

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Tautvydas PRAVILONIS

AUTOBUSO RĖMO SU STIKLO PLUOŠTO ELEMENTAIS TYRIMAI

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (T 003)

Vilnius, 2022

Disertacija rengta 2017–2022 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Vadovas

prof. dr. Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

prof. habil. dr. Marijonas BOGDEVICIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

Nariai:

doc. dr. Raimundas JUNEVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003),

prof. habil. dr. Pavlo MARUSCHAK (Ternopilio nacionalinis Ivano Puluj technikos universitetas, Ukraina, transporto inžinerija – T 003),

dr. Linas PETKEVIČIUS (Vilniaus universitetas, informatika – N 009),

doc. dr. Vidas ŽURAILIS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2022 m. balandžio 11 d. 10 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto senato posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel. (8 5) 274 4956; faksas (8 5) 270 0112; el. paštas doktor@vilniustech.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2022 m. kovo 10 d.

Disertaciją galima peržiūrėti Vilniaus Gedimino technikos universiteto talpykloje <http://dspace.vgtu.lt> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva), Klaipėdos universiteto (H. Manto g. 84 K5, LT-92294 Klaipėda, Lietuva), Vytauto Didžiojo universiteto (K. Donelaičio g. 52–215 kab., LT-44244 Kaunas, Lietuva), Kauno technologijos universiteto (K. Donelaičio g. 20, LT-44239 Kaunas, Lietuva) bibliotekose.

Vilniaus Gedimino technikos universiteto 2022-002-M mokslo literatūros knyga

doi:10.20334/2022-002-M

© Vilniaus Gedimino technikos universitetas, 2022

© Tautvydas Pravilonis, 2022

tautvydas.pravilonis@vilniustech.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Tautvydas PRAVILONIS

RESEARCH ON A BUS FRAME WITH FIBERGLASS ELEMENTS

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (T 003)

Vilnius, 2022

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2017–2022.

Supervisor

Prof. Dr Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

The Dissertation Defence Council of Scientific Field of Transport Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

Chairman

Prof. Dr Habil. Marijonas BOGDEVICĖIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

Members:

Assoc. Prof. Dr Raimundas JUNEVIČIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003),

Prof. Dr Habil. Pavlo MARUSCHAK (Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ukraine, Transport Engineering – T 003),

Dr Linas PETKEVICĖIUS (Vilnius University, Informatics – N 009),

Assoc. Prof. Dr Vidas ŽURAULIS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of Transport Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **10 a. m. on 11 April 2022.**

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.

Tel.: +370 5 274 4956; fax +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vilniustech.lt

A notification on the intend defending of the dissertation was send on 10 March 2022.

A copy of the doctoral dissertation is available for review at Vilnius Gediminas Technical University repository <http://dspace.vgtu.lt>, at the library of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania), at the library of Klaipėda University (H. Manto st. 84 K5, LT-92294 Klaipėda, Lithuania), at the library of Vytautas Magnus University (K. Donelaičio st. 52–215 rm., LT-44244 Kaunas, Lithuania) and at the library of Kaunas University of Technology (K. Donelaičio st. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania).

Reziumė

Disertacijoje nagrinėjama autobuso rėmo konstrukcija, kuri gaminama naudojant inovatyvias, bendrą transporto priemonės masę mažinančias medžiagas. Vienas iš pagrindinių uždavinių, sprendžiamų disertacijoje, yra konstrukcijos saugumo įvertinimas atliekant vertimo ir šoninio smūgio skaitinį modeliavimą, paremtą baigtinių elementų metodu ir natūriniais eksperimentais. Darbe taip pat įvertinamas dinaminių parametrų kitimas, keleivių komfortas, atliekama lyginamoji rezultatų analizė.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, naudotos literatūros, autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai ir septyni priedai.

Įvadiniamе skyriuje aptariama tiriamoji problema ir darbo aktualumas. Aprašomas tyrimų objektas, formuluojamas darbo tikslas ir uždaviniai, pateikiama tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, darbo rezultatų praktinė reikšmė, gynamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pristatomos disertacijos tema autoriaus paskelbtos publikacijos ir pranešimai konferencijose bei disertacijos struktūra.

Pirmajame skyriuje apžvelgiami moksliniai darbai disertacijos tema. Pateikiama autobuso rėmo konstrukcijos saugumą užtikrinančių reikalavimų analizė. Apžvelgiama, kokios priemonės taikomas transporto priemonių masei mažinti ir saugumui užtikrinti.

Antrajame skyriuje pateikiami inovatyvios, stiklo pluoštu armuoto polimero kompozitinės medžiagos, kuri pagaminta pultruzijos būdu, mechaninių savybių nustatymo bandymų rezultatai, lyginamos skirtingos medžiagos. Naudojantis *Ansys Workbench* programa suvedamos eksperimentiniais bandymais nustatytos medžiagos savybės.

Trečiajame skyriuje pateikiami skaitiniai modeliai, taikomi modeliuojant autobuso rėmo konstrukciją dinamikoje. Atliekant skaitinį modeliavimą, įvertinami ir palyginami skirtingų konstrukcijų parametrai.

Ketvirtajame skyriuje pateikiami autobuso rėmo konstrukcijos stiprumui ir dinaminėms charakteristikoms įvertinti naudota įranga, eksperimentinio tyrimo atlikimo metodika, natūrinių eksperimentinių bandymų rezultatai, palyginami skaitinio modeliavimo ir eksperimentiniai rezultatai.

Disertacijos tema paskelbti devyni moksliniai straipsniai: keturi – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę, du – kitų tarptautinių duomenų bazių mokslo žurnaluose, vienas – recenzuojamose periodiniuose ir vienkartinuose leidiniuose, du – recenzuojamuose konferencijų straipsnių rinkiniuose.

