

ISSN 2029-9303



**KAUNO TECHNIKOS KOLEGIJA**  
**KAUNAS UNIVERSITY OF APPLIED ENGINEERING SCIENCES**

# **INŽINERINĖS IR EDUKACINĖS TECHNOLOGIJOS**

Mokslinių straipsnių žurnalas

# **ENGINEERING AND EDUCATIONAL TECHNOLOGIES**

Scientific journal

Kaunas, 2018

Vyriausioji redaktorė

**Doc. Dr. Marija Jotautienė**

*Kauno technikos kolegija/ Kaunas University Of Applied Engineering Sciences (LT)*

Socialiniai mokslai/  
Social Sciences

Vykdančioji redaktorė

**Doc. Dr. Giedrė Adomavičienė**

*Kauno technikos kolegija/ Kaunas University Of Applied Engineering Sciences (LT)*

Socialiniai mokslai/  
Social Sciences

Mokslinė sekretorė

**Doc. Dr. Esmeralda Štyps**

*Kauno technikos kolegija/ Kaunas University Of Applied Engineering Sciences (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

#### **Redaktorių kolegija/Editorial Board:**

**Prof. Habil. Dr. Algirdas Vaclovas Valiulis**

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas/Vilnius Gediminas Technical University (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Prof. Dr. Elmar Heinemann**

*Šmalkaldeno taikomųjų mokslų universitetas/University Of Applied Sciences Schmalkalden (DE)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Prof. Habil. Dr. Gál József**

*Šegedo universitetas/ University of Szeged, Hungary (HUN)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Mgr. Dominika Trębacz**

*Automobilių pramonės institutas, mokslinio žurnalo „The Archives of Automotive Engineering“ vykdančioji redaktorė/Automobile Industry Institute, Executive editor of scientific journal „The Archives of Automotive Engineering (POL)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Doc. Dr. Ernestas Ivanauskas**

*Kauno technologijos universitetas/ Kaunas University Of Technology (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Doc. Dr. Gediminas Pupinis**

*Aleksandro Stulginskio universitetas/ Aleksandras Stulginskis University (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Doc. Dr. Marius Saunoris**

*Kauno technologijos universitetas/ Kaunas University Of Technology (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Doc. Dr. Šarūnas Kilius**

*Kauno technikos kolegija/ Kaunas University Of Applied Engineering Sciences (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Doc. Dr. Vytenis Naginevičius**

*Kauno technikos kolegija/ Kaunas University Of Applied Engineering Sciences (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Dr. Kastytis Laurinaitis**

*Stulginskio universitetas/ Aleksandras Stulginskis University (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

**Dr. Rolandas Samajauskas**

*ĮĮ „Pastatų sertifikavimo biuras“/ IE „Building Sertification Office“ (LT)*

Technologijos mokslai/  
Technological Sciences

|                                                                                                                             |                                                  |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| <b>Dr. Rosita Norvaišienė</b><br><i>Kauno technikos kolegija/ Kaunas University Of Applied Engineering Sciences (LT)</i>    | Technologijos mokslai/<br>Technological Sciences |
| <b>Doc. Dr. Aldona Gaižauskienė</b><br><i>Vilniaus kolegija/Vilnius University Of Applied Sciences (LT)</i>                 | biomedicinos mokslai                             |
| <b>Prof. Dr. Genutė Gedvilienė</b><br><i>Vytauto Didžiojo universitetas/ Vytautas Magnus University (LT)</i>                | Socialiniai mokslai/<br>Social Sciences          |
| <b>Prof. Habil. Dr. Vilija Targamadzė</b><br><i>Vilniaus universitetas/Vilnius University (LT)</i>                          | Socialiniai mokslai/<br>Social Sciences          |
| <b>Doc. Dr. Vita Krivickienė</b><br><i>Kauno technikos kolegija/ Kaunas University Of Applied Engineering Sciences (LT)</i> | Socialiniai mokslai/<br>Social Sciences          |
| <b>Doc. Dr. Daiva Lepaitė</b><br><i>Vilniaus universitetas/Vilnius University (LT)</i>                                      | Socialiniai mokslai/<br>Social Sciences          |
| <b>Dr. Lina Girdauskienė</b><br><i>Kauno technologijos universitetas/Kaunas University Of Technology (LT)</i>               | Socialiniai mokslai/<br>Social Sciences          |

Leidiny s įrašytas į **LMT patvirtintų leidinių sąrašą**  
<http://www.mab.lt/lt/istekliai-internete/mokslo-zurnalai/269>

Ir įtrauktas į **Index Copernicus Journals Master List**  
<http://journals.indexcopernicus.com/inznerina+ir+educacinos+technologijos.p12156,3.html>

Redakcijos adresas:  
**VšĮ Kauno technikos kolegija**  
 Tvirtovės al. 35, LT- 50155 Kaunas  
 Tel./faks. (8 37 308620)/( 8 37 333120)  
 El. p. ktk@ktk.lt  
<http://www.ktk.lt>

Address:  
**Kaunas University of Applied Engineering Sciences**  
 Tvirtovės av. 35, LT- 50155 Kaunas  
 Phone./fax. (+370 37 308620)/( +370 37 333120)  
 E-mail. ktk@ktk.lt  
<http://www.ktk.lt>

*Visos leidinio leidybos teisės saugomos. Šis leidinys arba kuri nors jo dalis negali būti dauginami, taisomi ar kitaip platinami be leidėjo sutikimo.*  
*All rights of the publication are reserved. No reproduction, copy or transmission of this publication may be made without publisher's permission.*

© Kauno technikos kolegija, 2018  
**ISSN 2029-9303**



## REDAKTORIAUS ŽODIS

Gerbiamiems skaitytojams pristatome mokslinio žurnalo „Inžinerinės ir edukacinės technologijos“ dvyliktąjį numerį, kuriame iš viso publikuojama dvidešimt penki moksliniai straipsniai.

Straipsniuose atsispindi tiek technologijos mokslų srities aktualijos, tiek ir realią taikomąją vertę turintys tiriamieji darbai. Šiame leidinio numeryje galima rasti ir pradedančių tyrėjų publikacijų.

Džiugu, kad mokslinius tyrimų rezultatus publikuoja tiek universitetų, tiek kolegijų tyrėjai arba tyrėjų grupės, o šių tyrimų rezultatų pasiekiamumas tampa prieinamas platesniam skaitytojų ratui, nes publikuojami straipsniai lietuvių ir anglų kalbomis.

Taigi šis mokslinis žurnalas yra puiki galimybė dėstytojams, studentams, tyrėjams viešinti savo atliktų mokslinių taikomųjų tyrimų rezultatus, rasti bendradarbiavimo taškų su kitomis tyrėjų grupėmis.

Dėkojame straipsnių autoriams už parengtas publikacijas ir tikimės sėkmingo bendradarbiavimo ateityje.

Skaitytojams linkime malonaus ir naudingo skaitymo, kuris inspiruotų motyvaciją savo įžvalgas, atliktus tyrimus publikuoti mūsų žurnalo kitame numeryje.

Visais skaitytojams ir būsimiems autoriams rūpimais klausimais siūlome kreiptis į redkolegiją.

Su pagarba,

Vyriausioji redaktorė



— socialinių mokslų dr. Marija Jotautienė

## TURINYS

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>PAKABŲ CHARAKTERISTIKŲ ĮTAKA AUTOMOBILIO VAŽIAVIMO TOLYGUMUI</b><br><b>Robertas Pečeliūnas</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas,<br/>Automobilių inžinerijos katedra</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | 9  |
| <b>VANDENILIO KAIP KURO NAUDOJIMO PERSPEKTYVOS</b><br><b>Jonas Matijošius</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 14 |
| <b>VANDENILIO SAUGOJIMO AUTOMOBILIUOSE SISTEMŲ APŽVALGA</b><br><b>Jonas Matijošius</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | 20 |
| <b>DYZELINIO VARIKLIO TRIUKŠMO PARAMETRŲ IR IŠMETAMŲJŲ DUJŲ TYRIMAI</b><br><b>Kristina Kilikevičienė<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>, Artūras Kilikevičius<sup>1</sup></b><br><sup>1</sup> <i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i><br><sup>2</sup> <i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i>                                | 26 |
| <b>PASKUBOS KAMPO ĮTAKOS VARIKLIO KELIAMAM GARSO SLĖGIUI</b><br><b>EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI</b><br><b>Kristina Kilikevičienė<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>, Artūras Kilikevičius<sup>1</sup></b><br><sup>1</sup> <i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i><br><sup>2</sup> <i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i>        | 31 |
| <b>SLĖGINIO UŽDEGIMO VARIKLIO KORPUSO DINAMINIŲ CHARAKTERISTIKŲ</b><br><b>EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI</b><br><b>Kristina Kilikevičienė<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>, Artūras Kilikevičius<sup>1</sup></b><br><sup>1</sup> <i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i><br><sup>2</sup> <i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių<br/>inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i> | 35 |
| <b>DYZELINIŲ DEGALŲ PRIEDŲ ĮTAKOS VARIKLIO DARBO RODIKLIAMS TYRIMAS</b><br><b>Kastytis Laurinaitis</b><br><i>Kauno technikos kolegija</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 40 |
| <b>AUTOMOBILIO PAKABOS TYRIMŲ STENDAL. APŽVALGA</b><br><b>Audrius Matulis<sup>1,2</sup>, Vytenis Surblys<sup>1,2</sup>, Alfredas Rimkus<sup>1,2</sup>, Deividas Navikas<sup>1,2</sup></b><br><sup>1</sup> <i>Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija</i> , <sup>2</sup> <i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 45 |
| <b>REVIEW OF THE ENERGY, ECOLOGICAL AND STORAGE PROPERTIES FOR<br/>BIODIESEL FUEL BASED ON ANIMAL FATS</b><br><b>Oleksandra Shepel, Jonas Matijošius</b><br><i>Vilnius Gediminas Technical University, Faculty of Transport Engineering</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 51 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>ŽEMĖS PAVIRŠIAUS VERTIKALIŲ JUDESIŲ ŠIAURĖS RYTŲ LIETUVOJE TYRIMAS</b><br><b>Rūta Puzienė<sup>1</sup>, Asta Anikėnienė<sup>2</sup></b><br><i><sup>1</sup>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Saulėtekio al. 11, Vilnius, <sup>2</sup>Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija, Antakalnio g. 54, Vilnius</i>                                                                                                                                                                                                                                                                         | 56  |
| <b>SLĖGINIO UŽDEGIMO VARIKLIO VEIKIANČIO DYZELINU IR SUSKYSTINTOMIS NAFTOS DUJOMIS RODIKLIŲ TYRIMAS</b><br><b>Alfredas Rimkus</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | 61  |
| <b>DUJŲ, KAIP PAGRINDINIŲ DEGALŲ, NAUDOJIMAS SLĖGINIO UŽDEGIMO VARIKLYJE</b><br><b>Saulius Stravinskas<sup>1,2</sup>, Alfredas Rimkus<sup>1</sup></b><br><i><sup>1</sup>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, <sup>2</sup>Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija, Antakalnio g. 54, LT-10303 Vilnius</i>                                                                                                                                                                                                                                           | 67  |
| <b>TRANSPORTO SEKTORIAUS ENERGETINIŲ IŠTEKLIŲ SUVARTOJIMAS IR TARŠOS VYSTYMASIS LIETUVOJE</b><br><b>Gintaras Valeika<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup></b><br><i><sup>1</sup>Technikos fakultetas, Vilniaus Technologijų ir Dizaino kolegija<br/><sup>2</sup>Transporto inžinerijos fakultetas, Vilniaus Gedimino Technikos universitetas</i>                                                                                                                                                                                                                                           | 74  |
| <b>SUVIRINIMO BŪDŲ ĮTAKOS AUSTENITINIO PLIENO SUVIRINTŲ JUNGČIŲ KOROZIJOS ATSPARUMUI CITRINŲ RUGŠTIES TERPĖJE</b><br><b>Žilvinas Deksnys<sup>1</sup>, Vitalijus Rudzinskas<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup></b><br><i><sup>1</sup>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva<br/><sup>2</sup>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva</i> | 79  |
| <b>STUDY OF WELDED JOINTS USING ULTRASOUND</b><br><b>Andrius Kozlovas, Donata Putnaitė, Esmeralda Štysps, Dovilė Martišienė</b><br><i>Kaunas Technical College, Tvirtovės ave. 35, 50155 Kaunas, Lithuania</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 86  |
| <b>COMPARATIVE ANALYSIS OF SEMI-ACTIVE SUSPENSION CONTROL</b><br><b>Urban Janhar<sup>1</sup>, Deividas Navikas<sup>2,3</sup>, Vytenis Surblys<sup>2,3</sup></b><br><i><sup>1</sup>University of Ljubljana, <sup>2</sup>Vilnius Gediminas technical university, <sup>3</sup>Vilnius College of Technologies and Design</i>                                                                                                                                                                                                                                                                       | 93  |
| <b>MOKOMIEJI STENDAI/MAKETAI IR JŲ GAMYBA</b><br><b>Darius Juodvalkis, Andrius Dargužis</b><br><i>Kauno technikos kolegija</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 100 |
| <b>VANDENILIO ĮTAKOS VARIKLIO RODIKLIAMS, NAUDOJANT BENZINO IR ETANOLIO MIŠINIUS, TYRIMŲ APŽVALGA</b><br><b>Gabrielius Mejeris, Alfredas Rimkus</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     | 105 |
| <b>AUTOMOBILIŲ PLOVYKLOS RATUKO STIPRUMO MODELIAVIMAS BEM VERTINANT MEDŽIAGOS FIZINĮ NETIESIŠKUMĄ</b><br><b>Jurijus Tretjakovas, Jelena Selivonec, Audrius Čereška</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija</i>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | 111 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>VARIKLINIŲ ALYVŲ TEPAMŲJŲ SAVYBIŲ PALYGINIMAS</b><br><b>Artūras Kupčinskas, Raimondas Kreivaitis</b><br><i>Kauno technikos kolegija</i>                                                                                                                                                                                        | 117 |
| <b>ROTORIAUS SUKIMOSI AŠIES EKSCENTRICITETO KITIMO SLYDIMO GUOLIUOSE</b><br><b>TEORINIAI TYRIMAI</b><br><b>Audrius Čereška</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas</i>                                                                                                                                                | 124 |
| <b>A COMPARISON OF PASSIVE AND SEMI-ACTIVE MATHEMTICAL CAR MODELS</b><br><b>Matjaž Mužar<sup>1</sup>, Vytenis Surblys<sup>2,3</sup>, Deividas Navikas<sup>2,3</sup></b><br><i><sup>1</sup>University of Ljubljana, <sup>2</sup>Vilnius Gediminas technical university, <sup>3</sup>Vilnius College of Technologies and Design</i> | 131 |
| <b>ADAPTYVIŲ SLYDIMO GUOLIŲ DARBO CHARAKTERISTIKŲ VERTINIMAS TAIKANT</b><br><b>DAUGIAKRITERINIUS-STATISTINIUS ANALIZĖS METODUS</b><br><b>Audrius Čereška</b><br><i>Vilniaus Gedimino technikos universitetas</i>                                                                                                                  | 137 |

# PAKABŲ CHARAKTERISTIKŲ ĮTAKA AUTOMOBILIO VAŽIAVIMO TOLYGUMUI

**Robertas Pečeliūnas**

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas,  
Automobilių inžinerijos katedra*

## **Anotacija**

Darbe siekiama išnagrinėti automobilio pakabos tampriųjų ir slopinimo elementų įtaką automobilio eigos tolygumui. Kompiuterinio modeliavimo ir eksperimentinių bandymų metu nagrinėjami lengvojo automobilio kėbulo svyravimai, važiuojant skirtingo nelygumo kelio paviršiais bei nustatomi svyravimų dydžiai. Naudojantis pusės automobilio dinaminio modeliu, sudaromas automobilio reikšmingų taškų judėjimas, atsižvelgiant į pakabos parametrus, t. y. amortizatorių slopinimo koeficientą ir spyruoklės standumo koeficientą. Natūrinis eksperimentas atliekamas atsižvelgiant į automobilio įkrovimo laipsnį ir judėjimo greitį. Įvertinus keleivio komforto pojūtį, įvertinamas automobilio pakabos ir važiavimo režimo poveikis.

**REIKŠMINIAI ŽODŽIAI.** Pakaba, judėjimo tolygumas, amortizatorius, slopinimo koeficientas, standumo koeficientas.

## **Įvadas**

Judėjimo tolygumas – tai automobilio gebėjimas judėti vidutiniu greičiu nelygaus paviršiaus keliais be reikšmingų vibracinių apkrovų, veikiančių vairuotoją, keleivį ir krovinį. Priklausomai nuo kelio paviršiaus sąlygų judėjimo tolygumas nustatomas automobilio komponavimo, pakabos ir padangų parametrais bei papildomomis amortizacijos sistemomis (amortizuotos kabinos ir sėdynės). Pagrindinė tolygaus važiavimo modeliavimo užduotis yra pakabos parametrų, suteikiančių būtiną judėjimo tolygumo lygį, esant tam tikroms kelio sąlygoms ir judėjimo greičiams, parinkimas. Kai kuriais atvejais, nustatius kelio sąlygas, būtina rasti maksimalų leistiną greitį, kuriuo automobilis judėtų tolygiai (Eger et al., 2008).

Automobilio komfortas ir važiavimo stabilumas priklauso nuo pakabos standumo ir slopinimo elementų charakteristikų. Mokslininkai Cronje ir Els tyrė stabilizatoriaus įtaka automobilio valdymo savybėms važiuojant skirtingos kokybės kelio paviršiumi bei atliekant dvigubo važiavimo juostos keitimo manevrą. Visureigiui pritaikius aktyvius stabilizavimo elementus svyravimo kampas manevro metu sumažėjo 40–70 % bei tuo pačiu pagerėjo valdymas ir komfortas (Cronje ir Els, 2010).

Norint užtikrinti važiavimo komfortą, būtina atlikti tam tikrus veiksmus jau automobilio pakabos projektavimo etape (Barbosa, 2011):

- Iš anksto nustatomi pakabos pagrindiniai parametrai pagal duoto tipo automobilio pakabų parametrus, eskizus ir analizių rezultatus.
- Apskaičiuojami automobilio masių svyravimai, projektuojamo automobilio eigos tolygumo atitikimo normatyvinėms–techninėms dokumentacijoms tam tikroms kelio sąlygoms nustatymai. Esant neatitikimams pakabos charakteristikos koreguojamos.
- Atliekami pakabos konstrukcijos stiprumo ir ilgaamžiškumo skaičiavimai.

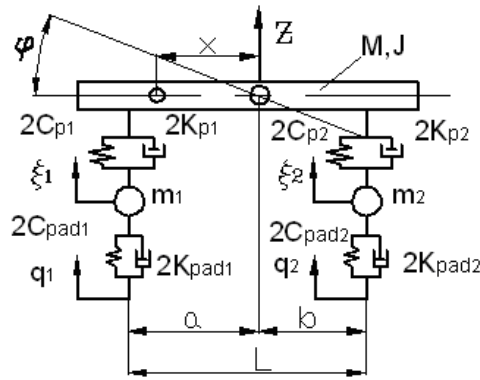
Pirmajame projektavimo etape parenkamos tampriųjų elementų ir slopinimo elementų charakteristikos. Po jų sudaromos skaičiavimo schemas ir analizuojamas projektuojamo automobilio judėjimo tolygumas.

Reikia nepamiršti, kad visi tolygaus judėjimo skaičiavimai tam tikra prasme yra santykiniai, kadangi automobilis rieda nelygaus paviršiaus keliu, juda netolygiai: pakankamai lygiame ruože vairuotojas didina greitį ir staigiai jį mažina prieš didelius nelygumus, neleidamas, kad automobilį paveiktų didelės dinaminės jėgos. Tolygaus judėjimo skaičiavime, kaip ir eksperimento metu, važiavimo greitis yra pastovus, tačiau tai nevisiškai atitinka realius automobilio judėjimo režimus. Tačiau dėl paprastesnio įvertinimo tai būtų priimtinas metodas, kadangi automobilio greičio variacija nustatoma ne tik jo parametrais, bet ir vairuotojo savybėmis. Dėl to bandymai ir skaičiavimai, esant pastoviam judėjimo greičiui, leidžia gauti nors ir santykinį, bet pakankamai objektyvų automobilio amortizavimo kokybės įvertinimą (Thamsuwan, 2013).

Šio darbo tikslas – išnagrinėti automobilio pakabos tampriųjų ir slopinimo elementų įtaką automobilio eigos tolygumui.

## **Automobilio plokščiasis modelis**

Išnagrinėjus literatūroje pateiktus modelius ir atlikus jų analizę, pastebėta, kad naudojant ketvirčio automobilio modelį galima tik paviršutiniškai įvertinti ir parinkti pradinį pakabos parametrus (Ostaševičius, 1998; Sekulić et al., 2013; Pečeliūnas, 2006). Tiksliau automobilio eigos tolygumą atspindi automobilio plokščiasis modelis (1 pav.), nors pats tiksliausias yra erdvinis. Plokščiasis modelis yra geriausias būdas tiriant svyravimus išilginėje plokštumoje.



**1 pav.** Automobilio plokščiasis modelis

*Šaltinis: sudaryta autoriaus*

Prieš aprašant amortizuotų ir neamortizuotų masių vertikaliuosius poslinkius sudaroma dinaminių sistemų masių judesio lygtis, taip pat taikomi tam tikri apribojimai, priklausantys nuo automobilio pakabos elementų konstrukcijos.

Sudarant automobilio svyravimų matematinį modelį priimamos šios prielaidos:

- kėbulas – kietas kūnas, simetriškas išilginės automobilio ašies atžvilgiu. Jo deformacijos sukimui ir lenkimui neįvertinamos;
- automobilio kėbulo masių centras visą laiką išlieka automobilio išilginėje simetrijos plokštumoje. Jo greičio projekcija į horizontalią plokštumą lieka pastovi;
- kelio mikropilso išilginės ir skersinės reakcijos neturi įtakos automobilio vertikaliems svyravimams;
- automobilio variklio ir transmisijos giroskopiniai momentai lygūs nuliui;
- kėbulo ir ratų virpesiai maži;
- automobilio pakabos elementų ir rato charakteristikos tiesinės;
- automobilio ratas su kelio danga liečiasi viename taške;
- automobilį veikia tik vertikalios jėgos.

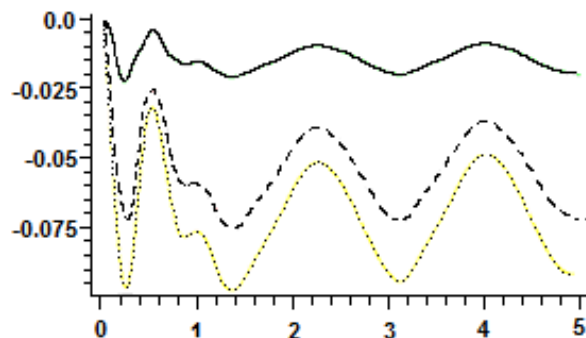
Remiantis išvardintomis prielaidomis, automobilio plokščiojo modelio kėbulo ir rato poslinkius galima nagrinėti juos išskaidant į vertikalios poslinkius bei kampinius svyravimus.

Automobilio pakabos elementų judėjimo lygtys užrašomos naudojantis antrojo laipsnio Lagranžo (Lagrange) lygtimi:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

čia:  $T$ ,  $\Pi$  – pakabos kinetinė ir potencinė energijos;  $\Phi$  – pakabos disipatyvinė funkcija;  $q_i$  – apibendrinta koordinatė;  $Q_i$  – apibendrinta jėga.

Modelis sudarytas suvedus automobilio VW Golf pakabos charakteristikų duomenis, naudojamus kompiuterinėje eismo įvykių modeliavimo programoje PC-Crash. Amortizuotos ir neamortizuotos masės, bazė, pakabos standumo bei slopinimo koeficientai taip pat atitinka pasirinkto modelio duomenis. Žemiau (2 pav.) pateikiami teoriniai modeliavimo rezultatai, t. y. rato, pakabos bei kėbulo svyravimai važiuojant keliu 50 km/h greičiu ir pervažius kelio kliūtį. Modeliuojant naudojamas sinusoidinis kelio profilis.



**2 pav.** Automobilio plokščiojo modelio rezultatai

*Šaltinis: sudaryta autoriaus*

2 paveiksle tiesi linija vaizduoja virpesius, veikiančius vairuotoją, brūkšninė linija – pakabos virpesius, o taškinė linija – rato virpesius. Taip pat matyti, jog automobiliui pervažiavus kliūtį smūgį pirmiausiai nuslopina padanga, vėliau – pakaba. Keičiant spyruoklės standumą bei amortizatoriaus slopinimo koeficientą reikšmingo pokyčio nepastebėta. Didesnę įtaka automobilio tolygumui turi automobilio greitis.

### Automobilio kėbulo svyravimų eksperimentinis tyrimas

Automobilio vertikalūs pagreičiai buvo matuoti prietaisu XL Meter (3 pav.). Duomenys iš jo per sąsają RS-232 perduodami į kompiuterį, kur apdorojami bei išsaugomi naudojantis programa XL Vision.



**3 pav.** Automobilio pagreičių matuoklis

*Šaltinis: sudaryta autoriaus*

Eksperimentinių tyrimų atlikimo metodika ir sąlygos:

- tyrimai atlikti su lengvuju automobiliu VW Golf;
- eksperimentams pateiktas techniškai tvarkingas automobilis su gamykline pakabos sistema;
- bandomo automobilio ekipažą sudarė: pirmu atveju – vairuotojas ir du keleiviai, antru atveju – vairuotojas ir keturi keleiviai;
- matavimo dažnis 25 Hz;
- prieš kiekvieną bandymą prietaisas kalibruojamas pagal dvi matavimų ašis;
- bandymai atlikti eksperimentiniame D klasės lygumo (ISO 2631-1:1997) 350 m ilgio kelio ruože;
- padangų su kelio paviršiumi sukibimo koeficientas  $\phi=0,8$ ;
- automobilio bandymai kelyje, tiriant amortizuotų ir neamortizuotų masių svyravimus, atlikti esant šiems pastoviams važiavimo greičiams: 50 km/h ir 90 km/h.

Prieš važiavimą skirtingu greičiu automobilio krovinio masė nuo užtikrinama keičiant keleivių skaičių.

Atlikus matavimus, gaunamos automobilio svyravimų pagreičių reikšmės. Norint nustatyti judančio automobilio vertikalios poslinkius, gauti pagreičių rezultatai integruojami du kartus. Pagal svyravimų poslinkių rezultatus daromos išvados apie pakabos svyravimų dydžių priklausomybes nuo automobilio masės bei važiavimo greičio.

### Eksperimentinių tyrimų rezultatai ir jų analizė

Siekiant nustatyti automobilio judėjimo greitį bei poslinkį, naudojamas trapezinis bandymo skaitinių verčių integravimas, kuris atliekamas pagal šią formulę (figūriniuose skliaustuose pateikti formulės narių indeksai):

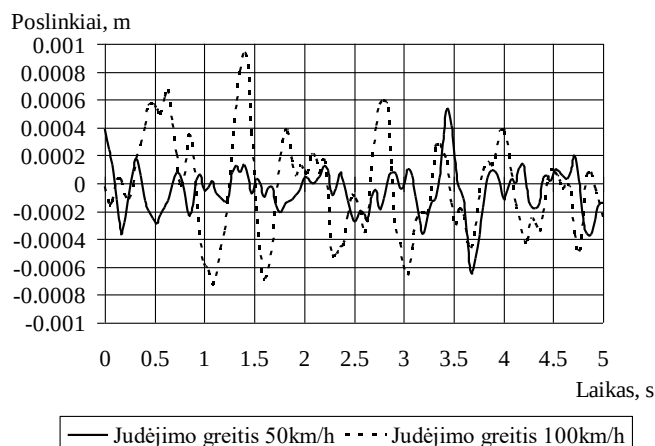
- siekiant nustatyti greitį:

$$v\{i\} = (a\{i+1\} + a\{i\}) / (t\{i+1\} - t\{i\}) / 2, \quad (2)$$

- siekiant nustatyti atstumą:

$$s\{i\} = (v\{i+1\} + v\{i\}) / (t\{i+1\} - t\{i\}) / 2. \quad (3)$$

Prietaiso vieno matavimo laiko periodas  $t = 0,04$  s. Vienas matavimas vyksta 5 s. Automobilio kėbulo svyravimai pateikti 4 pav.



**4 pav.** Automobilio kėbulo svyravimai važiuojant lygia asfalto danga  
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Iš tyrimo matyti, kad automobilio masė reikšmingos įtakos kėbulo virpesių dydžiams neturi. Didesnės įtakos turi automobilio judėjimo greitis bei automobilio pakabos konstrukcijos tipas.

#### Išvados

1. Išanalizavus automobilio judėjimo modelį matyti, kad pakabos charakteristikų įtaka kėbulo vertikaliesiems poslinkiams yra nevienareikšmė. Šie parametrai turi būti suderinti įvertinant automobilio bei pakabos konstrukciją.
2. Iš eksperimento matyti, kad ne automobilio masė, o greitis lemia automobilio judėjimo tolygumą.
3. Matematinio modelio bei eksperimento duomenys tarpusavyje koreliuoja. Kėbulo vertikaliojo svyravimo pagreičių ir poslinkių skirtumai yra paklaidų ribose.
4. Automobilio plokščiasis modelis leidžia optimizuoti pakabos charakteristikas konkrečiam kelio ruožui.

#### Literatūra

1. Barbosa, R. S. 2011. Vehicle Dynamic Safety in Measured Rough Pavement. *Journal of Transportation Engineering*, 137(5), 305–310.
2. Cronje, P. H., Els, P. S. 2010. Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar. *Journal of Terramechanics* 47, 179–189.
3. Eger, T.; Stevenson, J.; Boileauc, P.-É.; Salmoni, A. 2008. Predictions of health risks associated with the operation of load-haul-dump mining vehicles: Part 1—Analysis of whole-body vibration exposure using ISO 2631-1 and ISO-2631-5 standards. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38, 726–738.
4. ISO 2631-1:1997. Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration – Part 1. International Organization for Standardization. Geneva.
5. Ostaševičius, V. 1998. Mechaninių konstrukcijų dinamika ir modeliavimas. Kaunas: Technologija. 368.
6. PC-Crash: A Simulation Program for Vehicle Accidents. 2007. Operating Manual. Version 8.1. Datentechnik Group. Linz, Austria. 299 p.
7. Pečeliūnas, R.; Prentkovskis, O. 2006. Influence of shock-absorber parameters on vehicle vibrations during braking. *Solid State Phenomena: Mechatronic Systems and Materials*, 113, 235–240.
8. Sekulić, D.; Dedavić, V.; Rusov, S.; Šalinić, S.; Obradović. 2013. Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom. *Applied Mathematical Modelling*, 37, 8629–8644. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apm.2013.03.060>.
9. Thamsuwan, O; Blood, R. P.; Ching, R. P.; Boyle, L.; Johnson, P. W. 2013. Whole body vibration exposures in bus drivers: A comparison between a high-floor coach and a low-floor city bus. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 43, 9–17.

## THE INFLUENCE OF VEHICLE SUSPENSION CHARACTERISTICS TO DRIVING COMFORT

### Summary

The aim of the work is to investigate the influence of elastic and damping elements of the car's suspension on the comfort driving. During computer simulation and experimental testing, vehicle body oscillations on the surfaces of different roughness roads are examined and the oscillation values are determined. Using the half-car dynamic model,

simulation of the vehicle characteristic points moving depending on the suspension parameters – shock absorber damping coefficient and spring stiffness coefficient. Experiment test is based on the vehicle mass and velocity. After evaluation the passenger's feelings of comfort, a summary of the impact of the car suspension and driving mode is presented.

**Key words:** Suspension, driving comfort, shock absorber, damping coefficient, stiffness coefficient

#### **AUTORIŲ LYDRAŠTIS**

**Autoriaus vardas, pavardė:** Robertas Pečeliūnas

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vieta ir pozicija:** Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto, Automobilių inžinerijos katedros docentas

**Autoriaus mokslinių interesų sritys.** eismo saugumas, transporto priemonių dinamika

**Telefonas ir el. pašto adresas:** (8 5) 274 4790, [robertas.peceliunas@vgtu.lt](mailto:robertas.peceliunas@vgtu.lt)

#### **A COVER LETTER OF AUTHORS**

**Author name, surname:** Robertas Pečeliūnas

**Science degree and name:** doctor, assoc professor

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Faculty of Transport Engineering, Department of Automobile Engineering, assoc professor

**Author's research interests:** traffic safety, vehicle dynamics

**Telephone and e-mail address:** (8 5) 274 4790, [robertas.peceliunas@vgtu.lt](mailto:robertas.peceliunas@vgtu.lt)

# VANDENILIO KAIP KURO NAUDOJIMO PERSPEKTYVOS

**Jonas Matijošius**

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva*

## **Anotacija**

Vandenilis pakankamai naujas ir alternatyvus kuras vis plačiau naudojamas pasaulyje. Europos Sąjunga siekia priimti strategiją, pagal kurią kuro elementai ir vandenilis būtų pripažinti svarbiausiomis technologijomis, turėsiančiomis suvaidinti lemiamą vaidmenį visos Europos energetikos, transporto, aplinkos ir tvaraus ekonomikos augimo politikoje. Straipsnyje yra apžvelgimas vandenilis kaip kuro rūšis, jo gamybos būdai, ekonominis jo naudojimo pagrindimas.

**Reikšminiai žodžiai:** Vandenilis, kuras, gamybos technologijos, ekonominis vertinimas.

## **Įvadas**

Vandenilio technologija laikoma ateities technologija – jai numatomas svarbus vaidmuo pakeičiant dabartinės kuro rūšis. Bus aptartos pagrindinės technologijos, kurios šiuo metu bandomos išvystyti. Dabar daug dėmesio skiriama vandenilio gavybai iš dumblių, vandens, bakterijų pagalba išgauti kuo didesnį kiekį vandenilio su kuo mažesnėmis sąnaudomis (Ajanovic and Haas, 2018).

Kol kas vandenilio technologija dar tik skinasi kelią pas vartotojus, tačiau Europos Komisija nutarė negailėti lėšų tyrimams vykdyti – neseniai šiems tikslams iš Europos biudžeto skirta 470 milijonų eurų. Brangstant tradiciniams degalams bei mažėjant jų ištekliais, ES suinteresuota kuo greičiau pradėti masinę ekologiškai švarių transporto priemonių, naudojančių varikliuose vandenilį, gamybą (Wulf et al., 2018).

Ši kuro rūšis yra itin ekologiška ir visai neteršia aplinkos, todėl jos panaudojimo perspektyvos – milžiniškos: nuo elektronikos iki tradicinių automobilių bei kosminių laivų. Tiesa, pastarųjų gamintojai šią technologiją jau įsisavino: vandeniliu varomus kuro elementus penkiasdešimt metų patikimai naudoja astronautai. Tačiau tam reikia sukurti efektyvią bei patikimą kuro gavimo bei saugojimo infrastruktūrą (Wulf and Zapp, 2018).

Tačiau iki to reikia nueiti ilgą tyrimų bei bandymų kelią. Kol kas diegiant vandenilio technologijas susiduriama su ne viena problema. Visų pirma, kol kas neatrasta pigių gavimo bei patikimų jo saugojimo būdų. Vienas iš šiuo metu siūlomų variantų – vandenilį gaminti elektrizuojant jūros vandenį, tačiau tam reikia pigios elektros energijos. Mokslininkai svarsto galimybę naudoti šiam tikslui saulės energiją, tačiau prieš tai būtina sukurti efektyvią technologiją bei sudėtingą infrastruktūrą (Singh et al., 2015).

Dar viena problema, su kuria susiduria į kasdienę rinką besiskinkantis kelią vandenilis – jo saugojimas. Dujiniam vandeniliui laikyti reikia labai didelių indų, o jį suskystinti sunku. Vandenilis užverda esant  $-253^{\circ}\text{C}$  temperatūrai, taigi indus su skystu vandeniliu reikia stipriai atšaldyti. Reikėtų nepamiršti, kad vandenilis su deguonimi ir oru sudaro sprogiuosius mišinius. Kai kurie mokslininkai siūlo ištirpinti vandenilį metaluose arba jų lydiniuose, pavyzdžiui, geležies ir titano lydinyje, o po to išskirti jį lydinis šiek tiek pašildžius. Tokiu atveju ateities automobilyje benzino baką pakeistų vandenilį sugeriančio metalo luitas, o vandenilio išskyrimui būtų panaudojama išmetamųjų dujų šiluma (Ahmed et al., 2016).

Jeigu pavyktų išspręsti minėtas problemas, vandenilis galėtų tarnauti žmonijai pačiose įvairiausiose sferose: pakeistų būstui apšildyti naudojamas gamtines dujas, metalurgijoje – akmens anglį ir kokšą. Be abejo, kaip dabar, taip ir ateityje milžiniški vandenilio kiekiai būtų naudojami amoniakui sintetinti (Rocco et al., 2018).

Įdiegus vandenilį kaip universalų energijos tiekėją, būtų užtikrintas energijos tiekimo saugumas bei stabilizuotos energijos kainos: vandenilį galima išgauti iš bet kurio pirminio energijos šaltinio. Vandenilis gali būti naudojamas kuro elementuose arba deginamas, siekiant gaminti šilumą ar sukurti turbinas arba vidaus degimo variklius. Vandenilį taip pat galima naudoti kaip energijos kaupimo priemonę, pvz., tuo atveju, kai iš atsinaujinančiųjų šaltinių pagaminama daugiau elektros energijos negu jos suvartojama – likutį galima panaudoti vandeniliui gaminti elektrolizės būdu (Li et al., 2018). Sukūrus ekonomiškai naudingus vandenilio gavimo būdus, specialistų manymu, žmonijos gyvenimas radikaliai pasikeistų, kadangi prasidėtų vandenilio amžius.

Vandenilio technologijos transporte naudojamos jau dabar: eksperimentinius vandeniliu varomus tiek lengvųjų, tiek krovininių automobilių modelius rinkai jau pateikė kone visi didžiausi automobilių gamintojai.

Europos Komisija, norėdama paspartinti vandenilio kelią į vartojimo rinkas, nutarė imtis konkrečių veiksmų vandenilio diegimo strategijai įgyvendinti. Pirmasis žingsnis – 2003-iaisiais Europos Taryboje priimta vizija, kur numatoma „iki šio šimtmečio vidurio planingai pereiti į visiškai integruotą vandenilio

ekonomiką, grindžiamą atsinaujinančiais energijos šaltiniais“. Rekomenduojama iki 2025 metų visose valstybėse narėse įsteigti decentralizuotą, principu „iš apačios į viršų“ paremtą vandenilio infrastruktūrą kaip vieną iš trečiosios pramoninės revoliucijos ramsčių. Priimtas programos įgyvendinimo planas, pagal kurį naujajame Europos energetikos modelyje siekiama suteikti svarbų vaidmenį vandeniliui ir kuro elementų technologijoms. Vienas iš svarbiausių prioritetų čia skiriamas vandenilio transportui (“Hydrogen and fuel cells - EU Science Hub - European Commission,” 2013).

Nors neabejojama būsimosios technologijos efektyvumu, nesitikima, kad rinkoje ji pasirodys taip greitai, kaip norėtųsi. Kol kas trūksta informacijos, skirtingų veiksmų bei tyrimų koordinavimo, neparengta ilgalaikė strategija. Iki šiol tyrimams skirta per mažai investicijų: pavyzdžiui, JAV šioje srityje investicijos vidutiniškai aštuoniais kartais didesnės nei Europoje. Dėl šios priežasties ES penkeriais metais atsilieka nuo Japonijos ir Šiaurės Amerikos kuro elementais varomų transporto priemonių demonstravimo srityje (Mansilla et al., 2018).

### **Vandenilio kaip kuro panaudojimo ekonominis pagrindimas**

**Vandenilio technologijos panaudojimo perspektyvos.** Vandenilio technologija laikoma ateities technologija – jai numatomas svarbus vaidmuo pakeičiant dabartines kuro rūšis. Kol kas ji dar tik skinasi kelią pas vartotojus, tačiau Europos Komisija nutarė negailėti lėšų tyrimams vykdyti – neseniai šiems tikslams iš Europos biudžeto skirta 470 milijonų eurų. Brangstant tradiciniams degalams bei mažėjant jų ištekliais, ES suinteresuota kuo greičiau pradėti masinę ekologiškai švarių transporto priemonių, naudojančių variklius vandenilį, gamybą (Karakaya et al., 2018).

Ši kuro rūšis yra itin ekologiška ir visai neteršia aplinkos, todėl jos panaudojimo perspektyvos – milžiniškos: nuo elektronikos iki tradicinių automobilių bei kosminių laivų. Tiesa, pastarųjų gamintojai šią technologiją jau įsisavino: vandeniliu varomus kuro elementus penkiasdešimt metų patikimai naudoja astronautai (Samsatli and Samsatli, 2019).

**Vandenilio gavyba.** Vandenilio gamyba yra didelė ir auganti industrija. 2010 m. pasaulyje buvo pagaminta apie 50 mln. tonų vandenilio. Augimo tempas yra apie 10 % per metus. JAV 2011 m. pagamino apie 11 mln. tonų, kurio energetinė vertė būtų adekvati 48-iems gigavatams elektros energijos (palyginimui, JAV 2013 m. pagamino apie 442 gigavatus elektros energijos). Skačiuojant nuo 2012 m. pasaulyje pagaminto vandenilio vertė būtų apie 77 mlrd. Eurų per metus (“Vandenilis,” 2012).

### **Šiuo metu esamos vandenilio gavybos ir paskirstymo problemos**

- Vandenilio, gauto naudojant atsinaujinančius energijos šaltinius, kaina šiuo metu yra 3-8 kartus didesnė nei tradicinio kuro (lyginant su pilna tiekimo kaina);
- Didelei kainai labiausiai įtakos turi didelė vandenilio paskirstymo kaina;
- Prieinama kaina vandenilio produkcija kol kas yra negalima.

**Vandenilio gavyba aukštos temperatūros elektrolize (ATE) ir šios technologijos ekonomija.** ATE procesai numatomi tik turint atominės reakcijos kaitros šaltinį, kadangi kiti aukštos temperatūros šaltiniai nebūtų pakankamai rentabilūs. Mokslinių tyrimų rezultatai leidžia tikėtis, jog ateityje ATE vykdoma aukštos temperatūros atominėse jėgainėse taps pakankamai ekonomiškai ir prilygs garų riformingo (steam reforming) metodui.

Branduolinės fizikos bendrovė General Atomics, remdamasi savo atliktais tyrimais, pranašauja, jog vandenilis gaminamas aukštos temperatūros dujų aušinimo reaktoriuje (ATDAR) kainuotų apie 12 Eur/kg. 2016 m. garų riformingo metodu išgaunamas vandenilis kainavo 1,1 Eur/kg, tačiau 2017 m. vandenilio kaina atitinkamai pakilo iki 2,1 Eur/kg (“General Atomics & Affiliated Companies,” n.d., “Vandenilis,” 2012).

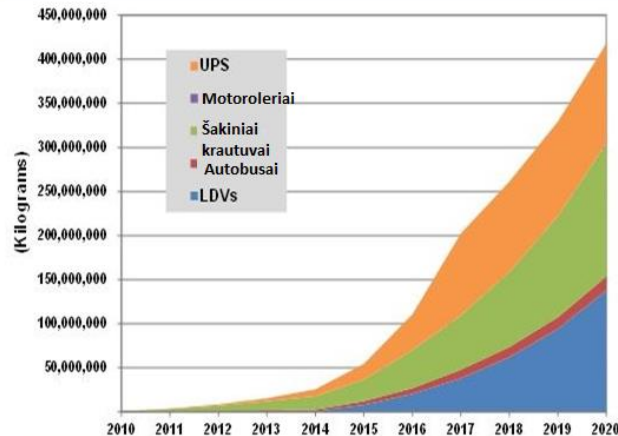
**Vandenilio transportavimo sausumos keliais kaštai.** Pernešti vandenilį iš vietos į vietą yra gana sudėtinga. Vandenilis gali susilpninti plieną ir kitas medžiagas iki skilimo. Šiuo metu didžioji dalis vandenilio yra transportuojama tanklaiviais skystame pavidale arba autocisternomis – suspaustame būvyje. Abu metodai yra neefektyvūs. Pavyzdžiui, pervežus medžiagą 300 km išieškvojama 11 % jos turimos energijos (“Vandenilis,” 2012).

**Vandenilio tiekimo vamzdžiais kaštai.** Vienas iš būdų išvengti pervežimo neefektyvumo yra tiekti vandenilį vamzdžiais. JAV šiuo metu yra nutiesta apie 1500 km vandenilio vamzdžių, paprastai greta vandenilio vartotojų, tokių kaip naftos perdirbimo įmonių ar pan. Ilgiausias pasaulyje vandeniltiekis yra apie 500 km ilgio linija tarp Belgijos ir Prancūzijos (Liemberger et al., 2019; “Vandenilis,” 2012).

Vamzdžių grūdinimas apsaugant vamzdžius nuo irimo ir aukšto spaudimo yra labai brangus, apie 1,7 mln. Lt už tiesinį kilometrą, tačiau šiuo metu toks metodas yra laikomas pigiausiu (“Vandenilis,” 2012).

**Vandenilio poreikis pasaulio mastu.** Šiuo metu vandenilio poreikis pasaulio rinkoje yra nuolat augantis. Vandenilio technologijos taikymas apima nuo motorolerių, nepertraukiamo maitinimo šaltinių iki autotransporto (1 pav.).

Vandenilio poreikis: lengvieji sunkvežimiai, autobusai, autokrautuvai, UPS, motoroleriai. Pasauliniu mastu nuo 010 iki 2020 metų



1 pav. Vandenilio poreikis pasaulio mastu  
Šaltinis: Gerboni and Grosso, 2016

### Vandenilio gamybos technologijų apžvalga

**E. Coli (Escherichia coli) bakterijos.** E.coli bakterijos buvo taip genetiškai modifikuotos, jog ėmė gaminti 140 kartų daugiau vandenilio, negu tai darydavo natūraliai. Nors bakteriją modifikavęs profesorius, Thomas Wood, sako, jog dar reikia atlikti daug darbų, kol E.coli bus galima panaudoti komerciškai, tačiau jis tiki, jog šis jo darbas gali tapti pradžia vandeniliu pagrįstai ekonomikai (Welder et al., 2018).

Atnaujinamas, švarus ir efektyvus vandenilis yra pagrindinė sudedamoji dalis kuro-ląstelės (angl. „fuel-cell“) technologijoje. Tikimasi, jog toks kuras aprūpins elektra ne vien automobilius, bet ir pačias jėgaines (Verstraete, 2013). Šiuo metu didžioji vandenilio dalis gaunama jį atskiriant nuo deguonies. Toks vandenilio gavimo būdas brangus ir reikalaujantis daug energijos.

Profesorius Wood'as atrankos būdu iš E.coli DNR pašalino šešis specifinius genus, taip priversdamas bakteriją veikti kaip vandenilio gavybos įrenginį, naudojančią cukrų. Mokslškai kalbant, profesorius padidino natūraliai bakterijose vykstantį gliukozės pakeitimo procesą. E.coli po šių modifikacijų tapo konkurencingesnės bei ne tokios žalingos (Sharma and Melkania, 2018, 2018; Sharma et al., 2017).

Cukrus–E.coli energijos išteklis-gali būti gaunamas iš tam tikrų javų, pavyzdžiui, grūdų. Vadinasi visa esmė tokia: iš kažkokio derliaus gautą cukrų paversti vandeniliu. Beje vandenilis gaunamas dujų pavidalu. Tokia vandenilio gavyba būtų pigesnė, negu dabartinė. Dar vienas privalumas–lengviau ir ne taip pavojinga transportuoti (Kourdali et al., 2018).

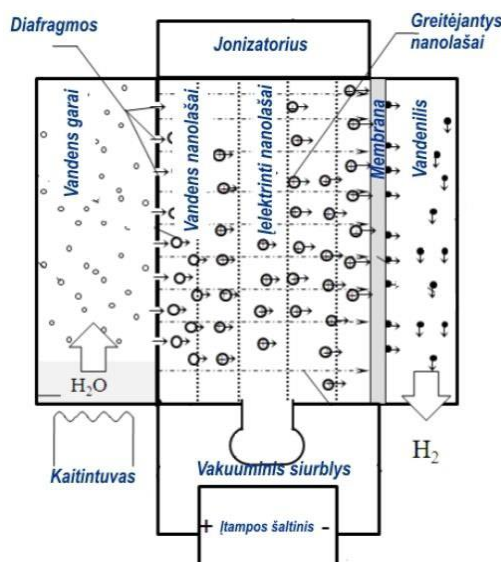
Kol kas bakterijos dar tobulinamos laboratorijoje, kur norima iš mažiau bakterijų gauti daugiau vandenilio. Vis daugiau mokslininkų pritaria, jog vandenilis – ateities kuras (Huang et al., 2017)

**Vandens garų plazma.** Vytauto Didžiojo universiteto, Lietuvos energetikos instituto ir Kauno technologijos universiteto mokslininkai užpatentavo naują vandenilio gamybos būdą iš vandens (žr. 2 pav.) („Lietuvos mokslininkai užpatentavo naują vandenilio gavybos iš vandens būdą :: Mokslas :: www.technologijos.lt,” n.d.).

Membranos mikrostruktūra tokia, kad pro ją prasiskverbti gali tik vandenilio atomai, kurie surenkami vandenilio kameroje (Abdelkader-Fernández et al., 2019).

Įelektrinti nanolašai – tai vandens garų plazma, sudaryta iš teigiamų molekulinųjų jonų. Membranai suteikus neigiamą potencialą (iki 2 kV), įelektrinti nanolašai kerta į membranos paviršių ir skyla į atomus. Toks paviršiaus apšaudymas įelektrintomis molekulėmis vadinamas molekuline jonine implantacija (Jesuraj et al., 2018).

Energingų vandens nanolašų skilimas į H ir O atomus įvyksta sekančia tvarka. Krintantis energingas nanolašas sąveikauja su membrana, perduoda dalį savo kinetinės energijos membranos atomams, inicijuoja jų svyravimus ir lokalinę deformaciją. Dėl to membranoje formuojasi lokalinis aukštos temperatūros pikas, į kurį įterptos vandens molekulės disocijuoja į vandenilio ir deguonies atomus. Nanolašas pilnai skyla į jį sudarančius atomus per maždaug 20-30 fs (Girdzevicius et al., 2017; Taghvaei and Rahimpour, 2019; Xie et al., 2018).



2 pav. Įrenginio vandeniliui iš vandens gauti schema

Šaltinis: "Lietuvos mokslininkai užpatentavo naują vandenilio gavybos iš vandens būdą", Mokslas, [www.technologijos.lt](http://www.technologijos.lt), n.d.

**Termocheminė, radiacinė, pirolizinė, fotokonversinė gavyba.** Termocheminiai vandenilio iš vandens gavybos būdai, tokie kaip sieros ir jodo ciklas, kurių metu vandens molekulės disocijuoja į vandenilį ir deguonį, nenaudojant elektros energijos. Termocheminiai procesai yra aukštatemperatūriai (apie 1000K), jų efektyvumas siekia 38-40%. Šiuo metu termocheminiai būdai yra laboratorinių bandymų stadijoje (Banerjee et al., 2017). Radiaciniai vandenilio iš vandens gavybos būdai (radiolizė), kurių metu vanduo yra švitinamas  $\alpha$ ,  $\beta$  ir  $\gamma$  dalelėmis, kurios skaldo vandens molekules vandenyje ir išskiria vandenilį. Dėl greitos vandenilio atomų rekombinacijos vandenyje šių procesų efektyvumas tesiekia tik kelis procentus (Hanley et al., 2018). Pirolizė, gavybos būdas, kuris pasireiškia kaitinant vandenį koncentruotais Saulės spinduliais (pirolizė - terminis organinių medžiagų skaidymas be deguonies). Šiuo būdu gaunamo vandenilio atskyrimo nuo vandens efektyvumas yra gerokai didesnis, tačiau ši technologija vis dar tyrimų stadijoje (Muradov, 2017). Fotokonversinis metodas. Elektros energija reikalinga vandens molekulės skaldymui į deguonį ir vandenilį gaunama naudojant saulės energiją. Šiame procese naudojamos celės, kuriose puslaidininkiniai fotoelektrodai yra panardinti į elektrolitą ir atskirti membrana. Ši membrana praleidžia jonus bet neleidžia maišytis deguonies ir vandenilio dujoms. Anodas yra pagamintas iš n tipo puslaidininkio, o katodas iš p tipo (Hall, 2012).

**Lignoceliuliozė.** Vandenilis gali būti išgaunamas iš dumblių bioreaktoriuje. 1939 m. vokiečių mokslininkas Hans Gaffron, dirbdamas Čikagos universitete, pastebėjo, jog jo tiriami žalieji dumbliai Chlamydomonas reinhardtii, tam tikromis aplinkybėmis vietoje paprastai išskiriamo deguonies gamindavo vandenilį. Priežastis nebuvo atskleista iki XX a. 10-o dešimtmečio, kai Kalifornijos Berkeley universiteto profesorius Anastasios Melis pastebėjo, jog dumblių terpėje pašalinus sierą, fotosintezės metu vietoje paprastai išskiriamo deguonies dumbliai išskiria vandenilį ("Transporto pasaulis: Informacija," n.d.).

Vandenilis taip pat gali būti ir yra išgaunamas bioreaktoriuose, kuriuose naudojamos kitos biologinės žaliavos nei dumbliai, dažniausiai naudojamos biologinės atliekos. Proceso metu bakterijos, maitinamos angliavandeniliais, išskiria vandenilį ir anglies dvideginį. Tokio tipo bandomasis vandenilio bioreaktorius yra pastatytas šiaurės rytų Pensilvanijoje, Welch vynuogių sulčių spaudykloje; čia naudojamos vynuogyno biologinės atliekos (Kourdali et al., 2018; "Transporto pasaulis: Informacija," n.d.).

## Išvados

Diegiant vandenilio technologijas susiduriama su kol kas neatrasta pigių gavimo bei patikimų jo saugojimo būdų. Įdiegus vandenilį kaip universalų energijos tiekėją, būtų užtikrintas energijos tiekimo saugumas bei stabilizuotos energijos kainos: vandenilį galima išgauti iš bet kurio pirminio energijos šaltinio.

## Literatūra

1. Abdelkader-Fernández, V.K., Melguizo, M., Domingo-García, M., López-Garzón, F.J., Pérez-Mendoza, M., 2019. Hydrogen cold plasma for the effective reduction of graphene oxide. Appl. Surf. Sci. 464, 673–681. <https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2018.09.121>

2. Ahmed, A., Al-Amin, A.Q., Ambrose, A.F., Saidur, R., 2016. Hydrogen fuel and transport system: A sustainable and environmental future. *Int. J. Hydrog. Energy* 41, 1369–1380. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.11.084>
3. Ajanovic, A., Haas, R., 2018. Economic prospects and policy framework for hydrogen as fuel in the transport sector. *Energy Policy* 123, 280–288. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2018.08.063>
4. Banerjee, S., Musa, M.N., Jaafar, A.B., 2017. Economic assessment and prospect of hydrogen generated by OTEC as future fuel. *Int. J. Hydrog. Energy* 42, 26–37. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.11.115>
5. General Atomics & Affiliated Companies [WWW Document], n.d. . Gen. At. Affil. Co. URL <http://www.ga.com> (accessed 11.17.18).
6. Gerboni, R., Grosso, D., 2016. Testing future hydrogen penetration at local scale through an optimisation tool. *Int. J. Hydrog. Energy* 41, 22626–22634. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.10.094>
7. Girdzevicius, D., Urbonavicius, M., Varnagiris, S., Milcius, D., 2017. Implementation of hydrogen plasma activation of Mg powder in two steps hydrogenation. *Energy Procedia* 128, 108–113. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.022>
8. Hall, K., 2012. Future Perspective on Hydrogen and Fuel Cells, in: *Comprehensive Renewable Energy*. Elsevier, pp. 351–360. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-087872-0.00403-0>
9. Hanley, E.S., Deane, J., Gallachóir, B. ó, 2018. The role of hydrogen in low carbon energy futures—A review of existing perspectives. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 82, 3027–3045. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.034>
10. Huang, T., Sui, M., Li, J., 2017. Inactivation of *E. coli* by nano-Cu/MWCNTs combined with hydrogen peroxide. *Sci. Total Environ.* 574, 818–828. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2016.09.077>
11. Hydrogen and fuel cells - EU Science Hub - European Commission [WWW Document], 2013. . EU Sci. Hub. URL <https://ec.europa.eu/jrc/en/research-topic/hydrogen-and-fuel-cells> (accessed 11.17.18).
12. Jesuraj, P.J., Parameshwari, R., Jeganathan, K., 2018. Improved performance of graphene oxide based resistive memory devices through hydrogen plasma. *Mater. Lett.* 232, 62–65. <https://doi.org/10.1016/j.matlet.2018.08.073>
13. Karakaya, E., Nuur, C., Assbring, L., 2018. Potential transitions in the iron and steel industry in Sweden: Towards a hydrogen-based future? *J. Clean. Prod.* 195, 651–663. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.05.142>
14. Kourdali, S., Badis, A., Boucherit, A., Boudjema, K., Saiba, A., 2018. Electrochemical disinfection of bacterial contamination: Effectiveness and modeling study of *E. coli* inactivation by electro-Fenton, electro-peroxi-coagulation and electrocoagulation. *J. Environ. Manage.* 226, 106–119. <https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2018.08.038>
15. Li, Z., Yao, Z., Haidry, A.A., Plecenik, T., Xie, L., Sun, L., Fatima, Q., 2018. Resistive-type hydrogen gas sensor based on TiO<sub>2</sub>: A review. *Int. J. Hydrog. Energy* 43, 21114–21132. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.09.051>
16. Liemberger, W., Halmschlager, D., Miltner, M., Harasek, M., 2019. Efficient extraction of hydrogen transported as co-stream in the natural gas grid – The importance of process design. *Appl. Energy* 233–234, 747–763. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.047>
17. Lietuvos mokslininkai užpatentavo naują vandenilio gavybos iš vandens būdą :: Mokslas :: [www.technologijos.lt](http://www.technologijos.lt) [WWW Document], n.d. URL <http://www.technologijos.lt/n/mokslas/fizika/straipsnis?name=S-23418> (accessed 11.17.18).
18. Mansilla, C., Bourasseau, C., Cany, C., Guinot, B., Le Duigou, A., Lucchese, P., 2018. Hydrogen Applications: Overview of the Key Economic Issues and Perspectives, in: *Hydrogen Supply Chains*. Elsevier, pp. 271–292. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-811197-0.00007-5>
19. Muradov, N., 2017. Low to near-zero CO<sub>2</sub> production of hydrogen from fossil fuels: Status and perspectives. *Int. J. Hydrog. Energy* 42, 14058–14088. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.04.101>
20. Rocco, M.V., Casalegno, A., Colombo, E., 2018. Modelling road transport technologies in future scenarios: Theoretical comparison and application of Well-to-Wheels and Input-Output analyses. *Appl. Energy* 232, 583–597. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.222>
21. Samsatli, S., Samsatli, N.J., 2019. The role of renewable hydrogen and inter-seasonal storage in decarbonising heat – Comprehensive optimisation of future renewable energy value chains. *Appl. Energy* 233–234, 854–893. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.159>
22. Sharma, P., Melkania, U., 2018. Impact of heavy metals on hydrogen production from organic fraction of municipal solid waste using co-culture of *Enterobacter aerogenes* and *E. Coli*. *Waste Manag.* 75, 289–296. <https://doi.org/10.1016/j.wasman.2018.02.005>
23. Sharma, V.K., Chandna, P., Bhardwaj, A., 2017. Green supply chain management related performance indicators in agro industry: A review. *J. Clean. Prod.* 141, 1194–1208. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.09.103>
24. Singh, S., Jain, S., Ps, V., Tiwari, A.K., Nouni, M.R., Pandey, J.K., Goel, S., 2015. Hydrogen: A sustainable fuel for future of the transport sector. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 51, 623–633. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.040>
25. Taghvaei, H., Rahimpour, M.R., 2019. Catalytic hydrodeoxygenation of bio-oil using in situ generated hydrogen in plasma reactor: Effects of allumina supported catalysts and plasma parameters. *Process Saf. Environ. Prot.* 121, 221–228. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2018.10.020>
26. Transporto pasaulis: Informacija [WWW Document], n.d. URL [http://www.tp.cargo.lt/content.php?art\\_id=2604](http://www.tp.cargo.lt/content.php?art_id=2604) (accessed 11.16.18).
27. Vandenilis, 2012. . Žalia Idėja.
28. Verstraete, D., 2013. Long range transport aircraft using hydrogen fuel. *Int. J. Hydrog. Energy* 38, 14824–14831. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.09.021>

29. Welder, L., Ryberg, D.S., Kotzur, L., Grube, T., Robinius, M., Stolten, D., 2018. Spatio-temporal optimization of a future energy system for power-to-hydrogen applications in Germany. *Energy* 158, 1130–1149. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.059>
30. Wulf, C., Reuß, M., Grube, T., Zapp, P., Robinius, M., Hake, J.-F., Stolten, D., 2018. Life Cycle Assessment of hydrogen transport and distribution options. *J. Clean. Prod.* 199, 431–443. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.07.180>
31. Wulf, C., Zapp, P., 2018. Assessment of system variations for hydrogen transport by liquid organic hydrogen carriers. *Int. J. Hydrog. Energy* 43, 11884–11895. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.01.198>
32. Xie, Q., Zhuge, S., Song, X., Lu, M., Ruan, R., Nie, Y., Ji, J., 2018. Hydrogenation of plasma-excited nitrogen over an alumina catalyst for ammonia synthesis. *Int. J. Hydrog. Energy* 43, 14885–14891. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.06.051>

## HYDROGEN AS A FUEL USE PERSPECTIVES

### Summary

Hydrogen is sufficiently new and alternative fuel is increasingly used in the world. The European Union is committed to adopting a strategy that recognizes fuel cells and hydrogen as key technologies that will play a decisive role in pan-European energy, transport, environment and sustainable economic growth. The article reviews the hydrogen as a fuel, its production methods, and the economic justification for its use.

**Key words:** Hydrogen, fuel, production technology, economic evaluation.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jonas Matijošius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Jonas Matijošius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics.

**Telephone and e-mail address:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

# VANDENILIO SAUGOJIMO AUTOMOBILIUOSE SISTEMŲ APŽVALGA

**Jonas Matijošius**

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva*

## **Anotacija**

Išanalizavus vandenilio nesaugumo rizikos laipsnį, pavojų dėl natūralių ar technologinių priežasčių, o ne rizikos pavojų tam tikrais atvejais, kai vandenilis naudojamas piktavališkais ketinimais. Technologijos yra pagrindinis elementas pasaulyje, be kurių šiuolaikinis žmogus neišsiverstų. Straipsnyje yra apžvelgti vandenilio tiekimo sprendimai bei būdai jiems realizuoti pavyzdžiai.

**Reikšminiai žodžiai:** Vandenilis, kuras, saugumas, vandenilio saugojimo technologijos.

## **Įvadas**

Valstybinės institucijos, išradėjai ir visuomenė, be to, kad technologijas sukuria ir jomis naudojasi, turėtų būti atsakingi ir už jų saugumą bei patikimumą, kad technologijos nekeltų pavojaus žmonėms, vartotojams. Tai reiškia, kad kiekvienoje technologijoje turi būti nustatytos taisyklės, kurios reguliuotų techninius aspektus, saugumą, o atsakomybė dėl viso to turėtų gulti ant valdžios pečių (Tanç et al., 2018).

Todėl, kaip žinoma, technologinius ir teisinius ryšius būtina prižiūrėti ir valdyti, kad būtų išvengta bet kokių galimų pavojų. Tai galima pasiekti priėmus bendrą susitarimą, kuris priklauso nuo pozicijų, nusistovėjusių visuomenėje, atsižvelgiant į technologijas ir galimą pavojų. Tuo pat metu, atsižvelgiant į technologijų svarbą gyvenime ir darbe, reikia apibrėžti technologinių procesų ribas, kurios turi būti nustatytos politiniu lygiu (Sun and Li, 2018).

Su vandeniliu susijusios technologijos yra galimas būsimos energijos variantas, atsižvelgiant į galimybę sumažinti augančią pasaulinę klimato problemą ir šiltnamio efektą. Tačiau didėjantys saugumo reikalavimai turi būti išpildyti, kad sumažinti profesinę riziką ir suderinti saugos kultūrą, taip pat transporto srityje (Al-Zareer et al., 2018). Didžioji literatūros dalis, nagrinėjanti vandenilį ir jo naudojimo saugumą dabar yra prieinama kiekvienam, taip pat yra nemažai internetinių svetainių apie vandenilio naudojimo saugumą (Aceves et al., 2012; Dagdougui et al., 2018; Hübert et al., 2014; Najjar, 2013; Saffers and Molkov, 2014; Weiner, 2014; Weiner et al., 2013). Saugos vertinimo atspirties taškas yra vandenilio pavojaus žinios.

Pagrindinės vandenilio savybės yra šios (Buttner et al., 2017):

1. Fizinės savybės
  - Lengvesnės už orą, bekvapės ir bespalvės dujos;
  - Mažas klampumas;
  - Plačiai paplitusios;
2. Slėgis
  - Laikymas aukštame slėgyje gali sukelti sprogamą;
  - Aukšto slėgio dujų srovė gali sužaloti odą;
3. Cheminės
  - Degus, šviesi liepsna, degant neišsiskiria jokių toksinių degimo produktų;
  - Sprogus, 4-74% tūrio gali užsiliiepsnoti, taip pat gali detonuoti atmosferoje;
  - Uždegti reikalinga itin nedaug energijos – 0.02-1 mJ;
  - Savaime užsidega 574 °C temperatūroje;
4. Temperatūra
  - Gali būti laikomas kambario temperatūroje;
5. Medžiagos savybės
  - Reaguoja su metalu ir plastikų;
6. Toksikologinės savybės
  - Nėra nuodingas;

Skysto vandenilio keliama rizika išdėstyta žemiau (Li and Luo, 2018):

1. Fizinės savybės
  - Bekvapis, bespalvis, lengvai vėdinamas;
  - Išdegančios dujos - greitai įsyla ir tada yra lengvesnės už orą;
  - Vandenilis turi savybę išlaikyti žemą temperatūrą bake;
  - Greitai pereina iš skysto į dujinę būseną;
  - Skystis greitai užsiteršia kondensacinėmis dujomis iš aplinkos;
2. Slėgis

- Laikomas žemame slėgyje, kad neužvirtų;
3. Cheminis
    - Norint suskystinti dujas, jas reikia atšaldyti;
  4. Temperatūra
    - Sukelia kriogeninius nušalimus, ypač akių;
    - Įkvėpus šaltų garų pažeidžiami plaučiai;
    - Galima hipotermija dirbant netoli vandenilio sistemų;
  5. Medžiagos savybės
    - Mechaninės savybės generuojamos šiluma;
    - Jautrus krekingo metu;
    - Lengvai perduoda šilumą;
  6. Toksikologinės savybės
    - Sukelia nušalimus;
    - Nėra toksiškas.

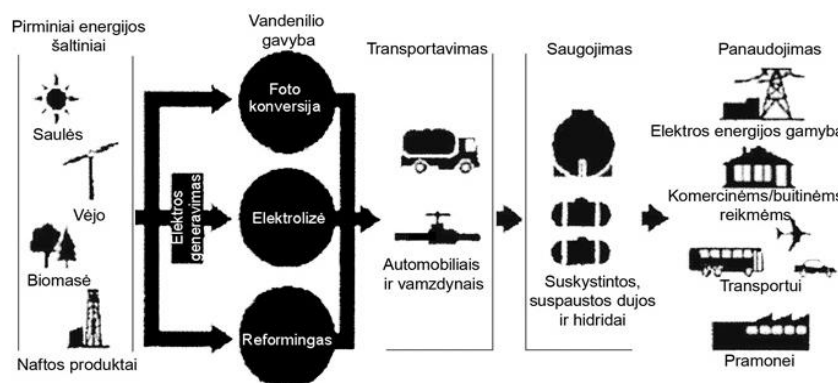
Apibendrinant galima teigti, jog pavojus dėl aukšto slėgio dujų saugojimo ir greito fazinio virsmo iš skysčio į dujas, atrodo, labiausiai pavojingas scenarijus transporto sektoriui, nes tai rodo, kad šie pavojai gali išsivystyti į ugnį ir sprogimus. Dėl vandenilio kelių rizikų ši problema yra labiausiai opi.

### Vandenilio tiekimo sprendimai

Vandenilis yra energijos šaltinis, kurio panaudojimas gali radikaliai pakeisti energijos gamybos, perdavimo ir vartojimo sritis. Ypač daug vilčių dedama kuriant visiškai švarias transporto sistemas, nes, naudojant vandenilį kaip kurą, degimo produktas yra vanduo arba vandens garai. Tam kad įgyvendinti vandenilio kaip degalų panaudojimą reikia išspręsti daugelį su tuo susijusių problemų sprendimus. Trumpai apžvelgsime vandenilio tiekimo ypatumus („Vandenilis,” 2012; Wang et al., 2018).

Vandenilis nėra pirminis energijos šaltinis kaip naftos produktai ar anglis. Jis, kaip ir elektros energija, turi būti pagamintas naudojant specialias technologijas ir kitus pirminius energijos šaltinius (1 pav.). Vandenilis yra labiausiai paplitęs cheminis elementas Visatoje („Vandenilis,” 2012).

Bet Žemėje jis neegzistuoja laisvos formos ir randamas organiniuose junginiuose bei vandenyje. Norint vandenilį panaudoti energetinėse sistemose, jis turi būti išskirtas iš minėtų cheminių junginių (2 pav.). O tam reikia turėti pirminės energijos šaltinį, kurio energija būtų naudojama vandenilio turinčių medžiagų skaidymui (Dagdougui et al., 2018).



1 pav. Vandenilio energetikos struktūra

Dėl savo savybių šie šaltiniai yra sunkiai integruojami į dabartinę elektros tiekimo sistemą, kurioje pasiūla turi tiksliai atitikti paklausą. Vandenilio kaupyklų kūrimas ir tobulinimas galėtų padėti atsirasti rinkai, kuri šių vertingų šaltinių naudojimą padarytų ekonomiškai patrauklesnį. Be to, vandenilio naudojimas miesto transporto sistemose leistų smarkiai sumažinti oro taršą miestuose (Hirayama et al., 2018; „Vandenilis,” 2012).

Vandenilio energetika sąlyginai gali būti suskirstyta į keturias sudedamąsias dalis:

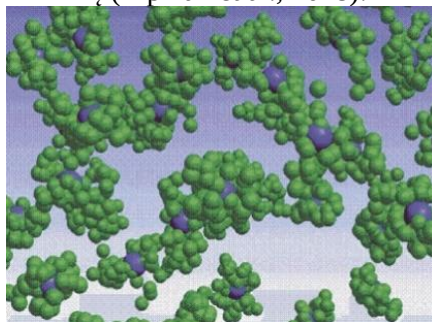
1. vandenilio gamybos technologijos;
2. vandenilio saugojimo technologijos;
3. vandenilio kuro elementai;
4. vandenilio energetikos ekonomikos klausimai.

### Suslėgto ir suskystinto vandenilio saugojimo sistemos

Iki šiol yra žinomi keturi pagrindiniai vandenilio saugojimo būdai:

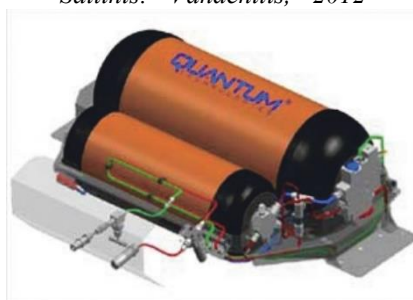
1. suslęgtų dujų pavidalu;
2. skysto vandenilio pavidalu;
3. kietojo tipo fizinis sorbcinis saugojimas didelio savitojo paviršiaus ploto medžiagose;
4. kietojo tipo cheminis sorbcinis saugojimas.

Trumpai apžvelgsime kiekvienos technologijos išsivystymo lygį bei privalumus ir trūkumus (Ayvaz et al., 2018). Paprastai gamtinės dujos saugomos suskystintos ir patalpintos aukšto slėgio balionuose. Todėl ir vandenilio atveju buvo bandoma atlikti tą patį. Jau sukurtos skysto vandenilio saugojimo technologijos. Teoriškai skysto vandenilio saugojimo sistemose vandenilis gali sudaryti arti 100 % masės. Tačiau vandenilio labai žemas virimo taškas ( $-252,87^{\circ}\text{C}$ ), todėl skysto vandenilio saugojimo sistemos turi būti komplektuojamos su papildoma šaldymo įranga kriogeninei temperatūrai palaikyti. Todėl šiuolaikinėse suskystinto vandenilio sistemose vandenilis tesudaro 10% jų masės. Be to, suskystinto vandenilio sistemos (4 pav.) turi dar du didelius trūkumus: jose egzistuoja neišvengiama vandenilio užvirimo, tuo pačiu ir jo praradimo, kuris naujausiose sistemose sudaro apie 1% per dieną; vandenilio suskystinimui sunaudojama 30–40% visos energijos, kuri išgaunama sudeginus visą suslęgtą vandenilį (Lipman et al., 2018).



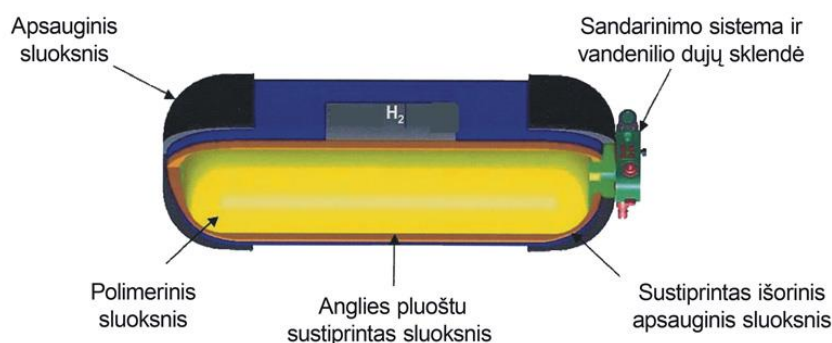
2 pav. Suskystinto vandenilio molekulinis vaizdas

Šaltinis: „Vandenilis,” 2012



3.pav. „Quantum“ kompanijos gaminami slėginiai indai vandenilio saugojimui esant iki 1000 bar slėgiui

Šaltinis: „Transporto pasaulis: Informacija,” n.d.



4 pav. Supaprastinta vandenilio saugojimo slėginio indo schema

Šaltinis: „Transporto pasaulis: Informacija,” n.d.

Vandenilio saugojimas aukšto slėgio balionuose (3 pav.) turi savų trūkumų, ypač dėl mažo dujinės būsenos vandenilio tankio, kuris, esant 1 atmosferos slėgiui, siekia vos 0,08988 g/l. Įprastiniai, sąlyginai pigūs plieniniai aukšto slėgio balionai yra išbandyti iki 300 at slėgio. Tačiau dėl saugumo reikalavimų daugeliu atveju užpildomi tik iki 200 at. Šiuose standartiniuose balionuose pasiekama, kad vandenilis sudarytų iki 1% baliono masės. Toks vandenilio saugojimo būdas dar turi ir didelio tūrio trūkumą, nes norint tokiomis sąlygomis išsaugoti 4 kg vandenilio, baliono talpa turi siekti 225 l, arba reikėtų 5 balionų po 45 litrus. Net ir pasinaudojus naujausiais mokslo pasiekimais bei pagaminus anglies pluoštu sutvirtintus balionus, kur slėgis

gali siekti daugiau kaip 700 at (saugomas vandenilis sudaro 4% baliono masės), šios sistemos netenkina esamų poreikių, nes abejojama jų saugumu. Be to, kaip ir skystinant vandenilį, dėl vandenilio dujų savybių jo suslėgimui sunaudojama itin daug energijos (4 pav.) (“Transporto pasaulis: Informacija,” n.d.; Watanabe et al., 2007).

Taigi, apibendrinant galima pasakyti, kad ir aukšto slėgio balionai, ir kriogeninės skysto vandenilio saugojimo sistemos beveik pasiekė saugojamo vandenilio talpos ribas. Ir mažai tikėtina, kad bent viena šių sistemų galėtų pasiekti esminių proveržių siekiant JAV Energijos departamento ir pasaulinės pramonės nustatytų tikslų (Meier et al., 2018).

### **Vandenilio fizinis sorbcinis saugojimas didelio paviršiaus ploto medžiagose**

Dar vienas būdas vandeniliui saugoti yra molekulinio vandenilio fizikinės adsorbcijos panaudojimas ant didelio savitojo ploto medžiagų. Tyrimai rodo, kad adsorbcijos būdu saugojamo vandenilio talpa tiesiogiai proporcinga panaudotos medžiagos paviršiaus plotui. Tačiau kadangi fizinę adsorbciją nulemia itin silpnos Van der Valso jėgos, praktiškai didesniai vandenilio kiekiui išsaugoti reikia žemos temperatūros (Krishnan Unni et al., 2017).

Kiek mažiau nei prieš dešimtmetį buvo pasirodę straipsnių apie itin didelio vandenilio kiekio išsaugojimą adsorbcijos būdu ant medžiagų anglies pagrindu. Visgi vėliau buvo prieita prie išvados, jog tai lėmė tyrimų metodikos ir eksperimentų atlikimo trūkumai. Nauja susidomėjimo šiuo vandenilio saugojimo būdu banga kilo prieš keletą metų, kuomet buvo išspausdinti nauji itin patrauklūs duomenys, gauti naudojant organinius metalo darinius (metal organic frameworks – MOFS). Visgi šio vandenilio saugojimo būdo plėtros didesnio proveržio iki šiol nepasiekta. Šiuo metu tyrinėjama sinergetinių sistemų (anglies nanostruktūros+metali) galimybės vandenilio saugojimui, bet realaus proveržio kol kas taip pat nėra pasiekta (Barilo et al., 2017).

### **Kietojo tipo cheminis sorbcinis saugojimas**

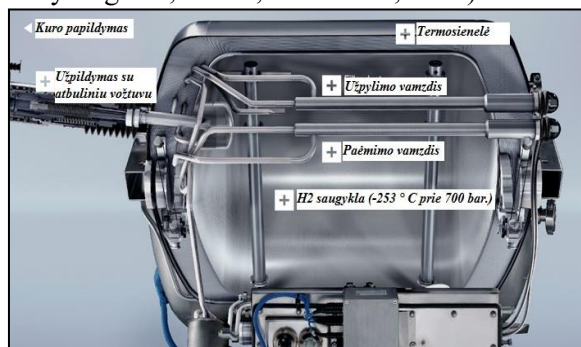
Bendriausiu atveju metalų hidridus galima suskirstyti į tris grupes (Xie et al., 2015):

1. klasikiniai metalų hidridai;
2. cheminiai hidridai ;
3. lengvųjų metalų kompleksiniai hidridai.

Palyginus dar visai neseniai daugiausia tyrimų buvo atliekama su klasikiniiais metalų hidridais, nes tokie cheminiai hidridai kaip amoniakas ( $\text{NH}_3$ ), metanolis ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ) yra pernelyg stabilūs ir absoliuti dauguma kompleksinių hidridų negalėjo būti suhidrinti pakartotinai. Į vienkartinio saugojimo kompleksinius hidridus (pavyzdžiui,  $\text{NaAlH}_4$ ) įdėjus atitinkamų katalizatorių, jie gali būti pakartotinai prisotinami vandeniliu, vandenilio saugojimo srityje įvyko perversmas ir nuo to laiko didelė dalis tyrimų centrų tyrinėja kompleksinius hidridus ir (ar) jų sistemas. Tarp plačiausiai tiriamų katalizuotų kompleksinių metalų hidridų galima paminėti alanatus ( $\text{MAlH}_4$ ,  $\text{M}_3\text{AlH}_6$ , M = Na, Li ir kt.), borohidridus ( $\text{LiBH}_4$ ,  $\text{NaBH}_4$ ,  $\text{Ca}(\text{BH}_4)_2$  ir kt.), amidų-imidų ( $\text{Li}_3\text{N-Li}_2\text{NH-LiNH}_2$ ) sistemas, Mg-amidus ( $\text{MgH}_2\text{-LiNH}_2$ ) ir kitas sistemas (Tolias et al., 2018).

### **Vandenilio kuro bako techniniai parametrai**

BMW Hydrogen 7 vandenilinis kuras yra laikomas dideliame, beveik 170 litrų talpos, dvigubų plieno sienelių, apie 3-5 barų slėgio ir didelės termoizoliacijos kuro bake (žr. 5 pav.), kuriame kuras saugomas suskystintas, o ne suslėgtų dujų pavidalu, kas, kaip teigia BMW inžinieriai, sutaupo 75% daugiau energijos tūrio vienetui, negu 700 barų slėgiu suslėgtos dujos. Izoliuotame vandenilio bake yra palaikomas vakuumas, kurio ekvivalentas būtų 17 m. storio polistirolu sienelė, tam kad būtų galima išlaikyti kuo mažesnę šilumos perdavimą vandeniliui (“BMW Hydrogen 7,” 2018; Gurz et al., 2017).



**5 pav. BMW Hydrogen 7 vandenilio bakas**

Šaltinis: “BMW Hydrogen 7,” 2018

## Vandenilio saugojimo kuro bake problemos

Norint išlaikyti vandenilį skystu pavidalu, reikalinga  $-253^{\circ}\text{C}$  ( $-423,4^{\circ}\text{F}$ ) temperatūra, o kai bake susidaro slėgis didesnis nei 6 barai arba po daugiau nei 17 valandų nenaudojimo - automatiškai atsidaro slėgio nuleidimo vožtuvas ir slėgis bake pamažu nukrenta, o palikus automobilį nenaudojamą daugiau nei 10-12 dienų, skystas vandenilis pamažu iš bako išgaruoja (Ambrose et al., 2017; “BMW Hydrogen 7,” 2018).

