °C		
	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM	
50	136	134,2	214,69	213,3	740	772	
75	173	176,3	202,20	200,5	778	808	
100	195	193,2	204,80	207,2	884	866	
110	200	199,5	206,31	208,4	843	896	

Priedai

P.4.5. lentelė. DV „MAN 6S60MC“ eksperimento ir modeliavimo rezultatų palyginimas

n=500 min ⁻¹												
Apkrova, %	p _{me} , bar		b _e , g/kWh		t _g , °C		P _e , kW		p _k , MPa		p _z , bar	
	Eksp	MM	Eksp	MM	Eksp	MM	Eksp	MM	Eksp	MM	Eksp	MM
85	15,85	15,8	201	201	558	561	9553	9523	3,1	3,1	121	124
75	14,52	14,8	205	201	552	589	8460	8623	2,9	2,8	112	116
50	11,18	11,0	212	216	564	596	5638	5547	2,1	2,3	85	89
25	7,32	7,4	219	215	563	603	2968	3017	1,4	1,5	66	70

Priedas 5

P.5.1. lentelė Variklio „MAN 6S60MC“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (maksimalios apkrovos režimas)

Beta	Kūmenatinė klampa, mm ² /s	Gama								
		0,00	0,01	0,03	0,36	1,07	2,12	3,51	5,21	7,17
		Tankis, kg/m ³								
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020	1030
0,000	720	0,9827	0,9828	0,9834	0,9864	0,9933	1,0042	1,0172	1,0340	1,0539
0,005	710	0,9827	0,9828	0,9834	0,9864	0,9934	1,0043	1,0172	1,0341	1,0540
0,013	700	0,9828	0,9870	0,9835	0,9865	0,9934	1,0044	1,0173	1,0342	1,0540
0,021	690	0,9829	0,9830	0,9836	0,9866	0,9935	1,0045	1,0174	1,0343	1,0541
0,046	660	0,9831	0,9832	0,9838	0,9868	0,9938	1,0047	1,0176	1,0345	1,0544
0,072	630	0,9834	0,9835	0,9841	0,9871	0,9940	1,0050	1,0179	1,0348	1,0547
0,099	600	0,9837	0,9838	0,9844	0,9874	0,9943	1,0053	1,0182	1,0351	1,0550
0,129	570	0,9840	0,9841	0,9847	0,9876	0,9946	1,0055	1,0185	1,0354	1,0553
0,160	540	0,9843	0,9844	0,9850	0,9880	0,9949	1,0059	1,0188	1,0357	1,0556
0,193	510	0,9846	0,9847	0,9853	0,9883	0,9953	1,0062	1,0191	1,0361	1,0560
0,229	480	0,9850	0,9851	0,9857	0,9886	0,9956	1,0066	1,0195	1,0364	1,0563
0,269	450	0,9854	0,9855	0,9860	0,9890	0,9960	1,0070	1,0199	1,0368	1,0568
0,312	420	0,9858	0,9859	0,9865	0,9895	0,9964	1,0074	1,0204	1,0373	1,0572
0,361	390	0,9863	0,9864	0,9870	0,9899	0,9969	1,0079	1,0209	1,0378	1,0577
0,378	380	0,9864	0,9870	0,9871	0,9901	0,9971	1,0081	1,0220	1,0380	1,0579
0,415	360	0,9868	0,9869	0,9875	0,9905	0,9975	1,0084	1,0214	1,0384	1,0583
0,477	330	0,9874	0,9875	0,9881	0,9911	0,9981	1,0091	1,0220	1,0390	1,0590
0,550	300	0,9881	0,9882	0,9888	0,9918	0,9988	1,0098	1,0228	1,0398	1,0597
0,635	270	0,9890	0,9891	0,9897	0,9927	0,9997	1,0107	1,0237	1,0407	1,0607
0,668	260	0,9893	0,9894	0,9896	0,9929	1,0000	1,0105	1,0244	1,0414	1,0610
0,740	240	0,9900	0,9901	0,9907	0,9937	1,0007	1,0117	1,0247	1,0417	1,0618
0,870	210	0,9913	0,9914	0,9920	0,9950	1,0020	1,0130	1,0261	1,0431	1,0631
1,041	180	0,9930	0,9931	0,9937	0,9967	1,0037	1,0148	1,0280	1,0449	1,0650
1,275	150	0,9953	0,9954	0,9960	0,9990	1,0061	1,0171	1,0302	1,0473	1,0674
1,620	120	0,9987	0,9988	0,9994	1,0025	1,0095	1,0206	1,0337	1,0509	1,0711
1,961	100	1,0021	1,0022	1,0028	1,0058	1,0129	1,0241	1,0372	1,0545	1,0747
2,469	80	1,0071	1,0072	1,0078	1,0109	1,0180	1,0292	1,0424	1,0597	1,0801