Abstract

The dissertation investigates the frame structure of a bus, which is made using innovative materials that reduce the vehicle's overall weight. One of the main problems solved in the dissertation is assessing structural safety by performing computer simulations of rollover and side impact based on the finite element method and natural experiments. The dissertation also evaluated the change of dynamic parameters and passenger comfort.

The thesis includes an introduction, four chapters, general conclusions, the list of references, the list of the author's publications on the thesis subject and seven annexes.

The introductory chapter reviews the research problem and the relevance of the thesis. It presents the formulated research object, aim and tasks of the thesis, the research methodology, the scientific novelty, the practical significance, and the defended thesis statements. The end of the introduction provides the author's publications and conference papers on the topic of the dissertation and the structure of the dissertation.

The first chapter reviews research papers on the topic of the thesis. It presents an analysis of the requirements ensuring the safety of the bus frame structure and an overview of measures applied to minimise the vehicle mass and ensure safety.

The second chapter describes tests performed to determine the mechanical properties of an innovative fibreglass composite material made by pultrusion. It compares different materials and presents the created material model.

The third chapter presents numerical models used in the calculations of the bus frame structure in dynamics. Computer simulations evaluate and compare the parameters of different structures.

The fourth section presents the equipment used to evaluate the strength and dynamic characteristics of the bus frame structure. It presents the experimental research methodology, the results of experimental field tests and compares the results.

Nine scientific articles on the thesis subject have been published: four publications have in scientific journals included in the *Clarivate Analytics Web of Science* database, two in other international publications database, one in peer-reviewed periodical and disposable publications and two in the peer-reviewed conference proceedings.

Žymėjimai

Simboliai

δ – bendra deformacija, mm;

ε – deformacija, mm;

ρ – medžiagos tankis, kg/m³;

σ – vienašis įtempis, Pa;

$\sigma_{\max}$ – didžiausi įtempiai, MPa;

τ – takumo riba, MPa;

Δt – integravimo žingsnio trukmė;

A – skerspjūvio plotas, m²;

$\{a\}$ – pagreičių vektorius;

B – vertikalus atstumas nuo transporto priemonės išilginės vertikaliosios centrinės plokštumos iki sukimosi ašies atliekant vertimo bandymą, m;

b_1 – tempimo bandinio plotis siauroje dalyje, mm;

b_2 – tempimo bandinio plotis galuose, mm;

$[C]$ – slopinimo matrica;

E_k – kinetinė energija, J;

F – gniuždymo jėga, N;

$\{F_t^{ext}\}$ – išorinių jėgų vektorius;
 $\{F_t^{int}\}$ – vidinių jėgų vektorius;
 $\{F_t^{hg}\}$ – pasipriešinimo jėgos vektorius;
 $\{F_t^{cont}\}$ – kontaktinės jėgos vektorius;
 g – gravitacinė konstanta m/s^2 ;
 h – tempimo bandinio storis, mm;
 h_0 – transporto priemonės svorio centro aukštis, kai pasirinkta masė yra (M), m;
 h_1 – transporto priemonės svorio centro aukštis, kai transporto priemonė būna pradinėje nestabilioje padėtyje, atsižvelgiant į horizontaliąją apatinę plokštumą, m;
 i – bandymų skaičius;
 $[K]$ – standumo matrica;
 L – tempimo bandinio pradinis atstumas tarp griebtų, mm;
 L_0 – tempimo bandinio matavimo vietos ilgis, mm;
 l_1 – tempimo bandinio siauros lygiagrečios pusės ilgis, mm;
 l_2 – tempimo bandinio atstumas tarp plačių lygiagrečių dalių, mm;
 l_3 – tempimo bandinio bendras ilgis, mm;
 m – autobuso rėmo konstrukcijos masė, kg;
 $M - M_k$ tuščiosios tam tikro tipo transporto priemonės masė, jeigu joje nesumontuota transporto priemonėje esančio asmens apsaugos įranga, kg;
 M_t – bendra transporto priemonės masė, kai joje sumontuota transporto priemonėje esančio asmens apsaugos įranga, kg;
 M_m – bendra saugos diržais apsaugotų keleivių masė, kg;
 $[M]$ – masės matrica;
 n – atsargos koeficientas;
 R – projektinis stiprumas, MPa;
 R_1 – apkrovos pridėjimo taško spindulys, mm;
 R_2 – atramų spindulys, mm;
 r – tempimo bandinio suapvalinimo spindulys, mm;
 t – laikas, s;
 t_v – atstumas nuo transporto priemonės svorio centro iki jos išilginės vertikaliosios vidurinės plokštumos, m;
 $\ddot{u}$ – pagreitis, m/s^2 ;
 $\dot{u}$ – greitis, m/s ;
 u – poslinkis, m;
 v – pradinis kliūties judėjimo greitis, m/s ;
 x_i – i -tojo bandinio eksperimentinis matavimo rezultatas;

W – visa sugerta energija, J.