## Išvados

Vandenilio technologijos transporte naudojamos jau dabar: eksperimentinius vandeniliu varomus tiek lengvųjų, tiek krovininių automobilių modelius rinkai jau pateikė kone visi didžiausi automobilių gamintojai. Didžiuosiuose Europos miestuose važinėja po vieną kitą autobusą, varomą vandenilio kuro elementais. Europos Komisija taip pat rekomenduoja nustatyti vandeniliu varomų transporto priemonių ir vandenilio pildymo infrastruktūros saugumo bei techninius standartus.

## Literatūra

1. Aceves, S.M., Espinosa-Loza, F., Petitpas, G., Ross, T.O., Switzer, V.A., 2012. Hydrogen safety training for laboratory researchers and technical personnel. *Int. J. Hydrog. Energy* 37, 17497–17501. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.05.050>
2. Al-Zareer, M., Dincer, I., Rosen, M.A., 2018. Performance assessment of a new hydrogen cooled prismatic battery pack arrangement for hydrogen hybrid electric vehicles. *Energy Convers. Manag.* 173, 303–319. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.07.072>
3. Ambrose, A.F., Al-Amin, A.Q., Rasiah, R., Saidur, R., Amin, N., 2017. Prospects for introducing hydrogen fuel cell vehicles in Malaysia. *Int. J. Hydrog. Energy* 42, 9125–9134. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.05.122>
4. Ayvaz, M., Ayvaz, S.İ., Aydin, İ., 2018. A novel method for determining effects of fire damage on the safety of the Type I pressure hydrogen storage tanks. *Int. J. Hydrog. Energy* 43, 20271–20283. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.05.092>
5. Barilo, N.F., Weiner, S.C., James, C.W., 2017. Overview of the DOE hydrogen safety, codes and standards program part 2: Hydrogen and fuel cells: Emphasizing safety to enable commercialization. *Int. J. Hydrog. Energy* 42, 7625–7632. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.04.070>
6. BMW Hydrogen 7, 2018. . Wikipedia.
7. Buttner, W., Rivkin, C., Burgess, R., Hartmann, K., Bloomfield, I., Bubar, M., Post, M., Boon-Brett, L., Weidner, E., Moretto, P., 2017. Hydrogen monitoring requirements in the global technical regulation on hydrogen and fuel cell vehicles. *Int. J. Hydrog. Energy* 42, 7664–7671. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.053>
8. Dagdougui, H., Sacile, R., Bersani, C., Ouammi, A., 2018. Hydrogen Logistics: Safety and Risks Issues, in: *Hydrogen Infrastructure for Energy Applications*. Elsevier, pp. 127–148. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-812036-1.00007-X>
9. Gurz, M., Baltacioglu, E., Hames, Y., Kaya, K., 2017. The meeting of hydrogen and automotive: A review. *Int. J. Hydrog. Energy* 42, 23334–23346. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.02.124>
10. Hirayama, M., Shinozaki, H., Kasai, N., Otaki, T., 2018. Comparative risk study of hydrogen and gasoline dispensers for vehicles. *Int. J. Hydrog. Energy* 43, 12584–12594. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.05.003>
11. Hübert, T., Boon-Brett, L., Palmisano, V., Bader, M.A., 2014. Developments in gas sensor technology for hydrogen safety. *Int. J. Hydrog. Energy* 39, 20474–20483. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.05.042>
12. Krishnan Unni, J., Govindappa, P., Das, L.M., 2017. Development of hydrogen fuelled transport engine and field tests on vehicles. *Int. J. Hydrog. Energy* 42, 643–651. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.09.107>
13. Li, Z., Luo, Y., 2018. Comparisons of hazard distances and accident durations between hydrogen vehicles and CNG vehicles. *Int. J. Hydrog. Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.07.074>
14. Lipman, T.E., Elke, M., Lidicker, J., 2018. Hydrogen fuel cell electric vehicle performance and user-response assessment: Results of an extended driver study. *Int. J. Hydrog. Energy* 43, 12442–12454. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.04.172>
15. Meier, K., Kurtz, C., Weckerle, C., Hubner, M., Bürger, I., 2018. Air-conditioning system for vehicles with on-board hydrogen. *Appl. Therm. Eng.* 129, 1150–1159. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.087>
16. Najjar, Y.S.H., 2013. Hydrogen safety: The road toward green technology. *Int. J. Hydrog. Energy* 38, 10716–10728. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.05.126>
17. Saffers, J.-B., Molkov, V.V., 2014. Hydrogen safety engineering framework and elementary design safety tools. *Int. J. Hydrog. Energy* 39, 6268–6285. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.06.060>
18. Sun, K., Li, Z., 2018. Quantitative risk analysis of life safety and financial loss for road accident of fuel cell vehicle. *Int. J. Hydrog. Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.10.065>
19. Tanç, B., Arat, H.T., Baltacıoğlu, E., Aydın, K., 2018. Overview of the next quarter century vision of hydrogen fuel cell electric vehicles. *Int. J. Hydrog. Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.10.112>
20. Tolias, I.C., Giannissi, S.G., Venetsanos, A.G., Keenan, J., Shentsov, V., Makarov, D., Coldrick, S., Kotchourko, A., Ren, K., Jedicke, O., Melideo, D., Baraldi, D., Slater, S., Duclos, A., Verbecke, F., Molkov, V., 2018. Best

- practice guidelines in numerical simulations and CFD benchmarking for hydrogen safety applications. *Int. J. Hydrog. Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.06.005>
21. Transporto pasaulis: Informacija [WWW Document], n.d. URL [http://www.tp.cargo.lt/content.php?art\\_id=2604](http://www.tp.cargo.lt/content.php?art_id=2604) (accessed 11.16.18).
  22. Vandenilis, 2012. . Žalia Idėja.
  23. Wang, Y., Dai, X., You, H., Gao, M., 2018. Research on the design of hydrogen supply system of 70 MPa hydrogen storage cylinder for vehicles. *Int. J. Hydrog. Energy* 43, 19189–19195. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.08.138>
  24. Watanabe, S., Tamura, Y., Suzuki, J., 2007. The new facility for hydrogen and fuel cell vehicle safety evaluation. *Int. J. Hydrog. Energy* 32, 2154–2161. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2006.11.041>
  25. Weiner, S.C., 2014. Advancing the hydrogen safety knowledge base. *Int. J. Hydrog. Energy* 39, 20357–20361. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.08.001>
  26. Weiner, S.C., Fassbender, L.L., Blake, C., Aceves, S.M., Somerday, B.P., Ruiz, A., 2013. Web-based resources enhance hydrogen safety knowledge. *Int. J. Hydrog. Energy* 38, 7583–7593. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.07.028>
  27. Xie, H., Li, X., Christopher, D.M., 2015. Emergency blower ventilation to disperse hydrogen leaking from a hydrogen-fueled vehicle. *Int. J. Hydrog. Energy* 40, 8230–8238. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.03.146>

## OVERVIEW OF HYDROGEN STORAGE SYSTEMS IN THE VEHICLES

### Summary

The analysis of the degree of risk of hydrogen insecurity is a natural or technological risk, and not a risk in certain cases where hydrogen is used for malicious purposes. Technology is the main element in the world without which modern man would not turn. The article provides an overview of hydrogen supply solutions and examples of ways to implement them.

**Key words:** Hydrogen, fuel, safety, hydrogen storage technology

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jonas Matijošius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Jonas Matijošius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics.

**Telephone and e-mail address:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

# DYZELINIO VARIKLIO TRIUKŠMO PARAMETRŲ IR IŠMETAMŲJŲ DUJŲ TYRIMAI

**Kristina Kilikevičienė<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>, Artūras Kilikevičius<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva

<sup>2</sup> Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva

## Anotacija

Darbe atlikti dyzelinio variklio garso slėgio charakteristikų ir dalelių kiekio išmetamose dujose eksperimentiniai tyrimai. Nustatyta garso slėgio lygio priklausomybė nuo variklio paskubos kampų ir variklio galingumo. Darbe pateikti dalelių kiekiai išmetamose dujose ir garso slėgio matavimo rezultatų statistiniai parametrai, kurie šių parametrų kitimo dėsningumus priklausomai nuo variklio paskubos kampų ir variklio apkrovų.

**Reikšminiai žodžiai:** dalelių kiekiai išmetamose dujose, garso slėgis, paskubos kampas, variklio apkrova.

## Įvadas

Pernelyg didelis iškastinio kuro naudojimas sukelia mus supančios aplinkos degradacijos padarinius, tokius kaip šiltnamio efektas, rūgštus lietus, ozono sluoksnio nykimas, klimato kaita ir kt. Vis dažniau susiduria su kietųjų dalelių teršalų išmetimo problemomis, nes jų poveikis sveikatai ir aplinkai yra labai ženklus. Dujų išmetimas – pagrindinis degimo kietųjų dalelių teršalas metalo dalelės (vadinamieji pelenai) kelia didelį susirūpinimą dėl aplinkos, nes ji prisideda prie visuotinio atšilimo ir yra įrodyta, kad yra pavojinga žmonių sveikatai (Burr and Gregory; Dziendzikowska et al.; Agarwal, Gupta, et al.; Agarwal, Shrivastava, et al.; Tziaferi et al.). Vertinant transporto sektoriuje reikšmingus faktorius, be taršos labai yra keleivio ir vairuotojo komfortas (Anund et al.; Bowden and Ragsdale; Crizzle et al.), o vienas iš pagrindinių komfortą apsprendžiančių veiksnių yra triukšmas. Garso slėgis daro įtaką vairuotojo ir keleivių komfortui važiavimo metu, kas gali turėti įtakos vairavimo kokybei. Dinaminiai parametrai ir jų analizė yra naudojami nustatant įvairaus tipo tiriamų sudėtingų mechaninių sistemų charakteristikų pokyčius (Kilikevičienė et al.; Kilikevicius et al.; M. Jurevicius et al.; Mindaugas Jurevicius et al.).

Darbe atlikti dyzelinio variklio garso slėgio charakteristikų ir dalelių kiekio išmetamuose dujose eksperimentiniai tyrimai. Nustatyta garso slėgio lygio priklausomybė nuo variklio paskubos kampų ir variklio galingumo.

## Eksperimentinė įranga

Šio tyrimo metu buvo tiriamas dyzelinis variklis, kurio eksperimentinis stendas (1 pav.) plačiai aprašytas straipsnyje (Szabados and Bereczky). Tyrimo metu buvo matuojamas garso slėgis, matavimai atlikti su Bruel&Kjaer įranga (1a pav. garso slėgio matavimo priemonė apvesta raudona spalva). Išmetimų dalelėms matuoti buvo naudojama APC ErgoTouch Pro dalelių matavimo įranga (1b pav.).

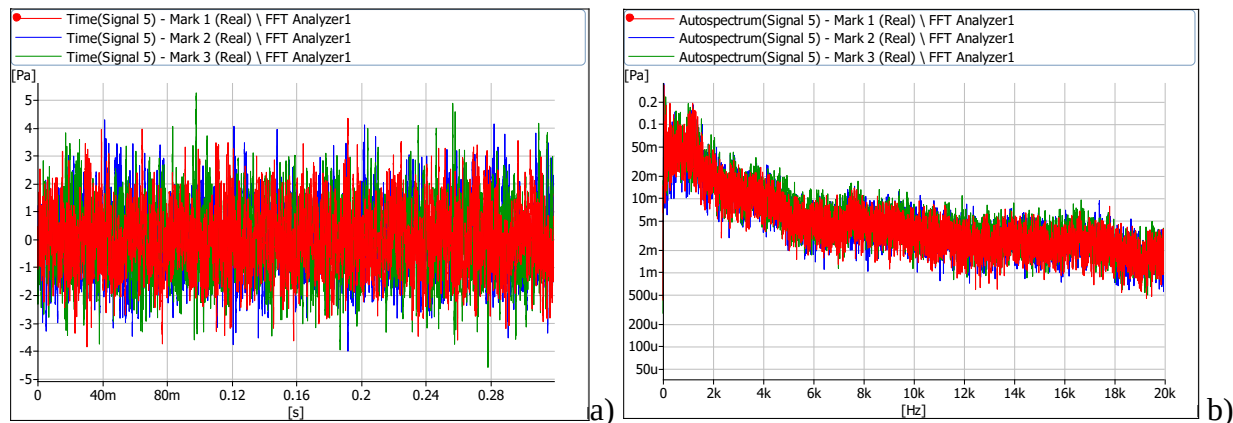


**1 pav.** Variklio garso slėgio matavimo stendas

## Tyrimo rezultatai

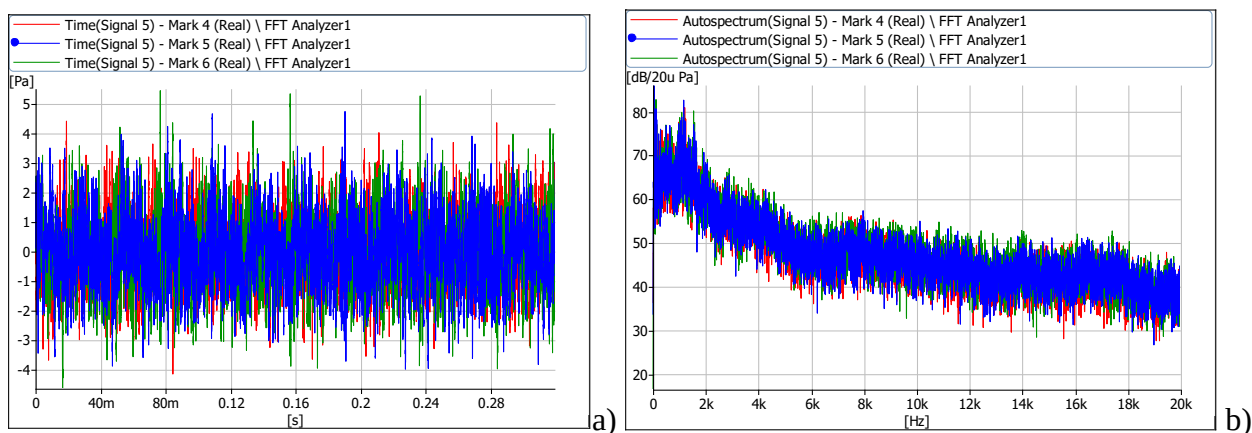
Kiekvieno eksperimento metu garso slėgio duomenys buvo surenkami iki 20 kHz ir laiko tarpas buvo 0,28 sekundės. Garso slėgio charakteristikos prie skirtingų paskubos kampų ir variklio apkrovų yra pateiktos

2, 3, 4, 5 ir 6 pav. Visi matavimai buvo atlikti tokiomis sąlygomis: buvo 6 skirtingi paskubos kampai 5, 7,5, 10, 12,5, 15 ir 17,5° prie 4, 8 ir 12 kW variklio apkrovų.



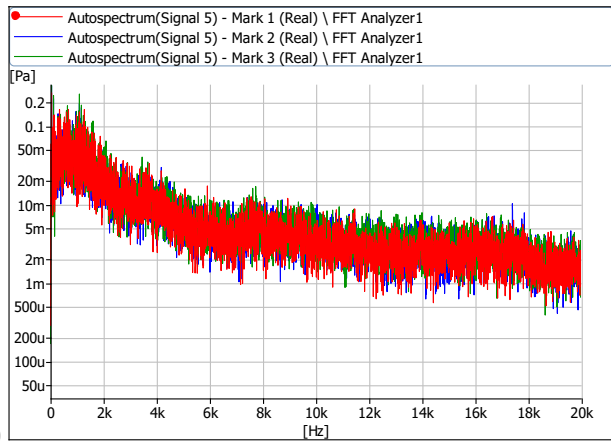
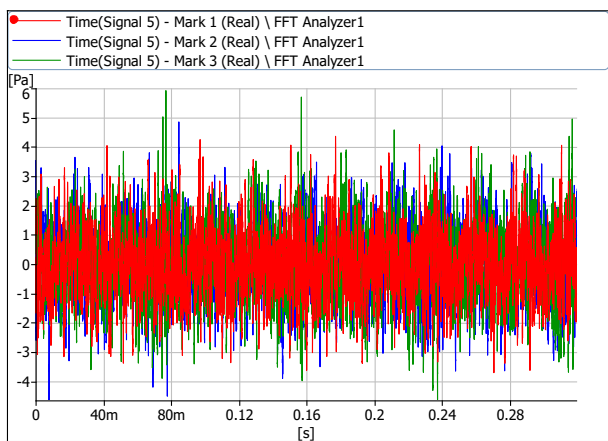
**2 pav.** Garso slėgio (a) ir jo spektrinio tankio (b) grafikai, kai paskubos kampas yra 5° ir variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė)

2 pav. pateikiami garso slėgio matavimų rezultatai prie paskubos kampo 5° ir prie variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė). Atitinkamai 3 pav. pateikiami garso slėgio matavimų rezultatai prie paskubos kampo 7,5° ir prie variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė), o 4 pav. pateikiami garso slėgio matavimų rezultatai prie paskubos kampo 10° ir prie variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė), atitinkamai 5 pav. pateikiami garso slėgio matavimų rezultatai prie paskubos kampo 12,5° ir prie variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė), bei 6 pav. pateikiami garso slėgio matavimų rezultatai prie paskubos kampo 15° ir prie variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė).

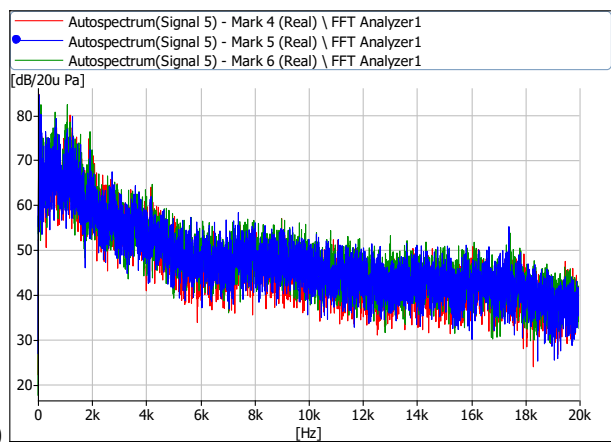
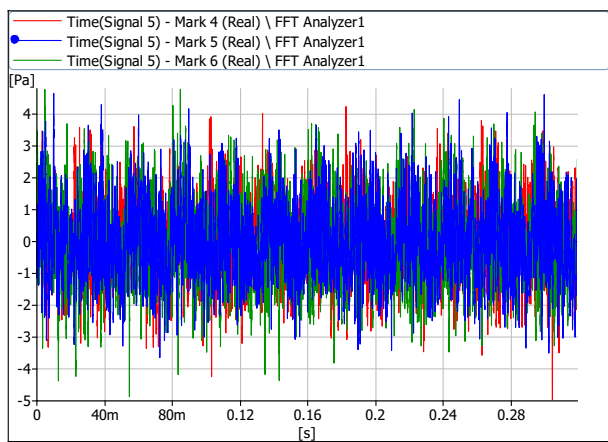


**3 pav.** Garso slėgio (a) ir jo spektrinio tankio (b) grafikai, kai paskubos kampas yra 7,5° ir variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė)

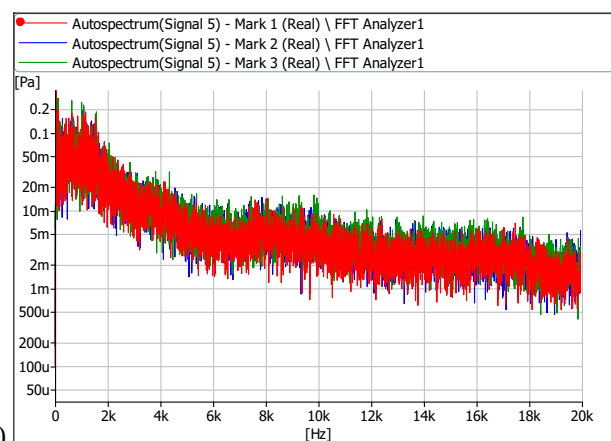
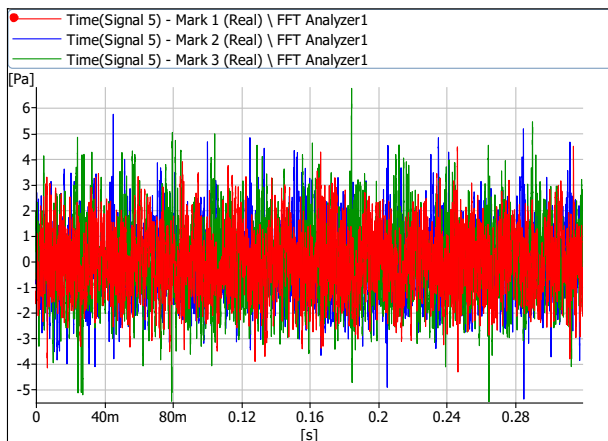
Iš 2, 3, 4, 5 ir 6 pav. matyti garso slėgio ir jo spektrinio tankio reikšmės. Analizuojant garso slėgio reikšmes, matyti kad garso slėgio maksimalios reikšmės svyruoja priklausomai nuo paskubos kampo ir variklio apkrovų nuo 4,226 Pa (kai paskubos kampas 12,5° ir variklio apkrova 4 kW) iki 6,753 Pa (kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 12 kW), atitinkamai garso slėgio standartinis nuokrypis svyruoja nuo 1,128 Pa (kai paskubos kampas 12,5° ir variklio apkrova 4 kW) iki 1,399 Pa (kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 12 kW). Analizuojant garso slėgio reikšmes, matyti kad garso slėgio minimalios reikšmės svyruoja priklausomai nuo paskubos kampo ir variklio apkrovų nuo -3,663 Pa (kai paskubos kampas 12,5° ir variklio apkrova 8 kW) iki -5,508 Pa (kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 12 kW). Analizuojant spektrinio tankio grafikus matyti, kad maksimalios amplitudės yra dažnių ruože nuo 0 iki 2000 Hz.



**4 pav.** Garso slėgio (a) ir jo spektrinio tankio (b) grafikai, kai paskubos kampas yra  $10^\circ$  ir variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė)



**5 pav.** Garso slėgio (a) ir jo spektrinio tankio (b) grafikai, kai paskubos kampas yra  $12,5^\circ$  ir variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė)



**6 pav.** Garso slėgio (a) ir jo spektrinio tankio (b) grafikai, kai paskubos kampas yra  $15^\circ$  ir variklio apkrovų 4 kW (raudona kreivė), 8 kW (mėlyna kreivė) ir 12 kW (žalia kreivė)

Statistiniai garso slėgio matavimo rezultatų parametrai pateikti 1 lentelėje, kurios taip pat pateikti ir dalelių kiekiai.

**1 lentelė**

Garso slėgio matavimo rezultatų statistiniai parametrai ir dalelių kiekiai išmetamuose dujose

| Variklio apkrova, kW | Paskubos kampas, ° | Dalelių kiekiai, vnt.       |                             |                             |                             | Garso slėgis, Pa       |                  |                   |
|----------------------|--------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|------------------------|------------------|-------------------|
|                      |                    | Skersmuo 0,30 $\mu\text{m}$ | Skersmuo 0,50 $\mu\text{m}$ | Skersmuo 1,00 $\mu\text{m}$ | Skersmuo 3,00 $\mu\text{m}$ | Standartinis nuokrypis | Minimali reikšmė | Maksimali reikšmė |
| 4                    | 5                  | 79051                       | 8501                        | 1577                        | 39                          | 1,144                  | -3,861           | 4,334             |
| 4                    | 7,5                | 74074                       | 8781                        | 1686                        | 22                          | 1,148                  | -4,145           | 4,418             |

| Variklio apkrova, kW | Paskubos kampas, ° | Dalelių kiekiai, vnt. |                  |                  |                  | Garso slėgis, Pa       |                  |                   |
|----------------------|--------------------|-----------------------|------------------|------------------|------------------|------------------------|------------------|-------------------|
|                      |                    | Skersmuo 0,30 μm      | Skersmuo 0,50 μm | Skersmuo 1,00 μm | Skersmuo 3,00 μm | Standartinis nuokrypis | Minimali reikšmė | Maksimali reikšmė |
| 4                    | 10                 | 88511                 | 7170             | 1493             | 28               | 1,145                  | -3,704           | 4,361             |
| 4                    | 12,5               | 112519                | 11968            | 1675             | 35               | 1,128                  | -5,006           | 4,225             |
| 4                    | 15                 | 207505                | 20700            | 1923             | 28               | 1,198                  | -4,319           | 4,492             |
| 8                    | 5                  | 46665                 | 16050            | 3052             | 44               | 1,139                  | -4,012           | 4,280             |
| 8                    | 7,5                | 43709                 | 14485            | 2953             | 54               | 1,205                  | -3,979           | 4,745             |
| 8                    | 10                 | 58415                 | 12749            | 2549             | 39               | 1,157                  | -4,647           | 4,852             |
| 8                    | 12,5               | 76056                 | 11608            | 2375             | 38               | 1,174                  | -3,663           | 4,641             |
| 8                    | 15                 | 75423                 | 11552            | 2378             | 36               | 1,263                  | -5,378           | 5,741             |
| 12                   | 5                  | 63857                 | 16585            | 2461             | 41               | 1,201                  | -4,596           | 5,245             |
| 12                   | 7,5                | 103260                | 11105            | 2034             | 47               | 1,237                  | -4,641           | 5,450             |
| 12                   | 10                 | 105132                | 11159            | 2128             | 53               | 1,243                  | -4,625           | 5,921             |
| 12                   | 12,5               | 52564                 | 10288            | 2295             | 48               | 1,256                  | -4,894           | 4,766             |
| 12                   | 15                 | 94809                 | 9479             | 2015             | 37               | 1,398                  | -5,508           | 6,752             |

1 lentelėje pateikti dalelių kiekiai išmetamuose dujose ir garso slėgio matavimo rezultatų statistiniai parametrai parodo šių parametru kitimo dėsningumus priklausomai nuo variklio paskubos kampų ir variklio apkrovų. Analizuojant gautus duomenis nustatyta, kad didžiausi dalelių kiekiai gauti prie tokių sąlygų: kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 4 kW 0,30 μm skersmens dalelių buvo 207505 vnt.; kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 4 kW 0,50 μm skersmens dalelių buvo 20700 vnt.; kai paskubos kampas 5° ir variklio apkrova 8 kW 1,0 μm skersmens dalelių buvo 3052 vnt.; kai paskubos kampas 7,5° ir variklio apkrova 8 kW 3,0 μm skersmens dalelių buvo 54 vnt.

### Išvados

Atlikti dyzelinio variklio garso slėgio charakteristikų ir dalelių kiekio išmetamuose dujose eksperimentiniai tyrimai. Nustatyta garso slėgio lygio priklausomybė nuo variklio paskubos kampų ir variklio galingumo. Atlikti tyrimai parodė, kad garso slėgio maksimalios reikšmės yra kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 12 kW, atitinkamai garso slėgio standartinis nuokrypis maksimalus yra kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 12 kW. Didžiausi 0,30 ir 0,50 μm skersmens dalelių kiekiai gauti kai paskubos kampas 15° ir variklio apkrova 4 kW.

### Literatūra

1. Agarwal, Avinash Kumar, Abhay Shrivastava, et al. "Evaluation of Toxic Potential of Particulates Emitted from Jatropha Biodiesel Fuelled Engine." *Renewable Energy*, vol. 99, (2016), pp. 564–72. *Crossref*, doi:10.1016/j.renene.2016.07.056.
2. Agarwal, Avinash Kumar, Tarun Gupta, et al. "Particulate Emissions from Biodiesel vs Diesel Fuelled Compression Ignition Engine." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 6, (2011), pp. 3278–300. *Crossref*, doi:10.1016/j.rser.2011.04.002.
3. Anund, Anna, et al. "An On-Road Study of Sleepiness in Split Shifts among City Bus Drivers." *Accident Analysis & Prevention*, vol. 114, (2018), pp. 71–76. *Crossref*, doi:10.1016/j.aap.2017.05.005.
4. Bowden, Zachary E., and Cliff T. Ragsdale. "The Truck Driver Scheduling Problem with Fatigue Monitoring." *Decision Support Systems*, vol. 110, (2018), pp. 20–31. *Crossref*, doi:10.1016/j.dss.2018.03.002.
5. Burr, M., and C. Gregory. "Vehicular Exhausts." *Encyclopedia of Environmental Health*, Elsevier, (2011), pp. 645–53. *Crossref*, doi:10.1016/B978-0-444-52272-6.00664-4.
6. Crizzle, Alexander M., et al. "Health and Wellness of Long-Haul Truck and Bus Drivers: A Systematic Literature Review and Directions for Future Research." *Journal of Transport & Health*, vol. 7, (2017), pp. 90–109. *Crossref*, doi:10.1016/j.jth.2017.05.359.
7. Dziendzikowska, K., et al. "The Effects of 1st and 2nd Generation Biodiesel Exhaust Exposure on Hematological and Biochemical Blood Indices of Fisher344 Male Rats – The FuelHealth Project." *Environmental Toxicology and Pharmacology*, vol. 63, (2018), pp. 34–47. *Crossref*, doi:10.1016/j.etap.2018.08.001.
8. Jurevicius, M., et al. "Vibrational Analysis of Length Comparator." *Measurement*, vol. 103, (2017), pp. 10–17. *Crossref*, doi:10.1016/j.measurement.2017.02.010.
9. Jurevicius, Mindaugas, et al. "Effect of External Excitation on Dynamic Characteristics of Vibration Isolating Table." *Eksplotacija i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability*, vol. 17, no. 2, (2015), pp. 260–65. *Crossref*, doi:10.17531/ein.2015.2.13.
10. Kilikevičienė, Kristina, et al. "The Analysis of Bus Air Spring Condition Influence upon the Vibration Signals at Bus Frame." *Eksplotacija i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability*, vol. 17, no. 3, (2015), pp. 463–69. *Crossref*, doi:10.17531/ein.2015.3.19.
11. Kilikevicius, Arturas, et al. "Vibrational Analysis of Angle Measurement Comparator." *Signal, Image and Video Processing*, vol. 10, no. 7, Oct. 2016, pp. 1287–94. *Crossref*, doi:10.1007/s11760-016-0956-8.

12. Szabados, György, and Ákos Bereczky. "Experimental Investigation of Physicochemical Properties of Diesel, Biodiesel and TBK-Biodiesel Fuels and Combustion and Emission Analysis in CI Internal Combustion Engine." *Renewable Energy*, vol. 121, (2018), pp. 568–78. *Crossref*, doi:10.1016/j.renene.2018.01.048.
13. Tziaferi, Styliani Gewrgios, et al. "Risk Assessment of Physical Hazards in Greek Hospitals Combining Staff's Perception, Experts' Evaluation and Objective Measurements." *Safety and Health at Work*, vol. 2, no. 3, (2011), pp. 260–72. *Crossref*, doi:10.5491/SHAW.2011.2.3.260.

## DIESEL ENGINE NOISE TESTS AND EXHAUST GAS TESTS

### Summary

In the article there are presented experimental studies of the sound pressure characteristics of the diesel engine and the amount of particles in the exhaust gases were performed. The dependence of the sound pressure level on the engine acceleration angles and engine power is determined. The work presents the particle quantities in the exhaust gas and the statistical parameters of the sound pressure measurement results, which determine the regularity of these parameters depending on the acceleration angles and engine loads.

**Key words:** particle emissions in exhaust gas, sound pressure, hurry angle, engine load.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Kristina Kilikevičienė.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktarė, docentė

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto 'Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros docentė.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, virpesiai, guolių diagnostika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 678 14786, [kristina.kilikeviciene@vgtu.lt](mailto:kristina.kilikeviciene@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jonas Matijošius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Arturas Kilikevičius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto 'Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros profesorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, virpesiai, guolių diagnostika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 677 55819, [arturas.kilikevicius@vgtu.lt](mailto:arturas.kilikevicius@vgtu.lt)

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Kristina Kilikevičienė

**Science degree and name:** doctoral student.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering faculty Department of Mechanical and Material Engineering associated professor.

**Author's research interests:** Mechanics, vibrations, diagnostic of rolling.

**Telephone and e-mail address:** 8 678 14786, [kristina.kilikeviciene@vgtu.lt](mailto:kristina.kilikeviciene@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Jonas Matijošius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics.

**Telephone and e-mail address:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Arturas Kilikevičius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering faculty Department of Mechanical and Material Engineering professor.

**Author's research interests:** Mechanics, vibrations, diagnostic of rolling.

**Telephone and e-mail address:** 8 677 55819, [arturas.kilikevicius@vgtu.lt](mailto:arturas.kilikevicius@vgtu.lt)

# PASKUBOS KAMPO ĮTAKOS VARIKLIO KELIAMAM GARSO SLĖGIUI EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

**Kristina Kilikevičienė<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>, Artūras Kilikevičius<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva

<sup>2</sup> Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva

## Anotacija

Dyzelinio variklio triukšmas yra vienas sudėtingiausių tyrimo laukų, nes kiekvienas variklį sudarantis mechanizmas veikia keliamą garso slėgį atskirai. Tyrimo metu buvo ištirtas dyzelinių degalų poveikis variklio keliamam garso slėgiui nemodifikuotame slėginio uždegimo variklyje prie skirtingų paskubos kampų.

**Reikšminiai žodžiai:** dyzelinis variklis, garso slėgis, paskubos kampas.

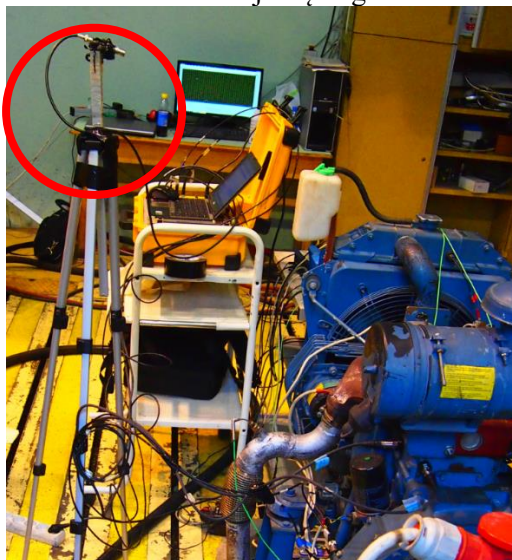
## Įvadas

Vienas iš pagrindinių kriterijų vartotojui renkantis automobilį yra komfortas, o kalbant apie komfortą vienas ir pagrindinių veiksnių yra triukšmas (Cai et al.; Prezelj and Murovec; Roswall et al.). Garso slėgis daro įtaką vairuotojo ir keleivių komfortui važiavimo metu, kas turi įtakos ir vairavimo kokybei. Sistemų dinaminių parametrų nustatymas ir jų analizė yra naudojami nustatant įvairaus tipo tiriamų mechatroninių sistemų charakteristikų pokyčius (Kilikevičius et al.; Jurevicius et al.; Beijen et al.; Guchhait and Banerjee). Tyrimo metu buvo ištirtas dyzelinių degalų poveikis variklio keliamam garso slėgiui nemodifikuotame slėginio uždegimo variklyje prie skirtingų paskubos kampų.

Literatūroje yra daug tyrimų apie įvairių dyzelino charakteristikų, bet garso slėgio charakteristikos buvo vertinamos nedaugelyje straipsnių, kuriuose buvo tyrinėjami poveikis įvairių tipų degalų dyzeliniams varikliams (Aalam and C. G. Saravanan). Taip buvo vertinamas iš atliekų gaunamo aliejaus poveikis, kuris parodė dyzelinių variklių triukšmo pokyčius (Çalik; Aalam and C.G. Saravanan). Variklio bandymai užima daug laiko ir yra brangus procesas. O garso slėgio matavimas ir gautų rezultatų analizė gali būti pritaikyta, siekiant prognozuoti variklio išmetimo parametrus. Šiame tyrime buvo nagrinėjamos dyzelinio variklio garso slėgio charakteristikos prie skirtingų paskubos kampų.

## Eksperimentinė įranga

Tyrimo metu buvo tiriamas dyzelinis variklis, kurio eksperimentinis stendas parodytas 1 pav., stendas plačiai aprašytas straipsnyje (Szabados and Bereczky). Tyrimo metu buvo matuojamas garso slėgis (1 pav. raudonai apvesta dalis), matavimai atlikti su Bruel&Kjaer įranga.

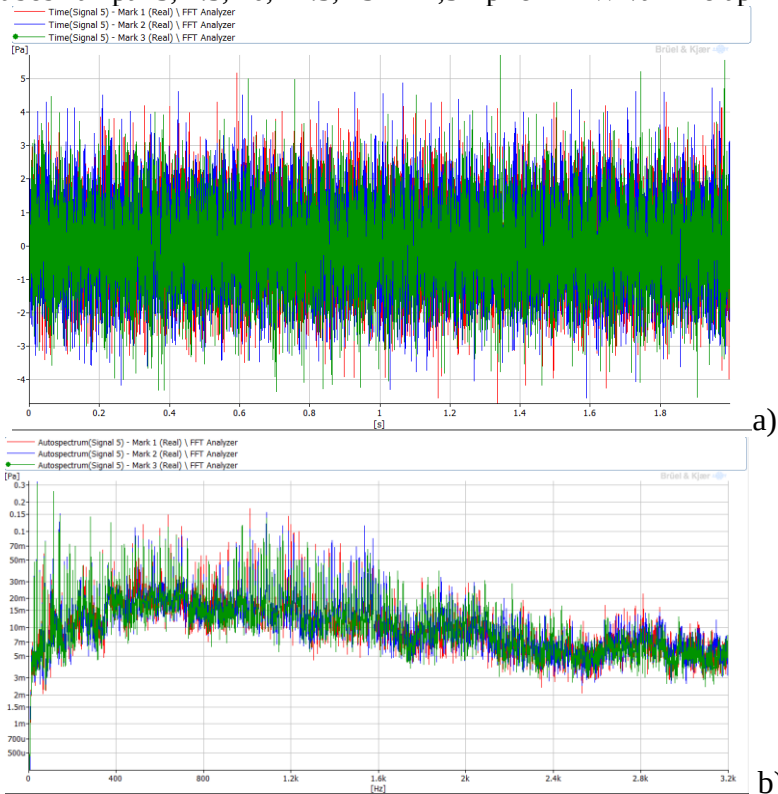


**1 pav.** Variklio garso slėgio matavimo stendas

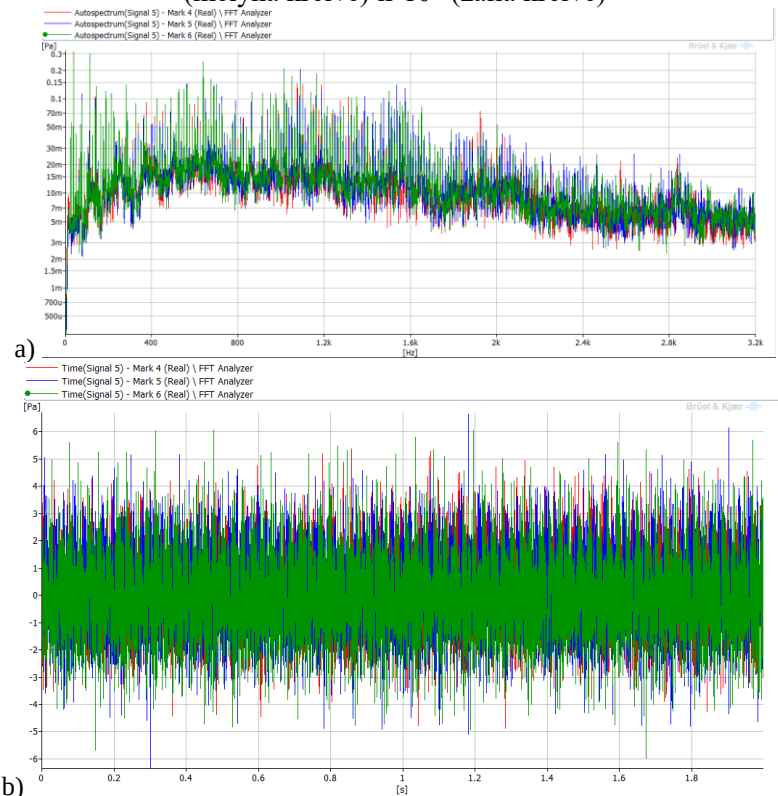
## Tyrimo rezultatai

Kiekvieno eksperimento metu garso slėgio duomenys buvo surenkami iki 3,2 kHz ir laiko tarpas buvo 2 sekundės. Eksperimentinių tyrimų metu buvo vertinamas garso slėgis.

Garso slėgio charakteristikos yra pateiktos 2 ir 3 pav. Visi matavimai buvo atlikti tokiomis sąlygomis: buvo 6 skirtingi paskubos kampai 5, 7,5, 10, 12,5, 15 ir 17,5 ° prie 12 kW variklio apkrovos.



**2 pav.** Garso slėgio (a) ir jo spektrinio tankio (b) grafikai, kai paskubos kampai yra 5° (raudona kreivė), 7,5° (mėlyna kreivė) ir 10° (žalia kreivė)



**3 pav.** Garso slėgio (a) ir jo spektrinio tankio (b) grafikai, kai paskubos kampai yra 12,5°(raudona kreivė), 15° (mėlyna kreivė) ir 17,5° (žalia kreivė)

Iš 2 ir 3 pav. matyti garso slėgio ir jo spektrinio tankio reikšmės. Analizuojant garso slėgio reikšmes, matyti kad garso slėgio vidutinis lygis yra: apie 1 Pa (kai paskubos kampas 5°); apie 1,2 Pa (kai paskubos

kampas 7,5°); apie 1,1 Pa (kai paskubos kampas 10°); 0,8 Pa (kai paskubos kampas 12,5°); 0,9 Pa (kai paskubos kampas 15°); apie 0,85 Pa (kai paskubos kampas 17,5°).

Analizuojant spektrinio tankio grafikus matyti dominuojantis variklio dažnis 12.5 Hz ir pasireiškiantys kartotiniai dažniai.

### Išvados

Tyrimo metu atlikti dyzelinio variklio garso slėgio charakteristikų eksperimentiniai tyrimai. Nustatyta garso slėgio lygio priklausomybė nuo variklio paskubos kampo. Atlikti tyrimai parodė, kad didėjant variklio paskubos kampui nuo 5 iki 7,5 °ir garso slėgis padidėja apie 0.2 Pa, atitinkamai didėjant variklio paskubos kampui nuo 7,5 iki 10° tada garso slėgis sumažėja apie 0.1 Pa, didėjant paskubos kampui dar 2,5° iki 12,5° garso slėgis sumažėja apie 0.3 Pa iki 0,8 Pa, padidinus dar 2,5° iki 15° tada šiek tiek padidėja iki 0,9 Pa, o kai paskubos kampas 17,5° tada garso slėgis apie 0,85 Pa.

### Literatūra

1. Aalam, C. Syed, and C. G. Saravanan. "Effects of Nano Metal Oxide Blended Mahua Biodiesel on CRDI Diesel Engine." *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 8, no. 4, (2017), pp. 689–96. *Crossref*, doi:10.1016/j.asej.2015.09.013.
2. Aalam, C. Syed, and C.G. Saravanan. "Effects of Nano Metal Oxide Blended Mahua Biodiesel on CRDI Diesel Engine." *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 8, no. 4, (2017), pp. 689–96. *Crossref*, doi:10.1016/j.asej.2015.09.013.
3. Beijen, Michiel A., et al. "Disturbance Feedforward Control for Active Vibration Isolation Systems with Internal Isolator Dynamics." *Journal of Sound and Vibration*, vol. 436, (2018), pp. 220–35. *Crossref*, doi:10.1016/j.jsv.2018.09.010.
4. Cai, Ming, et al. "Study of the Traffic Noise Source Intensity Emission Model and the Frequency Characteristics for a Wet Asphalt Road." *Applied Acoustics*, vol. 123, (2017), pp. 55–63. *Crossref*, doi:10.1016/j.apacoust.2017.03.006.
5. Çalık, Ahmet. "Determination of Vibration Characteristics of a Compression Ignition Engine Operated by Hydrogen Enriched Diesel and Biodiesel Fuels." *Fuel*, vol. 230, (2018), pp. 355–58. *Crossref*, doi:10.1016/j.fuel.2018.05.053.
6. Guchhait, Shyamal, and Biswanath Banerjee. "Constitutive Error Based Parameter Estimation Technique for Plate Structures Using Free Vibration Signatures." *Journal of Sound and Vibration*, vol. 419, (2018), pp. 302–17. *Crossref*, doi:10.1016/j.jsv.2018.01.020.
7. Jurevicius, Mindaugas, et al. "Effect of External Excitation on Dynamic Characteristics of Vibration Isolating Table." *Eksplotacija i Niezawodnosc - Maintenance and Reliability*, vol. 17, no. 2, (2015), pp. 260–65. *Crossref*, doi:10.17531/ein.2015.2.13.
8. Kilikevicius, Arturas, et al. "Vibrational Analysis of Angle Measurement Comparator." *Signal, Image and Video Processing*, vol. 10, no. 7, (2016), pp. 1287–94. *Crossref*, doi:10.1007/s11760-016-0956-8.
9. Prezelj, Jurij, and Jure Murovec. "Traffic Noise Modelling and Measurement: Inter-Laboratory Comparison." *Applied Acoustics*, vol. 127, (2017), pp. 160–68. *Crossref*, doi:10.1016/j.apacoust.2017.06.010.
10. Roswall, Nina, et al. "Long-Term Exposure to Residential Railway and Road Traffic Noise and Risk for Diabetes in a Danish Cohort." *Environmental Research*, vol. 160, (2018), pp. 292–97. *Crossref*, doi:10.1016/j.envres.2017.10.008.
11. Szabados, György, and Ákos Bereczky. "Experimental Investigation of Physicochemical Properties of Diesel, Biodiesel and TBK-Biodiesel Fuels and Combustion and Emission Analysis in CI Internal Combustion Engine." *Renewable Energy*, vol. 121, (2018), pp. 568–78. *Crossref*, doi:10.1016/j.renene.2018.01.048.

### EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF THE EFFECT OF THE IMPACT START OF INJECTION ANGLE ON THE ENGINE SOUND PRESSURE

#### Summary

The diesel engine noise is one of the most complex fields of study, because each engine-forming mechanism acts on a raised sound pressure separately. In this study, the effect of diesel fuel on engine noise pressure in an unmodified compression ignition engine was investigated at different start of injection angles.

**Key words:** diesel engine, sound pressure, angle of injection.

#### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Kristina Kilikevičienė.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktarė, docentė

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros docentė.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, virpesiai, guolių diagnostika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 678 14786, [kristina.kilikeviciene@vgtu.lt](mailto:kristina.kilikeviciene@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jonas Matijošius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Arturas Kilikevičius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto 'Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros profesorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, virpesiai, guolių diagnostika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 677 55819, [arturas.kilikevicius@vgtu.lt](mailto:arturas.kilikevicius@vgtu.lt)

## A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Kristina Kilikevičienė

**Science degree and name:** doctoral student.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering faculty Department of Mechanical and Material Engineering associated professor.

**Author's research interests:** Mechanics, vibrations, diagnostic of rolling.

**Telephone and e-mail address:** 8 678 14786, [kristina.kilikeviciene@vgtu.lt](mailto:kristina.kilikeviciene@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Jonas Matijošius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics.

**Telephone and e-mail address:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Arturas Kilikevičius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering faculty Department of Mechanical and Material Engineering professor.

**Author's research interests:** Mechanics, vibrations, diagnostic of rolling.

**Telephone and e-mail address:** 8 677 55819, [arturas.kilikevicius@vgtu.lt](mailto:arturas.kilikevicius@vgtu.lt)

# SLĖGINIO UŽDEGIMO VARIKLIO KORPUSO DINAMINIŲ CHARAKTERISTIKŲ EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

**Kristina Kilikevičienė<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>, Artūras Kilikevičius<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva

<sup>2</sup> Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva

## Anotacija

Slėginio uždegimo variklio vibracijos yra vienas sudėtingiausių tyrimo laukų, nes kiekvienas variklį sudarantis mechanizmas veikia vibracijas atskirai. Šiame tyrime buvo ištirtas dyzelinių degalų poveikis variklio vibracijai nemodifikuotame slėginio uždegimo variklyje prie skirtingų apkrovų ir paskubos kampų.

**Reikšminiai žodžiai:** dyzelinas, slėginio uždegimo variklis, variklio vibracija, apkrova.

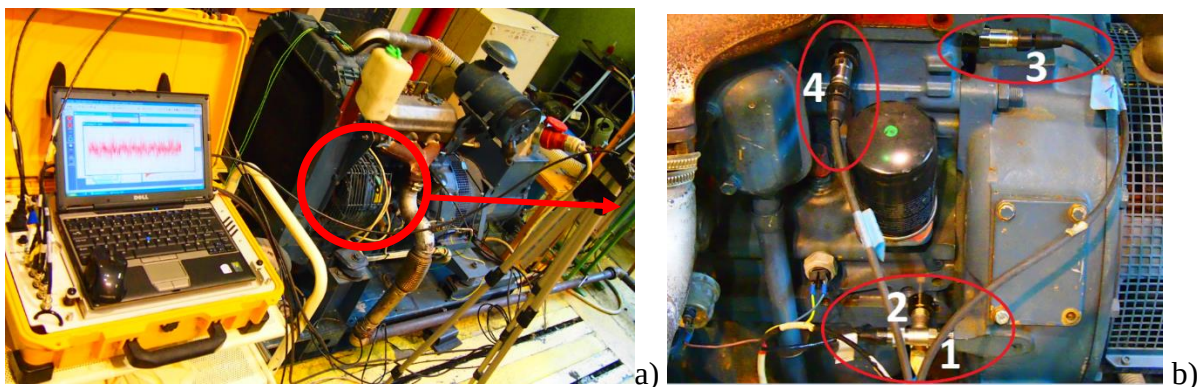
## Įvadas

Automobilių gamintojai turi plėtoti savo produktą dėl didelės konkurencijos sektoriuje ir klientų poreikių (Agarwal et al.; Brynolf et al.; Gao et al.), nes transporto priemonės komfortas yra esminis dalykas klientų poreikių tenkinimui. Vibracijos daro įtaką vairuotojo ir keleivių komfortui važiavimo metu, kas gali turėti įtakos vairavimo kokybei. Dėl to labai svarbu ištirti vibracijų lygius ir numatyti šių lygių mažinimo atvejus. Didelis biodyzelino klampumas yra svarbiausias jų trūkumas degalų slėginio uždegimo varikliams (Yilmaz and Atmanli). Sistemų dinaminių parametrų analizė dažnai naudojami nustatant tiriamų sistemų charakteristikų pokyčius (Abdelkareem et al.; Çalik; Guchhait and Banerjee; M. Jurevicius et al.; Mindaugas Jurevicius et al.). Tyrime buvo ištirtas dyzelinio kuro poveikis variklio triukšmui ir vibracijai nemodifikuotame variklyje.

Literatūroje yra daug tyrimų apie įvairių dyzelino charakteristikų ir išmetamųjų teršalų savybes, bet vibracijų charakteristikos buvo vertinamos nedaugelyje straipsnių. Todėl atliekant tyrimą buvo nagrinėjamos slėginio uždegimo variklio, kuris buvo varomas 100 procentų dyzelinu, vibracijos.

## Eksperimentinė įranga

Tyrimo metu buvo naudojamas 3-ių linijų IVECO AIFO 8031 i06.05 tiesioginio įpurškimo dyzelinis variklis. Eksperimentinis stendas parodytas 1 pav., stendo parametrai detalai aprašyti Wojciech et. all straipsnyje (Szabados and Berezky). Tyrimo metu buvo matuojamos vibracijos, matavimai atlikti su Bruel&Kjear įranga (1a ir 1b pav.).



**1 pav.** Vibracijų ir garso slėgio matavimo taškai:

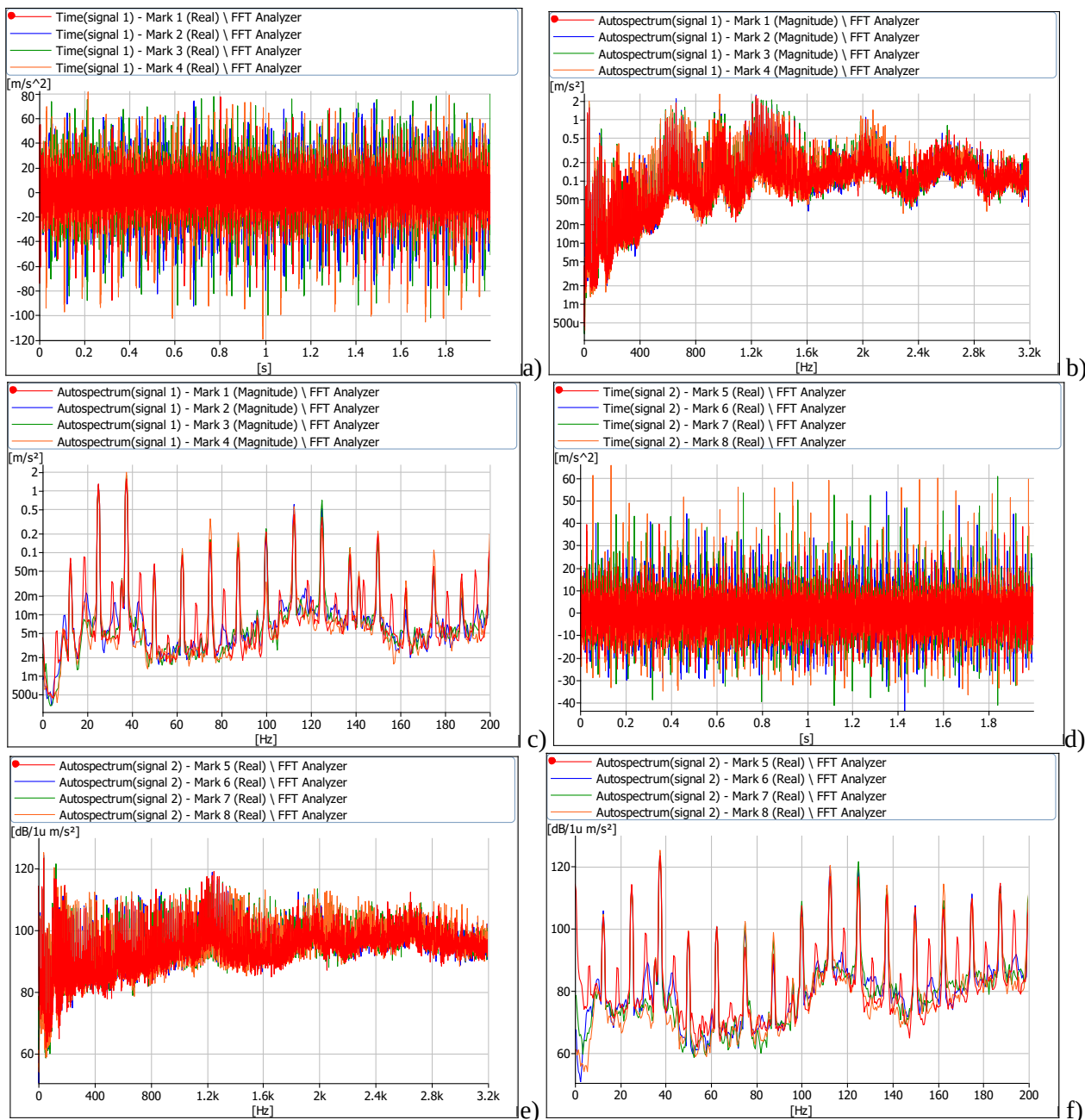
a) bendras variklio vaizdas; b) variklio vibracijų matavimo taškai

## Tyrimo rezultatai

Kiekvieno eksperimento metu vibracijos duomenys buvo surenkami iki 3,2 kHz (vibracijai) ir laiko tarpas buvo 2 sekundės. Eksperimentinių tyrimų metu buvo vertinamos 1 ir 2 taško vibracijos (1b pav.), kurie atitinkamai parodo išilgai ir skersiai variklio sukimosi ašies kylančius virpesius.

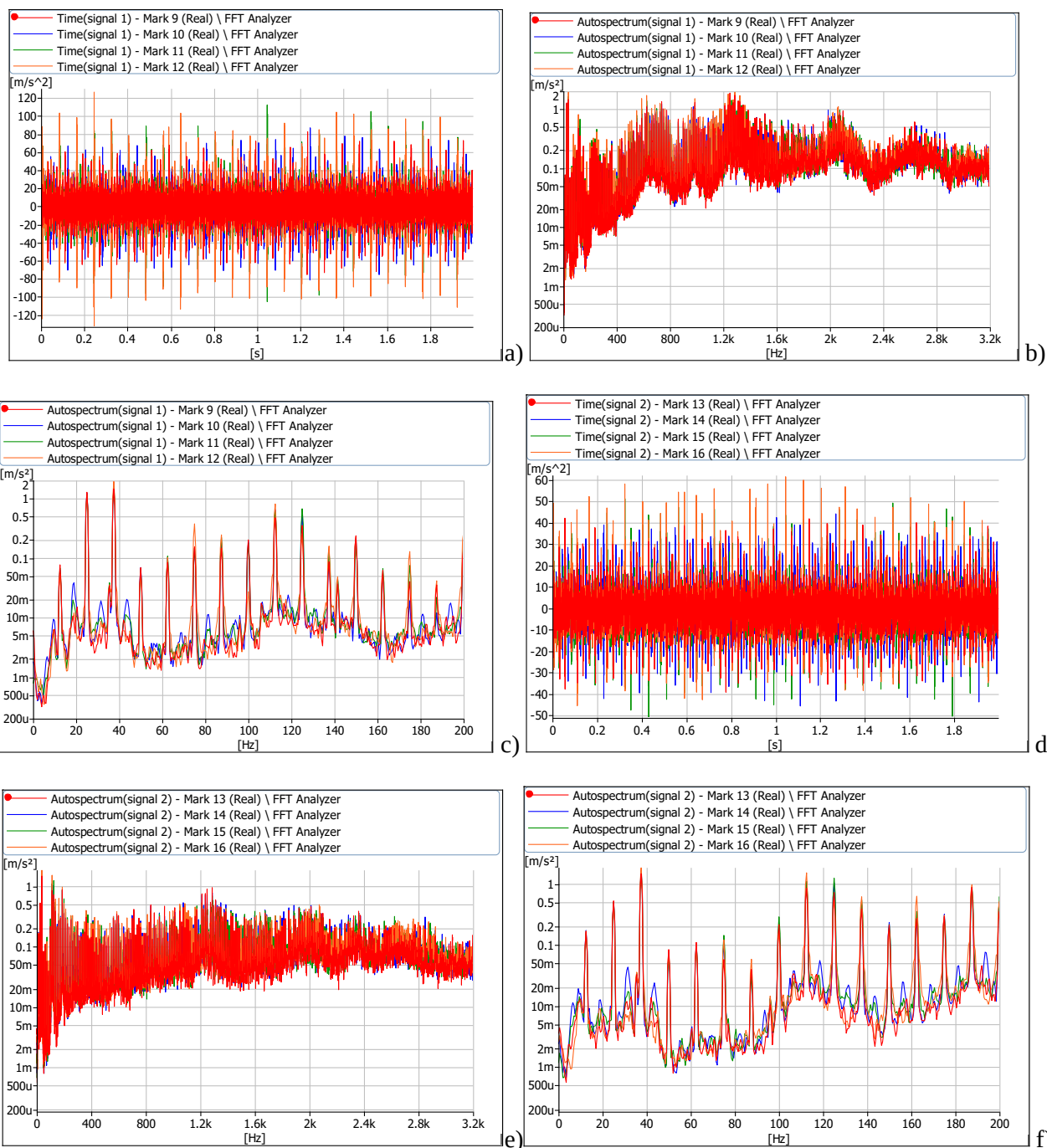
Vibracijų pagreičio ir pagreičio spektro charakteristikos yra pateiktos 2 ir 3 pav., kuriose pateiktos variklio korpuso reikšmingų taškų (1b pav.) vibracijų charakteristikos. Visi matavimai buvo atlikti tokiomis sąlygomis: buvo 2 skirtingi paskubos kampai 5 ir 10 ° bei buvo naudojamos 4 skirtingos variklio (4, 8, 12 ir 20 kW) apkrovos.

2 pav. pateikiami 2 taškų (dviem kryptimis - išilgai ir skersiai variklio sukimosi ašies) vibracijų matavimų rezultatai prie paskubos kampo  $5^\circ$  ir prie 4 skirtingų variklio (4, 8, 12 ir 20 kW) apkrovų. Atitinkamai 3 pav. pateikiami 2 taškų (dviem kryptimis - išilgai ir skersiai variklio sukimosi ašies) vibracijų matavimų rezultatai prie paskubos kampo  $10^\circ$  ir prie 4 skirtingų variklio (4, 8, 12 ir 20 kW) apkrovų. Paveiksluose 2 ir 3 pateikiami pagreičio ir spektrinio tankio grafikai. Paveiksluose atitinkamo taško (išilgai arba skersiai variklio sukimosi ašies) pagreičio ir spektrinio tankio spalvinis žymėjimas yra toks: raudona spalva – kai variklį veikia 4 kW apkrova; mėlyna spalva – kai variklį veikia 8 kW apkrova; žalia spalva – kai variklį veikia 12 kW apkrova; oranžinė spalva – kai variklį veikia 20 kW apkrova.



**2 pav.** 1 ir 2 taškų (1b pav.) vibracijų pagreičio (a ir d) ir pagreičio spektro (b ir e, bei šių grafikų praplėstos dalys iki 200 Hz pateikta c ir f) grafikai, kai paskubos kampas yra  $5^\circ$

Iš 2 ir 3 pav. matyti 1 ir 2 taškų (1b pav.) vibracijų pagreičio reikšmės. Analizuojant 1 taško prie  $5^\circ$  vibracijų matavimo rezultatus iš 2a pav., matyti kad pagreičio vidutinis lygis yra: apie  $10 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 4 kW); apie  $12 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 8 kW); apie  $14 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 12 kW); apie  $15 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 20 kW). Analizuojant 2 taško prie  $5^\circ$  vibracijų matavimo rezultatus iš 2d pav., matyti, kad pagreičio vidutinis lygis yra: apie  $5 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 4 kW); apie  $6 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 8 kW); apie  $7 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 12 kW); apie  $7,2 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 20 kW).



**3 pav.** 1 ir 2 taškų (1b pav.) vibracijų pagreičio (a ir d) ir pagreičio spektro (b ir e, bei šių grafikų praplėstos dalys iki 200 Hz pateikta c ir f) grafikai, kai paskubos kampas yra  $10^\circ$

Analizuojant 1 taško prie  $10^\circ$  vibracijų matavimo rezultatus iš 3a pav., matyti, kad pagreičio vidutinis lygis yra: apie  $12 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 4 kW); apie  $14 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 8 kW); apie  $16 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 12 kW); apie  $17 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 20 kW). Analizuojant 2 taško prie  $10^\circ$  vibracijų matavimo rezultatus iš 3d pav., matyti kad pagreičio vidutinis lygis yra: apie  $5 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 4 kW); apie  $6 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 8 kW); apie  $7 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 12 kW); apie  $7,3 \text{ m/s}^2$  (kai apkrova 20 kW).

Analizuojant spektrinio tankio grafikus (2 pav. b, c, e ir f dalys bei 3 pav. b, c, e ir f) matyti dominuojantis variklio dažnis 12,5 Hz ir pasireiškiantis kartotiniai dažniai. Spektrinio tankio grafikai parodė, kad gautų pagreičio reikšmių sumažėjimas buvo visų pirma sumažintas dėl mažesnės energijos, perduotos per variklių stūmoklius, transformuotus iš cheminės kuro energijos.

## Išvados

Darbe atlikti slėginio uždegimo variklio korpuso dinaminių charakteristikų eksperimentiniai tyrimai, kurių metu buvo išmatuoti reikšmingų variklio korpuso taškų vibracijų parametrai. Nustatyta vibracijų lygio priklausomybė nuo variklio apkrovos ir paskubos kampo. Atlikti tyrimai parodė, kad didėjant variklio apkrovai nuo 4 iki 12 kW dėsningai didėja ir vibracijų lygis (1 taško po 2 m/s<sup>2</sup> kas 4 kW ir 2 taško po 1 m/s<sup>2</sup> kas 4 kW), bet kai apkrova pakinta nuo 12 iki 20 kW, tai vibracijų lygis padidėja labai neženkiai apie 0,3 m/s<sup>2</sup>.

## Literatūra

1. Abdelkareem, Mohamed A. A., et al. "Vibration Energy Harvesting in Automotive Suspension System: A Detailed Review." *Applied Energy*, vol. 229, (2018), pp. 672–99. *Crossref*, doi:10.1016/j.apenergy.2018.08.030.
2. Agarwal, Avinash Kumar, et al. "Potential and Challenges for Large-Scale Application of Biodiesel in Automotive Sector." *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 61, (2017), pp. 113–49. *Crossref*, doi:10.1016/j.pecs.2017.03.002.
3. Brynolf, Selma, et al. "Electrofuels for the Transport Sector: A Review of Production Costs." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 81, (2018), pp. 1887–905. *Crossref*, doi:10.1016/j.rser.2017.05.288.
4. Çalık, Ahmet. "Determination of Vibration Characteristics of a Compression Ignition Engine Operated by Hydrogen Enriched Diesel and Biodiesel Fuels." *Fuel*, vol. 230, (2018), pp. 355–58. *Crossref*, doi:10.1016/j.fuel.2018.05.053.
5. Gao, Jingzhe, et al. "Green Supply Chain Planning Considering Consumer's Transportation Process." *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, vol. 109, (2018), pp. 311–30. *Crossref*, doi:10.1016/j.tre.2017.12.001.
6. Guchhait, Shyamal, and Biswanath Banerjee. "Constitutive Error Based Parameter Estimation Technique for Plate Structures Using Free Vibration Signatures." *Journal of Sound and Vibration*, vol. 419, (2018), pp. 302–17. *Crossref*, doi:10.1016/j.jsv.2018.01.020.
7. Jurevicius, M., et al. "Vibrational Analysis of Length Comparator." *Measurement*, vol. 103, (2017), pp. 10–17. *Crossref*, doi:10.1016/j.measurement.2017.02.010.
8. Jurevicius, Mindaugas, et al. "Effect of External Excitation on Dynamic Characteristics of Vibration Isolating Table." *Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability*, vol. 17, no. 2, (2015), pp. 260–65. *Crossref*, doi:10.17531/ein.2015.2.13.
9. Szabados, György, and Ákos Bereczky. "Experimental Investigation of Physicochemical Properties of Diesel, Biodiesel and TBK-Biodiesel Fuels and Combustion and Emission Analysis in CI Internal Combustion Engine." *Renewable Energy*, vol. 121, (2018), pp. 568–78. *Crossref*, doi:10.1016/j.renene.2018.01.048.
10. Yilmaz, Nadir, and Alpaslan Atmanli. "Experimental Assessment of a Diesel Engine Fueled with Diesel-Biodiesel-1-Pentanol Blends." *Fuel*, vol. 191, (2017), pp. 190–97. *Crossref*, doi:10.1016/j.fuel.2016.11.065.

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE COMPRESSION IGNITION ENGINE

### Summary

The compression-ignition engine vibrations are one of the most complex fields of study, since each engine-forming mechanism acts on vibrations individually. In this study, the effect of diesel fuel on engine vibrations in an unmodified compression ignition engine under different load and acceleration angles.

**Key words:** diesel, compression ignition engine, engine vibration, load.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Kristina Kilikevičienė.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktarė, docentė

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros docentė.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, virpesiai, guolių diagnostika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 678 14786, [kristina.kilikeviciene@vgtu.lt](mailto:kristina.kilikeviciene@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jonas Matijošius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Arturas Kilikevičius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto `Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros profesorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, virpesiai, guolių diagnostika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 677 55819, [arturas.kilikevicius@vgtu.lt](mailto:arturas.kilikevicius@vgtu.lt)

#### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Kristina Kilikevičienė

**Science degree and name:** doctoral student.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering faculty Department of Mechanical and Material Engineering associated professor.

**Author's research interests:** Mechanics, vibrations, diagnostic of rolling.

**Telephone and e-mail address:** 8 678 14786, [kristina.kilikeviciene@vgtu.lt](mailto:kristina.kilikeviciene@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Jonas Matijošius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics.

**Telephone and e-mail address:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Arturas Kilikevičius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering faculty Department of Mechanical and Material Engineering professor.

**Author's research interests:** Mechanics, vibrations, diagnostic of rolling.

**Telephone and e-mail address:** 8 677 55819, [arturas.kilikevicius@vgtu.lt](mailto:arturas.kilikevicius@vgtu.lt)

# DYZELINIŲ DEGALŲ PRIEDŲ ĮTAKOS VARIKLIO DARBO RODIKLIAMS TYRIMAS

**Kastytis Laurinaitis**  
*Kauno technikos kolegija*

## **Anotacija**

Dyzelinių variklių darbą ir deginių emisijas galima keisti naudojant įvairius cheminius degalų priedus. Degalų priedai sudaryti cheminių elementų kaip: hidrokarbonatai, C11-C14, C10-C13, n-alkanai, izeoalkanai, cikliniai aromatiniai cikloalkanai, 2-etilhexil nitratai. Iš šių cheminių elementų sudaryti tyrinėjami degalų priedai Nr.1, Nr.2 ir Nr.3. Tyrimai buvo atliekami variklį maitinant grynais dyzeliniais degalais ir dyzelinių degalų ir priedų mišiniais. Gauti tyrimų rezultatai rodo, kad anglies viendeginio kiekis deginiuose esant mažai variklio apkrovai (IMEP = 0,32 MPa) padidėja iki 35% lyginant su grynais dyzeliniais degalais. Angliavandenilių kiekis deginiuose naudojant priedus mažų apkrovų zonoje padidėja iki 2 kartų lyginant su grynais dyzeliniais degalais. Lyginamosios degalų sąnaudos varikliui veikiant grynais dyzeliniais degalais visuose režimuose buvo mažiausios. Didžiausias 11% dujų slėgio cilindre padidėjimas nustatytas tik naudojant degalų priedą Nr.3 prie maksimalios 1,11 – 1,13 MPa apkrovos esant 1800 min<sup>-1</sup>.

**Raktiniai žodžiai:** degalų priedai, deginių emisijos, variklio apkrova.

## **Išvadas**

Transporto priemonės su vidaus degimo varikliais įprastai naudoja iš naftos produktų pagamintus degalus. Šie degalai degdami vidaus degimo varikliuose išskiria šiluminę energiją, kuri paverčiama darbu. Degdami naftos produktai į atmosferą išskiria anglies viendeginį (CO), anglies dvideginį (CO<sub>2</sub>), angliavandenilius (CH), azoto oksidus (NO<sub>x</sub>), kietąsias daleles (PM). Visi šie cheminiai junginiai vienokiu ar kitokiu būdu prisideda prie aplinkos taršos bei šiltnamio efekto didinimo. Didelės aplinkos užterštumas keičia žmonių gyvenimo sąlygas, turi įtakos biologinių organizmų sveikatai.

Vidaus degimo variklių degimo produktus galima mažinti įvairiomis priemonėmis. Tačiau deginių neutralizatoriai, katalizatoriai, kietųjų dalelių filtrai turi savo galimybių ribas ir šiandien jų techninės galimybės yra išsemtos. Siekiant sumažinti su degimo produktais išmetamų teršalų kiekį, galima naudoti alternatyvius degalus, optimizuoti degimo procesus, naudoti degalų priedus arba kitus energijos šaltinius kaip elektra, vandenilis.

Degalinėse ar automobilių detalių parduotuvėse įvairių priedų pasiūla pakankamai didelė. Anot gamintojų, degalų priedai optimizuoja degimo procesą, sumažina kenksmingų dalelių skaičių deginiuose, išvalo variklį nuo teršalų, suteikia degalams papildomų vienas ar kitas savybes pagerinančių funkcijų.

Degalų priedai, kurie optimizuoja degimo procesą, savo sudėtyje paprastai turi šių cheminių elementų: hidrokarbonatų, C11-C14, C10-C13, n-alkanų, izeoalkanų, cikloalkanų, 2-etilhexil nitrato. Šių elementų kiekis skirtingas kiekvieno gamintojo paruoštame degalų priede, o ir jų tikroji sudėtis nėra atskleidžiama. Apytikslę sudėtį galima sužinoti tik iš saugos duomenų lape pateikiamos informacijos.

Degalų prieduose naudojami alkanai, tai organiniai junginiai, sudaryti iš anglies ir vandenilio atomų. Alkaninių junginių naudojimas keičia degalų savaiminio užsiliepsnojimo gaisraties trukmę. Ši užsiliepsnojimo gaisraties trukmė priklauso nuo dujų slėgio cilindre ir oro pertekliaus koeficiento. Gaisraties trukmė suprantama, kaip laiko tarpas, per kurį oro – degalų mišinio temperatūra padidėja nuo pradinės iki 400 K (Xiuxiu, 2017: 1426–1433). Sutrumpėjęs degalų savaiminio užsiliepsnojimo gaisraties periodas lemia tai, kad cilindre degimas prasideda anksčiau. Dėl to padidėja šilumos išsiskyrimo greitis ir slėgis cilindre. Dėl šių veiksnių sumažėja deginių dūmingumas, anglies viendeginio ir angliavandenilių kiekis. Neigiamas efektas – padidėja azoto oksidų emisijos.

Tyrėjų jau senai yra žinomas 2-etilhexil nitrato dyzelinių degalų priedas, kuris pagerina visą degimo procesą. Pirmasis veiksnys, kurio tikimasi iš šio priedo, sutrumpinti savaiminio užsiliepsnojimo gaisraties periodą ypač esant žemoms degimo temperatūroms. Šis 2-etilhexil nitrato priedas degaluose įpurškimo proceso metu greitai garuoja ir lengvai užsiliepsnoja. Degimo metu išsiskyrusi šiluma skatina toliau sekančius procesus ir tradicinių degalų degimą (Higgins, 1998: 13; Insausti, 2014).

Lyginant su kitais degalais, dyzelinis variklis turi geriausias ekonomines savybes. Pridėjus 10% etanolio ir 2% 2-etilhexil nitrato į dyzeliną, cetano skaičius padidėjo apie 5,45% lyginant su 10% etanolio priedu į dyzelinius degalus. Tačiau 2-etilhexil nitrato priedas padidina tankį ir šiek tiek sumažina kinematinę klampą (Ciniviz, 2017: 16–21).

Į dyzelinius degalus maišant įvairius cheminius priedus ar jų junginius, galima keisti degalų savybes bei degimo metu vykstančias chemines reakcijas. Keičiasi cheminių reakcijų greitis, degimo temperatūros ir tuo pačiu deginių emisijos. Cheminių priedų degaluose didinimas ribojamas dėl ne tik teigiamą, bet ir neigiamą įtaką lemiančių veiksnių. Degalų priedai keičia dyzelinių degalų cetaninį skaičių, klampą, stingimo temperatūras. Kai kurie cheminiai elementai yra lakūs ir ilgai laikant, jie iš degalų tiesiog išgaruoja.

## Tyrimų metodika

Bandymai atlikti su turbininiu, keturtakčiu, keturių cilindų vidaus degimo varikliu Fiat 1,9 JTD. Šis variklis turi Common Rail degalų tiekimo sistemą ir išvysto 85 kW galingumą.

Sunaudotas oro kiekis matuotas AVL Sensyflow P14243  $\pm 0.25$  %, prietaisu. Variklio sukimo momentas matuotas naudojant asinchroninį 110 kW galingumo KS-56-4  $\pm 1$  Nm galios matavimo standą. Fiksuoti alkūninio veleno sūkių enkoderiu sumontuotu veleno pradžioje ir turinčiu  $\pm 0.2\%$  tikslumą. Naudojant termoporą matuota deginių temperatūra. Dujų slėgis cilindre matuotas pjezoelektriniu 0 – 280 ( $\pm 0,1$ ) bar jutikliu. Deginių emisija Test 350 XL ( $\pm 5$  ppm) deginių analizatoriumi ir kiti parametrai. Duomenys fiksuoti naudojantis kompiuterine programa, apdoroti ir atlikti reikalingi skaičiavimai.

Bandymų metu naudoti standartiniai dyzeliniai degalai ir degalų priedai Nr.1 (kurių sudėtyje yra hidrokarbonatų, C11-C14, n-alkanų, izoalkanų, cikloalkanų, 2-etilhexil nitrato), Nr.2 (alkilnitrato, kerosino, hidrodesulfatuotų naftalenų) ir Nr.3 (Di-tert-butyl peroksido, hidrokarbonatų, C10-C13, n-alkanų, izoalkanų).

Tikslu palyginti degalų priedų Nr.1, Nr.2 ir Nr.3 įtaką variklio darbui ir deginių emisijoms, buvo atlikti stendiniai bandymai. Naudojant iki darbinės 85 °C temperatūros pašildytą Fiat 1,9 JTD variklį tyrimai atlikti esant dviem skirtingiems alkūninio veleno sukimosi greičiams 1800 ir 2500 min<sup>-1</sup>. Variklis buvo apkrautas dinamometrinio stendu KS-56-4 pastoviu 49,05, 88,29, 117,72, 147,15, 176,58, 206,01 Nm sukimo momentu. Net ir tiksliai nustatant apkrovą stendu, skaičiuojamosios vidutinės indikatorinės slėgio reikšmės (Indicated Mean Effective Pressure (IMEP)) buvo 0,32, 0,50, 0,62, 0,78, 0,94 ir 1,13 MPa. Varikliui veikiant su grynais dyzeliniais degalais ir dyzelinių degalų bei priedų Nr.1, Nr.2 ir Nr.3 mišiniais, IMEP prie atitinkamo sukimo momento svyravo 0 – 0,02 MPa ribose. Esant šioms variklio apkrovoms ir alkūninio veleno sūkiams, buvo matuojamos degalų sąnaudos, deginių emisijos.

Degalų mišiniai su priedais paruošti pagal pateiktas instrukcijas. 250 ml priedo Nr.1 yra skirti sumaišyti su 80 litrų dyzelinių degalų. 200 ml priedo Nr.2 maišomi su 60 litrų dyzelino, o priedo Nr.3 325 ml skirti sumaišyti su 70 litrų dyzelino. Visiems bandymams buvo paruošta po 20 litrų degalų su priedais, pridedamų priedų kiekį atitinkamai sumažinant.

1 lentelė

Degalų priedų struktūra

| Pavadinimas                                                   | Kiekis tūrio % |
|---------------------------------------------------------------|----------------|
| Nr.1                                                          |                |
| Hidrokarbonatai, C11-C14, n-alkanai, izoalkanai, cikloalkanai | 50 – 100       |
| 2 – etilhexil nitratai                                        | 5 – 10         |
| Nr.2                                                          |                |
| Alkyl nitratai                                                | 5 – 10         |
| Kerosine (petroleum) hidrodesulfatuotas                       | 1 – 5          |
| Naftalenas                                                    | < 1            |
| Bekvapis kerosinas                                            | 60 – 100       |
| Solvent naftalenas                                            | 1 – 5          |
| Nr.3                                                          |                |
| Hidrokarbonatas, C10-C13, n-alkanai, izoalkanai               | 75 – 90        |
| Peroksidas                                                    | 5 – 10         |
| Sunkieji aromatai                                             | 1 – 2,5        |
| Naftalenas                                                    | 0.1 – 1        |

Šaltinis: Additive Nr.1, 2015: 4; Additive Nr.2, 2006: 8; Additive Nr.3, 2010: 8.

Deginių emisija įvertinta apibendrinus 25 – 30 sekundžių matavimo ciklo vidutinius rezultatus. Šiame laiko intervale kas sekundę buvo fiksuojami duomenys ir skaičiuojamas gautų rezultatų vidurkis.

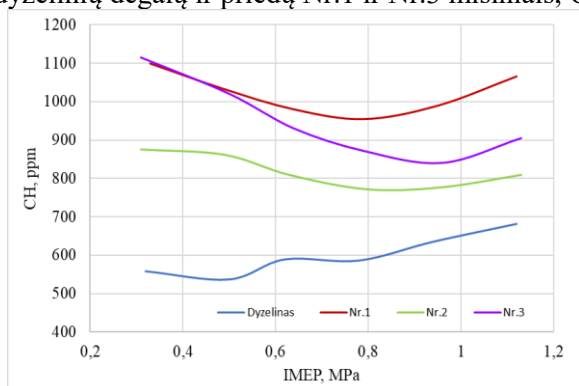
Esant tai pačiai variklio apkrovai ir alkūninio veleno sūkių dažniui, degalų sąnaudos išmatuotos du kartus, kiekvieną matavimą vykdant po 30 sekundžių. Iš šių rezultatų paskaičiuotos valandinės ir lyginamosios degalų sąnaudos.