Priedai

P.5.2. lentelė. Variklio „MAN 6S60MC“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama								
		0,00	0,34	0,91	1,69	2,67	3,85	5,20	6,72	8,38
		Tankis, kg/m ³								
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020	1030
0,000	720	0,9668	0,9702	0,9758	0,9836	0,9933	1,0050	1,0185	1,0335	1,0500
0,005	710	0,9668	0,9702	0,9759	0,9836	0,9934	1,0051	1,0185	1,0336	1,0501
0,013	700	0,9669	0,9730	0,9760	0,9837	0,9934	1,0052	1,0186	1,0337	1,0502
0,021	690	0,9670	0,9704	0,9760	0,9838	0,9935	1,0053	1,0187	1,0338	1,0503
0,046	660	0,9672	0,9706	0,9763	0,9840	0,9938	1,0055	1,0189	1,0340	1,0505
0,072	630	0,9675	0,9709	0,9765	0,9843	0,9940	1,0058	1,0192	1,0343	1,0508
0,099	600	0,9678	0,9711	0,9768	0,9846	0,9943	1,0060	1,0195	1,0346	1,0511
0,129	570	0,9680	0,9714	0,9771	0,9849	0,9946	1,0063	1,0198	1,0349	1,0514
0,160	540	0,9684	0,9717	0,9774	0,9852	0,9949	1,0067	1,0201	1,0352	1,0517
0,193	510	0,9687	0,9721	0,9777	0,9855	0,9953	1,0070	1,0204	1,0356	1,0521
0,229	480	0,9690	0,9724	0,9781	0,9859	0,9956	1,0074	1,0208	1,0359	1,0525
0,269	450	0,9694	0,9728	0,9785	0,9862	0,9960	1,0078	1,0212	1,0363	1,0529
0,312	420	0,9698	0,9732	0,9789	0,9867	0,9964	1,0082	1,0217	1,0368	1,0533
0,361	390	0,9703	0,9737	0,9794	0,9872	0,9969	1,0087	1,0221	1,0373	1,0539
0,378	380	0,9705	0,9740	0,9796	0,9873	0,9971	1,0089	1,0240	1,0375	1,0540
0,415	360	0,9708	0,9742	0,9799	0,9877	0,9975	1,0092	1,0227	1,0379	1,0544
0,477	330	0,9714	0,9748	0,9805	0,9883	0,9981	1,0099	1,0233	1,0385	1,0551
0,550	300	0,9721	0,9755	0,9812	0,9890	0,9988	1,0106	1,0241	1,0393	1,0558
0,635	270	0,9730	0,9764	0,9821	0,9899	0,9997	1,0115	1,0250	1,0402	1,0568
0,668	260	0,9733	0,9767	0,9824	0,9902	1,0000	1,0118	1,0253	1,0405	1,0571
0,740	240	0,9740	0,9774	0,9831	0,9909	1,0007	1,0125	1,0260	1,0412	1,0579
0,870	210	0,9753	0,9787	0,9844	0,9922	1,0020	1,0138	1,0274	1,0426	1,0592
1,041	180	0,9769	0,9803	0,9861	0,9939	1,0037	1,0156	1,0350	1,0444	1,0610
1,275	150	0,9792	0,9826	0,9884	0,9962	1,0061	1,0179	1,0315	1,0468	1,0635
1,620	120	0,9826	0,9860	0,9918	0,9996	1,0095	1,0214	1,0351	1,0504	1,0672
1,961	100	0,9859	0,9893	0,9951	1,0030	1,0129	1,0249	1,0386	1,0540	1,0708
2,187	90	0,9881	0,9915	0,9973	1,0052	1,0152	1,0272	1,0409	1,0563	1,0732
2,469	80	0,9908	0,9943	1,0001	1,0080	1,0180	1,0300	1,0438	1,0592	1,0761

Priedai

P.5.3. lentelė. Variklio „VDS 42/48“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (maksimalios apkrovos režimas)

Beta	Kinetinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,157	0,234	0,322	0,423	0,536	0,661	0,797	0,945	1,104	1,467
		Tankis, kg/m ³									
		940	945	950	955	960	965	970	975	980	995
0,088	250	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,091	240	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,095	230	0,995	0,998	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,100	220	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,104	210	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,110	200	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,116	190	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,122	180	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,009	1,008
0,129	170	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,005	1,008
0,138	160	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,006	1,009
0,147	150	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,006	1,009
0,157	140	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,008	1,009
0,170	130	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,006	1,009
0,184	120	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,006	1,009
0,201	110	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,006	1,009
0,221	100	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,006	1,009
0,246	90	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,002	1,004	1,005	1,007	1,010
0,277	80	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,002	1,004	1,005	1,007	1,012
0,317	70	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,002	1,004	1,005	1,007	1,010
0,371	60	0,998	0,999	1,000	1,001	1,002	1,003	1,005	1,006	1,008	1,011
0,446	50	0,999	1,000	1,001	1,002	1,003	1,004	1,006	1,007	1,009	1,012
0,558	40	1,000	1,001	1,002	1,003	1,004	1,005	1,007	1,008	1,010	1,013
0,747	30	1,002	1,003	1,004	1,005	1,006	1,007	1,009	1,010	1,012	1,014
1,125	20	1,005	1,006	1,007	1,008	1,009	1,010	1,012	1,013	1,015	1,018