Santrumpos

ASO – adaptyvusis vieno tikslo optimizavimo metodas (angl. *Adaptive Single Objective*);

BE – baigtiniai elementai;

BEM – baigtinių elementų metodas;

CFE – gniuždymo jėgos efektyvumas (angl. *Crush Force Efficiency*);

CZM – darnios zonos modelis (angl. *Cohesive zone model*);

DIC – skaitmeninė vaizdo koreliacija (angl. *Digital image correlation*);

EEA – Europos aplinkos agentūra (angl. *European Environment Agency*);

ES – Europos Sąjunga;

FRP – pluoštu sustiprinti polimerai (angl. *Fiber-reinforced polimer*);

FMVSS – Federalinis motorinių transporto priemonių saugos standartas (angl. *Federal Motor Vehicle Safety Standard*);

GFRP – stiklo pluoštu sustiprintas polimeras (angl. *Glass Fiber Reinforced Polymer*);

HIC – galvos traumos kriterijus (angl. *Head injury criterion*);

IIHS – greitelių saugumo institutas (angl. *Insurance Institute for Highway Safety*);

JAV – Junginės Amerikos Valstijos;

LCV – lengvasis komercinis transportas (angl. *Light commercial vehicle*);

NCAP – naujų automobilių vertinimo programa (angl. *New car assessment programs*);

OMA – operatyvinė modalinė analizė;

SCS – ilgalaikis gniuždymo įtempis (angl. *Sustained Crush Stress*);

SEA – specifinės energijos absorbcija (angl. *Specific Energy Absorption*);

SORT – standartizuoti bandymai kelyje (angl. *Standardised On-Road Test Cycles*);

UAB – uždaroji akcine bendrovė;

UITP – tarptautinė viešojo transporto asociacija (angl. *The International Association of Public Transport*).

Sąvokos

Hibridinė rėmo konstrukcija – autobuso rėmo konstrukcija, pagaminta iš plieno ir iš stiklo pluoštu armuoto polimero kompozitinės medžiagos.

Inovatyvi medžiaga – pažangiais technologiniais būdais gaminama medžiaga, pasižyminti geresnėmis mechaninėmis savybėmis, geresniu pritaikomumu ir ilgaamžiškumu.

Lanksčios produktų kūrimo ir gamybos technologinės sistemos – virtualiųjų produktų kūrimo technologijos; medžiagas ir išteklius tausojantys gamybos būdai; robotinės technologijos; naujos intelektinės gamybos ir paslaugų teikimo procesų valdymo sistemos.

Lengvasis komercinis transportas – M1, M2, N1 ir N2 kategorijos transporto priemonės, kurių standartinė masė neviršija 2610 kg.

Plieninė rėmo konstrukcija – autobuso rėmo konstrukcija, pagaminta iš plieno.

Pultruzija – gamybos būdas, kai stiklo pluoštas yra impregnuojamas dervoje ir, veikiamas išorinės traukos jėgos, juda per atitinkamos formos šampą, taip suformuojant reikiamos formos stiklo pluošto profilį.

Medžiagos modelis – eksperimentiniais tyrimais nustatytų ir į modeliavimo programą įvestų medžiagos savybių parametrų visuma.

Modalinė analizė – procesas, kurio metu nustatomos tam tikros konstrukcijos savybės, nusakančios savąjį dažnį (rezonansas), slopinimo koeficientą (amortizacija) ir virpesių formas.

M3 kategorijos transporto priemonė – motorinė transporto priemonė, kurioje, be vairuotojo sėdimosios vietos, yra daugiau kaip aštuonios sėdimosios vietos ir kurios didžiausia masė viršija 5 tonas, neatsižvelgiant į tai, ar tokioje transporto priemonėje yra vietos stovintiems keleiviams.

Saugos erdvė – keleiviams, ekipažui ir vairuotojui skirtų vietų erdvė, kuri nenaudojama jokioms kitoms reikmėms ir kuria pasinaudojus tiems asmenims būtų užtikrinama didesnė tikimybė nežūti tuo atveju, jeigu transporto priemonė apvirstų.

Sunkusis komercinis transportas – M1, M2, N1, N2 (kurių standartinė masė viršija 2610 kg), M3 ir N3 kategorijos transporto priemonės.

Standartinė masė – važiuoti parengtos transporto priemonės masė, atėmus tolygiai paskirstytą 75 kg vairuotojo masę ir pridėjus tolygiai paskirstytą 100 kg masę.

Turinys

IVADAS	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	2
Darbo tikslas.....	2
Darbo uždaviniai	3
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	4
Ginamieji teiginiai	5
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	6
Padėka	6
1. AUTOBUSO KONSTRUKCIJOS IR JOJE NAUDOJAMŲ MEDŽIAGŲ MOKSLINIŲ TYRIMŲ IR TEISINIO REGLAMENTAVIMO APŽVALGA.....	7
1.1. Autobusų gamyboje naudojamų konstrukcijų ir medžiagų apžvalga	7
1.2. Transporto priemonių rėmo konstrukcijos įtaka aplinkosaugai ir keleivių saugumui.....	12
1.3. Autobuso rėmo konstrukcijos stiprumo įvertinimo metodų ir teisinio reglamentavimo analizė	17
1.3.1. Vertimo bandymų metodikų analizė	17
1.3.2. Šoninio susidūrimo bandymų metodikos analizė	21