## Tyrimų rezultatai

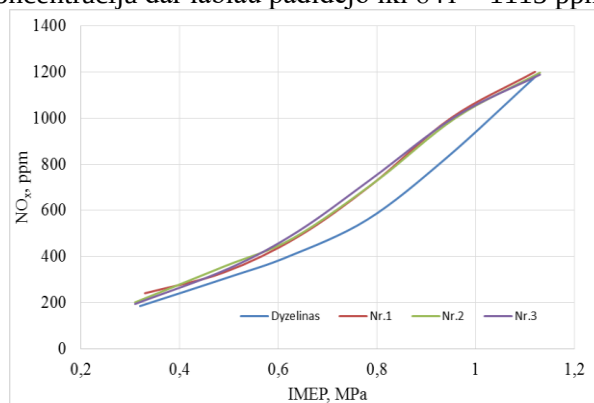
Variklio alkūniniui velenui sukantis 1800 min<sup>-1</sup> dažniu, mažų apkrovų zonoje, kai IMEP kito 0,32 – 0,55 MPa ribose, didžiausios anglies viendeginio koncentracija 170 – 204 ppm gauta naudojant grynus dyzelinius degalus. Dyzelinių degalų ir priedų Nr.1, Nr.2 bei Nr.3 mišiniais dirbančio variklio CO koncentracija buvo 108 – 182 ppm. Apkrovai didėjant, kai IMEP 0,55 – 0,9 MPa, situacija pasikeitė. Mažiausia

CO koncentracija 100 ppm gauta dirbant varikliui grynais dyzeliniais degalais. O su degalų mišiniais buvo iki 35 % didesnė. Kai IMEP = 0,9 – 1,12 MPa, CO padidėjo iki 202 – 356 ppm.

Angliavandenilių koncentracija deginiuose, varikliui veikiant grynais dyzeliniais degalais visame apkrovos diapazone buvo mažiausia (1 pav.). CH kito 537 – 682 ppm ribose. Varikliui veikiant su dyzelinių degalų ir bandinio Nr.2 mišiniu, CH koncentracija padidėjo iki 773 – 875 ppm ribos. Kai variklis veikė dyzelinių degalų ir priedų Nr.1 ir Nr.3 mišiniais, CH koncentracija dar labiau padidėjo iki 841 – 1115 ppm.



**1 pav.** Degalų priedų įtaka angliavandenilių koncentracijai deginiuose, variklio alkūniniame veleniui sukantis 1800 min<sup>-1</sup>  
Šaltinis: sudaryta autoriaus



**2 pav.** Degalų priedų įtaka azoto oksidų koncentracijai deginiuose, variklio alkūniniame veleniui sukantis 1800 min<sup>-1</sup>  
Šaltinis: sudaryta autoriaus

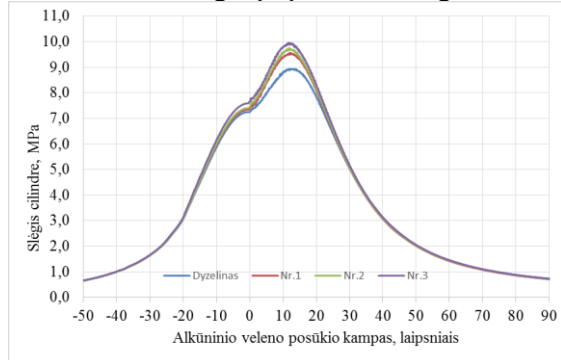
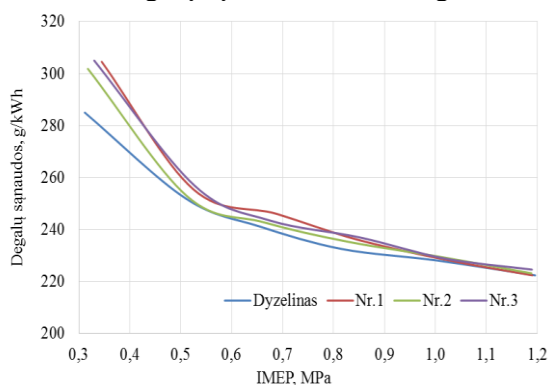
Azoto oksidų koncentracija (2 pav.) deginiuose didėjant apkrovai nuolat didėjo, nepriklausomai nuo to, kokiais degalais ir mišiniais jis buvo maitinamas. Didėjančią NO<sub>x</sub> koncentraciją lemia didėjanti vidutinė dujų temperatūra cilindre. Kai IMEP 0,32 MPa, didžiausia vidutinė dujų temperatūra cilindre buvo 1660 K, o kai IMEP 1,2 MPa, dujų temperatūra padidėjo apie 840 laipsnių iki 2495 K.

Kai alkūninis velenas sukosi 2500 min<sup>-1</sup>, didžiausios 291 – 403 ppm anglies viendeginio koncentracija gauta esant mažiausia apkrovai IMEP = 0,32 MPa maitinant variklį dyzeliniais degalais ir jų mišiniais. Didėjant apkrovai iki maksimalios ribos, CO koncentracija sumažėjo iki 89 – 123 ppm.

Lyginant dyzeliniais degalais ir dyzelinių degalų su priedais Nr.1, Nr.2 ir Nr.3 mišiniais veikiančio variklio angliavandenilių koncentracija deginiuose nebesiskyrė tarpusavyje 2 kartais. Mažiausia CH koncentracija 844 – 747 ppm buvo su grynais dyzeliniais degalais. Didžiausios reikšmės 1081 – 1054 ppm gautos varikliui veikiant dyzelinių degalų su Nr.1 priedu.

Azoto oksidų koncentracija, alkūniniame veleniui sukantis didesniu greičiu, didėjo taip pat kaip ir esant mažesniems sūkiams. Kai IMEP = 0,32 MPa, NO<sub>x</sub> koncentracija svyravo 366 – 426 ppm ribose. Apkrovai padidėjus iki 0,5 MPa, koncentracija sumažėjo iki 179 – 249 ppm. Toliau didėjant apkrovai NO<sub>x</sub> koncentracija toliau didėjo iki 862 – 934 ppm maitinant variklį grynais dyzeliniais degalais ir dyzeliniais degalais su priedais.

Didžiausios lyginamosios degalų sąnaudos buvo gautos esant mažiausiai apkrovai IMEP = 0,32 MPa prie 1800 ir 2500 min<sup>-1</sup>. Didėjant variklio apkrovai lyginamosios degalų sąnaudos tolygiai mažėjo. Nei vienas degalų priedas lyginamųjų degalų sąnaudų nesumažino, bet davė priešingą efektą, jas padidino. Tik esant didžiausiai apkrovai prie 2500 min<sup>-1</sup>, kai IMEP = 1,0 ir 1,2 MPa, degalų sąnaudos (3 pav.) varikliui veikiant grynais dyzeliniais degalais ir dyzelinių degalų bei priedų mišiniais susilygino. Kai IMEP = 1,0 MPa, lyginamosios degalų sąnaudos buvo 228 g/kWh. O kai IMEP = 1,2 MPa, degalų sąnaudos 223 g/kWh.



**3 pav.** Priedų įtaka degalų sąnaudoms, variklio alkūniniam velenui sukantis  $2500 \text{ min}^{-1}$   
*Šaltinis: sudaryta autoriaus*

**4 pav.** Degalų priedų įtaka dujų slėgiui cilindre, kai variklio apkrova  $\text{IMEP} = 1,11 - 1,13 \text{ MPa}$ , o alkūninio veleno sukiai  $1800 \text{ min}^{-1}$   
*Šaltinis: sudaryta autoriaus*

Kai variklis veikė su mažiausia apkrova  $\text{IMEP} = 0,32 \text{ MPa}$ , naudojant dyzelinių degalų ir priedų mišinius, lyginamosios degalų sąnaudos buvo 5 – 7 % didesnės negu varikliui veikiant gryniais dyzeliniais degalais.

Atlikus bandymus galima teigti, kad dyzelinių degalų priedai neturėjo įtakos vidutinio dujų slėgio cilindre kitimui nuo mažiausių apkrovų iki  $\text{IMEP} = 0,78 \text{ MPa}$ , kai alkūninis velenas sukosi  $1800 \text{ min}^{-1}$ . Didžiausi vidutinio dujų slėgio cilindre pokyčiai (4 pav.) atsiranda, kuomet  $\text{IMEP} = 1,11 - 1,13 \text{ MPa}$  esant  $1800 \text{ min}^{-1}$  alkūninio veleno sukiamams.

Slėgis cilindre ryškiausiai padidėja varikliui veikiant dyzelinių degalų ir priedų mišiniais, kai alkūninis velenas sukasi  $1800 \text{ min}^{-1}$  prie  $\text{IMEP} = 1,11 - 1,13 \text{ MPa}$ . Tuomet matomas didžiausias dujų slėgio pokytis cilindro viduje. Varikliui veikiant gryniais dyzeliniais degalais, maksimalus dujų slėgis cilindre siekia  $8,89 \text{ MPa}$ , o naudojant priedus  $9,5$ ,  $9,8$  ir  $9,87 \text{ MPa}$  atitinkamai. Tad didžiausias 11% slėgio padidėjimas gautas naudojant priedą Nr.3.

Alkūniniam velenui sukantis  $2500 \text{ min}^{-1}$  greičiu, vidutinio dujų slėgio kitimui cilindre degalų priedai neturėjo jokios įtakos. Esant tiek didžiausioms, tiek ir mažiausioms apkrovoms, dujų slėgis cilindre kito pagal tą pačią kreivę, kaip ir naudojant grynius dyzelinius degalus.

Didelių lyginamųjų degalų sąnaudų ar dujų slėgio pokyčių nėra prasmės tikėtis. Ruošiant degalų mišinius, priedų buvo įmaišyta pagal instrukcijose pateiktas rekomendacijas. Ruošiant mišinius, į 20 litrų dyzelinių degalų atitinkamai buvo įpiltą 62,5 ml priedo Nr.1, 66,67 ml priedo Nr.2 ir 92,8 ml priedo Nr.3. Priedai 20 litrų degalų mišinyje sudarė tik 0,31, 0,33 ir 0,46 % dalies pagal tūrį. Didžiausią įtaką dujų slėgiui cilindre ir lyginamosioms degalų sąnaudoms turėjo didėjanti apkrova. Didėjant apkrovai vidutinis dujų slėgis cilindre didėjo, o lyginamosios degalų sąnaudos išvystant didesnę galingumą tolygiai mažėjo. Stabilų variklio darbą užtikrino CR degalų tiekimo ir valdymo sistemos kompiuteris.

Šilumos išsiskyrimo greitis buvo stabilus varikliui veikiant tiek gryniais dyzeliniais degalais, tiek ir dyzelinių degalų ir priedų mišiniais. Kadangi bandymai atlikti su Common Rail degalų tiekimo sistema turinčiu varikliu, tai kreivėje atsispindi paruošiamojo ir pagrindinių įpurškimų šilumos išsiskyrimo dalys. Maksimali šilumos išsiskyrimo greičio reikšmė per paruošiamąjį įpurškimą  $12,46 \text{ J}^\circ$ , kai stūmoklis dar nėra pasiekęs viršutinio galinio taško per  $17,5$  alkūninio veleno posūkio kampo laipsnių. O maksimali šilumos išsiskyrimo greičio reikšmė yra  $65,85 \text{ J}^\circ$  12 laipsnių už viršutinio galinio taško. Šios reikšmės buvo gautos alkūniniam velenui sukantis  $1800 \text{ min}^{-1}$  prie  $\text{IMEP} = 1,11 - 1,13 \text{ MPa}$ .

Paruošiamojo įpurškimo degalų porcija vidutinę dujų temperatūrą pakelia iki  $\sim 1400 \text{ K}$ . Tokia temperatūra buvo gauta tiek varikliui veikiant gryniais dyzeliniais degalais, tiek ir degalais su priedais. Po pagrindinio degalų įpurškimo, vidutinė dujų temperatūra cilindre padidėjo iki maksimalios  $2500 \text{ K}$  laipsnių ribos. Bandymų metu, esant mažesnėms apkrovoms, ar didesniems  $2500 \text{ min}^{-1}$  alkūninio veleno sukiamams, vidutinė dujų temperatūra buvo mažesnė. Dėl mažesnės apkrovos vidutinė dujų temperatūra buvo mažesnė atitinkamai tiek prie  $1800$ , tiek ir prie  $2500 \text{ min}^{-1}$ . Aukštesnė vidutinė dujų temperatūra prie vienodos apkrovos buvo gauta esant mažesniems  $1800 \text{ min}^{-1}$  alkūninio veleno sukiamams. Tai galėjo lemti mažesni alkūninio veleno sukiai bei ilgesnis laiko tarpas, kuomet dujos buvo cilindre.

### Išvados

1. Anglies viendeginio koncentracija deginiuose naudojant degalų priedą Nr.1 padidėja iki 35 % kai variklio apkrova  $\text{IMEP} = 0,32 \text{ MPa}$  prie  $2500 \text{ min}^{-1}$ .
2. Angliavandenilių koncentracija deginiuose, kai  $\text{IMEP} 0,32 \text{ MPa}$ , naudojant degalų priedus Nr.1 ir Nr.3 didėja nuo 537 iki 1115 ppm (2 kartus) lyginant su gryniais dyzeliniais degalais.
3. Lyginamosios degalų sąnaudos buvo 5 – 7 % mažesnės varikliui veikiant gryniais dyzeliniais degalais mažų apkrovų zonoje  $\text{IMEP} = 0,32 \text{ MPa}$ .
4. Naudojant degalų priedą Nr.3 maksimalus dujų slėgis cilindre 11% padidėjo tik alkūniniam velenui sukantis  $1800 \text{ min}^{-1}$  prie  $\text{IMEP} = 1,11 - 1,13 \text{ MPa}$ , apkrovos.

### Literatūra

1. Xiuxiu S., et al., Comparison the performance of n-heptane, n-dodecane, n-tetradecane and n-hexadecane. Energy Procedia 105, 2017. p. 1426 – 1433
2. Higgins B., Siebers D., Mueller C., Effects of 2-Ethylhexyl Nitrate on Diesel-Spray Processes. 1998. p. 13

3. Insausti M., Fernández B. Determination of 2-ethylhexyl Nitrate in Diesel Oil Using a Single Excitation Emission Fluorescence Spectra (EEF) and Chemometrics Analysis. 2014. J Fundam Renewable Energy Appl ISSN: 2090-4541. Volume 4 Issue 2
4. Ciniviz M., Örs I., Kul B.S. The Effect of Adding EN (2-Ethylhexyl Nitrate) to Diesel-Ethanol Blends on Performance and Exhaust Emissions. International Journal of Automotive Science and Technology 2017, VOL. 1, NO:1, 16-21
5. Additive Nr.1. Safety Data Sheet. According to Regulation (EC) 2015/830. Date of issue: 31/05/2016
6. Additive Nr.2. Safety Data Sheet. According to Regulation (EC) Nr. 1907/2006. Date of issue: 09/2007
7. Additive Nr.3. Safety Data Sheet according to Regulation (EC) Nr. 453/2010. Date of issue: 19/05/2015

## THE INFLUENCE OF DYSEL FUEL ADDITIVES ON ENGINE PERFORMANCE

### Summary

The performance and combustion emissions of diesel engine can be modified using various chemical fuel additives. Fuel additives consist of a variety of chemical compounds. It contains chemical elements such as: hydrocarbons, C11-C14, C10-C13, n-alkanes, isoalkanes, cyclics aromatics, cycloalkane, 2-ethylhexyl nitrates. Analysis has been conducted on diesel fuel and diesel fuel and additives blends. Fuel additives No.1, No.2 and No.3 consisting of these chemical elements have been analysed. The obtained results show, that the amounts of carbon monoxide emissions at low engine loads (IMEP = 0.32 MPa) increases up to 35% compared to pure diesel fuel. While using additives, the hydrocarbons emissions at low engine loads almost doubles compared to pure diesel fuel. The break specific fuel consumption with the engine powered by pure diesel fuel was lowest in all modes. The highest increase on in cylinder pressure 11% was only determined with the fuel additive No.3 at the maximum load of 1.12 MPa at the speed of 1800 rpm.

**Keywords:** fuel additives, internal combustion engine, exhaust gas emission.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Kastytis Laurinaitis.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Kauno technikos kolegijos, Inžinerijos mokslų fakulteto, Studijų programų departamento lektorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** technologijos mokslai, aplinkos inžinerija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 685 79730 kastytis.laurinaitis@edu.ktk.lt

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Kastytis Laurinaitis.

**Science degree and name:** doctor

**Workplace and position:** Kaunas University of Applied Sciences, Faculty of Engineering sciences, lecturer of Study programme department.

**Author's research interests:** technological sciences, Environmental engineering.

**Telephone and e-mail address:** 8 685 79730 kastytis.laurinaitis@edu.ktk.lt

## AUTOMOBILIO PAKABOS TYRIMŲ STENDAI. APŽVALGA

**Audrius Matulis<sup>1,2</sup>, Vytenis Surblys<sup>1,2</sup>, Alfredas Rimkus<sup>1,2</sup>, Deividas Navikas<sup>1,2</sup>**  
*<sup>1</sup>Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija, <sup>2</sup>Vilniaus Gedimino technikos universitetas*

### Anotacija

Straipsnyje analizuojama aktuali automobilio pakabos techninių savybių tyrimų problema. Pakabos tikrinimas padeda nustatyti pakabos ir vairavimo sistemos komponentų gedimus. Automobilio pakabos tyrimų stendai gali būti naudojami automobilio patikros bei moksliniams tyrimams: tirti pakabos technines savybes, tirti ratų veikiančias skersines ir išilgines jėgas, tirti valdymo ir identifikavimo algoritmų įgyvendinimą. Moksliniai tyrimai naudojant automobilius reikalauja didelių išlaidų, nes reikalingi įvairių pakabos konstrukcijų automobiliai, aukšta tyrimo stendų kaina. Šią problemą siūloma spręsti naudojant ketvirčio automobilio tyrimų stendus, kurių pagalba imituojamas automobilio vieno rato pakabos veikimas ir registruojami aktualūs rodikliai. Straipsnyje apžvelgiama mokslininkų sukurtų automobilio ketvirčio pakabos tyrimų stendų konstrukcija, jų privalumai ir trūkumai.

**Raktiniai žodžiai:** automobilis, pakaba, tyrimų stendas, ketvirčio automobilio stendas.

### Įvadas

Projektuojant naujus automobilius, gamintojai ieško naujų būdų, kaip pagerinti jų ekonomiškumą, patikimumą ir ekologiškumą parametrus. Mažinamas kėbulo svoris, tobulinami varikliai, naudojamos naujos degalų rūšys, kombinuojami skirtingi varikliai, hibridinėse pavarose naudojamas regeneracinis stabdymas, daug dėmesio skiriama pakabos standumui, jos elementų masių mažinimui ir optimalaus pakabos virpesių slopinimo koeficiento parinkimui.

Automobilio pakabą sudaro svarbūs transporto priemonės mazgai ir šis junginys yra vienas iš labiausiai pažeidžiamų. Pakabos konstrukcija turi užtikrinti pakankamas rato ir kelio dangos sukibimo savybes, važiavimo komfortą, eismo saugumą (Kemžuraitė ir kt., 2016). Automobilio pakaba – tai sistema, kuri turi išlaikyti kėbulą tam tikrame aukštyje virš kelio ir perduoti jėgas, susidarancias važiuojant per nelygumus, posūkiuose arba stabdant. Ne mažiau svarbus yra važiavimo komfortas, kuris užtikrinamas virpesių ir smūgių slopinimu. Pakabą sudaro standūs ir lankstūs elementai, jungiantys transporto priemonės ratus su kėbulu. Pagrindinis pakabos uždavinys – susilpninti kėbulo (amortizuotosios masės) virpesius, gaunamus per ratus iš kelio paviršiaus. Nuolatos kelio nelygumų sukeliama smūgiai ilgainiui pažeidžia jungiamuosius pakabos elementus, veikiančios didelės apkrovos trumpina elastingų elementų eksploatacinį laiką. Nuo pakabos detalių būklės priklauso ne tik vairavimo komfortas, bet ir automobilio eksploatacijos saugumas.

Važiuojančią transporto priemonę veikia apkrovos, atsirandančios dėl automobilio svorio jėgos, pavaros ir stabdymo jėgų, kelio nelygumų sukeltų reakcijos jėgų, posūkio metu atsirandančių skersinių jėgų. Pagrindinė lengvųjų automobilių pakabų gedimų priežastis yra kelio nelygumai, dėl kurių kyla didesnis pakabos ir pagalbinių jos elementų pažeidimo pavojus. Jų susidėvėjimą skatina žema temperatūra ir kelių druska, naudojama žiemą kelių barstymui. Ji pasižymi koroziniu poveikiu, įsigeria į pakabos dalių sudėtyje esančią gumą ir tefloną.

Pakabos tikrinimo veikimo principas susideda iš to, kad padeda nustatyti pakabos ir vairavimo sistemos komponentų gedimus. Pastačius ratus ant plokščių, slenkamaisiais judesiais į visas puses, pakabos diagnostikos stendu galima nustatyti pakabos elementų gedimus, tokius kaip pvz.: jungtys, varžtai, guoliai, laisvumą vairo mechanizme, šarnyruose ir kituose mazguose.

Bandymai ir tyrimai su automobiliais reikalauja didelių išlaidų. Ši problema sprendžiama naudojant ketvirčio automobilio tyrimų stendus.

Atsižvelgiant į problematiką, **tyrimo tikslas** – apžvelgti mokslinių tyrimų laboratorijose naudojamus ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendus.

### Uždaviniai:

- Aprašyti automobilio pakabos elementų techninių rodiklių patikros technologiją.
  - Aprašyti automobilio pakabos tyrimų stendų paskirtį, veikimą, pateikti pakabos tikrinimo schemą.
  - Apžvelgti mokslinių tyrimų laboratorijose naudojamus ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendus.
  - Pateikti apibendrintas išvadas ir rekomendacijas pakabos tyrimo stendų gamybai.
- Tyrimo **objektas** – automobilio pakabos tyrimų stendai.

### Automobilio pakaba ir jos techninių rodiklių patikra

Visi automobiliai turi tam tikros konstrukcijos pakabą su standumo ir slopinimo savybes turinčiais elementais, todėl kėbulas su jame sumontuota įranga, kaip amortizuotoji masė, turi tam tikrą judėjimo laisvę pakabos elementų ir ratų atžvilgiu (Kemžuraitė ir kt., 2016). Pastaraisiais metais buvo išvystyta aktyvios ir

pusiau aktyvios (angl. semi-active) pakabos koncepcija, kuri pagerina automobilio pakabos sistemos veikimą. Aktyvios pakabos sistemos įdiegimas įveikia daugybę pasyvios pakabos trūkumų, dėl kurių pakabos sistema gali maksimaliai prisitaikyti kintančiomis kelio sąlygomis. Automobilio eksploataciniam saugumui bei važiavimo komfortui didelę įtaką turi pakabos elementų gabaritinių matmenų parinkimas, naujų technologijų pritaikymas bei tinkamas geometrinis pakabos elementų išdėstymas ir suderinimas važiuoklės ir pakabos sistemoje. Siekiant užtikrinti saugią, patikimą, tvirtą pakabą reikia įvertinti visą eilę geometrinių ir technologinių pakabos faktorių.

Automobiliui važiuojant kelio nelygumais, ratus veikia smūginės jėgos. Šios jėgos per pakabą perduodamos automobilio kėbului. Automobilio pakabos pagrindinis uždavinys – amortizuoti stiprius kelio smūgius bei juos paversti nežymiais automobilio kėbulo virpesiais. Automobilio pakabą sudaro šie pagrindiniai junginiai: tamprieji elementai, svyravimo slopintuvai bei traukės ir svirtys. Automobilų gamintojai yra sukūrę ir naudoja automobilių gamyboje nemažai skirtingų pakabos tipų, juos tobulina ir tiria. Nagrinėjant automobilių eksploatavimą skirtingos kokybės dangomis pastebimas tradicinių pakabų trūkumas – suprojektuotų jų savybių negalima keisti važiavimo metu. Šio trūkumo galima išvengti naudojant kintamų savybių (aktyviasias) pakabas.

Konstruojant transporto priemones daugiausia dėmesio skiriama važiuojančiųjų patogumui. Svarbiausia pakabos funkcija yra užtikrinti automobilio elastingą atramą, kad keleiviai važiuotų patogiai, bei izoliuoti nuo kelio paviršiaus nelygumų atsirandančius virpesius. Dar vienas nemažiau svarbus reikalavimas pakabos sistemai yra tas, kad ji turi stabilizuoti važiuojančią transporto priemonę posūkiuose, stabdymo ar greitėjimo metu. Praktikoje, dėl šių dviejų pagrindinių reikalavimų, transporto priemonės judėjimui ir jos valdymui kyla prieštaravimas tarp „minkštos“ ir „kietos“ pakabos. Todėl galima teigti, jog sėkmingai suprojektuota pakabos sistema yra ta, kurioje suderinti šie reikalavimai (Kilkevičienė, 2015).

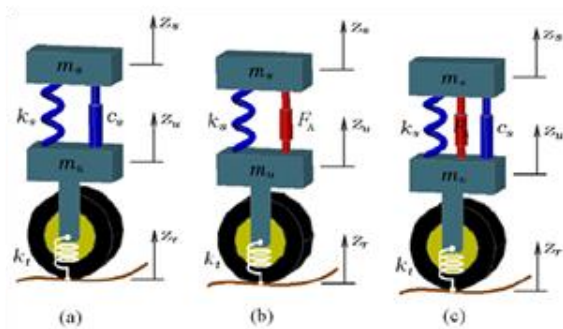
Pakaba yra vienas svarbiausių elementų, užtikrinančių reikiamą automobilių stabilumą. Klasikinis sprendimas didinant stabilumą – daryti pakabą kuo standesnę ir mažinti prošvaisą, t.y. sumažinti svorio centro aukštį. Tai tinka lenktyniniams automobiliams, tačiau serijinės gamybos automobiliams šios priemonės nepasiteisina, nes standinant pakabas, sumažėja komfortas, o mažinant prošvaisą, kyla problemų važiuojant prastos kokybės keliais (Pečeliūnas, 2004). Ši problema išsprendžiama automobilyje įdiegus aktyviąją pakabos sistemą. Šios pakabos leidžia pasiekti optimalių rezultatų komforto ir stabilumo srityje, esant besikeičiančioms kelio bei vairavimo sąlygoms, tačiau jos daro neigiamą įtaką automobilio ergonomiškumui. Nagrinėjant automobilio rato ir kelio sąveiką, tenka įvertinti padangos deformacines savybes. Tai sudėtingas uždavinys dėl tam tikro padangos darbo sąlygų neapibrėžtumo ir sudėtingos pačios padangos struktūros. Problemos sudėtingumą pabrėžia vien tai, kad nėra vieningos nuomonės dėl padangos struktūros. Rato erdvinės padėties pokytis dėl pakabos kinematinų ypatybių išsukia padangos deformaciją skersine, išilgine ir vertikaliąja kryptimis bei protektoriaus kampines deformacijas rato plokštumos atžvilgiu (Liesionis, 2005). Dėl to kyla papildomos apkrovos, deformuojami pakabos ir vairo mechanizmo elementai, kas gali pakeisti padangos erdvinę padėtį. Atlikti padangos ir kelio sąveikos tyrimai patvirtino, kad nagrinėjant padangos išlyginančiąją funkciją, būtina įvertinti juostos deformacines savybes. Tam į automobilio ketvirčio modelį turi būti įvedamas papildomas, padangos standumo ir slopinimo savybes atitinkantis elementas.

Aktyvioji pakaba yra automobilio pakabos tipas, valdantis vertikalią ratų judėjimą, palyginti su važiuoklės ar transporto priemonės kėbulu, su borto sistema, o ne pasyvia pakaba, kurioje judėjimas nustatomas tik kelio paviršiaus. Aktyvios pakabos paprastai gali būti suskirstytos į dvi klases: aktyvios pakabos ir adaptyvios-pusiau aktyvios (angl. semi-active suspension).

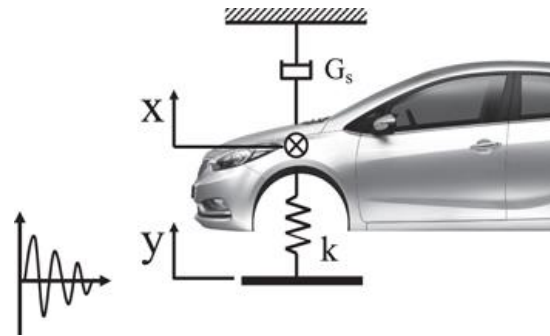
Pusiau aktyvios pakabos skiriasi amortizatoriaus slopinimu, kad atitiktų besikeičiančias kelio ar dinamines sąlygas, aktyviosios pakabos naudoja tam tikrą pavara, kad kiekvienas ratas savarankiškai pakeltų ir nuleistų važiuoklę. Šios technologijos leidžia automobilių gamintojams pasiekti didesnę automobilio važiavimo kokybę: išlaikyti padangas statmenai keliui kampuose bei užtikrinti geresnį automobilio valdymą. Pakabą valdantis kompiuteris aptinka kūno judesį iš jutiklių visoje transporto priemonėje ir, naudodamasis duomenimis, apskaičiuotais taikant tinkamus valdymo metodus, kontroliuoja aktyvių ir pusiau aktyvių stabdžių veikimą. Sistema iš esmės pašalina kėbulo vibraciją daugelyje vairavimo situacijų, įskaitant posūkius, greitėjimą.

Pagrindiniai pakabos valdymo tikslai yra suformuluoti atsižvelgiant į keleivių patogumą ir kelio rodiklius, kurie veikia pakabos elementus. Kiti veiksniai, darantys įtaką valdymui yra jutiklių signalai, gaunami per grįžtamąjį ryšį ir valdymo parametrų apribojimus.

1 pav. vaizduojamos pagrindinės pakabos sistemos: a) pasyvioji pakaba, b) aktyvioji elektromagnetinė pakabos sistema ir c) aktyvi hidraulinė pakabos sistema.



**1 pav.** Automobilio pakabos pagrindinės sistemos  
Šaltinis: (Conde et al., 2011)



**2 pav.** Pakabos sistemų patikros schema  
Šaltinis: (Conde et al., 2011)

Pakabos veikimo tikrinimas padeda nustatyti pakabos ir vairavimo sistemos komponentų gedimus. Pastačius ratus ant plokščių, slenkamaisiais judesiais į visas puses, pakabos diagnostikos stendas leidžia nustatyti pakabos elementų gedimus, tokius kaip jungtys, varžtai, guoliai, laisvumas vairo mechanizme, šarnyruose ir kituose mazguose (2 pav.).

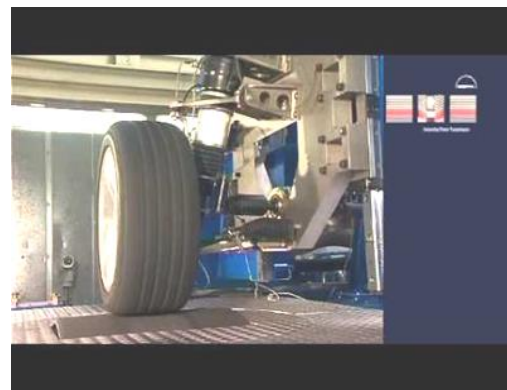
### Ketvirčio automobilio pakabos tikrinimo stendų konstrukcijų apžvalga

Automobilių pakabos laboratorinių bandymų įrenginiai ir bandomo automobilio pakabos sistema yra suprojektuota ir pritaikyta automobilio ketvirčio tyrimams. Tyrimų stendas yra skirtas tam, kad tyrėjas galėtų realiai pažinti tiriamąjį objektą bei vykdyti mokslinius tyrimus. Tyrimų įranga turi būti suprojektuota taip, kad jos konstrukcija leistu tirti realią automobilio pakabos sistemą. Tiriamieji stendai, analizuojant mechanizmo veikimo principą ir rodiklius neturi kelti realios rizikos susižeisti tyrėjui ir turi suteikti reikalingą, išsamią informaciją. Stendai turi būti kompaktiški ir, jei yra reikalinga, gali būti perkeltami iš vienos vietos į kitą.

Mokslinėje literatūroje pateikiami įvairūs automobilio pakabos tyrimų stendai ir jais atliekami tyrimai. Daugiausia dėmesio buvo skiriama vieno ketvirčio ir pusės transporto priemonės modeliams. 2010–2014 m. Prahos technikos universiteto mokslininkai ieškojo naujų automobilio pakabos tyrimo technologijų. Buvo sukurta unikali automobilio pakabos tyrimo sistema ir pagamintas ketvirčio automobilio tyrimų stendas. Stende buvo įmontuoti du elektiniai varikliai: vienas skirtas imituoti pakabos veikimą, kitas – kelio nelygumams (Hyniova et al., 2016). Buvo atliekami bandymai su aktyvia automobilio pakaba, ieškant inovatyvių technologinių sprendimų - mažiausiomis sąnaudomis pagerinti automobilio stabilumą kelyje (3 pav.).



**3 pav.** Prahos technikos universiteto automobilio pakabos bandymo stendas  
Šaltinis: (Hyniova et al., 2016)



**4 pav.** Vokietijos Miuncheno technikos universiteto automobilių pakabos bandymo stendas  
Šaltinis: (Koch et al., 2010)

Vokietijos mokslininkai 2007 m. suprojektavo ir pagamino „Ketvirčio transporto priemonės bandymo stendą“. Ketvirčio automobilio tyrimų stende yra plieninė plokštė ir prie jos pritvirtinti elementai. Kelio judesių imitacijai naudojami plieniniai rulonai ant ritininių guolių. Kairė priekinė pakaba montuojama ant plieninės plokštės su dvigubais velenėliais. Ratas yra judinamas elektriniu varikliu. Statinę apkrovą palaiko keturios spyruoklės, skirtos sukabinimo įtaisų judančių dalių gravitacinei jėgai kompensuoti. Aktyvios pakabos sistemai užtikrinti tarp padangos ir rato yra naudojamas antrasis elektros variklis (Koch et al., 2010).

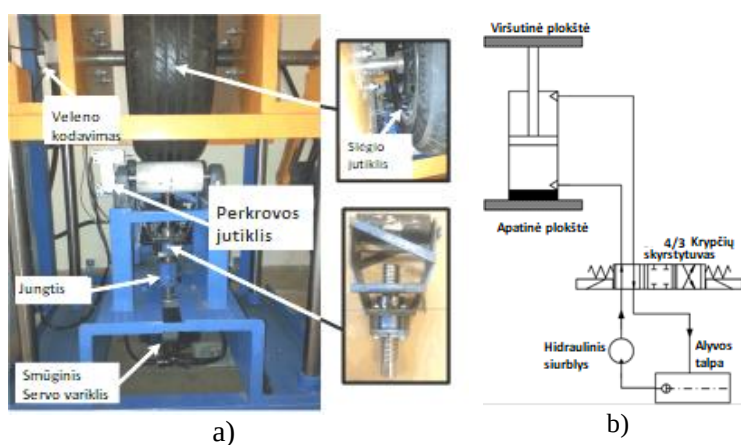
Miuncheno Technikos universiteto mokslininkų ketvirčio transporto priemonės bandymo stendas (4 pav.) skirtas tirti aktyvių pakabų sistemų netiesinę dinaminę elgseną bei eksperimentais patvirtinti aktyviųjų

pakabos sistemų valdiklių veikimą (Koch et al., 2010). Siekiant sumažinti bandymų stendo masę ir palengvinti didelės spartos aktyvios pakabos sistemos veikimą, bandymo stende yra integruota keturračių pakabos sistema. Įrenginys gali būti naudojamas tirti automobilio pakabos savybes darant staigius posūkius kelyje bei tirti įvairius valdymo identifikavimo algoritmus. Bandymo stendu atliekami pakabos sistemos parametrų atitikimo komfortiško važiavimo tyrimai esant kelio nelygumams.

Hašimitų universiteto (Jordanija), Mechatronikos inžinerijos katedros mokslininkų sukurtas laboratorinis bandymų įrenginys, skirtas studijuoti, tirti ir analizuoti kelių nelygumų poveikį automobilių pakabos sistemoms. Tyrimų stendas naudojamas netiesinės dinamikos tyrimui ir pakabos sistemų veikimo analizavimui (Salah, 2016). Hašimitų universiteto mokslininkai ypatingą dėmesį skyrė ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendo laboratorijos projektavimui ir įrengimui. Laboratorinių bandymų įrenginiu atliekami eksperimentiniai bandymai imituoja transporto priemonės važiuoklės veikimą skirtingais darbo režimais. Laboratorinis įrenginys turi dvi laisvai judančias plokštes: vieną viršuje ir vieną apačioje. Viršutinė plokštelė atitinka transporto priemonės kėbulo ketvirtį ir ratą su pakabos komponentais: spyruoklę ir amortizatorius. Apatinė plokštė pritvirtinta prie rato. Abi plokštės yra valdomos keturiais nerūdijančio plieno strypais, kurios užtikrinta, kad pakabos mechanizmas judėtų vertikaliai be sukimo. Dvi plokštės yra pagamintos iš plieno, o keturios 1,8 m aukščio ir 5 cm skersmens juostos pagamintos iš nerūdijančio plieno, padengtos chromu, siekiant palengvinti judėjimą. Be to, siekiant sumažinti trintį, ant plokščių sumontuoti guoliai. Skriemulys su diržais buvo panaudotas, kad ratas būtų sukamas vertikaliai judėdamas, veikimas išorinių smūgių ir kampų (5a pav.).

Automobilių pakabos laboratorinių bandymų įrenginyje kelio profilis yra imituojamas per elektrinį sukamąjį servo motorinį variklį, kuris sumontuotas bandymo stendo apačioje. Servo variklis sujungtas su 10 cm x 0,5 cm varžtu (vienas sukimasis užtikrina 5 mm linijinį poslinkį), kad būtų užtikrintas tikslus tiesinis judesys.

Variklis suspaudžia pakabos sistemą per ratą, sukurdamas skirtingas duobių ir kalnelių formas. Variklis sukasi momentiniu impulsų ciklu, imituodamas rato sukiamą smūgį (t.y. veikiančią transporto priemonės pakabos sistemą). Pasirinktas programuojamas variklis, kad būtų galima gauti nuolatinės amplitudės, rampos, sinusoidinės bangos ar polinomų signalus, kad imituotų skirtingas kelio sąlygas.



**5 pav.** Automobilių pakabos laboratorinis bandymų įrenginys:  
a) – bendras vaizdas; b) – hidraulinio valdymo schema  
Šaltinis: (Salah, 2016)



**6 pav.** Miuncheno universiteto ketvirčio automobilio bandymo stendas  
Šaltinis: (Koch et al., 2010)

Automobilių pakabos laboratorinio bandymų įrenginyje (Salah, 2016) yra trys pavaros; dvi elektrinės ir hidraulinė (5b pav.). Viena iš elektrinių pavarų naudojama ratui pasukti. Kintamosios srovės indukcinis variklis buvo pasirinktas, kad imituotų transporto priemonę važiuojančią maksimaliu 162 km/h greičiu. Pavaros sistemoje naudojamas keitiklis, leidžiantis pakeisti norimą transporto priemonės greitį. Antrasis elektrinis variklis naudojamas, kad simuliuotų duobes ir kalnelius. Vienas iš privalumų, naudojant servo sistemą, yra tai, kad tam tikru vertikaliu poslinkiu galima pasiekti tam tikrą sukimosi dažnį. Hidraulinė pavara daugiausia naudojama kaip aktyvi pakaba, skirta valdyti ketvirčio automobilio vertikalą apkrovą. Pavaros bandymo įrenginyje galima naudoti pasyvią arba aktyvią pakabą.

Miuncheno Technikos universiteto mokslininkų ketvirčio transporto priemonės bandymų stendas buvo sukurtas tirti pasyvias pakabas, vėliau pritaikytas ir aktyvioms pakabos sistemoms (6 pav.). Ketvirčio automobilio tyrimų stende yra plieninė plokštė ir prie jos pritvirtinti elementai. Kelio nelygumams imituoti naudojami plieniniai rulonai ant ritininių guolių. Kairė priekinė pakaba montuojama ant plieninės plokštės su

dvigubais velenėliais. Ratas yra judinamas elektriniu varikliu. Statinę apkrovą palaiko keturios spyruoklės, skirtos sukabinimo įtaisų judančių dalių gravitacinei jėgai kompensuoti. Aktyvios pakabos sistamai užtikrinti tarp padangos ir rato yra naudojamas antrasis elektros variklis (Koch et al., 2010).

### Išvados

1. Automobilio pakabos tyrimams ir tobulinimui dažniausiai naudojami ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendai.

2. Ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendai atitinka funkcinis reikalavimus: galima tirti automobilio pakabos sistemos dinaminį elgesį skirtingose kelio dangose; galima keisti automobilio svorį; įranga turi pakankamą tikslumą.

3. Atlikus mokslinėse tyrimų laboratorijose naudojamų ketvirčio automobilio pakabos bandymo stendų analizę, automobilio dinaminių savybių analizei siūloma projektuoti ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendą, kurio pagrindinės sudedamosios dalys būtų: rėmas, pagrindo plokštės, vidinis slankiojantis rėmas, kelio imitavimo įrenginys, ketvirtis automobilio pakabos, elektrinis variklis, mova, reduktorius.

4. Ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendai gali būti naudojami laboratoriniams darbams bei moksliniams tyrimams: tirti ratą veikiančias skersines ir išilgines jėgas, valdymo ir identifikavimo algoritmų įgyvendinimą. Šis stendas yra tinkamas tiriant įvairių kelio iškilimų – kalnelių įtaką tradicinei pasyviai ir aktyviai pakabos sistemai bei atlikti reikiamų parametru tyrimą, siekiant optimalių važiavimo sąlygų.

5. Ketvirčio automobilio pakabos tyrimų stendų privalumai: gamybai nereikia sudėtingų įrankių, lengvai eksploatuojamas. Stendų tvirtinimui nereikia specialiai paruošto pagrindo, gali būti transportuojami iš vietos į vietą. Stendų priežiūra nereikalauja specialių procedūrų.

### Literatūra

1. Conde, E. Ch.; Gonzalez, F.; Bracamontes, R. 2011. Generalized PI Control of Active Vehicle Suspension Systems with MATLAB, *Applications of MATLAB in Science and Engineering*, Mexico,
2. Dambrosio, A. 2016. *Design and development of a quarter car test rig*. Universita' di Bologna. Anno Accademico. Candidato.
3. Hyniova, K. 2016. *On Testing of Vehicle Active Suspension Robust Control on An One-Quarter-Car Test Stand*.
4. Kemzūraitė, K.; Žuraulis, V.; Wieckowski, D. 2016. *Padangų savybių įtaka amortizatorių efektyvumo matavimui*. VGTU.
5. Kilkevičienė, K. *Žemagrindžio autobuso pakabos ir kėbulo dinaminės sistemos tyrimas*. Daktaro disertacija. Vilnius: Technika, 2015.
6. Koch, G.; Pellegrini, E.; Spirk, S.; Lohmann, B. 2010. *Design and modeling of a quarter-vehicle test rig for active suspension control*. Miuncheno Technikos universitetas, 2010.
7. Koval, J.; Snamina, J.; Wzorek, T. 2011. Design of the laboratory stand for testing vehicle suspensions. *Mechanics and control*.
8. Liesionis, V.; Daniulaitis, V.; Samper, S. 2005. *Energy and power dissipation in the car's shockabsorber*. Transport Means - 2005: proceedings of the 9th international conference, Kaunas: Technologija. ISSN 1822- 296X. 2005, p. 186-190.
9. Pečeliūnas, R. *Automobilio svyravimai ekstremalaus stabdymo metu*. Daktaro disertacija. Vilnius, 2004
10. Salah, M. 2016. *A laboratory automotive suspension test rig: design, implementation and integration* Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 11 (2).
11. Savaresi, S. M.; Poussot-Vassal, C.; Spelta, C.; Sename, O.; Dugard, L. 2010. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. British Library.

## AUTOMOBILE SUSPENSION TEST BENCHES. OVERVIEW

### Summary

This article analyze most important problems related with technical properties of automobile chassis. Chassis testing helps to reveal problems of chassis and steering system components. Automobile chassis research benches can be used to examine automobile chassis and to implement scientific research activities such as: explore technical characteristics of chassis, examine the longitudinal and transverse forces, study steering and usage of identification algorithms. Scientific researches are expensive because it requires to have various types of automobiles chassis constructions. This article offers to solve this problem by using automobile quarteral research test bench that helps to imitate the principle of one wheel chassis operation and register actual data. This article also gives an overview of automobiles quadrant suspensions design created by scientists and reveals their advantages and disadvantages.

**Key words:** automobile, suspension, test rig, quarter car rig.

## AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Audrius Matulis.

**Mokslų laipsnis ir vardas:** bakalauro, magistratūros studentas.

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Technikos fakultetas, Automobilių transporto inžinerijos katedros asistentas, VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedros magistrantas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto priemonės, vidaus degimo varikliai, transporto ekologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 673 85892, a.matulis@vtdko.lt

**Autoriaus vardas, pavardė:** Alfredas Rimkus.

**Mokslų laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas.

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Technikos fakultetas, Automobilių transporto inžinerijos katedros docentas. VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto priemonės, vidaus degimo varikliai, transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 615 71161, a.rimkus@vtdko.lt, alfredas.rimkus@vgtu.lt

**Autoriaus vardas, pavardė:** Vytenis Surblys.

**Mokslų laipsnis ir vardas:** magistras, lektorius.

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Technikos fakultetas, Automobilių transporto inžinerijos katedros lektorius. VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedros lektorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto priemonių pakabos, saugumo sistemos.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 669 25720, v.surblys@vtdko.lt, vytenis.surblys@vgtu.lt

**Autoriaus vardas, pavardė:** Deividas Navikas.

**Mokslų laipsnis ir vardas:** daktaras, lektorius.

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Technikos fakultetas, Automobilių transporto inžinerijos katedros lektorius. VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakultetas, **Mobiliųjų mašinų ir geležinkelių transporto katedros** lektorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transportas, transporto ekologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 646 55429, d.navikas@vtdko.lt, deividas.navikas@vgtu.lt

## A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Audrius Matulis.

**Science degree and name:** bachelor, master student.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department assistant. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Automobile Engineering department postgraduate.

**Author's research interests:** Vehicles, internal combustion engines, transport ecology.

**Telephone and e-mail address:** +370 673 85892, a.matulis@vtdko.lt

**Author name, surname:** Alfredas Rimkus.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department associated professor. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Vehicles, internal combustion engines, transport ecology, alternative energy.

**Telephone and e-mail address:** +370 615 71161, a.rimkus@vtdko.lt, alfredas.rimkus@vgtu.lt

**Author name, surname:** Vytenis Surblys.

**Science degree and name:** master degree, lecturer.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department lecturer. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Automobile Engineering department lecturer.

**Author's research interests:** Vehicle suspension, safety systems.

**Telephone and e-mail address:** +370 669 25720, v.surblys@vtdko.lt, vytenis.surblys@vgtu.lt

**Author name, surname:** Deividas Navikas.

**Science degree and name:** PhD, lecturer.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department lecturer. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Mobile machinery and railway transport department lecturer.

**Author's research interests:** Transport, transport ecology.

**Telephone and e-mail address:** +370 646 55429, d.navikas@vtdko.lt, deividas.navikas@vgtu.lt

# REVIEW OF THE ENERGY, ECOLOGICAL AND STORAGE PROPERTIES FOR BIODIESEL FUEL BASED ON ANIMAL FATS

Oleksandra Shepel, Jonas Matijošius

*Vilnius Gediminas Technical University, Faculty of Transport Engineering*

## Annotation

This article presents the analysis the use of biodiesel as one of the most preferred fuels on ecological and energy indicators. The materials that assessed the potential of biodiesel based on animal fats was examined. The analysis involved engine performance, fuel consumption and exhaust gases emissions. A comparative analysis of emissions of biodiesel and diesel fuel was conducted.

**Key words:** diesel engine, biodiesel, properties, emissions, animal fats

## Introduction

Under current to EU reglamentation, increasing biofuel production is a top priority for sustainable development in the transport industry because biofuels have been considered as an option for reducing emissions of greenhouse gases. Nowadays, one of the popular fuels is biodiesel. This kind of fuel is also the most important biofuel in the EU and, on an energy basis, represents about eighty percent of the total transport biofuels market (Flach et al, 2017). Many researchers have found that carbon monoxide (CO) emission, carbon dioxides (CO<sub>2</sub>) emission, hydrocarbons (HC) emission, soot formation, particulate matter (PM) emission, smoke emission are reduced by the use animal fats for biodiesel production (Duda et al, 2018; Awad et al, 2014; Rao et al, 2013). Biodiesel from the animal fats has (Duda et al, 2018; Alptekin et al, 2015; Behçet et al, 2015; Barrios et al, 2014; Armas et al, 2013) a high cetane number (>60) (Dhiraj et al, 2014) compared with vegetable oil biodiesel (48 to 55) (Bello et al, 2012). Higher cetane number is known to lower NO<sub>x</sub> (Emiroğlu et al, 2018; Alptekin et al, 2015) by lowering temperatures during the critical early part of the combustion process. Biodiesel, also, can be degrade due to oxidation (Kumar et al, 2018), contact with water and microbial activities (Soriano et al, 2015; Zakaria et al, 2014).

**Practical value of this work** - based on the analysis of the properties of diesel fuel and biodiesel, was assessed the biodiesel as a source of renewable energy for vehicles.

**The object** of the study is biodiesel based on animal fats in the compression-ignition engines.

**Goal and tasks** of review are evaluate efficiency of basic physical-chemical properties for biodiesel of animal-derived fats.

## Materials and methods

In selecting feedstock for biodiesel production, must be considered two important factors, namely the amount of the raw material and the production costs (Chakraborty et al, 2014). Therefore, emphasis was placed on animal fat, as their cost is substantially lower than the cost of vegetable oil (Banković-Ilić et al, 2014; Gandure et al, 2017). At this article provides an analysis of physical- chemical properties of various animal fats oil biodiesel.

Engine tests were performed with three different loads. Researches were carried out under steady state operation. Fuel mixtures were tested on 6 cylinders, turbocharged (TC), direct injection (DI) CI compressed ignition) engine to investigate performance, combustion parameters and exhaust emission characteristics.

## Energetic and physical – chemical properties

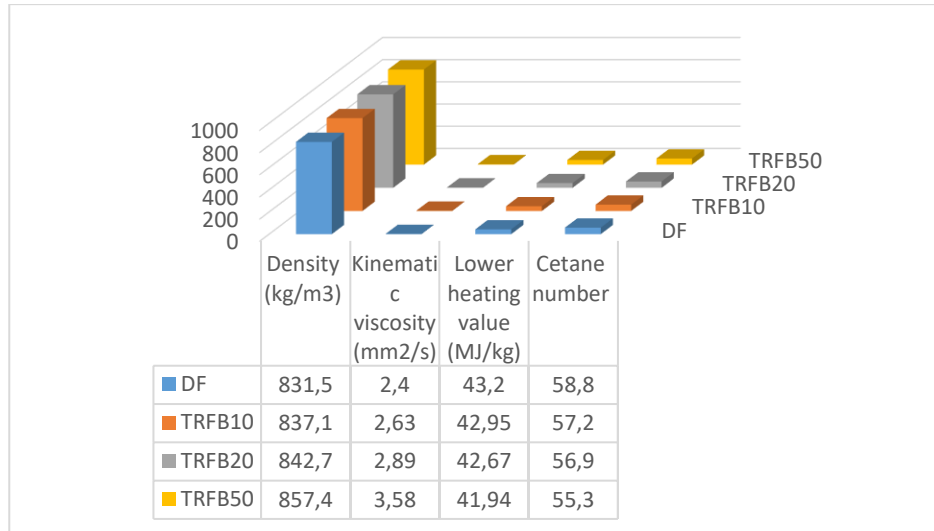
In the first case, the authors of the research used for the production of biodiesel the turkey fat (Emiroğlu et al, 2018). This experiment consisted of mixing turkey fats (TRFB) with diesel fuel (DF) by 10%, 20% and 50% (v/v) proportion to obtain fuel blends accordingly named TRFB10, TRFB20 and TRFB50. The effects of TRFB blends on the combustion, performance and exhaust emissions of a direct injection single cylinder diesel engine were investigated under different engine loads, at the constant engine speed of 2000 rpm. The results showed that the maximum cylinder pressure (CP<sub>max</sub>) and maximum heat release rate (HRR<sub>max</sub>) values of the TRFB blends were higher than those of DF (Sen et al, 2018) for all engine loads because of the low cetane number of the TRFB and the rapid burning of the fuel accumulated in the combustion chamber during the long ignition delay.

Under test was observed that the DF has a higher exhaust gas temperature than the biodiesel blends at high loads because of the longer combustion duration of the DF. The brake thermal efficiency (BTE) values of the TRFB blends were found to be lower (Emiroğlu et al, 2018) than those of DF at all loads. Since the

heating value of the biodiesel is lower than that of DF, it was observed that the brake specific fuel consumption (BSFC) values of TRFB blends are higher compared to those of DF.

Scientists have established that brake power of B10, B20 and B50 are better than that of diesel while that of B10 is equally the best among the blends. Brake thermal efficiency was best with B20 than diesel and other blends while B10 has highest torque (Abdulkadir et al, 2014) than diesel and other blends.

The main properties of the test fuel blends which are important for the interpretation of engine test results are shown in Figure 1. The results obtained were compared with consequences obtained from DF.

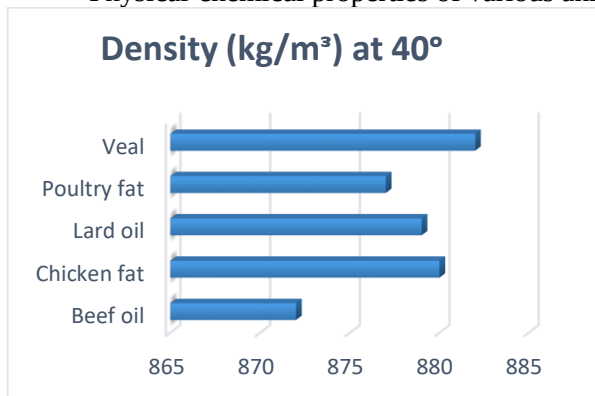


**Fig. 1** Specification of test fuel

Source: Emiroğlu et al, 2018

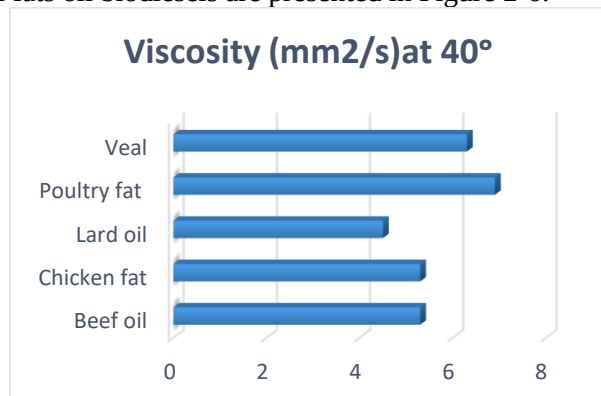
Also, other the researchers (Rajak et al, 2018) have been conducted a number of studies of biodiesel production from various animal fats and their use as fuel in diesel engines.

Physical-chemical properties of various animal fats oil biodiesels are presented in Figure 2-6.



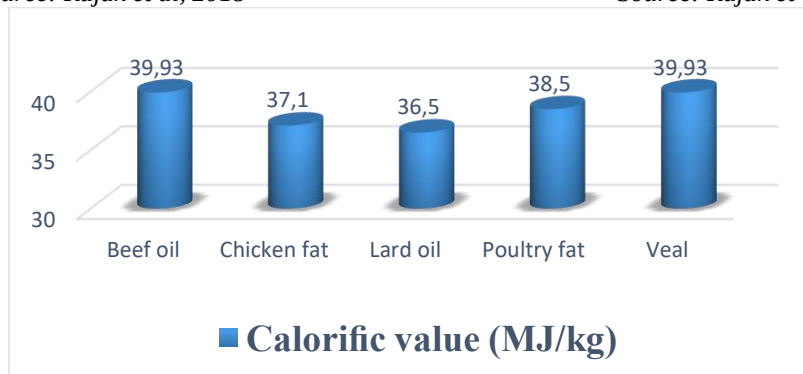
**Fig. 2**

Source: Rajak et al, 2018



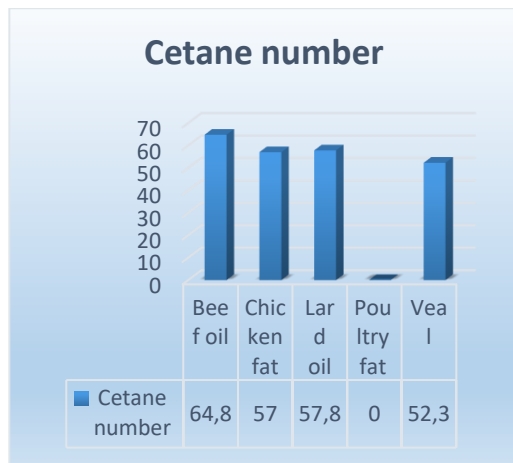
**Fig. 3**

Source: Rajak et al, 2018



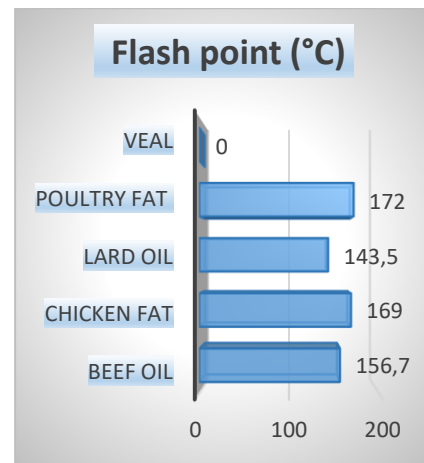
**Fig. 4**

Source: Rajak et al, 2018



**Fig. 5**

Source: Rajak et al, 2018



**Fig. 6**

Source: Rajak et al, 2018

Some researchers (Mata et al, 2013) used poultry, lard, and tallow fats to produce biodiesel by two-step process and found that at same operation conditions lard and tallow fats converted to biodiesel with a yield above 90% while chicken fat remained at 77%. They have used of single cylinder diesel engine fueled with chicken fat methyl ester and diesel blends under full load at 1500 rpm.

In another publication (Rao et al, 2013), have been analyzed the performance, combustion and emission characteristics of the same engine under four different load at 1500 rpm. According to the results, depending on low heat value of the chicken biodiesel, as the amount of biodiesel in the mixture and load increase the BTE and BSFC decrease.

### Ecological properties

In the first investigation (Emiroğlu et al, 2018) was found that diesel had the lowest NO<sub>x</sub> emissions followed by B10, it increases with increased blend ratio, this increase is mainly due to higher oxygen content (Abdulkadir et al, 2014) for biodiesel. As percentage blend increases the air-fuel ratio decreases but increases with increase in load. Also, was observed, engine emits more CO for diesel conditions when compared to the blends, also HC emission was observed lower (Gomaa et al, 2011) in blends than diesel and decreases with increase in load.

Other authors (Palash et al, 2013) have shown in their experimental work that brake-specific fuel consumption (BSFC) and oxides of nitrogen (NO<sub>x</sub>) emissions increase while exhaust temperature, CO, HC emissions and brake thermal efficiency (BTE), decrease as the amount of biodiesel increases. BSFC decreases for all fuels at higher load because percent increase in fuel required to operate the engine is less than the percent increase in brake power (Oner et al, 2009), it means that compression ignition engines run efficiently at higher load than at part load. Oxygen improves the efficiency of combustion (Demirbas, 2009; Abdulkadir et al, 2014), but it affects to fuel consumption rate observed while operating an engine with biodiesel, while BTE, exhaust temperature, CO and HC emissions decrease as the amount of biodiesel increases.

At the other scientific publication (Rao et al, 2013) was observed of increasing the percentage of the chicken biodiesel in the blends causes the low CO, HC and high NO<sub>x</sub> due to the high oxygen content of the biodiesel. Also, was found, that heat release rate (HRR) and pressure rise of the chicken biodiesel are very similar to diesel fuel at all loads.

Gürü et al (2010) studied the engine performance and exhaust emissions of 10% chicken fat biodiesel and diesel blend and concluded that because of low lower heating value of biodiesel BSFC increases 5.2% while NO<sub>x</sub> increases by 5%, smoke emissions and CO decreases by 9% and 13% accordingly.

Behçet (2015) produced methyl esters from chicken fats and used these methyl esters in a single-cylinder diesel engine and compared with diesel fuel. The test results showed that the brake power and torque values do not change greatly, but CO and HC of methyl esters are lower than those resulting from diesel fuel.

### Storage properties

In according to the EC's legislative proposal, as part of the comprehensive "Clean Energy for All Europeans" fuel-grade biodiesel must be produced to strict industry specifications (ASTM D6751 or EN 14214) in order to insure proper performance (Gandure et al, 2017). As known, biodiesel properties depend to

such indicators as density, kinematics viscosity, acid value, water content and flash point of biodiesel were discussed in detail (Abdulkadir et al, 2014).

Numerous researches found that indicators of biodiesel depends directly on storage conditions (Leung et al, 2006; Christensen et al, 2014).

Ambient temperature is one of the important factors that affect to the degradation of biodiesel that contain organic components (Bücker et al, 2011; Knothe et al, 2007). Herewith, the fatty acid methyl ester molecules are broken down during degradation and the fatty acid chains increase the acid value. Increasing rate of acid value depends on storage duration. Has been proven that acid value increases depending on storage temperature (Knothe et al, 2007). High storage temperature will give higher result of acid value compared to low temperature (Kumar et al, 2018). Also, nonmetal storage to effect the increasing rate of acid value compared to metal storage. In addition, sunlight and heat will also cause biodiesel to degrade more rapidly, so storage should minimize exposure to these conditions.

Another problem is that biodiesel has a tendency to freeze. At low temperatures (Dunn, 2011), can form deposits in the form of wax crystals, leading to blockage of parts. Moreover, in the cold season, the efficiency of this type of fuel decreases.

Also, one of the important problem for biodiesel is on susceptible to microbial degradation. Microbial flora will grow given the proper conditions: they generally need water and nitrogen. In conditions of high humidity and widespread temperature variations, a biocide can be used as added protection against microbial growth for assure quality of fuel (Schleicher et al, 2008; Siegert, 2013).

### Conclusions

1. One of the important advantage of biodiesel is that it lowers the levels of harmful pollutants in the exhaust of diesel engines. One exception to this is  $\text{NO}_x$ , which are implicated in ozone and smog formation.

2. It was observed that the DF has a higher exhaust gas temperature than the biodiesel blends at high loads because of the longer combustion duration of the DF.

3. Was analyzed that when the engine was fuelled by biodiesel mixtures the start of combustion occurred earlier.

4. The results show that the maximum cylinder pressure ( $\text{CP}_{\text{max}}$ ) and maximum heat release rate ( $\text{HRR}_{\text{max}}$ ) values of the TRFB blends were higher than those of DF for all engine loads because of the high cetane number of the TRFB and the rapid burning of the fuel accumulated in the combustion chamber during the long ignition delay.

5. The BTE values of the TRFB blends were found to be lower than those of DF at all loads. Since the heating value of the biodiesel is lower than that of DF, it was observed that the brake specific fuel consumption (BSFC) values of TRFB blends are higher compared to those of DF. In addition, TRFB10, TRFB20 and TRFB50 blends reduce smoke opacity approximately 20%, 25% and, 40%, respectively, and cause a slight increase in  $\text{NO}_x$  emissions.

### References

1. Armas, O., Gómez, A., Ramos, A. 2013. Comparative study of pollutant emissions from engine starting with animal fat biodiesel and GTL fuels, *Fuel* 113: 560–570.
2. Alptekin, E., Canakci, M., Ozsezen, A., Turkcan, A., Sanli, H. 2015. Using waste animal fat based biodiesels-bioethanol-diesel fuel blends in a DI diesel engine, *Fuel* 157: 245–254.
3. Awad, S., Loubar, K., Tazerout, M. 2014. Experimental investigation on the combustion, performance and pollutant emissions of biodiesel from animal fat residues on a direct injection diesel engine, *Energy* 69: 826–836.
4. Abdulkadir, L., Adisa, A., Kyauta, E., Raheem, M. 2014. Corrosion and Engine Test Analysis of Neem (*Azadirachta indica*) Oil Blends in a Single Cylinder, Four Stroke, and Air-cooled Compression Ignition Engine, *American Journal of Mechanical Engineering* 2: 151-158
5. Banković-Ilić, I., Stojković, I., Stamenković, O., Veljković V., Hung, Y. 2014. Waste animal fats as feedstocks for biodiesel production, *Renewable Sustainable Energy Rev.* 32: 238–254.
6. Behçet, R. 2015. Evaluation as fuel diesel engine of methyl esters derived from waste animal *Energy Exploration & Exploitation* 33: 227-242
7. Bücker, F., Santestevan, N., Roesch, L., Jacques, R., Peralba, M., Camargo, F., Bento, F. 2011. Impact of biodiesel on biodeterioration of stored Brazilian diesel oil, *International Biodeterioration & Biodegradation* 65: 172-178
8. Bello, I., Out, F., Osasona, A. 2012. Cetane number of three vegetable oils, their biodiesels and blends with diesel fuel, *Journal of Petroleum Technology and Alternative Fuels* Vol. 3(5): 52-57
9. Chakraborty, R., Gupta, A., Chowdhury, R. 2014. Conversion of slaughterhouse and poultry farm animal fats and wastes to biodiesel: parametric sensitivity and fuel quality assessment, *Renewable Sustainable Energy Rev* 29: 120–134.

10. Christensen, R., McCormick, R. 2014. Long-term storage stability of biodiesel and biodiesel blends, *Fuel Processing Technology* 128: 339-348
11. Demirbas, A. 2009. Progress and recent trends in biodiesel fuels, *Energy Conversion and Management* 50: 14-34.
12. Dhiraj, D., Mangesh, D. 2012. Biodiesel Production From Animal Fats And Its Impact On The Diesel Engine With Ethanol-Diesel Blends: A Review, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*: 179-185
13. Dunn, R. 2011. Improving the Cold Flow Properties of Biodiesel by Fractionation, *Soybean - Applications and Technology*: 211-240
14. Duda, K., Wierzbicki, S., Śmieja, M., Mikulski, M. 2018. Comparison of performance and emissions of a CRDI diesel engine fuelled with biodiesel of different origin, *Fuel* 212: 202–222.
15. Emiroğlu, O., Keskin, A., Şenb, M. 2018. Experimental investigation of the effects of turkey rendering fat biodiesel on combustion, performance and exhaust emissions of a diesel engine. *Fuel* 216: 266–273.
16. Flach, B., Lieberz, S., Rossetti, A. 2017. *EU Biofuels Annual 2017*. NL7015. 44 p.
17. Gandure, J., Ketlogetswe, C., Jonas, M. 2017. Production, Composition and Fuel Properties of Tallow Biodiesel: A Case of Botswana, *Energy and Power Engineering* 9: 355-365
18. Gürü, M., Koca, A., Can, O., Sahin, F. 2010. Biodiesel production from waste chicken fat based sources and evaluation with Mg based additive in a diesel engine, *Renewable Energy* 35: 637-643
19. Gomaa, M., Alimin, A., Kamarudin, K. 2011. The effect of EGR rates on NO<sub>x</sub> and smoke emissions of an IDI diesel engine fuelled with Jatropha biodiesel blends, *Energy and Environment* 2: 477-490
20. Knothe, G. 2007. Some aspects of biodiesel oxidative stability, *Fuel Processing Technology* 88: 669-677
21. Kumar, S., Yadav, K., Dwivedi, G. 2018. Impact analysis of oxidation stability for biodiesel and its blends, *Materials Today* 5: 19255-19261
22. Kumar, M., Babu, A., Kumar, P. 2018. The impacts on combustion, performance and emissions of biodiesel by using additives in direct injection diesel engine, *Alexandria Engineering Journal* 57: 509-516
23. Leung, D., Koo, B., Guo, Y. 2006. Degradation of biodiesel under different storage conditions, *Bioresource Technology* 97: 250-256
25. Mata, T., Martins, A., Caetano, N. 2013. Valorisation of Waste Frying Oils and Animal Fats for Biodiesel Production, *Chapter from book Characterization of Biochars Using Advanced Solid-State 13C Nuclear Magnetic Resonance Spectroscopy*: 671-693
26. Oner, C., Altun, S. 2009. Biodiesel production from inedible animal tallow and an experimental investigation of its use as alternative fuel in a direct injection diesel engine, *Apply Energy* 86: 2114–2120.
27. Palash, S., Kalam, M., Masjuki, H., Masum, B., Mofijur, M. 2013. Impacts of biodiesel combustion on NO<sub>x</sub> emissions and their reduction approaches, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23: 473-490
28. Rajak, U., Verma, T. 2018. Effect of emission from ethylic biodiesel of edible and non-edible vegetable oil, animal fats, waste oil and alcohol in CI engine, *Energy Conversion and Management* 166: 704-718
29. Rao, K., Ramakrishna, A., Rao, P. 2013. Effect of fuel injection pressure on performance and emission characteristics of DI-CI engine fueled with chicken fat biodiesel, *International Journal of Heat and Technology* 3: 53–59.
30. Sen, M., Keskin, A., Emiroglu, A. 2018. Production of Biodiesel from Broiler Chicken Rendering Fat and Investigation of Its Effects on Combustion, Performance, and Emissions of a Diesel Engine, *Energy & Fuels* 32(4): 5209–5217
31. Soriano, A., Martins, F., Ventura, E., Landa, F., Valonia, É., Faria, F., Ferreira, R., Fallera, M., Valério, R., Leite, D., Carmo, F., Peixoto, R. 2015. Microbiological aspects of biodiesel and biodiesel/diesel blends biodeterioration, *International Biodeterioration & Biodegradation*: 102-114
32. Schleicher, T., Werkmeister, R., Russ, W., Meyer-Pittrof, R. 2008. Microbiological stability of biodiesel–diesel mixtures, *Bioresource Technology* 100: 724-730
33. Siegert, W. 2013. Microbial Contamination in Diesel Fuel – Are New Problems Arising from Biodiesel Blends, *Conference: 9. Colloquium Fuels Conventional and Future Energy for Automobiles* January 15-17, 2013 in Stuttgart/Ostfildern
34. Zakaria, H., Khalid, F., Sies, M., Mustaffa, N., Manshoor, B. 2014. Effect of storage temperature and storage duration on biodiesel properties and characteristics, *Applied Mechanics and Materials* Vols. 465-466: 316-321

#### A COVER LETTER OF AUTHOR

**Author name, surname:** Oleksandra Shepel

**Science degree and name:** PhD student

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Faculty of Transport Engineering, PhD student

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics

**Telephone and e-mail address:** +370 625 23236, [oleksandra.shepel@vgtu.lt](mailto:oleksandra.shepel@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Jonas Matijošius

**Science degree and name:** Doctor, Associated Professor

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering Faculty, Associated Professor of Automobile Transport Department.

**Author's research interests:** Market Specialists Development, Transport Ecology, Alternative Energetics.

**Telephone and e-mail address:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

# ŽEMĖS PAVIRŠIAUS VERTIKALIŲ JUDESIŲ ŠIAURĖS RYTŲ LIETUVOJE TYRIMAS

Rūta Puzienė<sup>1</sup>, Asta Anikėnienė<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Saulėtekio al. 11, Vilnius, <sup>2</sup>Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija, Antakalnio g. 54, Vilnius

## Anotacija

Dabartinius vertikaliuosius Žemės paviršiaus judesius galima nustatyti iš precizinės niveliacijos matavimų rezultatų. Matavimus kartojant kas tam tikrą laikotarpį, gaunami bent du kartus užniveliuoti geodeziniai punktai. Turint matavimų rezultatus, galima paskaičiuoti vertikaliųjų Žemės paviršiaus judesių kilimo/grimzdimo tendencijas, tačiau kartojant geodezinius matavimus ne visi punktai būna niveliuojami pakartotinai, tiesiamos naujos linijos ir ne visur gaunami duomenys, reikalingi judesiams apskaičiuoti. Siekiant išspręsti šią problemą, tyrime taikyti statistinės analizės metodai, judesių prognozei naudoti teritorijos georodikliai. Eksperimentas atliktas niveliacijos poligone Jonava-Zarasai-Joniškis-Šiauliai-Jonava. Šiame poligone, yra naujai nutiesta niveliacijos linija, taip pat ne visi punktai niveliuoti pakartotinai, todėl ši teritorija pasirinkta tyrimui.

**Raktiniai žodžiai.** Vertikalieji Žemės paviršiaus judesiai, I klasės niveliacija, statistinė analizė, georodikliai.

## Ivadas

Vertikalieji Žemės paviršiaus judesiai tiriami taikant skirtingus metodus, tiek geologinius, tiek seismologinius (Li et al., 2001; Šliaupa ir kt., 2005). Dabartiniams vertikaliesiems Žemės plutos judesiams tirti, be geologinių metodų, galima taikyti ir geodezinius metodus. Geodeziniai metodai – pakartotų geodezinių tinklų matavimų rezultatai. Skirtingi tyrėjai judesiams tirti naudoja niveliacijos (Kowalczyk, 2006, 2009; IOH et al., 2009), GPNS tinklų (Marin-Lechado et al., 2010) matavimus arba kompleksškai abu metodus (Kontny et al., 2012). Lietuvos Respublikos teritorijoje yra įrengtas I klasės niveliacijos tinklas, kuriame skirtingu laiku atlikti tų pačių linijų matavimai (1 pav.).

Lietuvos Respublikos teritorija yra platforminiame rajone, čia pakankamai storas nuosėdinės dangos sluoksnis, ypač vakarinėje jos dalyje, tektoniniai judesiai lėti, greito poveikio geologinių, geomorfologinių procesų raidai neturi. Tačiau net tektoniniu atžvilgiu ramiose teritorijose vyksta lėto pobūdžio Žemės paviršiaus judesiai, paviršius gali leisti ar kilti keleto milimetrų per metus greičiu (Grigelis ir kt., 1994; Suveizdis, 2003). Kadangi tirama teritorija pasižymi storu nuosėdinės dangos sluoksniu, yra galimybė patyrinėti geologinių rodiklių sąsajas su iš niveliacijos matavimų gautais vertikaliųjų paviršiaus judesių greičiais. Esamas sąsajas būtų galima panaudoti judesių greičių prognozei tuose teritorijos taškuose, kur nėra įrengtų geodezinių tinklų punktų.

Atliekant tyrimus buvo pasirinkti paskutinio ir priešpaskutinio I klasės niveliacijos tinklo matavimų rezultatai šiaurės rytų Lietuvoje. Šioje vietoje nuosėdinės dangos storis yra nuo 800 iki 1400 m, taip pat šioje vietoje įrengtame niveliacijos poligone dvi linijos išmatuotos daugiau kaip vieną kartą, o viena linija nutiesta naujai ir joje kartotiniai matavimai neatlikti, todėl ši vietovė tinka eksperimentui atlikti.

Darbo tikslas – naudojant I klasės niveliacijos tinklo skirtingu laikotarpiu atliktų matavimų duomenis nustatyti vertikaliųjų Žemės paviršiaus judesių greičius bei taikant statistinę analizę, atlikti greičių sąsajų su teritorijos geologiniais rodikliais tyrimą bei jų prognozę tuose teritorijos taškuose, kuriuose nėra įrengtų geodezinių punktų.

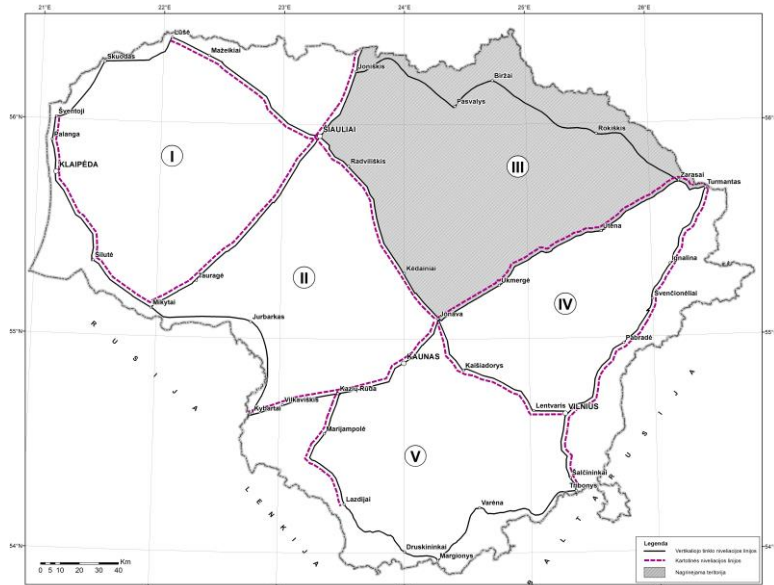
## Vertikalieji Žemės paviršiaus judesiai, gauti taikant skirtingus tyrimo metodus. I klasės niveliacijos tinklai ir niveliacijos poligonas Jonava – Zarasai, Jonava – Joniškis

Lietuvos Respublikos teritorijoje pirmieji niveliacijos tinklų matavimai, minimi rašytiniuose šaltiniuose, atlikti 1804 – 1905 m. Einant laikui buvo sudarinėjami niveliacijos tinklai, apimantys visą tuometinę Lietuvos teritoriją (Kazakevičius, 1998). Pirmojo pasaulinio karo metu didelė tinklų dalis buvo nepataisomai suniokota. Lietuvai atgavus nepriklausomybę, bendradarbiaujant su užsienio valstybėmis, nutarta Baltijos jūrą apjuosti precizinės niveliacijos tinklo žiedu. Buvo įsipareigota sujungti Lietuvos, Vokietijos ir Latvijos niveliacijos tinklus. Suprojektuotas precizinės niveliacijos tinklas, matavimai atlikti 0,27 mm/km tikslumu (Kriščiūnas, 1939; Kazakevičius ir kt., 2004).

Po Antrojo pasaulinio karo, Sovietų Sąjungai okupavus Lietuvos Respubliką, Lietuvos precizinės niveliacijos tinklai buvo sistemingai rekonstruojami, sujungiant juos su Sovietų Sąjungos niveliacijos tinklais. Sovietų sąjungos okupacijos laikotarpiu niveliacijos matavimai atlikti 1948 – 1987 metais (Kazakevičius, 2000).

Lituvai 1990 m. atgavus nepriklausomybę vertikalūs valstybinis geodezinis pirmosios klasės niveliacijos tinklas Lietuvoje pradėtas kurti 1998 m. Atlikta vertikaliųjų geodezinių tinklų analizė, suprojektuoti bei įrengti nauji geodeziniai ženklai, numatytos trasos, kuriomis bus atliekami matavimai,

suprojektuotos bei paklotos naujos niveliacijos linijos, atlikti matavimai. Darbai baigti 2006 m., niveliacijos tinklas sujungtas į penkis niveliacijos poligonus (1 pav.) (Krikštaponis ir kt., 2007; Lietuvos valstybinio geodezinio vertikaliojo pirmosios klasės tinklo sudarymas, 2003).



**1 pav.** Lietuvos I klasės niveliacijos tinklas, suskirstytas į poligonus

Pasirinktą tyrimams teritoriją riboja niveliacijos poligonas Joniškis – Jonava – Zarasai – Joniškis (1 pav.), kurį sudaro niveliacijos linijos Jonava – Zarasai, Joniškis – Šiauliai – Jonava bei naujai nutiesta linija Zarasai – Biržai – Joniškis, kurioje 2004/05 metais atlikti matavimai.

Turint niveliacijos poligoną, kuriame visos linijos yra matuotos bent du kartus, iš matavimų rezultatų galima nustatyti vertikaliuosius Žemės paviršiaus judesių greičius. Tačiau, jei niveliacijos poligone ne visos linijos išmatuotos pakartotinai, tyrimams tenka pasitelkti kitokius vertikaliųjų greičių nustatymo metodus. Niveliacijos linija Joniškis – Biržai – Zarasai paklota naujai, pakartotų matavimų joje nėra, todėl ši teritorija puikiai tinka judesių greičių prognozės pagal geologinius rodiklius tyrimui atlikti.

Tyrimams naudoti niveliacijos poligone šiuo laikotarpiu atlikti matavimai (niveliacijos linijoms):

- Jonava – Zarasai 1980 – 2005 m.;
- Joniškis – Šiauliai – Jonava 1970/71 – 2002/04 m.

### **Vertikalieji Žemės paviršiaus judesiai, nustatyti iš pakartotų niveliacijos matavimų rezultatų**

Tyrimams naudojami skirtingų metų matavimų rezultatai, juos atskirose linijose skiria skirtingas laiko tarpas tarp pakartotų matavimų. Linija Jonava – Zarasai matuota 1985 – 1987 metais, Joniškis – Šiauliai – Jonava – 1970 – 1971 metais, pakartotiniai matavimai jose atlikti 2005/06 ir 2002/04 metais. Abiejose linijose visi matavimai atlikti skirtingais metais, juos skiria skirtingas laiko tarpas. Apskaičiavus Žemės paviršiaus judesius šiais laikotarpiais gauti rezultatai bus netinkami apjungti į vieną visumą, nes nusakys teritorijos paviršiaus pakilimą/nugrimzdimą skirtingu laiku. Dėl šios priežasties tyrimams atlikti pasirinkta naudoti vertikaliuosius Žemės paviršiaus judesių (kilimo/grimzdimo) greičius. Padalinus gautą teritorijos paviršiaus nugrimzdimą/pakilimą iš laiko tarpo tarp matavimų, gaunamas bendras kilimo/grimzdimo greitis, kuris tinka visam laikotarpiui nusakyti.

Vertikaliuosius Žemės paviršiaus judesius iš pakartotų geodezinių matavimų galima apskaičiuoti pagal formulę:

$$v_{ij} = \frac{h''_{ij} - h'_{ij}}{\Delta t} \quad (1)$$

čia:  $h''_{ij}; h'_{ij}$  – skirtingais metais išmatuoti aukščių skirtumai tarp geodezinių ženklų  $i$  ir  $j$ , o  $\Delta t$  – laiko tarpas tarp atliktų geodezinių matavimų.

Siekiant sužinoti vertikaliuosius Žemės paviršiaus judesius vieno pasirinkto geodezinio punkto atžvilgiu, taikyta formulė:

$$v_k = \sum_{i=1}^k v_{i-1,i} \quad (2)$$

čia  $i = 0, 1, \dots, k$  – geodezinių ženklų numeriai.