Priedai

P.5.4. lentelė. Variklio „VDS 42/48“ santykinų lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,228	0,349	0,493	0,660	0,848	1,058	1,290	1,543	1,817	2,761
		Tankis, kg/m ³									
		940	945	950	955	960	965	970	975	980	995
0,259	250	0,993	0,994	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,264	240	0,993	0,994	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,269	230	0,993	0,995	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,275	220	0,993	0,994	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,281	210	0,993	0,994	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,288	200	0,993	0,994	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,295	190	0,993	0,994	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,302	180	0,993	0,994	0,997	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,311	170	0,993	0,994	0,995	0,997	0,999	1,001	1,003	1,006	1,009	1,018
0,320	160	0,991	0,995	0,996	0,998	1,000	1,002	1,004	1,007	1,010	1,019
0,329	150	0,994	0,995	0,996	0,998	1,000	1,002	1,004	1,007	1,010	1,019
0,340	140	0,994	0,995	0,996	0,998	1,000	1,002	1,004	1,007	1,009	1,019
0,352	130	0,994	0,995	0,996	0,998	1,000	1,002	1,004	1,007	1,010	1,019
0,366	120	0,994	0,995	0,996	0,998	1,000	1,002	1,004	1,007	1,010	1,019
0,381	110	0,994	0,995	0,996	0,998	1,000	1,002	1,004	1,007	1,010	1,019
0,399	100	0,994	0,995	0,996	0,998	1,000	1,002	1,003	1,007	1,010	1,019
0,419	90	0,995	0,996	0,997	0,999	1,001	1,003	1,005	1,008	1,011	1,020
0,443	80	0,995	0,996	0,997	0,999	1,001	1,003	1,005	1,008	1,011	1,013
0,472	70	0,995	0,996	0,997	0,999	1,001	1,003	1,005	1,008	1,011	1,020
0,507	60	0,995	0,996	0,997	0,999	1,001	1,003	1,005	1,008	1,011	1,020
0,553	50	0,996	0,997	0,998	1,000	1,002	1,004	1,006	1,009	1,012	1,021
0,614	40	0,996	0,997	0,998	1,000	1,002	1,004	1,006	1,009	1,013	1,022
0,703	30	0,997	0,998	0,999	1,001	1,003	1,005	1,007	1,010	1,013	1,016
0,851	20	0,999	1,000	1,001	1,003	1,005	1,007	1,009	1,012	1,015	1,024

Priedai

P.5.5. lentelė. Variklio „ČN 26,5/31“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klamos lauke (maksimalios apkrovos režimas, dirbant dyzelinu)

Beta	Kinetinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,22	0,36	0,39	0,66	1,17	1,90	2,85	5,35	6,87	8,54
		Tankis, kg/m ³									
		810	820	830	840	850	860	870	890	900	910
0,00	7	0,987	0,989	0,989	0,992	0,997	1,004	1,013	1,039	1,054	1,071
0,12	6	0,993	0,990	0,990	0,993	0,998	1,005	1,014	1,040	1,055	1,072
0,23	5	0,989	0,991	0,991	0,994	0,999	1,006	1,016	1,041	1,056	1,073
0,35	4	0,990	0,992	0,992	0,995	1,000	1,007	1,017	1,042	1,057	1,074
0,46	3	0,991	0,993	0,993	0,996	1,001	1,008	1,018	1,044	1,058	1,076
0,58	2	0,992	0,994	0,999	0,997	1,002	1,010	1,019	1,045	1,065	1,078
0,69	1	0,993	0,995	0,995	0,998	1,003	1,011	1,020	1,046	1,060	1,079

P.5.6. lentelė. Variklio „ČN 26,5/31“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klamos lauke (dalinės apkrovos režimas, dirbant dyzelinu)

Beta	Kinetinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,09	0,14	0,27	0,76	1,60	2,77	4,24	8,00	10,21	12,59
		Tankis, kg/m ³									
		810	820	830	840	850	860	870	890	900	910
0,00	7	0,981	0,982	0,983	0,988	0,997	1,008	1,023	1,062	1,081	1,105
0,12	6	0,985	0,983	0,984	0,989	0,998	1,009	1,024	1,063	1,082	1,106
0,23	5	0,983	0,984	0,985	0,990	0,999	1,011	1,025	1,064	1,084	1,107
0,35	4	0,985	0,985	0,987	0,992	1,000	1,012	1,027	1,066	1,086	1,110
0,46	3	0,986	0,986	0,988	0,993	1,001	1,013	1,028	1,067	1,087	1,111
0,58	2	0,987	0,987	0,993	0,994	1,002	1,014	1,029	1,068	1,102	1,112
0,69	1	0,988	0,988	0,990	0,995	1,003	1,015	1,030	1,069	1,089	1,113