1.3.3. Autobuso rėmo konstrukcijos dinaminių charakteristikų analizė	25
1.4. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas.....	28
2. STIKLO PLUOŠTU ARMUOTO POLIMERO KOMPOZITO MECHANINIŲ CHARAKTERISTIKŲ NUSTATYMO EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI.....	31
2.1. Medžiagų charakteristikų nustatymo metodika ir eksperimentiniai tyrimai.....	32
2.1.1. Tempimo bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas.....	32
2.1.2. Šlyties bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas	35
2.1.3. Gniuždymo bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas	37
2.1.4. Lenkimo bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas.....	38
2.2. Bandymų rezultatų analizė	41
2.3. Antrojo skyriaus išvados	46
3. AUTOBUSO HIBRIDINĖS RĖMO KONSTRUKCIJOS SKAITINIS MODELIAVIMAS.....	49
3.1. Skaitinis rėmo konstrukcijos stiprumo įvertinimas	49
3.2. Autobuso rėmo konstrukcijų virtimo modeliavimas	52
3.2.1. Hibridinės jungties modeliavimas.....	52
3.2.2. Autobuso hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų virtimo modeliavimas.....	57
3.3. Autobuso hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų šoninio smūgio modeliavimas.....	71
3.4. Autobuso rėmo konstrukcijos dinaminių charakteristikų analizė	81
3.4.1. Rėmo konstrukcijų be kėbulo elementų dinaminių charakteristikų analizė.....	81
3.4.2. Rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais dinaminių charakteristikų analizė	88
3.5. Trečiojo skyriaus išvados	93
4. AUTOBUSO RĖMO KONSTRUKCIJOS VERTIMO IR DINAMINIŲ CHARAKTERISTIKŲ EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI	95
4.1. Statinių ir dinaminių charakteristikų tyrimų metodika.....	95
4.2. Eksperimentinis rėmo konstrukcijos vertimo bandymas	99
4.3. Rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų dinaminių charakteristikų analizė	103
4.4. Rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais dinaminių charakteristikų analizė..	108
4.5. Ketvirtojo skyriaus išvados	117
BENDROSIOS IŠVADOS	119
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI.....	121
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS ..	135
SUMMARY IN ENGLISH.....	137

PRIEDAI ¹	161
A priedas. Medžiagų mechaninių charakteristikų tyrimų rezultatų statistiniai rodikliai.....	164
B priedas. Virintinės ir klijuotinių jungčių eksperimentiniai tempimo bandymai	166
C priedas. Klijų parinkimo bandymo protokolas.....	171
D priedas. Papildomi skaitinio modeliavimo rezultatai.....	181
E priedas. Papildomi eksperimentinės dalies matavimo rezultatai	187
F priedas. Disertacijos autoriaus sąžiningumo deklaracija	193
G priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos.....	194

¹ Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje.

Contents

INTRODUCTION	1
Formulation of the Problem	1
Relevance of the Thesis.....	2
The Object of Research.....	2
The Aim of the Thesis.....	2
The Tasks of the Thesis.....	3
Research Methodology.....	3
Scientific Novelty of the Thesis	4
Practical Value of the Research Findings.....	4
Defended Statements	5
Approval of the Research Findings	5
The Structure of the Dissertation.....	6
Acknowledgements	6
1. OVERVIEW OF RESEARCH OF BUS STRUCTURE, MATERIALS USED IN IT AND LEGAL REGULATION.....	7
1.1. Overview of structures and materials used in the manufacture of buses	7
1.2. Influence of vehicle frame structures on the environment and passenger safety.....	12
1.3. Analysis of bus frame structure strength assessment methods and legal regulation	17
1.3.1. Analysis of rollover test methodologies	17

1.3.2. Analysis of side impact test methodologies.....	21
1.3.3. Analysis of bus frame structure dynamic characteristics	26
1.4. Conclusions of the first chapter and formulation of the tasks of the thesis	28
2. EXPERIMENTAL RESEARCH OF DETERMINATION OF MECHANICAL CHARACTERISTICS OF GLASS-FIBER POLYMER COMPOSITE	31
2.1. Methodology for determining the properties of materials and experimental research.....	32
2.1.1. Tensile test procedure and experimental research	32
2.1.2. Shear test procedure and experimental research	35
2.1.3. Crushing test procedure and experimental research.....	37
2.1.4. Bending test procedure and experimental research.....	38
2.2. Analysis of test results.....	41
2.3. Conclusions of the second chapter	46
3. NUMERICAL SIMULATION OF THE BUS HYBRID FRAME STRUCTURE.....	49
3.1. Numerical evaluation of the strength of the frame structure	49
3.2. Rollover modeling of bus frame structures	52
3.2.1. Rollover modeling of bus hybrid and steel frame structures	52
3.2.1. Hybrid joint modeling.....	57
3.3. Side impact modeling of bus hybrid and steel frame structures	71
3.4. Analysis of bus frame structure dynamic characteristics.....	81
3.4.1. Analysis of dynamic characteristics of frame structures without body elements.....	81
3.4.2. Analysis of dynamic characteristics of frame structures with body elements.....	88
3.5. Conclusions of the third chapter	93
4. EXPERIMENTAL RESEARCH ON ROLLOVER AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF BUS FRAME STRUCTURE	95
4.1. Methodology of static and dynamic characteristics research	95
4.2. Rollover test in the natural environment	99
4.3. Analysis of dynamic characteristics of frame structure without body elements in natural environment.....	103
4.4. Analysis of dynamic characteristics of frame structure with body elements in natural environment.....	108
4.5. Conclusions of the fourth chapter.....	117
GENERAL CONCLUSIONS	119
REFERENCES	121
LIST OF PUBLICATIONS BY THE AUTHOR ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION	135

SUMMARY IN ENGLISH.....	137
ANNEXES ²	161
Annex A. Statistical indicators of the results of tests of mechanical properties of materials	164
Annex B. Experimental tensile tests on welded and adhesive joints.....	166
Annex C. Adhesive selection test protocol.....	171
Annex D. Additional numerical modeling results	181
Annex E. Additional results of the experimental part	187
Annex F. Declaration of Academic integrity.....	193
Annex G. Copies of scientific publications by the author on the topic of dissertation	194

² The annexes are supplied in the enclosed compact disc.