### Vertikaliųjų Žemės paviršiaus judesių ir teritorijos georodiklių sąsąjų tyrimas III niveliacijos poligone

Geodeziniais metodais išmatuoti Žemės paviršiaus judesiai – bendras Žemės plutoje, nuosėdinėje dangoje vykstančių procesų atspindys. Galima daryti prielaidą, jog geologiniai, geofiziniai teritorijos rodikliai ir išmatuoti vertikalieji Žemės paviršiaus judesiai susieti vienokio ar kitokio pobūdžio sąsajomis. Siekiant ištirti vertikaliųjų Žemės judesių bei georodiklių sąsajas, atliekami kompleksiniai tyrimai, naudojant statistikos metodus ir bendrai analizuojant dabartinių Žemės plutos judesių geodezinių matavimų duomenis su tiriamos teritorijos georodikliais.

Tyrimo metu poligoną Jonava – Zarasai – Joniškis – Šiauliai – Jonava sudarančioms niveliacijos linijoms pagal reperių koordinates nustatytos šių tiriamos teritorijos georodiklių skaitinės reikšmės:  $x_2$  – Žemės paviršiaus reljefas,  $x_3$  – prekvartero nuogulų storis,  $x_4$  – prekvartero nuogulų reljefas,  $x_5$  – nuosėdinės dangos storis,  $x_6$  – magnetinis laukas (magnetinio lauko stipris),  $x_7$  – kvartero dangos storis,  $x_8$  – kristalinio pamato reljefas,  $x_9$  – gravitacinis laukas (Bouger anomalijos).

Rodiklių tarpusavio priklausomybei nustatyti tyrime naudota koreliacinė analizė. Išmatuotųjų dabartinių vertikaliųjų Žemės plutos judesių ryšių su teritorijos georodikliais pradinis vertinimas atliktas apskaičiuojant išmatuotų vertikaliųjų Žemės plutos judesių reikšmių ir teritoriją apibūdinančių georodiklių skaitmeninių reikšmių koreliacijos koeficientus (Martišius ir kt., 2004).

$$r_{ij} = \frac{\sigma_{ij}}{\sqrt{\sigma_{ii} \cdot \sigma_{jj}}}, \quad (3)$$

čia:  $\sigma_{ij}$  – kovariacinės matricos elementai;  $\sigma_{ii}, \sigma_{jj}$  – atsitiktinių dydžių dispersijos.

Judesių prognozei pagal georodiklius atlikti bei jos galimybėms įvertinti taikoma regresinė analizė. Norint sudaryti regresinius judesių prognozės modelius, naudojant georodiklius, regresinėje analizėje priklausomu kintamuoju imami vertikaliųjų judesių greičiai, o nepriklausomais kintamaisiais – georodikliai (taikant tiesinės daugianarės regresijos modelį) (Martišius ir kt., 2004):

$$V = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_m X_m + \varepsilon. \quad (4)$$

Regresijos modelio atitiktis matavimo rezultatams tikrinama taikant šiuos regresijos tinkamumo rodiklius: determinacijos koeficientą  $R^2$  bei Fišerio statistiką.

Hipotezė, kad regresinis modelis matematiniu statistiniu požiūriu adekvatus matavimo rezultatas su tikimybe  $p = 1 - q$ , imama tuomet, kai  $F \geq F_{q(k_1, k_2)}$  čia  $q$  – patikimumo lygmuo, laisvės laipsniai  $k_1 = m - 1$ ,  $k_2 = n - m - 2$ .

Regresinis modelis tuo efektyvesnis, kuo determinacijos koeficientas artimesnis vienetui ir kuo didesnė jo apatinė pasikliautinumo intervalo riba.

Sąsajoms tarp tiriamame poligone išmatuotų vertikaliųjų Žemės plutos judesių greičių bei teritorijos georodiklių nustatyti atliekama tos poligono dalies koreliacinė analizė, kurioje iš kartotinių geodezinių matavimų yra nustatyti vertikalieji Žemės plutos judesių greičiai. Šios analizės rezultatai pateikiami 1 lentelėje.

1 lentelė

#### Vertikaliųjų Žemės plutos judesių ir georodiklių koreliacijos koeficientai

| $r(vx_2)$                              | $r(vx_3)$ | $r(vx_4)$ | $r(vx_5)$ | $r(vx_6)$ | $r(vx_7)$ | $r(vx_8)$ | $r(vx_9)$ |
|----------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Joniškis – Šiauliai – Jonava – Zarasai |           |           |           |           |           |           |           |
| 0,78                                   | -0,47     | 0,73      | -0,44     | 0,31      | 0,54      | 0,52      | 0,49      |

Iš šioje lentelėje pateiktų tyrimo rezultatų matyti, kad koreliacinės priklausomybės gana stiprios, stipriausios koreliacijos tarp dabartinių vertikaliųjų Žemės plutos judesių bei prekvartero nuogulų reljefo ( $r = 0,73$ ), kvartero dangos storio ( $r = 0,54$ ), kristalinio pamato reljefo ( $r = 0,52$ ), gravitacinio lauko ( $r = 0,49$ ). Silpnesni koreliaciniai ryšiai su prekvartero nuogulų storium, nuosėdinės dangos storium, magnetiniu lauku. Visų koreliacijos koeficientų reikšmingumas –  $p \geq 0,90$ . Iš šios analizės rezultatų galima teigti, kad šiame poligone išmatuoti dabartiniai vertikalieji Žemės plutos judesiai yra ne atsitiktinio pobūdžio, bet natūrali geologinių procesų raidos tąsa, vadinasi, juos galima aprašyti regresiniais modeliais bei atlikti dabartinių tektoninių procesų prognozę.

Sudarytas regresinis modelis, regresinės analizės rezultatai pateikti 2 lentelėje.

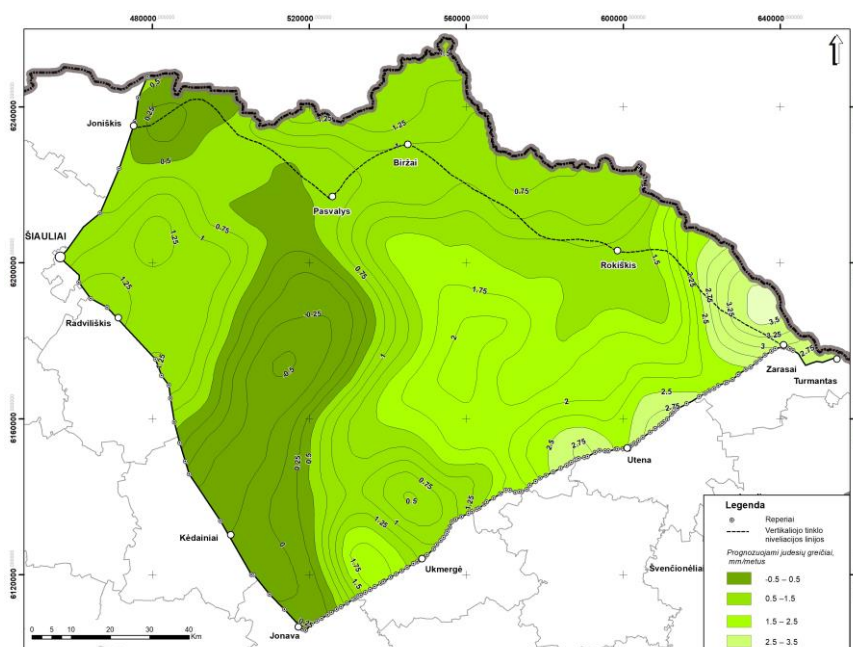
2 lentelė

### Regresinės analizės rezultatai

| Regresinis modelis                                                                                                                                          | $F_q$<br>( $q=0,01$ ) | $F$   | $R^2$ | $R^2_{\min}(m)$ |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|-------|-------|-----------------|
| Joniškis–Šiauliai–Jonava–Zarasai                                                                                                                            |                       |       |       |                 |
| $v = 0,342 - 0,047 \cdot x_2 - 0,018 \cdot x_3 + 0,028 \cdot x_4 + 0,063 \cdot x_5 + 0,008 \cdot x_6 - 0,007 \cdot x_7 + 0,046 \cdot x_8 + 0,057 \cdot x_9$ | 3,06                  | 18,60 | 0,81  | 0,77            |

Tyrimų metu gautas regresinis modelis (2 lentelė), kurio empirinės statistikos reikšmės didesnės už ribines reikšmes, t. y. tenkinama  $F > F_q$  sąlyga. Todėl su tikimybe  $p = 0,99$  galima teigti, kad statistinis priklausomumas tarp dabartinių vertikalųjų Žemės plutos judesių ir geologinių rodiklių statistškai reikšmingas bei patikimas. Regresinis modelis aprašo 81 proc. išmatuotų dydžių reikšmių ir yra adekvatus matavimo rezultatams su tikimybe  $p \geq 0,99$ . Galima daryti išvadą, kad šis, tyrimų metu gautas regresinis modelis tinka vertikalųjų Žemės plutos judesių prognozei.

Prognozuojant trečiame poligone vertikalųjų Žemės plutos judesių greičius (2 lentelė) į regresijos lygtį, įeinančių argumentų (georodiklių) reikšmės nustatytos iš skaitmeninių geologinių duomenų bazių diskrečiuose taškuose, išdėstytuose 5x5 km kvadratų tinklelio viršūnėse. Taškinės informacijos interpoliacija atlikta naudojant Kriging metodą. Sudarytas prognozuojamų judesių greičių žemėlapis pateiktas 2 paveiksle.



2 pav. Prognozuojami pagal sudarytą regresijos lygtį vertikalieji Žemės paviršiaus judesių greičiai niveliacijos poligone Joniškis – Jonava – Zarasai – Joniškis

Iš tyrimo rezultatų, pateiktų 2 paveiksle matyti jog vertikalieji Žemės paviršiaus judesiai poligone kinta nuo -0,5 iki 3,5 mm/m. Poligono viduryje yra paviršiaus grimzdimo juosta, kur teritorija sėda iki -0,5 mm/m. Vakaruose paviršius kyla iki 1,25 mm/m., o rytuose iki 3,5 mm/m.

### Išvados

Remiantis niveliacijos poligone Joniškis – Jonava – Zarasai – Joniškis 1970/71 – 2005 m. atliktais kartotinių tikslųjų niveliacijų matavimais, nustatyta, jog dabartinių vertikalųjų Žemės paviršiaus judesių ir teritoriją apibūdinančių georodiklių koreliacijos koeficientų absoliučios reikšmės kinta nuo 0,31 iki 0,78. Visų koreliacijos koeficientų reikšmingumas –  $p \geq 0,90$ . Remiantis koreliacinės analizės rezultatais galima teigti, jog šiame poligone išmatuoti vertikalieji Žemės paviršiaus judesiai yra ne atsitiktinio pobūdžio, bet natūrali geologinių procesų tąsa, juos galima aprašyti regresiniais modeliais bei atlikti dabartinių tektoninių procesų prognozę.

Sudarytas regresinis modelis, kuris aprašo 81 proc. išmatuotų dydžių reikšmių ir yra adekvatus matavimo rezultatams su tikimybe  $p \geq 0,99$ . Taikant šį regresinį modelį atlikta dabartinių vertikalųjų Žemės paviršiaus judesių prognozė pasirinktame niveliacijos poligone.

Dabartinių vertikalinių Žemės paviršiaus judesių greičių reikšmės niveliacijos poligone Joniškis – Jonava – Zarasai – Joniškis kinta nuo -0,5 iki 3,3 mm/m.

### Literatūra

1. Kowalczyk, K. 2006. New model of the vertical crustal movements in the area of Poland, *Geodesy and Cartography*, 4(32), 83–87.
2. Kowalczyk, K. 2009. The leveling data in study of vertical movements of the Earth crust on area of Poland, *Acta Sci. Pol., Geodesia et Descriptio Terrarum*, 8(1), 31–43.
3. Marin-Lechado, C., Galindo-Zaldívar, J., Gil, A. J., Borque, M. J., de Lacy, M. C., Pedrera, A., López-Garrido, A. C., Alfaro P., García-Tortosa, F., Ramos, M. I., Rodríguez-Caderot, G., Rodríguez-Fernández, J., A. Ruiz-Constán, and C. S. de Galdeano-Equiza. 2010. Levelling Profiles and a GPS.
4. Martišius, S. A.; Kėdaitis, V., 2004. Statistika II dalis, *Statistikos išvados ir sprendiniai*. Vilnius: VU leidykla, 341 p.
5. Kontny, B., and J. Bogusz. 2012. Models of vertical movements of the Earth crust surface in the area of Poland derived from leveling and GNSS data, *Acta Geodyn. Geomater*, 167(3), 331–337.
6. Grigelis A.; V. Kadūnas. 1994. *The Geology of Lithuania. A Monograph*. Mokslo ir enciklopedijų leidykla, Vilnius, Lietuvos geologija.
7. Suveizdis, P. 2003. *Lietuvos tektoninė sandara*. Geologijos ir geografijos institutas, Vilnius.
8. Kazakevičius, S. V. 2000. Pagrindinio Lietuvos niveliacijos tinklo atnaujinimas ir sutankinimas 1970-1987 m. *Žemėtvarka ir melioracija*, Nr. 1(101), 94-106 p.
9. Kazakevičius, S. V. 1998. Pirmieji krašto niveliacijos tinklai Lietuvoje. *Žemėtvarka ir melioracija*, Nr. 3 (95), p. 72–82.
10. Kazakevičius, S. V.; Būga. 2004. A. Baltijos geodezijos komisijos veikla tarpukariu. *Geodezija ir kartografija*, Nr. 1(30), p. 1a–1f.
11. Kriščiūnas, A. 1939. Lietuvos precizinės niveliacijos altitudžių katalogas. Kaunas.
12. Krikštonis, B.; Paršeliūnas, E. K.; Petroškevičius, P.; Putrimas, R.; Zakarevičius, A. 2007. Realization of the vertical datum and height system of Lithuania. Harita dergisi: proceedings of the 1st International Symposium of the International Gravity Field Service. ISSN 1300-5790. Ankara, 18, p. 142–147.
13. Šliaupa, S.; Pačėsa, A.; Statkūnas, J. 2005. Naujausi Žemės drebėjimai Baltijos regione ir Lietuvos seisminis monitoringas. *Geologija*, 50:8–18.
14. Юн, Л. П.; Лучкин, А. Ю.; Кулева, Л. К. 2009. Карта современных вертикальных движений земной коры на территории г. Ташкента и его окрестностей. *Устойчивое развитие горных территорий* 1, 64–67 с.
15. Lietuvos valstybinio geodezinio vertikaliojo pirmosios klasės tinklo sudarymas (baigiamoji ataskaita). Vilnius, 2003. 371 p.
16. Li, Y.-X.; Yang, G.-H.; Yang, S. D. 2001. Preliminary division of active block boundary in Chinese mainland based on recent vertical crustal movement. *Acta Seismologica sinica*, 1(14), 12–17.

## INVESTIGATION OF VERTICAL MOVEMENTS IN THE NORTH PART OF LITHUANIA

### Summary

The current vertical movement of the Earth surface can be determined from the results of precise level measurements. Repetitive measurements give rise to several times geodesic measurements. The upward / downward inclination of the Earth's surface can be calculated from the results of the measurements. However, repeating geodetic measurements, not all points are re-leveling. New levelling lines are being adjusted. Not everywhere you get the data you need to calculate your movements. Therefore, the statistical analysis methods used in the study were used for geo – indices of the area used for forecasting movements. The levelling ground for Jonava – Zarasai – Joniškis – Šiauliai – Jonava was chosen for the experiment. In this polygon, there is a newly built leveling line, and not all points are re-leveling.

**Key words:** investigation of vertical movements, 1-th class levelling, the statistical analysis, geo – indices.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Asta Anikėnienė.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras.

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Statybos fakulteto Geodezijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** vertikalinių Žemės plutos judesių tyrimai, teritorijų planavimas, geografinės informacinės sistemos.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 614 32520, a.anikeniene@vtdko.lt.

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Asta Anikėnienė.

**Science degree and name:** doctor.

**Workplace and position:** Vilnius College of Technologies and Design, Civil Engineering Faculty Department of Geodesy, associated professor.

**Author's research interests:** vertical earth crust movements investigations, territory planning, geographic information systems.

**Telephone and e-mail address:** 8 614 32520, a.anikeniene@vtdko.lt.

# SLĖGINIO UŽDEGIMO VARIKLIO VEIKIANČIO DYZELINU IR SUSKYSTINTOMIS NAFTOS DUJOMIS RODIKLIŲ TYRIMAS

Alfredas Rimkus

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius*

## Anotacija

Ištirta papildomai tiekiamų suskystintų naftos dujų (SND) mišinio įtaka dyzelinu veikiančio slėginio uždegimo (SU) variklio energetiniams ir ekologiniams rodikliams. Atliekant standinius tyrimus nustatyta, kad papildomai tiekiamos SND daro įtaką degiojo mišinio degimo procesui ir mažina variklio šiluminį efektyvumą. Pakitus degiojo mišinio sudėčiai išauga nepilno degimo produktų, tai yra anglies monoksido (CO) ir angliavandenilių (CH) koncentracija išmetamosiose dujose bei dūmingumas, tačiau sumažėja azoto oksidų ( $\text{NO}_x$ ) ir anglies dvideginio ( $\text{CO}_2$ ) emisija. Naudojant dvigubus degalus ir optimizavus dyzelino įpurškimo paankstinimo kampą, variklio veikimo efektyvumas yra artimas dyzelinui, nepilno degimo produktų koncentracija sumažėja, bet viršija emisijas, gaunamas naudojant gryną dyzeliną.

**Reikšminiai žodžiai:** slėginio uždegimo variklis, suskystintos naftos dujos, variklio efektyvumas, emisijos.

## Ivadas

Žemės ekosistema yra stipriai veikiama mobiliųjų taršos šaltinių emisijos. Transportas, ypač automobilių, šiuo metu yra vienas didžiausių aplinkos taršos šaltinių. Labai daug ir įvairiomis kryptimis dirbama, kad vidaus degimo varikliai (VDV) aplinką terštų kuo mažiau. Pagrindiniai teršalai, sąlygojami įprastų angliavandenilių degalų, yra nesudegę bei dalinai sudegę angliavandeniliai (CH), anglies viendeginis (CO), azoto oksidai ( $\text{NO}_x$ ) ir sveikatai kenksmingos kietosios dalelės (Ashok et al. 2015; Rakopoulos et al. 2010).

VDV degimo produktai, daugiausia  $\text{CO}_2$ , CO, kartu su kitomis šiltnamio efektą sukeliančiomis dujomis (pvz., metanas, azoto oksidai) turi įtakos pasaulinės temperatūros kilimui (Lata, 2012). Esant minėtoms problemoms, šiuolaikinė automobilių gamyba sprendžia vis didėjančią iššūkį tarp aukštesnės galios, geresnio degalų taupymo ir reikalavimų žemesnėms teršalų emisijoms (Stan, 2002). Varikliai aprūpinami deginių recirkuliacijos (EGR) įrenginiais, įvairiais katalizatoriais, kietųjų dalelių filtrais. Šios priemonės leidžia sumažinti teršalų emisiją jau po įvykusio degalų degimo proceso, tačiau norint atitikti vis griežtesnes deginių emisijos normas reikia siekti, kad ir degimo metu būtų mažinama tarša, tam panaudojant alternatyvius degalus ar jų mišinius (Laurinaitis et al. 2012).

Europos Komisijos komunikate dėl Europos alternatyviųjų degalų strategijos buvo įvertintos pagrindinės alternatyviųjų degalų rūšys, galinčios pakeisti naftą ar padėti sumažinti transporto išmetamų teršalų kiekį. Pateiktas alternatyvių energijos šaltinių sąrašas: elektra, vandenilis, biodegalai, suslėgtos gamtinės dujos (SGD), suskystintos naftos dujos (SND) (Europos parlamento... 2013). Europos Komisijos siekiai transporto srityje iki 2020 metų: išmetamų šiltnamio efektą sukeliančių dujų kiekį sumažinti iki 20 %, o jeigu pagal plataus masto pasaulinį susitarimą kitos išsivysčiusios šalys prisiimtų panašius įsipareigojimus ir besivystančios šalys prisidėtų pagal savo galimybes, sumažinti iki 30 %. Siekti 20 % efektyvesnio energijos vartojimo (Europa 2020. Tvarus augimas...2012).

Lietuvoje iš dujinių degalų plačiausiai vartojamos SND. Jų vartojimo populiarumą lemia palyginti žema dujų kaina, kuri yra beveik dvigubai mažesnė lyginant su dyzelinu ar benzinu, pakankamai platus dujinės įrangos įrengimo ir aptarnavimo tinklas bei platus degalinių tinklas. (Katinas et al. 2012). Dyzeliniame variklyje įvairios dujos (SND, SGD, LNG, biodujos, hidrometanas) gali būti panaudotos kaip alternatyva dyzelinui, jomis pakeičiant dalį dyzelino. Paprastai, šie dujiniai degalai, yra naudojami kaip antriniai, o dyzelinas priskiriamas pirminiams degalams, kuris yra reikalingas pradėti degimo procesą. Įpurškamas dyzelinas variklyje nuo susidariusios aukštos temperatūros suslėgimo metu, užsiliepsnoja dėl jo aukšto cetaninio skaičiaus ir taip uždega antrinius degalus (Lata, 2012).

SND naudojimas turi šiuos pranašumus prieš tradicinius degalus: dujos nepraskiedžia variklio alyvos, todėl ją ilgiau galima eksploatuoti. Naftos dujos turi didelį oktantinį skaičių – tai lemia geras antidetonacinės savybės. SND didesnis šilumingumas, todėl galima pasiekti didesnę variklio galią ir mažesnes degalų sąnaudas (Nganga and Abbe, 2018; Musthafa, 2019; Chaichan, 2011). Naftos dujos beveik neturi sieros priemaišų. Sieros dioksido mažinimas variklyje yra svarbus privalumas, kadangi jis aktyvina koroziją, todėl šiuo aspektu variklio tarnavimo laikas turėtų būti ilgesnis naudojant dyzeliną su dujomis (Saleh, 2008). SND, lyginant su dyzelinu ar benzinu, yra mažesnis C/H elementinis santykis, todėl joms degant susidaro mažesnė  $\text{CO}_2$  emisija. Lyginant su benzinu, SND išskiria 10 % mažiau  $\text{CO}_2$  (Bosch, 2009). Pagrindinės dyzelino ir SND dujų savybės pateiktos 1 lentelėje.

Mokslininkas Saleh (2008), nagrinėdamas energetinius ir ekologinius dyzelinio variklio rodiklius, nustatė, kad kai mišinys sudarytas iš 60 % dyzelino ir 40 % SND yra gaunamas didžiausias efektyvusis variklio

naudingumo koeficientas. Tuomet buvo atlikti bandymai su skirtingos sudėties SND dujomis, kurių metu nustatyta, kad propanas mažina CO, bet didina NO<sub>x</sub> teršalų kiekius. Todėl buvo priimta, kad geriausias degalų mišinys yra, sudarytas iš 60 % dyzelino ir 40 % SND dujų, kuomet SND sudaro 70 % propanas ir 30 % butanas. Su tokiu degalų mišiniu, esant 100 % variklio apkrovai, NO<sub>x</sub> ir SO<sub>2</sub> teršalų kiekiai sumažėjo 27 % ir 69 %, lyginant su įprastiniais dyzeliniais degalais, tačiau CO dujų padidėjo 15,7 % (Saleh, 2008). Papildomai variklyje tiekiant SND, prie maksimalios variklio apkrovos galima padidinti efektyvųjį naudingumo koeficientą vidutiniškai iki 6 %, o dūmingumą sumažinti iki 71 %, lyginant su gryno dyzelino naudojimu (Vijayabalan et al. 2009).

SU variklyje naudojant SND nustatyti ir trūkumai: prastas degalų sudeginimas esant mažai variklio apkrovai (Lata, 2012). Esant 20 % variklio apkrovai, naudojant SND ir dyzelino mišinį, CH koncentracija deginiuose padidėja iki 16 kartų, o CO iki 4 kartų, lyginant su dyzelinu. Apkrovą padidinus iki 100 %, CH skirtumas lieka 4 kartai, o CO 27 % (Vijayabalan et al. 2009).

Šio tyrimo tikslas – reguliuojant dyzelino įpurškimo pradžią ištirti slėginio uždegimo variklio, veikiančio skirtingais dyzelino ir SND mišiniais, energetinius ir ekologinius rodiklius.

### Tyrimų metodika ir įranga

Stendiniai bandymai atlikti VGTU, Transporto inžinerijos fakulteto, Automobilių inžinerijos katedros, Vidaus degimo variklių laboratorijoje. Bandymams naudotas SU 1,9 TDI (1Z tipo) variklis su elektroniniu valdymo bloku (EVB) valdomu aukšto slėgio degalų siurbliu BOSCH VP37 ir turbokompresoriumi. EGR sistema bandymų metu buvo atjungta. Bandomo variklio techniniai duomenys pateikti 2 lentelėje.

1 lentelė

#### Degalų savybės

| Savybės                                    | SND                           |                                | Dyzelinas                                                        |
|--------------------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|------------------------------------------------------------------|
|                                            | Propanas                      | Butanas                        |                                                                  |
| Cheminė formulė                            | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | C <sub>10</sub> H <sub>22</sub> –C <sub>15</sub> H <sub>32</sub> |
| Sudėtis pagal masę %                       | 82C–18H                       | 83C–17H                        | 86C–13H                                                          |
| Žemutinis šilumingumas, MJ/kg              | 46,3                          | 45,6                           | 42,5                                                             |
| Tankis skystoje būklėje 15 °C, kg/l        | 0,51                          | 0,58                           | 0,83                                                             |
| Savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra, °C | 470                           | 365                            | 250                                                              |
| Virimo temperatūra, °C                     | -42                           | -0,5                           | 150–360                                                          |
| Stechiometrinis oro/deg. santykis, kg/kg   | 15,6:1                        | 15,4:1                         | 14,5:1                                                           |
| Oktaninis skaičius                         | 105                           | 94                             | 30                                                               |
| Cetanis skaičius                           | 5–0                           |                                | 45–58                                                            |
| Liepsnos greitis, cm/s                     | 38–40                         |                                | 2,0–8,0                                                          |

Šaltinis: (Jučas, 2006; Lata, 2012; Bosch, 2011)

2 lentelė

#### 1,9 TDI 1Z variklio pagrindiniai rodikliai

| Rodiklis                        | Reikšmė                            |
|---------------------------------|------------------------------------|
| Darbinis tūris, cm <sup>3</sup> | 1896                               |
| Cilindrų skaičius               | 4                                  |
| Suslėgimo laipsnis              | 19,5                               |
| Nominali galia, kW              | 66 (4000 min <sup>-1</sup> )       |
| Sukimo momentas, Nm             | 180 (2000–2500 min <sup>-1</sup> ) |
| Cilindro skersmuo, mm           | 79,5                               |
| Darbinis tūris, mm              | 95,5                               |

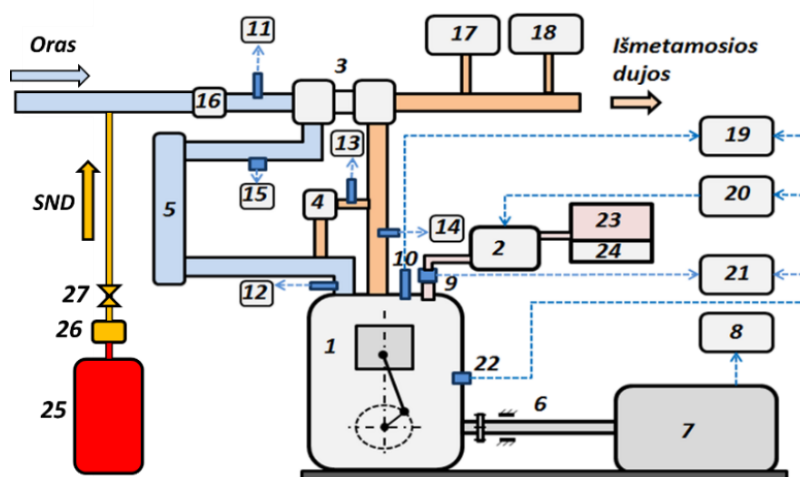
Šaltinis: Variklio 1,9 TDI 1Z techniniai duomenys

Eksperimento metu naudojami dvigubi degalai: dyzelinas ir SND, kurios sudarytos iš propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) ir butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) santykiu 50/50. Dujos buvo tiekiamos iš 50 l (2,5 MPa) dujų baliono pro žemo slėgio reduktorių (36 mbar, dujų pralaidumas 4 kg/h) į įsiurbimo kolektorių prieš turbokompresorių (1 pav.).

Stendiniai bandymai atlikti varikliui veikiant  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  sukimosi greičiu ir jį apkraunant efektyviu momentu  $M_e = 60 \text{ Nm}$ . Tai apytiksliai atitinka variklio veikimo režimą lengvajam automobiliui Audi B4 tolygiai važiuojant lygiu keliu penkta pavara 90 km/h greičiu. Bandymų metu dyzelino įpurškimo pradžios momentas ankstintas kas 2 alkūninio veleno posūkio laipsnius (° AV)  $\theta$  nuo 0° iki 24° prieš stūmoklio Viršutinį Galinį Tašką (pVGT). Naudoti degalai, kurių masių santykis: 100 % dyzelinas ir 0 % SND (D); 70 % dyzelinas ir 30 % SND (D + 30% SND); 60 % dyzelinas ir 40 % SND (D + 40% SND); 50 % dyzelinas ir 50 % SND (D + 50% SND); 40 % dyzelinas ir 60 % SND (D + 60% SND).

Variklio efektyvus sukimo momentas  $M_e$  ir veleno sukiai  $n$  nustatyti apkrovos stendu KI-5543,  $M_e$  matavimo paklaida  $\pm 1,23 \text{ Nm}$ . Dyzelino valandinėms sąnaudoms  $B_d$  matuoti naudotos elektroninės svarstyklės SK-5000 ir chronometras, dyzelino sąnaudų matavimo paklaida 0,5 %. SND sąnaudos matuotos dujų skaitikliu KG-0095-G06-94-10. Slėgis cilindre fiksuotas kaitinimo žvakėje integruotu pjezoelektriniu jutikliu GG2 1569. Slėgio reikšmės per 100 ciklų įrašytos naudojant AVL DiTEST DPM 800 įrangą. Slėgio matavimo tikslumas 1 %. Slėgis variklio įsiurbimo kolektoriuje matuotas slėgio matuokliu Delta OHM HD 2304.0, matavimo paklaida  $\pm 0,0002 \text{ MPa}$ . Išmetamųjų dujų kolektoriaus temperatūra  $T_k$  nustatoma

infraraudonųjų spindulių termometru Emsitest IR 8839, kurio tikslumas  $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ . Teršalų koncentracija išmetamosiose dujose matuota naudojant AVL DiCom 4000 deginių ( $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CH}$ ,  $\text{NO}_x$ ) analizatorių, o dūmingumas – AVL DiSmoke.



1 pav. Variklio bandymo įranga:

1 – variklis 1.9 TDI; 2 – aukšto slėgio degalų siurblys; 3 – turbokompresorius; 4 – deginių recirkuliacijos (DR) vožtuvas; 5 – oro aušintuvas; 6 – jungiamasis velenas; 7 – variklio apkrovos įrenginys; 8 – variklio sūkių ir apkrovos įrašymo įranga; 9 – degalų įpurškimo momento matavimo įranga; 10 – slėgio cilindre jutiklis; 11 – išsiurbiamo oro temperatūros jutiklis; 12 – išsiurbiamo oro temperatūros jutiklis už turbokompresoriaus; 13 – DR temperatūros jutiklis; 14 – išmetamų deginių temperatūros jutiklis; 15 – išsiurbiamo oro slėgio jutiklis; 16 – oro srauto masės matuoklė; 17 – išmetamųjų dujų analizatorius; 18 – dūmingumo analizatorius; 19 – cilindro slėgio reikšmių įrašymo įranga; 20 – degalų įpurškimo kampo reguliavimo įranga; 21 – degalų įpurškimo momento įrašymo įranga; 22 – alkūninio veleno padėties jutiklis; 23 – degalų talpa; 24 – degalų sąnaudų matavimo įranga; 25 – SND balionas; 26 – SND reduktorius; 27 – SND kiekio reguliavimo vožtuvas.

Šaltinis: sudaryta autoriaus

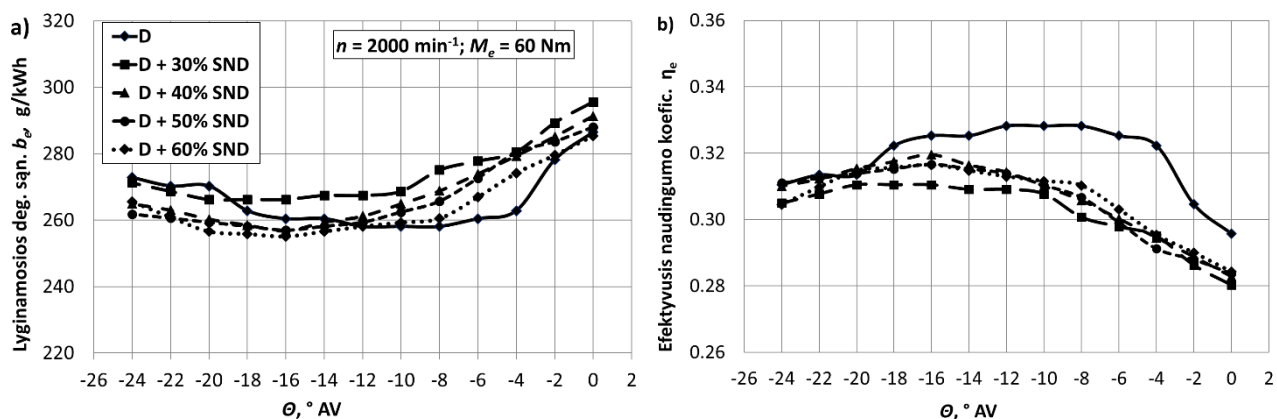
Eksperto metu elektromagnetinis dyzelino įpurškimo pradžios momento valdymo vožtuvas (esantis aukšto slėgio degalų siurblyje) buvo atjungtas nuo variklio EVB ir buvo valdomas atskiru impulsų pločio moduliacijos (angl. pulse-width modulation (PWM)) generatoriaus signalu. Priklausomai nuo numatyto degalų įpurškimo pradžios momento valdymo signalas moduliuojamas nuo 0 iki 100%. Degalų įpurškimo momento valdymo signalo periodas  $T=0,02$  s. Realus degalų įpurškimo pradžios momentas fiksuojamas naudojant pjezo jutiklį, sumontuotą ant degalų tiekimo į purkštuvą vamzdelio.

### Ekspertimentinių tyrimų rezultatai ir jų analizė

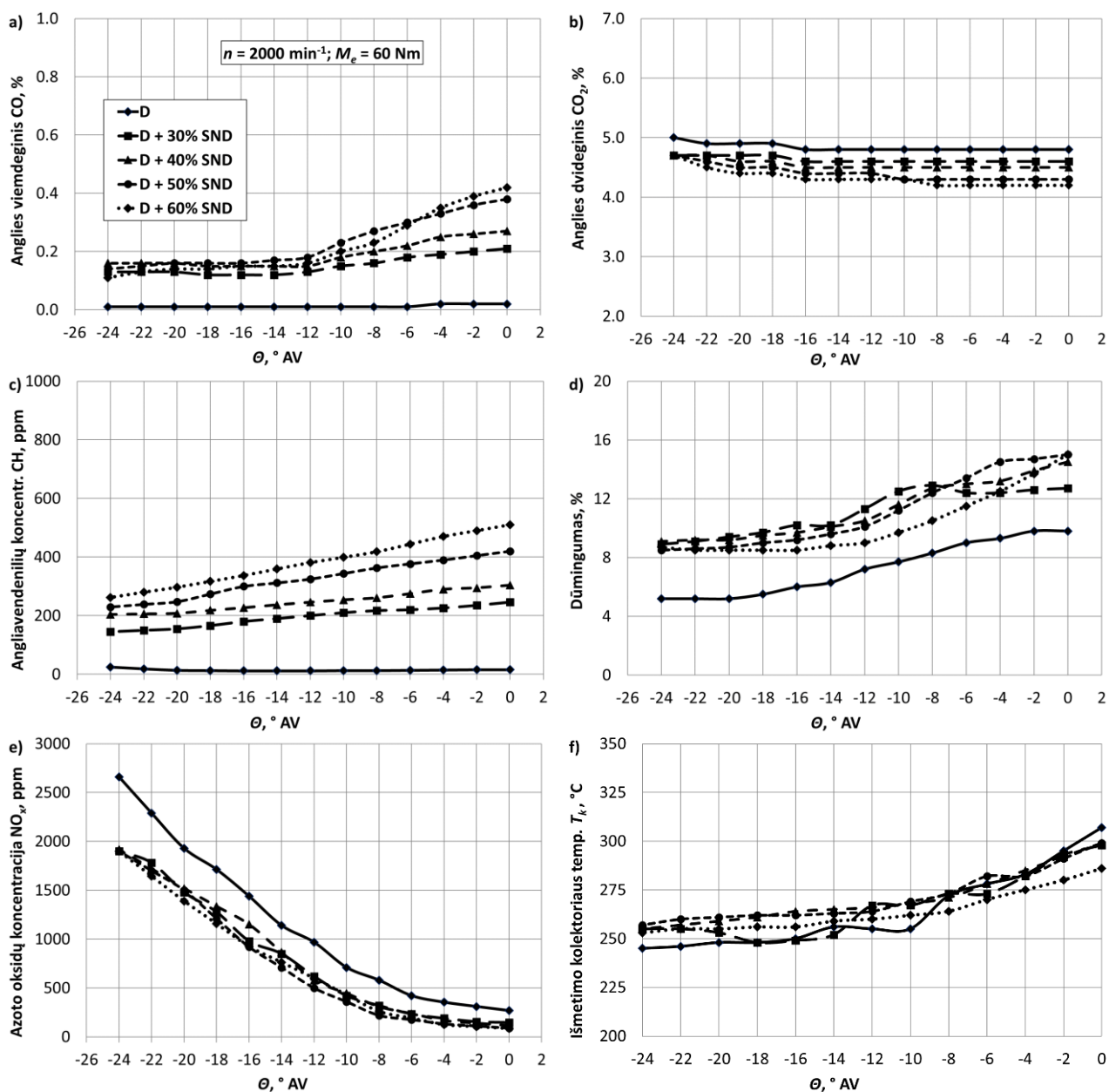
Palyginus variklio lyginamąsias degalų sąnaudas ( $b_e$ ) ir efektyvųjį naudingumo koeficientą ( $\eta_e$ ), matyti, jog varikliui veikiant tik D mažiausios degalų sąnaudos  $b_e = 258,1$  g/kWh ir atitinkamai didžiausias  $\eta_e = 0,328$  yra gaunami, kai dyzelinas pradedamas purkšti  $8-12^{\circ}$  AV pVGT (2 pav. a, b). Eksperto metu išmatuota, kad esant  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  ir  $M_e = 60 \text{ Nm}$ , variklio EVB nustato  $\theta \sim 4^{\circ}$  CA PVGT ir tada  $b_e = 262,8$  g/kWh ir  $\eta_e = 0,322$ . Kai variklyje panaudojami D + SND mišiniai, norint gauti mažiausią  $b_e$  ir didžiausią  $\eta_e$ ,  $\theta$  reikia ankstinti iki  $\sim 16^{\circ}$  AV pVGT. Degalų mišinys esant 60% SND, palyginus su D prie  $\theta = 4^{\circ}$  AV pVGT, degalų sąnaudos  $b_e = 255,1$  g/kWh sumažėja 2,9 %. Naudojant D + 40% SND variklio energetinis efektyvumas geriausias degalų mišiniams ( $\eta_e = 0,320$ ), bet yra 0,6 % mažesnis už D.

Variklyje naudojant dvigubus degalus dyzelino įpurškimo ankstinimo efektyvumas pasireiškia tuo, kad anksčiau yra uždegamas dujų – oro mišinys, kuris, tikėtina, dega lėčiau dėl cilindre susidariusio lieso dujų ir oro mišinio. Neakstinant  $\theta$  degimas nusitęsia į baigiamojo degimo fazę, mažėja degimo temperatūra, didesnė energijos ir nesudegusių degalų dalis išmetama į aplinką, todėl didėja  $b_e$  ir mažėja  $\eta_e$ .

$\text{CO}$  ir  $\text{CO}_2$  koncentracija deginiuose, varikliui veikiant tik dyzelinu, keičiant  $\theta$  nuo  $0^{\circ}$  AV pVGT iki  $24^{\circ}$  AV pVGT, mažai kinta (3 pav. a, b). Kai variklyje panaudojami D ir SND ir mišiniai,  $\text{CO}$  koncentracija smarkiai išauga esant vėlyvai įpurškimo pradžiai. Didžiausias pokytis matomas, kai degalai D + 60% SND. Tuomet  $\text{CO}$  koncentracija,  $\theta$  keičiant nuo  $0^{\circ}$  AV pVGT iki  $12^{\circ}$  AV pVGT sumažėja nuo 0,42 % iki 0,15 % (- 64 %) ir po to nusistovi.  $\text{CO}_2$ , ankstinant įpurškimo pradžią nuo  $0^{\circ}$  CA iki  $24^{\circ}$  AV pVGT, padidėja nuo 4,2 % iki 4,7 % (12 %).



2 pav. Variklio energetinių rodiklių: a) – lyginamųjų degalų sąnaudų  $b_e$  ir b) – variklio efektyviojo naudingumo koeficiento  $\eta_e$  priklausomybė nuo dyzelino įpurškimo pradžios momento  $\theta$ .



3 pav. Variklio ekologinių rodiklių: a) – anglies monoksido; b) – anglies dvideginio; c) – angliavandenilių koncentracijos; d) – dūmingumo; e) – azoto oksidų koncentracijos deginiuose ir f) – išmetimo kolektoriaus temperatūros priklausomybė nuo dyzelino įpurškimo pradžios momento  $\theta$ .

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Toks staigus CO pokytis, kai variklyje papildomai naudojama SND, paaiškinamas tuo, jog vėlesnis dyzelino įpurškimas, bei mažesnė dujų degimo temperatūrai mažina mišinio degimo temperatūrą variklio cilindruose. Ankstinant dyzelino įpurškimo pradžią degiojo mišinio degimo temperatūra didėja, todėl gerėja oksidacinės reakcijos ir tai mažina nepilno degimo produkto – CO koncentraciją, didėjant CO<sub>2</sub> emisijai. Lyginant bandymus degalų mišinio D + 60% SND, esant  $\theta = 16^\circ$  AV pVGT su D ir variklio EVB nustatyto  $\theta = 4^\circ$  AV pVGT, CO išaugo nuo 0,02 % iki 0,15 % (~8 kartus), CO<sub>2</sub> sumažėjo nuo 4,8 % iki 4,3 % (-10 %).

CH koncentracija deginiuose, varikliui veikiant tik D mažai kinta, o dūmingumas, ankstinant  $\theta$  nuo  $0^\circ$  CA iki  $20^\circ$  AV pVGT sumažėja nuo 9,8 % iki 5,2 % (-47 %) ir po to nusistovi (3 pav. c, d). Naudojant dvigubus degalus, didžiausias CH ir dūmingumo prieaugis yra užfiksuotas degalų mišiniui turinčiam maksimalią 60 % SND koncentraciją. Nepilno degimo produktų koncentracija smarkiai išauga, nes dėl SND lėtėja degimo greitis ir krenta degimo temperatūra. Tai galima dalinai kompensuoti ankstinant dyzelino įpurškimą. CH koncentracija, esant  $\theta = 0^\circ$ , yra 510 ppm, tačiau, ankstinant dyzelino įpurškimą pradžią iki  $24^\circ$  AV pVGT, CH sumažėja iki 262 ppm (-49 %). Dūmingumas, keičiant  $\theta$  nuo  $0^\circ$  AV pVGT iki  $16^\circ$  AV pVGT, sumažėja nuo 15 % iki 8,5 % (-43 %) ir po to nusistovi. Toks CH koncentracijos ir dūmingumo mažėjimas išmetamosiose dujose, naudojant dvigubus degalus (D + SND) ir ankstinant dyzelino įpurškimo pradžią, atsiranda dėl ankstesnio SND – oro mišinio uždegimo. Tai leidžia, esant aukštesnei degimo temperatūrai ir ilgesnei trukmei, geriau sudegti degiamam mišiniui. Degalų mišinyje D + 60% SND ir esant  $\theta = 16^\circ$  AV pVGT, palyginus su D ir variklio EVB nustatyto  $\theta = 4^\circ$  AV pVGT, CH išaugo nuo 15 ppm iki 337 ppm (~24 kartus), dūmingumas išaugo nuo 9,3 % iki 12,5 % (~34 %).

NO<sub>x</sub> koncentracija deginiuose, ankstinant  $\theta$  nuo  $0^\circ$  CA iki  $24^\circ$  AV pVGT, smarkiai išauga. Varikliui veikiant tik dyzelinu, NO<sub>x</sub> koncentracija auga nuo 268 ppm iki 2660 ppm, t.y. iki 10 kartų daugiau (3 pav. e). SND dujos, ankstinant  $\theta$  visame tirtame intervale, mažina NO<sub>x</sub> koncentraciją nuo 70 % iki 13 %. Didžiausias pokytis gaunamas, kai 60 % dyzelino pakeičiama dujomis ir tuomet, ankstinant D įpurškimo pradžią, NO<sub>x</sub> padidėja nuo 85 ppm iki 1900 ppm (~22 kartus). Toks staigus azoto oksidų prieaugis atsiranda dėl išaugusios degalų užsiliepsnojimo gaisties fazės, kas padidino temperatūrą kinetinėje degimo fazėje. Degalų mišinyje D + 60% SND ir esant  $\theta = 16^\circ$  AV pVGT, palyginus su D ir variklio EVB nustatyto  $\theta = 4^\circ$  AV pVGT, NO<sub>x</sub> išaugo nuo 354 ppm iki 925 ppm (~2,6 karto).

Išmetimo kolektoriaus temperatūra  $T_k$  (3 pav. f), atvirkščiai NO<sub>x</sub>, auga, kai D įpurškimo pradžia vėlinama. Tai paaiškinama tuo, kad degimo procesas nusitęsia į baigiamąją degimo (difuzinę) fazę ir karštesni deginiai su didesne energijos dalimi išmetami į aplinką. Papildomai tiekiamos SND padidina išmetamųjų dujų temperatūrą esant ankstyvesnei kaip  $10^\circ$  AV pVGT dyzelino įpurškimo pradžia, nes dujos dega lėčiau. Vėlinant D įpurškimą, SND mažina išmetamųjų dujų temperatūrą, nes dujos nespėja pilnai sudegti, ką patvirtina išaugusi CH koncentracija (3 pav. c).

### Išvados

Atlikus slėginio uždegimo variklio, veikiančio dvigubais degalais (dyzelinu ir SND) ir vidutiniais veleno sūkiiais bei apkrova ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ;  $M_e = 60 \text{ Nm}$ ) eksperimentinius tyrimus, nustatyta, kad:

1. Mažiausios lyginamosios degalų sąnaudos  $b_e$  pasiektos naudojant D + 60% SND degalus, didžiausias variklio naudingumo koeficientas  $\eta_e$  pasiektas naudojant D + 40% SND degalus. Siekiant aukščiausio variklio energetinio efektyvumo, naudojant 40%–60% SND, reikia degalų įpurškimo pradžią  $\theta$  paankstinti nuo EVB nustatyto  $4^\circ$  AV pVGT iki  $\sim 16^\circ$  AV pVGT. Nekeičiant  $\theta$ , variklio energetiniai rodikliai blogėja.

2. Didinant SND masės koncentraciją degalų mišinyje nuo 40 % iki 60 %, kai  $\theta \sim 16^\circ$  AV pVGT, nors ir blogėja degimo procesas,  $b_e$  mažėja (-2,9 %), nes SND žemutinis šilumingumas yra didesnis už dyzelino. Šiuo atveju variklio naudingumo koeficientas  $\eta_e$  nedidėja (maksimalus  $\eta_e$  pasiektas naudojant D + 40% SND, tačiau tai 0,6 % mažiau nei naudojant D) nes dėl specifinės degiojo mišinio sudėties blogėja degimo procesas. Tačiau, įvertinus mažesnę SND degalų kainą, naudojant didesnę SND koncentraciją, pasiekiamas didesnis ekonominis efektyvumas.

3. Papildomai tiekiant SND, mažėja ciklinis dyzelino kiekis ir jo įpurškimo trukmė, kas sumažina degimo trukmę, išmetamųjų dujų srauto energiją ir turbokompresoriaus pripūtimo slėgį. Tai sumažina maksimalią temperatūrą cilindre ir išauga nepilno degimo produktų koncentracija išmetamosiose dujose bei dūmingumas. Palyginus su D, kai  $\theta \sim 4^\circ$  AV pVGT, naudojant 60 % SND, kai  $\theta \sim 16^\circ$  AV pVGT, CO išaugo nuo 0,02 % iki 0,15 % (~8 kartus), CH išaugo nuo 15 ppm iki 337 ppm (~24 kartus), dūmingumas išaugo nuo 9,3 % iki 12,5 % (~34 %).

4. Ankstinant  $\theta$  iki 60 % SND mišiniui energetiškai optimalaus ( $\sim 16^\circ$  AV pVGT), NO<sub>x</sub> išauga nuo 354 ppm iki 925 ppm (~2,6 karto), ir CO<sub>2</sub> koncentracija sumažėja nuo 4,8 % iki 4,3 % (-10 %). Tai parodo išaugusią degimo temperatūrą ir pilnesnį degimo procesą. Tačiau, kompleksiskai įvertinus galime teigti, kad,

naudojant dvigubus D ir SND degalus, teršalų emisijos yra didesnės nei varikliui veikiant grynu dyzelinu.

### Literatūra

1. Ashok, B., Ashok, D.S., Kumar, C.R., 2015. LPG diesel dual fuel engine – A critical review. *Alexandria Engineering Journal*, 54, 105–126.
1. Bosch, R., 2009. *Benzinių variklių valdymo sistemos*. Kaunas, Smaltija.
2. Bosch, R., 2011. *Automotive Handbook*, 8 th Edition. Germany, GmbH.
3. Chaichan, M.T., 2011. Exhaust analysis and performance of a single cylinder diesel engine run on dual fuels mode. *Journal of Engineering*, 17(4).
2. Europa, 2020. Tvarus augimas siekiant tausiau išteklius naudojančios, ekologiškesnės ir konkurencingesnės ekonomikos. Prieiga per internetą: <[http://ec.europa.eu/europe2020/europe-2020-in-a-nutshell/priorities/sustainable-growth/index\\_lt.htm](http://ec.europa.eu/europe2020/europe-2020-in-a-nutshell/priorities/sustainable-growth/index_lt.htm)>.
3. Europos parlamento ir tarybos direktyva dėl alternatyviųjų degalų infrastruktūros diegimo, 2013. Briuselis.
4. Jučas, P., 2006. *Motorinių transporto priemonių degalai ir tepalai*. Kaunas, Lietuvos žemės ūkio universiteto Leidybos centras.
5. Katinas, V., Savickas, J., 2012. Dujinių degalų vartojimo transporte plėtros analizė. *Research papers of Aleksandras Stulginskis University*, 44(1–3), 144–153.
6. Lata, D., 2012. *Investigation of dual fuel diesel engine with hydrogen and SND fuel*. Birla Institute of Technology, Mesra, Ranchi.
7. Laurinaitis, K., Slavinskas, S., 2012. Homogeninių degalų ir oro mišinių savaiminio užsiliepsnojimo HCCI variklyje eksperimentinis tyrimas. *Research papers of Aleksandras Stulginskis University*, 44(1–3), 254–264.
8. Musthafa, M.M.A., 2019. Comparative study on coated and uncoated diesel engine performance and emissions running on dual fuel (LPG – biodiesel) with and without additive. *Industrial Crops & Products*, 128, 194–198.
9. Nganga, E.A., Abbe, C.V.N., 2018. Experimental and numerical analysis of the performance of a diesel engine retrofitted to use LPG as secondary fuel. *Applied Thermal Engineering*, 136, 462–474.
10. Rakopoulos, D.C., Hountalas, D.T., Kakaras, E.C., Giakoumis, E.G., Papagiannakis, R.G., 2010. Investigation of the performance and emissions of bus engine operating on butanol/dieselfuel blends. *Fuel* 89, 2781–2790.
11. Saleh, H.E., 2008. Effect of variation in SND composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine. *Fuel* 87, 3031–3039.
12. Stan, C., 2002. *Direct Injection Systems: The Next Decade in Engine Technology*, SAE International, Warrendale, PA. ISBN 0-7680-1070-5. SAE Order No.R-347.
13. Vijayabalan, P., Nagarajan, G., 2009. Performance, Emission and Combustion of SND Diesel dual fuel engine using glow plug. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 3(2), 105–110.

### INVESTIGATION OF THE INDICATORS OF THE COMPRESSION IGNITION ENGINE BY USE OF DIESEL AND LIQUEFIED PETROLEUM GAS

#### Summary

Dual fuel: diesel (D) and liquefied petroleum gas (LPG) was tested used compression-ignition (CI) engine. Was investigated the energetic and environmental indicators. By performance of the bench testing it was found that an additional supply of LPG affects the combustion process of combustible mixture and reduces the thermal efficiency of the CI engine. The variation in the composition of a combustible mixture increases the amount of incomplete combustion products: the concentration of carbon monoxide (CO) and hydrocarbons (HC) in the exhaust gas and smoke, but reduces nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) and carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emissions. Using the dual D and LPG fuel and by optimizing the diesel injection timing, the engine performance is close to diesel fuel, the concentration of incomplete combustion product decreases, but are higher the emissions, when engine used pure diesel.

**Key words:** compression ignition engine, liquefied petroleum gas, engine efficiency, emission.

#### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Alfredas Rimkus.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas.

**Darbo vieta ir pozicija:** VGTU, Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Vidaus degimo varikliai, transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 61571161, [alfredas.rimkus@vgtu.lt](mailto:alfredas.rimkus@vgtu.lt)

#### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Alfredas Rimkus.

**Science degree and name:** associated professor.

**Workplace and position:** VGTU, Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Internal combustion engines, transport ecology, alternative energy.

**Telephone and e-mail address:** +370 61571161, [alfredas.rimkus@vgtu.lt](mailto:alfredas.rimkus@vgtu.lt)

# DUJŲ, KAIP PAGRINDINIŲ DEGALŲ, NAUDOJIMAS SLĖGINIO UŽDEGIMO VARIKLYJE

Saulius Stravinskas<sup>1,2</sup>, Alfredas Rimkus<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, <sup>2</sup>Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija, Antakalnio g. 54, LT-10303 Vilnius

## Anotacija

Slėginio uždegimo (SU) varikliai, nors ir stipriai prisidedantys prie aplinkos teršimo, vis dar plačiai naudojami transporto sektoriuje. Norint mažinti naftinės kilmės degalų naudojimą, aplinkos užterštumą, bet išnaudoti transporte paplitusius SU variklius, būtina plėsti alternatyvių energijos šaltinių naudojimą. Vienas iš būdų siekiant šio tikslo – gamtinių dujų (GD) naudojimas SU varikliuose. Gamtinės dujos, išgaunamos daugelyje pasaulio vietų, yra sąlyginai nebrangios ir gali būti naudojamos kaip pagrindiniai degalai SU varikliuose. Šiame straipsnyje apžvelgiamos gamtinių dujų savybės, jų panaudojimo SU varikliuose galimybės. Taip pat nagrinėjamos gamtinių dujų ir dyzelino mišinio degimo charakteristikos ir kenksmingų cheminių elementų susidarymo tendencijos išmetamosiose dujose.

**Reikšminiai žodžiai:** Slėginio uždegimo variklis, dyzelinas, gamtinės dujos, degimas, emisijos.

## Įvadas

Slėginio uždegimo (SU) varikliai yra plačiai naudojami pasaulyje dėl didelio energetinio efektyvumo, patikimumo, pritaikomumo ir nedidelės kainos (Wei et al., 2015). Tačiau, šio tipo varikliai labai stipriai prisideda prie aplinkos teršimo (Torregrosa et al., 2013; Tutak et al., 2015). Pagrindiniai kenksmingi elementai SU variklio išmetamosiose dujose yra azoto oksidai ( $\text{NO}_x$ ) ir kietosios dalelės (KD).  $\text{NO}_x$  yra pagrindinė fotocheminio smogo ir rūgštaus lietaus priežastis. Kietosios dalelės, kurios susideda iš cheminių elementų, tokių kaip juoda anglis, organinė anglis ir kt. (Cheung et al., 2010), yra ypač kenksmingos žmonių sveikatai ir aplinkai. Buvo atlikta daug tyrimų, įrodančių, kad šios dalelės sukelia kvėpavimo takų, širdies ir neurologines ligas. Be to, Pasaulinė sveikatos organizacija SU variklių išmetamosiose dujose esančius kenksmingus elementus pripažino kancerogeniniais. (Geng et al., 2014). Kita vertus, energijos poreikis auga, bet naftinės kilmės degalų atsargos mažėja. Norint išspręsti šią problemą bei sumažinti aplinkos užterštumą, alternatyvių energijos šaltinių naudojamas yra neišvengiamas (Wei and Geng, 2016).

Tarp įvairių alternatyvių degalų, gamtinės dujos (GD) yra daug žadančios ir patrauklios transporto sektoriuje. Pirmiausia todėl, kad GD yra išgaunamos daugelyje pasaulio vietų už prieinamą kainą. Antra, nors GD sudėtyje pagrindinis komponentas yra metanas, kuris laikomas šiltnamio efektą didinančiu elementu, šios dujos vis tiek laikomos gamtą tausojančiomis dujomis. GD gali prisidėti mažinant šiltnamio efektą sukeliančių anglies dvideginio ( $\text{CO}_2$ ) dujų emisijas, nes jos turi mažiausią anglies/vandenilio santykį iš visų naftinės kilmės degalų. GD taip pat gali žymiai sumažinti  $\text{NO}_x$  ir KD koncentraciją išmetamosiose dujose (Abdelaal et al., 2012; Srinivasan et al., 2014), kas yra labai sunkiai įgyvendinama naudojant gryną dyzeliną.

GD, dėl ekonominių ir aplinkosauginių privalumų, gali būti naudojamos SU varikliuose ir kaip papildomi, ir kaip pagrindiniai degalai. Šio straipsnio pagrindinis tikslas yra išnagrinėti mokslinėje literatūroje pateikiamas GD, kaip pagrindinių degalų, panaudojamo slėginio uždegimo varikliuose galimybes bei įvertinti tikėtiną energetinį ir ekologinį efektyvumą.

## Gamtinių dujų panaudojimo slėginio uždegimo varikliuose apžvalga

Pagrindinis GD komponentas yra metanas ( $\text{CH}_4$ ) – paprasčiausias (pirminis) angliavandenis. GD degimas yra sąlyginai švarus ir išmetamosiose dujose yra mažiau  $\text{CO}_2$  negu degant kitiems naftinės kilmės degalams. Kaip transporto priemonių degalai GD naudojamos jau nuo 1930 m. (Imran et al., 2014).

GD yra įvairių dujų mišinys. Jų sudėtyje yra lengvųjų alkanų, tokių kaip metanas, etanas, propanas, *n*-butanas, isobutanas ir pentanas. Taip pat, gamtinių dujų sudėtyje yra anglies dioksido, azoto ir vandens garų pėdsakų. Gamtinių dujų sudėtis nežymiai priklauso nuo jų išgavimo vietos ir gamybos proceso. Tipinė gamtinių dujų sudėtis pateikta 1 lentelėje (Demirbas, 2010).

GD naudojimas kibirkštinio uždegimo varikliuose yra plačiai išplėtotas, tuo tarpu šių dujų naudojimas SU varikliuose dar yra tobulinimo stadijoje. Gamtinės dujos SU variklyje sunkiai užsiliepsnoja dėl aukštos dujų savaiminio užsiliepsnojimo temperatūros ir žemo cetaninio skaičiaus lyginant su dyzelinu (Chandra et al., 2011; Korakiantis et al., 2011). Gamtinių dujų ir dyzelino fizinės-cheminės savybės pateiktos 2 lentelėje.

1 lentelė

## Gamtinių dujų sudėtis

| Komponentas       | Tipinis dydis, % | Svyravimas, % |
|-------------------|------------------|---------------|
| Metanas           | 94,9             | 87,0–96,0     |
| Etanas            | 2,5              | 1,8–5,1       |
| Propanas          | 0,2              | 0,1–1,5       |
| Isobutanas        | 0,03             | 0,01–0,03     |
| n-Butanas         | 0,03             | 0,01–0,03     |
| Isopentanas       | 0,01             | iki 0,14      |
| n-Pentanas        | 0,01             | iki 0,14      |
| Heksanas          | 0,01             | iki 0,06      |
| Azotas            | 1,6              | 1,3–5,6       |
| Anglies dioksidas | 0,7              | 0,1–1,0       |
| Degūnis           | 0,02             | 0,01–0,1      |
| Vandenilis        | pėdsakai         | iki 0,02      |

Šaltinis: Demirbas, 2010

2 lentelė

## Gamtinių dujų ir dyzelino savybės

| Savybė \ Degalai                            | Gamtinės dujos | Dyzelinas |
|---------------------------------------------|----------------|-----------|
| Žemutinis šilumingumas, MJ/kg               | 48,6           | 42,5      |
| Stechiometrinio mišinio šilumingumas, MJ/kg | 2,67           | 2,79      |
| Cetanišis skaičius                          | -              | 52,1      |
| Oktaninis skaičius                          | 130            | -         |
| Savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra, °C  | 650            | 180–220   |
| Stechiometrinis oro/degalų santykis, kg/kg  | 17,2           | 14,3      |
| Anglies dalis, %                            | 75             | 87        |

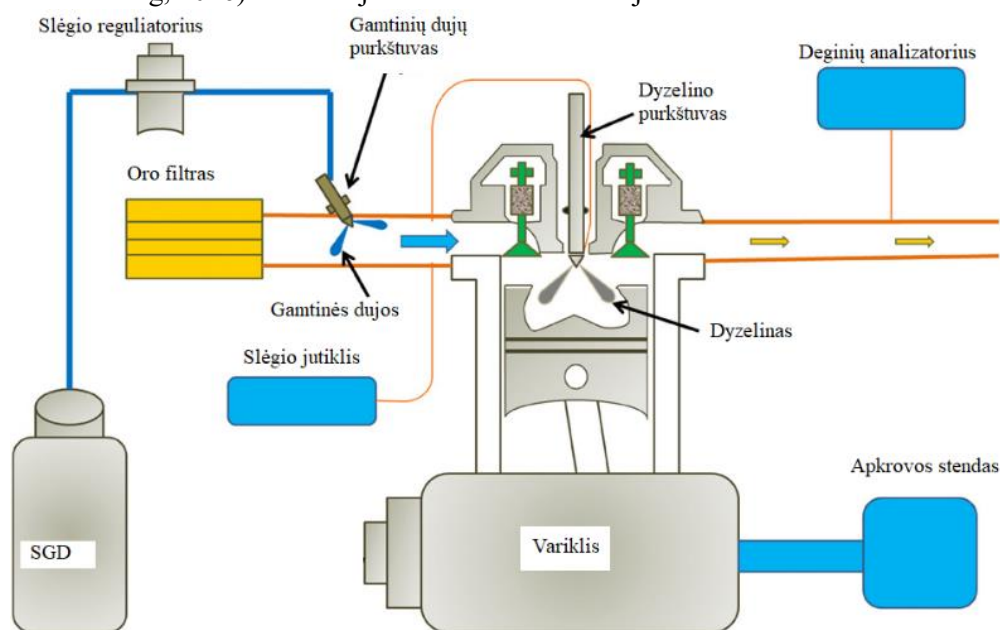
Šaltinis: Yang et al., 2015

Taip pat, pirminis užsiliepsnojimo šaltinis visada yra būtinas tam, kad GD užsidegtų. Pagal gamtinių dujų patekimą į cilindrą ir pirminį uždegimo šaltinį, išskiriami trys pagrindiniai GD panaudojimo metodai:

1. Dyzelino ir gamtinių dujų mišinys (Dual fuel) – šiuo būdu GD yra įpurškiamos į įsiurbimo kolektorių, kad susimaišytų su oru ir tada šis mišinys patenka į cilindrą, kur yra uždegamas tiesiogiai į cilindrą įpurškto dyzelino (Paul et al., 2014) (1 pav.).

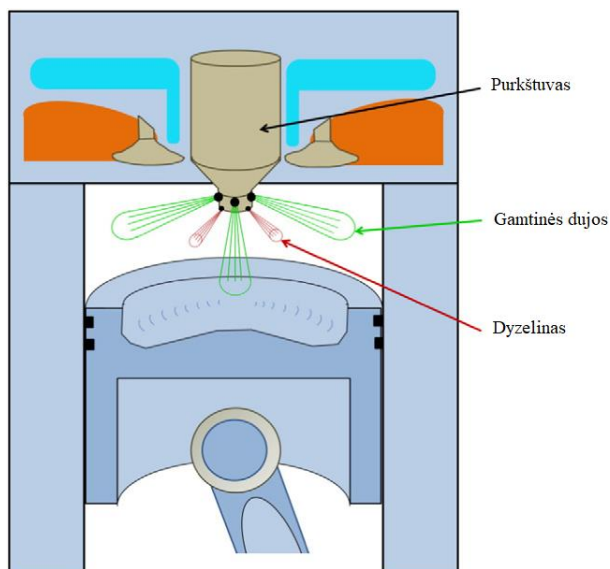
2. Tiesioginis dujų įpurškimas aukštu slėgiu – šiuo būdu pirmiausia į cilindrą suspaudimo takto pabaigoje įpurškiamas nedidelis kiekis dyzelino ir tada tiesiogiai į cilindrą įpurškiamos GD. Intervale tarp skirtingų degalų įpurškimų arba dujų įpurškimo pradžioje dyzelinas užsiliepsnoja, taip uždegdamas ir gamtines dujas (McTaggart-Cowan et al., 2008). Tiesioginio dujų įpurškimo schema parodyta 2 pav.

3. Karštų paviršių inicijuotas slėginis uždegimas – taikant šį būdą GD įpurškiamos tiesiai į cilindrą suspaudimo takto pabaigoje arti įkaitusio paviršiaus (3 pav.). Įkaitęs paviršius dažniausiai būna pakaitinimo žvakė, kurios temperatūra siekia 1200 – 1400 K. Didžiausias šio būdo privalumas yra didelė variklio išvystoma galia ir šiluminis naudingumo koeficientas. Tačiau, sistemos patikimumas labai priklauso nuo pakaitinimo žvakės (Wei and Geng, 2016). Praktikoje šis būdas retai naudojamas.

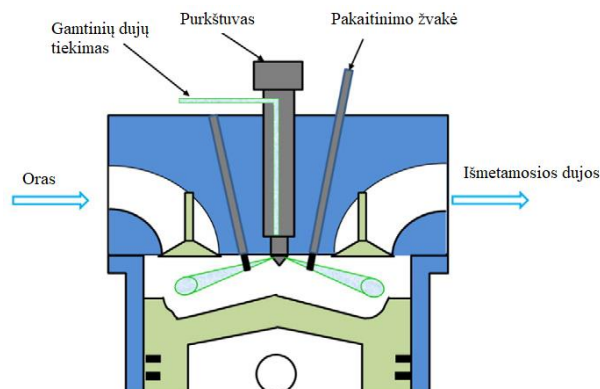


1 pav. SU variklio su gamtinių dujų įpurškimu schema

Šaltinis: Sun et al., 2015



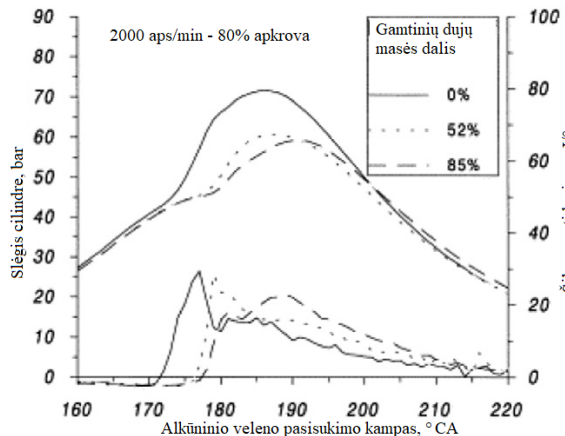
**2 pav.** Aukšto slėgio tiesioginio įpurškimo schema  
Šaltinis: Wei, L. Geng, P., 2016



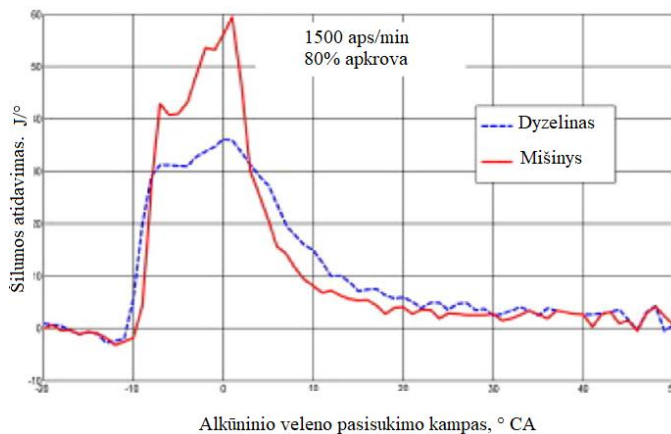
**3 pav.** Karšto paviršiaus inicijuoto slėginio uždegimo schema  
Šaltinis: Wei, L. Geng, P., 2016

### Degimo charakteristikos

Degalų degimas cilindre yra vienas iš svarbiausių procesų darančių įtaką kenksmingų medžiagų formavimuisi išmetamosiose dujose, taip pat nulemiančių variklio efektyvumą ir patikimumą (Tesfa et al., 2013). GD ir dyzelinas yra du skirtingų fizinių ir cheminių savybių degalai. Dyzelino degimas cilindre vyksta degalams maišantis su oru – difuzinis degimas, tuo tarpu GD dega sklindant liepsnos frontui, nes dujos būna jau iš anksto susimaišiusios su oru. Gamtinių dujų patekimas į cilindrą turi įtakos degimo procesui dėl pasikeitusio oro/degalų mišinio formavimosi ir degimo.



**4 pav.** Slėgis cilindre ir šilumos išsiskyrimas esant skirtingai GD koncentracijai  
Šaltinis: Papagiannakis and Hountalas, 2003



**5 pav.** Šilumos išsiskyrimas varikliui veikiant dyzelinu bei dyzelino ir gamtinių dujų mišiniu  
Šaltinis: Lounici et al., 2014

Išanalizavus mokslinę literatūrą akivaizdu, kad dyzelino ir gamtinių dujų mišinio degimo procesas yra kitoks lyginant su gryno dyzelino degimu (Papagiannakis and Hountalas, 2003). Antroje dyzelino ir dujų mišinio degimo stadijoje, susimaišęs nedidelis dyzelino kiekis pradeda degti vėliau (pailgėja užsiliepsnojimo gaisties fazė) ir uždega gamtines dujas. Dėl mažo dyzelino kiekio ir mažos gamtinių dujų/oro koncentracijos, šilumos atdavimo koeficientas yra mažesnis nei normalaus (gryno dyzelino) degimo atveju. Trečioje dyzelino ir gamtinių dujų degimo stadijoje, dėl mažesnio dujų degimo greičio ir vėlesnio užsidegimo, didžiausias šilumos išsiskyrimo greitis nėra labai didelis, todėl degimo trukmė pailgėja (Papagiannakis and Hountalas, 2003) (4 pav.). Todėl, daugiau degalų yra sudeginama ketvirtoje degimo stadijoje, kas gali lemti aukštesnę išmetamųjų dujų temperatūrą. Tačiau, sumaišytų gamtinių dujų degimas gali būti suaktyvintas padidinus GD koncentraciją mišinyje, paankstinus dyzelino įpurškimo momentą ir kt. (5 pav.) (Lounici et al., 2014).

## **Emisijos**

Gamtinės dujos laikomos priimtinais alternatyviais degalais dėl teigiamo efekto aplinkai. Daug mokslininkų tyrinėjo gamtinių dujų panaudojimo SU varikliuose galimybes ir kenksmingų cheminių elementų susidarymo išmetamosiose dujose tendencijas.

### **Anglies monoksidas (CO)**

CO yra kenksmingas cheminis elementas – nepilno degimo produktas, kurio kiekis taip pat priklauso nuo degimo temperatūros, oro pertekliaus. Paprastai didesni CO kiekiai susidaro zonose, kuriose degusis mišinys yra per daug riebus. Tačiau, dideli CO kiekiai gali susidaryti ir lieso mišinio zonose, kai degimo temperatūra yra žemesnė nei 1450 K (Lounici et al., 2014).

Apžvelgus literatūrą matosi, kad kai kurie autoriai (Cheenkachorn et al., 2013; Gatts et al., 2012) teigia, kad CO emisija padidėja varikliui veikiant gamtinių dujų ir dyzelino mišiniu lyginant su grynu dyzelinu. Taip pat mokslininkai teigia, kad CO koncentracija didėja didėjant gamtinių dujų santykiui degiajame mišinyje.

### **Angliavandeniliai (CH)**

CH taip pat yra nepilno degimo produktas. Ypač daug CH susidaro, kai degimo temperatūra yra mažesnė kaip 1200 K (Liu et al., 2013). Apžvelgus literatūrą akivaizdu, kad varikliui veikiant dyzelino ir gamtinių dujų mišiniu CH emisijos žymiai padidėja, kartais net iki 10 kartų, lyginant su grynu dyzelinu. Mokslininkai (Imran et al., 2014; Sun et al., 2015) taip pat pastebėjo, kad CH emisijos varikliui veikiant dyzelino ir gamtinių dujų mišiniu sumažėja didėjant variklio apkrovai, didinant dyzelino santykį mišinyje ir ankstinant dyzelino įpurškimo paskubos kampą. Remiantis šiais tyrimais, pateikiamos galimos CH koncentracijos didėjimo priežastys:

1. Vožtuvų persidengimo metu, nedidelis oro ir gamtinių dujų kiekis patenka tiesiogiai į išmetimo sistemą, kas lemia padidėjusią CH emisiją.

2. Oro ir degalų mišinys yra labai liesas ir temperatūra cilindre yra žema, ypač esant mažai variklio apkrovai. Liepsnos srautui sunku pasklisti po visą mišinį, todėl dalis nesudegusio mišinio patenka į išmetimo sistemą.

Didinant variklio apkrovą ir ankstinant dyzelino įpurškimo momentą, didėja temperatūra cilindre. Dėl šios priežasties anksčiau minėti efektai gali susilpnėti ir CH emisijos sumažėja.

### **Azoto oksidai (NO<sub>x</sub>)**

Apžvelgtuose moksliniuose tyrimuose daugelis autorių teigia, kad NO<sub>x</sub> emisijos naudojant gamtinių dujų ir dyzelino mišinį yra mažesnės lyginant su įprastu dyzelinu. Kai kurie mokslininkai teigia, kad NO<sub>x</sub> emisijos gali padidėti esant didelei variklio apkrovai (Wei and Geng, 2016). Taip pat, nustatyta, kad NO<sub>x</sub> koncentracija didėja didėjant dyzelino koncentracijai mišinyje, o mažėja didėjant alkūninio veleno sūkių dažniui ir gamtinių dujų koncentracijai. NO<sub>x</sub> koncentracijos sumažėjimą galima paaiškinti:

1. Gamtinių dujų šiluminė talpa (heat capacity) yra daug didesnė nei oro. GD padidina viso degiojo mišinio šiluminę talpą, kas lemia mažesnę temperatūrą suspaudimo takto pabaigoje ir viso degimo metu. Mažesnė degimo temperatūra mažina NO<sub>x</sub> formavimąsi (Liu et al., 2013).

2. Ilgesnis dyzelino ir gamtinių dujų mišinio užsiliepsnojimo gaisties periodas ir lėtas gamtinių dujų degimas dėl lieso mišinio sumažina degimo temperatūrą, taip sumažėja NO<sub>x</sub> koncentracija išmetamosiose dujose (Cheenkachorn et al., 2013).

3. GD, užimdamos tūrį įsiurbiamame ore, sumažina oro koncentraciją mišinyje. Sumažėjus deguonies kiekiui, kuris reikalingas NO<sub>x</sub> formavimuisi, mažėja azoto oksidų emisija (Egusquiza et al., 2009).

Remiantis minėtų mokslininkų tyrimais, NO<sub>x</sub> koncentracija gali padidėti dėl:

1. Didesnis šilumos išsiskyrimo intensyvumas, degant jau paruoštam gamtinių dujų ir oro mišiniui, padidina didžiausią degimo temperatūrą. Tai gali didinti NO<sub>x</sub> koncentraciją.

2. Deginiuose formuojantis daugiau CO, sunaudojama mažiau deguonies, nei susidarant pilno degimo produktui CO<sub>2</sub>. Dėl šios priežasties daugiau deguonies lieka NO<sub>x</sub> formavimuisi.

### **Anglies dvideginis (CO<sub>2</sub>)**

Anglies dvideginis yra degalų pilno degimo produktas. Pirmiausia, vykstant degimui, angliavandeniliai oksiduojasi iki CO. Tada, jeigu temperatūra cilindre yra pakankamai aukšta ir yra pakankamas deguonies kiekis, CO nuosekliai oksiduojasi iki CO<sub>2</sub>. Vadinasi, CO<sub>2</sub> formavimuisi daugiausiai įtakos turi degimo temperatūra ir deguonies koncentracija degimo metu.

Remiantis literatūros apžvalga akivaizdu, kad daugelis mokslininkų (Cheenkachorn et al., 2013; Lounici et al., 2014) pastebi ryškų CO<sub>2</sub> emisijos sumažėjimą varikliui veikiant dyzelino ir gamtinių dujų mišiniu. Tai lemia šios priežastys:

1. GD, kurios pagrinde susideda iš metano, turi praktiškai mažiausią anglies kiekį iš visų angliavandenilių. Gamtinių dujų degimo metu išmetami mažesni CO<sub>2</sub> kiekiai nei dyzelino degimo metu.

2. Varikliui veikiant dyzelino ir gamtinių dujų mišiniu, nepilnas degimas yra labiau tikėtinas. Dalis degalų sudega nepilnai iki CO ir yra išmetami į aplinką, kas gali sumažinti CO<sub>2</sub> koncentraciją išmetamosiose dujose.

### **Kietosios dalelės (KD)**

Kietosios dalelės yra vienas iš svarbiausių kenksmingų elementų, kurį išmeta SU varikliai. Tai sudėtingi anglies, angliavandenilių, sieros ir kitų elementų junginiai. Kietosios dalelės daugiausia susideda iš anglies junginių, žinomų kaip suodžiai (Rounce et al., 2012). Suodžių formavimuisi didžiausią įtaką turi degimo temperatūra ir deguonies koncentracija. Suodžių dalelės susiformuoja ankstyvojoje degimo fazėje, dėl degalų disociacijos prie aukštos temperatūros ir deguonies trūkumo. Nors SU varikliuose degimo procesas vyksta esant dideliame deguonies kiekiui, homogeninio mišinio susidarymas yra labai svarbus norint sumažinti suodžių koncentraciją išmetamosiose dujose.

Remiantis mokslininkų (Liu et al., 2013; Lounici et al., 2014) tyrimais, galima teigti, kad KD žymiai sumažėja varikliui veikiant dyzelino ir gamtinių dujų mišiniu. Tai lemia šios priežastys:

1. Varikliui veikiant dyzelino ir gamtinių dujų mišiniu, pagrindiniai degalai yra GD. Taigi, mažiau dyzelino yra sudeginama difuzinio periodo metu, o pagrindinė dyzelino dalis sudeginama kartu degant ir dujoms, todėl suodžiai geriau išdega.

2. Gamtinėse dujose beveik nėra C-C ryšių ir aromatinių junginių bei sieros. Taigi, degant gamtinėms dujoms suodžių beveik nesiformuoja. Taip pat, degant homogeniniam gamtinių dujų ir oro mišiniui, suodžiai, susiformavę degant dyzelinui, yra oksiduojami. Todėl, KD emisijos sumažėja.

### **Išvados**

Griežtėjant aplinkosaugos reikalavimams, gamtinės dujos yra perspektyvūs alternatyvieji degalai. GD naudojimas SU varikliuose kartu su dyzelinu nereikalauja ypatingai sudėtingos ir brangios įrangos. Todėl, šis metodas susilaukė daug dėmesio ir įvairūs mokslininkai atlieka tyrimus siekiant pagerinti variklio ekologinius rodiklius ir sumažinti degalų sąnaudas.

Apžvelgus literatūros šaltinius, galima daryti tokias išvadas:

1. Naudojant GD ir dyzeliną, dėl pakitusios suslegiamų dujų sudėties ir degimo proceso, slėgis suspaudimo takto pabaigoje ir pats degimo slėgis yra mažesnis nei naudojant gryną dyzeliną. Taip pat užsiliepsnojimo gaisties periodas yra ilgesnis.

2. Didėjant GD koncentracijai mišinyje susidaro lieso degimo zonos, mažėja degimo temperatūra ir tai didina CO emisiją.

3. Dėl sumažėjusios degimo temperatūros ir pablogėjusio degimo bei vožtuvų perdengimo metu į išmetimo kolektorių patenkančių metano dujų, CH koncentracija deginiuose gali padidėti nuo kelių iki kelių dešimčių kartų.