Priedai

P.5.7. lentelė. Variklio „ČN 26,5/31“ santykinų lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (maksimalios apkrovos režimas, dirbant mazutu)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama							
		0,000	0,534	1,062	1,585	2,102	2,614	3,120	3,622
		Tankis, kg/m ³							
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020
0,000	280	0,979	0,984	0,990	0,995	1,000	1,005	1,010	1,015
0,015	270	0,979	0,984	0,990	0,995	1,000	1,005	1,010	1,015
0,031	260	0,979	0,984	0,990	0,995	1,000	1,005	1,010	1,015
0,048	250	0,979	0,984	0,990	0,995	1,000	1,005	1,010	1,015
0,065	240	0,979	0,984	0,990	0,995	1,000	1,006	1,011	1,016
0,083	230	0,980	0,985	0,991	0,996	1,001	1,006	1,011	1,016
0,101	220	0,980	0,985	0,991	0,996	1,001	1,006	1,011	1,016
0,121	210	0,980	0,985	0,991	0,996	1,001	1,006	1,011	1,016
0,141	200	0,980	0,985	0,991	0,996	1,001	1,006	1,011	1,016
0,163	190	0,980	0,985	0,991	0,996	1,001	1,006	1,011	1,017
0,186	180	0,981	0,986	0,992	0,997	1,002	1,007	1,012	1,017
0,210	170	0,981	0,986	0,992	0,997	1,002	1,007	1,012	1,017
0,235	160	0,981	0,986	0,992	0,997	1,002	1,007	1,012	1,017
0,262	150	0,981	0,986	0,992	0,997	1,002	1,007	1,012	1,018
0,291	140	0,982	0,987	0,993	0,998	1,003	1,008	1,013	1,018
0,322	130	0,982	0,987	0,993	0,998	1,003	1,008	1,013	1,018
0,356	120	0,982	0,987	0,993	0,998	1,003	1,008	1,013	1,018
0,392	110	0,983	0,988	0,994	0,999	1,004	1,009	1,014	1,019
0,412	105	0,983	0,988	0,994	0,999	1,004	1,009	1,014	1,019
0,432	100	0,983	0,988	0,994	0,999	1,004	1,009	1,014	1,019
0,476	90	0,984	0,989	0,995	1,000	1,005	1,010	1,015	1,020
0,526	80	0,984	0,989	0,995	1,000	1,005	1,010	1,015	1,020

Priedai

P.5.8. lentelė. Variklio „ČN 26,5/31“ santykinų lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (dalinės apkrovos režimas, dirbant mazutu)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama							
		0,000	0,453	0,902	1,347	1,788	2,225	2,658	3,088
		Tankis, kg/m ³							
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020
0,000	280	0,9819	0,9869	0,9909	0,9959	0,9999	1,0039	1,0089	1,0129
0,009	270	0,9821	0,9867	0,9911	0,9956	1,0000	1,0044	1,0087	1,0130
0,018	260	0,9821	0,9871	0,9911	0,9961	1,0001	1,0041	1,0091	1,0131
0,027	250	0,9822	0,9872	0,9912	0,9962	1,0002	1,0042	1,0092	1,0132
0,036	240	0,9823	0,9873	0,9913	0,9963	1,0003	1,0043	1,0093	1,0133
0,045	230	0,9824	0,9874	0,9914	0,9964	1,0004	1,0044	1,0094	1,0134
0,054	220	0,9824	0,9874	0,9914	0,9964	1,0004	1,0044	1,0095	1,0135
0,063	210	0,9825	0,9875	0,9915	0,9965	1,0005	1,0045	1,0095	1,0135
0,072	200	0,9826	0,9876	0,9916	0,9966	1,0006	1,0046	1,0096	1,0136
0,081	190	0,9827	0,9877	0,9917	0,9967	1,0007	1,0047	1,0097	1,0137
0,090	180	0,9828	0,9878	0,9918	0,9968	1,0008	1,0048	1,0100	1,0138
0,099	170	0,9829	0,9879	0,9919	0,9969	1,0009	1,0049	1,0099	1,0139
0,107	160	0,9830	0,9880	0,9920	0,9970	1,0010	1,0050	1,0100	1,0140
0,116	150	0,9831	0,9881	0,9921	0,9971	1,0011	1,0051	1,0101	1,0141
0,125	140	0,9831	0,9881	0,9922	0,9972	1,0012	1,0052	1,0102	1,0142
0,134	130	0,9832	0,9882	0,9922	0,9972	1,0013	1,0053	1,0103	1,0143
0,143	120	0,9833	0,9883	0,9923	0,9973	1,0013	1,0053	1,0104	1,0144
0,152	110	0,9834	0,9884	0,9924	0,9974	1,0014	1,0054	1,0104	1,0145
0,157	105	0,9834	0,9885	0,9925	0,9975	1,0015	1,0055	1,0105	1,0145
0,161	100	0,9835	0,9885	0,9925	0,9975	1,0015	1,0055	1,0105	1,0145
0,170	90	0,9836	0,9886	0,9926	0,9976	1,0016	1,0056	1,0106	1,0146
0,179	80	0,9837	0,9880	0,9927	0,9977	1,0017	1,0057	1,0107	1,0147