Ivadas

Problemos formulavimas

Autobusų poreikis dėl galimybės greitai ir patogiai pervežti keleivius mieste bei užmiestyje nuolatos didėja, tačiau jų gamybos technologijos nesikeičia. Viena pagrindinių autobuso konstrukcijos sudedamųjų dalių yra autobuso rėmo konstrukcija, kuri sudaro apie 25–30 % visos autobuso masės. Nors rėmo konstrukcija sudaro didžiąją autobuso masės dalį, gamintojai jiems gaminti naudoja klasikines konstrukcines medžiagas ir gamybos technologiją. Autobuso rėmo konstrukcijos gaminamos iš legiruotojo arba nerūdijančiojo plieno. Šios konstrukcinės medžiagos tarpusavyje sujungiamos suvirinant, o toks jungimo būdas dar prideda papildomos masės.

Lengvųjų automobilių gamybos pramonėje, siekiant sumažinti jų masę, naudojamos inovatyvios lengvosios kompozitinės medžiagos, tobulinami skirtingų mechaninių savybių medžiagų jungimo būdai. Šios medžiagos naudojamos lengvųjų automobilių kėbulų, interjero ir eksterjero apdailų gamyboje, o autobusų gamybos pramonėje – tik interjero ir eksterjero apdailų gamyboje. Jos nėra naudojamos autobuso rėmo konstrukcijose, todėl svarbu kurti ir vystyti technologijas, leidžiančias naudoti kompozitines medžiagas ir taip sumažinti jos masę.

Taikant šias technologijas taip pat svarbu užtikrinti pakankamą transporto priemonės konstrukcijos atsparumą smūgiams, kuris apibrėžiamas kaip konstrukcijos gebėjimas absorbuoti ir išsklaidyti energiją, siekiant eismo įvykio metu apsaugoti keleivius.

Darbo aktualumas

Vidutinio dydžio autobusai tampa vis patrauklesni vežėjams, nes tokius autobusus galima tikslingai paleisti važiuoti maršrutais, kuriuose susidaro mažesni keleivių srautai, jų eksploatavimo savikaina ir deginių emisija yra mažesnės. Didėjant tokių autobusų poreikiui, tikslinga keisti jų gamybos technologiją naudojant inovatyvias medžiagas ir pažangias technologijas.

Autobuso rėmo konstrukcija yra viena pagrindinių autobuso sudedamųjų dalių, sudaranti didžiąją autobuso masės dalį. Mažinant rėmo konstrukcijos masę, mažėtų ir bendroji autobuso masė, o tai turėtų teigiamą įtaką ekonomiško ir ekologiško aspektais, užtikrinant atitiktį keliamiems saugumo reikalavimams.

Autobuso rėmo konstrukcijoje naudojant stiklo pluoštu armuoto polimero kompozito profilius, pagamintus našiu pultruzijos būdu, jos masę galima sumažinti. Kompozitines medžiagas naudoti transporto priemonių gamyboje yra aktualu ne tik dėl masės mažinimo, bet ir dėl savo mechaninių savybių, kurios leidžia efektyviai absorbuoti smūgio energiją.

Taikoma hibridinė rėmo konstrukcijos technologija turėtų įtakos ir kitų transporto priemonių konstrukcijų gamybos rinkoje, nes iš esmės pakeistų šios rinkos segmento gamybos principus, be to, atskiri komponentai ir junginiai ilgainiui galėtų būti naudojami ir krovininių automobilių antstatų gamybos pramonėje.

Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – M3 kategorijos keleivinio autobuso rėmo konstrukcija, kurioje plieno profiliai keičiami stiklo pluoštu armuoto polimero kompozito profiliais.

Darbo tikslas

Sudarius naujos kartos palengvintos autobuso rėmo konstrukcijos modelį, panaudojant stiklo pluoštą, įvertinti jos saugumą ir eksploatavimo galimybes, pritaikant naują trumpalaikio apkrovimo uždavinio sprendimo metodą.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Įvertinti ir palyginti autobuso rėmo konstrukcijoje naudojamų medžiagų fizikines ir mechanines savybes, sudaryti kompozitinės medžiagos modelį.
2. Naudojant sudarytą autobuso rėmo konstrukcijos skaitinį baigtinių elementų modelį, įvertinti hibridinės rėmo konstrukcijos saugumo ir komforto parametrus.
3. Atlikti skaitinio modeliavimo ir natūrinio bandymo metu gautų stiprumo ir dinaminių charakteristikų palyginimą.
4. Atlikus medžiagų analizę ir rėmo konstrukcijų modeliavimą, įvertinti rėmo konstrukcijų masės mažinimo galimybes, atsižvelgiant į keliamus saugumo reikalavimus.
5. Sudaryti laikui mažiau imlų trumpalaikio apkrovimo uždavinio sprendimo metodą ir užtikrinti didesnę rezultatų tikslumą nei sprendžiant įprastu metodu.

Tyrimų metodika

Darbe taikomi teoriniai modeliavimo ir natūriniai eksperimentiniai tyrimų metodai.

Skaitiniam modeliavimui taikytas baigtinių elementų metodas. Atliktos autobuso rėmo konstrukcijų smūgio analizės bei savųjų dažnių ir virpesių formų analizės.

Medžiagų mechaninių savybių nustatymo bandymams naudotas Budapešto technologijos ir ekonomikos universitete esantis „Zwick Z250“ medžiagų bandymo stendas bei VILNIUS TECH Inovatyviųjų statybinių konstrukcijų laboratorijos LFV 5000 bandymų stendas.

Eksperimentiniai tyrimai atliekami naudojant UAB „Altas komercinis transportas“ pagamintą autobuso rėmo konstrukciją. Operatyvinė modalinė analizė atlikta naudojant „Brüel & Kjær“ virpesių matavimo priemonės. Autobuso rėmo konstrukcijos vertimo bandymui naudotas akredituotos transporto priemonių bandymo laboratorijos UAB „Neigiamas pagreitis“ stendas. Bandymas filmuotas naudojant greitaeigę filmavimo sistemą *Phantom v711*.