4. Naudojant GD ir dyzelino mišinį degimas vyksta mažesniu intensyvumu ir tai žymiai mažina NO<sub>x</sub> koncentraciją deginiuose.

5. GD mažina CO<sub>2</sub> ir KD koncentraciją išmetamosiose dujose, nes metano sudėtyje yra žymiai mažesnis anglies/vandenilio santykis

### **Literatūra**

1. Abdelaal, M. M. Hegab, A. H. *Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR*. Energy Convers. Manag. 64 (0) (2012) 301–312.
2. Chandra, R. Vijay, V. K. Subbarao, P. M. V. Khura, T. K. *Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas*. Appl. Energy 88 (11) (2011) 3969–3977.
3. Cheenkachorn, K. Poompipatpong, C. Ho, C. G. *Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas)*. Energy 53 (0) (2013) 52–57.
4. Cheung, K. Ntziachristos, L. Tzankiozis, T. Schauer, J. Samaras, Z. Moore, K. *Emissions of particulate trace elements, metals and organic species from gasoline, diesel, and biodiesel passenger vehicles and their relation to oxidative potential*. Aerosol Sci. Technol. 44 (7) (2010) 500–513.
5. Demirbas, A. *Methane gas Hydrate*. Springer Science & Business Media. 2010.

6. Egusquiza, J. C. Braga, S. L. Braga, C. V. M. *Performance and gaseous emissions characteristics of a natural gas/diesel dual fuel turbocharged and aftercooled engine*. J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 31 (2) (2009) 142–150.
7. Gatts, T. Liu, S. Liew, C. Ralston, B. Bell, C. Li, H. *An experimental investigation of incomplete combustion of gaseous fuels of a heavy-duty diesel engine supplemented with hydrogen and natural gas*. Int. J. Hydrog. Energy 37 (9) (2012) 7848–7859.
8. Geng, P. Yao, C.D. Wei, L.J. Liu, J.H. Wang, Q.G. Pan, W. et al. *Reduction of PM emissions from a heavy-duty diesel engine with diesel/methanol dual fuel*. Fuel 123 (0) (2014) 1–11.
9. Imran, S. Emberson, D. R. Diez, A. Wen, D. S. Crookes, R. J. Korakianitis, T. *Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and RME pilot fuels*. Appl. Energy 124 (2014) 354–365.
10. Korakianitis, T. Namasivayam, A. M. Crookes, R. J. *Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions*. Prog. Energy Combust. Sci. 37 (1) (2011) 89–112.
11. Liu, J. Yang, F. Wang, H. W. Ouyang, M.G. Hao, S. G. *Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing*. Appl. Energy 110 (0) (2013) 201–206.
12. Lounici, M. S. Loubar, K. Tarabet, L. Balistrrou, M. Niculescu, D.-C. Tazerout, M. *Towards improvement of natural gas–diesel dual fuel mode: an experimental investigation on performance and exhaust emissions*. Energy 64 (2014) 200–211.
13. McTaggart-Cowan, G. Rogak, S. Hill, P. Munshi, S. Bushe, W. *The effects of fuel dilution in a natural-gas direct-injection engine*. Proc. Inst. Mech. Eng. D J. Automob. Eng. 222 (3) (2008) 441–453.
14. Papagiannakis, R. G. Hountalas, D. T. *Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine*. Appl. Therm. Eng. 23 (3) (2003) 353–365.
15. Paul, A. Panua, R. S. Debroy, D. Bose, P. K. *Effect of compressed natural gas dual fuel operation with diesel and Pongamia pinnata methyl ester (PPME) as pilot fuels on performance and emission characteristics of a CI (compression ignition) engine*. Energy 68 (2014) 495–509.
16. Rounce, P. Tsolakis, A. York, A. P. E. *Speciation of particulate matter and hydrocarbon emissions from biodiesel combustion and its reduction by aftertreatment*. Fuel 96 (1) (2012) 90–99.
17. Sun, L. Liu, Y. F. Zeng, K. Yang, R. Hang, Z. H. *Combustion performance and stability of a dual-fuel diesel–natural-gas engine*. Proc. Inst. Mech. Eng. D J. Automob. Eng. 229 (2) (2015) 235–246.
18. Srinivasan, K. K. Krishnan, S. R. Qi, Y. *Cyclic combustion variations in dual fuel partially premixed pilot-ignited natural gas engines*. J. Energy Resour. Technol. Trans. ASME (2014) 136(1), <http://dx.doi.org/10.1115/1.4024855>.
19. Tesfa, B. Mishra, R. Zhang, C. Gu, F. Ball, A. D. *Combustion and performance characteristics of CI (compression ignition) engine running with biodiesel*. Energy 51 (0) (2013) 101–115.
20. Torregrosa, A. J. Broatch, A. Garcia, A. Monico, L. F. *Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI diesel engines*. Appl. Energy 104 (2013) 149–157.
21. Tutak, W. Lukács, K. Szwaja, S. Bereczky, Á. *Alcohol–diesel fuel combustion in the compression ignition engine*. Fuel 154 (0) (2015) 196–206.
22. Wei, L. Geng, P. *A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance*. Fuel Processing Technology 142 (2016) 264–278.
23. Wei, L.J. Yao, C.D. Wang, Q.G. Pan, W. Han, G.P. *Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel*. Fuel 140 (0) (2015) 156–163.
24. Yang, B. Xi, C.X. Wei, X. Zeng, K. Lai, M. C. *Parametric investigation of natural gas port injection and diesel pilot injection on the combustion and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine at low load*. Appl. Energy 143 (2015) 130–137.

## USE OF GAS AS A MAIN FUEL IN COMPRESSION IGNITION ENGINE

### Summary

Compression ignition engines, although strongly contributing to environmental pollution, are still widely used in the transport sector. In order to reduce the use of petroleum fuels, pollution of the environment, but still keep using compression ignition engines, it is necessary to consider the use of alternative energy sources. One of the ways to achieve this goal is to use natural gas in compression ignition engines. Natural gas is produced in many parts of the world, is relatively inexpensive and can be used as the main fuel in compression ignition engines. This article reviews the properties of natural gas, their use in compression ignition engines. Also, the combustion characteristics of the mixture of natural gas and diesel and the trends in the formation of harmful chemical elements in the exhaust gases are analyzed.

**Key words:** Compression ignition engine, Diesel, Natural Gas, Combustion, Emission.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Saulius Stravinskas.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** magistras.

**Darbo vieta ir pozicija:** VŠĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Automobilių transporto inžinerijos katedros lektorius. VŠĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Automobilių inžinerijos katedros doktorantas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Vidaus degimo varikliai, transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 66209649, [s.stravinskas@vtdko.lt](mailto:s.stravinskas@vtdko.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Alfredas Rimkus.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas.

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Vidaus degimo varikliai, transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 61571161, [alfredas.rimkus@vgtu.lt](mailto:alfredas.rimkus@vgtu.lt)

#### **A COVER LETTER OF AUTHORS**

**Author name, surname:** Saulius Stravinskas.

**Science degree and name:** master.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Technical faculty Automobile Transport Engineering department lecturer. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department.

**Author's research interests:** Internal combustion engines, transport ecology, alternative energy.

**Telephone and e-mail address:** +370 66209649, [s.stravinskas@vtdko.lt](mailto:s.stravinskas@vtdko.lt)

**Author name, surname:** Alfredas Rimkus.

**Science degree and name:** associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Internal combustion engines, transport ecology, alternative energy.

**Telephone and e-mail address:** +370 61571161, [alfredas.rimkus@vgtu.lt](mailto:alfredas.rimkus@vgtu.lt)

# TRANSPORTO SEKTORIAUS ENERGETINIŲ IŠTEKLIŲ SUVARTOJIMAS IR TARŠOS VYSTYMASIS LIETUVOJE

Gintaras Valeika<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Technikos fakultetas, Vilniaus Technologijų ir Dizaino kolegija*

<sup>2</sup> *Transporto inžinerijos fakultetas, Vilniaus Gedimino Technikos universitetas*

## Anotacija

Lietuvai kaip ES narei labai svarbu sekti atsinaujinančių išteklių balansą energijos suvartojimo bendrame kontekste. Atsinaujinantys ištekliai gali būti apibrėžti kaip biodegalų naudojimas, kaip elektros energijos suvartojimas. Šiuo atžvilgiu transportas tampa labai svarbiu faktoriumi leidžiančiu įvertinti esamą išteklių situaciją Lietuvoje iš transporto sektoriaus perspektyvos. Kitas svarbus aspektas nagrinėjamas šiame straipsnyje yra taršos sukeltos transporto priemonėmis kitimo tendencijos analizė. Tad kompleksiškas tiek išteklių, tiek jų galutinio naudojimo produkto vertinimas yra išdiskutuotas šiame straipsnyje.

**REIKŠMINIAI ŽODŽIAI.** Energetiniai ištekliai, transportas, tarša, ekologija.

## Įvadas

Klimato kaita tampa vis akivaizdesnė (pasaulyje bei Lietuvoje) ir greitai progresuojanti, todėl ateityje pasaulyje gali kilti precedento neturinčių saugumo problemų. Nors Lietuvos įtaka klimato kaitai nėra didelė, tačiau bendras mažų valstybių indėlis globalios problemos vystymuisi išties nemažas. Taip pat Lietuva turi tarptautinių įsipareigojimų susijusių su klimato kaitos mažinimu ir jų neįvykdymas galėtų iššaukti tam tikras sankcijas Lietuvos atžvilgiu. (Dargužas, 2011: 61)

Daugelis teršalų esančių automobilio išmetamosiose dujose pripažinti kancerogeniniais junginiais. Mūsų šalyje kelių transportas per metus išmeta į atmosferą apie 160 000 tonų teršalų. Tai sudaro virš 40 procentų visų šiuo metu dėl žmogaus veiklos į atmosferą išmetamų teršalų. (Černiauskas, 2003)

Viena iš pagrindinių oro taršos problemų Lietuvoje ir visame pasaulyje pastarąjį amžių yra kietosios dalelės. Šios dalelės – tai smulkiausios kietos medžiagos dalelės ar skysčio lašeliai, pradedant kelių molekulių grupelėmis ir baigiant matomomis dulkių dydžio dalelėmis. (Monstavičiūtė, 2013: 9)

Įvertinus sunkiųjų metalų koncentracijas miesto aplinkos ore buvo nustatyta, kad jais labiausiai užterštas miesto centras, kur didžiausi autotransporto srautai. Iš Medelyne atliktų kietųjų dalelių dispersines sudėties tyrimų buvo nustatyta, kad pavojingiausių dalelių ( $KD_{2,5}$ ) yra ~ 60%,  $KD_{10}$  ~ 15%, 20-60  $\mu m$  dalelių ~ 25%. Ištyrus kietųjų dalelių dispersinę sudėtį nustatyta, kad net ~ 60 % kietųjų dalelių sudėties sudaro pačios pavojingiausios dalelės ( $KD_{2,5}$ ),  $KD_{10}$  ~ 15%, o 20-60  $\mu m$  dydžio dalelių ~ 25 %. (Marozas, 2008: 3)

2007 m. buvo užfiksuota kai ( $KD_{10}$ ) koncentracija viršijo paros ribinę vertę, net 18 kartų. Daugiausia viršijimų nustatyta kovo mėn. (10 kartų) bei vasario, balandžio, lapkričio – gruodžio mėn. po 2 kartus. (Marozas, 2008: 42)

Straipsnio temos aktualumui atskleisti iškeliamas pagrindinis tikslas – ištirti energetinių išteklių ir taršos vystymosi tendencijas Lietuvoje. Tikslui įgyvendinti formuluojami pagrindiniai uždaviniai:

1. Išanalizuoti energetinių išteklių pokytį Lietuvoje.
2. Išanalizuoti atsinaujinančių energijos šaltinių dydį Lietuvoje.
3. Išanalizuoti taršos pokytį Lietuvoje.

Šio straipsnio objektas yra transporto sektoriaus energetinių išteklių ir taršos vystymasis Lietuvoje.

## Tyrimų metodika

Siekiant kompleksiškesnio vystymosi įvertinimo buvo atliktas statistinės informacijos kaupimas bei analizė šiais klausimais:

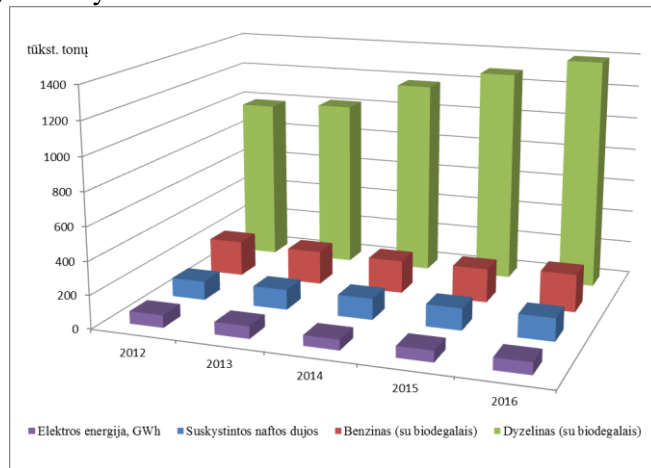
- Kuro ir energijos suvartojimas transporte;
- Galutinio energijos suvartojimo transporto tendencijos;
- Atsinaujinančių išteklių naudojimas transporte;
- Išmetamųjų teršalų rodikliai.

Remiantis gautais duomenimis buvo suformuota grafinė tyrimo dalis.

## Tyrimų rezultatai

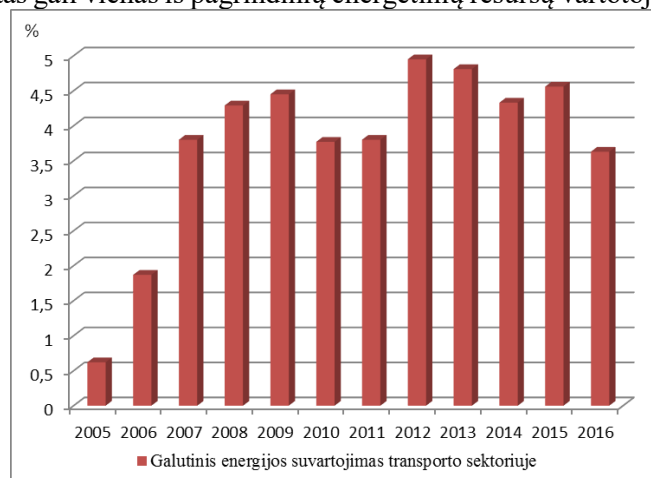
Lietuvos ekonomikai vystantis auga ir pervežimų skaičius, kas matoma 1 pav. dyzelino naudojimo augimas buvo pastebimas visame stebėjimų laikotarpyje (2012-2016 m.). Pirminis ženklas, kad šalies ekonomika atsigauna po kriziniu laikotarpiu ir keleivių bei krovinių pervežimas auga. Netgi padarius prielaidą, kad įmonės investuoja į naujos įrangos atnaujinimą (perka naujas ekologiškas, degalus taupančias transporto

priemonės) šis energetinės žaliavos naudojimo augimo tempas nuteikia teigiamoms perspektyvoms tiek trumpalaikiu, tiek ilgalaikiu šalies vystymosi periodu. Pažymėtina, jog benzino naudojimo tendencijos išliko panašios (pastebimas nežymus iki 6,5% augimas), kas leidžia teigti, kad benzino naudotojų segmentas yra privatūs asmenys ir jų sunaudojamų resursų (benzino) kiekis išliko stabilus. Analogišką tendenciją matome, kai kalbame apie suskystintų naftos dujų naudojimą (pastebimas nežymus iki 18% augimas). Elektros energijos transporte tolygų vartojimą (pastebimas nežymus iki 11% augimas) galima paaiškinti tuo, kad ši energetinė žaliava buvo naudojama viešojo transporto segmente ir privataus segmento įtaka (elektromobiliai ir hibridiniai automobiliai) buvo nykstamai maža.



**1 pav.** Degalų ir energijos galutinis suvartojimas kelių transporte  
*Šaltinis: sudaryta autorių*

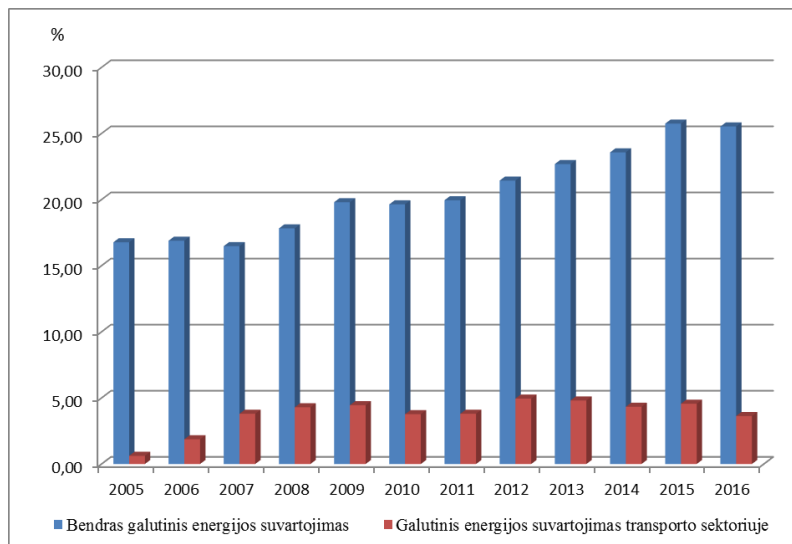
Kalbant apie suminio energetinių resursų transporte sunaudojimo palyginus bendrą šalies ūkį (2 pav.) pastebimas tolygus transporto sektoriaus augimas (7 kartai palyginus 2005 ir 2016 m.), tokiai tendencijai išlikus ir ateityje, transportas gali vienas iš pagrindinių energetinių resursų vartotojų ir pridėtinės vertės kūrėjų.



**2 pav.** Galutinis energijos suvartojimas transporto sektoriuje  
*Šaltinis: sudaryta autorių*

Taip pat pastebima ir krizės metu (2010-2011 m.) vyraavusi tendencija transporto sektoriaus kaip vartotojo svarbos energetinių resursų mažėjimo tendencijose palyginus su bendru šalies ūkiu.

Nors bendras energijos išteklių vartojimas auga (virš 30 % per vienuolika stebėjimų metų), atsinaujinančių išteklių dalis išlieka stabili (iki 5 %). Sekant ES direktyvas būtina šį rodiklį gerinti ir naudotis atsinaujinančiais vietiniais energijos ištekliais. Transporto srityje tai būtų alternatyvių esamiems, naftinės kilmės degalams, degalų vartojimas. Taip pat sveikintinas ir hibridinio bei elektra varomo transporto propagavimas. Šios priemonės leistų įvykdyti ES Baltojoje knygoje iškeltus tikslus: racionaliai naudotis resursais (daugiausia vietiniais), vystyti judumą skatinančias priemones (tai galėtų būti ir ekologiškas transportas – transportas naudojantis alternatyvius degalus bei elektrą).

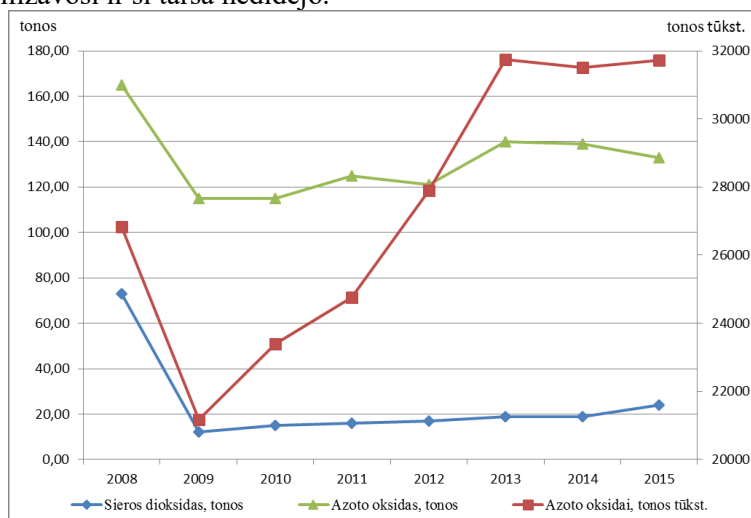


**3 pav.** Atsinaujinančių energijos išteklių suvartojimas

*Šaltinis: sudaryta autorių*

Dėmesį vertėtų sutelkti į naujas transporto priemones atsirandančias rinkoje. Dabar kiekvienas automobilių gamintojas siūlo ir didelį spektrą hibridinių automobilių. 2017 m. buvo pristatyti net kelios elektrinio sunkvežimio koncepcijos sudominusios ir autotransporto vežėjus Lietuvoje.

Aukščiau minėtų sprendimų įgyvendinimas turėtų įtakos ir ekologinių rodiklių gerinimui. Dabartinė situacija rodo (4 pav.), kad stipriai auga azoto oksidų tarša (nuo 2009 iki 2013 m. 160 kartų), bet nuo 2013 iki 2015 m. situacija stabilizavosi ir ši tarša nedidėjo.



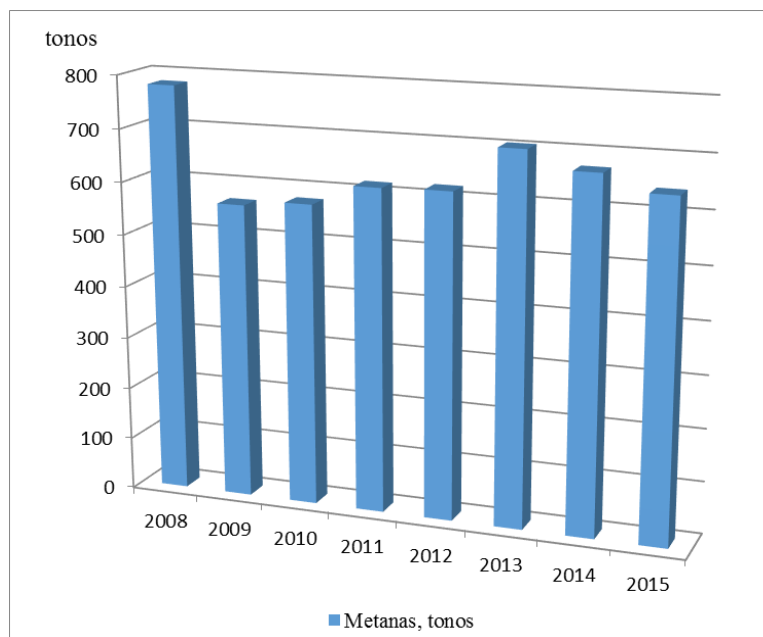
**4 pav.** Sausumos transporto veikla. Išmetamųjų teršalų jungiamieji rodikliai (1)

*Šaltinis: sudaryta autorių*

Atskiras dėmesys skiriamas azoto oksido reikšmėms, kurių kitimas išliko stabilus per 2009 – 2015 metų laikotarpį (apie 9 %). Atkreipiamas dėmesys, kad skirtumas dėl azoto ir azoto oksidų atsirado tada, kai vertinome, pagrįdę aukštatempertūrius azoto oksidus. Esant normalioms automobilio sąlygoms (miesto važiavimo ciklas, EGR sistemos naudojimas) dažniausia susidarys azoto oksidas, o didinant apkrovas ir nefunkcionuojant EGR sistemai azoto oksidai (jų atsiradimui reikalinga didesnė temperatūra).

Pavojingų sieros junginių (sukeliančių rūgščių lietus) naudojimas išlieka stabilus. Tai galima paaiškinti tuo, kad griežtėja reikalavimai degalams, jų kokybei. Todėl gamintojai stengdamiesi atitikti standartų reikalavimus mažina sieros kiekius degaluose.

Kitas svarbus ekologinis rodiklis yra šiltnamio efektą sukeliančių dujų metano taršos tendencijos. Metanas yra lakiausias iš angliavandenilinių junginių lengvai pasiekiantis viršutinius atmosferos sluoksnius ir formuojantis ten antrinius ir tretinius aerozolių. Todėl šio rodiklio tendencijos leidžia mums spręsti apie šiltnamio efekto svarbą mūsų regione (Lietuvoje). Po ekonominės krizės metano išsiskyrimas kaip ir kitų teršalų smuko, bet 2009 metų pastebimos augimo tendencijos (5 pav.).



**5 pav.** Sausumos transporto veikla. Išmetamųjų teršalų jungiamieji rodikliai (2)  
Šaltinis: sudaryta autorių

Stebėjimo laikotarpiu (2009 – 2015 m.) išsiskyrusio metano kiekis išaugo apie 20 %, tai paaiškinama tuo, kad naudojama auga nors ne taip sparčiai suskystintų naftos dujų vartojimas (1 pav.), be to naudojant alternatyvius degalus išsiskiria daugiau lakiųjų organinių junginių (LOJ), kurių vienas pagrindinių yra metanas.

#### Išvados

1. Transporto sektoriuje vyraujantis energijos šaltinis yra dyzelinas (kartu su biodegalais), per paskutinius penkerius metus (2012-2016 m.) jo vartojimas išaugo iki 15%.
2. Energijos suvartojimas yra mažiausias transporte per paskutinius 10 metų, o jo kitimo tendencija yra varijuojanti.
3. Išmetamų azoto oksidų kiekis per paskutinius dešimt metų kito labiausiai (apie 9 kartus), kitų išmetamų dujų (sieros dioksido ir azoto oksido) kiekis nuo 2009 metų kito nežymiai.
4. Amoniako kiekio pokyčiai lėmė gamybos smukimą dėl ekonomikos krizės (2009-2012 m.), po jo pastebimas metano taršos augimas.

#### Literatūra

1. Černiauskas, S. 2003. Kauno miesto ir jo mikrorajonų oro tarša ir triukšmas. *Kauno miesto ekologinis monitoringas, Kaunas, 2003.*
2. Dargužas, A. 2011. Interesų konfliktas sprendžiant klimato kaitos problemą, jų mažinimas. *Mykolo Romerio universitetas, Vilnius, 2011, 35–47.*
3. LS. Lietuvos statistikos departamentas [interaktyvus]. [žiureta 2018 m. sausio 3 d.]. Prieiga per internetą: <https://www.stat.gov.lt/web/lsd/>.
4. Monstavičiūtė, R. 2013. Oro tarša Radviliškyje. *Šiaulių universitetas, Šiauliai, 2013, 9–10.*
5. Marozas, N. 2008. Oro tarša kietosiomis dalelėmis Šiaulių mieste. *Vytauto Didžiojo universitetas, Kaunas, 2008, 3–42.*

### CONSUMPTION OF ENERGY RESOURCES IN THE TRANSPORT SECTOR AND CONSUMPTION DEVELOPMENT IN LITHUANIA

#### Summary

It is very important for Lithuania as an EU member to track the balance of renewable resources in the overall context of energy consumption. Renewable resources can be defined as the use of biofuels, such as electricity consumption. On this side, transport is becoming a very important factor in assessing the current situation of resources in Lithuania from the perspective of the transport sector. Another important nuance considered in this article is the analysis of the trend of pollution caused by vehicles. Complex assessment of both resources and its end-use product is discussed in this article.

In order to assess the complexity of development, analysis of statistical information on fuel and energy consumption in transport, trends in final energy consumption in transport, use of renewable resources in transport, and emission indicators were carried out.

**Key words:** Energy resources, transport, pollution, ecology.

#### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Gintaras Valeika.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** Magistras

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija, Technikos fakulteto, Mechanikos inžinerijos katedros lektorius

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Alyvos, eksploatacija, kiti eksploataciniai skysčiai.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 671 82473, [g.valeika@vtdko.lt](mailto:g.valeika@vtdko.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jonas Matijošius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas.

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

#### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Gintaras Valeika.

**Science degree and name:** Master.

**Workplace and position:** Vilnius college of technologies and design, Technical faculty, Mechanical department lecturer.

**Author's research interests:** Oils, exploitation, exploitation materials.

**Telephone and e-mail address:** +370 671 82473, [g.valeika@vtdko.lt](mailto:g.valeika@vtdko.lt)

**Author name, surname:** Jonas Matijošius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics.

**Telephone and e-mail address:** +370 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

# SUVIRINIMO BŪDŲ ĮTAKOS AUSTENITINIO PLIENO SUVIRINTŲ JUNGČIŲ KOROZIJOS ATSPARUMUI CITRINŲ RŪGŠTIES TERPĖJE

**Žilvinas Deksnys<sup>1</sup>, Vitalijus Rudzinskas<sup>1</sup>, Jonas Matijošius<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> *Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos fakultetas, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva*

<sup>2</sup> *Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva*

## **Anotacija**

Nagrinėjama suvirinimo būdų įtaka austenitinio plieno suvirintų jungčių korozijos atsparumui citrinų rūgšties terpėje. Buvo suvirinti bandinukai trimis skirtingais suvirinimo būdais: glaistytais elektrodais (MMA), nelydžiuoju elektrodu inertinių dujų apsaugoje (TIG) ir lydžiuoju elektrodu inertinių dujų aplinkoje (MIG). Kiekvienam būdai buvo parinktos trys skirtingos srovės. Suvirinti bandinukai buvo sužymėti ir merkami į 10% citrinų rūgšties tirpalą. Kiekvieną mėnesį bandinukai traukiami iš citrinų rūgšties, sveriami ir daromi jų mikrošlifai.

**Reikšminiai žodžiai:** citrinų rūgštis, tarpkristalinė korozija, austenitinis plienas, suvirinimo būdai.

## **Įvadas**

Daugelis maisto pramonės įmonių naudoja plieną EN 1.4301 (ASTM 304). Šio plieno maisto pramonėje naudojimas yra labai platus: nuo vamzdinių iki rezervuarų laikyti produktams. Darbe nagrinėjama maisto pramonės šaka – vyno gamyba. Vyno laikymui rezervuaruose yra naudojamas plienas EN 1.4301 (ASTM 304). Fermentacijos proceso metu vyne išsiskiria citrinos rūgštis.

Pagal metalo irimo pobūdį korozija būna ištisinė ir vietinė. Ištisinė korozija vyksta visame metalo paviršiuje. Ji gali būti tolygioji ir netolygioji. Vietinės korozijos pakenktame metalo paviršiuje, detalių paviršių sąlyčio vietose yra nedidelių koroduotų plotų arba taškelių (pitingų) ir kt. Vietinė korozija skirstoma į dėmėtąją (metalų paviršiuje susidaro nedidelės dėmės), žaizdinę (metalų paviršiuje susidaro duobutės), taškinę (metalų paviršiuje susidaro nedidelės gilios duobutės, kurios gali virsti skylėmis), plyšinę (irimas, prasidėjęs metalo paviršiuje, plinta į vidų, dėl to korozijos produktai kaupiasi metale, kuris išsipučia, sluoksniuojasi), tarp kristalinę (irimas kristalų sąlyčio vietoje) ir kt. (American Welding Society et al., 2017)

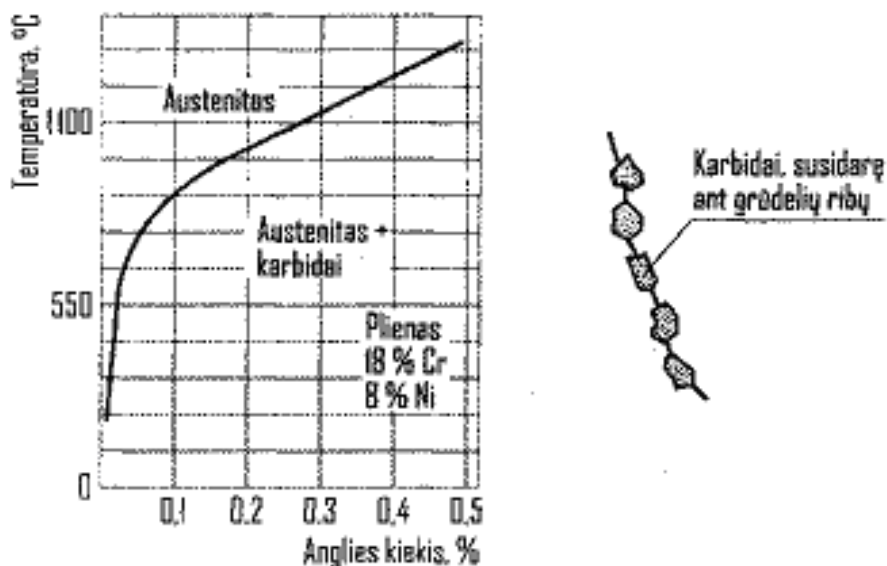
Mikrobiologinę koroziją sukelia mikroorganizmai, esantys vandens terpėje. Mikrobai paviršiuje sukelia taškinę koroziją. Vamzdynuose ši korozija prasideda siūlės ir pagrindinio metalo lydymosi zonos paviršiuje ir skverbiasi į metalo vidų.

Atsparūs korozijai yra chromo-nikelio austenitiniai, 13%, 17%, 28% chromo turintys feritiniai, chromo-mangano austenitiniai, chromo-nikelio austenitiniai feritiniai, austenitiniai martensitiniai ir austenitiniai boridiniai plienai (Granjon et al., 1991).

Korozinis plieno atsparumas priklauso nuo struktūros fazinio, struktūrinio ir cheminio vienodumo, nes visi šie veiksniai lemia metalo paviršiaus elektrocheminio potencialo tolygumą. Dėl viso to chromo karbidų ar kitokių junginių susidarymas blogina korozinį plieno atsparumą. Ilgą laiką pliene, eksploatuojamame aukštoje temperatūroje, iš kietojo tirpalo ant grūdelių ribų išsiskiria chromo karbidai. Taip atsitinka dėl to, kad aukštoje temperatūroje vyksta atomų difuzija. Be to, anglies tirpumas austenite mažėjant temperatūrai mažėja (1 pav.)

Grūdelių sandūroje susidarius karbidinei fazei, atsiranda zonos, turinčios skirtingą elektrocheminį potencialą. Esant elektrolitinei terpei, tarp skirtingo elektrinio potencialo fazių prasideda elektrocheminė korozija. Kita vertus, susidarant chromo karbidams, chromas iš paviršinių grūdelių zonų pereina į karbidus. Kietajame tirpale sumažėjus chromo kiekiui iki 10-12%, šis tirpalas netenka korozinio atsparumo. Išsiskyrę grūdelių paviršiuje chromo karbidai sukelia lokaliuosius įtempius, taip pat mažinančius korozinį kietojo tirpalo atsparumą. Chromo karbidai išsiskiria tik pliene, ilgą laiką veikiamame aukštos (500-700°C) temperatūros. Jeigu eksploatacinė aplinka yra neagresyvi, tai korozijos procesai nevyksta. Nors dėl susidariusių chromo karbidų plieno plastiškumas ir smūginis tūsumas sumažėja (Minnick, 2008).

Agresyviojoje aplinkoje prasideda tarp kristalinis korozinis irimas - tarp kristalinė korozija. Suvirinimo metu kai kuriose terminio poveikio zonos vietose metalas įkaista iki temperatūros, kurioje iš kietojo tirpalo gali išsiskirti karbidai. Naudojant suvirintą gaminį, tokiose vietose plinta tarp kristalinė korozija. Ji vyksta ir tose gaminių ar siūlės vietose, kurios suvirinimo metu pakartotinai įkaitinamos. Pakartotinai metalas įkaitinamas, kai suvirinamos susikertančios siūlės. Taip pat tose vietose, kuriose pakeitus elektrodą, tęsiamas suvirinimas ir pan.



**1 pav.** Anglies tirpumo priklausomybė nuo temperatūros austenitiniame pliene  
*Šaltinis: American Welding Society et al., 2017.*

Kaip matyti po grūdinimo, kai struktūroje vyrauja tik martensitas, korozijos greitis yra mažas. Po atleidimo vidutinėje temperatūroje (400-500°C), atleistame martensite susidaro daug smulkių ( $\alpha$ -Fe + karbidai) mikro galvaninių elementų, dėl kurių plieno korozinis atsparumas labai pablogėja. Po aukštatempertūrio atleidimo karbidai aglomeruojasi, stambėja, jų lieka mažiau, todėl korozinis atsparumas vėl pagerėja.

Darbo tikslas - parinkti citrinų rūgšties terpėje tyrimo metodiką. Nustatyti citrinų rūgšties įtaką suvirinimo jungčiams.

### **Tyrimų metodika**

Korozija, kuri vyksta siūlės ir pagrindinio metalo sandūroje bei apima tik labai siaurą (kelių grūdėlių) zoną, vadinama *lydymo zonos korozija*. Ši korozijos rūšis pasitaiko plienuose, kurių struktūra yra stabilizuota titanu ir niobiu (Valiulis, 2007).

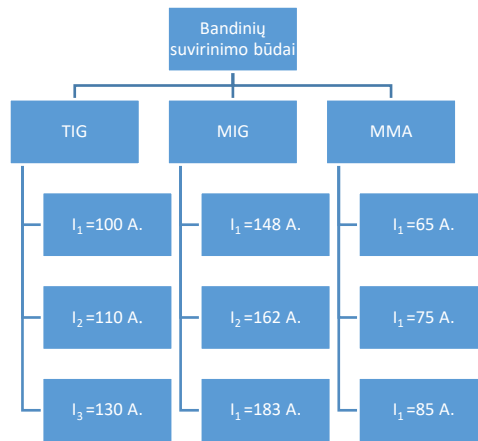
Eksperimentinis tyrimas atliktas naudojant austenitinį nerūdijantį plieną, kuris žymimas pagal EN 1.4301 (ASTM 304). Eksperimentinis tyrimas atliktas naudojant pridėtines medžiagas gamintojo „ELGA“ (14:00-17:00, n.d., n.d.):

1. Elektrodai „Cromarod 308 L“, kurių diametrai buvo 2,5 mm.
2. Suvirinimo viela „Cromamig 308 LSI“, kurios diametras buvo 1,0 mm.
3. Suvirinimo vielos strypeliai „Cromatig 308 LSI“, kurių diametrai buvo 2,4 mm.

Eksperimentinis tyrimas atliktas naudojant austenitinį nerūdijantį plieną, kuris žymimas pagal EN 1.4301 (ASTM 304) (Šulčius and Griškonis, 2012). Bandinukai (30x60x6 mm) buvo suvirinti. Suvirinimas vyko nelydžiuoju elektrodu inertinių dujų aplinkoje (TIG), lydžiuoju elektrodu inertinių dujų aplinkoje (MIG), glaistytais elektrodais (MMA) (2 pav.).

TIG suvirinimo būdui buvo suvirinta trimis skirtingomis srovėmis  $I_1 = 100A$ ,  $I_2 = 110A$ ,  $I_3 = 130A$ . MIG suvirinimo būdui buvo suvirinta trimis skirtingomis srovėmis  $I_1 = 148A$ ,  $I_2 = 162A$ ,  $I_3 = 183A$ . MMA suvirinimo būdui buvo suvirinta trimis skirtingomis srovėmis  $I_1 = 65A$ ,  $I_2 = 75A$ ,  $I_3 = 85A$ .

Suvirinti bandinukai supjaustyti į mažesnes dalis ir pažymėti. Bandinukai buvo nuvalyti spiritu. Jie buvo padalinti į devynias grupes. Visi bandiniai buvo laikomi kambario temperatūroje. Jie prieš bandymą kruopščiai pasverti. Bandinukams buvo leidžiama nudžiūti ir tada buvo merkami į 10% citrinų rūgšties tirpalą pagal ASTM A 967-99 standarto metodiką (Yang et al., 2018).

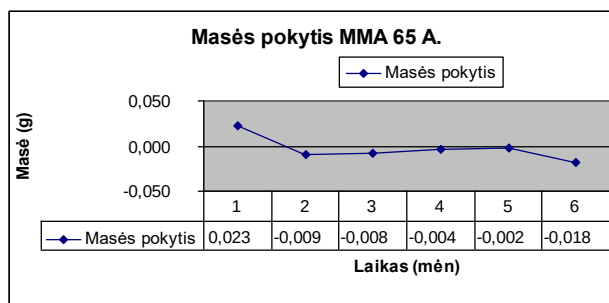


**2 pav.** Bandinių suvirinimo būdų struktūrinė schema  
Šaltinis: Weman, 2013

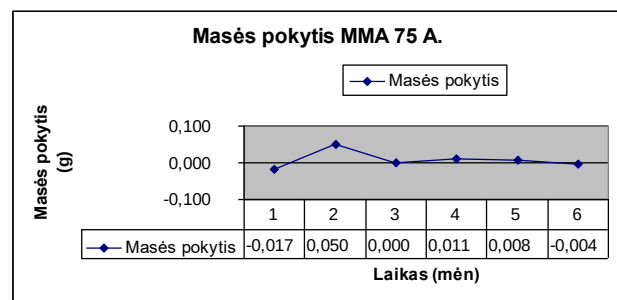
Bandinukai imami iš citrinų rūgšties tirpalo kas mėnesį. Bandinukui, išėmus iš rūgšties, atliekama tokia darbų eiga: kruopščiai pasverti ir tyrinėjama mikro struktūra (Gomes et al., 2013).

### Tyrimų rezultatai ir jų aptarimas

Eksperimentiniai bandinukų tyrimai atlikti pagal pateiktą metodiką. Gauti rezultatai pateikti grafikuose (3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 pav.).



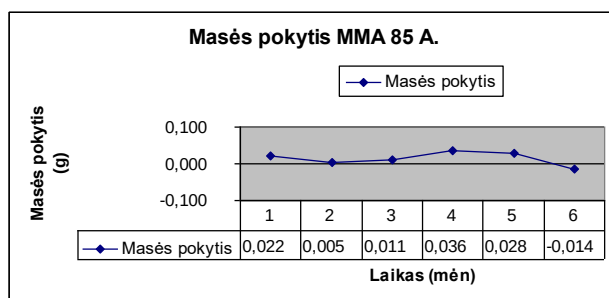
**3 pav.** Bandinių MMA 65 A masės pokytis



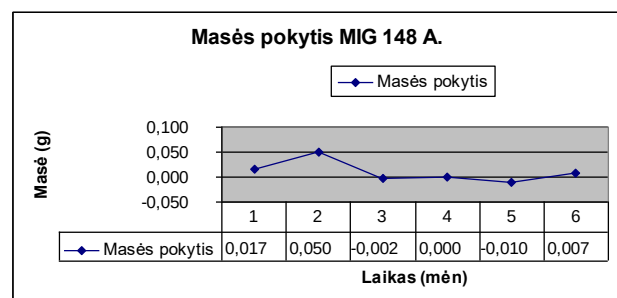
**4 pav.** Bandinių MMA 75 A masės pokytis

Iš pateiktų 3 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad pirmą mėnesį buvo masės prieaugis, turėjo įtakos pasivacinės plėvelės susidarymas, o likusius 5 mėnesius buvo masės mažėjimas ir pasivacinės plėvelės storis mažėjo. Pasivacinės plėvelės storis turi įtakos plieno apsaugai korozijos defektams.

Iš pateiktų 4 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad pirmą mėnesį buvo masės praradimas ir pasivacinė plėvelė nesusidarė. Ji turėjo įtakos plieno apsaugos korozijos defektų susidarymui, o kitus 4 mėnesius masė didėjo ir pasivacinės plėvelės sluoksnis didėjo. Pasivacinės plėvelės didėjimas turėjo įtakos bandinių apsaugai nuo korozijos, o po 6 mėnesių tyrimo masė mažėjo ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo mažėti.



**5 pav.** Bandinių MMA 85 A masės pokytis

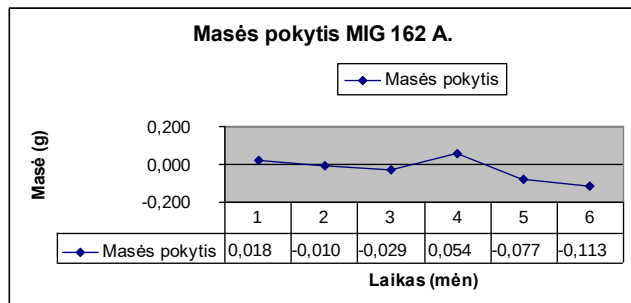


**6 pav.** Bandinių MMA 148 A masės pokytis

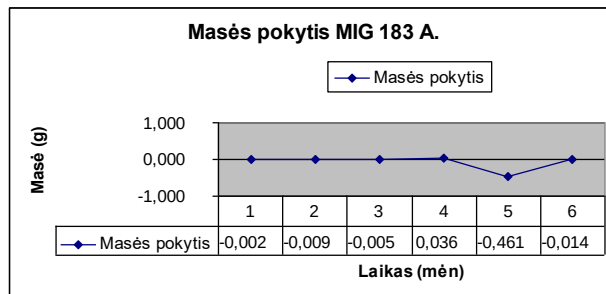
Iš pateiktų 5 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad pirmus 5 mėnesius buvo masės didėjimas – pasivacinė plėvelė susidarė ir didėjo, tai turėjo įtakos plieno apsaugai, o 6 mėnesį masė mažėjo ir pasivacinės

plėvelės sluoksnis mažėjo.

Iš pateiktų 6 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad pirmus 2 mėnesius buvo masės prieaugis ir pasivacinė plėvelė susidarė ir didėjo, tai įtakoją plieno apsaugą ir nesusidarymą korozijos defektams, o likusius 3 mėnesius masė mažėjo ir pasivacinė plėvelė mažėjo, tai įtakoją korozijos defektų susidarymą, o po 6 mėnesių tyrimo masė vėl pradėjo didėti ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo vėl didėti, kas turėjo įtakos apsauginės korozijos defektams.



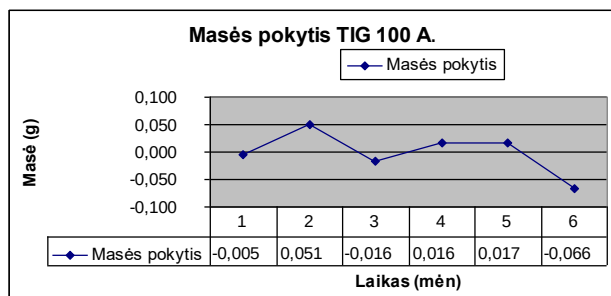
**7 pav.** Bandinių MMA 162 A masės pokytis



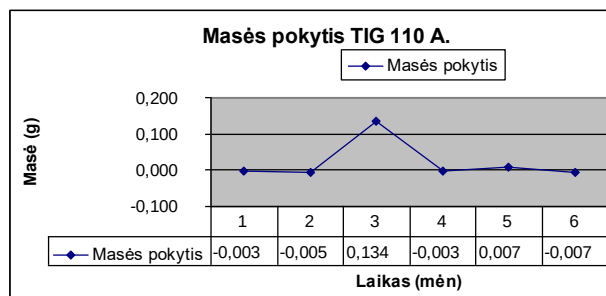
**8pav.** Bandinių MMA 183 A masės pokytis

Iš pateiktų 7 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad pirmą mėnesį buvo masės prieaugis ir pasivacinė plėvelė susidarė, kuri turėjo įtakos korozijos defektų nesusidarymui. 2 ir 3 mėnesių masė mažėjo ir pasivacinės plėvelės sluoksnis mažėjo, tai turėjo įtakos korozijos defektų susidarymui, o po 4 mėnesių masė didėjo ir pasivacinė plėvelės storis pradėjo didėti ir tai turėjo įtakos plieno apsaugai korozijos defektams, o po 5 ir 6 mėnesių tyrimo masė mažėjo ir pradėjo mažėti pasivacinės plėvelės sluoksnis ir apsauga korozijos defektams pradėjo mažėti.

Iš pateiktų 8 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad pirmus 3 mėnesius buvo masės praradimas ir pasivacinė plėvelė nesusidarė ir tai darė įtaką korozijos defektų susidarymui. Pasivacinei plėvelei nesusidarius plieno apsauga korozijos defektams yra sumažėjus, o 4 ir 5 mėnesių masė didėjo ir pasivacinės plėvelė susidarė ir plieno apsauga korozijai padidėjo, o po 6 mėnesių masė mažėjo ir pasivacinė plėvelės storis pradėjo mažėti ir tai turėjo įtakos plieno apsaugai korozijos defektams.



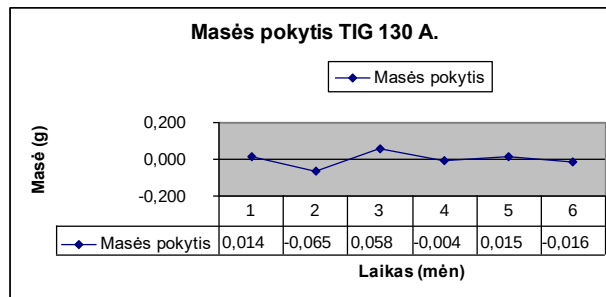
**9 pav.** Bandinių TIG 100 A masės pokytis



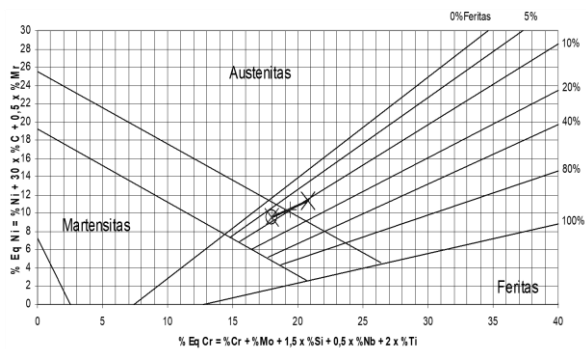
**10 pav.** Bandinių TIG 110 A masės pokytis

Iš pateiktų 9 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad pirmą mėnesį buvo masės praradimas ir pasivacinė plėvelė nesusidarė, tai turėjo įtakos korozijos defektų susidarymui, o po 2 mėnesių masė didėjo ir pasivacinės plėvelės sluoksnis susidarė, tai turėjo įtakos plieno apsaugai korozijos defektams nesusidaryti, o po 3 mėnesių tyrimo masė mažėjo ir pasivacinė plėvelės storis pradėjo mažėti ir sumažėjo plieno apsauga korozijos defektams, bet po 4 mėnesių masė pradėjo didėti ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo didėti ir tai turėjo įtakos plieno apsaugai korozijos defektams neplisti, o 5 ir 6 mėnesių tyrimo masė pradėjo vėl mažėti ir pasivacinės plėvelės storis ir pradėjo mažėti ir tai turėjo įtakos korozijos defektų susidarymui.

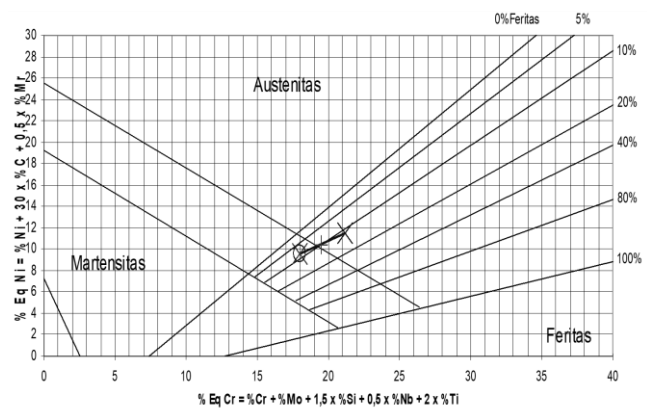
Iš pateiktų 10 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad po pirmų 2 mėnesių tyrimo buvo masės praradimas ir pasivacinė plėvelė nesusidarė, tai turėjo įtakos korozijos defektų susidarymui, o po 3 mėnesių masė didėjo ir pasivacinės plėvelė susidarė, tai turėjo įtakos plieno atsparumui koroziniams defektams, o po 4 mėnesių tyrimo masė mažėjo ir pasivacinė plėvelės storis pradėjo mažėti ir pradėjo mažėti atsparumas koroziniams defektams, bet po 5 ir 6 mėnesių masė pradėjo didėti ir pasivacinė plėvelė storis pradėjo didėti ir pradėjo didėti atsparumas koroziniams defektams.



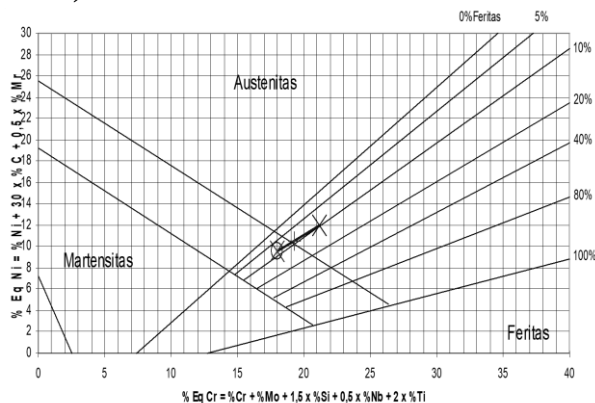
**11 pav.** Bandinių TIG 130 A masės pokytis



**12 pav.** Sulydymo srities struktūros nustatymas Šeflerio diagrama suvirinant glaistytais elektrodais (MMA)



**13 pav.** Sulydymo srities struktūros nustatymas Šeflerio diagrama suvirinant (TIG) suvirinimo būdu



**14 pav.** Sulydymo srities struktūros nustatymas Šeflerio diagrama suvirinant (MIG)

Iš pateiktų 11 paveikslėlyje duomenų galima teigti, kad po 1 mėnesio tyrimo buvo masės prieaugis ir pasivacinė plėvelė susidarė, tai įturėjo įtakos plieno atsparumui koroziniams defektams, o po 2 mėnesių tyrimo masė mažėjo ir pasivacinės plėvelės storis sluoksniškai mažėjo ir tai įtakoją mažėjantis atsparumas koroziniams defektams, o po 3 mėnesių tyrimo masė didėjo ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo didėti ir atsparumas korozijos defektams pradėjo didėti, bet po 4 mėnesių tyrimo masė pradėjo mažėti ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo mažėti ir atsparumas korozijos defektams pradėjo mažėti, o po 5 mėnesių tyrimo masė pradėjo vėl augti ir pasivacinės plėvelės storis ir pradėjo didėti, tai ir atsparumas korozijai didėjo, o po 6 mėnesių tyrimo masė pradėjo vėl mažėti ir pasivacinės plėvelės storis mažėjo ir atsparumas korozijai sumažėjo.

Naudojant Šeflerio diagramą buvo nustatyta siūlės sulydymo srities struktūra, kai buvo naudojami MIG, MMA ir TIG suvirinimo būdai.

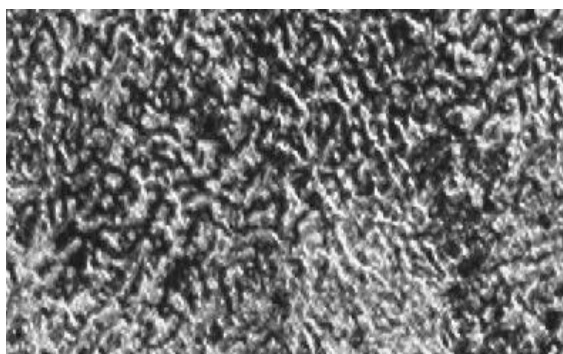
Remiantis Šeflerio diagrama struktūra siūlės nesiskyrė nuo suvirinimo būdo ir ji buvo austenitinė+ 10% ferito.

Mikro struktūros pokytis tarp pradinės mikro struktūros ir po 6 mėnesių įtakos citrinos rūgščiai mikro struktūrai yra pateikta (14,15 pav.).

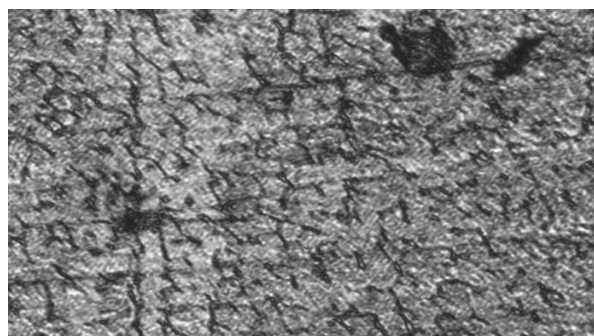
14 ir 15 paveikslėlyje yra parodyta austenitinė +10% feritinė mikro struktūra. 15 paveikslėlyje yra parodyta mikro struktūra, kuri buvo veikiamą 10% citrinų rūgšties 6 mėnesius. Šiame paveikslėlyje kur yra

tamsus laukai, tai yra ten taškinė korozija, o 14 paveikslėlyje yra parodyta pradinis vaizdas, kuriame nebuvo jokių defektų.

Glaistytais elektrodais virinant 65 amperų srove buvo mažiau atsparūs korozijos defektams, didžiausia srove suvirinti bandinukai buvo atspariausi korozijos defektams. Lydžiuoju elektrodu inertinių dujų aplinkoje(MIG) virinant 148 amperu srove buvo atspariausias korozijos defektams, o virinant MIG 183 amperu srove buvo mažiausiais atspari korozijos defektams. Nelydžiuoju elektrodu inertinių dujų aplinkoje (TIG) 100 amperu srove suvirinti bandinukai buvo atspariausi korozijos defektams, o TIG 130 amperu srove buvo mažiausiai atsparus korozijos defektams. Glaistytais elektrodais suvirinti bandinukai buvo atspariausi korozijos defektams, o nelydžiuoju elektrodu suvirinti bandinukai buvo mažiausiai atsparūs korozijos defektams.



**14 pav.** MIG 162A. Siūlės metalo mikrostruktūra.  
X100



**15 pav.** MIG 162A. Siūlės metalo mikrostruktūra  
po 6 mėnesių įtakos 10% tirpalo citrinų rūgšties.  
X100

### Išvados

1. Glaistytais elektrodais suvirinti 65, 75, 85 amperų srove bandinukai pirmą mėnesį buvo masės prieaugis, tai turėjo įtakos pasivacinės plėvelės susidarymui, o likusius 5 mėnesius buvo masės mažėjimas ir pasivacinės plėvelės storis mažėjo. Pasivacinės plėvelės storis daro įtaką plieno apsaugai korozijos defektams.

2. Lydžiuoju elektrodu inertinių dujų aplinkoje suvirinti 148, 162, 183 amperų srove, pirmus 2 mėnesius buvo masės prieaugis ir pasivacinė plėvelė susidarė ir didėjo, tai turėjo įtakos plieno apsaugai ir nesusidarė korozijos defektai, o likusius 3 mėnesius masė mažėjo ir pasivacinė plėvelė mažėjo, tai turėjo įtakos korozijos defektų susidarymui, o po 6 mėnesių tyrimo masė vėl pradėjo didėti ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo didėti, tai darė įtaką apsaugai korozijos defektams.

3. Nelydžiuoju elektrodu inertinių dujų aplinkoje suvirinti 100, 110, 130 amperų srove pirma mėnesį buvo masės praradimas ir pasivacinė plėvelė nesusidarė, tai įturėjo įtakos korozijos defektų susidarymui, o po 2 mėnesių masė didėjo ir pasivacinės plėvelės sluoksnis susidarė, tai turėjo įtakos plieno apsaugos korozijos defektų nesusidarymui, o po 3 mėnesių tyrimo masė mažėjo ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo mažėti ir sumažėjo plieno apsauga korozijos defektams, bet po 4 mėnesių masė pradėjo didėti ir pasivacinės plėvelės storis pradėjo didėti ir tai turėjo įtakos plieno apsaugai korozijos defektams neplisti, o 5 ir 6 mėnesių tyrimo masė pradėjo vėl mažėti ir pasivacinės plėvelės storis ir pradėjo mažėti ir tai padarė įtaką korozijos defektų susidarymui.

### Literatūra

1. 14:00-17:00, n.d. ISO 8565:2011 [WWW Document]. ISO. URL <http://www.iso.org/cms/render/live/en/sites/isoorg/contents/data/standard/05/34/53492.html> (accessed 11.16.18a).
2. 14:00-17:00, n.d. ISO 11845:1995 [WWW Document]. ISO. URL <http://www.iso.org/cms/render/live/en/sites/isoorg/contents/data/standard/00/32/3208.html> (accessed 11.16.18b).
3. American Welding Society, Structural Welding Committee, American National Standards Institute, American Welding Society, Technical Activities Committee, 2017. Structural welding code--stainless steel.
4. Gomes, J.H.F., Paiva, A.P., Costa, S.C., Balestrassi, P.P., Paiva, E.J., 2013. Weighted Multivariate Mean Square Error for processes optimization: A case study on flux-cored arc welding for stainless steel claddings. Eur. J. Oper. Res. 226, 522–535. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2012.11.042>
5. Granjon, H., Granjon, H., Granjon, H., 1991. Fundamentals of welding metallurgy. Abington Publishing, Cambridge, England.
6. Minnick, W.H., 2008. Gas metal arc welding handbook, 5th ed. ed. The Goodheart-Willcox Co, Tinley Park, Ill.
7. Šulčius, A., Griškonis, E., 2012. Metalų korozija ir jų sauga nuo korozijos. Laboratoriniai darbai. KTU leidykla "Technologija."

8. Valiulis, A.V., 2007. Legiruotieji plienai ir jų suvirinimas. Vilnius Gediminas Technical University, Vilnius, Lithuania.
9. Weman, K., 2013. Welding processes handbook. Woodhead Pub, Oxford; Philadelphia.
10. Yang, L., Cui, Y., Wei, X., Li, M., Zhang, Y., 2018. Strength of duplex stainless steel fillet welded connections. J. Constr. Steel Res. <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2018.08.031>

## AUSTENITIC WELDED JOINTS CORROSION RESISTANCE IN CITRIC ACID MEDIUM DEPENDENCE TO WELDING PROCESS

### Summary

In the work examined ways to influence the austenitic steel welded joints in corrosion resistance of citric acid medium. Specimens were welded using three different welding techniques: Coated electrodes (MMA), Tungsten inert gas (TIG) and Metal inert gas (MIG). Each method was experimented with three different currents. Welded specimens were marked and dipped into 10% citric acid solution. Each month specimens were pulled from citric acid, weighed, and made their microstructure specimens. microstructure was observed in the picture.

**Key words:** citric acid, intercrystalline corrosion, austenitic steel, welding techniques.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Žilvinas Deksnys.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** magistras.

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos inžinerijos fakulteto Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros magistrantas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, suvirinimas, diagnostika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 674 21678, [zilviux@hotmail.com](mailto:zilviux@hotmail.com)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Vitalijus Rudzinskas.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus technologijų ir dizaino kolegijos, Technikos fakulteto Mechanikos katedros docentas. VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto Mechanikos ir medžiagų inžinerijos docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Mechanika, aplinkosauga.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 687 62147, [v.rudzinskas@vtdko.lt](mailto:v.rudzinskas@vtdko.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jonas Matijošius.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Žilvinas Deksnys.

**Science degree and name:** master student.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering faculty Mechanical and Material Engineering department master student.

**Author's research interests:** Mechanics, welding, diagnostic.

**Telephone and e-mail address:** 8 674 21678, [zilviux@hotmail.com](mailto:zilviux@hotmail.com)

**Author name, surname:** Vitalijus Rudzinskas.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Technical faculty Mechanics department associated professor. Vilnius Gediminas Technical University, Mechanics faculty Mechanical and Material Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Mechanics, environmental.

**Telephone and e-mail address:** 8 687 62147, [v.rudzinskas@vtdko.lt](mailto:v.rudzinskas@vtdko.lt)

**Author name, surname:** Jonas Matijošius.

**Science degree and name:** doctor, associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Transport ecology, alternative energetics.

**Telephone and e-mail address:** 8 684 04169, [jonas.matijosius@vgtu.lt](mailto:jonas.matijosius@vgtu.lt)

## STUDY OF WELDED JOINTS USING ULTRASOUND

**Andrius Kozlovas, Donata Putnaitė, Esmeralda Štyps, Dovilė Martišienė**  
*Kaunas Technical College, Tvirtovės ave. 35, 50155 Kaunas, Lithuania*

### Summary

This work analyses one of the many welded joints non-destructive quality control methods - ultrasound test. During the study, defects are found which occur in welded elements. For the testing selected element material - steel S355J2G3. Added metal - weld wire IMT 2 G3Si1. The welding process - semi-automatic in the protective gas environment (135 MAG process). Tests performed in the production environment. Practically done Butt joint and T-joint welded test. Practical results compared with theoretical.

**Key words:** *ultrasound, welded joints, butt joint, T-joint, defect.*

### Introduction

Due to the development of scientific and technical progress in the production of welded cranes, manipulators, towers, excavators and other potentially dangerous equipment, as well as pipelines, constructions of buildings, the tasks for a high level of reliability raised during the maintenance period. To solve these problems non-destructive quality control methods are widely used. They are a way to get information about potentially dangerous condition for the equipment. The quality, reliability and timely evaluation of this information through non-destructive control is an effective tool for ensuring the safety of work with potentially dangerous equipment.

Manufacturing and repairing constructions greatly increases the need for non-destructive control. This influenced by the use of high-strength steels in the production process, which are more sensitive to various defects, and the use of calculation methods for the strength of new constructions, which can reduce the structural strength of the constructions.

The main task of non-destructive control is to determine the condition of a potentially hazardous facility. Non-destructive control increasingly used in the manufacture and repair of welded constructions. Non-destructive control of welded joints - the most important stage of the work is the manufacture, repair, diagnose of welded cranes, towers, pipelines, buildings and other constructions of potentially dangerous equipment. From here raises key questions concerning the permissibility defects in welded joints. Defects that may occur in a welded joint: non-penetratio, cracks, pairs, slag inserts, cracks, etc. Perform control is necessary to refer to normative documents. Normative documents are oriented to the technological capabilities of the welding process and is often too rigorous looking from resistance side [1,2]. As a result, there is a high probability of unjustified correction, which is undesirable, neither economically nor technologically.

Practice shows that defects correction places can often be a potential fireplace for the decomposition of constructions during operation. Repeated welding (inserting extra heat) tension occurs and the metal becomes less plastic in the welding places. In addition micro breakdowns occur, who have a tendency to increase. It affects the constructions disintegration during operation. Without reason while repair welding construction can be harmed more than remedied defect. Because of correction of welded joints, which have minor defects is not expedient. These minor defects left in order to save the working efficiency of welded constructions [3].

### Testing Procedures

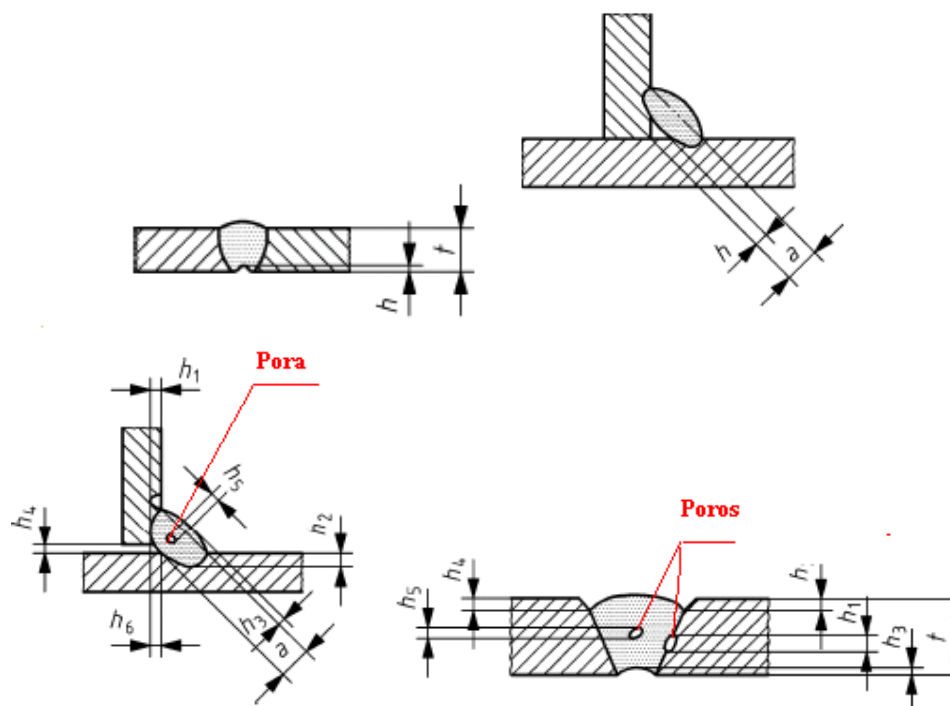
An ultrasound scanner USM 25 used for the study (Fig. 1). Research object – Butt and Tee welded joints. Surface and signal transducer contact media - MR 750 - ultrasonic coupling agent. The signal converters used during the study: MWB 70-4 and MWB 60-4 with ultrasonic signal angles 70° and 60° for checking full penetration welded seams.



**Fig. 1** Ultrasound scanner USM 25 with signal converters MWB 70-4 for checking the full penetration seams

Welded joints carried out by the way of semi-automatic in the protective gas environment (135 MAG process). The mechanical characteristics of the welded elements and the filler metal given in Table 1. The results of the tests carried out presented in Table 2 and Table 3. Table 2 shows test results of the full penetration butt joints and Table 3 - the results of the full penetration T- joints

Disassembled those welded joints, in which defects were detected, the most common defect detected - non-penetration- was found. In T-joints and Butt joints non-penetration is in the root of the seam. This defect (Fig. 2) was detected in 5 samples and in individual samples the length of this defect ranged from 50 mm to 150 mm.



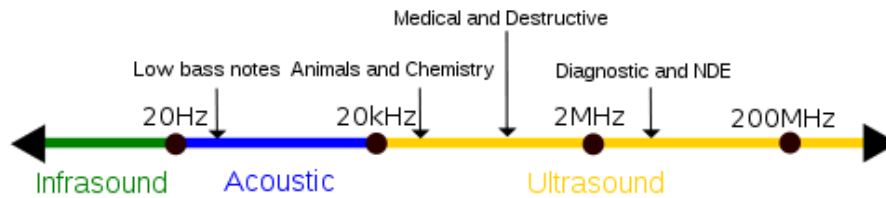
**Fig. 2** Defects detected in seams

In fillet weld seams, this defect occurs quite rarely. After the study, it turned out that in two samples non- penetration was detected and the length of this defect ranged from 2 mm to 7 mm.

The inside pairs are usually 0.1-2.2 mm in diameter. They can be singles or can be all swarm. They are chaotic all over in joining.

#### Ultrasound and application areas

Ultrasound is a sound whose frequency is greater than the frequency of the human perception range, i.e. after 20000 Hz. These waves applied in many areas (Fig. 3).



**Fig. 3** Ultrasound application areas

In the technique, ultrasound used for heating materials, for removing of air from metal alloys and liquids, for component cleaning and welding of, also for soldering of aluminium and its alloys. In defectoscopy it is used to detect faults in materials and products and in hydro location for the water bodies' depths measurements and detecting objects under water.

**Table 1**

**Mechanical properties of the elements and the filler metal**

| Mechanical property  | Yield strength, MPa<br>(Requirement) | Tensile strength, MPa<br>(Requirement) | Elongation, %<br>(Requirement) | Impact energy at 0°,<br>J/cm <sup>2</sup> (Requirement) |
|----------------------|--------------------------------------|----------------------------------------|--------------------------------|---------------------------------------------------------|
| Steel S355J2G3       | 300 (>275)                           | 450 (>430)                             | 28 (>23)                       | (>54)                                                   |
| Suvinimo viela IMT 2 | 430 (>380)                           | 490 (470÷600)                          | (>22)                          | (>60)                                                   |

**Construction of researched joints**

| Title                            | Sketch       |              | Component thickness S, mm | Dimensions |       |            |
|----------------------------------|--------------|--------------|---------------------------|------------|-------|------------|
|                                  | welded edges | welded seams |                           | a, mm      | b, mm | α, degrees |
| Seamless seam without scratching |              |              | 3 – 20                    | 0 – 1      | —     | —          |
| Angled seam, tee junction        |              |              | 2 – 17                    | 0,5 – 1,5  | -     | -          |

**Table 2**

**But joint, butt weld (full penetration) test results**

| Welded joining No.: | The thickness of the test component, mm | Joining type | Test coverage, mm | Identified defects |                |            | Compliance with LST EN ISO 5817 (Level B) |
|---------------------|-----------------------------------------|--------------|-------------------|--------------------|----------------|------------|-------------------------------------------|
|                     |                                         |              |                   | Pairs              | Non-penetratio | Non-fusion |                                           |
| 1                   | 12                                      | But joint    | 300               | 0                  | 1              | 1          | Does not meet                             |
| 2                   | 12                                      | But joint    | 500               | 1                  | 0              | 0          | Meets                                     |
| 3                   | 12                                      | But joint    | 400               | 1                  | 1              | 0          | Does not meet                             |
| 4                   | 12                                      | But joint    | 200               | 0                  | 0              | 1          | Does not meet                             |
| 5                   | 12                                      | But joint    | 350               | 0                  | 1              | 0          | Does not meet                             |
| 6                   | 12                                      | But joint    | 470               | 0                  | 0              | 0          | Meets                                     |
| 7                   | 12                                      | But joint    | 300               | 0                  | 1              | 0          | Does not meet                             |
| 8                   | 12                                      | But joint    | 300               | 0                  | 1              | 0          | Does not meet                             |
| 9                   | 12                                      | But joint    | 400               | 0                  | 0              | 0          | Meets                                     |
| 10                  | 12                                      | But joint    | 420               | 0                  | 0              | 0          | Meets                                     |

**Table 3**

**T-joint, fillet weld (ful penetration) test results**

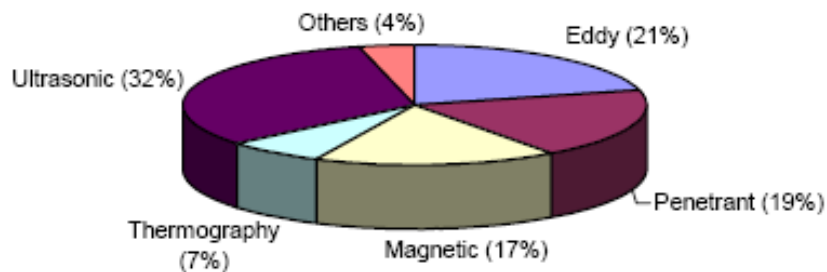
| Welded joining No.: | The thickness of the test component, mm | Joining type | Test coverage, mm | Identified defects* |                |            | Compliance with LST EN ISO 5817 (Level B) |
|---------------------|-----------------------------------------|--------------|-------------------|---------------------|----------------|------------|-------------------------------------------|
|                     |                                         |              |                   | Pairs               | Non-penetratio | Non-fusion |                                           |
| 11                  | 12                                      | T joint      | 400               | 0                   | 0              | 0          | Meets                                     |
| 12                  | 12                                      | T joint      | 300               | 1                   | 0              | 0          | Meets                                     |
| 13                  | 12                                      | T joint      | 300               | 0                   | 1              | 0          | Does not meet                             |
| 14                  | 12                                      | T joint      | 280               | 0                   | 0              | 1          | Does not meet                             |
| 15                  | 12                                      | T joint      | 500               | 0                   | 0              | 0          | Meets                                     |
| 16                  | 12                                      | T joint      | 350               | 1                   | 0              | 0          | Meets                                     |
| 17                  | 12                                      | T joint      | 400               | 0                   | 0              | 0          | Meets                                     |

| Welded joining No.: | The thickness of the test component, mm | Joining type | Test coverage, mm | Identified defects* |                |            | Compliance with LST EN ISO 5817 (Level B) |
|---------------------|-----------------------------------------|--------------|-------------------|---------------------|----------------|------------|-------------------------------------------|
|                     |                                         |              |                   | Pairs               | Non-penetratio | Non-fusion |                                           |
| 18                  | 12                                      | T joint      | 400               | 1                   | 1              | 0          | Does not meet                             |
| 19                  | 12                                      | T joint      | 400               | 1                   | 0              | 0          | Meets                                     |
| 20                  | 12                                      | T joint      | 300               | 0                   | 0              | 0          | Meets                                     |

\* „1“ – identyfikowalne defekty identified defects; „0“ – defektów nie znaleziono defect not found

From all of non-destructive testing methods ultrasound is the most widely used in practice. According to doctor Forster (INSTITUTE DR. FORSTER) research data in Western European countries distribution coverage of non-destructive control methods is as follows (Fig. 4)

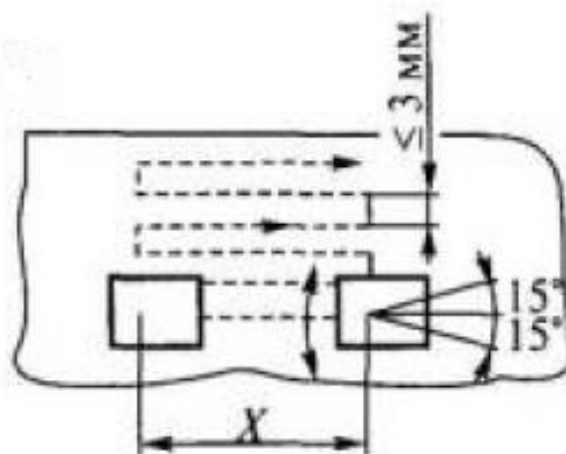
The graph shows that ultrasound research takes leading positions in comparison with other methods. Ultrasonic test method used in 32% from all products checked. Dr. Foster report notes that, despite the fact that in the developed countries work is automated, the manual ultrasound test is the most widely used assessing the condition of welded joints. This is due to the fact that most of the control carried out on objects, where they are exploited: nuclear and thermal power stations, multi-purpose pipelines, steel structures, lifting-transportation machines, etc. Mentioned objects characteristic feature is different construction and due to ultrasound test methodology is problematic to automate this control method [00].



**Fig. 4** Distribution of non-destructive control methods by coverage of performance

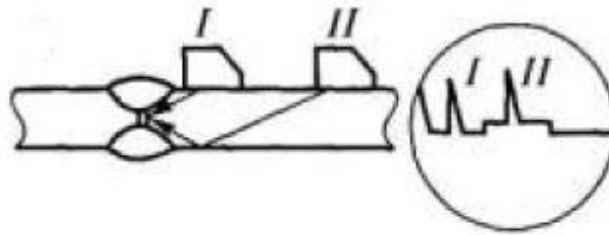
The ultrasound welded joints quality control used to determine whether there is cracks, non-penetratio, pairs and slag inserts. Ultrasonic tests are made in both cases sheet steel and profiles, for example: pipes with a thickness of 4...60 mm.

Principle of operation. High-frequency sound vibrations directed to a welded seam, reflected from non-metallic inserts, voids, cracks. Reflected vibrational fiber is reinforced, converted into alternating current and sent into an electron beam tube, in which an appropriate pulse shape represents the defect. Having decoded this impulse the nature of the defect can be determined. Piezoceramic signal converter driven by wavy line along the check seams (Fig. 5). In order to achieve better acoustic contact with the checking object the surface covered by the contact medium. Ultrasound used checking parts with a minimum thickness of 6 mm. To the bigger side the thickness is practically unlimited, but in practice more often, there are parts found with thicknesses from 40 mm to 70 mm.



**Fig. 5** Schema of Scanning

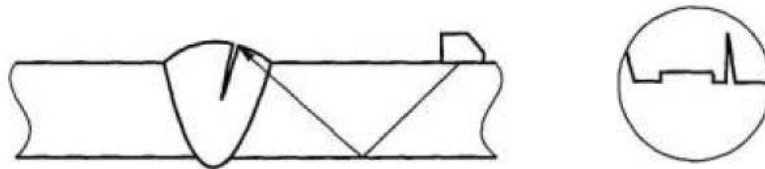
Methodology of full penetration seam inspection. The most common defect in these welded seams is root non-penetration. When butt joint is welded on both sides, this joint can be checked both directly and simultaneously reflecting the ultrasound signal (Fig. 6).



**Fig. 6** Checking of butt joint

The internal cracks are located in the middle part of the molten metal. Therefore, the detected defect can be identified by measuring its coordinates. In addition, evaluating the detected defect as a crack it is necessary to perform rotational scanning and evaluate the change of the return signal-echo amplitude.

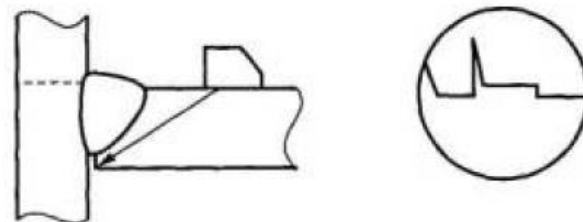
Surface pre-fused metal cracks. During probing, instead of the reflection of the ultrasonic signal, a significant change in the value of the returned signal-echo peak amplitude observed which is visible on the defectoscope screen indicates a surface crack (Fig. 7).



**Fig. 7** Surface defect in pre-fused metal and its reflection in Defectoscope screen

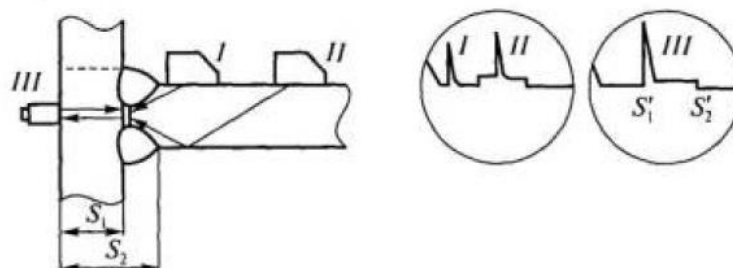
Pairs and slag inserts. Those defects are characterized by quickly emerging and again fast disappearing pulses, which are visible on defectoscope display when the piezoceramic converter is slightly moved to the next position. On the other hand, when the defectoscope displays one or a group close located echo-signal, or wide non-descriptive forms echo-signal, shows that there are no pairs accumulations and slag inserts [1, 4].

Methodology for checking T-joints. T-joints, if they designed with edge preparation, i.e. edge bevelled for welding and welding carried out by fully welded, the control of such joint is performed analogously for butt joints. In one-sided T-joint the root non-penetration is detected by a direct signal which spreads angular piezoceramic signal transducer. The maximum echo-signal value is at the front of the impulse (Fig. 8).