Priedai

P.5.9. lentelė. Variklio „CAT 3512B“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampaus lauke (maksimalios apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,431	0,532	0,656	0,810	0,999	1,523	1,879	2,863	3,534	4,362
		Tankis, kg/m ³									
		800	810	820	830	840	860	870	890	900	910
0,00	13	0,986	0,987	0,988	0,990	0,992	0,997	1,001	1,010	1,017	1,025
0,52	12	0,991	0,992	0,993	0,995	0,997	1,002	1,006	1,015	1,022	1,030
1,00	11	0,996	0,996	0,998	1,000	1,002	1,007	1,011	1,021	1,027	1,036
1,42	10	1,000	1,001	1,002	1,004	1,006	1,011	1,015	1,025	1,031	1,040
1,79	9	1,004	1,005	1,006	1,008	1,010	1,015	1,019	1,029	1,035	1,044
2,11	8	1,007	1,008	1,009	1,011	1,013	1,018	1,022	1,032	1,039	1,047
2,37	7	1,010	1,011	1,012	1,014	1,016	1,021	1,025	1,035	1,042	1,050
2,58	6	1,012	1,012	1,014	1,016	1,018	1,023	1,027	1,037	1,043	1,052
2,74	5	1,013	1,014	1,015	1,017	1,019	1,024	1,028	1,038	1,045	1,053
2,86	4	1,015	1,016	1,017	1,019	1,021	1,026	1,030	1,040	1,047	1,055
2,99	3	1,016	1,017	1,018	1,020	1,022	1,027	1,031	1,041	1,048	1,056
3,39	2	1,020	1,021	1,022	1,019	1,026	1,031	1,035	1,045	1,052	1,060
3,84	1	1,024	1,025	1,026	1,028	1,030	1,035	1,039	1,049	1,056	1,065

Priedai

P.5.10. lentelė. Variklio „CAT 3512B“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,401	0,489	0,596	0,726	0,884	1,313	1,599	2,374	2,892	3,524
		Tankis, kg/m ³									
		800	810	820	830	840	860	870	890	900	910
0,62	13	0,993	0,994	0,995	0,996	0,998	1,002	1,005	1,012	1,018	1,024
0,82	12	0,995	0,996	0,997	0,998	1,000	1,004	1,007	1,014	1,020	1,026
1,00	11	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,006	1,009	1,016	1,022	1,028
1,16	10	0,999	1,000	1,001	1,002	1,004	1,008	1,011	1,018	1,024	1,030
1,30	9	1,000	1,001	1,002	1,003	1,005	1,009	1,012	1,019	1,025	1,031
1,42	8	1,001	1,002	1,003	1,004	1,006	1,010	1,013	1,020	1,026	1,032
1,52	7	1,002	1,003	1,004	1,005	1,007	1,011	1,014	1,021	1,027	1,033
1,59	6	1,003	1,004	1,005	1,006	1,008	1,012	1,015	1,022	1,029	1,034
1,68	5	1,004	1,005	1,006	1,007	1,009	1,013	1,016	1,023	1,029	1,035
1,75	4	1,005	1,006	1,007	1,008	1,010	1,014	1,017	1,024	1,030	1,036
1,80	3	1,005	1,006	1,007	1,008	1,010	1,014	1,017	1,024	1,030	1,036
1,88	2	1,006	1,007	1,008	1,009	1,011	1,015	1,018	1,025	1,031	1,037
1,94	1	1,006	1,007	1,008	1,009	1,011	1,015	1,018	1,025	1,031	1,037

Priedai

P.5.11. lentelė. Variklio „MTU 396“ santykinų lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (maksimalios apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,00	0,02	0,05	0,07	0,16	0,52	0,80	1,53	1,98	2,50
		Tankis, kg/m ³									
		800	810	820	830	840	860	870	890	900	910
0,00	13	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,998	1,000	1,008	1,012	1,017
0,06	12	0,993	0,994	0,994	0,994	0,995	0,999	1,001	1,009	1,013	1,018
0,12	11	0,994	0,995	0,995	0,995	0,996	0,999	1,001	1,009	1,013	1,018
0,18	10	0,994	0,995	0,995	0,995	0,996	1,000	1,002	1,010	1,014	1,019
0,24	9	0,995	0,993	0,996	0,996	0,997	1,001	1,003	1,011	1,015	1,020
0,31	8	0,995	0,996	0,996	0,996	0,997	1,001	1,003	1,011	1,015	1,020
0,37	7	0,996	0,997	0,997	0,997	0,998	1,002	1,004	1,012	1,016	1,021
0,43	6	0,997	0,995	0,998	0,998	0,999	1,003	1,005	1,013	1,017	1,022
0,49	5	0,997	0,998	0,998	0,998	0,999	1,003	1,005	1,013	1,017	1,022
0,55	4	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,004	1,006	1,014	1,018	1,023
0,61	3	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,004	1,006	1,014	1,018	1,023
0,67	2	0,999	1,000	1,000	1,000	1,001	1,005	1,007	1,015	1,028	1,024
0,73	1	1,000	1,001	1,001	1,001	1,002	1,006	1,008	1,016	1,020	1,025