Darbe naudota ši programinė įranga: *Rhinoceros*, *SolidWorks*, *Ansys Workbench*, *Microsoft Office* ir *Pulse*.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Taikant eksperimentinių tyrimų rezultatus, sudaryti stiklo pluošto medžiagos ir hibridinės jungties modeliai, pateiktas jų naudojimo rėminėse konstrukcijose galimybių įvertinimas siekiant sumažinti konstrukcijos masę.
2. Sudarytas autobuso hibridinės rėmo konstrukcijos modelis, leidžiantis nustatyti tiek statinius, tiek dinامينius konstrukcijos parametrus įprastomis ir ekstremaliomis sąlygomis.
3. Atsižvelgiant į stiklo pluošto medžiagos naudojimo galimybes autobuso rėmo konstrukcijoje, sukuriamas konkurencingas produktas, kurio stiprumas įvertinamas taikant skaitinį modeliavimą.
4. Pasiūlytas naujas trumpalaikio apkrovimo uždavinio sprendimo metodas sudarytas iš kinematinės ir smūgio analizės, leidžiantis sutrumpinti sprendimo laiką ir išlaikyti aukštą rezultatų tikslumą.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Remiantis Jungtinių Tautų Europos ekonominės bendrijos taisykle (JT/EEK) Nr. 66/02, kurioje aprašyta pagrindinė autobuso saugumą įvertinanti metodika, atlikta autobuso hibridinės rėmo konstrukcijos analizė, leidžianti įvertinti šios konstrukcijos stiprumą ir jos naudojimą autobusų rėmų konstrukcijų gamyboje.

Taikant tokią technologiją, transporto priemonės rėmo konstrukcijos masė sumažinama apie 20 %. Tai turi teigiamą poveikį keleivių ir kitų eismo dalyvių saugumui, nes transporto priemonės būtų mažiau perkrautos, mažėtų tarša, didėtų galimybė gaminti konkurencingus elektrinius bei vidaus degimo varikliais varomus autobusus, kurių masė būtų mažesnė, lyginant su autobusais, kurių rėmo konstrukcija gaminama iš plieno.

Sukurtas skaitinis modelis suteikia galimybę gana lengvai atlikti įvairių geometrinių modifikacijų testavimą, gauti tikslius rezultatus per palyginti trumpą skaičiavimo laiką. Tai gamintojams suteiktų konkurencinį pranašumą. Atskiras rėmo dalis bei surinkimo technologiją galima panaudoti ir krovininių transporto priemonių antstatų gamybos procesuose.

Ginamieji teiginiai

1. Stiklo pluoštu armuotos polimerinės kompozitinės medžiagos naudojimas yra tikslinga priemonė, padedanti sukurti konkurencingą ir komercializuoti tinkamą produktą.
2. Stiklo pluošto pultruzijos būdu pagaminti profiliai, naudojami autobuso rėmo konstrukcijoje, užtikrina atitiktį saugumo reikalavimams ir geresnes eksploatacines savybes, lyginant su plienine rėmo konstrukcija.
3. Taikant skaitinius ir eksperimentinius bandymus, validuotas autobuso rėmo konstrukcijos skaitinis modelis ir nustatytos charakteristikos, leidžiančios įvertinti analizuojamos konstrukcijos stiprumo parametrus.
4. Sudarytas autobuso rėmo konstrukcijos skaitinis modelis ir pateiktas naujas trumpalaikio apkrovimo uždavinio sprendimo metodas gali būti taikomi skirtingų transporto priemonių konstrukcijoms skaičiuoti, sumažinant uždavinio sprendimo laiką ir užtikrinant aukštą rezultatų tikslumą.

Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tema išspausdinti 9 moksliniai straipsniai: keturi – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę, turinčiuose citavimo rodiklį (Pravilonis & Sokolovskij, 2020; Pravilonis et al., 2020a; Pravilonis et al., 2020b; Gribniak et al., 2021); du – recenzuojamuose tarptautinių konferencijų straipsnių rinkiniuose (Pravilonis & Sokolovskij, 2021, 2022); vienas – recenzuojamame periodiniame leidinyje (Pravilonis et al., 2018); du – konferencijos straipsnių rinkinyje (Pravilonis ir Sokolovskij, 2018; Pravilonis ir Blėdis, 2019). Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti šešiose mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje:

- Tarptautinėje konferencijoje „Transbaltica 2021: Transportation Science and Technology“ 2121 m. Vilniuje ir „Transbaltica 2019: Transportation Science and Technology“ 2019 m. Vilniuje;
- Tarptautinėje konferencijoje „Reliability and Statistics in Transportation and Communication“, 2020 m. Rygoje;
- Tarptautinėje konferencijoje „Conference on Composite Structures & 6th International Conference on Mechanics of Composites“, 2020 m. Portugalijoje;

- Jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“ 2018 ir 2019 m. Vilniuje.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir bendrosios išvados. Taip pat yra septyni priedai.

Darbo apimtis – 160 puslapių, neskaitant priedų, tekste panaudotos 25 numeruotos formulės, 67 paveikslai ir 17 lentelių. Rašant disertaciją buvo panaudota 166 literatūros šaltiniai.

Padėka

Dėkoju dr. Ádámui Török ir dr. Péteriui Ficzerė už suteiktą galimybę atlikti stažuotę Budapešto technologijų ir ekonomikos universitete. Esu labai dėkingas Kauno technologijos universiteto profesoriui dr. Valdui Eidukynui už suteiktas žinias ir pagalbą atliekant skaitinį modeliavimą bei Mechanikos mokslo instituto direktoriui doc. dr. Artūriui Kilikevičiui už pagalbą atliekant eksperimentinius bandymus. Taip pat esu labai dėkingas UAB „Altas komercinis transportas“ produktų plėtros vadovui Edmundui Lisovski už galimybę prisidėti prie hibridinės rėmo konstrukcijos projekto ir pasinaudoti įmonės gamybine baze. Didelį ačiū noriu pasakyti ir Ievai Gordėjūtei už kantrybę, palaikymą ir supratingumą.