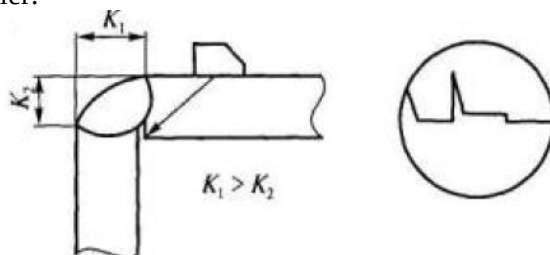
**Fig. 8** Root non-penetratio image in T-joint

T-joint, which is welded on both sides, the root non-penetration can be detected either by sending a direct ultrasound signal or by once reflected (Fig. 9). Root non-penetration in these joints is more precisely detected by a direct converter in the control of the main element sides (Fig. 9).



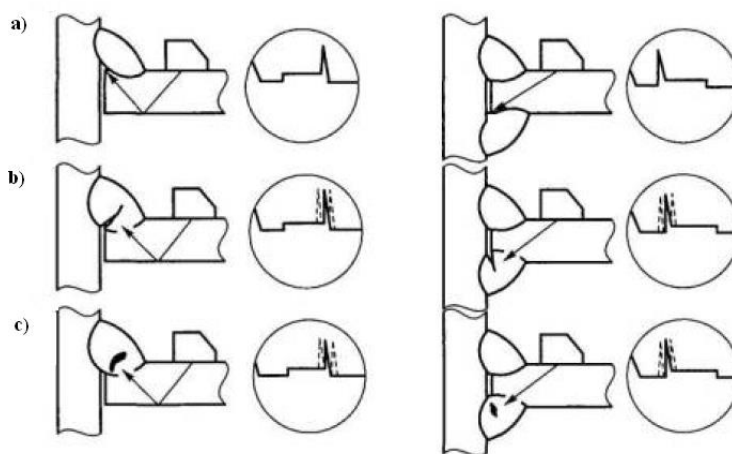
**Fig. 9** Detection of root non-penetration in two-sided T-joint

T-joints, whose elements are welded on the rear surfaces (Fig. 10), checking is made from the side where the welded seams static is smaller.



**Fig. 10** Control of T-joints, which the rear surfaces are welded

Internal cracks mostly starts from the gap between the main and the welded element. In case of such a defect, defectoscope screen shows the maximum value of the visible echo-signal can be shifted left or right from the front (checking one-side joint) or from the back (checking double-sided joint) strob-impulse part (Fig. 11, a). Slag inserts are usually found in the root zone of the seam, than the maximum echo-signal values on defectoscope screen is located in a similar way as described above (Fig. 11, b).



**Fig. 11** Defects founded in T-joints, fillet welds: a - non-penetration, b - crack, c - slag insert

The detection of defects, which are found in the root of the seam, is complicated by structural non-penetration [4]. The control, which is welded on one side, is not possible because, using signal transducers that send signals at an angle of 60° or 70°, the defectoscope gets a powerful false signal that reflects from the lower angle of the welded element. Avoid possible false signal is possible using a converter that sends the signal at an angle of 50°. Because of this, the seam is static limits the processor and does not allow the latter scroll in a distance so that an echo-signal can appear from the bottom corner.

## Conclusions

The analysed material showed that during defectoscopic analysis of welded joints the most widely used ultrasound tests. Doing the ultrasound control of welded joints is aimed to identifying: cracks, non-penetratio, pairs and slag inserts.

It has been found that ultrasound testing has the following advantages:

1. effective, i.e. low work time consuming;
2. accurate - precisely determines the location of the defect and its size;
3. product can only be checked from one side
4. relatively low cost of equipment;

After analysing the literature, disadvantages of this method determined:

1. limited use checking coarse-grained structure of metals;
2. this method is not used for checking products with elements when wall thickness is up to 4 mm;
3. it is difficult to check parts with thickness from 4 mm to 6 mm.

The study showed that the most commonly detected defect is non-penetration. This defect is predominant in both types of joints. Based on the normative literature - the standard LST EN ISO 11666: 2011 - the presence of this defect in welded joints is unacceptable and the joint must be repaired. Another common defect - pairs.

After the study, it was determined that defects in the 2nd, 12th and 19th specimens - pairs - are in size and are in compliance with the normative documentation requirements. In this case, the joint does not need to be repaired.

It was observed during the study of welded joints using ultrasound control, the person who performs it requires special knowledge and qualifications due to the fact that it is quite complicated to decrypt defects. The practical study confirms the theory.

### References

1. Standard Test Method for Determining J-R Curves. ASTM E1152-87, 11 p.
2. **Daunys, M.** Strength and Fatigue Life under Low Cycle Non-stationary Loading. Science. –Vilnius, 1989, 256 p. (in Russian).
3. **Lassila, A., Ikonen, E., Riski, K.** Interferometer for calibration of graduated line scales with a moving CCD camera as a line detector. –Applied Optics, 1994, vol. 33, no. 16, p.3600-3603.
4. **Šniuolis, R., Daunys, M.** Methods of determination of low cycle loading curves parameters of structural materials. – Kaunas, Mechanika, 2001, 3 (29), p 11–16.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Andrius Kozlovas.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** magistras, lektorius.

**Darbo vietą ir poziciją:** Kauno technikos kolegijos, Inžinerijos mokslų fakultetas, Studijų programų departamentas, lektorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** gamybos technologijos, medžiagų technologijos, inžinerinių tyrimų metodologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 611 58048, [andrius.kozlovas@edu.ktk.lt](mailto:andrius.kozlovas@edu.ktk.lt).

**Autoriaus vardas, pavardė:** Donata Putnaitė.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, lektorė.

**Darbo vietą ir poziciją:** Kauno technikos kolegijos, Inžinerijos mokslų fakultetas, Studijų programų departamentas, lektorė.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** gamybos technologijos, medžiagų technologijos, inžinerinių tyrimų metodologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 687 97379, [donata.putnaitė@edu.ktk.lt](mailto:donata.putnaitė@edu.ktk.lt).

**Autoriaus vardas, pavardė:** Esmeradla Štys.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktarė, docentė.

**Darbo vieta ir pozicija:** Kauno technikos kolegijos, Inžinerijos mokslų fakultetas, Studijų programų departamentas, docentė

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** gamybos technologijos, medžiagų technologijos, inžinerinių tyrimų metodologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 610 48810, [esmeralda.styps@edu.ktk.lt](mailto:esmeralda.styps@edu.ktk.lt).

**Autoriaus vardas, pavardė:** Dovilė Martišienė.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** magistras, lektorius.

**Darbo vietą ir poziciją:** Kauno technikos kolegijos, Inžinerijos mokslų fakultetas, Studijų programų departamentas, Lektorė.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** gamybos technologijos, medžiagų technologijos, inžinerinių tyrimų metodologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 650 10254, [dovile.martisiene@edu.ktk.lt](mailto:dovile.martisiene@edu.ktk.lt).

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Andrius Kozlovas.

**Science degree and name:** master, lecturer.

**Workplace and position:** Kaunas Technical Colleges, Faculty of Engineering Sciences, Department of Study Programs, Lecturer.

**Author's research interests:** manufacturing technologies, material technologies, methodology of engineering sciences.

**Telephone and e-mail address:** 8 611 58048, [andrius.kozlovas@edu.ktk.lt](mailto:andrius.kozlovas@edu.ktk.lt).

**Author name, surname:** Donata Putnaitė.

**Science degree and name:** doctor, lecturer.

**Workplace and position:** Kaunas Technical Colleges, Faculty of Engineering Sciences, Department of Study Programs, Lecturer.

**Author's research interests:** manufacturing technologies, material technologies, methodology of engineering sciences.

**Telephone and e-mail address:** 8 687 97379, [donata.putnaitė@edu.ktk.lt](mailto:donata.putnaitė@edu.ktk.lt).

**Author name, surname:** Esmeradla Štys.

**Science degree and name:** doctor, associate professor.

**Workplace and position:** Kaunas Technical Colleges, Faculty of Engineering Sciences, Department of Study Programs, associate professor.

**Author's research interests:** manufacturing technologies, material technologies.

**Telephone and e-mail address:** 8 610 48810, [esmeralda.styps@edu.ktk.lt](mailto:esmeralda.styps@edu.ktk.lt).

**Author name, surname:** Dovilė Martišienė.

**Science degree and name:** master, lecturer.

**Workplace and position:** Kaunas Technical Colleges, Faculty of Engineering Sciences, Department of Study Programs, Lecturer.

**Author's research interests:** manufacturing technologies, material technologies, methodology of engineering sciences.

**Telephone and e-mail address:** 8 650 10254, [dovile.martisiene@edu.ktk.lt](mailto:dovile.martisiene@edu.ktk.lt).

# COMPARATIVE ANALYSIS OF SEMI-ACTIVE SUSPENSION CONTROL

Urban Janhar<sup>1</sup>, Deividas Navikas<sup>2,3</sup>, Vytenis Surblys<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>University of Ljubljana, <sup>2</sup>Vilnius Gediminas technical university, <sup>3</sup>Vilnius College of Technologies and Design

## Annotation

In this paper the problem of passenger car suspensions are analysed. The vehicle's suspension affects the road safety, driver and passengers comfort. In article is presented different types of suspension and different semi-active suspension controls. At first it presents main information about passive, semi-active, active suspension types. Later this paper shows us four semi-active suspension controls: Skyhook, Groundhook, Sliding mode and Preview. Towards the end is presented comparison of semi-active suspension controls. Conclusions are presented at the end of paper.

**KEY WORDS:** semi-active suspension, skyhook control, groundhook control, sliding mode control, preview control

## Introduction

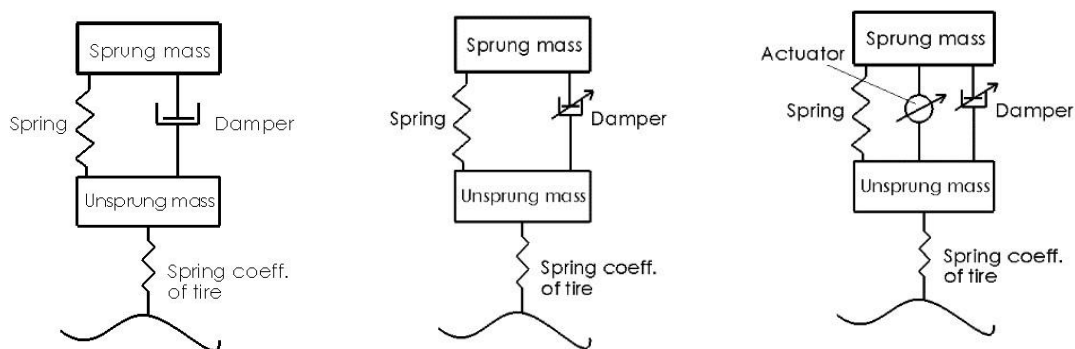
In these days, in a passenger vehicle could be installed three types of suspension: passive, semi-active and active suspension. The most popular is passive suspension, but there is nothing to improve. Car manufacturers are working on semi-active and active suspensions. Improvement affects not only the mechanical part but also the suspension control. The directions for improvement are two: to improve driver and passengers comfort and increase driving safety.

The main goal of this paper is to compare existing semi-active controls. To achieve the goal in article are overviewed suspension types and main suspension controls.

First in this paper are presented the main difference between different type of suspension and suspension controls. Later this article presents four types of semi-active control systems. First of them is Skyhook control, it is one of most important control in semi-active suspension, next – Groundhook, Sliding mode and Preview controls. In the end of article is presented semi-active controls comparison.

## Suspension systems

Passive control and active control represent the two ends of the spectrum in the use of supplemental damping schemes for vibration reduction in mechanical systems. A vehicle suspension system may be categorized as either passive, semi-active, or fully-active.



**Fig. 1** a) Passive suspension b) Semi-active suspension c) Active suspension

Source: (Omar et al., 2017)

Passive suspension systems on Fig. 1 a) consist of conventional springs and shock absorbers which are used in most cars. In passive systems, the springs and dampers have fixed characteristics and, hence, have no mechanism for feedback control (Miller, 1988).

A semi-active control on Fig. 1 b) technique provides controlled real-time dissipation of energy (Ivers and Miller, 1989; Miller, 1988; Patten et al., 1994). More importantly, the semi-active control devices used cannot input energy into the system being controlled.

These control devices potentially offer the reliability and safety of passive devices yet maintain the versatility and adaptability of fully active systems. Such devices typically have extremely low power requirements, which is critical when power is in short supply. For an automotive suspension, semi-active control is achieved through a mechanical device called “active damper” which is usually used in parallel with

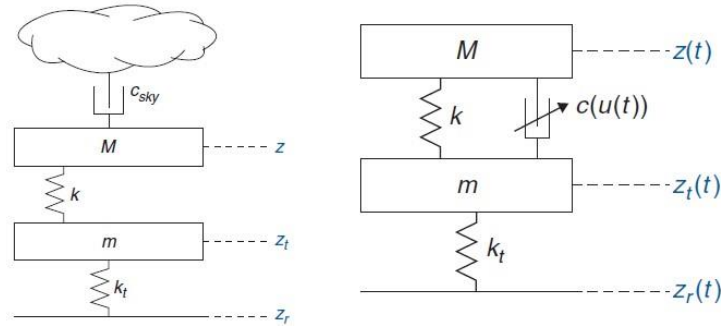
a conventional spring. Unlike active systems which require the use of some actuators, semi-active control devices change the damping of the suspension system directly.

Active suspension control on Fig. 1 c) employs pneumatic or hydraulic actuators which create the desired forces in the suspension system (Karkoub and Zribi, 2006; Elmadany and Samaha, 1992; Hrovat, 1990; Krtolica and Hrovat, 1992; Mizuno et al., 1992).

This technique requires sensors to be located at different points of the vehicle to measure the motions of the body and the suspension system. This information is used in an online controller to command the actuator in order to provide the exact amount of required force. One concern about active suspension control is that it may consume large amounts of energy in providing the control force. Therefore, the power limitations of actuators should be considered as an important factor in the design procedure.

### Different control systems

**Skyhook control.** The principle of this approach is to design an active suspension control so that the chassis is "linked" to the sky in order to reduce the vertical oscillations of the chassis and the axle independently of each other.



**Fig.2** a) Ideal Skyhook scheme b) Actual Skyhook scheme

Source: (Savaresi et al., 2010)

where  $c_{sky}$  - damping coefficient of the Skyhook behaviour,  $M$  - suspended mass,  $m$  - unsprung (tire) mass,  $k$  - stiffness coefficient,  $k_t$  - tire stiffness coefficient,  $z$  - chassis vertical displacement,  $z_t$  - wheel vertical displacement,  $z_r$  - road vertical displacement.

Thus, a fictitious damper is considered between the sprung mass and the sky frame.

Through the isolation of the sprung mass from the road profile it allows a reduction of vibration. This desired behaviour is then modelled as:

$$M\ddot{z} = -k(z - z_t) - c_{sky}\dot{z} \quad (1)$$

$$m\ddot{z}_t = k(z - z_t) - k_t(z_t - z_r) \quad (2)$$

Since this is not theoretically possible, this "ideal" system is realized, starting from the model on Fig. 2 b), using a damper force  $c_{sky}\dot{z}$ , that allows us to reproduce the Skyhook behaviour for the sprung mass (but not for the unsprung mass).

$$M\ddot{z} = -k(z - z_t) - c(\dot{z} - \dot{z}_t) \quad (3)$$

$$m\ddot{z}_t = k(z - z_t) + c(\dot{z} - \dot{z}_t) - k_t(z_t - z_r) \quad (4)$$

$$\dot{c} = -\beta c + \beta c_{in} \quad (5)$$

where  $k \in \mathbb{R}^+$  and  $k_t \in \mathbb{R}^+$  are the linearized suspension and tire stiffness coefficients, respectively.  $c$  and  $c_{in}$  are the actual and the requested damping coefficient, respectively.  $\beta$  stands for the controlled damper actuator bandwidth.

When semi-active dampers are concerned, the active behaviour allowing us to obtain the Skyhook phenomenon may be then approached by using semi-active dampers only, as in Emura et al. (1994).

Below, two well-known cases of Skyhook control are described: the discontinuous case, also referred to as the 2-states Skyhook control and Skyhook linear case.

### The 2-states Skyhook Control (SH 2-States)

The 2-state Skyhook control is an on/off strategy that switches between high and low damping coefficients in order to achieve body comfort specifications. This control law consists in changing the damping factor  $c_{in}$  of the damper (i.e. its fluid viscosity, air resistance, etc.) according to the chassis velocity ( $\dot{z}$ ) and the suspension deflection velocity ( $\dot{z}_{def}$ ) by using a logical rule as:

$$c_{in} = c_{min} \text{ if } \dot{z}\dot{z}_{def} \leq 0 \quad (6)$$

$$c_{in} = c_{max} \text{ if } \dot{z}\dot{z}_{def} > 0 \quad (7)$$

where  $c_{min}$  and  $c_{max}$  are the minimal and maximal damping factors achievable by the considered controlled damper, respectively (and usually  $c_{max} = c_{sky}$ ). Then, basically, this control law consist in a switching controller, which deactivates the controlled damper when the body speed, and suspension deflection speeds have opposite signs. The controlled damper technology only needs to have two damping coefficient states.

#### **Skyhook linear approximation damper control (SH Linear):**

An improved version of Skyhook control has been used to handle variable damping, either with discrete damping coefficients, or with a continuously variable damper, as illustrated in Sammier et al. (2003); Sohn et al. (2000).

The linear approximation of the Skyhook control algorithm, adapted to semi-active suspension actuators, consists in changing the damping factor  $c_{in}$  according to the chassis velocity ( $\dot{z}$ ) and the suspension deflection ( $z_{def}$ ):

$$c_{in} = c_{min} \text{ if } \dot{z}\dot{z}_{def} \leq 0 \quad (8)$$

$$c_{in} = \mathbf{sat}_{c_{in} \in [c_{min}; c_{max}]} \left( \frac{\alpha c_{max} \dot{z}_{def} + (1-\alpha) c_{max} \dot{z}}{\dot{z}_{def}} \right) \text{ if } \dot{z}\dot{z}_{def} > 0 \quad (9)$$

where  $c_{min}$  and  $c_{max}$  are the minimal and maximal damping factors achievable by the considered controlled damper respectively  $\alpha \in [0, 1]$  is a tuning parameter that modifies the closed-loop performances. More specifically, when  $\alpha = 0$ , his control law is equivalent to the two-states Skyhook control.

As the two-states control, the linear approximation consists in a two-modes switching controller which modifies the damping factor according to the body speed and to the suspension deflection speed. The innovation relies on the fact that, according to the second expression ( $\dot{z}\dot{z}_{def} > 0$ ), such a control provides an infinite number of damping coefficients. As a matter of fact, this control law requires a continuously variable controlled damper.

Other kinds of dampers with finite number of damping coefficients can be considered. In the latter case, the force applied by the damper is close as possible to the force required by the controller, as shown in Sammier et al. (2003)

#### **Groundhook control**

Very few studies have been devoted to the possible improvement of road-holding, using a suspension actuator. Indeed, the usual main issue in suspension control is ride comfort for which such "actuators" have been considered. In recent years, studies on global chassis control have emphasized that the suspension system may also help in obtaining better road-holding and even handling.

Among the papers dedicated to road-holding characteristics, the Groundhook approach, which is in some sense the dual of the Skyhook one, is described below. It consists in increasing damping, then reducing the deflection, to reduce the road-tire forces, as illustrated in Valasek and Kortum (2002). As in the Skyhook case, the ideal Groundhook cannot be achieved and needs to be approximated.

#### **Groundhook Damper Control (GH 2-states)**

In a dual way to the Skyhook case, the 2-states Groundhook control consists in switching control law depending now on the sign of the product between the suspension deflection velocity ( $\dot{z}_{def}$ ) and the velocity of unsprung mass ( $\dot{z}_t$ ), as given below:

$$c_{in} = c_{min} \text{ if } -\dot{z}_t \dot{z}_{def} \leq 0 \quad (10)$$

$$c_{in} = c_{max} \text{ if } -\dot{z}_t \dot{z}_{def} > 0 \quad (11)$$

where  $c_{min}$  and  $c_{max}$  are the minimal and maximal damping factor achievable by the considered controlled damper respectively.

#### **Groundhook Damper Control (GH Linear)**

In this case, the semi-active dampers allow us to continuously change the damping coefficient, according to:

$$c_{in} = c_{min} \text{ if } -\dot{z}\dot{z}_{def} \leq 0 \quad (12)$$

$$c_{in} = \mathbf{sat}_{c_{in} \in [c_{min}; c_{max}]} \left( \frac{\alpha c_{max} \dot{z}_{def} + (1-\alpha) c_{max} \dot{z}_t}{\dot{z}_{def}} \right) \text{ if } -\dot{z}\dot{z}_{def} > 0 \quad (13)$$

where  $c_{min}$  and  $c_{max}$  are the minimal and maximal damping factors achievable by the considered controlled damper respectively. As in the SH Linear,  $\alpha \in [0; 1]$  is the tuning parameter to adjust the control law performances as shown in Sammier et al. (2003).

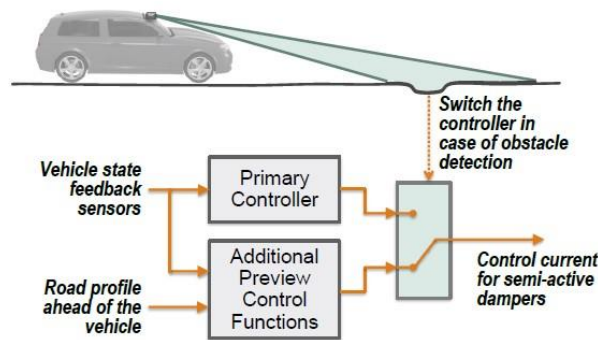
### Sliding mode control

Yokoyama et al. (2001) proposed a sliding-mode control (SMC) based on the theory of model following control. A desired semi-active suspension system is chosen as the reference model to be followed. Their approach only achieved the desired performance of sprung mass acceleration in the low frequency range, not the high frequency range due to chattering. Lam and Liao (2001) proposed an SMC with the sliding surface which consists of the tracking errors of the sprung mass displacement and velocity. Both simulation and experimental results showed improvement of the ride comfort. Han et al. (2003) proposed a robust SMC with the sliding surface which consists of sprung mass displacement and velocity, and unsprung mass displacement and velocity for suppressing the vibration level of each state. Their simulation results showed reduced transmissibility of suspension travel and sprung mass acceleration around the body frequency. Yao and Zheng (2006) proposed a model reference SMC which utilises an approximate ideal skyhook system as a reference model. Their sliding surface is similar to the one in Lam and Liao (2001). Their simulation results showed better ride quality and handling performance over other controllers. Zheng et al. (2007) designed a fuzzy SMC with the sliding surface which consisted of a sprung mass acceleration, suspension stroke, and tyre deflection. Their simulation results showed ride comfort improvement and good robustness with respect to the parameter uncertainty. Cheng et al. (2008) proposed an SMC with the sliding surface which consists of the tracking errors of the sprung mass displacement and velocity, and the integral of the tracking error of the sprung mass displacement. They introduced neural network to optimise the SMC result. Their simulation results showed effective improvement of sprung mass acceleration.

An SMC is proposed for semi-active suspensions. To achieve ride comfort and handling performance simultaneously, the sliding surface is designed to include sprung mass acceleration and tyre deflection. Constrained damper force and actuator dynamics are considered for the damper model. System identification is applied to the nonlinear quarter car model of Macpherson strut suspension for obtaining the linear model parameters. Kalman filter is designed based on the linear model and the actuator dynamics to estimate the state responses required for SMC. The nonlinear model is used to evaluate the proposed SMC for both time and frequency domain responses Bo-Chiuan et al., (2011).

### Preview control

Use of future road unevenness inputs to the vehicle, road preview, to improve performance of the suspension controller has been studied since decades (Bender et al., 1968). It has been shown that the preview capability can provide significant improvements in the ride quality of vehicles. The recent advances in the sensor, actuator, and microprocessor technologies have enabled implementation of functional preview control systems on vehicles. Daimler has introduced a mass-produced vehicle model with preview controlled active suspensions in 2014.



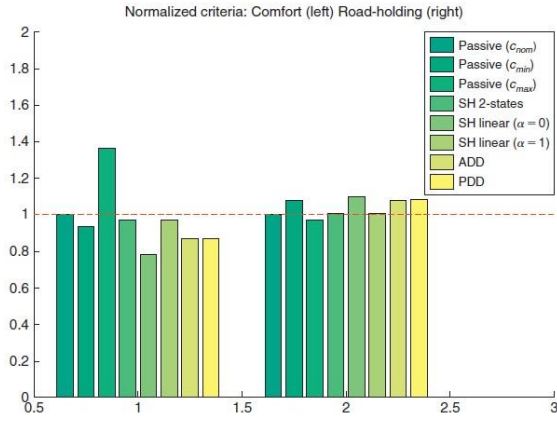
**Fig. 3** Preview control system

Source: (Kemal et al.,2016)

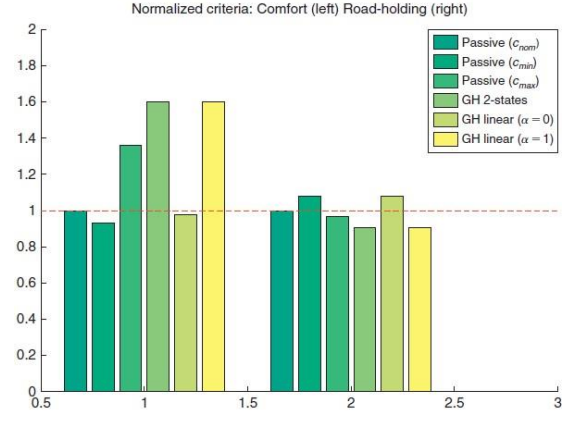
The overall performance of a semi-active suspension system can be improved through a preview system which detects the transient road inputs ahead of the vehicle. Using this information, the optimal or near optimal control actions can be planned before the vehicle meets the transient input. The preview functions overwrite the control action of the primary controller (Skyhook or LQR) only if a transient input is detected as shown on Fig. 3.

## Comparison

Down there are two graphs, which presents normalized performance criteria comparison for two different comfort-oriented control strategies of the way of costs.



**Fig. 5** Normalized graph for Skyhook  
Source: (Savaresi et al.,2010)

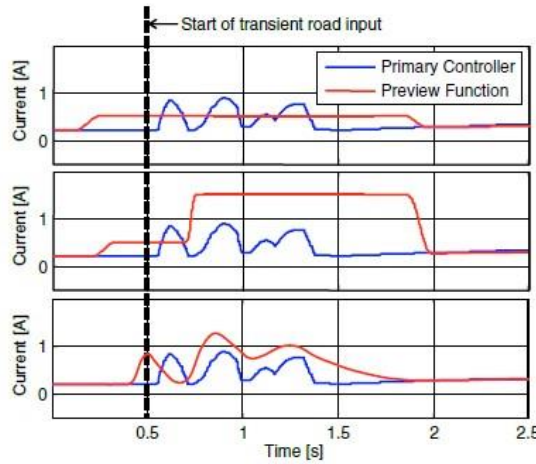


**Fig. 6** Normalized graph for Groundhook  
Source: (Savaresi et al.,2010)

On Fig. 5 and Fig. 6 is shown that in the way of comfort is Groundhook control much better than Skyhook control in all performances. But then on the other side is road-holding which is more important than comfort because is going for safety of passengers. The safety of passengers is always on first place and customers will pay more for safety not just for comfort. The best option for customers will be the comfort and road-holding both together for good price.

Skyhook and Groundhook are very similar, the biggest difference are where they are linked. But more researches were done on Skyhook because in a lot of other control systems Skyhook is already in.

The form of the preview-based control functions can be designed in different ways. It should be noted that, there exists a clear conflict between the optimality and simplicity of the additional control function. Different possible forms of preview functions for transient inputs are demonstrated in Figure 7 for a driving scenario in which the vehicle meets a speed bump at  $t=0.5$  s while travelling on a very flat surface. The primary controller (a modified skyhook controller in this case) generates the damper control current plotted with blue curve. Three possible forms of preview control functions, which undertake the control task 0.2 seconds before the transient input and become deactivated 1.5 seconds after the transient input, are plotted in successive plots with red colour. The first preview function variant applies a constant damper control current throughout the transient input event. In the second function variant, the control current takes two different constant values before and after a certain switching time. In the third variant, the precalculated continuous time history of the control current is used to overwrite the default controller.



**Fig. 2** Different forms of Preview control functions  
Source: (Kemal et al. 2016)

If properly adjusted, the preview-based control function with continuous damper current time history would provide a superior performance. However, number of controller parameters to be defined for the control

functions is very high in this case. In the first function variant, the only controller parameter to be adjusted for the transient input ahead of the vehicle is the constant value of the control current. In the second function variant, the two constant values of damper current and the switching time between those has to be determined before the vehicle meets the road obstacle. On the other hand, the third function involves recalculation of several hundred current values, which together define the continuous time history of the damper current input throughout the transient input event.

### Conclusions

The analysis of existing suspension systems, suspension controls and comparing a popular suspension controls (Skyhook, Groundhook, Sliding-mode and Preview), possible conclusions:

1. Skyhook control is most often used suspension control, because is good in the way of road-holding and this is very important for safe of passengers.
2. Skyhook control algorithm is also used in others suspension controls (Preview control, Sliding-mode control, etc.). Skyhook control is used in other suspensions because it gives better performance to Skyhook. Preview control and Sliding-mode control are one of them, they do not change how suspension is mounted but for better road-holding, safety and comfort.
3. The Preview control is giving a lot of comfort to passengers but it needs additional sensors. With sensors on the vehicle system identify the road irregularities before a wheel ride on.
4. Sliding-mode control is getting better with researches and is very good for comfort and handling performance.

### Literature

1. Bender, E.K. (1968), Optimal linear preview control with application to vehicle suspension, *Trans. ASME, Journal of Basic Engineering* 90(2): 213-221.
2. Bo-Chiuan, C.; Yu-Hua, S.; Feng-Chi, H. (2011) Sliding-mode control for semi-active suspension with actuator dynamics, *Vehicle System Dynamics* 49:1-2: 277-290.
3. Cheng, J.; Xu, C.; Lou, S. (2008) A sliding mode semi-active control for suspension based on neural network, *Proceedings of the World Congress on Intelligent Control and Automation*: 6143-6148.
4. Elmadany, M. M.; Samaha, M. E. (1992). On the optimum ride control of a stochastic model of a tractor-semitrailer vehicle, *Journal of Sound and Vibration*, 156(2): 269-281.
5. Emura, J., Kakizaki, S., Yamaoka, F., and Nakamura, M. (1994). Development on the semi-active suspension system based on the sky-hook damper theory. Society of Automotive Engineers, pages 17-26.
6. Han, S. S.; Choi, S. B.; Park, J. S.; Kim, J. H.; Choi, H. J. (2003). Robust sliding mode control of an electrorheological suspension system with parameter perturbations, *Int. J. Veh. Des.* 33(1-3): 279-295.
7. Hrovat, D. (1990). Optimal active suspension structures for quarter-car vehicle models, *Automatica*, 25(5): 845-860.
8. Ivers, D. E.; Miller, L. R. (1989). Experimental comparison of passive, semi-active on/off, and semi-active continuous suspensions, *SAE Technical Paper Series No. 892484*.
9. Karkoub, M. A.; Zribi, M. (2006) Active/semi-active suspension control using magnetorheological actuators, *International Journal of Systems Science* 37(1): 35-44.
10. Kemal, Ç.; Roman, H.; Ferit, K. (2016) Potential of Road Preview for Suspension Control under Transient Road Inputs, *IFAC-PapersOnLine* 49(3): 117-122.
11. Krtolica, R.; Hrovat, D. (1992) Optimal active suspension control based on a half-car model: an analytical solution, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 37(4): 528-532.
12. Lam, H. F.; Liao, W. H. (2001) Semi-active control of automotive suspension systems with magnetorheological dampers, *Pro. SPIE – Int. Soc. Opt. Eng.* 4327: 125-136.
13. Miller, L. R. (1988). Tuning passive, semi-active, and fully active suspension system, *IEEE Proceedings of the 27th Conference on Decision and Control*, Vol. 3: 2047-2053.
14. Mizuno, T.; Kobori, T.; Hirari, J.; Matsunaga, Y.; Niwa, N. (1992). Development of adjustable hydraulic dampers for seismic response control of large structure, *ASME PVP Conference*, Vol. 229: 163-170.
15. Omar, M.; El-kassaby, M.M.; Abdelghaffar, W. (2017). A universal suspension test rig for electrohydraulic active and passive.
16. Patten, W. N.; He, Q.; Kuo, C. C.; Liu, L.; Sack, R. L. (1994). Suppression of vehicle induced bridge vibration via hydraulic semi-active vibration dampers (SAVD), *Proceedings of the 1st World Conference On Structural Control*, Vol. 3: 30-38.
17. Sammier, D., Sename, O., and Dugard, L. (2003). Skyhook and  $H_\infty$  control of active vehicle suspensions: some practical aspects. *Vehicle System Dynamics*, 39(4):279-308.
18. Savaresi, S. M.; Poussot-Vassal, C.; Spelta, C.; Sename, O.; Dugard, L. (2010) Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles. Boston: Butterworth-Heinemann/Elsevier.; 107-116
19. Sohn, H., Hong, K., and Hedrick, J. (2000). Semi-active control of the Macpherson suspension system: Hardware-in-the-loop simulations. In *IEEE CCA 2000*, pages 982-987, Anchorage, Alaska.

20. Valasek, M. and Kortum, W. (2002). *The Mechanical Systems Design Handbook*, chapter on Semi-Active Suspension Systems II. CRC Press LLC.
21. Yao, J. L.; Zheng, J. Q. (2006). Semi-active suspension system design for quarter-car model using model reference sliding mode control, *Proceeding of IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*: 398–402.
22. Yokoyama, M.; Hedrick, J. K.; Toyama, S. (2001). A model following sliding mode controller for semi-active suspension systems with MR dampers, *Proceedings of American Control Conference, Virginia, Arlington Press*, 7: 2652–2657.
23. Zheng, L.; Li, Y. N.; Shao, J.; Sun, X. S. (2007). The design of a fuzzy-sliding mode controller of semi-active suspension systems with MR dampers, *Proceedings – Fourth International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery*: 514–518.

## **A COVER LETTER OF AUTHORS**

**Author name, surname:** Urban Janhar

**Science degree and name:** bachelor student

**Workplace and position:** University of Ljubljana, Faculty of Mechanical engineering, student

**Author's research interests:** Suspension, automobiles, tractors, trucks

**Telephone and e-mail address:** urban.janhar@gmail.com

**Author name, surname:** Deividas Navikas

**Science degree and name:** Dr, lecturer.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department, lecturer. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Mobile Machinery and Railway Transport department lecturer.

**Author's research interests:** Transport engineering, Transport ecology, Civil engineering, Materials.

**Telephone and e-mail address:** +370 646 55429, d.navikas@vtdko.lt, deividas.navikas@vgtu.lt

**Author name, surname:** Vytenis Surblys

**Science degree and name:** master degree, lecturer.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department lecturer. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Automobile Engineering department lecturer.

**Author's research interests:** Vehicle suspension, safety systems.

**Telephone and e-mail address:** +370 669 25720, v.surblys@vtdko.lt, vytenis.surblys@vgtu.lt

## MOKOMIEJI STENDAI/MAKETAI IR JŲ GAMYBA

**Darius Juodvalkis, Andrius Dargužis**

*Kauno technikos kolegija*

### **Anotacija**

Šiame straipsnyje nagrinėjamos stendų ir maketų gamybos galimybės, kurie skirti profesijos mokyklų ir/arba kolegijų automobilių techninio eksploatavimo specialybių studentams mokytis. Kadangi rinkoje siūlomų stendų/maketų kainos yra gana didelės, straipsnyje analizuojama galimybė šiuos stendus pagaminti patiems.

**REIKŠMINIAI ŽODŽIAI.** Mokomasis stendas, maketas, stendo gamyba.

### **Ivadas**

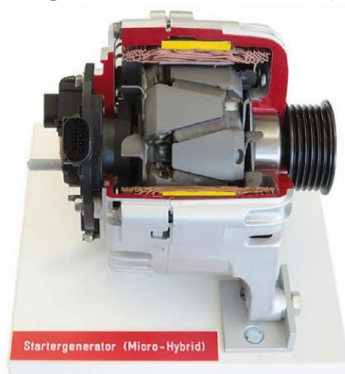
Šiandien automobiliai yra nepakeičiama kasdienio gyvenimo dalis ir be jų būtų sunku įsivaizduoti gyvenimą. Lengvieji automobiliai skirti keleivių pervežimui ir jų parkas sudaro didžiausią dalį bendrame automobilių kiekyje. Automobiliai labai palengvina žmogaus gyvenimą. Be teikiamų privalumų ir naudos, automobiliai kelia ir tam tikrų rūpesčių. Nepaisant šiuolaikinės inžinerijos technologinio lygio, automobiliai genda. Automobilius reikia remontuoti ir tai nėra malonu dažnam automobilio savininkui. Automobiliai remontuojami universaliose ar specializuotose remonto įmonėse. Nepriklausomai kokioje įmonėje bus remontuojamas automobilis, remonto darbų kokybė labai priklauso nuo darbus atliekančio meistro kvalifikacijos. Automobilių remonto personalas mokomas specialiose ugdymo įstaigose – profesijos mokyklose, kolegijose ar specialiuose mokymo centruose, kurie dažnai remiami tam tikros markės automobilių gamintojų. Tikėtina, kad specialūs mokymų centrai kokybiškiausiai pateikia žinias apie automobilių gedimus ir remontų technologijas, bet tos žinios yra orientuotos konkrečiai automobilio marki. Profesijos mokyklos ir kolegijos suteikia platesnes, bet galbūt, mažiau išsamias žinias apie automobilių gedimus ir remonto būdus. Norint kokybiškai paruošti automobilių remonto specialistą reikalingi praktiniai mokymai, kurių kokybė priklauso nuo mokytojų (dėstytojų) kompetencijų ir mokymo metodų. Kad ir kokia aukšta būtų mokytojų kompetencija ir mokymo procese naudojami modernūs bei šiuolaikiški mokymo metodai, kokybiškas specialistų parengimas sunkiai įsivaizduojamas be praktinių užsiėmimų. Ruošiant automobilių remonto specialistus, praktinių užsiėmimų metu gali būti naudojami realūs automobiliai ar specialūs mokymui skirti maketai. Mokymui skirti maketai paprastai gaminami panaudojant automobilių agregatus. Maketų gamybos procese, automobilių agregatai išardomi, atliekami tam tikri korpusinių detalių pjūviai ir agregatai vėl surenkami. Maketus paprastai gamina specializuotos įmonės. Maketų kaina priklauso nuo agregato sudėtingumo ir atliktų darbų kokybės, bet paprastai gali siekti ir kelis tūkstančius eurų. Maketus gali pagaminti ir specialių žinių neturintys žmonės, pvz. praktikos metu studentai. Kauno technikos kolegijoje yra įrengta specializuota Volkswagen laboratorija. Ši laboratorija įrengta bendradarbiaujant su Volkswagen markės oficialiais atstovais Kaune UAB „Autojuta“. Laboratorijoje demonstruojami ir specialistų rengimo mokymo procesuose naudojami įvairūs maketai, kurių dauguma pagaminti studentų.

Šiame straipsnyje apžvelgsime rinkoje siūlomus specializuotus ir Kauno technikos kolegijos Volkswagen laboratorijoje demonstruojamus maketus.

### **Mokymo maketų rinkos apžvalga**

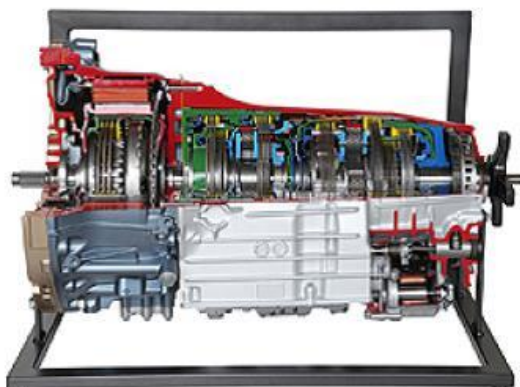
Mokymams skirti maketai gali būti įvairūs, t.y. gali būti agregatai su pjūviais, veikiantys maketai ir mokomieji stendai.

Agregatai su pjūviais skirti išsamiai susipažinti su agregato sandara ir veikimo principu, pavyzdžiui UAB „Amanda“ siūlomas pjūvinis starterio-generatoriaus maketas (1 pav.) [1].



**1 pav.** Pjūvinis starterio-generatoriaus maketas

Pjūvinis starterio-generatoriaus maketo aprašymas: STARS sistema leidžia užgesinti variklį, degant raudonam šviesoforo signalui arba transporto kamštyje, o atleidus stabdžio pedalą, variklis iš karto užvedamas; makete matomas starteris ir generatorius, jų apvijos; matomo vėsinimo ventiliatoriai; rankinis veleno pasukimas. Maketas pagamintas Šveicarijoje, kaina internetiniame puslapyje nenurodoma. Taip pat ši bendrovė siūlo hibridinio Mercedes-Benz septynių laipsnių automatinės pavarų dėžės pjūvinį maketą (2 pav.) [2].



**2 pav..** Hibridinio Mercedes-Benz automatinės pavarų dėžės pjūvinis maketas

Hibridinio Mercedes-Benz automatinės pavarų dėžės pjūvinio maketo aprašymas: šeštosios kartos Mercedes-Benz automatinės transmisijos maketas; šios transmisijos ypatybė - greitas pavarų perjungimas, lengva konstrukcija, degalų taupymas, vairavimo malonumas; makete matomos visos 7 hidraulinės jungtys; planetinis reduktorius; E-variklis; diskinės spyruoklės; parkavimo užraktas; hidraulinis valdymas; alyvos siurbliai; elektromagnetai. Maketas pagamintas Šveicarijoje, kaina internetiniame puslapyje nenurodoma.

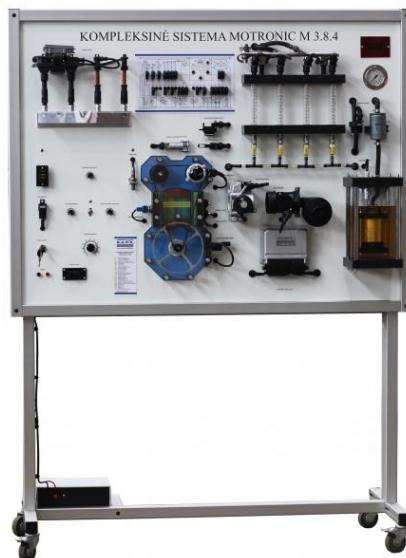
Veikiantys maketai skirti susipažinti su tam tikros sistemos sandara ir veikimo principais. Tokių maketų didelis privalumas yra galimybė imituoti sistemų gedimus ir juo aptikti, pvz. UAB „Baltijos automobilių diagnostikos sistemos“ siūlomas veikiantis maketas (3 pav.) [3].



**3 pav.** Mokomasis veikiantis variklis su benzino įpurškimo sistema MOTRONIC

Mokomojo veikiančio variklio su benzino įpurškimo sistema MOTRONIC aprašymas: veikiantis benzininis variklis sumontuotas į mobilų rėmą su ratukais. Stendas skirtas automobilio su kompleksine variklio valdymo sistema veikimo bei sandaros demonstracijai ir laboratorinių darbų atlikimui. Stende sumontuotas originalus (restauruotas) Audi/VW automobilio variklis su funkcionuojančia variklio valdymo sistema MOTRONIC. Tokio tipo demonstracinis mokomasis stendas yra puiki mokymo priemonė leidžianti studentams susipažinti su varikliu, jo komponentais, elektros maitinimo sistema, aušinimo sistema ir variklio aptarnavimo galimybėmis, variklio valdymo sistemos sandara, jos komponentais, darbo režimais, ir matavimų bei diagnostikos galimybėmis. Stendo gamintojas UAB „Baltijos automobilių diagnostikos sistemos“. Kaina internetiniame puslapyje nenurodoma.

Ta pati bendrovė siūlo mokomąjį benzininio įpurškimo Motronic M 3.8.X (MPI) stendą (4 pav.) [4].



**4 pav.** Mokomasis benzininio įpurškimo Motronic M 3.8.X (MPI) stendas

Funkcionuojanti elektroninė variklio valdymo sistema, sumontuota į mobilų, aliuminio konstrukcijos rėmą su ratukais. Stendas skirtas automobilio uždegimo bei įpurškimo sistemos veikimo bei sandaros demonstracijai ir laboratorinių darbų atlikimui. Stendas surinktas originalių Audi/VW automobilių detalių pagrindu. Stende sumontuota funkcionuojanti variklio valdymo sistema Motronic 3.8.X atkartoja variklio degalų įpurškimo/uždegimo sistemos skirtingus darbo režimus. Tokio tipo demonstracinis mokomasis stendas yra puiki mokymo priemonė leidžianti studentams susipažinti su variklio valdymo sistemos sandara, jos komponentais, darbo režimais ir matavimų bei diagnostikos galimybėmis. Kaina internetiniame puslapyje nenurodoma.

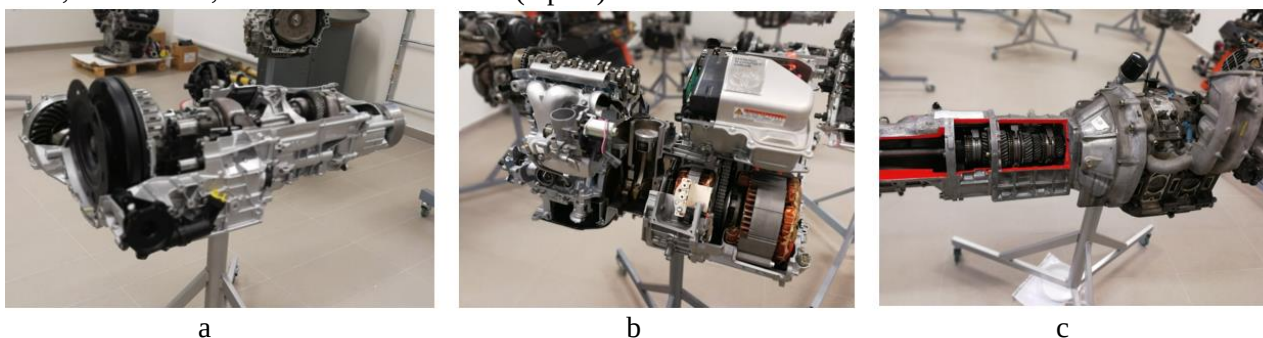
#### **KTK specializuotos Volkswagen laboratorijos stendų apžvalga**

KTK patalpose VW vardo specializuota laboratorija atidaryta 2017 metais (5 pav.). Laboratorija įkurta kartu su Volkswagen markės oficialiais atstovais – UAB „Autojuta“. Dauguma laboratorijoje išstatytų mokomųjų stendų/maketų kolegijai suteikė taip pat šis partneris.



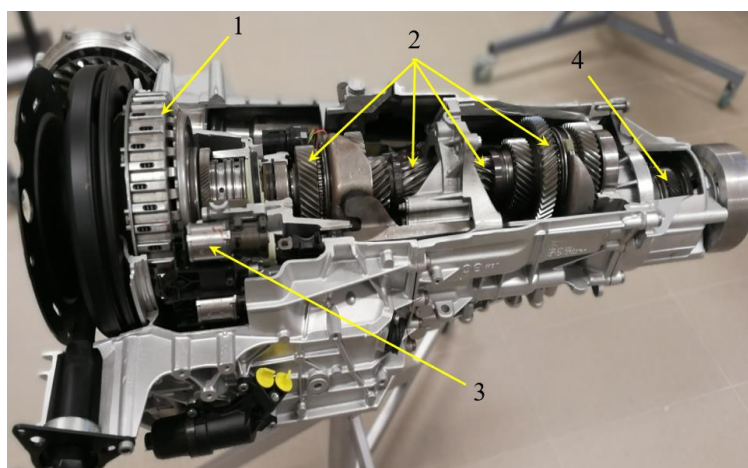
**5 pav.** „Volkswagen“ vardo automobilių sandaros laboratorija KTK [5]

Šioje laboratorijoje demonstruojami modernių šiuolaikinių automobilių agregatai ir iš jų pagaminti stendai/maketai – VW 3,0 tdi variklis, AUDI S-tronic pavarų dėžė, VW DSG ir 4-motion DSG pavarų dėžės, VW 1,9 tdi R4 ir 2,5 tdi R5 varikliai bei kiti (6 pav.).



**6 pav.** VW laboratorijos mokomieji stendai/maketai: a – AUDI S-tronic pavarų dėžė; TOYOTA Hybrid Synergy drive jėgainė; MAZDA rotorinis variklis Renesis

AUDI S-tronic pavarų dėžės stendas/maketas (7 pav.), kaip ir daugelis kitų, pagamintas studentų, jų praktikos metu susiejant su profesinių baigiamųjų darbų temomis.



**7 pav.** AUDI S-tronic pavarų dėžės mokomasis stendas/maketas:  
1 – dviguba daugiadiskė sankaba; 2 – pavarų krumpliaratinės poros; 3 – mechatronikos įrenginys;  
4 – TORSEN tarpašinis diferencialas

S-tronic tai moderni šiuolaikinių AUDI automobilių automatinė pavarų dėžė veikianti robotizuotos mechaninės pavarų dėžės principu. Šiame stende/makete puikiai matomi visi pagrindiniai šio sudėtingo agregato elementai (7 pav. 1-4) – dvigubos „šlapio“ tipo daugiadiskės sankabos, visų pavarų krumpliaratinės poros su perjungimo mechanizmais, pavarų dėžę valdantis mechatronikos įrenginys su elektromagnetiniais vožtuvais ir tarpašinis TORSEN tipo nesimetrinis diferencialas. Tokio tipo stendų/maketų panaudojimas modulio „Automobilių sandara“ praktinių užsiėmimų metu leidžia studentams praktiškai susipažinti su šiuolaikinių automobilių modernių agregatų sandara ir veikimo principais.

Stendų/maketų gamyba technologiškai sudėtingas ir darbo laikui imlus procesas. Gamybos eigoje originalus agregatas turi būti pilnai išardomas ir plaunamas. Iš anksto numačius optimalias korpusinių ir vidaus detalių pjūvių vietas, atliekami reikalingi pjūviai. Pjūvių vietos parenkamos remiantis sąlyga, kad agregatą būtų galima surinkti ir būtų maksimaliai matoma agregato vidaus sandara. Siekiant, kad stendas būtų estetiškas ir ilgaamžis, korpusinės detalės dažomos.

### Išvados

1. Rinkoje siūlomi įvairūs mokymams skirti maketai, kurie gali būti agregatai su pjūviais, veikiantys maketai ir mokomieji stendai. Šių maketų kainos svyruoja nuo kelių šimtų iki kelių tūkstančių eurų, priklausomai nuo stendo sudėtingumo.

2. KTK specializuotoje Volkswagen laboratorijoje dauguma demonstruojamų stendų pagaminti studentų. Savo funkcionalumu jie niekuo nenusileidžia rinkoje siūlomiems panašios paskirties stendams ir sėkmingai naudojami studentų mokymui.

## Literatūra

1. <https://www.amanda.lt/lt/iranga/diagnostikos-iranga/mokymo-stendai/pjuvinis-starterio-generatoriaus-maketas>
2. <https://www.amanda.lt/lt/iranga/diagnostikos-iranga/mokymo-stendai/hibridinio-mercedes-benz-pavaru-dezes-maketas-810001351>
3. <http://autoedu.biz/lt/mokomasis-veikiantis-variklis-su-benzininio-ipurskimo-sistema-motronic/>
4. <http://autoedu.biz/lt/mokomieji-stendai-2/>
5. <http://www.ktk.lt/apie-ktk/istorija/>

## MANUFACTURING OF TRAINING STAND/MODEL

### Summary

The article analyses the stands and models for automobile technical maintenance students' of vocational schools or colleges. As the price of stands and models on the market is high enough, the article analyses the possibility to design and manufacture the stands themselves.

**Key words:** Educational stand, model, stand production.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Darius Juodvalkis.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Kauno technikos kolegijos, Inžinerijos mokslų fakulteto docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** transporto technologijos, inžinerinių tyrimų metodologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 682 14365, [darius.juodvalkis@edu.ktk.lt](mailto:darius.juodvalkis@edu.ktk.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Andrius Dargužis.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, lektorius

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Kauno technikos kolegijos, Inžinerijos mokslų fakulteto lektorius.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** transporto technologijos, inžinerinių tyrimų metodologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** 8 614 77194, [andrius.darguzis@edu.ktk.lt](mailto:andrius.darguzis@edu.ktk.lt)

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Darius Juodvalkis.

**Science degree and name:** Doctor, Associate Professor

**Workplace and position:** Kaunas Technical College, Associate Professor, Faculty of Engineering Sciences

**Author's research interests:** transport technology, engineering research methodology

**Telephone and e-mail address:** 8 682 14365, [darius.juodvalkis@edu.ktk.lt](mailto:darius.juodvalkis@edu.ktk.lt)

**Author name, surname:** Andrius Dargužis

**Science degree and name:** Doctor, lecturer

**Workplace and position:** Kaunas Technical College, Lecturer, Faculty of Engineering Sciences

**Author's research interests:** transport technology, engineering research methodology

**Telephone and e-mail address:** 8 614 77194, [andrius.darguzis@edu.ktk.lt](mailto:andrius.darguzis@edu.ktk.lt)

# VANDENILIO ĮTAKOS VARIKLIO RODIKLIAMS, NAUDOJANT BENZINO IR ETANOLIO MIŠINIUS, TYRIMŲ APŽVALGA

**Gabrielius Mejeras, Alfredas Rimkus**

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedra*

## **Anotacija**

Sparčiai mažėjant iškastinio kuro ištekliams, didėjant išmetamųjų dujų kiekiui, kurios sukelia šiltnamio efektą, augant suvartojamos energijos poreikiui, yra svarbu ieškoti, atrasti ir praktikoje panaudoti alternatyvius, atsinaujinančius bei mažiau teršiančius aplinką energijos šaltinius. Pasaulyje yra naudojami įvairūs alternatyvios energijos šaltiniai: vėjo energija, saulės energija, biodujos, biodegalai ir kiti. Siekiant sumažinti šiltnamio efektą sukeliančių dujų išmetimą į aplinką, galima išskirti perspektyvius alternatyviosios energijos šaltinius – degalus E85 (85 % bioetanolio ir 15 % benzino mišinį) ir vandenilį. Atsižvelgiant į galimą teigiamą ekologinį efektą, šiame straipsnyje yra pateikiama bioetanolio ir vandenilio panaudojimo kibirkštinio uždegimo (KU) vidaus degimo varikliuose apžvalga. Straipsnyje yra išskiriami pagrindiniai tokio tipo mišinių panaudojimo kibirkštinio uždegimo vidaus varikliuose privalumai ir trūkumai, aptariamos alternatyvių degalų mišinių panaudojimo perspektyvos.

**Reikšminiai žodžiai:** kibirkštinio uždegimo variklis, bioetanolis, E85, vandenilis, ekologiniai rodikliai.

## **Įvadas**

Aplinkosauga ir ekologija yra viena aktualiausių šių dienų temų. Kiekvienais metais vystantis pramonei, daugėjant transporto priemonių ir apskritai kylant pasaulinės populiacijos pragyvenimo lygiui, o tuo pačiu ir vartojimui, užterštumo problema tampa vis aktualesnė ne tik visame pasaulyje, bet ir mūsų šalyje. Naftos ištekliai senka, degalų kainos kyla. Lengvieji automobiliai miestuose išmeta šiltnamio efektą sukeliančių anglies dvideginių, ir dar blogiau – nuodingąsias dujas. Neracionaliai naudojami resursai vartojant brangius ir taršius degalus. Pastaruosius dvidešimt metų netvarus energijos panaudojimas kelia susirūpinimą ne tik dėl klimato kaitos, bet ir dėl energijos tiekimo (Malenshek et al., 2009). Pirmasis Europoje teršalų emisiją reglamentuojantis standartas buvo nustatytas 1993 metais, o 1997 metais buvo pasirašytas Kyoto protokolas. Po minėto reglamento nustatymo ir protokolo pasirašymo Europoje buvo pradėta ieškoti alternatyvių, pigių ir mažiau taršių degalų, kurie galėtų pakeisti tradicinį benziną ir dyzeliną.

Taip pat pastaruoju metu vis labiau skatinama elektromobilių, neteršiančių gamtos išmetamosiomis dujomis, gamyba ir naudojimas. Tačiau, žvelgiant iš platesnės ekologinės perspektyvos, elektromobilio gamybai ir pristatymui iki galutinio vartotojo, šiuo metu vis dar reikalingi taršieji degalai. Elektromobiliuose esantys akumuliatoriai taip pat ateityje potencialiai gali tapti taršos šaltiniais, jei nebus surastas efektyvus ir ekologiškas jų utilizavimo procesas. Darytina išvada, kad net ekologiškasis elektromobilis, nemažą dalį savo „ekologiškumo“ praranda dėl jo gamybos ir pristatymo grandinės procese naudojamų resursų, tame tarpe ir degalų. Turint omenyje dar ir tai, kad elektromobiliai vis dar yra brangūs, todėl sunkiai įperkami vidutinio ir žemesnio, nei vidutinis, socialinio sluoksnio vartotojų, kurių didžioji dalis gyvena besivystančiose pasaulio šalyse, vargiai tikėtina, kad per artimiausius penkerius metus elektromobiliai taptų vyraujančia transporto priemonių rūšimi pasaulyje. Todėl manytina, kad esamuose automobiliuose, kurių tarša gamybos ir pristatymo procese jau yra realizavusi, ir šio fakto pakeisti jau nebeįmanoma, degalus ir galimai ir kitus automobilyje vartojamus skysčius pakeitus labiau ekologiškais, galėtume pratęsti senesnių automobilių su vidaus degimo varikliais eksploatacijos laiką. Taip išvengtume būtinybės įsigyti naują transporto priemonę, kuriai, kaip buvo minėta pirmiau, pagaminti resursai naudojami netvariai.

Viena iš alternatyvų automobilių su vidaus degimo varikliais ekologiškumui pagerinti galėtų būti mažiau taršūs degalų mišiniai, kurių paieška ir buvo susidomėta tiek Europoje, tiek ir kitose išsivysčiusio pasaulio dalyse. Geriausiai žinoma alternatyva – degalai gaminami iš biomasės. Šie degalai gali būti gaminami iš įvairių tipų biomasės, pavyzdžiui, iš augalinių aliejų, maisto gaminimui skirtų aliejų ir riebalų. BTL (angl., biomass-to-liquid) degalų konvertavimas Fischer-Tropsch (FT) proceso metu turi keletą privalumų. Dujų gamybos metu pagamintą sinagozę, gaunamą skaidantis biomasei, galima panaudoti įvairių sintetinių degalų, tepalų, techninio vaško gamybai. (Ogunkoya and Fang, 2015). Tačiau gaminant degalus iš biomasės iškyla ir tam tikrų etinių bei ekonominių dilemų. Viena vertus, gaminami ekologiški degalai, mažiau teršiama aplinka, kita vertus, tokių degalų naudojimas neeliminuoja šiltnamio efektą sukeliančių dujų išsiskyrimo. Pasėliai, kurie galėtų būti naudojami maistinių kultūrų auginimui, yra naudojami auginti kultūroms, iš kurių gaminami degalai. Pasėlių, naudojamų maistinėms kultūroms auginti, bei pačios pagaminamos produkcijos mažėjimas gali paskatinti maisto kainų augimą. O tai yra ypač skausminga trečiojo pasaulio šalims.

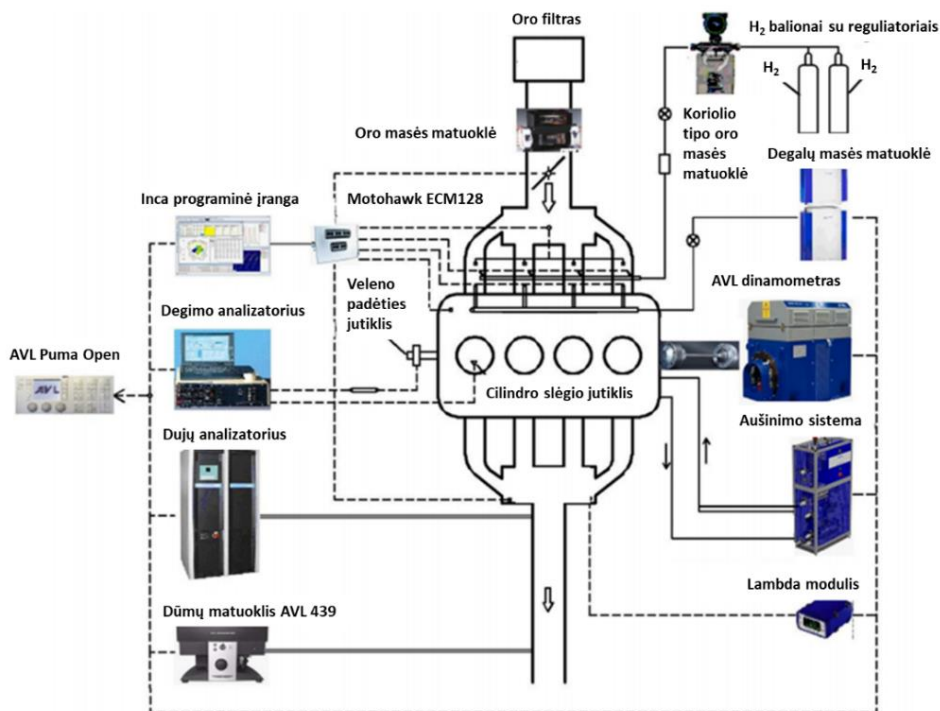
Todėl turi būti siekiama alternatyvių degalų šaltinių įvairovės. Vienas perspektyviausių elementų, naudotinų kaip kuras, galėtų būti vandenilis. Vandenilis yra geras energijos akumuliatorius, nesunkiai išgaunamas iš vandens, kurio resursai yra praktiškai neišsenkami. Vandenilio oksidacijos galutinis produktas

yra tas pats vanduo. Todėl, deginant tokį kurą, yra visiškai išvengiama šiltnamio efektą sukeliančių dujų patekimo į atmosferą ir vanduo žiedinės ekonomikos principu grįžta atgal į gamtą.

Šiuo metu taip pat nagrinėjamos metanolio ar etanolio ir vandenilio mišinio panaudojimo galimybės. Apie tai ir bus skiriama daugiausia dėmesio tolimesnėje mokslinių tyrimų apžvalgoje.

### Tyrimų apžvalga

Mokslininkai Gong ir kiti (2019), norėdami įvertinti metanolio ir vandenilio mišinių efektyvumą kibirkštinio uždegimo (KU) varikliuose, atliko tyrimą su šiomis medžiagomis (1 pav.). KU varikliams svarbus parametras, turintis įtakos liepsnos formavimuisi, degimo eigai ir teršalų emisijoms yra uždegimo paskubos kampas. Vandenilis, kaip pagalbiniai degalai, gali pagerinti degimo ir išmetamųjų dujų charakteristikas. Išmatuotas išmetamųjų teršalų kiekis, esant skirtingam variklio veikimo režimams. Varikliui dirbant mažais sūkiomis, esant įvairiems uždegimo paskubos kampams, didėjant vandenilio koncentracijai, mažėja slėgis cilindre, mažėja maksimali temperatūra ir degimo trukmė. Kai variklio apsisukimai yra dideli, esant skirtingiems uždegimo paskubos kampams, didesnė vandenilio koncentracija padidina vidinį slėgį cilindre, maksimalų šilumos išsiskyrimo greitį ir sumažina uždegimo uždelimą bei degimo trukmę. Vandenilio priedas sumažina ir vidutinio slėgio variacijos koeficientą COVimep (angl., coefficient of variation of indicated mean effective pressure). Degant mišiniui su vandeniliu (3 % ir 6 % masės), COVimep gali sumažėti 21,5 % ir 36,8 %, esant 2400 min<sup>-1</sup> sūkiams ir uždegimo paskubos kampui 28° alkūninio veleno (AV) prieš viršutinį galinį tašką (pVGT). Be to, vandenilis sumažina anglies monoksido (CO) ir angliavandenilių (CH) emisijas, kai variklio sūkių yra maži, bet padidina azoto oksidų (NO<sub>x</sub>) ir suodžių emisijas, kai variklio sūkių yra dideli ir kai uždegimo paskubos kampas yra įvairus.

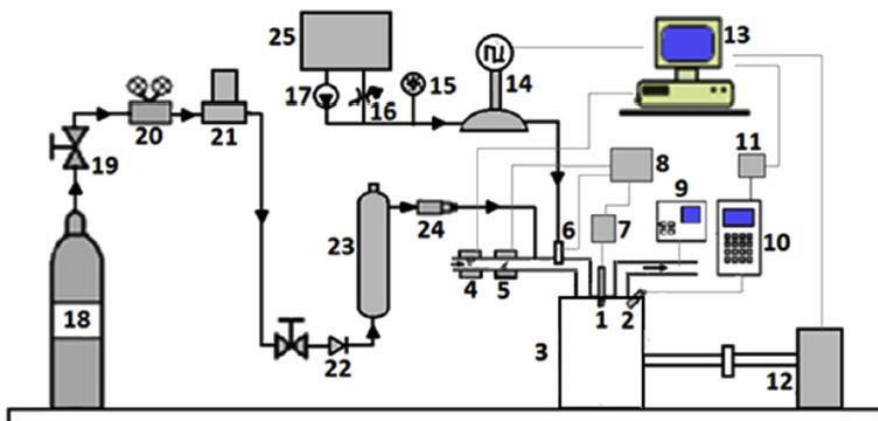


1 pav. Kibirkštinio uždegimo variklio eksperimentinio tyrimo įranga

Šaltinis: Gong et al., 2019

Turkijos Erciyes Universitete tyrėjai (Akansu at al., 2017) atliko tyrimą su benzino, etanolio ir vandenilio mišiniais kibirkštinio uždegimo variklyje (2 pav.). Ištirtos KU variklių išmetamųjų dujų emisijos ir variklio galia esant 1500 min<sup>-1</sup> ir 2500 min<sup>-1</sup> variklio sūkiams. Vandenilio įmaišymo mišinyje efektas (10,7 %; 21,3 %; 33,8 % ir 45,1 % masės) buvo analizuojamas naudojant degalus B80E20 ir esant 50 % variklio apkrovai. Buvo gauti šie pagrindiniai tyrimo rezultatai: šiluminis efektyvumas padidėjo esant didesnei variklio apkrovai ir didinant vandenilio kiekį mišinyje. Tai rodo, kad neigiamas etanolio poveikis šiluminiam efektyvumui buvo pašalintas. Lyginant benzino ir vandenilio mišinius matyti, kad terminis efektyvumas padidėjo pridėjus daugiau vandenilio. Varikliui veikiant benzinu cilindre pasiektas 27 bar maksimalus slėgis prie 28° AV po VGT. Pridėjus 20 % etanolio maksimalus slėgis cilindre buvo 28 bar prie 25° AV po VGT. Į mišinį pridėjus 10,7; 21,3; 33,8 ir 45,1 % vandenilio, maksimalus slėgis cilindre buvo 28, 33, 62 ir 64 bar prie 25, 14, 10 ir 3° AV po VGT. CO, CH ir CO<sub>2</sub> koncentracijos išmetamosiose dujose buvo žymiai mažesnės

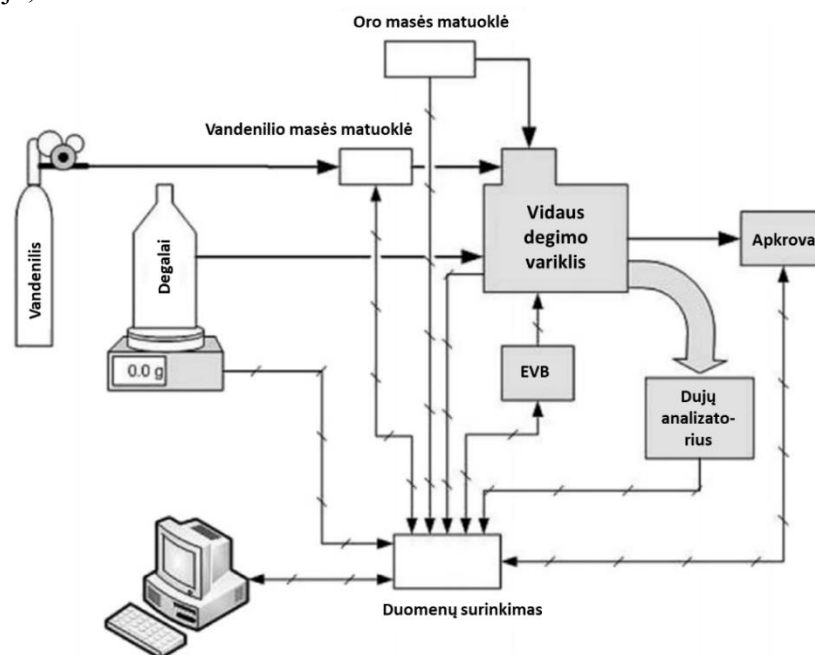
mišinyje esant vandeniliui. Atvirkštinis etanolio poveikis teršalų emisijoms buvo pašalintas.  $\text{NO}_x$  koncentracija sumažėjo iki 50 % į benzina pridėjus 20 % etanolio. Tačiau pridėjus vandenilio, poveikis buvo priešingas.



**2 pav.** 1 – uždegimo žvakė; 2 – slėgio jutiklis; 3 – variklis; 4 – oro srauto matuoklė; 5 – droselinė sklendė ir jutiklis; 6 – purkštuvai; 7 – uždegimo modulis; 8 – variklio valdymo blokas; 9 – išmetamųjų dujų analizatorius; 10 – slėgio jutiklio signalo stiprintuvas; 11 – duomenų kaupiklis; 12 – dinamometras; 13 – duomenų surinkimo kompiuteris; 14 – skysčio srauto matuoklis; 15 – slėgio matuoklis; 16 – droselinė sklendė; 17 – degalų pompa; 18 – dujų balionas; 19 – vožtuvas; 20 – degalų slėgio reguliatorius; 21 – masės srauto matuoklis; 22 – vožtuvas; 23 – ugnies slopintuvas; 24 – liepsnos uždoris; 25 – degalų bakas

*Šaltinis: Akansu et al., 2017*

JAV Kalifornijos Universiteto tyrėjai (Greenwood et al., 2014) eksperimentiniu būdu ištyrė etanolį praturtintą vandeniliu (3 pav.). Degusis mišinys variklyje buvo liesas. Pagrindinės degalų savybės pateiktos 1 lentelėje. Šiame tyrime ištirtas etanolio sodrinimo vandeniliu poveikis KU variklio rodikliams lieso ir itin lieso mišinio veikimo režimuose. Rezultatai rodo, kad etanolio praturtinimas vandeniliu stabilizavo ir pagreitino degimo procesą, sumažino kenksmingų išmetamųjų dujų emisijas. Dirbant su etanolio ir mišiniui esant labai liesam (netoli LOL – angl., Lower Operating Limit), kai yra 15 % ir 30 % vandenilio koncentracija,  $\text{NO}_x$  koncentracija buvo mažesnė daugiau nei 95 %, lyginant su stochiometrinio oro – benzino mišiniu. Šis  $\text{NO}_x$  koncentracijos sumažėjimas yra panašus į tai, kiek  $\text{NO}_x$  emisijos sumažina šiuolaikinis trijų dalių katalizatorius. Todėl tai galėtų būti patraukli alternatyva dabartinėms  $\text{NO}_x$  mažinimo technologijoms. Netikėčiausias ir įdomiausias eksperimentų rezultatas buvo tas, kad, veikiant liesu režimu, vandenilio kiekis sumažino  $\text{NO}_x$  išmetimą. Taip pat išaiškėjo, kad vandenilis neturi įtakos bendram variklio šiluminiam efektyvumui. Šis reiškinys turėtų būti ištirtas tolesniuose tyrimuose. Kaip ir buvo tikėtasi, galia ir sukimo momentas labai sumažėjo, kai variklis veikė itin liesu mišiniu.

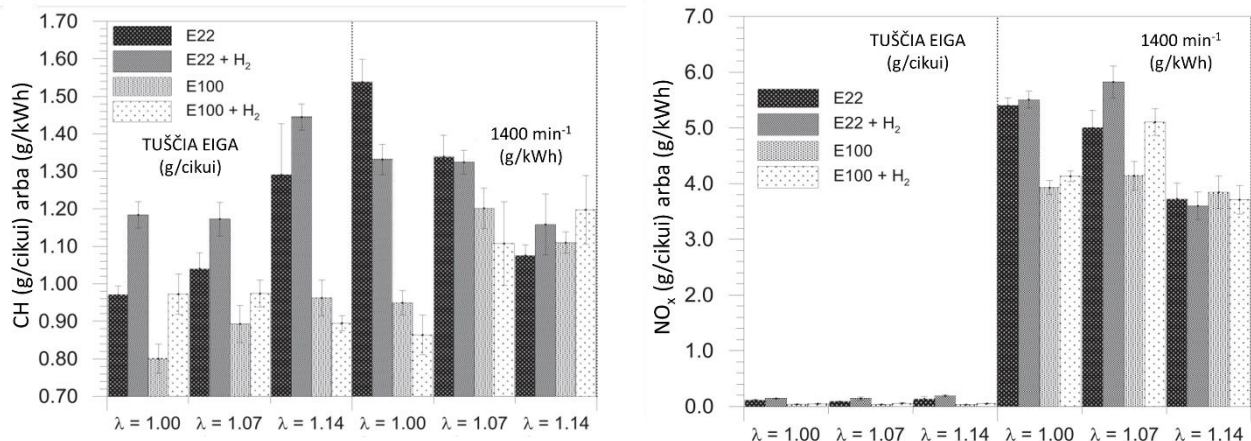


**3 pav.** Vidaus degimo variklio tyrimų įranga

| Degalų savybės                                   |                |          |             |
|--------------------------------------------------|----------------|----------|-------------|
| Fizinės ir cheminės savybės                      |                | Benzinas | Bioetanolis |
| Tankis $\rho$ , (esant 20° C), kg/m <sup>3</sup> |                | ≈ 740    | ≈ 785       |
| Žemutinis šilumingumas $H_u$ , MJ/kg             |                | 44,5     | 26,9        |
| Oktaninis skaičius (tiriamuoju metodu)           |                | 95...98  | 110...114   |
| Stechiometrinis oro/degalų santykis              |                | 14,6     | 8,93        |
| Savaiminio užsidegimo temperatūra, ° C           |                | 440      | 558         |
| Minimali uždegimo energija, mJ                   |                | 2,4      | 0,7         |
| Maksimalus liepsnos greitis, m/s                 |                | 0,57     | 0,61        |
| Cheminė sudėtis, %                               | C              | 86,5     | 52,2        |
|                                                  | H <sub>2</sub> | 13,5     | 13,1        |
|                                                  | O <sub>2</sub> | 0,025    | 34,7        |
|                                                  |                |          | Vandenilis  |
|                                                  |                |          | ≈ 0,09      |
|                                                  |                |          | 129,9       |
|                                                  |                |          | 130         |
|                                                  |                |          | 34,3        |
|                                                  |                |          | 572         |
|                                                  |                |          | 0,02        |
|                                                  |                |          | 1,7         |

Šaltinis: Greenwood et al., 2014

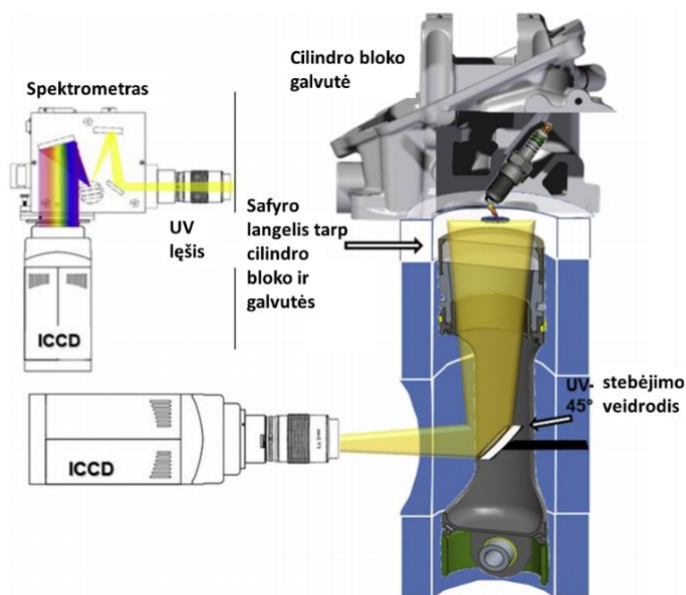
Brazilijos Pontifical of Minas Gerais Universitetas (Almeida et al., 2015) ištyrė benzino – etanolio mišinio (E22), etanolio (E100) mišinius su vandeniliu. Tyrimo tikslas – išsiaiškinti, ar vandenilis gali prisidėti prie degalų sąnaudų ir išmetamųjų teršalų mažinimo. Pridėtas nedidelis vandenilio kiekis į E22 ir E100 sukelia tik nedidelį CO<sub>2</sub> ir CO išmetamųjų teršalų kiekio sumažėjimą dirbant tuščiaja eiga. Vandenilio poveikis CH yra nedidelis, pokyčiai nereikšmingi (4 pav.). Nedaug padidėja NO<sub>x</sub> koncentracija ir nėra jokio reikšmingo skirtumo degalų suvartojime. Tačiau vandenilio įmaišymas į degalus leidžia varikliui dirbti stabiliai liesu mišiniu.

4 pav. Išmetamųjų teršalų (CH ir NO<sub>x</sub>) koncentracijos priklausomybė nuo degiojo mišinio sudėties

Šaltinis: Almeida et al., 2015

Italijos Neapolio Federiko II universiteto mokslininkai (Catapano et al., 2015) ištyrė etanoliumi, metanoliumi ir metanolio – vandenilio mišiniu veikiančio KU variklio su PFI (angl., Port Fuel Injection) įpurškimo sistema rodiklius. Darbo tikslas buvo išanalizuoti variklio galios ir ekologinius parametrus naudojant alternatyvius degalus. Tyrimas buvo atliktas naudojant mažą 250 cm<sup>3</sup> KU variklį (5 pav.). Buvo naudojami benzinas, etanolis, metanolis ir 80 % metanolio mišinys su 20 % vandenilio. Variklis dirbo ir laisva eiga ir buvo pilnai apkrautas esant sūkiams 2000 min<sup>-1</sup>. Mokslininkai pastebėjo, kad etanolio ir benzino liepsnos greitis yra labai panašus, o metanolio ženkliai lėtesnis. Su metanolio (80 %) ir vandenilio (20 %) mišiniu buvo pastebėtas greitesnis degimo procesas. Taip pat pastebėta, kad, pridėjus vandenilio, išauga OH radikalų ir NO<sub>x</sub> emisijos, bet sumažėja CO. Sumažėjusi CO emisija rodo geresnį degimo procesą. CO<sub>2</sub> emisija mažėja dėl mažėjančio C/H santykio degaluose.

Kinijos Jilin Universiteto mokslininkai (Gong et al., 2018) tyrinėjo iš anksto paruoštą vandenilio ir metanolio mišinį. Jie pastebėjo, kad mišinys, praturtintas vandeniliu, paspartina metanolio oksidacijos greitį. Mišinio praturtinimas vandeniliu padidina H, O ir OH radikalų skaičių. Šie radikalai gali paspartinti cheminę reakciją ugnyje. Temperatūra daro mažą įtaką NO formavimuisi.



**5 pav.** KU variklio tyrimų schema  
Šaltinis: Catapano et al., 2015

JAV Kettering Universiteto mokslininkai (Gregory et al., 2000) sprendė variklio užvedimo problemą naudojant etanolį, esant šaltam orui, pridėdami vandenilį. Pastebėta, kad net į etanolį pridėjus 15 % benzino, užvedimo problema niekur nedingsta. Šią problemą galima pašalinti naudojant vandenilį. Pridėjus vandenilio į E85 (85 % etanolio ir 15 % benzino) sumažėja užvedimo laikas. Mažiausias tinkamas panaudoti vandenilio kiekis buvo 4 %, mažesnė vandenilio koncentracija užvedimo nepagerindavo.

Vilniaus Gedimino technikos universitete atlikti benzino ir butanolio (10 % ir 20 % tūrio) mišinių tyrimai KU variklyje į įsiurbimo kolektorių papildomai tiekiant 3,6 l/min vandenilio ir deguonies (HHO) dujų. Tiriant šilumos išsiskyrimą degimo metu nustatyta, kad, HHO dujas naudojant su grynu benzinu, degimas vyksta intensyviau ir, siekiant maksimalaus energetinio efektyvumo, uždegimą reikia vėlinti  $\approx 2^\circ$  AV. Butanolio priedas mažina degimo intensyvumą, bet, kartu naudojant HHO dujas, degalų mišinio degimo šilumos išsiskyrimas tampa artimas benzinui (Rimkus et al., 2000).

### Išvados

Griežtėjant aplinkosaugos reikalavimams ir senkant iškastinių degalų ištekliais, būtina siekti pritaikyti vidaus degimo variklius veikti įvairiomis alternatyvių degalų rūšimis. Tikslinga būtų atlikti tyrimus su E85 degalais ir vandenilio mišiniu, nes paskelbtų analogiškų tyrimų skaičius mažas, o jų rezultatai skirtingi.