Priedai

P.5.12. lentelė. Variklio „MTU 396“ santykinių lyginamųjų kuro sąnaudų reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,000	0,002	0,074	0,217	0,429	1,059	1,474	2,496	3,098	3,759
		Tankis, kg/m ³									
		800	810	820	830	840	860	870	890	900	910
0,00	13	0,993	0,993	0,994	0,995	0,997	1,003	1,008	1,018	1,024	1,030
0,04	12	0,994	0,994	0,995	0,996	0,998	1,004	1,009	1,019	1,025	1,030
0,09	11	0,994	0,994	0,995	0,996	0,998	1,004	1,009	1,019	1,025	1,031
0,13	10	0,995	0,995	0,996	0,997	0,999	1,004	1,009	1,019	1,025	1,031
0,17	9	0,995	0,995	0,996	0,997	0,999	1,005	1,010	1,020	1,026	1,032
0,22	8	0,995	0,995	0,996	0,997	0,999	1,005	1,010	1,020	1,026	1,032
0,26	7	0,996	0,996	0,997	0,998	1,000	1,006	1,011	1,021	1,027	1,033
0,30	6	0,996	0,996	0,997	0,998	1,000	1,006	1,011	1,021	1,028	1,033
0,35	5	0,997	0,997	0,998	0,999	1,001	1,007	1,012	1,022	1,028	1,034
0,39	4	0,997	0,997	0,998	0,999	1,001	1,007	1,012	1,022	1,028	1,034
0,43	3	0,998	0,998	0,999	1,000	1,002	1,008	1,013	1,023	1,029	1,035
0,48	2	0,998	0,998	0,999	1,000	1,002	1,008	1,013	1,023	1,048	1,035
0,52	1	0,998	0,998	0,999	1,000	1,002	1,008	1,013	1,023	1,029	1,035

Priedas 6

P.6.1. lentelė. Variklio „MAN 6S60MC“ patikimumo kriterijaus reikšmių matrica tankio ir klampos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ³ /s	Gama								
		0	3	6	9	12	15	18	21	24
		Tankis, kg/m ³								
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020	1030
0,0065	720	0,8659	0,8954	0,9249	0,9544	0,9839	1,0134	1,0430	1,0725	1,1020
0,0082	700	0,8659	0,9070	0,9249	0,9544	0,9839	1,0135	1,0430	1,0725	1,1020
0,0093	690	0,8659	0,8954	0,9249	0,9544	0,9840	1,0135	1,0430	1,0725	1,1020
0,0133	660	0,8659	0,8954	0,9250	0,9545	0,9840	1,0135	1,0430	1,0726	1,1021
0,0190	630	0,8660	0,8955	0,9250	0,9545	0,9841	1,0136	1,0431	1,0726	1,1021
0,0273	600	0,8660	0,8956	0,9251	0,9546	0,9841	1,0137	1,0432	1,0727	1,1022
0,0391	570	0,8661	0,8957	0,9252	0,9547	0,9843	1,0138	1,0433	1,0728	1,1024
0,0561	540	0,8663	0,8958	0,9254	0,9549	0,9844	1,0140	1,0435	1,0730	1,1026
0,0803	510	0,8665	0,8960	0,9256	0,9551	0,9847	1,0142	1,0437	1,0733	1,1028
0,1152	480	0,8668	0,8964	0,9259	0,9555	0,9850	1,0146	1,0441	1,0737	1,1032
0,1651	450	0,8673	0,8968	0,9264	0,9559	0,9855	1,0151	1,0446	1,0742	1,1038
0,2366	420	0,8679	0,8975	0,9271	0,9566	0,9862	1,0158	1,0454	1,0750	1,1046
0,3391	390	0,8688	0,8984	0,9280	0,9576	0,9873	1,0169	1,0465	1,0761	1,1057
0,3823	380	0,8692	0,9110	0,9284	0,9581	0,9877	1,0173	1,0470	1,0766	1,1062
0,4860	360	0,8701	0,8997	0,9294	0,9591	0,9887	1,0184	1,0480	1,0777	1,1074
0,6967	330	0,8719	0,9017	0,9314	0,9611	0,9908	1,0206	1,0503	1,0800	1,1097
0,9985	300	0,8746	0,9044	0,9342	0,9640	0,9938	1,0237	1,0535	1,0833	1,1131
1,4312	270	0,8784	0,9083	0,9383	0,9682	0,9982	1,0281	1,0581	1,0880	1,1180
1,6137	260	0,8800	0,9100	0,9400	0,9700	1,0000	1,0300	1,0600	1,0900	1,1200
2,0514	240	0,8839	0,9140	0,9441	0,9742	1,0044	1,0345	1,0646	1,0948	1,1249
2,9404	210	0,8917	0,9221	0,9525	0,9829	1,0133	1,0437	1,0741	1,1045	1,1349
4,2146	180	0,9029	0,9337	0,9644	0,9952	1,0260	1,0568	1,0930	1,1183	1,1491
6,0408	150	0,9190	0,9503	0,9816	1,0129	1,0443	1,0756	1,1069	1,1383	1,1696
8,6585	120	0,9420	0,9741	1,0062	1,0383	1,0704	1,1026	1,1347	1,1668	1,1989
12,4105	90	0,9750	1,0083	1,0415	1,0747	1,1080	1,1412	1,1744	1,2077	1,2409
17,7884	60	1,0223	1,0572	1,0920	1,1269	1,1617	1,1966	1,2315	1,2663	1,3012