Autobuso konstrukcijos ir joje naudojamų medžiagų mokslinių tyrimų ir teisinio reglamentavimo apžvalga

Skyriuje apžvelgiami moksliniai darbai, kuriuose nagrinėjamos autobusų rėmo konstrukcijų gamyboje naudojamos standartinės ir inovatyvios medžiagos. Analizuojama, kokią įtaką keleivių saugumui turi autobuso rėminė konstrukcija, kokie pagrindiniai saugumo reikalavimai taikomi tokio tipo transporto priemonėms. Įvertinama, kokios priemonės taikomos lengvųjų automobilių masei mažinti ir kaip tai būtų galima pritaikyti autobuso rėmo konstrukcijai, užtikrinant pakankamą konstrukcijos stiprumą ir keleivių saugumą eismo įvykio metu.

Skyriaus tematika paskelbta viena publikacija (Pravilonis et al., 2018).

1.1. Autobusų gamyboje naudojamų konstrukcijų ir medžiagų apžvalga

Transporto priemonės klasifikuojamos pagal paskirtį, važumą, kėbulo tipą, ašių skaičių, variklio tipą. Pagal paskirtį transporto priemonės skirstomos į krovinines

ir keleivines (Regulation (EU) 2018/858 ..., 2018). Keleivinės transporto priemonės priskiriamos prie viešojo transporto sektoriaus. Autobusai priklauso M2 ir M3 transporto priemonių klasei, kuriai priskiriami autobusai keleiviams vežti, turintys daugiau kaip 8 sėdimąsias vietas keleiviams ir 1 sėdimąją vietą vairuotojui, kurių bendroji masė didesnė kaip 5 t (Regulation (EU) 2018/858 ..., 2018). Toliau M2 arba M3 kategorijos transporto priemonės, turinčios daugiau kaip 22 sėdimąsias vietas (be vairuotojo), pagal pritaikymą vežti sėdinčius arba stovinčius keleivius skirstomos į tris klases: I, II ir III. Ne daugiau kaip 22 keleiviams (be vairuotojo) vežti skirtos transporto priemonės, pagal pritaikymą vežti sėdinčius arba stovinčius keleivius skirstomos į dvi klases: A ir B (Regulation No 107 ..., 2018). Transporto priemonės kėbulo tipas žymimas dviem raidėmis (Regulation (EU) 2018/858 ..., 2018). Atsižvelgiant į šį klasifikavimą darbe analizuojama M3 kategorijos, CA kėbulo tipo, III klasės transporto priemonė.

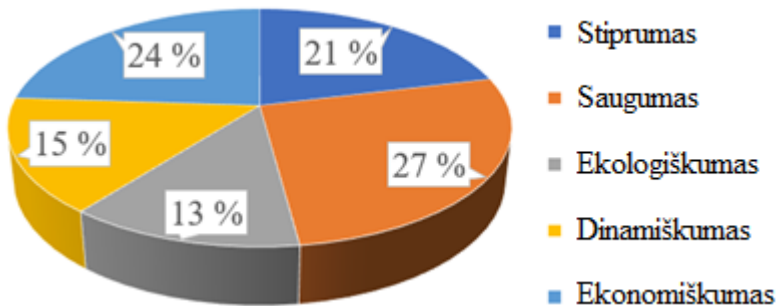
Autobuso konstrukciją sudaro rėmas, saugos konstrukcija ir išoriniai bei vidiniai kėbulo elementai, sujungti į bendrą vientisą konstrukciją. Autobusai gali būti gaminami vienu ar keliais etapais. Gaminant vienu etapu važiuoklė ir keleivių skyrius yra gaminamas vieno gamintojo. Gaminant dviem etapais atskirai gaminamos važiuoklės ir keleivių skyrius (Horstemeyer et al., 2007; Bojanowski & Kulak, 2011). Pirmojo etapo gamintojas savo produktą gamina konvejerinėje linijoje įrengdamas važiuoklę, variklį, transmisiją. Antrojo etapo gamintojai pagal kiekvieną individualų užsakymą projektuoja ir įrengia keleivių skyrių, kuris montuojamas ant pirmojo etapo gamintojo pagamintos važiuoklės. Tiek pirmojo, tiek antrojo etapo gamintojai, projektuodami keleivių skyrių, turi užtikrinti, kad pagaminta transporto priemonė užtikrintų eismo dalyvių, keleivių ir kitų asmenų saugumą, atitiktų keliamus saugumo reikalavimus, būtų ekonomiškai, ekologiškai, komfortiška, patenkintų visus kitus visuomenės ir vežėjų poreikius, kurie nuolatos auga (Gepner et al., 2014; Bojanowski et al., 2013, 2011; Seyedi & Jung, 2019).

Siekiant įvertinti, kurie visuomenės ir vežėjų poreikiai augo daugiausia, buvo atliktas rinkos tyrimas (Važiuoklės bazėje gaminamo ..., 2016). Tyrimas vyko apie pusę metų. Tyrimo metu visiems esamiems ir potencialiems klientams buvo išdalintos anketos, kuriose buvo pateikti 5 klausimai, susiję su:

- keleivinės transporto priemonės stiprumo parametrais (stiprumas);
- pasiryžimu mokėti didesnę kainą už papildomą saugumą (saugumas);
- teršalų išmetimu į aplinką mažinimu (ekologiškumas);
- dinaminėmis keleivinės transporto priemonės savybėmis (dinamiškumas);
- mažesnėmis degalų sąnaudomis (ekonomiškumas).