Apžvelgus literatūros šaltinius, galima daryti tokias išvadas:

1. Degalų savybės rodo, kad, palyginus su benzinu ir etanoliumi, vandenilis lengviau užsidega, greičiau dega, turi platesnes degumo ribas.
2. KU varikliui veikiant etanoliumi, metanoliumi, butanoliumi ar šių degalų mišiniais su benzinu ir papildomai tiekiant vandenilį, didėja degimo intensyvumas, šiluminis variklio efektyvumas išauga.
3. Variklio CO, CH ir CO<sub>2</sub> emisijos, papildomai tiekiant vandenilį sumažėja, nes pagerėja degimo kokybė bei sumažėja degalų C/H santykis.
4. Varikliui veikiant etanoliumi, metanoliumi ar šių degalų mišiniais su benzinu ir papildomai tiekiant vandenilį, išauga variklio veikimo (uždegimo) stabilumas, ypač naudojant liesą mišinį.
5. Naudojant vandenilio priedą ir varikliui veikiant itin liesu mišiniu galia ir sukimo momentas sumažėja.

### Literatūra

1. Akansu, S., Tangoz, S., Kahraman, N., Ilhak, M., Açikgoz, S., 2017. Experimental study of gasoline-ethanol-hydrogen blends combustion in an SI engine. *International journal of hydrogen energy*, 42, pp. 25781–25790.
2. Almeida, L. Q., Sales, L. C. M., Sodre, J. R., 2015. Fuel consumption and emissions from a vehicle operating with ethanol, gasoline and hydrogen produced on-board. *International journal of hydrogen energy*, 40, pp. 6988–6994.
3. Catapano, F., Di Iorio, S., Magno, A., Sementa, P., Vaglieco, B. M., 2015. A comprehensive analysis of the effect of ethanol, methane and methane-hydrogen blend on the combustion process in a PFI (port fuel injection) engine. *Energy*, 88, pp. 101–110.

4. Gong, C., Li, Z., Chen, Y., Liu J., Liu, F., Han, Y., 2019. Influence of ignition timing on combustion and emissions of a spark-ignition methanol engine with added hydrogen under lean-burn conditions. *Fuel*, 235, pp. 227–238.
5. Gong, C., Li, Z., Li, D., Liu, J., Si, X., Yu, J., Huang, W., Liu, F., Han, Y., 2018. Numerical investigation of hydrogen addition effects on methanol-air mixtures combustion in premixed laminar flames under lean burn conditions. *Renewable Energy*, 127, pp. 56–63.
6. Greenwood, J.B., Erikson, P. A., Hwang, J., Jordan, E. A., 2014. Experimental results of hydrogen enrichment of ethanol in an ultra-lean internal combustion engine. *International journal of hydrogen energy*, 39, pp. 12980–12990.
7. Gregory, W. Heil, E. T., Rust, R., 2000. Ethanol vehicle cold start improvement when using a hydrogen supplemented E85 fuel. *Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, 2000*. AIAA–2000–2849.
8. Malenshek, M., Olsen, D., 2009. Methane number testing of alternative gaseous fuels. *Fuel*, 88(4), pp 650–656.
9. Ogunkoya, D., Fang, T., 2015. Engine performance, combustion, and emissions study of biomass to liquid fuel in a compression-ignition engine. *Energy Conversion and Managment*, 95, pp. 342–351.
10. Rimkus, A., Melaika, M., Matijošius, J., Mikaliūnas, Š., Pukalskas, S., 2016. Analysis of combustion process of spark ignition engine fuelled with butanol – petrol mixture and a HHO enriched air. *Innovative technologies in engineering production (ITEP 2016)*, pp. 6–10.

## RESEARCH REVIEW OF HYDROGEN EFFECTS ON ENGINE INDICATORS USING PETROLEUM AND ETHANOL MIXTURES

### Summary

Every day each liter of petroleum fuel that is used to power vehicles today produces carbon dioxide and other harmful gases, resulting in greenhouse gas emissions when using spark ignition engines (SI). Various alternative energy sources are used in the world: wind energy, solar energy, biogas, biofuels and others. Efforts to curb climate change effects and reduce the greenhouse gas emissions from the transportation sector have resulted in research of new fuels or fuel blends like bioethanol (E85), hydrogen or their mixtures. Bioethanol can be and is produced in many parts of the world. Same goes with hydrogen. This article reviews the properties of petrol, ethanol, methanol, methane, bioethanol and their use in spark ignition engines. Also, the combustion characteristics of their different mixtures. The harmful exhaust gases are analyzed.

**Key words:** spark ignition engine, bioethanol, E85, hydrogen, ecological indicators.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Gabrielius Mejeras.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** bakalauro, magistratūros studentas.

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Transporto inžinerijos fakultetas, Automobilių inžinerijos katedros magistrantas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Transporto priemonės, vidaus degimo varikliai, transporto ekologija.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 61102853, [gabrielius.mejeras@vgtu.lt](mailto:gabrielius.mejeras@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Alfredas Rimkus.

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas.

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Automobilių inžinerijos katedros docentas.

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Vidaus degimo varikliai, transporto ekologija, alternatyvioji energetika.

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 61571161, [alfredas.rimkus@vgtu.lt](mailto:alfredas.rimkus@vgtu.lt)

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Gabrielius Mejeras.

**Science degree and name:** bachelor, master student.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Automobile Engineering department postgraduate.

**Author's research interests:** Vehicles, internal combustion engines, transport ecology.

**Telephone and e-mail address:** +370 61102853, [gabrielius.mejeras@vgtu.lt](mailto:gabrielius.mejeras@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Alfredas Rimkus.

**Science degree and name:** associated professor.

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty Automobile Engineering department associated professor.

**Author's research interests:** Internal combustion engines, transport ecology, alternative energy.

**Telephone and e-mail address:** +370 61571161, [alfredas.rimkus@vgtu.lt](mailto:alfredas.rimkus@vgtu.lt)

# AUTOMOBILIŲ PLOVYKLOS RATUKO STIPRUMO MODELIAVIMAS BEM VERTINANT MEDŽIAGOS FIZINĮ NETIESIŠKUMĄ

**Jurijus Tretjakovas, Jelena Selivonec, Audrius Čereška**

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilniaus technologijų ir dizaino kolegija*

## **Anotacija**

Automobilių vidaus ir išorės švaros užtikrinimui naudojamos plovyklos. Automobilių plovyklų apkrovimo režimas yra intensyvus ir nepertraukiamas. Dėl šios priežasties kiekviena jos detalė patiria dideles ciklines apkrovas. Ypatingai žemiau esantys elementai dirba sunkesnėmis sąlygomis dar ir dėl chemiškai agresyvios aplinkos. Automobilių plovyklų ratukai – konstrukciniai elementai kurie nuolat dirba agresyvioje aplinkoje. Atsirandanti korozija mažina detalių patvarumą, o ciklinės apkrovos spartina irimo procesą. Dėl šių priežasčių jis dažnai lūžta ir yra keičiamas. Straipsnyje pateikiama automobilių plovyklos ratuko modelio taikant BEM mechaninės elgsenos, įvertinant medžiagos fizinį netiesiškumą, analizė. Taikant BEM modelį nustatytas ratuko pavojingasis pjūvis, maksimalūs įtempiai ir deformacijos.

**Reikšminiai žodžiai:** automobilių plovykla, plovyklos ratukas, modelis, (BEM) baigtinių elementų metodas fizinis netiesiškumas.

## **Įvadas**

Automobilių vidaus ir išorės švaros užtikrinimui naudojamos plovyklos. Plovyklos, kaip ir kiekvienos įmonės misija – atsakingai ir profesionaliai teikti paslaugas vartotojams, atsižvelgiant į jų poreikius ir lūkesčius. Tai galima užtikrinti kai naudojama įranga dirba kokybiškai ir patikimai. Įrangos darbo kokybė ir patikimumas bei ilgaamžiškumas labai priklauso ir nuo apkrovimo režimo.

Automatinių automobilių plovyklų apkrovimo režimas yra intensyvus ir nepertraukiamas. Dėl šios priežasties kiekviena jos detalė patiria dideles ciklines apkrovas. Ypatingai žemiau esantys elementai dirba sunkesnėmis sąlygomis dar ir dėl chemiškai agresyvios aplinkos. Plovyklų ratukai – konstrukciniai elementai kurie dirba agresyvioje aplinkoje. Atsirandanti korozija mažina detalių patvarumą, o ciklinės apkrovos spartina irimo procesą. Ratuko darbo resursas priklauso nuo ciklinės apkrovos didumo ir plovykloje naudojamų cheminių medžiagų sudėties bei koncentracijos, tačiau mechaninio apkrovimo įtaka yra lemiamas irimo veiksnys.

Realūs mechaniniai deformavimo bandymai yra brangūs. Yra daug šiuolaikinių metodų skirtų įvairių objektų mechaniniai elgsenai modeliuoti ir apkrovoms bei deformacijoms nustatyti. Siekiant įvertinti ratukų apkrovas ir galimas deformacijas reikia atlikti skaičiavimus. Plačiai paplitęs baigtinių elementų metodas (BEM). Šis metodas taikomas ne tik atskirų sričių (mechaninių, hidraulinių ir t.t.) problemų sprendimui, bet ir susietuose uždaviniuose. Šiuolaikinės kompiuterinės programos [1, 2] įgalina nagrinėti konstrukcijos elemento mechaninę elgseną, kai įvertinamas agresyviosios aplinkos poveikis, fizinis naudojamos medžiagos ir skaičiuojamo elemento geometrinis netiesiškumai. Modeliuojant baigtinių elementų metodu yra galimybė modeliuoti tamprias ir plastines deformacijas, rasti pavojingąjį pjūvį su didžiausiomis deformacijomis ir Mizeso įtempiais [3].

Nors pastaruoju metu didėja šiuolaikinių medžiagų naudojimas gamyboje, mokslininkų atliekami tyrimai [4, 5] liudija ir apie metalo lydinių detalių ilgaamžiškumo nagrinėjimo problemos aktualumą.

Tyrimo objektas – automobilių plovyklos ISTOBAL transportavimo bėgiais ratukas.

Tyrimo tikslas - nagrinėti automobilių plovyklos „ISTOBAL“ transportavimo bėgiais ratuko gedimų ir irimo priežastys.

1. Sukurti pradinį ratuko skaičiuojamąjį statinį modelį ir parinkti optimalų baigtinių elementų skaičių;

2. Skaičiuojamajame modelyje vertinti medžiagos fizinį netiesiškumą ir skaičiuoti tiek tamprų, tiek tamprų – plastinį uždavinį.

3. Rasti įtempių reikšmes ratuko pavojingajame pjūvyje ir apskaičiuoti maksimalius poslinkius.

Objekto skaičiuojamasis modelis suteiktą galimybę analizuoti tampraus ir plastinio deformavimosi elgseną identifikuojant pavojingąjį pjūvį.

## **Plovyklos ratuko baigtinių elementų modelis ir apkrovos**

Automobilių plovyklos (1 pav.) transportavimo ratukas (2 pav.) darbo metu yra veikiamas ne tik mechaninių dinaminių cikliška kintančių apkrovų, bet ir nuolat yra veikiamas agresyvios cheminės aplinkos.



**1 pav.** Automobilių plovykla



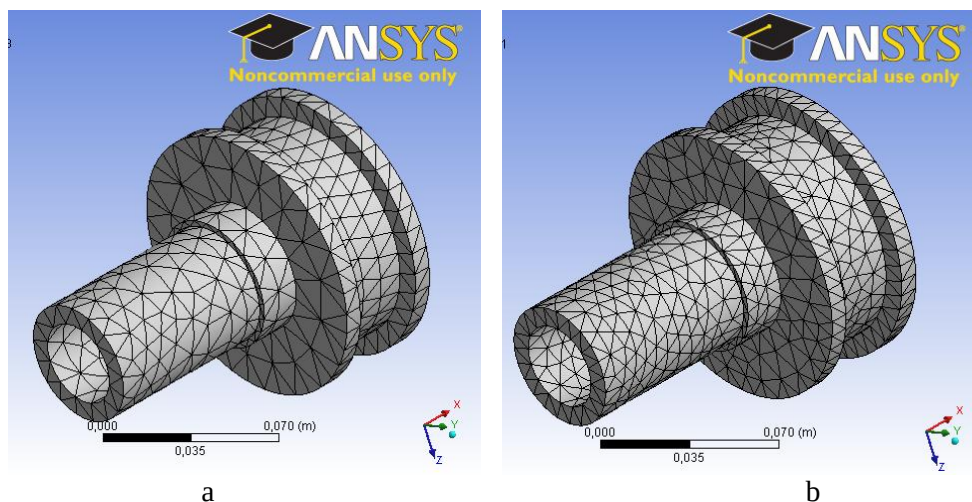
**2 pav.** Plovyklos transportavimo ratukas: a – ratukas darbo vietoje, b – ratukas išimtas ir įrenginio

Šiuo metui moksliniuose tyrimuose natūriniai eksperimentai keičiami skaičiuojamaisiais, nes skaitiniais metodais galime nustatyti visus mus dominančius dydžius bet kuriuo laiko momentu ir bet kurioje tyrinėjamo objekto vietoje. Vienas populiariausių naudojamų skaitinių metodų – baigtinių elementų metodas [6, 7].

### **Plovyklos ratuko BEM modelis**

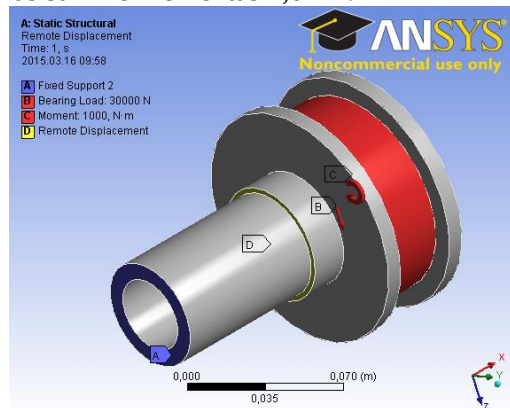
Darbe naudojamas vienas populiariausių baigtinių elementų programų paketas ANSYS [1, 8, 9] Ratuko mechaninio deformavimo uždavinys formuluojamas konservatyvus, fiziškai netiesinis ir geometriškai (galioja mažų poslinkių prielaida) tiesinis [10]. Pirmuoju etapu sprendžiamas statinis uždavinys, nes statiniame modelyje identifiukuotas pavojingas pjūvis bus analizuojamas ir sprendžiant būna dinaminis uždavinys.

Iš pradžių aprašoma artima realiai ratuko geometrija. Nagrinėjamu atveju ji šiek tiek supaprastinama, nes turint realiai dirbantį modelį geometrinius parametrus galima koreguoti. Sukuriami du ratuko skaitiniai modeliai (3 pav.) su skirtingais baigtinių elementų skaičiais: pirmasis modelis turi 2090 elementų, o antrasis 4200 elementų.



**3 pav.** Ratuko baigtinių elementų modeliai: a - 2090 elementų; b - 4200 elementų

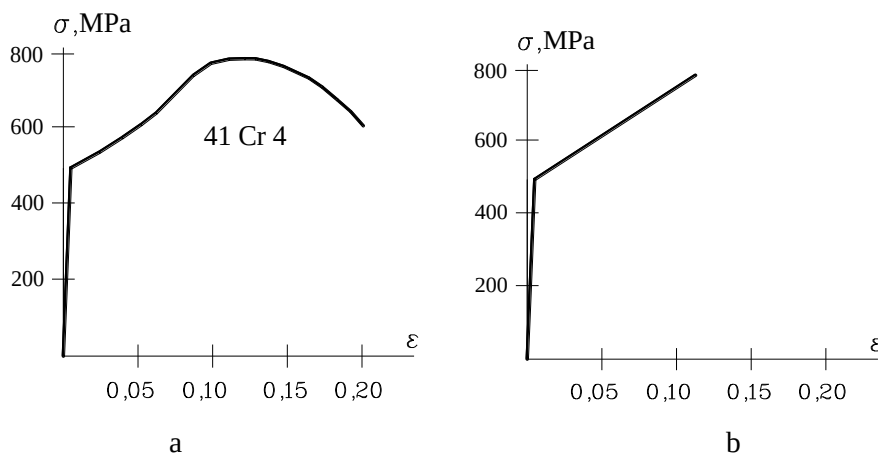
Apkrovos pradiniu laiko momentu aprašomos kaip statiskai veikiančios (4 pav.): bėgio reakcijos jėga 30 kN ir reduktoriaus perduodamas sukimo momentas 1,0 kN.



4 pav. Apkrovos

Sukurtame baigtinių elementų modelyje modifikuoti apkrovų dydį ir pobūdį yra gana nesudėtinga ir užima visai nedaug laiko. Kraštinės sąlygos parodytos 4 pav.: vienas paviršius yra standžiai įtvirtintas, kitas turi vieną laisvės laipsnį – gali sukis išilginės ašies atžvilgiu taip imituodamas riedėjimo guolius.

Ratuko medžiaga – tamprius-plastinis plienas, artimas savo savybėmis plienui 41 Cr4 (pagal EN 10083-3). Plieno mechaninių savybių rodikliai modeliuojamos įtampių  $\sigma$  – deformacijų  $\varepsilon$  kreivės pavidalu (5 pav.).



5 pav. Tampraus – plastinio plieno  $\sigma$ – $\varepsilon$  diagramos: a - reali; b - modeliuojama

Modelyje plieno įtampių  $\sigma$  – deformacijų  $\varepsilon$  kreivė (5 pav. b) yra tampri – plastiška tiesiškai stiprėjanti medžiaga.

### Ratuko diskretusis modelis

Baigtinių lementų metodu suformuojamas modelis, kuris užrašomas matricinėmis algebrinėmis lygtimis.

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad (1)$$

čia:  $[M]$  - ratuko konstrukcijos masių matrica;  $[C]$  - konstrukcijos slopinimo matrica;  $[K]$  - konstrukcijos standumo matrica;  $\{U\}$  - konstrukcijos mazgų poslinkių vektorius;  $\{F\}$  - ratuko mazgų išorinių jėgų vektorius.

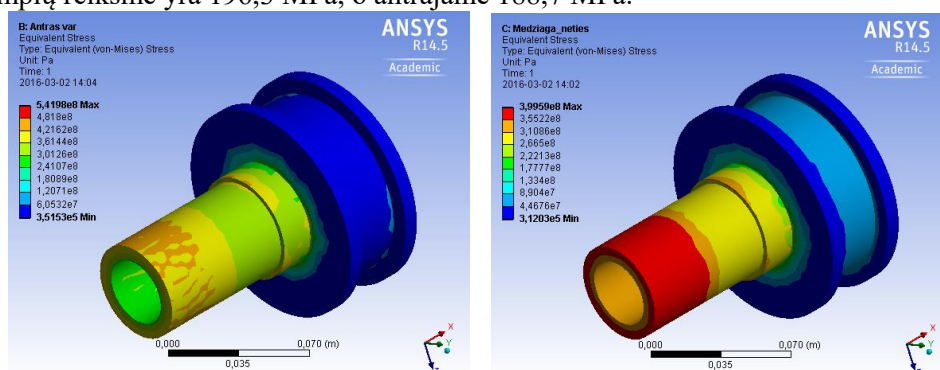
Ši dinamikos lygtis pradinuose skaičiavimo etapuose spęsta plovyklai judant lėtai ir be didelių pagreičių. Todėl greičių  $\{\dot{U}\}$  ir pagreičių  $\{\ddot{U}\}$  vektoriai prilyginti nuliui. Tuomet lygtis (1) yra tokia:

$$[K]\{U\} = \{F\} \quad (2)$$

Ši lygtis baigtinių elementų kurse vadinama statikos matricine lygtimi. Ji spęsta naudojant baigtinių elementų programos paketą ANSYS.

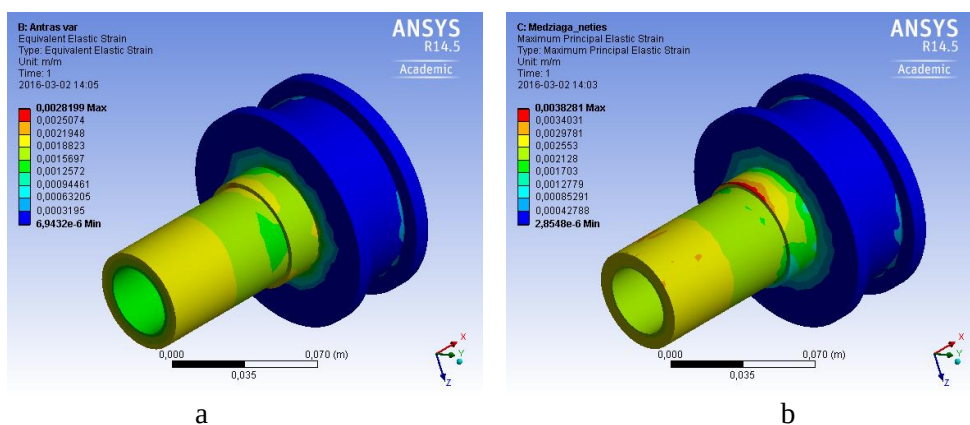
### Rezultatai ir jų aptarimas

Skaičiuojamųjų tiesinio ir netiesinio modelių rezultatai pateikti maksimalių Mizeso įtempių, deformacijų ir įlinkių pavidale. Įtempių pasiskirstymas parodytas 6 pav. ir matoma, kad pirmajame modelyje maksimali įtempių reikšmė yra 196,3 MPa, o antrajame 188,7 MPa.



6 pav. Įtempių pasiskirstymas: a – tiesinis modelis, b – netiesinis modelis

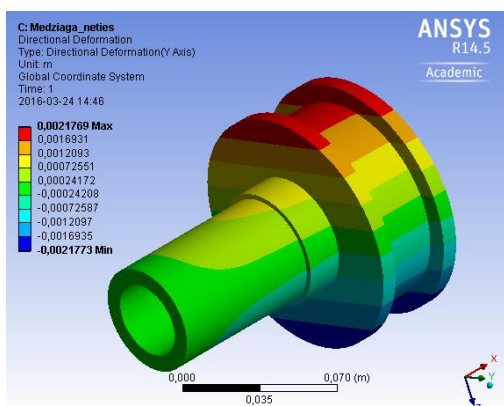
Deformacijų pasiskirstymas parodytas 7 pav.: tiesiniame modelyje deformacijos sudarė 0,00282, tuo tarpu netiesiniame - 0,0382.



7 pav. Deformacijų pasiskirstymas: a – tiesinis modelis, b – netiesinis modelis

Pjūviai, kuriame maksimalūs įtempiai ir deformacijos yra didžiausi, akivaizdžiai matomos 6 ir 7 pav., tai iliustruoja raudona spalva.

Kaip ir tikėtasi didžiausi netiesinio modelio įlinkiai yra būtent ratuko riedamosios dalies paviršiaus. Jų pasiskirstymas ir maksimalios reikšmės pavaizduotos 8 pav.



8 pav. Įlinkių maksimalios reikšmės  
Netiesinio modelio maksimalus įlinkis 2,18 mm.

## Išvados

Atlikus realaus automobilių plovyklos transportavimo bėgiais ratuko skaičiuojamojo modelio mechaninės elgsenos fiziškai netiesinę analizę padarytos tokios išvados:

1. Baigtinių elementų kiekio įtakos sprendiniui tyrimas parodė, kad modelis su daugiau kaip dvigubai mažesniu elementų skaičiumi duoda tik 3,9 % paklaidą. Todėl netiesinei analizei tikslinga naudoti modelį su mažesniu baigtinių elementų skaičiumi.

2. Ratuko skaičiuojamajame modelyje pavojinguose pjūviuose maksimalūs:

- įtempiai sudarė 542 MPa tiesiniame modelyje ir 400 MPa netiesiniame modelyje.
- deformacijos sudarė 0,00282 tiesiniame modelyje ir 0,00383 netiesiniame modelyje.

Todėl daroma išvada, kad fizinio netiesiškumo įtakos vertinimas artina sprendinį prie realaus.

3. Netiesinio ratuko modelio maksimalūs įlinkis – 2,18 mm.

4. Dinaminiam ratuko skaičiavimui tikslinga naudoti netiesinį modelį.

### Literatūra

1. Ansys. Prieiga per internetą: [www.ansys.com](http://www.ansys.com) [žiūrėta: 2018-03-11].
2. Comsol. Prieiga per internetą: [www.comsol.com](http://www.comsol.com) [žiūrėta: 2018-03-11].
3. Paškevičius, K., Nagurnas, S., Pečeliūnas, R., Vadluga, V. *Gaisrų gesinimo ir gelbėjimo automobilių kėbulo elementų patikimumo tyrimas*. Inžinerinės ir edukacinės technologijos. Engineering and educational technologies. Kaunas: Kauno technikos kolegija. 2017, Nr. 1, 120-126 p.
4. Gowda, S., Manigandan, K., Patnaika, A. and Srivatsan, T.S. *Influence of Exposure to an Aggressive Environment on Cyclic Fatigue Response and Life of an Alloy Steel*, The Journal of Engineering (TJER), 2017, Vol. 14, No. 2. 124-136 p.
5. Issler, S., et al., *Fatigue Designing of High Strength Steels Components Considering Aggressive Fuel Environment and Very High Cycle Fatigue Effects*. Materials Science Forum, 2014, Vol. 783-786, 1845-1850 p.
6. Barauskas R., Belevičius R., Kačanauskas R. *Baigtinių elementų metodo pagrindai* / Rimantas Barauskas. Vilnius: Technika, 2004.
7. Crisfield, M. A., *Non-Linear Finite Element Analysis of Solids and Structures*. – Vol. 1, Wiley, Chichister, 1996, 362 p.
8. Moaveni, S., *Finite Element Analysis. Theory and Applications with ANSYS*, 3/E. -New Jersey: Prentice Hall, Upper Saddle River, 2008, 880 p.
9. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. *The Finite Element Method. The Basis. Vol. 1. Fifth edition*, Butterworth Heinemann, Oxford, 2000.
10. Atkočiūnas J; Nagevičius, J. *Tamprumo teorijos pagrindai*. Vilnius: Technika, 2004. 528 p.

## TRANSPORTATION WHEEL MODELING WITH PHYSICALLY NONLINEARITIES BY FEM FOR CARWASH

### Summary

The working regime of the transportation wheel for carwash is cyclic and operating conditions are chemically aggressive. Therefore, the car wash wheel working reserve is insufficient and the roller is the most crashing part in the wash equipment. In the paper presented the numerical nonlinear analyses of mechanical behavior of the wheel. Main problem is to identify the critical section of the wheel after numerical nonlinear analyses. The problem formulated as conservative, physically nonlinear and geometrically linear. The loads in first approach presented as statically. With numerical model and analyses identified the critical section, maximal Misses stresses and maximal deformations.

**Key words:** car wash, washer wheel, model, (FEM) finite element method, physical non-linearity.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jurijus Tretjakovas

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, docentas

**Darbo vietą ir poziciją:** Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Statybos fakulteto, Taikomosios mechanikos katedros docentas

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** baigtinių elementų metodas, irimo mechanika

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 686 21859, [jurijus.tretjakovas@vgtu.lt](mailto:jurijus.tretjakovas@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Jelena Selivonec

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktarė, docentė

**Darbo vietą ir poziciją:** Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Statybos fakulteto, Taikomosios mechanikos katedros docentė

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** baigtinių elementų metodo taikymas konstrukcijų skaičiavimuose

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 615 38505, [jelena.selivonec@vgtu.lt](mailto:jelena.selivonec@vgtu.lt)

**Autoriaus vardas, pavardė:** Audrius, Čereška

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, profesorius

**Darbo vietą ir poziciją:** Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros profesorius

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** mechaninių statinių ir dinaminių sistemų diagnostika ir monitoringas

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 606 90514, [audrius.cereska@vgtu.lt](mailto:audrius.cereska@vgtu.lt)

#### **A COVER LETTER OF AUTHOR**

**Author name, surname:** Jurius Tretjakovas

**Science degree and name:** doctor, associate professor

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Civil Engineering Faculty, Applied Mechanics Department associate professor

**Author's research interests:** finits elements method, fracture mechanic

**Telephone and e-mail address:** +370 686 21859, [jurijus.tretjakovas@vgtu.lt](mailto:jurijus.tretjakovas@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Jelena Selivonec

**Science degree and name:** doctor, associate professor

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Civil Engineering Faculty, Applied Mechanics Department associate professor

**Author's research interests:** finite element method applying in structural calculations

**Telephone and e-mail address:** +370 615 38505, [jelena.selivonec@vgtu.lt](mailto:jelena.selivonec@vgtu.lt)

**Author name, surname:** Audrius, Čereška

**Science degree and name:** doctor, professor

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanics Faculty, Mechanical and material engineering department professor

**Author's research interests:** diagnostics and monitoring of static and dynamic mechanical systems

**Telephone and e-mail address:** +370 606 90514, [audrius.cereska@vgtu.lt](mailto:audrius.cereska@vgtu.lt)

# VARIKLINIŲ ALYVŲ TEPAMŲJŲ SAVYBIŲ PALYGINIMAS

**Artūras Kupčinskas, Raimondas Kreivaitis**

*Kauno technikos kolegija*

## **Anotacija**

Automobilių variklių gamintojai pateikdami rekomendacijas naudotinai alyvai neretai pateikia keletą variantų. Paprastai rekomenduojamų alyvų kaina skiriasi, todėl tinkamam pasirinkimui reikalingi objektyvūs argumentai. Šiame straipsnyje pateikiamas trijų variklinių alyvų 5W-40, 10W-40 ir 15W-40 tepamųjų savybių palyginimas. Vertinamos ir lyginamos dilimo ir trinties mažinimo savybės kintant alyvos darbo temperatūrai. Nustatyta, kad darbinė temperatūra turi ypač didelę įtaką tepamosioms alyvos savybėms. Didėjant temperatūrai alyvos prarandamas tiek dilimo, tiek ir trinties mažinimo savybės. Žemoje temperatūroje geresnėmis savybėmis pasižymi 15W-40 ir 10W-40 alyvos. Temperatūrai didėjant vis labiau išryškėja 5W-40 alyvos pranašumas. Pasirenkant variklinę alyvą reikėtų atsižvelgti į automobilio eksploatacijos sąlygas. Kai automobilis eksploatuojamas greitkelio režimu rekomenduojama naudoti 5W-40 alyvą. Miesto režimui labiau tiktų 10W-40 alyva. 15W-40 alyva rekomenduojama lėtai važiuojantiems varikliams kur temperatūra nepasiekia kritinių verčių.

**REIKŠMINIAI ŽODŽIAI.** Alyva, tepimas, trintis, dilimas

## **Išvadas**

Efektyvus tepimas yra vienas pagrindinių mašinų ilgaamžiškumą, ekonomiškumą ir patikimumą lemiančių veiksnių. Tyrimais nustatyta, kad, variklinėms alyvoms priskiriama keletas funkcijų:

- mažinti variklio detalių dėvėjimąsi;
- mažinti trintį;
- aušinti tepamas variklio detales.

Šiems tikslams pasiekti reikalinga kokybiška alyva. Variklinės alyvos kokybė labiausiai priklauso nuo ją sudarančios bazinės alyvos. Kuo geresnės kokybės bazinė alyva, tuo geresnių savybių galima iš jos tikėtis. Bazinė alyva variklinėje alyvoje sudaro nuo 65 iki 90 %. Bazinės alyvos pagal API (American Petroleum Institute) yra skirstomos į 5 grupes. Pirmosios trys grupės priskiriamos mineralinėms, IV-tos grupės alyvos yra vadinamos sintetinėmis, o V grupei priskiriamos bazinės alyvos nepriskirtos nei vienai kitai grupei (augaliniai aliejai, esteriai ir kt.) (Lubrizol, 2018).

Lubrizol duomenimis variklinė alyva SAE 15W-40 gaminama iš I grupės mineralinės bazinės alyvos; SAE 10W-40 gaminama iš II grupės arba I + III grupių mišinio; SAE 5W-40 gaminama iš III grupės mineralinės bazinės alyvos; SAE 0W-30 gaminama iš IV grupės sintetinės bazinės alyvos. Maišant mineralinę 60...95 % ir sintetinę 40...5 % alyvas gaunama pusiau sintetinė alyva pasižyminti geresnėmis savybėmis nei gryna mineralinė alyva (Mang, 2007: 191-229; Lubrizol, 2018).

Alyvų savybėms nemažiau įtakos turi ir funkciniai priedai, kurių Europos rinkai skirtose variklinėje alyvoje gali būti net iki 35 %. Pagrindiniai variklinių alyvų priedai yra: antidiliminiai; trinties mažinimo; klampiniai; antioksidantai; detergentai; ir dispersantai. Variklinėse alyvose dažniausiai naudojamas antidiliminis priedas yra cinko-di-alkyl-di-thiofosfatas (ZDDP). Tačiau pastaraisiais metais griežtėjant ekologiniams reikalavimams jo naudojimo kiekis yra apribotas (Mang, 2007: 191-229; Rudnick, 2009: 29-171). Trinčiai mažinti naudojami taip vadinami trinties modifikatoriai (molibdeno oksidai, alkoholiai, esteriai ir kt.) pasižymintys fizikinės adsorbcijos savybėmis. Kintant alyvos temperatūrai kinta ir klampa. Šį kitimą įvertina klampos indeksas. Klampos indeksui padidinti naudojami atitinkami priedai (Zhenglin, 2014: 119-139).

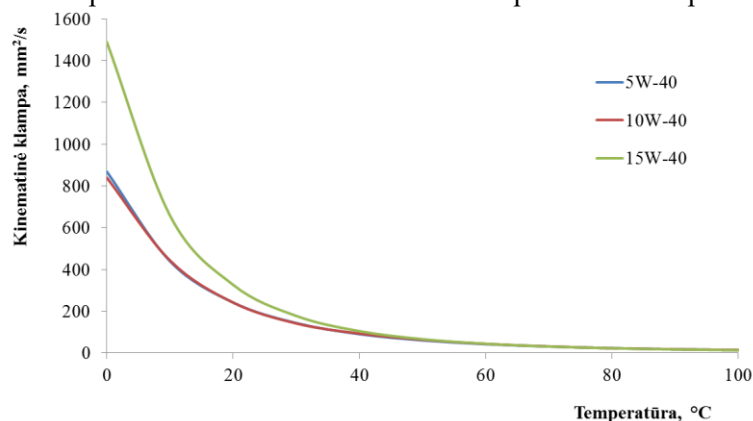
Variklio detalės dirba skirtingose darbinėse temperatūrose kuri visuomet priklauso nuo variklio darbo režimo. Sunkiau apkrautame variklyje darbo temperatūra visuomet bus aukštesnė. Aukščiausioje tempe dirba stūmoklio žiedai - 149...315 °C ir stūmoklio pirštas - 120...230 °C. Kiek žemesnėje, 177 °C temperatūroje, alkūninio veleno slydimo guoliai (Mang, 2007: 191-229; Rudnick, 2009: 29-171).

Būtina paminėti, kad variklinės alyvos nurodytomis savybėmis pasižymi tik kol yra naujos. Eksploatacijos metu alyvos sensta, o jų savybės keičiasi (Yadav, 2018: 248-253; Niculescu, 2016: 1-8).

Tyrimų tikslas – ištirti ir palyginti trijų populiariausių variklinių alyvų tepamąsias savybes skirtingose temperatūrose. Tikslui pasiekti tiriamos alyvų dilimo ir trinties mažinimo savybės žemoje – 20 °C, vidutinėje – 80 °C, aukštoje – 120 °C ir labai aukštoje – 160 °C temperatūrose. Šios temperatūros atspindi variklio darbo režimus atitinkamai užvedus variklį, varikliui įšilus iki darbinės temperatūros, maksimalia galia dirbančio variklio ir ypač aukščiausioje temperatūroje dirbančių trinties porų (stūmoklių žiedai, stūmoklio pirštas, skirstymo velenėlis ir kt.) (Mang, 2007: 191-229).

### Naudotos medžiagos ir tyrimų metodika

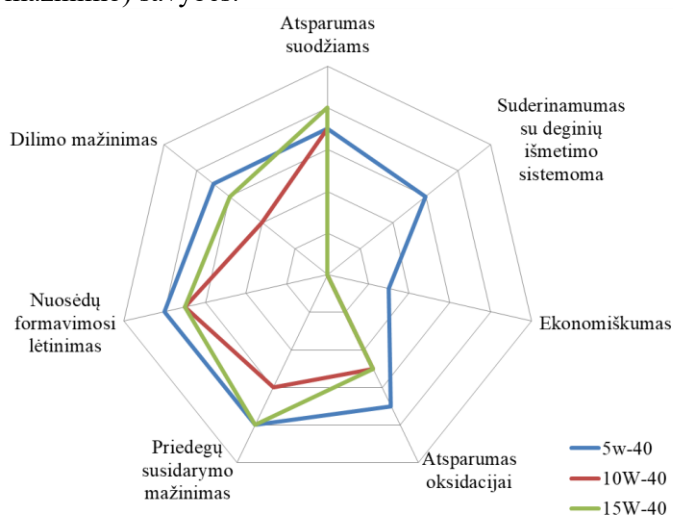
Tirtos trys panašios prigimtys (mineralinės) variklinės alyvos 5W-40, 10W-40 ir 15W-40 išgautos Lietuvoje. Iki tyrimo alyvos laikytos gamyklinėje taroje. Gamintojo teikiamas tiriamų alyvų klampos savybių kitimas pavaizduotas 1 pav. 5W-40 ir 10W-40 alyvų klampa, kintant temperatūrai, yra labai panaši. 15W-40 alyva pasižymi didesniu klampos kitimo intervalu ir didesne klampa žemose temperatūrose.



**1 pav.** Tiriamų variklinių alyvų klampos kitimas kintant temperatūrai

*Šaltinis: Anton Paar, 2018*

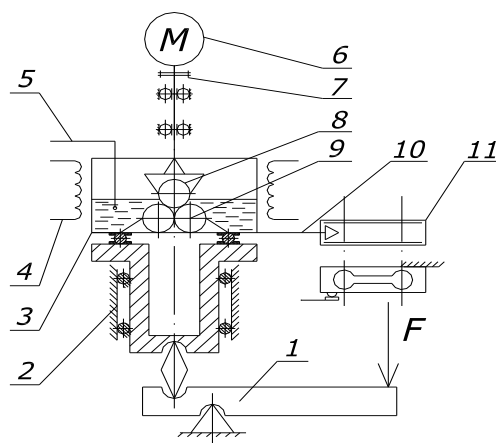
Tirtų alyvų kokybinių savybių palyginimas pateiktas 2 pav. Firmos Lubrizol duomenimis alyva 5W-40 beveik visais pristatomais parametrais yra pranašesnė. Mūsų nagrinėjamu atveju lyginsime dilimo mažinimo ir ekonomiško (trinties mažinimo) savybes.



**2 pav.** Tiriamų variklinių alyvų kokybės palyginimas

*Šaltinis: Lubrizol, 2018*

Atliekant variklinių alyvų tribologinius tyrimus keturių rutulių įrenginiu MAST – 1, duomenų registravimui naudota: firmos Pico Technology ADC keitiklis ADC200-20, temperatūros matuoklis TC-08 ir K tipo termoporos ir Scaime BEF-1 jėgos jutiklis. Tyrimui naudoti 12,7 mm skersmens 100Cr6 guolių plieno rutuliai. Prieš tyrimą rutuliai ir kitos su tirama alyva sąveikaujančios detalės plaunamos ultragarsinėje vonelėje. Trys rutuliai įtvirtinami nejudamai įtvare ir pritvirtinami tepalo indo dugne. Vienas rutulys buvo įtvirtinamas variklio veleno suklyje, įleidžiamas į tepalo indą, centruojamas, kad vienodai liestų visus tris nejudamai įtvirtintus rutulius ir tyrimo metu sukamas  $1420 \text{ min}^{-1}$ . Tyrimai atlikti esant 300 N apkrovai, 20, 80, 120 ir 160 °C tiriamos alyvos temperatūrai. Tiriama alyva, surinktame tepalo inde, šildoma iki nustatytos temperatūros ir išlaikoma viso tyrimo metu. Tyrimo trukmė 1 valanda. Principinė tyrimo įrenginio schema pateikta 3 pav. Po tyrimo optiniu mikroskopu matuojamas ant nejudamų rutulių susidariusių dilimo pėdsako skersmuo. Didesnis nudilimo skersmuo reiškia prastesnes tepamąsias savybes. Dilimo pėdsakų analizei optiniu mikroskopu (x200 didinimas) daromos jų nuotraukos. Tyrimo metu nepertraukiamai įrašoma tarp tirama alyva tepamų rutulių susidaranti trintis.



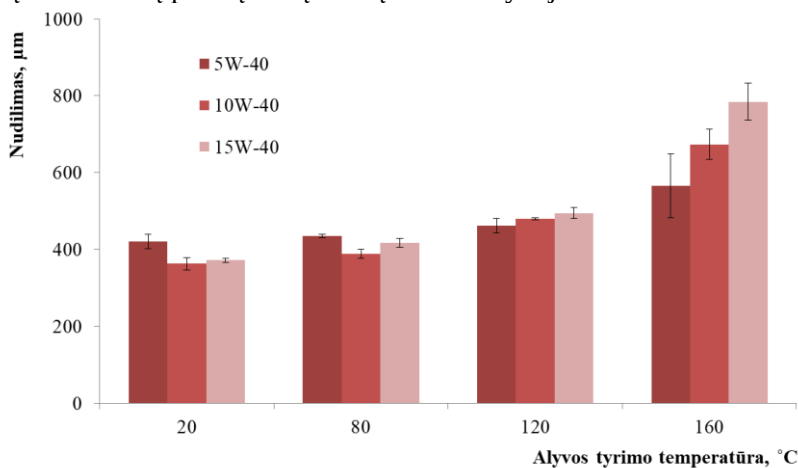
**3 pav.** Keturių rutulių trinties mašinos MAST – 1 principinė schema:

1 – svirtis; 2 – vertikalaus centravimo guolis; 3 – tepalo indas; 4 – tepalo šildytuvas; 5 – temperatūros jutiklis; 6 – elektros variklis; 7 – mova; 8 – suklyje besisukantis rutulys; 9 – apačioje nejudamai įtvirtinti trys rutuliai; 10 – svirtis, perduodanti trinties momentą; 11 – jėgos jutiklis trinties momentui matuoti

### Tyrimų rezultatai ir jų aptarimas

Tirtos variklinės alyvos pasižymėjo skirtingomis tepamosiomis savybėmis. Skirtumai ypač išryškėjo didėjant tyrimo temperatūrai. Vertinant bendrą tendenciją – didėjanti temperatūra eksponentiškai didina nudilimą. Tirtų alyvų apsaugos nuo dilimo savybių tyrimo rezultatai pateikti 4 pav. 20 °C temperatūroje geriausiomis apsaugos nuo dilimo savybėmis pasižymėjo 10W-40 ir 15W-40 alyvos, tačiau didėjant temperatūrai vis labiau išryškėjo 5W-40 alyvos pranašumas. Šio lūžio tašku galima laikyti temperatūrą artimą 120 °C. Toliau didinant temperatūrą alyvas pagal apsaugą nuo dilimo galima suskirstyti sekančiai: 5W-40 > 10W-40 > 15W-40. Dilimo mažinimo savybių praradimas didėjant temperatūrai gali būti siejamas su klampos mažėjimu ir antidiliminių priedų efektyvumo praradimu. Skystėjant alyvai vis sunkiau susidaro sąveikaujančius paviršius atskiriantis sluoksnis ir vis dažniau pasireiškia ribinė trintis.

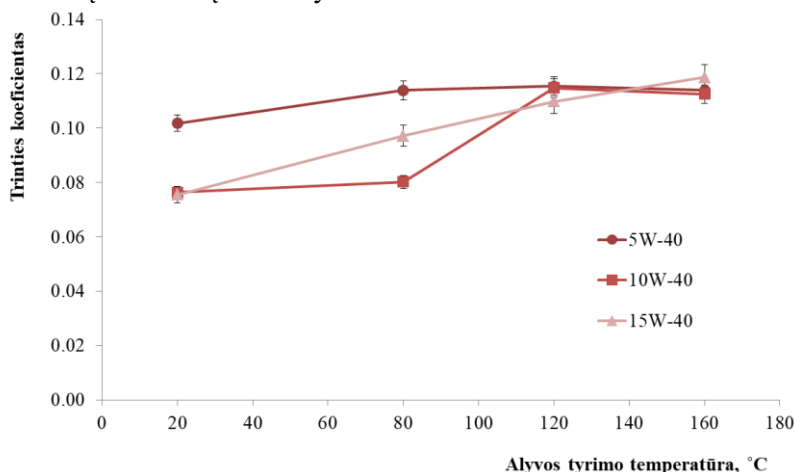
Mažiausią įtaką temperatūra turėjo 5W-40 alyvos savybėms, temperatūrai didėjant nuo 20 iki 160 °C rutulių nudilimas padidėjo 1,34 karto. Tuo tarpu tame pačiame temperatūros intervale rutulių nudilimas tepant 15W-40 alyva padidėjo daugiau nei 2 kartus. Šių skirtumų priežastimi galima laikyti aukštesnės klasės bazinę alyvą ir didesnę dilimą mažinančių priedų kiekį esantį 5W-40 alyvoje.



**4 pav.** Nudilimas susidarantis tepant skirtingos temperatūros tiriamomis alyvomis

Kaip ir dilimo slopinimo taip ir trinties mažinimo savybės kinta keičiantis tiriamos alyvos temperatūrai, tačiau trinties ir dilimo kitimo rezultatai nekoreliuoja. Taip pat, kintant temperatūrai, nėra aiškos trinties kitimo tendencijos. Vidutinė trintis gaunama tepant tiriamomis alyvomis pateikta 5 pav. Šiuo atveju didžiausi skirtumai išryškėja mažesnėse 20 ir 80 °C temperatūrose. Kaip ir dilimo mažinimo atveju, mažiausia trintimi minėtame temperatūrų intervale pasižymi 10W-40 ir 15W-40 alyvos. Didėjant tyrimo temperatūrai skirtumas mažėja, o 160 °C temperatūroje skirtumo tarp tirtų alyvų trinties mažinimo nebelieka. Mažą 15W-40 alyvos trintį iki 120 °C temperatūros galima aiškinti didesne klampa, tačiau 10W-40 alyva, būdama tokios pat klampos kaip 5W-40 iki 120 °C temperatūros taip pat pasižymi mažesne trintimi. Todėl mažesnės trinties,

susidaranti tepant šiomis alyvomis, priežastimi galima laikyti didesnį trinties modifikatorių kiekį arba didesnį sieros ir fosforo kiekį leidžiamą šiose alyvose.



**5 pav.** Vidutinė trintis susidaranti tepant skirtingos temperatūros tiriamomis alyvomis

Alyvų tyrimo metu vykstančius procesus detaliau galima stebėti vertinant trinties kitimo grafikus pateiktus 6 pav. Akivaizdu, kad mažesnėse temperatūrose 20 ir 80 °C alyvų trintis kinta didesniame intervale nei aukštesnėse temperatūrose. Tyrimo pradžioje vykstantis trinties padidėjimas paprastai yra susijęs su paviršių prisidirbimu. Trinties padidėjimas tyrimo eigoje gali turėti keletą priežasčių. Paviršiams sąveikaujant kontakto zonoje temperatūra būna gerokai aukštesnė nei juos supančios aplinkos. Kontakto temperatūrai pasiekus kritinę, alyva gali netekti tepamųjų savybių ir trintis staiga padidėja. Trintį taip pat gali padidinti tarp sąveikaujančių paviršių patekę dilimo produktai.

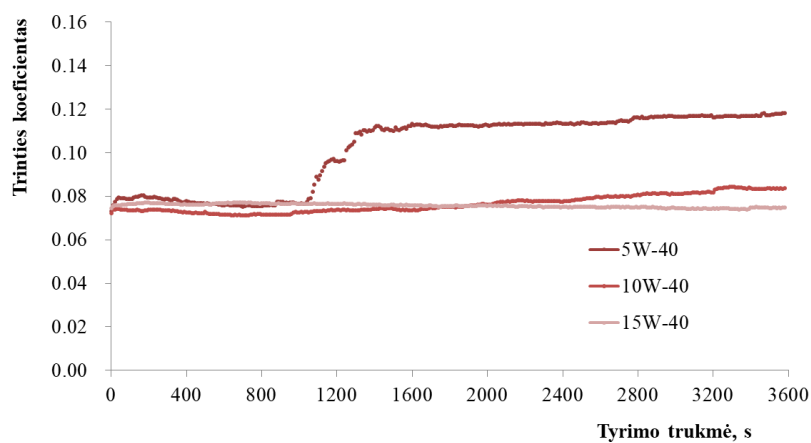
Aukštesnėje temperatūroje tirtų alyvų trinties kitimas yra labai panašus. Tyrimo pradžioje dėl paviršių prisidirbimo gaunamas intensyvus trinties padidėjimas kuris, kylant temperatūrai, ilgėja ir intensyvėja. Nusistovėjus trinciai likusią tyrimo dalį ji praktiškai nekinta. Šios pastovios, vienodo dydžio trinties priežastis yra dilimą slopinančių priedų veikimas. Variklinėse alyvose dažniausiai naudojamas cinko ir fosforo pagrindo dilimą mažinantis priedas ZDDP kuriam veikiant trintis padidėja ir jo veikimo metu išlieka pastovi.

Tepant 15W-40 alyva 160 °C temperatūroje nusistovėjusiam režime tyrimo pabaigoje pasireiškia didesni trinties svyravimai. Tikėtina, kad tai ribinio tepimo pasekmė kai dilimą mažinantis priedas nebeatskiria sąveikaujančių paviršių. Gaunamas tiesioginis paviršių kontaktas kurio pasėkoje vyksta intensyvus paviršių dilimas.

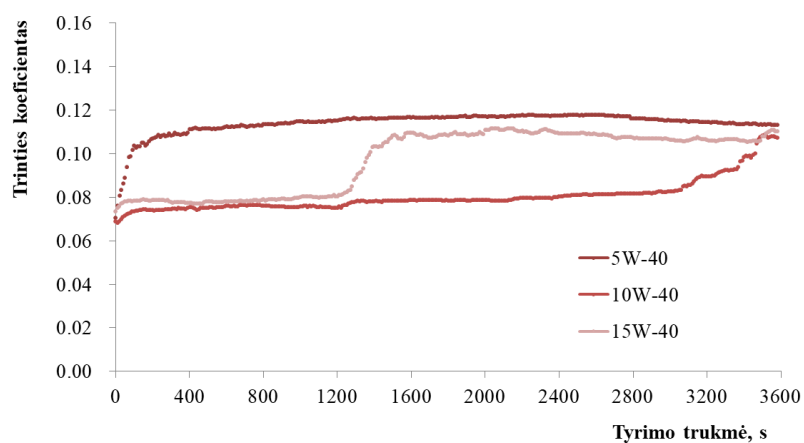
Rutulių dilimo pėdsakų vaizdai pateikti 1 lentelėje. Tepant geromis tepamosiomis savybėmis pasižyminčia alyva ribinio ir mišraus tepimo sąlygoms sąveikaujantys paviršiai dyla labai lėtai. Paprastai vyrauja nuovarginis, oksidacinis ir labai silpnas abrazyvinis dilimas. Šiuo atveju gaunami lygūs ir be rėžių dilimo pėdsakai, jų paviršiuje matosi antidiliminių priedų suformuotos dangos liekanos. Didėjant apkrovai arba temperatūrai dilimas pereina į intensyvų abrazyvinį dilimą, kurio pasėkoje dilimo pėdsakuose formuojasi gilūs rėžiai.

20 °C temperatūroje alyvomis 10W-40 ir 15W-40 tepamų rutulių dilimo pėdsakai neturi stambesnių rėžių. Dėl šios priežasties minėtos alyvos žemoje temperatūroje pasižymėjo mažesne trintimi. Didėjant tyrimo temperatūrai rėžių daugėja ir jie tampa gilesni. Temperatūrai pasiekus 160 °C 15W-40 alyva nesugeba atskirti sąveikaujančių paviršių, todėl jie pradeda sukibti. Šio sukibimo požymiai matosi trinties kitimo grafikuose, kur nusistovėjusios trinties režime vyksta trinties kitimai (6 pav. d). Tepant 5W-40 alyva, išlaikiusią vienodžiausią trintį tirtose temperatūrose, formavosi panašūs dilimo pėdsakai. Aukštoje temperatūroje rėžių sumažėjimas siejamas su intensyviu ZDDP priedo veikimu.

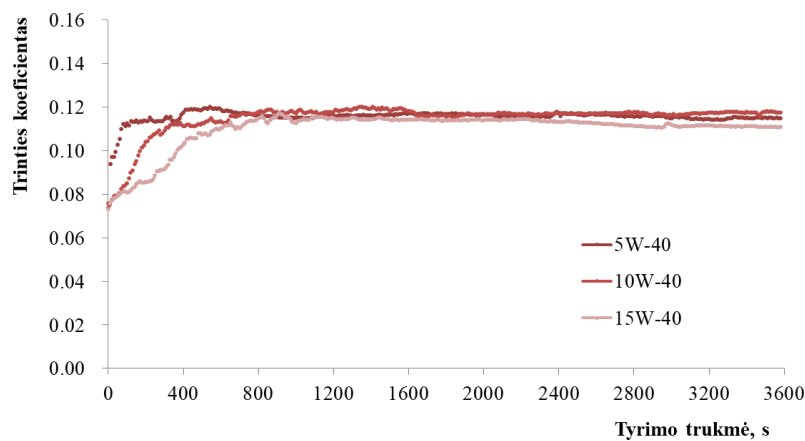
a)



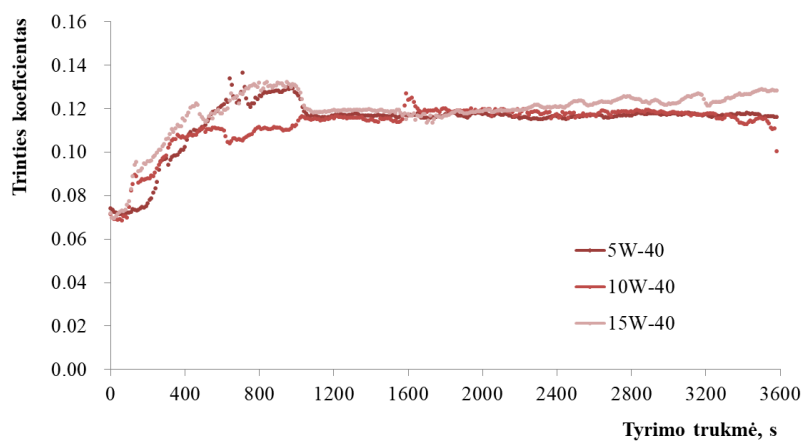
b)



c)



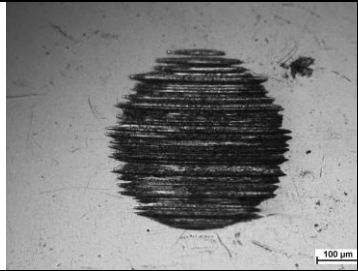
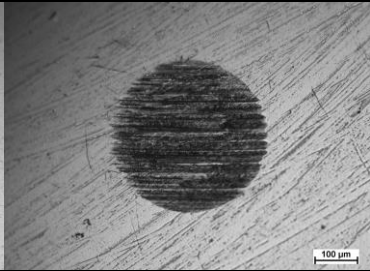
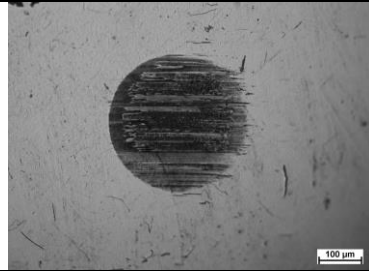
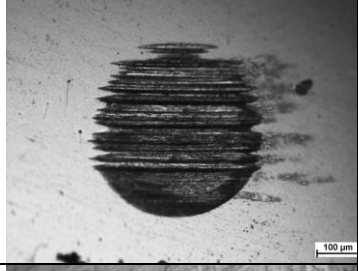
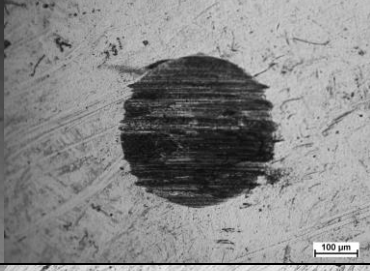
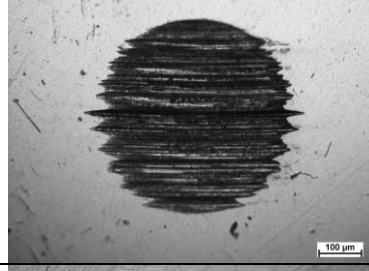
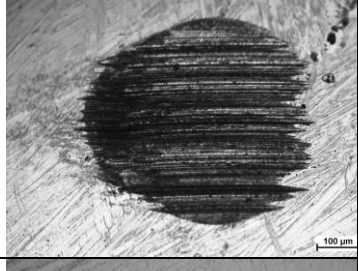
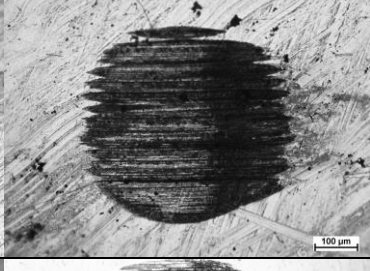
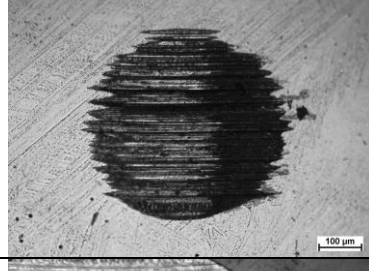
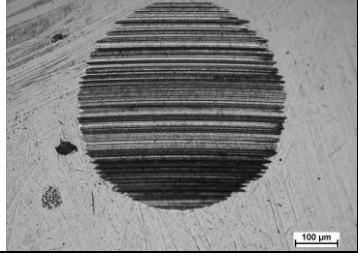
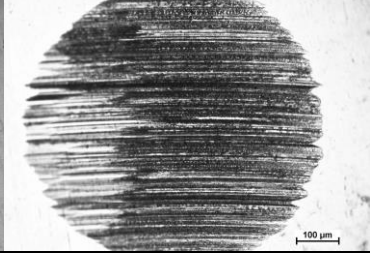
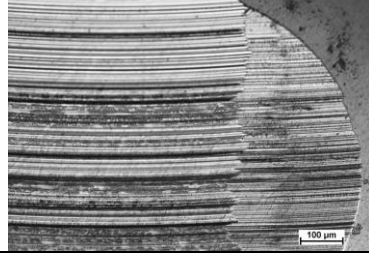
d)



**6 pav.** Trinties, susidarančios tyrimo metu, kitimas: a – 20 °C; b – 80 °C; c – 120 °C; d – 160 °C

**1 lentelė**

**Dilimo pėdsakų vaizdai ant rutulių**

| Tyrimo temperatūra, °C | 5W-40                                                                               | 10W-40                                                                               | 15W-40                                                                                |
|------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 20                     |    |    |    |
| 80                     |    |    |    |
| 120                    |   |   |   |
| 160                    |  |  |  |

**Išvados**

Atlikus variklinių alyvų tyrimą nustatyta:

1. Alyvų darbo temperatūra turi ypač didelę įtaką jų tepamosioms savybėms. Didėjant temperatūrai alyvos prarado tiek dilimo, tiek ir trinties mažinimo savybes;
2. Žemoje temperatūroje geresnėmis savybėmis pasižymėjo 15W-40 ir 10W-40 alyvos. Temperatūrai didėjant vis labiau išryškėja 5W-40 alyvos pranašumas. 5W-40 alyvos temperatūrai didėjant nuo 20 iki 160 °C rutulių nudilimas padidėja 1,34 karto, Tuo tarpu tame pačiame temperatūros intervale rutulių nudilimas tepant 15W-40 alyva padidėja daugiau nei 2 kartus;
3. Pasirenkant variklinę alyvą reikėtų atsižvelgti į automobilio eksploatacijos sąlygas. Kai automobilis eksploatuojamas greitkelio režimu rekomenduojama naudoti 5W-40 alyvą. Miesto režimui labiau tiktų 10W-40 alyva. 15W-40 alyva rekomenduojama lėtaeigiams varikliams kur temperatūra nepasiekia kritinių verčių.

**Literatūra**

1. Anton Paar. Viscosity of Engine Oil. <https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil>;
2. Yadav, G., Tiwari, S., Jain, M.L. Tribological analysis of extreme pressure and anti-wear properties of engine lubricating oil using four ball tester. Materials Today: Proceedings. 2018, 5(1), 248-253 p.p. doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.079.
3. Lubrizol interneto svetainė: <https://www.lubrizol.com>

4. Mang, TH., Dresel, W. Lubricants and lubrication. 2nd Edition. WILEY-VCH GmbH, Weinheim, 2007. ISBN 978-3-527-31497-3.
5. Niculescu, R., Iorga-Simăn, V., Trică, A., Clenci, A. Study on the engine oil's wear based on the flash point. 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering. 147 (2016) 012124. doi:10.1088/1757-899X/147/1/012124
6. Rudnick, L.R. Lubricant Additives: Chemistry and Application. 2nd Edition. CRC Press, USA, 2009. ISBN 978-1-4200-5964-9.
7. Zhenglin, T., Shaohui, Li. A review of recent developments of friction modifiers for liquid lubricants. Current Opinion in Solid State and Materials Science. Volume 18, Issue 3, 2014, Pages 119-139. doi.org/10.1016/j.cossms.2014.02.002

## COMPARISON OF TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF ENGINE OILS

### Summary

Manufacturers of vehicle engines often provide some alternatives when making recommendations for engine oil chose. Typically, the price of recommended oils varies, so objective choices are required for the right decision. In this work a comparison of the lubricating properties of the three engine oils 5W-40, 10W-40 and 15W-40 is presented. The wear and friction reduction properties are evaluated and compared with changing the oil temperature. The operating temperature has been found to have a particularly significant effect on the lubricating properties of the oil. As the temperature of the oil increases, both the wear and friction reduction properties are lost. At low temperatures, 15W-40 and 10W-40 oils possess better properties. As the temperature rises, the 5W-40 oil becomes more and more advanced. The choice of engine oil should take into account the vehicle's operating conditions. When highway is routine operation regime usage of 5W-40 oil is the best chose. The 10W-40 oil would be more suitable for city's regime. 15W-40 oil is recommended for low-speed engines where working temperature does not reach the critical values.

**Key words:** Oil, lubrication, friction, wear.

### AUTORIŲ LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Artūras Kupčinskas

**Mokslo laipsnis ir vardas:** technologijos mokslų daktaras

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Kauno technikos kolegijos, Studijų programų departamento lektorius

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Alyvų tribologiniai tyrimai

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 69805964, arturas.kupcinskas@edu.ktk.lt

**Autoriaus vardas, pavardė:** Raimondas Kreivaitis

**Mokslo laipsnis ir vardas:** technologijos mokslų daktaras

**Darbo vieta ir pozicija:** VšĮ Kauno technikos kolegijos, Studijų programų departamento lektorius

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** Alyvų tribologiniai tyrimai

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 64225557, raimondas.kreivaitis@edu.ktk.lt

### A COVER LETTER OF AUTHOR

**Author name, surname:** Artūras Kupčinskas

**Science degree and name:** Doctor of science

**Workplace and position:** Kaunas Technical College, Lecturer in the Department of Study Programme.

**Author 's research interests:** Tribological properties of lubricating oils

**Telephone and e-mail address:** +370 69805964, arturas.kupcinskas@edu.ktk.lt

**Author name, surname:** Raimondas Kreivaitis

**Science degree and name:** Doctor of science

**Workplace and position:** Kaunas Technical College, Lecturer in the Department of Study Programme.

**Author 's research interests:** Tribological properties of lubricating oils

**Telephone and e-mail address:** +370 64225557, raimondas.kreivaitis@edu.ktk.lt

# ROTORIAUS SUKIMOSI AŠIES EKSCENTRICITETO KITIMO SLYDIMO GUOLIUOSE TEORINIAI TYRIMAI

**Audrius Čereška**

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas*

## **Anotacija**

Pramonėje labai plačiai naudojami riedėjimo ir slydimo principu dirbantys guoliai. Lyginant su riedėjimo guoliais slydimo guoliai dirba tiksliau ir žymiai didesniais sukimosi dažniais. Tačiau slydimo guoliai mažiau tirti, nes slydimo guoliai pasižymi mažu vibroaktyvumu, todėl sunku pamatuoti vibrosignalą, kuris susilieja su įvairiausiais triukšmais. Be to rotorinę sistemą, su slydimo guoliais, veikia įvairūs vidiniai ir išoriniai faktoriai. Straipsnyje tiriamas rotoriaus sumontuoto slydimo guoliuose sukimosi ašies ekscentriciteto kitimas. Atliktas rotoriaus sukimosi ašies ekscentriškumo kitimo teorinis tyrimas. Atliekant teorinius tyrimus sudaryti įvorinių ir segmentinių slydimo guolių fininiai ir matematiniai modeliai. Teorinių tyrimų rezultatai pavaizduoti grafikuose. Gauti rezultatai aptarti ir suformuluotos išvados.

**Reikšminiai žodžiai:** įvorinis slydimo guolis, segmentinis slydimo guolis, ekscentricitetas, matematinis modelis, dinaminis modelis.

## **Įvadas**

Pramonėje labai plačiai naudojami riedėjimo ir slydimo principu dirbantys guoliai. Lyginant su riedėjimo guoliais slydimo principu dirbantys guoliai dirba tiksliau ir žymiai didesniais sukimosi dažniais. Tačiau slydimo guolių diagnostikai bei diagnostikos metodų kūrimui ir analizei skirta žymiai mažiau tiriamųjų darbų negu sistemoms su riedėjimo guoliais [1, 2].

Viena iš priežasčių yra ta, kad slydimo guoliai pasižymi mažu vibroaktyvumu, todėl sunku pamatuoti vibrosignalą, kuris susilieja su įvairiausiais triukšmais. Be to rotorinę sistemą veikia įvairūs vidiniai ir išoriniai faktoriai [1, 2].

Slydimo guolių konstrukcijų yra daug, kadangi slydimo guoliai naudojami įvairiose rotorinėse sistemose: įvairių staklių špindeliniuose mazguose, didelės galios garo ir dujų turbinose, galinguose elektros varikliuose, ventiliatoriuose, kompresoriuose, siurbliuose, generatoriuose, didelio sukimosi dažnio laivų mechanizmuose ir kituose mechanizmuose [3, 4].

Panašius guolius tyrinėja įvairūs pasaulio ir Lietuvos mokslininkai, savo tyrimų rezultatus jie paskelbė mokslo žurnaluose [5-14].

Teoriškai tiriant tokius guolius sudaromas fizinis modelis, kurio pagrindu atliekamas dinaminis ir matematinis modeliavimas [15-17]. Modelį reikia, kiek galima labiau, priartinti prie realaus objekto. Svarbiausias modeliavimo etapas dinaminio ir matematinio modelių sudarymas. Tik teisingai sudarius modelį galima gauti teisingą jo sprendimo rezultatą. Atlikus teorinius tyrimus jeigu įmanoma atliekami eksperimentiniai tyrimai, tuomet gauti rezultatai sulyginami ir nustatomos paklaidos. Įvertinus paklaidas modelis gali būti koreguojamas [16].

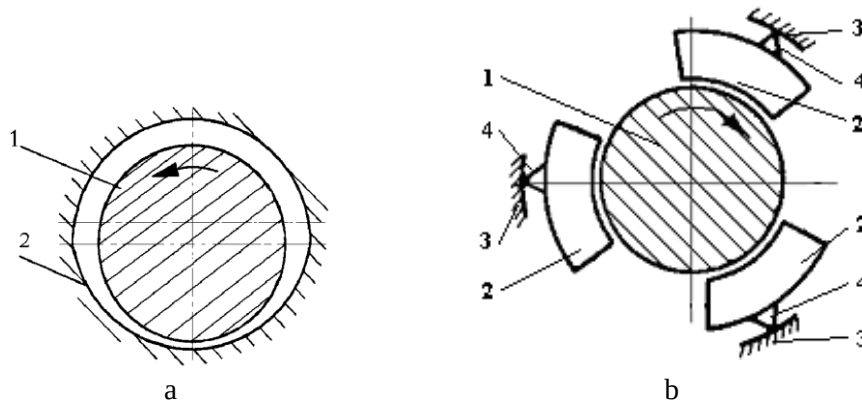
Guolių dilimas dažniausiai pasireiškia įjungimo ir išjungimo momentu, kada atsiranda greičio kitimas laike t.y. pagreitis. Dylant guoliams didėja tarpas tarp rotoriaus kakliuko ir guolio. Kai tarpas tampa ženkliu, toliau eksploatuojant sistemą, sutrinka tepalo pleišto darbas, padidėja trintis, taip pat pakinta ir kiti parametrai, rotoriaus sukimosi ašies ekscentricitetas (Rotoriaus ekscentricitetas – trumpiausias atstumas tarp rotoriaus sukimosi ašies ir guolio ašies), slėgis tarpelyje tarp rotoriaus ir guolio ir t.t. Sistemos rotorius-tepalas-guolis tampa nestabilus [18].

Kadangi tarpas rotoriaus ir guolio yra svarbus rotorinės sistemos techninės būklės rodiklis, tikslinga ištirti rotoriaus sukimosi ašies ekscentriciteto kitimą ir galimą poveikį guolio darbo parametrams ir sistemos funkcionavimo kokybei. Šio darbo tikslas ištirti rotoriaus, slydimo guoliuose, ašies ekscentriciteto kitimo poveikį guolio darbo charakteristikoms ir funkcionavimo kokybei.

## **Tyrimo objektas ir modeliavimas**

Tiriamasis objektas slydimo guolis. Darbe tirti dviejų konstrukcijų slydimo guoliai: įvoriniai ir segmentiniai. Tyrimams atlikti buvo sudarytas fizinis modelis, kurio pagrindu atliktas dinaminis ir matematinis modeliavimas.

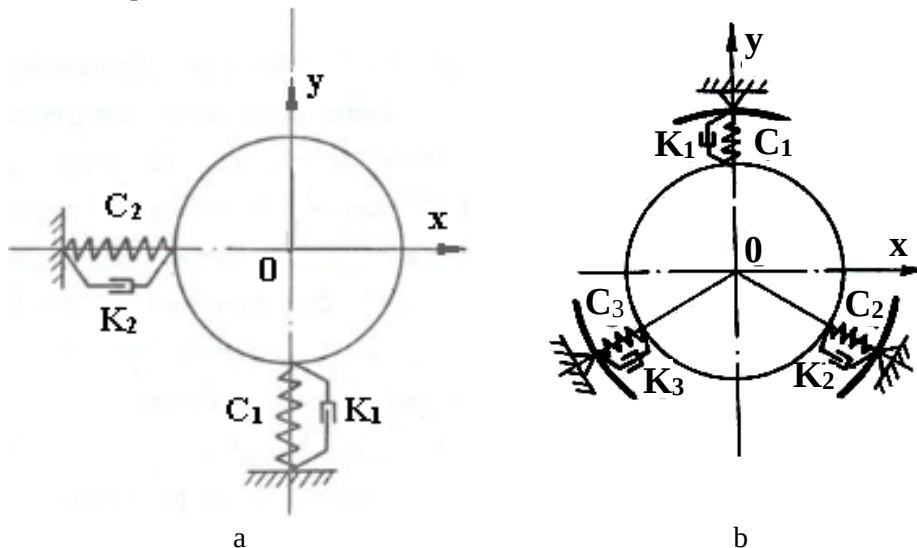
Įvorinių ir segmentinių guolių fiziniai modeliai pateikti 1a ir 1b paveikslukuose.



**1 pav.** Slydimo guoliai: a – įvorinis (1 – rotorius, 2 – įvorė (korpusas)); b – segmentinis (1 – rotorius, 2 – segmentas, 3 – korpusas, 4 – atrama)

Sudarius slydimo guolių fizinius modelius, atliktas dinaminis ir matematinis modeliavimas.

Slydimo guoliuose rotoriaus centro „0“ padėtis priklauso nuo rotoriaus sukimosi dažnio. Kai rotoriaus sukimosi dažnis pastovus  $\omega = \text{const}$ , teoriškai centro „0“ padėtis yra pastovi. Slydimo guolių dinaminiai modeliai pateikti 2a ir 2b paveikslukuose.



**2 pav.** Slydimo guolių dinaminiai modeliai: a – įvorinio slydimo guolio, b – segmentinio slydimo guolio;  $K_1, K_2$  - standumo koeficientai,  $C_1, C_2$  - tamprumo koeficientai; b – segmentinio slydimo guolio;  $K_1, K_2, K_3$  - standumo koeficientai,  $C_1, C_2, C_3$  - tamprumo koeficientai

Toliau sudaromas matematinis modelis. Įvedama koordinačių sistema  $xOy$ . Esant nedideliems poslinkiams tepalo sluoksnyje atsiranda jėgos  $F_x, F_y$ , kurios stengiasi rotorį grąžinti į pradinę padėtį, t.y. stabilią rotoriaus sukimosi padėtį. Šių jėgų poveikio išraiška:

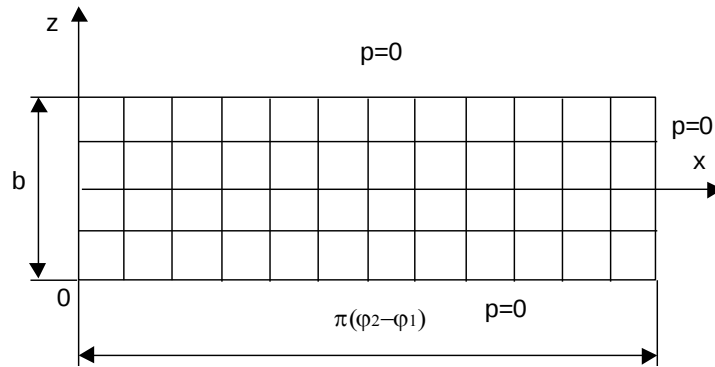
$$\begin{aligned} F_x &= -C_{xy}y - C_{yx}x - K_{yy}\dot{y} - K_{yx}\dot{x} \\ F_y &= -C_{yy}y - C_{xx}x - K_{xy}\dot{y} - K_{xx}\dot{x} \end{aligned} \quad (1)$$

čia  $C_{xy} \neq C_{yx}$ ,  $K_{xy} \neq K_{yx}$ ;  $C_{ij}$  ir  $K_{ij}$  - pastovūs koeficientai. Skirtingų tipų guoliams jie skirtingi.

### Teoriniai tyrimai

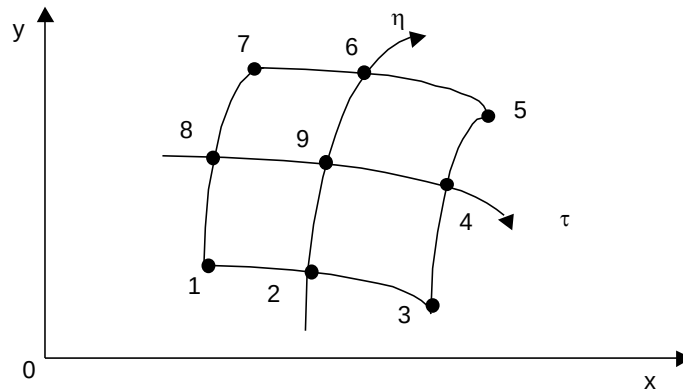
Slydimo guolio nešančiam tepalo sluoksniui galima taikyti [19] darbe pateiktą matematinį modelį.

Guolio kontakto ploto išsklotinė išskaidoma į keturkampius baigtinius elementus. Guolio apibrėžimo sritį sudaro guolio kontakto ploto išsklotinė (3 pav.), kuri išskaidoma į keturkampius baigtinius elementus (4 pav.).



**3 pav.** Slydimo guolio kontakto ploto išsklotinė, suskaidyta į keturkampius baigtinius elementus

b – guolio plotis.



**4 pav.** Keturkampis izoparametrinis baigtinis elementas

Skaičiavimai atlikti esant skirtingiems rotorius sukimosi dažniams. Kintant rotorius sukimosi dažniui kinta tepalo plėvelės, tarp rotorius ir guolio, storis, slėgis, ekscentricitetas ir kiti parametrai.

Baigtinio elemento (e) algebrinių lygčių sistemą užrašyta sutrumpintai [18]:

$$\left\{k^{(e)}\right\}\left\{p^{(e)}\right\}=\left\{b_1^{(e)}\right\}-\left\{b_2^{(e)}\right\}-\left\{b_3^{(e)}\right\} \quad (2)$$

$$\text{čia; } \left\{k^{(e)}\right\}=\int_{A^{(e)}} \frac{\rho \tau}{12 \mu}\left[\left[\frac{\partial N}{\partial x}\right]^T\left[\frac{\partial N}{\partial x}\right]+\left[\frac{\partial N}{\partial y}\right]^T\left[\frac{\partial N}{\partial y}\right]\right] d A, \quad\left\{f^{(e)}\right\}=\left\{f_u^{(e)}\right\}+\left\{f_f^{(e)}\right\}-\left\{f_h^{(e)}\right\}-\left\{f_b^{(e)}\right\}-\left\{f_q^{(e)}\right\},$$

$$\left\{f_u^{(e)}\right\}=\int_{A^{(e)}} h(x, y)\left[\left[\frac{\partial N}{\partial x}\right]^T U_x+\left[\frac{\partial N}{\partial y}\right]^T U_y\right] d A, \quad\left\{f_f^{(e)}\right\}=\int_{A^{(e)}} \frac{h^3(x, y)}{12 \mu}\left[\left[\frac{\partial N}{\partial x}\right]^T F_x+\left[\frac{\partial N}{\partial y}\right]^T F_y\right] d A,$$

$$\left\{f_h^{(e)}\right\}=\int_{A^{(e)}}[N]^T \frac{\partial h}{\partial t} d A, \quad\left\{f_d^{(e)}\right\}=\int_{A^{(e)}}[N]^T U_d d A, \quad\left\{f_q^{(e)}\right\}=\int_{A^{(e)}}[N]^T q d A,$$

Aproksimavimo funkcijų  $N_i$  išvestinės pagal lokales koordinates  $\tau, \eta$  nustatomos taip:

$$\left\{\frac{\partial N_i / \partial \tau}{\partial N_i / \partial \eta}\right\}=\left[\frac{\partial x / \partial \tau \partial z / \partial \tau}{\partial x / \partial \eta \partial z / \partial \eta}\right]\left\{\frac{\partial N_i / \partial x}{\partial N_i / \partial z}\right\}=[J]\left\{\frac{\partial N_i / \partial x}{\partial N_i / \partial z}\right\},(i=1, \ldots, 4); \quad (3)$$

čia:  $[J]$  - Jakobio matrica.

Tada aproksimavimo funkcijų  $N_i$  išvestinės pagal globalines koordinates x, z nustatomos taip:

$$\left\{\frac{\partial N_i / \partial x}{\partial N_i / \partial z}\right\}=[J]^{-1}\left\{\frac{\partial N_i / \partial \tau}{\partial N_i / \partial \eta}\right\} \quad (4)$$

Elementarus plotas dA lygus:

$$d A=\operatorname{det}[J] d \tau d \eta \quad (5)$$

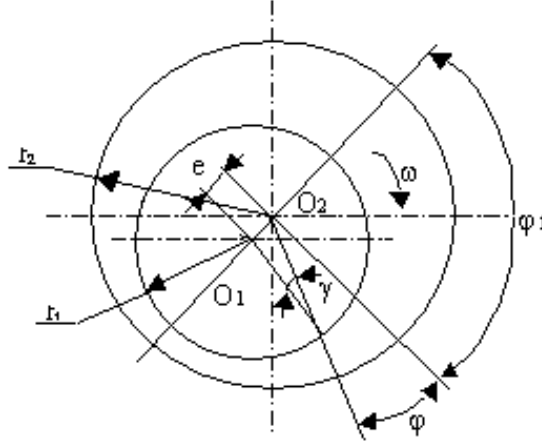
čia:  $\det[J]$  - Jakobio matricos determinantas.

Matrica ir vektoriai (3) integruoti skaitiniu būdu, taikant Gauso integravimo formulę:

$$I = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\tau, \eta) d\tau d\eta = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n w_i w_j f(\tau_i, \eta_j) \quad (6)$$

čia:  $w_i$  - svorio koeficientai;  $\tau_i, \eta_i$  - integravimo taškai, t.y. taškai, kuriuose skaičiuojamos pointegralinės funkcijos reikšmės;  $n$  – integravimo eilė,  $n = 3$ .

Formulės (6) sprendinys priklauso nuo tepalo plėvelės storio ir formos (5 pav.).



5 pav. Principinė skaičiuojamoji schema

Tepalo sluoksnio aukštis  $h$ :

$$h(\varphi) = r_2 - \sqrt{e^2 + r_1^2 - 2er_1 \cos(\varphi_1 + \varphi - \gamma)} \quad (7)$$

čia  $\gamma = \arcsin \left[ \frac{-e \sin(\varphi_1 + \varphi)}{r_1} \right]$ .

Tepalo sluoksnio aukščio kitimo greitis lygus:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{e \frac{\partial e}{\partial t} - r_1 \left[ \frac{\partial e}{\partial t} \cos(\varphi_1 + \varphi - \gamma) - e \cdot \sin(\varphi_1 + \varphi - \gamma) \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t} - \frac{\partial \gamma}{\partial t} \right) \right]}{\sqrt{e^2 + r_1^2 - 2er_1 \cos(\varphi_1 + \varphi - \gamma)}} \quad (8)$$

čia:  $\frac{\partial \gamma}{\partial t} = - \frac{\frac{\partial e}{\partial t} \sin(\varphi_1 + \varphi) + e \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi) \frac{\partial \varphi}{\partial t}}{r_1 \sqrt{1 - \left( \frac{e}{r_1} \right)^2 \sin^2(\varphi_1 + \varphi)}}$ ,  $\frac{\partial e}{\partial t}$  - ekscentriciteto kitimo greitis.