Priedai

P.6.2. lentelė. Variklio „VDS 42/48“ patikimumo kriterijaus reikšmių matrica tankio ir klamos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,131	0,263	0,395	0,527	0,659	0,790	0,920	1,051	1,181	1,311
		Tankis, kg/m ³									
		950	955	960	965	970	975	980	985	990	995
0,008	190	0,996	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,004	1,006	1,007	1,008
0,011	180	0,998	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,004	1,006	1,007	1,008
0,017	170	0,996	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,004	1,006	1,007	1,008
0,024	160	0,997	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,004	1,006	1,007	1,008
0,029	155	0,997	0,998	0,999	1,001	1,002	1,003	1,004	1,002	1,007	1,008
0,035	150	0,997	0,998	0,999	1,001	1,002	1,003	1,005	1,006	1,007	1,008
0,052	140	0,997	0,998	0,999	1,001	1,002	1,003	1,001	1,006	1,007	1,009
0,075	130	0,997	0,998	1,000	1,001	1,002	1,004	1,005	1,006	1,008	1,009
0,109	120	0,997	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,005	1,007	1,008	1,009
0,159	110	0,998	0,999	1,000	1,002	1,003	1,004	1,006	1,007	1,008	1,010
0,231	100	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,005	1,007	1,008	1,009	1,010
0,279	95	0,999	1,000	1,002	1,003	1,003	1,006	1,007	1,008	1,010	1,011
0,337	90	1,000	1,001	1,002	1,004	1,005	1,006	1,008	1,009	1,010	1,020
0,490	80	1,001	1,003	1,004	1,005	1,006	1,008	1,009	1,010	1,019	1,013
0,713	70	1,003	1,005	1,006	1,007	1,009	1,010	1,011	1,013	1,014	1,015
1,038	60	1,007	1,008	1,009	1,011	1,012	1,013	1,015	1,016	1,017	1,019
1,511	50	1,011	1,013	1,014	1,015	1,017	1,018	1,019	1,021	1,022	1,023
2,200	40	1,018	1,020	1,021	1,022	1,024	1,025	1,026	1,028	1,029	1,030
3,202	30	1,028	1,030	1,031	1,032	1,034	1,035	1,036	1,038	1,039	1,040
4,660	20	1,043	1,044	1,046	1,047	1,048	1,050	1,051	1,053	1,054	1,055
5,073	15	1,047	1,048	1,050	1,051	1,052	1,054	1,055	1,057	1,058	1,059

Priedai

P.6.3. lentelė. Variklio „ČN 26,5/31“ patikimumo kriterijaus reikšmių matrica tankio ir klampaus lauke (dalinės apkrovos režimas, dirbant mazutu)

Beta	Kinematinė klampa, mm ² /s	Gama							
		0,000	1,895	3,719	5,477	7,172	8,807	10,385	11,910
		Tankis, kg/m ³							
		950	960	970	980	990	1000	1010	1020
0,000	280	0,927	0,946	0,964	0,982	0,998	1,014	1,030	1,045
0,152	270	0,928	0,947	0,965	0,983	1,000	1,016	1,036	1,047
0,308	260	0,929	0,948	0,967	0,985	1,002	1,018	1,034	1,049
0,465	250	0,931	0,950	0,968	0,986	1,003	1,019	1,035	1,050
0,621	240	0,932	0,951	0,970	0,988	1,005	1,021	1,037	1,052
0,777	230	0,934	0,953	0,971	0,989	1,006	1,022	1,038	1,054
0,933	220	0,935	0,954	0,973	0,991	1,008	1,024	1,040	1,055
1,089	210	0,937	0,956	0,974	0,992	1,009	1,026	1,042	1,057
1,246	200	0,938	0,957	0,976	0,994	1,011	1,027	1,043	1,058
1,402	190	0,940	0,959	0,977	0,995	1,012	1,029	1,045	1,060
1,558	180	0,941	0,960	0,979	0,997	1,014	1,030	1,051	1,062
1,714	170	0,942	0,962	0,980	0,998	1,016	1,032	1,048	1,063
1,870	160	0,944	0,963	0,982	1,000	1,017	1,033	1,050	1,065
2,027	150	0,945	0,965	0,983	1,001	1,019	1,035	1,051	1,067
2,183	140	0,947	0,966	0,985	1,003	1,020	1,037	1,053	1,068
2,339	130	0,948	0,968	0,986	1,004	1,022	1,038	1,055	1,070
2,495	120	0,950	0,969	0,988	1,006	1,023	1,040	1,056	1,072
2,651	110	0,951	0,971	0,989	1,008	1,025	1,041	1,058	1,073
2,729	105	0,952	0,971	0,990	1,008	1,026	1,042	1,059	1,074
2,808	100	0,953	0,972	0,991	1,009	1,027	1,043	1,059	1,075
2,964	90	0,954	0,974	0,992	1,011	1,028	1,045	1,061	1,076
3,120	80	0,956	0,975	0,994	1,012	1,030	1,046	1,063	1,078