Integruoant (2)  $U_z = 0$ , o greičiai  $U_x$  ir  $U_y$  lygūs:

$$U_x = \frac{1}{4} \omega (r_1 + r_2) \quad (9)$$

čia  $\omega$  - rotoriaus sukimosi kampinis greitis.

Suintegravus kiekvieno baigtinio elemento matricas ir vektorius pagal (3) formulę, suformuojama bendroji algebrinių lygčių sistema:

$$[K]\{P\} = \{B\} \quad (10)$$

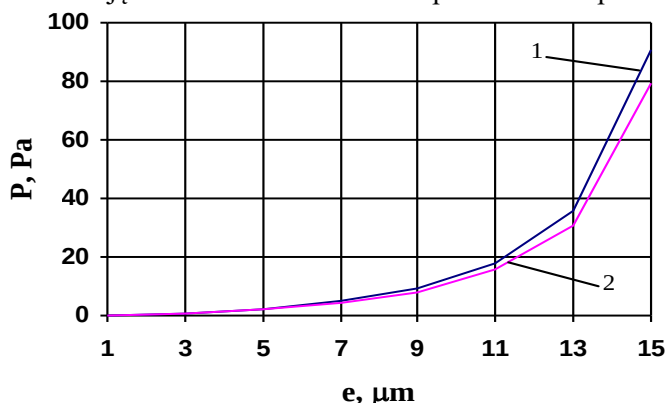
čia:  $[K]$  - koeficientų matrica;  $\{P\}$  - dešiniųjų pusių vektorius;  $\{B\}$  - nežinomas slėgių vektorius.

Kad galima būtų išspręsti (10) lygčių sistemą įvedama kraštinė sąlyga,  $\{P\}_{sp} = \{P_0\}$  ir ji sprendžiama standartiniu tiesinių algebrinių lygčių sprendimo metodu, pavyzdžiui, Gauso metodu. Jeigu sprendimo tam tikrame mazge gaunamas neigiamas slėgis, o tai dažniausiai gali būti zonoje kai  $\varphi = \varphi_{seg}$ , tai šiame mazge įvedama kraštinė sąlyga, t. y.  $p = p_0$ , ir sprendimas kartojamas tol, kol visuose mazguose bus teigiami slėgiai.

## Rezultatai ir jų aptarimas

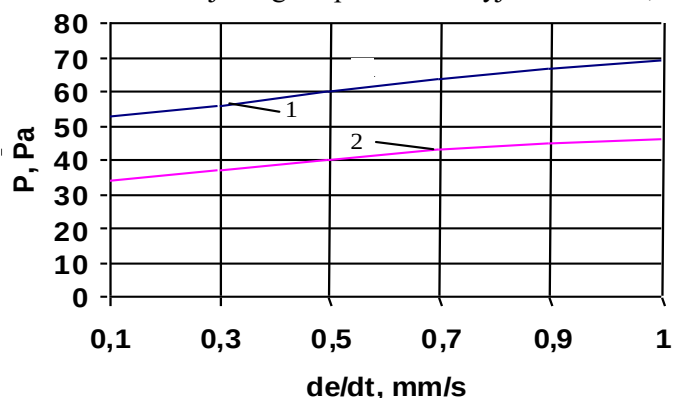
Kintant ekscentricitetui slydimo guolyje kinta tepalo sluoksnio slėgis tarp rotoriaus ir guolio bei kiti parametrai, kurie daro sistemą nestabilia. Tai visumoje blogina visos sistemos darbą. Mechanizmų kuriuose yra slydimo guoliai funkcionavimo kokybė labai priklauso nuo ekscentriciteto kitimo.

Gauti matavimo rezultatai susiję su ekscentriciteto kitimu pateikti 6 ir 7 pav.



**6 pav.** Tepalo sluoksnio slėgio kitimo priklausomybė nuo rotoriaus sukimosi ašies ekscentriciteto:  
1 – įvorinio slydimo guolio 2 – segmentinio slydimo guolio

Grafike (6 pav.) matoma, kad yra netiesinė priklausomybė tarp tepalo sluoksnio slėgio darbo zonoje ir ekscentriciteto. Didėjant ekscentricitetui didėja slėgis tepalo sluoksnyje esančiame, tarp rotoriaus ir guolio.



**7 pav.** Ekscentriciteto kitimo greičio priklausomybė nuo tepalo sluoksnio slėgio tarp rotoriaus ir guolio kitimo: 1 – įvorinio slydimo guolio 2 – segmentinio slydimo guolio

Matoma, kad didėjant ekscentricitetui didėja slėgis ir kinta kiti parametrai, kurie blogina sistemos darbą. Tokių sistemų darbo kokybė priklauso nuo ekscentriciteto kitimo guoliuose.

Optimaliausias slydimo guolių darbas būtų be ekscentriciteto, bet praktiškai tai neįmanoma. Tokiu atveju geriausia, kad jis būtų kuo mažesnis ir kistų kuo mažiau. Taigi norint pagerinti hidrodinaminių guolių darbo kokybę, reikia mažinti ekscentriciteto dydį.

Esant vienodam tepalo slėgiui tarpelyje tarp rotoriaus ir guolio, ekscentricitetas skiriasi ribose 0,1 - 0,3  $\mu\text{m}$ . Įvorinio ir segmentinio slydimo guolių ekscentricitetai dirbant tomis pačiomis sąlygomis skirtingi. Tai reiškia, kad reikia atsakingai parinkti guolį projektuojant rotorinę sistemą.

## Išvados

Įvorinio ir segmentinio slydimo guolių ekscentricitetai, slėgiai dirbant tomis pačiomis sąlygomis skirtingi. Tačiau rezultatai skiriasi nedaug. Esant vienodam tepalo slėgiui tarpelyje tarp rotoriaus ir guolio, ekscentricitetas skiriasi nuo 0,1 - 0,3  $\mu\text{m}$  ribose. Maksimalus skirtumas 0,4  $\mu\text{m}$ .

Didėjant rotoriaus sukimosi ašies slydimo guolyje ekscentricitetui didėja tepalo sluoksnio, tarp rotoriaus ir guolio, slėgis ir kinta kiti parametrai, t. y. mažėja tepalo nešančio sluoksnio storis, tai blogina sistemos darbą.

Praktiškai ekscentricitetas visuomet yra, jo kitimas priklauso nuo rotoriaus sukimosi dažnio, apkrovos, slydimo guolio konstrukcijos ir t. t. Tai reiškia, kad projektuojant rotorinę sistemą su slydimo guoliais reikia įvertinti daug veiksnių.

## Literatūra

1. Barzdaitis V., Činikas G. Monitoring and Diagnostic of Rotor Machines. Kaunas, Technologija, 1998. 364 p.
2. Vekteris, V., Čereška, A., M. Jurevičius. Comparable Analysis of Vibrodiagnostic Results of Rotary Components with Different Type Bearings. Journal of Vibroengineering. 2008 June, Vol. 10, No. 2. 251-255 p.
3. Vekteris V.J. Adaptive Tribological Systems. Theory and application. Scientific publications. Vilnius, Technique, 1996. 203 p.
4. V. Vekteris. Autoadaptive Fluid Film Bearings. Mechanika, 2000 Vol. 26, No. 6. 57-62 p.
5. Lipowsky G., Solyomvari K., Varga G. Vibration Testing of Machines and their Maintenance. Amsterdam: Elsevier Science Publishers, 1990. 303 p.
6. Muszynska A.: Vibrational Diagnostics of Rotating Machinery Malfunctions. International Journal of Rotating Machinery, USA. 1995. Vol.1, No. 3-4. 237-266 p.
7. Karnopp D.C., Margolis D.L., Rosenberg R.C. System dynamics: A unified Approach, 2-nd ed. USA. John Wiley and Sons, Inc. 1990. 514 p.
8. Bently, D.E. Rotating Machinery Measurements 101. Orbit, USA v.15, No. 2, 1994, p. 4-6.
9. Vekteris, V., Čereška, A. Diagnostics of Functioning Quality of the Systems with Sliding Bearings. Mechanika. Kaunas: Technologija. Nr. 2, 2002, p. 51-56.
10. Vekteris, V., Čereška, A., M. Jurevičius. Diagnostic analysis of similar constructions of adaptive hydrodynamic bearings. Ultragarsas. 2008. Nr. 3(63). 47-52 p.
11. Barzdaitis, V., Činikas, G. Condition monitoring data formats used in rotating machinery diagnostics. Mechanika. Kaunas: Technologija. Nr. 2, 1997, 40-48 p.
12. Agams M. L., Payondeh S. Self-Excited Vibration of Statistically Unloaded Pads in Tilting-Pad Journal Bearings. Journal of Lubrication Technology. 1983. Vol. 105, No 3. p. 64-72.
13. Bently D.E., Hatch, CH. T.: Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Bently Pressurized Bearing Company, printed in Canada, first printing, 2002. 725 p.
14. Čereška, A., Vekteris, V. Analytical Research of Hydrodynamic Bearings in Mechatronical Systems. Solid State Phenomena. Trans tech publications LTD, v.113, 2005. p. 383-387.
15. Childs D.: Turbomachinery Rotordynamic. Phenomena, Modeling and Analysis. J.Wiley & Sons, Inc. New York, 1993. 476 p.
16. Augustaitis, V. K.: Mechaninių virpesių pagrindai. Vilnius. Žiburio leidykla. 2000. 319 p.
17. Barzdaitis V., Činikas G. Mechaninių ir mechatroninių sistemų modeliavimas ir tyrimas. KTU. Technologija, Kaunas, 1996. 296 p.
18. Vekteris V., Čereška A. Diagnostics of Functioning Quality of the Systems with Sliding Bearings. Mechanika. Kaunas: Technologija. 2002. Nr. 2 (34), 51-56 p.
19. Čereška A., Vekteris V. Modeling of Adaptive Hydrodynamic Segmental Bearing. Ultragarsas. 2010. Nr.1(65), 53-60 p.

## THEORETICAL RESEARCHES OF ROTOR ROTATION ECCENTRICITY CHANGES IN SLIDING BEARINGS

### Summary

Rolling and sliding bearings are widely used in the industry. In comparison to rolling bearings, the sliding bearings work more accurately and at significantly higher rotational speeds. However, the slide bearings are less researched because the slide bearings have low vibration activity, making it difficult to measure a vibrating signal that blends with a wide range of noise. In addition, the rotor system, with sliding bearings, has a variety of internal and external factors. The article examines the variation of the eccentricity of the rotary axis of the rotor mounted in the bearings. Theoretical study of the rotor rotation axis eccentricity variation was performed. Theoretical and mathematical models of slide and segmental bearings were used in theoretical researches. The results of theoretical researches are shown in the graphs. The results were discussed and conclusions formulated.

**Key words:** sleeve sliding bearing, segmental sliding bearing, eccentricity, mathematical model, dynamic model.

### AUTORIAUS LYDRAŠTIS

**Autoriaus vardas, pavardė:** Audrius, Čereška

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, profesorius

**Darbo vieta ir pozicija:** Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros profesorius

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** mechaninių statinių ir dinaminių sistemų diagnostika ir monitoringas

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 606 90514, [audrius.cereska@vgtu.lt](mailto:audrius.cereska@vgtu.lt)

### A COVER LETTER OF AUTHOR

**Author name, surname:** Audrius, Čereška

**Science degree and name:** doctor, professor

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanics faculty, Mechanical and material engineering department professor

**Author's research interests:** diagnostics and monitoring of static and dynamic mechanical systems

**Telephone and e-mail address:** +370 606 90514, [audrius.cereska@vgtu.lt](mailto:audrius.cereska@vgtu.lt)

# A COMPARISON OF PASSIVE AND SEMI-ACTIVE MATHEMATICAL CAR MODELS

Matjaž Mužar<sup>1</sup>, Vytėnas Surblys<sup>2,3</sup>, Deividas Navikas<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>University of Ljubljana, <sup>2</sup>Vilnius Gediminas technical university, <sup>3</sup>Vilnius College of Technologies and Design

## Annotation

The main focus of this article is to provide background for mathematical model of a quarter, half and full car model. The dynamic model, which can describes the relationship between the input and output, enables ones to understand the behavior of the system. Firstly, article will present quarter car models of passive and semi-active suspension. Then, it will continue with half-car and full car models of passive and semi-active suspension. In this article the suspension system is modeled as a linear suspension system. In order to obtain linear model, roll and pitch angles are assume to be small.

**KEY WORDS:** mathematical models, passive suspension, semi-active suspension, quarter-car model, half-car model, full-car model

## Introduction

As we go further in the age of technology, more and more smart systems becomes available, especially in automotive industry. If the first car produced in factory is analyzed, it can be noticed that it is assembled only with crucial parts and components for the vehicle to drive. Car at that time had only mechanical components, but now we have thousands of small components like microcontrollers, sensors, actuators and more. As automotive industry develops more and more we are going to come to a stage with autonomous vehicles. Vehicles now are able to do many things on their now with smart systems like ABS, EPS, ESC, four-wheel drive and more. All these things were developed for the driver's comfort and safety. A great part of comfort and safety is in the suspension. We cannot imagine to drive in autonomous vehicle and feel every bump on the road while sleeping or reading.

The main goal of this paper is to compare existing mathematical suspension models. To achieve the goal in article are overviewed existing models and passive, semi-active suspensions.

First in this paper are presented quarter-car, half-car and full-car mathematical models. Differences between models for different types of suspension are also described. Later this article presents main advantages and disadvantages of models. In the end of article is presented variables differences between all described models.

**Table 1**

**List of symbols**

| Symbol      | Definition                                        | Symbol    | Definition                                         |
|-------------|---------------------------------------------------|-----------|----------------------------------------------------|
| $M$         | Sprung mass                                       | $k_{rw}$  | Spring/stiffness coefficient for rear wheel        |
| $m$         | Unsprung mass                                     | $b_{fs}$  | Damping coefficient for front suspension           |
| $k_s$       | Spring/stiffness coefficient for suspension       | $b_{rs}$  | Damping coefficient for rear suspension            |
| $b_s$       | Damping coefficient for suspension                | $b_{fm}$  | Modifying damping coefficient for front suspension |
| $k_w$       | Spring/stiffness coefficient for wheel            | $b_{rm}$  | Modifying damping coefficient for rear suspension  |
| $x$         | Displacement of the sprung mass                   | $x_f$     | Displacement of the front sprung mass              |
| $x_w$       | Displacement of the unsprung mass (wheel)         | $x_{fw}$  | Displacement of the front unsprung mass            |
| $x_g$       | Displacement of the ground                        | $x_{fg}$  | Displacement of the front ground                   |
| $b_m$       | Modifying damping coefficient for suspension      | $x_r$     | Displacement of the rear sprung mass               |
| $\emptyset$ | Pitch                                             | $x_{rw}$  | Displacement of the rear unsprung mass             |
| $I_y$       | Moment of inertia for pitch                       | $x_{rg}$  | Displacement of the rear ground                    |
| $L_1$       | Length from center to front axle                  | $\varphi$ | Roll                                               |
| $L_2$       | Length from center to rear axle                   | $I_z$     | Moment of inertia for roll                         |
| $k_{fs}$    | Spring/stiffness coefficient for front suspension | $W_1$     | Width from center to first side                    |
| $k_{rs}$    | Spring/stiffness coefficient for rear suspension  | $W_2$     | Width from center to second side                   |
| $k_{fw}$    | Spring/stiffness coefficient for front wheel      |           |                                                    |

Source: compiled by authors

## List of Equations

Based on the car models, displacements of sprung mass on edges are different then COG (center of gravity) point because of roll and pitch. The following displacements for each model are defined:

- Half car model;

$$x_f = x - L_1\theta \quad (1)$$

$$x_r = x + L_2\theta \quad (2)$$

- Full car model;

$$x_{f1} = x + L_1\sin\phi + W_1\sin\phi \quad (3)$$

$$x_{f2} = x + L_1\sin\phi - W_2\sin\phi \quad (4)$$

$$x_{r1} = x - L_2\sin\phi + W_1\sin\phi \quad (5)$$

$$x_{r2} = x - L_2\sin\phi - W_2\sin\phi \quad (6)$$

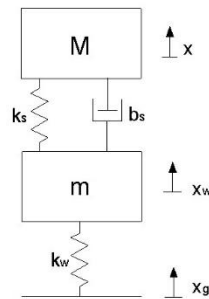
### Models of suspensions

We know 3 models of suspension. Quarter-car model with 2 DOF (degrees-of-freedom), half-car model with 4 DOF and full car model with 7 DOF. These models represent only sprung and unsprung mass. That means analyzing area from ground to chassis without car seat springs and so on.

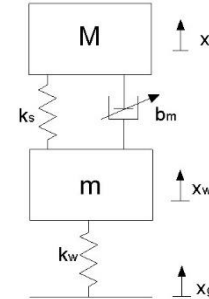
#### Quarter-Car model

On this particular model, only  $\frac{1}{4}$  of the vehicle is taken into consideration to develop a vehicle suspension low level controller. Model is a two dimensional model because only movement on z direction is taken into consideration. The general representation of a quarter car model is shown in (Fig. 1). It basically consists of a single wheel which is represented in the form of a spring. However in some cases the wheel can be considered as equivalent to a parallel combination of spring and a damper. The actual shock absorber is assumed to support only one fourth of the weight of the total car body mass including passenger's weight. (Chander, 2009). It is represented by four simplified elements:

- The suspended mass representing the chassis (sprung mass)
- The unsprung mass that comprises devices such as the wheel, as, the brake, the caliper, etc.
- The tire that is modeled as an elastic element.
- The suspension system which consists of an elastic element and a dissipative element. The contributions of the elastic and dissipative elements are assumed to be additive



**Fig. 1** Passive Quarter-car model  
Source: compiled by authors



**Fig. 2** Semi-Active Quarter-Car model  
Source: compiled by authors

For passive quarter-car model this second-order dynamical equations can be used (Figure 1):

$$M\ddot{x} - k_s(x_w - x) - b_s(\dot{x}_w - \dot{x}) = 0 \quad (7)$$

$$m\ddot{x}_w - k_s(x - x_w) - b_s(\dot{x} - \dot{x}_w) - k_w(x_g - x_w) = 0 \quad (8)$$

#### Semi-Active Quarter-Car model

To replace complexity and cost while improving ride and handling the concept of semi active suspension has emerged. In this kind of suspension system, the passive suspension spring is retained, while the damping force in the damper can be modulated (adjusted) in accordance with operating conditions. The regulating of the damping force can be achieved by adjusting the orifice area in the damper, thus changing the resistance of fluid flow. Most recently the possible application of electro-rheological and magneto-rheological fluids to the development of controllable dampers has also attracted considerable interest (Chander, 2009).

Semi-active quarter car model is defined based on Figure 2:

$$M\ddot{x} - k_s(x_w - x) - b_m(\dot{x}_w - \dot{x}) = 0 \quad (9)$$

$$m\ddot{x}_w - k_s(x - x_w) - b_m(\dot{x} - \dot{x}_w) - k_w(x_g - x_w) = 0 \quad (10)$$

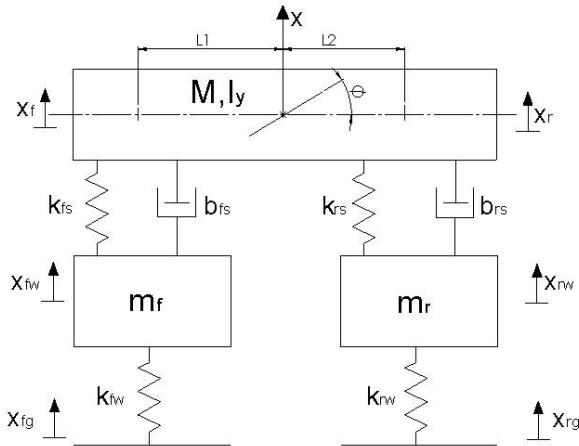
### Half-Car model

The quarter-car model studies are restricted to vertical behavior, thus vertical half-vehicle models are natural extension of the vertical quarter-car model. Half-vehicle models simply involve an additional dynamic (the pitch motion) (Gandhi et al., 2017). For half-car model author made assumptions (Chander, 2009):

- Vehicle wheels does not leave the ground
- Mass (M, sprung mass) is assumed to be distributed uniformly over the undercarriage
- Pitch angle is considered very small
- Velocity of the vehicle is constant

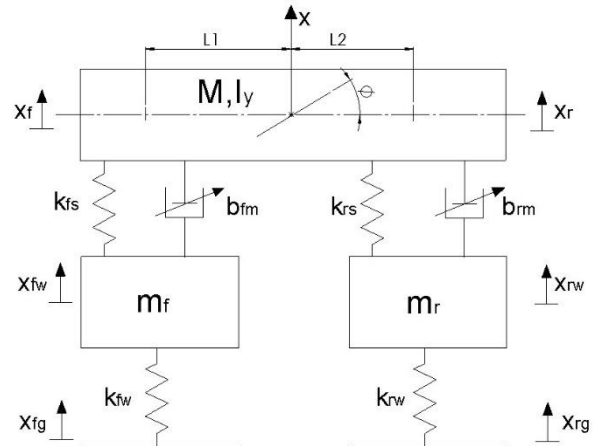
The main advantages of this type of model are:

- Vehicle pitch motions can be simulated
- Front and rear dampers and spring characteristic can be modeled differently which is also different on the actual vehicle
- Body motions and center of gravity effect can be simulated (Chander, 2009)



**Fig. 3** Passive Half-Car model

Source: compiled by authors



**Fig. 4** Semi-Active Half-Car model

Source: compiled by author

Based on the model on Figure 3, second order equations are used:

$$M\ddot{x} - k_{fs}(x_{fw} - x_f) - b_{fs}(\dot{x}_{fw} - \dot{x}_f) - k_{rs}(x_{rw} - x_r) - b_{rs}(\dot{x}_{rw} - \dot{x}_r) = 0 \quad (11)$$

$$I_y\ddot{\theta} + L_1[k_{fs}(x_{fw} - x_f) + b_{fs}(\dot{x}_{fw} - \dot{x}_f)] + L_2[-k_{rs}(x_{rw} - x_r) - b_{rs}(\dot{x}_{rw} - \dot{x}_r)] = 0 \quad (12)$$

$$m_f\ddot{x}_{fw} - b_{fs}(\dot{x}_f - \dot{x}_{fw}) - k_{fs}(x_f - x_{fw}) - k_{fw}(x_{fg} - x_{fw}) = 0 \quad (13)$$

$$m_r\ddot{x}_{rw} - b_{rs}(\dot{x}_r - \dot{x}_{rw}) - k_{rs}(x_r - x_{rw}) - k_{rw}(x_{rg} - x_{rw}) = 0 \quad (14)$$

If it is imagined moving of half-car model and moving of quarter-car model over a bump it can noticed that COG of a half-car moves for  $L_1\theta$  less in vertical direction. That is why moving of ends of half-car needs to be defined. They are defined in list of equations. (Eq. 1 and Eq. 2)

### Semi-Active Half-Car model

Now two of modifying dampers are used. Now these dampers will not only decrease bouncing but they need to decrease a pitch too.

Equations based on model in Figure 4:

$$M\ddot{x} - k_{fs}(x_{fw} - x_f) - k_{rs}(x_{rw} - x_r) - b_{fm}(\dot{x}_{fw} - \dot{x}_f) - b_{rm}(\dot{x}_{rw} - \dot{x}_r) = 0 \quad (15)$$

$$I_y\ddot{\theta} + L_1[k_{fs}(x_{fw} - x_f) + b_{fm}(\dot{x}_{fw} - \dot{x}_f)] + L_2[-k_{rs}(x_{rw} - x_r) - b_{rm}(\dot{x}_{rw} - \dot{x}_r)] = 0 \quad (16)$$

$$m_f\ddot{x}_{fw} - b_{fm}(\dot{x}_f - \dot{x}_{fw}) - k_{fs}(x_f - x_{fw}) - k_{fw}(x_{fg} - x_{fw}) = 0 \quad (17)$$

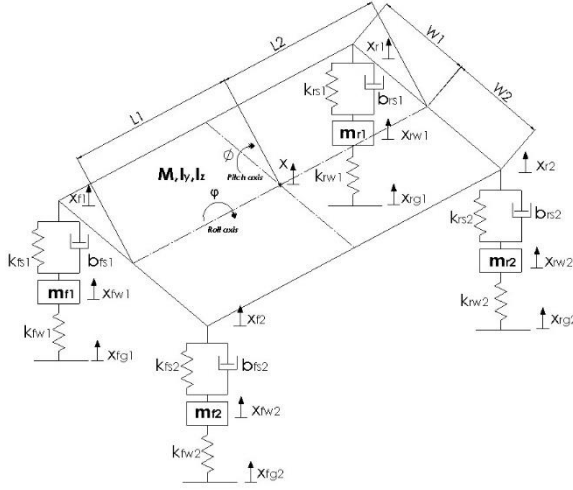
$$m_r\ddot{x}_{rw} - b_{rm}(\dot{x}_r - \dot{x}_{rw}) - k_{rs}(x_r - x_{rw}) - k_{rw}(x_{rg} - x_{rw}) = 0 \quad (18)$$

### Full-Car model

To make car model even more real we can use full-car model. In full car model, total weights of the car body as well as the passengers are considered and four wheels were taken for analysis. The pitch and roll motions of the car were also taken into consideration. Model is a three dimensional model which has a movement on X direction. Based on article (Chander, 2009) full-car model:

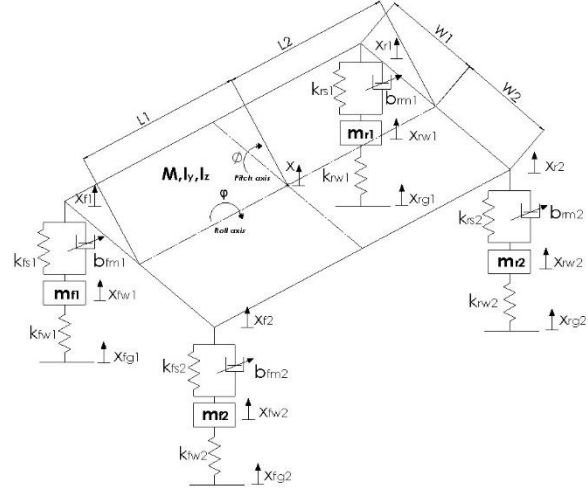
- Vehicle pitch and roll motions can be simulated
- Different front and rear suspension system geometries can be modeled (for example, vehicle has independent suspension on the front and a solid dead beam on the rear and this can be geometrically modeled on a full car model).
- Left and right hand side body and tire motions of the vehicle can be simulated separately.
- Un-sprung and sprung mass motions can be evaluated for both front & rear right and the left hand side suspension systems.

A full-car model is based on the four identical quarter-car models, which are coupled together by solid rods with respect to pitch and roll moment of inertia. Then braking, accelerating and steering influences should be reflected, i.e. longitudinal and lateral acceleration are considered. Therefore vehicle body roll and pitch, which cause the center of gravity movements and this is an important attribute for car stability during driving through the curves (Chander, 2009).



**Fig. 5** Passive Full-Car model

Source: compiled by authors



**Fig. 6** Semi-Active Full-Car model

Source: compiled by authors

Because of 7 DOF we need 7 differential equations for model on Figure 5:

$$M\ddot{x} - b_{fs1}(\dot{x}_{fw1} - \dot{x}_{f1}) - b_{fs2}(\dot{x}_{fw2} - \dot{x}_{f2}) - b_{rs1}(\dot{x}_{rw1} - \dot{x}_{r1}) - b_{rs2}(\dot{x}_{rw2} - \dot{x}_{r2}) - k_{fs1}(x_{fw1} - x_{f1}) - k_{fs2}(x_{fw2} - x_{f2}) - k_{rs1}(x_{rw1} - x_{r1}) - k_{rs2}(x_{rw2} - x_{r2}) = 0 \quad (19)$$

$$I_y\ddot{\theta} - L_1[-k_{fs1}(x_{fw1} - x_{f1}) - b_{fs1}(\dot{x}_{fw1} - \dot{x}_{f1}) - k_{fs2}(x_{fw2} - x_{f2}) - b_{fs2}(\dot{x}_{fw2} - \dot{x}_{f2}) - L_2[+k_{rs1}(x_{rs1} - x_{r1}) + b_{rs1}(\dot{x}_{rw1} - \dot{x}_{r1}) + k_{rs2}(x_{rw2} - x_{r2}) + b_{rs2}(\dot{x}_{rw2} - \dot{x}_{r2})] = 0 \quad (20)$$

$$I_z\ddot{\phi} - W_1[-k_{fs1}(x_{fw1} - x_{f1}) - b_{fs1}(\dot{x}_{fw1} - \dot{x}_{f1}) - k_{rs1}(x_{rw1} - x_{r1}) - b_{rs1}(\dot{x}_{rw1} - \dot{x}_{r1}) - W_2[k_{fs2}(x_{fw2} - x_{f2}) + b_{fs2}(\dot{x}_{fw2} - \dot{x}_{f2}) + k_{rs2}(x_{rw2} - x_{r2}) + b_{rs2}(\dot{x}_{rw2} - \dot{x}_{r2})] = 0 \quad (21)$$

$$m_{f1}\ddot{x}_{fw1} - b_{fs1}(\dot{x}_{f1} - \dot{x}_{fw1}) - k_{fs1}(x_{f1} - x_{fw1}) - k_{fw1}(x_{fg1} - x_{fw1}) = 0 \quad (22)$$

$$m_{f2}\ddot{x}_{fw2} - b_{fs2}(\dot{x}_{f2} - \dot{x}_{fw2}) - k_{fs2}(x_{f2} - x_{fw2}) - k_{fw2}(x_{fg2} - x_{fw2}) = 0 \quad (23)$$

$$m_{r1}\ddot{x}_{rw1} - b_{rs1}(\dot{x}_{r1} - \dot{x}_{rw1}) - k_{rs1}(x_{r1} - x_{rw1}) - k_{rw1}(x_{rg1} - x_{rw1}) = 0 \quad (24)$$

$$m_{r2}\ddot{x}_{rw2} - b_{rs2}(\dot{x}_{r2} - \dot{x}_{rw2}) - k_{rs2}(x_{r2} - x_{rw2}) - k_{rw2}(x_{rg2} - x_{rw2}) = 0 \quad (25)$$

Places of sprung mass above the suspension moves differently than COG point. That is why displacements of these points are defined in list of equations (Eq. 3 – 6).

### Semi-Active Full Car model

Similar to Semi-Active Half-Car model now the modifying damper should prevent not only bump and pitch, but roll too without any external force.

Equations based on model in Figure 6 can be written:

$$M\ddot{x} - b_{fm1}(\dot{x}_{fw1} - \dot{x}_{f1}) - b_{fm2}(\dot{x}_{fw2} - \dot{x}_{f2}) - b_{rm1}(\dot{x}_{rw1} - \dot{x}_{r1}) - b_{rm2}(\dot{x}_{rw2} - \dot{x}_{r2}) - k_{fs1}(x_{fw1} - x_{f1}) - k_{fs2}(x_{fw2} - x_{f2}) - k_{rs1}(x_{rw1} - x_{r1}) - k_{rs2}(x_{rw2} - x_{r2}) = 0 \quad (26)$$

$$I_y\ddot{\theta} - L_1[-k_{fs1}(x_{fw1} - x_{f1}) - b_{fm1}(\dot{x}_{fw1} - \dot{x}_{f1}) - k_{fs2}(x_{fw2} - x_{f2}) - b_{fm2}(\dot{x}_{fw2} - \dot{x}_{f2}) - L_2[k_{rs1}(x_{rw1} - x_{r1}) + b_{rm1}(\dot{x}_{rw1} - \dot{x}_{r1}) + k_{rs2}(x_{rw2} - x_{r2}) + b_{rm2}(\dot{x}_{rw2} - \dot{x}_{r2})] = 0 \quad (27)$$

$$I_z\ddot{\phi} - W_1[-k_{fs1}(x_{fw1} - x_{f1}) - b_{fm1}(\dot{x}_{fw1} - \dot{x}_{f1}) - k_{rs1}(x_{rw1} - x_{r1}) - b_{rm1}(\dot{x}_{rw1} - \dot{x}_{r1}) - W_2[k_{fs2}(x_{fw2} - x_{f2}) + b_{fm2}(\dot{x}_{fw2} - \dot{x}_{f2}) + k_{rs2}(x_{rw2} - x_{r2}) + b_{rm2}(\dot{x}_{rw2} - \dot{x}_{r2})] = 0 \quad (28)$$

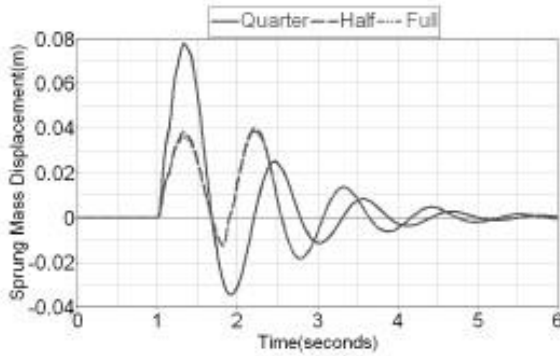
$$m_{f1}\ddot{x}_{fw1} - b_{fm1}(\dot{x}_{f1} - \dot{x}_{fw1}) - k_{fs1}(x_{f1} - x_{fw1}) - k_{fw1}(x_{fg1} - x_{fw1}) = 0 \quad (29)$$

$$m_{f2}\ddot{x}_{fw2} - b_{fm2}(\dot{x}_{f2} - \dot{x}_{fw2}) - k_{fs2}(x_{f2} - x_{fw2}) - k_{fw2}(x_{fg2} - x_{fw2}) = 0 \quad (30)$$

$$m_{r1}\ddot{x}_{rw1} - b_{rm1}(\dot{x}_{r1} - \dot{x}_{rw1}) - k_{rs1}(x_{r1} - x_{rw1}) - k_{rw1}(x_{rg1} - x_{rw1}) = 0 \quad (31)$$

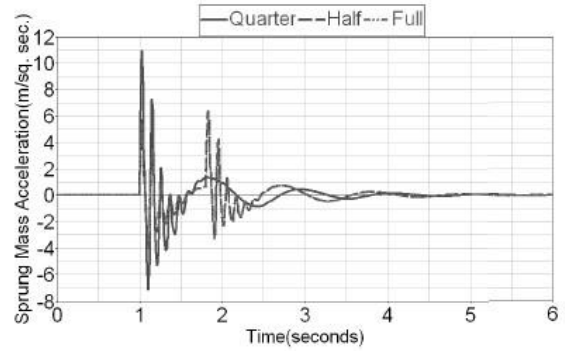
$$m_{r2}\ddot{x}_{rw2} - b_{rm2}(\dot{x}_{r2} - \dot{x}_{rw2}) - k_{rs2}(x_{r2} - x_{rw2}) - k_{rw2}(x_{rg2} - x_{rw2}) = 0 \quad (32)$$

In article (Mahala et al., 2009), they made an analysis of movement of COG point. All the car models were used. As it can be noticed Quarter-Car will always have the highest bounce because COG point moves like the sprung mass does. Half-Car and Full-Car have displacement of COG point less than displacement of sprung mass points above the wheels. In the next figures, it can be seen the displacement of COG points for roll mode (Fig. 9 – 10) and pitch mode (Fig. 7 – 8). Meaning that the car will only pitch or roll and not both together.



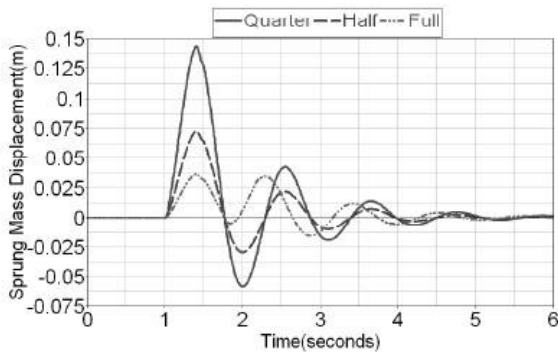
**Fig. 7** Sprung mass displacement – Pitch mode

Source: (Mahala et al., 2009)



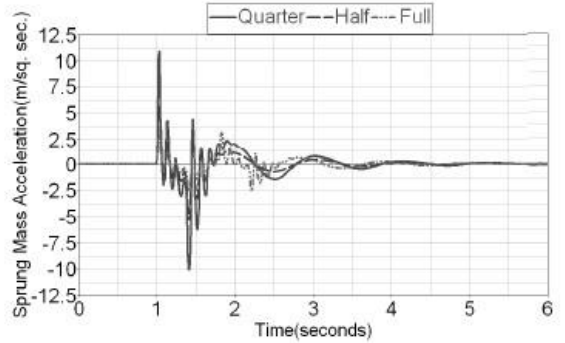
**Fig. 8** Sprung mass acceleration – Pitch mode

Source: (Mahala et al., 2009)



**Fig. 1** Sprung mass displacement – Roll mode

Source: (Mahala et al., 2009)



**Fig. 2** Sprung mass acceleration – Roll mode

Source: (Mahala et al., 2009)

Quarter car's sprung mass displacement has always faster incline than half and full car models. That means the acceleration is higher on start. Quarter car's sprung mass displacement in the article (Mahala et al., 2009) with all the input coefficients reaches value of 0.08 meter and its acceleration is 11 meter per squared

second. But half and full car models give almost the same result. With all input coefficients sprung mass displacement of half and full car model reaches almost value of 0.04 meter and its acceleration reaches value of 5.5 meters per squared second. Some difference between half and full car model we can get in roll mode but it is still not so big compared to quarter car. That means that quarter car model can be used only for analyzing each wheel individually but it cannot be used to analyze movement of whole car because the displacement of sprung mass depends on all wheels not just one.

### Conclusion

The analysis of existing mathematical models and comparing a passive and semi-active suspensions, possible conclusions:

1. As we can see through analyzing model, the mathematic is getting harder and harder. Passive quarter-car model can be analyzed by hand, but as soon as we put semi-active controlling, we have to solve problems numerically.

2. If we use full-car model we can include many more things like roll and pitch. We can even calculate with different stiffness coefficients or damping coefficients

3. More things we can include, more accurate result we will get. With full car model we can come really close to the real car, but we need to insert many more factors to the equation like temperature, material, air, etc. For how much is full car model different from real car we should investigate and make more simulations.

### Literature

1. Abdolvahab, A., Ghobad, S. S., Armin, B. (2012). Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile, *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)* 3(5): 636-644.
2. Abolorunke, F. (2016). A technical report on student industrial work experience scheme (S.I.W.E.S) undertaking at special gift technical services Gudu district, Fct Abuja.
3. Chander, B. (2009). Modelling and Analysis of Half Car Vehicle Suspension System Using Fuzzy Logic Controller.
4. Gandhi, P., Adarsh, S., Ramachandran, K. I. (2017). Performance Analysis of Half Car Suspension Model with 4 DOF using PID, LQR, FUZZY and ANFIS Controllers, *Procedia Computer Science* 115: 2-13.
5. Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G., Giuclea, M. (2008). *Semi-active Suspension Control*, London: Springer.
6. Hemanth, K., Hemantha, K., Gangadharan, K. V. (2018). Dynamic Analysis of Half Car Model with MR Damper as Semi-Active Suspension Element, *The International Journal of Acoustics and Vibration* 23.
7. Mahala, M. K., Gadkari, P., Deb, A. (2009). Mathematical Models for Designing Vehicles for Ride Comfort, *2nd International Conference on Research into Design*: 168-175.
8. Nguyen, M. Q., Canale, M., Sename, O., Dugard, L. (2016). A Model Predictive approach for semi active suspension control problem of a full car, *55th IEEE Conference on Decision and Control*.
9. Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., Dugard, L. (2010). *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicle*, Elsevier.
10. William, H. (2018). How Car Suspensions Work, HowStuffWorks.com, <<https://auto.howstuffworks.com/car-suspension.htm>> 26. October, 2018

### A COVER LETTER OF AUTHORS

**Author name, surname:** Matjaž Mužar

**Science degree and name:** bachelor student

**Workplace and position:** University of Ljubljana, Faculty of Mechanical engineering, student

**Author's research interests:** Vehicle suspension, mathematical models

**Telephone and e-mail address:** +386 31 592 888, matjaz.muzarml@hotmail.com

**Author name, surname:** Vytenis Surblys

**Science degree and name:** master degree, lecturer.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department lecturer. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Automobile Engineering department lecturer.

**Author's research interests:** Vehicle suspension, safety systems.

**Telephone and e-mail address:** +370 669 25720, v.surblys@vtdko.lt, vytenis.surblys@vgtu.lt

**Author name, surname:** Deividas Navikas

**Science degree and name:** Dr, lecturer.

**Workplace and position:** Vilnius Technology and Design College, Automobile Transport Engineering department, lecturer. Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering faculty, Mobile Machinery and Railway Transport department lecturer.

**Author's research interests:** Transport engineering, Transport ecology, Civil engineering, Materials.

**Telephone and e-mail address:** +370 646 55429, d.navikas@vtdko.lt, deividas.navikas@vgtu.lt

# ADAPTYVIŲ SLYDIMO GUOLIŲ DARBO CHARAKTERISTIKŲ VERTINIMAS TAIKANT DAUGIAKRITERINIUS-STATISTINIUS ANALIZĖS METODUS

Audrius Čereška

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

## Anotacija

Darbe pateikti rotorinių sistemų su adaptyviais slydimo guoliais 3 konstrukcijų guoliais darbo charakteristikų daugiakriterinė-statistinė analizė. Eksperimentiniams tyrimams atlikti naudotas specialus stendas su matavimo įranga. Buvo eksperimentuojama su trijų konstrukcijų adaptyviais slydimo guoliais keičiant rotoriaus sukimosi dažnį ir tarpelį tarp rotoriaus ir guolio segmentų. Gauti 27 eksperimentinių matavimų rezultatai kurie analizuoti daugiakriteriniais-statistinėmis metodais. Kriterijų svorių vertinimui darbe taikyti trys kriterijų svorių nustatymo metodai. Prioritetui nustatyti pasirinkti gerai žinomi ir plačiai mokslinėje literatūroje naudojami daugiakriteriniai-statistiniai metodai.

**Reikšminiai žodžiai:** guolis, rotorius, mazgas, charakteristikos, kriterijai, daugiakriterinė-statistinė analizė.

## Įvadas

Slydimo guoliai yra vieni svarbiausių įvairių mechaninių sistemų su rotoriniais mazgais konstrukcijos elementų. Jie naudojami įvairiose technologinėse mašinose, turbogeneratoriuose, turbokompresoriuose, garo turbinose, siurbliuose, šlifavimo staklių špindeliuose, generatoriuose dujų turbinose, ventiliatoriuose, laivų mechanizmuose ir daugelyje kitų mechanizmų, tačiau sistemoms su slydimo guoliais diagnostavimo metodų kūrimui ir analizei skirta žymiai mažiau darbų negu sistemoms su riedėjimo guoliais [1-3].

**Esant tam tikroms darbo sąlygoms, temperatūra guolio darbo zonoje pasiekia kritinės reikšmės [4], tuomet sumažėja tepalo klampumas bei tarpelis tarp rotoriaus ir guolio segmento. Tada guolis dirba pusiau skystu tepimo režimu. Dėl to sutrumpėja rotorinių sistemų darbo trukmė ir gali įvykti netikėtos avarijos. Esant tokiems reiškiniams gali sutrikti darbo procesas ir, gali būti patirti dideli nuostoliai.**

Dinaminiai sistemos “rotorius – tepalas – guolis” parametrai ir tepalo parametrai paimti kartu nusako rotorinės sistemos stabilumo slenkstį, išreikštą rotoriaus sukimosi dažniu.

Pasiekus ir viršijus šį rotorinės sistemos sukimosi dažnį, prasideda savaiminiai skersiniai rotoriaus subsinchroninio dažnio virpesiai, atsiradę dėl tepalo sukurių guolio tarpelyje [5-7]. Stabilumas gali būti pasiektas keičiant hidrodinaminio guolio konstrukciją, panaudojant slopinimo elementus [8].

Siekiant padidinti slydimo guolių standumą ir rotoriaus sukimosi stabilumą platesniame sukimosi dažnių diapazone, šalia įvorinių slydimo guolių, buvo suprojektuoti įvairių konstrukcijų guoliai: įvoriniai su žiedu, eliptiniai, segmentiniai ir t.t [9, 10]. Adaptyvūs slydimo guoliai su segmentais, dėl prisitaikymo galimybės, parodė neblogus darbo rezultatus, tačiau siekiant pagerinti dempferavimą ir rotoriaus sukimosi stabilumą naudojamos įvairios guolių konstrukcijos su papildomais segmentus jungiančiais tampriais elementais kurie gali pakeisti apkrovų tarp segmentų pasiskirstymą, užtikrinant vienodą hidrodinaminės plėvelės storį ir taip pagerinti rotoriaus sukimosi stabilumą platesniame sukimosi dažnių diapazone, bei padidinti rotorinės sistemos standumą.

Turint informaciją apie rotorinės sistemos, su adaptyviais slydimo guoliais, darbo charakteristikas galima nustatyti sistemos esamą būklę ir projektuojant parinkti optimaliausią variantą. Tam galima taikyti daugiakriterinius-statistinius analizės metodus. Daugiakriteriniai-statistiniai analizės metodai taikyti techninių sprendimų optimizavimui [11-14].

Daugiakriterinių-statistinių analizės metodų pagrindą sudaro sprendimų matrica  $R = \|x_{ij}\|$  [15].

Šiame darbe 27 variantų palyginimui pritaikyti daugiakriteriniai-statistiniai analizės metodai [16-20].

Praktikoje dažniausiai taikomi subjektyvūs kriterijų svorių nustatymo metodai [18, 21-24].

Vertinimo metu galima taip pat įvertinti duomenų struktūrą ir nustatyti kiekvieno kriterijaus realų dominavimo laipsnį. Palyginus su subjektyviais, objektyvūs svoriai praktikoje taikomi daug rečiau [18, 25].

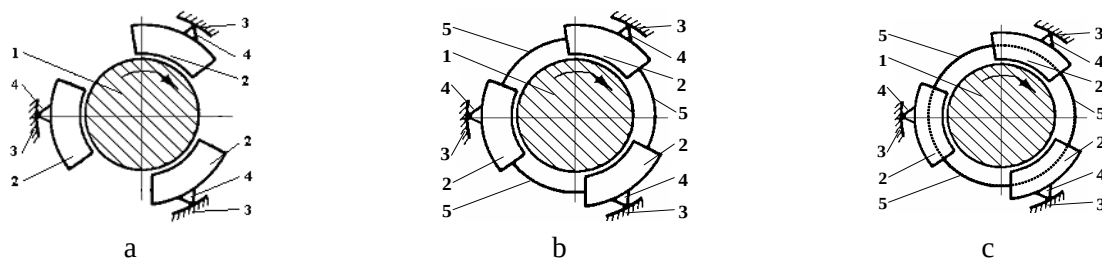
Rotorinių sistemų darbo charakteristikų analizei specialistams-ekspertams neįmanoma kiekybiškai įvertinti taikomu kriterijų svarbumo, t. y. nustatyti kriterijų subjektyvių svorių. Todėl šiame darbe taikomi efektyvūs kriterijų svorių nustatymo objektyvūs metodai.

Tyrimo tikslas – atlikti rotorinių sistemų su adaptyviais slydimo guoliais eksperimentinius tyrimus ir gautus rezultatus analizuoti taikant daugiakriterinės-statistinės analizės metodus.

## Tyrimų objektas ir įranga

Tiriamasis objektas, trijų tipų, adaptyvūs slydimo guoliai: 1 konstrukcija – be segmentus jungiančių elementų, 2 konstrukcija – su atskiromis segmentus jungiančiomis tampriosiomis juostelėmis, 3 konstrukcija

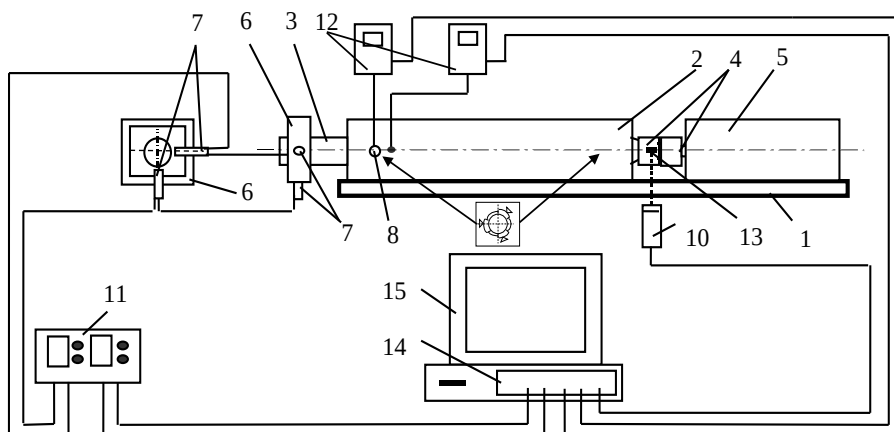
– su segmentus jungiančiu tampriu žiedu. Guolio nuotrauka su segmentus jungiančiomis tampriosiomis juostelėmis pateiktas pav. 1.



**1 pav.** Adaptyvūs slydimo guoliai:

- a – be segmentus jungiančių elementų (1 – rotorius, 2 – segmentas, 3 – korpusas, 4 – adaptyvioji atrama);  
b – su atskiromis segmentus jungiančiomis tampriosiomis juostelėmis (1 – rotorius, 2 – segmentas, 3 – korpusas, 4 – adaptyvioji atrama, 5 – segmentus jungiančios juostelės);  
c – su segmentus jungiančiu tampriu žiedu (1 – rotorius, 2 – segmentas, 3 – korpusas, 4 – adaptyvioji atrama, 5 – segmentus jungiantis žiedas)

Eksperimentiniai tyrimai atlikti naudojant specialų eksperimentinių tyrimų stendą. Stendo principinė schema pateikta 2 pav. Matavimo sistemą sudaro: bekontaktiniai poslinkių matavimo keitikliai, fotoelektrinis fazės matavimo keitiklis, temperatūros ir slėgio matavimo keitikliai.



**2 pav.** Stendo principinė schema

- 1 – pagrindas, 2 – korpusas, kuriame sumontuoti adaptyvūs slydimo guoliai, 3 – rotorius, 4 – mova, 5 – asinchroninis elektros variklis, 6 – matavimo keitiklių laikiklis, 7 – bekontaktiniai poslinkių matavimo keitikliai, 8 – slėgio matavimo keitiklis, 9 – temperatūros matavimo keitiklis; 10 – fazės keitiklis (strobos), 11 – poslinkių matavimo keitiklių maitinimo blokas, 12 – stiprintuvai, 13 – žymė, 14 – matavimo signalų įvedimo-išvedimo plokštė, 15 – kompiuteris

Rotoriaus sukimosi nuokrypiai matuoti bekontaktiais indukciniais Vokietijos firmos Hottinger Baldwin Messtechnik CMBH (HBM) poslinkio keitikliais mod. Tr 102. Matavimų metu bekontaktiniai poslinkio matavimo keitikliai išdėstyti  $90^\circ$  fazės kampu vienas kito atžvilgiu slydimo guolio atramoje ir vienoje veleno skerspjūvio plokštumoje. Taip išdėstyti keitiklius galima išmatuoti rotoriaus kakliuko padėtį hidrodinaminio guolio tarpo atžvilgiu, esant bet kokiam rotoriaus sukimosi dažniui. Keitiklių orientacija nebūtinai turi būti vertikali arba horizontali. Parenkama patogi mechanizmo konstrukcijai padėtis. Temperatūra matuota specialiais SGS-THOMSON Microelectronics firmos temperatūros jutikliu LM 135. Slėgis matuotas specialiu slėgio matuokliu.

### Tyrimų eiga ir parametrai

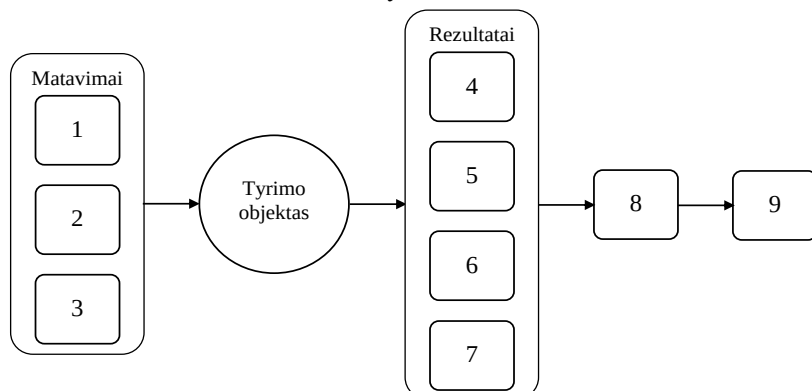
Principinė eksperimentų atlikimo eiga pateikta 3 pav. Eksperimentų metu buvo keičiamas tarpelis tarp rotoriaus ir segmento (30; 55 ir 80  $\mu\text{m}$ ), rotoriaus sukimosi dažnis (1500; 3500 ir 5500 aps/min) ir guolio konstrukcija (1; 2 ir 3 konstrukcijos).

Gavus pirminius matavimų rezultatus ir atlikus jų analizę nustatyti pagrindiniai rotorinės sistemos darbo kokybę nusakantys parametrai: rotoriaus ekscentricitetai, rotoriaus sukimosi orbitos, slėgis darbo zonoje, tarp rotoriaus kakliuko ir segmento ir temperatūros.

Ekscentricitetas yra rotoriaus sukimosi ašies poslinkis nuo geometrinės skerspjūvio ašies. Orbita plokštuminė kreivė gauta matuojant besisukančio rotoriaus paviršiaus padėtį dviem statmenomis kryptimis.

Tepalo slėgis tarpelyje tarp rotoriaus ir guolio segmento užtikrina guolio standumą ir stabilumą.

Tepalo ir guolio elementų temperatūra svarbi darbo charakteristika, kadangi rotorinės sistemos elementų temperatūros priklauso rotorinės sistemos darbo kokybė.



**3 pav. Tyrimų principinė schema:**

**1 – virpesiai; 2 – slėgis; 2 – temperatūra; 3 – daugiakriterinė-statistinė analizė; 4 – ekscentricitetas; 5 – orbitos skersmuo; 6 – slėgio pokyčiai; 7 – temperatūra; 8 – daugiakriterinė-statistinė analizė; 8 – rezultatų apibendrinimas ir išvados**

### **Eksperimentinių tyrimų rezultatai**

Daugiakriteriniais-statistiniais metodais analizuojamos rotorinių sistemų darbo charakteristikos (e – ekscentricitetas, d – orbitos skersmuo, P/P<sub>max</sub> – tepalo slėgis ir T – temperatūra). Atlikus eksperimentinių matavimų rezultatų analizę gautos 27 grupės duomenų kurios surašytos į 1 duomenų lentelę.

**1 lentelė**

**Rotorinės sistemos darbo charakteristikos**

| Eil. Nr. | Sūkimosi dažnis n, aps/min | Guolio tipas | Pradinis tarpelis t, μm | Ekscentricitetas, e, μm | Orbitos skersmuo d, μm | Slėgis, P/P <sub>max</sub> , Pa | Temperatūra T, °C |
|----------|----------------------------|--------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|---------------------------------|-------------------|
| 1        | 1500                       | 1            | 30                      | 10,5                    | 7,8                    | 1,0                             | 29,4              |
| 2        |                            |              | 55                      | 20,5                    | 9,9                    | 0,3                             | 27,7              |
| 3        |                            |              | 80                      | 29,1                    | 12,7                   | 0,04                            | 26,3              |
| 4        |                            | 2            | 30                      | 9,1                     | 7,8                    | 0,9                             | 29,5              |
| 5        |                            |              | 55                      | 18,9                    | 10,0                   | 0,2                             | 27,4              |
| 6        |                            |              | 80                      | 29,1                    | 12,0                   | 0,03                            | 26,0              |
| 7        |                            | 3            | 30                      | 8,9                     | 7,0                    | 0,9                             | 29,3              |
| 8        |                            |              | 55                      | 18,9                    | 9,6                    | 0,3                             | 29,0              |
| 9        |                            |              | 80                      | 27,6                    | 11,3                   | 0,03                            | 24,8              |
| 10       | 3500                       | 1            | 30                      | 10,2                    | 6,2                    | 1,0                             | 47,0              |
| 11       |                            |              | 55                      | 19,6                    | 8,0                    | 0,3                             | 44,8              |
| 12       |                            |              | 80                      | 28,9                    | 10,3                   | 0,05                            | 42,5              |
| 13       |                            | 2            | 30                      | 8,9                     | 6,2                    | 1,1                             | 46,7              |
| 14       |                            |              | 55                      | 17,3                    | 8,0                    | 0,3                             | 43,8              |
| 15       |                            |              | 80                      | 27,0                    | 9,9                    | 0,05                            | 42,2              |
| 16       |                            | 3            | 30                      | 7,4                     | 5,9                    | 1,1                             | 45,9              |
| 17       |                            |              | 55                      | 18,3                    | 7,8                    | 0,3                             | 41,9              |
| 18       |                            |              | 80                      | 26,2                    | 8,0                    | 0,2                             | 40,8              |
| 19       | 5500                       | 1            | 30                      | 9,9                     | 5,5                    | 1,1                             | 77,7              |
| 20       |                            |              | 55                      | 18,9                    | 7,1                    | 0,3                             | 76,9              |
| 21       |                            |              | 80                      | 28,7                    | 9,2                    | 0,2                             | 74,8              |
| 22       |                            | 2            | 30                      | 8,6                     | 5,7                    | 1,2                             | 78,2              |
| 23       |                            |              | 55                      | 17,8                    | 7,0                    | 0,3                             | 75,3              |
| 24       |                            |              | 80                      | 27,6                    | 8,7                    | 0,04                            | 74,0              |
| 25       |                            | 3            | 30                      | 7,0                     | 4,9                    | 1,2                             | 77,2              |
| 26       |                            |              | 55                      | 16,7                    | 5,8                    | 0,3                             | 75,8              |
| 27       |                            |              | 80                      | 26,6                    | 7,5                    | 0,2                             | 75,6              |

### Daugiakriterinė-statistinė analizė

Daugiakriterinė-statistinė analizė atlikta taikant entropijos, kriterijų įtakos praradimo, apibendrintų objektyvių svorių (IDOCRIW) metodus.

Entropijos metodas. Entropijos metodą pasiūlė Claude E. Shannon [26]. Entropijos svoriai nustatomi tokiu būdu [18]:

1. Kriterijų reikšmės normalizuojamos pagal formulę:

$$\tilde{r}_{ij} = \frac{r_{ij}}{\sum_{i=1}^n r_{ij}}. \quad (1)$$

2. Kiekvieno kriterijaus entropijos lygis:

$$E_j = -\frac{1}{\ln n} \sum_{i=1}^n \tilde{r}_{ij} \cdot \ln \tilde{r}_{ij}, \quad (j=1,2,\dots, m; 0 \leq E_j \leq 1). \quad (2)$$

Entropijos svoriai atspindi duomenų struktūrą, jų nehomogeniškumo laipsnį.

Kriterijų įtakos praradimo metodas. Kriterijų įtakos praradimo objektyvių svorių nustatymo metodas vertina kiekvieno kriterijaus praradimus, kai vienas iš likusių kriterijų įgyja optimalią – didžiausią arba mažiausią reikšmę. Metodo algoritmas, formalizacija, aprašymas ir taikymas buvo realizuoti [27]. Kriterijų įtakos praradimo metodo logika, pagrindinės idėjos, etapai ir skaičiavimo algoritmas vykdomi žemiau pateikta tvarka.

Minimizuojami kriterijai pertvarkomi į maksimizuojamus, pagal formulę:

$$\bar{r}_{ij} = \frac{\min_i r_{ij}}{r_{ij}}. \quad (3)$$

Matrica pažymima  $X = \|x_{ij}\|$ . Skaičiuojamos matricos kiekvieno kriterijaus, t. y. kiekvieno stulpelio didžiausios reikšmės:  $x_j = \max_i x_{ij} = x_{k_j j}$ , čia  $k_j j$ -jo stulpelio eilutės su didžiausiu elementu eilutės numeris.

Formuojama kvadratinė matrica  $A = \|a_{ij}\|$  iš  $k_j$ -ų eilučių matricos  $X$  reikšmių  $x_{k_j j}$ , atitinkančių  $j$ -jų kriterijų maksimumą:  $a_{jj} = x_j$ ,  $a_{ij} = x_{k_j j}$  ( $i, j = 1, 2, \dots, m$ ;  $m$  – kriterijų skaičius), t.y. visų kriterijų didžiausios reikšmės atsiras matricos pagrindinėje įstrižainėje.

Formuojama santykinų praradimų matrica  $P = \|p_{ij}\|$ . Matricos  $P$  elementai  $p_{ij}$  rodo, kiek santykinai prarado alternatyvos  $j$ -asis kriterijus, jei  $i$ -asis kriterijus pasirinktas geriausiu.

Svorius  $q = (q_1, q_2, \dots, q_m)$  galima rasti iš sistemos:

$$Fq = 0. \quad (4)$$

$F$  – kriterijų įtakos praradimo matrica:

$$F = \begin{pmatrix} -\sum_{i=1}^m p_{i1} & p_{12} & \dots & p_{1m} \\ p_{21} & -\sum_{i=1}^m p_{i2} & & p_{2m} \\ & \dots & & \\ p_{m1} & p_{m2} & \dots & -\sum_{i=1}^m p_{im} \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Apibendrinti objektyvūs svoriai - IDOCRIW metodas. Taikant skirtingo poveikio svorių sujungimo į vieną bendrą svorį idėją [18], galima sujungti entropijos svorius ir kriterijų įtakos praradimo metodų svorius jungiant juos į bendrus kriterijų objektyvaus masyvo struktūros vertinimo svorius  $\omega_j$ :

$$\omega_j = \frac{q_j W_j}{\sum_{j=1}^m q_j W_j} \quad (6)$$

Šie svoriai akcentuoja kriterijų atskirų reikšmių skirtumus. Apjungus suskaičiuotus entropijos ir kriterijų įtakos praradimo svorius į apibendrintus svorius, jie pritaikyti daugiakriteriniam-statistiniam vertinimui.

Svorių nustatymo teorija buvo pritaikyta rotorinių sistemų darbo charakteristikų analizei ir variantų palyginimui. Kriterijų įtakos praradimo matrica, suskaičiuota taikant (3)-(5) formules.

### Vertinimo rezultatai ir apibendrinimas

Taikant daugiakriterinius-statistinius metodus atlikta, 1 lentelėje, pateiktų duomenų analizė. Gauti analizės rezultatai pateikti 2 lentelėje.

2 lentelė

**Prioritetai nustatyti taikant skirtingus daugiakriterinės-statistinės analizės metodus**

| Eil. Nr. | Metodas |        |     | Bendra vieta |
|----------|---------|--------|-----|--------------|
|          | TOPSIS  | COPRAS | SAW |              |
| 1        | 7       | 7      | 7   | 7            |
| 2        | 16      | 12     | 12  | 12           |
| 3        | 20      | 21     | 20  | 20           |
| 4        | 8       | 8      | 8   | 8            |
| 5        | 18      | 17     | 16  | 17           |
| 6        | 21      | 24     | 21  | 22           |
| 7        | 9       | 9      | 9   | 9            |
| 8        | 17      | 15     | 13  | 15           |
| 9        | 19      | 22     | 19  | 19           |
| 10       | 6       | 6      | 6   | 6            |
| 11       | 14      | 13     | 15  | 14           |
| 12       | 24      | 23     | 24  | 24           |
| 13       | 3       | 3      | 3   | 3            |
| 14       | 11      | 11     | 11  | 11           |
| 15       | 23      | 21     | 23  | 23           |
| 16       | 5       | 4      | 4   | 4            |
| 17       | 10      | 10     | 10  | 10           |
| 18       | 22      | 19     | 22  | 21           |
| 19       | 4       | 5      | 5   | 5            |
| 20       | 12      | 15     | 14  | 13           |
| 21       | 26      | 26     | 26  | 26           |
| 22       | 1       | 1      | 1   | 1            |
| 23       | 13      | 16     | 17  | 16           |
| 24       | 27      | 27     | 27  | 27           |
| 25       | 2       | 2      | 2   | 2            |
| 26       | 15      | 18     | 18  | 18           |
| 27       | 25      | 25     | 25  | 25           |

Atlikus daugiakriterinės-statistinės analizės rezultatų duomenis, pateiktus 2 lentelėje matoma, kad pirmą vietą užima parametrai esantys 22 eilutėje.

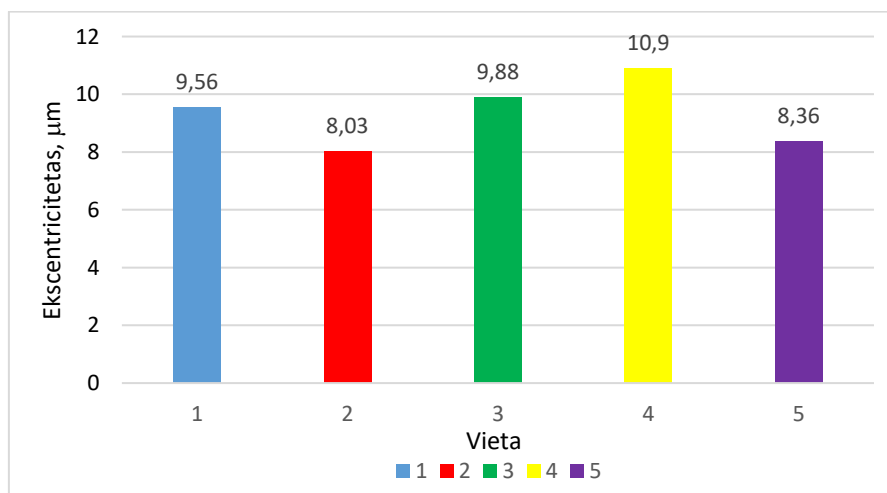
Vertinant darbo charakteristikas matoma, kad kriterijų  $e$  ir  $d$  geriausias reikšmes turi 25 variantas,  $T$  kriterijaus – 9-as variantas ir tik  $P/P_{max}$  kriterijaus geriausias variantas 22.

Vertinant adaptyvių slydimo guolių darbo charakteristikų svorių reikšmes nustatyta, kad didžiausią apibendrintą svorį turi darbo charakteristika  $P/P_{max}$ .

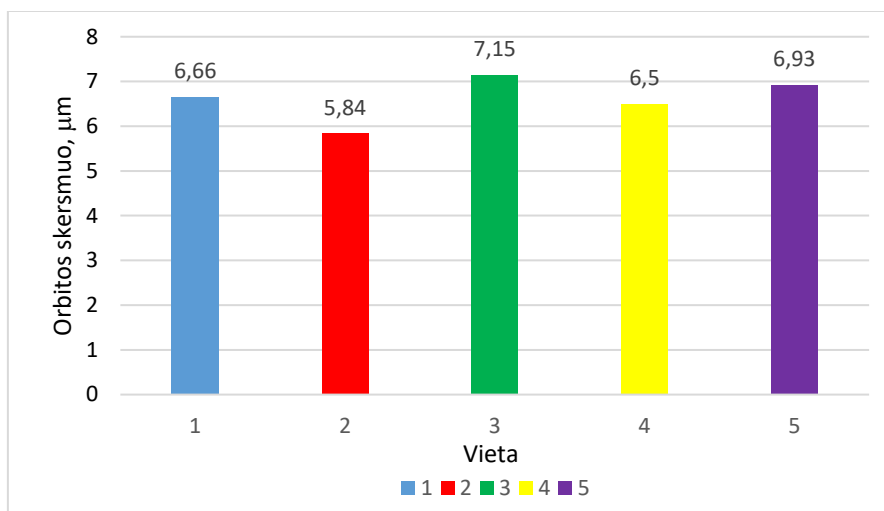
Adaptyvių slydimo guolių darbo charakteristikų daugiakriterinės-statistinės analizės rezultatai patvirtino tendenciją, kad svarbiausia darbo charakteristika  $P/P_{max}$ .

Skaiciavimų rezultatai patvirtina adaptyvių slydimo guolių darbo charakteristikų optimizavimui daugiakriterinių-statistinių analizės metodų taikymo prasmę ir reikalingumą.

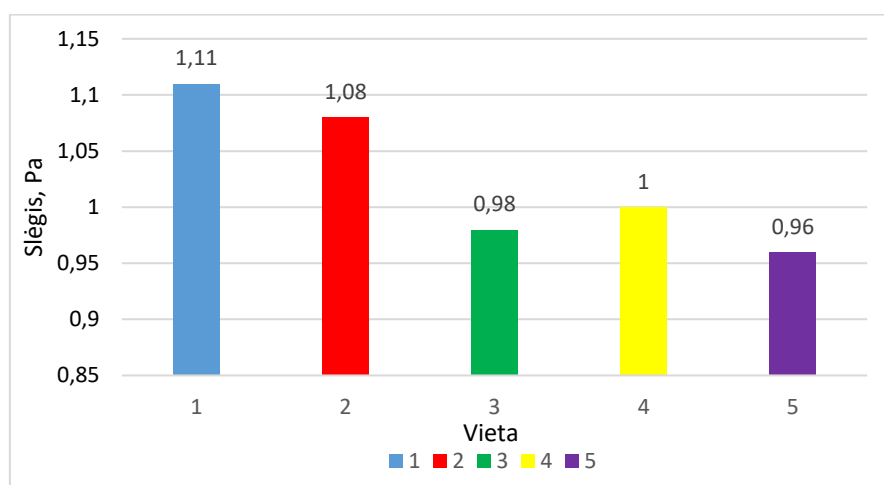
4, 5, 6 ir 7 pav. grafikuose pateikti guolių darbo charakteristikų ( $e$  – ekscentricitetas,  $d$  – orbitos skersmuo,  $P/P_{max}$  – tepalo slėgis ir  $T$  – temperatūra) pirmų penkių prioritetinių vietų duomenys.



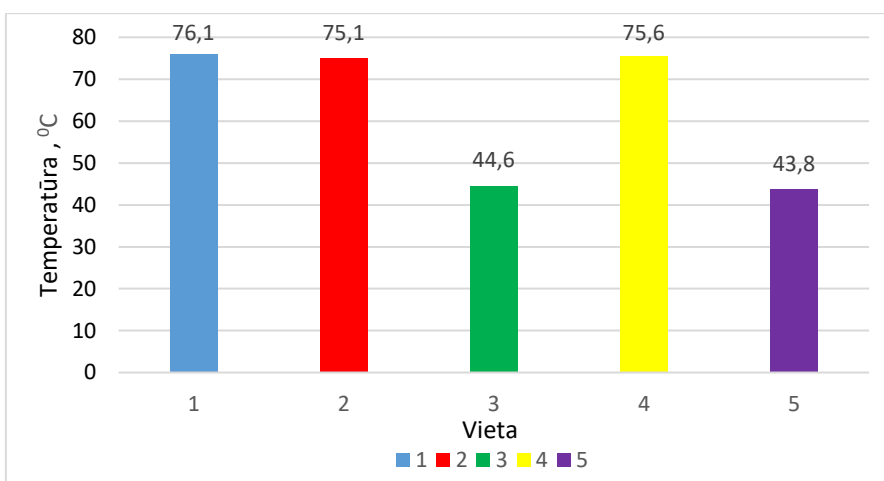
**4 pav. Ekscentricitetas  $e$ ,  $\mu\text{m}$**



5 pav. Orbitos skersmuo  $d$ , mm



6 pav. Slėgis  $P/P_{max}$ , Pa



7 pav. Temperatūra  $T$ ,  $^{\circ}\text{C}$

Iš duomenų pateiktų grafikuose matoma, kad taikant daugiakriterinius-statistinius analizės metodus rezultatų pasiskirstymas vietomis priklauso ne nuo vieno parametro atskirai, o nuo jų visumos.

### Išvados

Apibendrinus tyrimų rezultatus matoma, kad kriterijų  $e$  ir  $d$  geriausias reikšmes turi 25 variantas,  $T$  kriterijaus – 9-as variantas ir tik  $P/P_{max}$  kriterijaus geriausias variantas 22.

Bendrai pirmą prioritetinę vietą užima charakteristikos esančios 22 eilutėje.

Adaptyvių slydimo guolių darbo charakteristikų daugiakriterinės-statistinės analizės rezultatai patvirtino tendenciją, kad svarbiausia darbo charakteristika  $P/P_{max}$ , tačiau bendras rezultatų pasiskirstymas vietomis priklauso ne nuo vieno parametro atskirai, o nuo jų visumos. Tik kompleksinis duomenų vertinimas gali būti objektyvus ir naudingas.

Skaičiavimų rezultatai patvirtina adaptyvių lydimu guolių darbo charakteristikų vertinimui daugiakriterinių-statistinių analizės metodų taikymo prasmę ir reikalingumą.

Tyrime taikyti daugiakriteriniai-statistiniai analizės metodai gali būti efektyviai taikomi ir kitų panašių konstrukcijų guolių darbo charakteristikų analizei.

### Literatūra

1. Allmaier, H., C. Priestner, C. Six, H. H. Priebsch, C. Forstner, F. Novotny-Farkas. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings-a systematic validation of simulation results with experimental measurements, *Tribology International*, 2011, vol. 44, no. 10, 1151-1160 p.
2. Brito, F. P., A. S. Miranda, J. C. P. Claro, M. Fillon. Experimental comparison of the performance of journal bearing with a single and twin axial groove configuration, *Tribology International*, 2012, vol. 54, 1-8 p.
3. Dimond, T., A. Younan, P. Allaire. A review of tilting pad bearing theory, *International Journal of Rotating Machinery*, 2011, vol. 2011, 1-23 p.
4. Daniel, G. B., K. L. Cavalca. Evaluation of the thermal effects in tilting pad bearing, *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, vol. 2013, 1-17 p.
5. Chasalevris, A. D. Sfyris. Evaluation of the finite journal bearing characteristics, using the exact analytical solution of the Reynolds equation, *Tribology International*, 2013, vol. 57, 216-234 p.
6. Liu, H., H. Xu, P. J. Ellison, Z. Jin. Application of computational fluid dynamics and fluid-structure interaction method to the lubrication study of a rotor-bearing system, *Tribology Letters*, 2010, vol. 38, no. 3, 325-336 p.
7. Vignolo, G. G., D. O. Barila, L. M. Quinzani. Approximate analytical solution to Reynolds equation for finite length journal bearings, *Tribology International*, 2011, vol. 44, no. 10, 1089-1099 p.
8. Marcinkevičius, A. H. Automatic regulation of clearance in a tilting pad journal bearing, *Mechanika*, 2012, vol. 18, no. 2, 5-9 p.
9. Carbonara, D., J. R. Duarte, M. L. Bittencourt. Comparison of journal orbits under hydrodynamic lubrication regime for traditional and Newton-Euler loads in combustion engines, *Latin American Journal of Solids and Structures*, 2009, vol. 6, no. 1, 13-33 p.
10. Strzelecki, S., L. Kuśmierz, G. Ponieważ. Thermal deformation of pads in tilting 5-pad journal bearing, *Eksplotacja i niezawodność*, 2008, vol. 38, no. 2, 12-16 p.
11. Madić, M., M. Radovanović, D. Petković, B. Nedić. Multi-Criteria Analysis of Laser Cut Surface Characteristics in CO2 Laser Cutting of Stainless Steel, *Tribology in Industry*, 2015, vol. 37, no. 2, 236-243 p.
12. Chakraborty, S., E. K. Zavadskas. Applications of WASPAS method in manufacturing decision making, *Informatica*, 2014, vol. 25, no. 1, 1-20 p.
13. Chakraborty, S., E. K. Zavadskas, J. Antucheviciene. Applications of WASPAS method as a multi-criteria decision making tool, *Economic computation and economic cybernetics*, 2015, vol. 49, no. 1, 5-22 p.
14. Rikhtegar, N., N. Mansour, A. A. Oroumeh, A. Yazdani-Chamzini, E. K. Zavadskas, S. Kildiene. Environmental impact assessment based group decision making methods in mining projects, *Economic research- ekonomika istraživanja*, 2014, vol. 27, no.1, 378-392 p.
15. Brauers, W.K., R. Ginevičius, A. Podvezko. Development of a Methodology of Evaluation of Financial Stability of Commercial Banks, *Panoeconomicus*, 2014, vol. 61, no.3, 349-367 p.
16. Zavadskas, E. K., A. Kaklauskas, V. Šarka. The new method of multi-criteria complex proportional assessment of projects, *Technological and Economic Development of Economy*, 1994, vol. 1, no. 3, 131-139 p.
17. Podvezko, V. The Comparative Analysis of MCDM Methods SAW and COPRAS, *Inžinerinė Ekonomika-Engineering Economics*, 2011, vol. 22, no. 2, 134-146 p.
18. Hwang, C. L., K. Yoon. Multiple Attribute Decision Making - Methods and Applications, Springer, New York, 1981.
19. Podvezko, A., V. Podvezko. Absolute and Relative Evaluation of Socio-Economic Objects Based on Multiple Criteria Decision Making Methods, *Inžinerinė Ekonomika-Engineering Economics*, 2014, vol. 25, no. 5, 522-529 p.
20. Ginevičius, R., A. Podvezko. The Evaluation of Financial Stability and Soundness of Lithuanian Banks, *Ekonomika istraživanja-Economic Research*, 2013, vol. 26, no. 2, 191-208 p.
21. Podvezko, V., H. Sivilevičius. The use of AHP and rank correlation methods for determining the significance of the interaction between the elements of a transport system having a strong influence on traffic safety, *Transport*, 2013, vol. 28, no. 4, 389-403 p.
22. Kersulienė, V., E. K. Zavadskas, Turskis, Z. Selection of rational dispute resolution method by applying new step-wise weight assessment ratio analysis (SWARA), *Journal of Business Economics and Management*, 2010, vol.11, no. 2, 243-258 p.

23. Krylovas, A., E. K. Zavadskas, Kosareva, N., Dadelo, S. New KEMIRA method for determining criteria priority and weights in solving MCDM problem, *International Journal of Information Technology & Decision Making*, 2014, vol. 13, no. 6, 1-15 p.
24. Yazdani-Chamzini, A. A integrated fuzzy multi criteria group decision making model for handling equipment selection, *Journal of civil engineering and management*, 2014, vol. 20, no. 5, 660-673 p.
25. CHENG, Q. Structure entropy weight method to confirm the weight of evaluating index, *Systems Engineering–Theory & Practice*, 2010, vol. 30, no. 7, 1225-1228 p.
26. Shannon, C. E. The mathematical theory of communication, *Bell System Technical Journal*, 1948, vol. 27, 379-423 p.
27. Zavadskas, E. K., V. Podvezko. Integrated determination of objective criteria weights in MCDM, *International Journal of Information Technology & Decision Making*, 2016, vol. 15, no. 2, 267-283 p.

## **EVALUATION OF THE ADAPTIVE SLIDING BEARING WORKING CHARACTERISTICS USING MULTICRITERIA-STATISTICAL ANALYSIS METHODS**

### **Summary**

Multicriteria-statistical analysis of work characteristics of rotor systems with adaptive sliding bearings with 3 construction bearings is presented. A special stand with measuring equipment was used for experimental research. Experiment with three adaptive sliding bearings by changing the rotor speed and gap between the rotor and the bearing segments. The results of 27 experimental measurements that were analyzed by multicriteria-statistical methods were obtained. Three criterion weighting methods are used for the assessment of criterion weights at work. Multicriteria-statistical methods are used for the selection of priorities for well-known and widely used scientific literature.

**Key words:** adaptive sliding bearing, rotor, node, characteristics, criteria, multicriteria-statistical analysis.

### **AUTORIAUS LYDRAŠTIS**

**Autoriaus vardas, pavardė:** Audrius, Čereška

**Mokslo laipsnis ir vardas:** daktaras, profesorius

**Darbo vietą ir poziciją:** Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Mechanikos fakulteto, Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedros profesorius

**Autoriaus mokslinių interesų sritys:** mechaninių statinių ir dinaminių sistemų diagnostika ir monitoringas

**Telefonas ir el. pašto adresas:** +370 606 90514, [audrius.cereska@vgtu.lt](mailto:audrius.cereska@vgtu.lt)

### **A COVER LETTER OF AUTHOR**

**Author name, surname:** Audrius, Čereška

**Science degree and name:** doctor, professor

**Workplace and position:** Vilnius Gediminas Technical University, Mechanics faculty, Mechanical and material engineering department professor

**Author's research interests:** diagnostics and monitoring of static and dynamic mechanical systems

**Telephone and e-mail address:** +370 606 90514, [audrius.cereska@vgtu.lt](mailto:audrius.cereska@vgtu.lt)

ISSN 2029-9303

**INŽINERINĖS IR EDUKACINĖS TECHNOLOGIJOS**  
**2018 Nr. 2**

Lietuvių kalbos redaktorė **Sonata Paulauskienė**

Užsienio kalbos redaktorė **Judita Štreimikienė**

Techninis redaktorius **Mantvydas Mieliauskas**

Tiražas 70 egz. 220 psl. Parengimo spaudai data 2018 – 12 - 21

Išleido Kauno technikos kolegija, Tvirtovės al. 35, LT-50155 Kaunas

[www.ktk.lt](http://www.ktk.lt)

El.p. [ktk@ktk.lt](mailto:ktk@ktk.lt)

Spausdino KTU spaustuvė/leidykla „Technologija“, Studentų g. 54, LT-51424 Kaunas

<http://ktu.edu/lt/leidykla>

El.p. [leidykla@ktu.lt](mailto:leidykla@ktu.lt)