Priedai

P.6.4. lentelė. Variklio „CAT 3512B“ patikimumo kriterijaus reikšmių matrica tankio ir klamos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinetinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,000	0,084	0,168	0,252	0,336	0,504	0,587	0,754	0,837	0,920
		Tankis, kg/m ³									
		800	810	820	830	840	860	870	890	900	910
0,000	12	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	1,000	1,001	1,003	1,004	1,005
0,215	11	0,997	1,028	0,999	1,000	1,001	1,003	1,003	1,005	1,006	1,007
0,429	10	1,000	1,000	1,001	1,002	1,003	1,005	1,006	1,007	1,008	1,009
0,642	9	1,002	1,003	1,003	1,004	1,005	1,007	1,008	1,009	1,010	1,011
0,854	8	1,004	1,005	1,006	1,006	1,007	1,009	1,010	1,011	1,012	1,013
1,066	7	1,006	1,007	1,008	1,009	1,009	1,011	1,012	1,014	1,014	1,015
1,276	6	1,008	1,009	1,010	1,011	1,011	1,013	1,014	1,016	1,016	1,017
1,485	5	1,010	1,011	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,019
1,694	4	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,017	1,018	1,020	1,021	1,022
1,902	3	1,014	1,015	1,016	1,017	1,018	1,019	1,020	1,022	1,023	1,024
2,109	2	1,016	1,017	1,018	1,019	1,020	1,021	1,022	1,024	1,025	1,026
2,315	1	1,018	1,019	1,020	1,021	1,022	1,024	1,024	1,026	1,027	1,028

P.6.5. lentelė. Variklio „MTU 396“ patikimumo kriterijaus reikšmių matrica tankio ir klamos lauke (dalinės apkrovos režimas)

Beta	Kinetinė klampa, mm ² /s	Gama									
		0,00	2,86	5,61	8,21	10,67	15,22	17,32	21,94	25,78	26,79
		Tankis, kg/m ³									
		800	810	820	830	840	860	870	890	900	910
0,000	12	0,863	0,890	0,916	0,941	0,964	1,006	1,026	1,069	1,106	1,116
0,633	11	0,869	0,896	0,922	0,947	0,971	1,013	1,033	1,077	1,114	1,123
1,253	10	0,875	0,902	0,928	0,953	0,977	1,020	1,040	1,084	1,121	1,130
1,865	9	0,881	0,907	0,934	0,959	0,983	1,026	1,046	1,091	1,128	1,138
2,469	8	0,886	0,913	0,940	0,965	0,989	1,033	1,053	1,097	1,135	1,145
3,066	7	0,892	0,919	0,946	0,971	0,995	1,039	1,060	1,104	1,142	1,152
3,655	6	0,897	0,930	0,952	0,977	1,002	1,046	1,066	1,111	1,149	1,159
4,238	5	0,902	0,930	0,957	0,983	1,008	1,052	1,072	1,118	1,156	1,166
4,813	4	0,908	0,935	0,963	0,989	1,013	1,058	1,079	1,124	1,163	1,173
5,382	3	0,913	0,941	0,969	0,994	1,019	1,064	1,085	1,131	1,169	1,179
5,944	2	0,918	0,946	0,974	1,000	1,025	1,070	1,091	1,137	1,192	1,186
6,499	1	0,923	0,951	0,979	1,006	1,031	1,076	1,097	1,143	1,183	1,193

Klaipėdos universiteto leidykla

Nadežda LAZAREVA

BUNKERIUOJAMO JŪRINIO KURO SAVYBIŲ ĮTAKA LAIVO JĖGAINĖS
EKSPLOATACINĖMS CHARAKTERISTIKOMS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
transporto inžinerija (T 003)

INFLUENCE OF BUNKER MARINE FUEL PROPERTIES ON A SHIP
POWER PLANT OPERATION CHARACTERISTICS

Doctoral dissertation

Technological sciences,
Transport Engineering (T 003)

Klaipėda, 2019

SL 1335. 2019 05 07. Apimtis 14,35 sąl. sp. l. Tiražas 25 egz.

Išleido ir spausdino Klaipėdos universiteto leidykla, Herkaus Manto g. 84, 92294 Klaipėda
Tel. (8 46) 398 891, el. paštas: leidykla@ku.lt; interneto adresas: <http://www.ku.lt/leidykla/>