Iš viso buvo išdalinta 2000 anketų, iš jų 1320 atsakė į anketos klausimus. Kiekvienas klausimas buvo vertinamas pagal 10 balų skalę nuo 1 (mažiausiai svarbu) iki 10 (svarbiausia). Vėliau buvo išanalizuoti kiekvieno parametro įvertinimai ir

priskirtas daugiausia kartų suteiktas balas. Anketos duomenų rezultatai pateikiami 1.1 paveiksle.



1.1 pav. Keleivinio transporto priemonių techninių parametrų vertinimas
(Važiuklės bazėje gaminamo ..., 2016)

Fig. 1.1. Evaluation of technical parameters of passenger vehicles
(Development of a ..., 2016)

Analizuojant tyrimo rezultatus, pateiktus 1.1 paveiksle, galima daryti išvadą, kad didžiausias suinteresuotų šalių dėmesys skiriamas papildomiems saugos reikalavimams ir ekologiškumui. Projektuojant ir gaminant naujas transporto priemones, skirtas keleiviams vežti, turi būti atsižvelgiama į šių rodiklių užtikrinimą.

Įvairios vežėjų asociacijos ir/ar nacionalinės organizacijos parengia tam tikras bandymų metodikas, iškelia tam tikrus reikalavimus, kuriuos turi įgyvendinti gamintojai. Tarptautinė viešojo transporto asociacija (angl. *The International Association of Public Transport*, UITP), vienijanti pirmaujančių Europos transporto priemonių ir transmisijų gamintojus, inicijavo standartizuotų bandymų kelyje (angl. *Standardised On-Road Test Cycles*, SORT) projektą, kurio pagrindinis tikslas – sukurti pasikartojančius bandymų ciklus, autobusus bandant realiomis sąlygomis ir siekiant išmatuoti jų degalų sąnaudas. Ši bandymų metodika suteikia vežėjams galimybę palyginti skirtingų gamintojų siūlomus gaminius, įvertinant degalų sąnaudas, kurios gali skirtis nuo gamintojo deklaruojamų degalų sąnaudų. Kartais nacionalinių organizacijų iškelti reikalavimai yra griežtesni, nei numatyti ES pateikiamuose reikalavimuose. Vienas iš pavyzdžių – *Bus Nordic* reikalavimai (Bus Nordic, Common ..., 2018).

Transporto priemonių gamybos pramonė nuolat tobulėja. Naudojama vis įvairesnių medžiagų, kuri suteikia galimybes pagaminti lengvesnes transporto priemones, užtikrinant joms keliamus saugumo, komforto, valdymo, ilgaamžiškumo ir patikimumo reikalavimus.

Lengvųjų automobilių pramonėje, siekiant sumažinti transporto priemonės masę, plačiai naudojamos kompozitinės medžiagos (Borazjani & Belingardi

2016). Jos naudojamos gaminant vidaus ir išorės komponentus, automobilių kėbulus. Autobuso rėmo konstrukcija vis dar gaminama iš plieno. Vidutiniškai rėmo konstrukcija sudaro apie 20–25 % autobuso masės (Rebaïne et al., 2018).

Pagrindiniai saugos konstrukcijos elementai gaminami iš legiruotojo arba nerūdijančio plieno. Be plieno, konstrukcijų gamyboje naudojamas ir aliuminis (Rebaïne et al., 2018), kuris yra 2,85 karto lengvesnis už plieną (1018-HR ar 710C), tačiau jo tamprumo modulis yra tris kartus mažesnis (Engineering Tool-Box, 2003). Be to, aliuminio kaina yra kelis kartus didesnė už plieno. Dėl mažesnio aliuminio tamprumo modulio konstrukcijos gamybai reikalingi didesnio skerspjuvio profiliai. Būtent dėl šių savybių darbe aliuminis, kaip alternatyvi konstrukcinė medžiaga, nėra analizuojama, nes, naudojant didesnio skerspjuvio profilius, padidėtų rėmo konstrukcijos matmenys, o tai atitinkamai sumažintų keleivių erdvę. Toks keleivių erdvės sumažinimas yra nepriimtinas.

Autobuso rėmo konstrukcijoje, kaip ir lengvųjų automobilių pramonėje, galima naudoti inovatyvias kompozitines medžiagas. Jos plačiai naudojamos įvairiose pramonės šakose dėl šių privalumų: didelis stiprumas, lengvumas ir didelis atsparumas korozijai (Vanagas et al., 2019; Rajak et al., 2019; Shendrik et al., 2017).

Už inovatyvių medžiagų naudojimą įvairiose pramonės šakose pasisako ir Lietuvos Respublikos Vyriausybė, kuri skatina taikyti mokslinių tyrimų, eksperimentinės plėtros ir inovacijų (MTEPI) priemones (Įsakymas dėl prioritetinės ..., 2015). MTEPI prioritetas – „Lanksčios produktų kūrimo ir gamybos technologinės sistemos“. Įgyvendinant prioriteto veiksmų planą, siekiama:

- tirti ir kurti virtualiojo produkto kūrimo technologijas;
- tirti medžiagas ir išteklius, tausojančius gamybos ir paslaugų teikimo būdus, grindžiamus naujomis technologijomis;
- tirti ir kurti inovatyvias robotines technologijas, mažinančias gamybos ir paslaugų teikimo įkainius;
- kurti naujas intelektinės gamybos ir paslaugų teikimo procesų valdymo sistemas bei jų kūrimo technologijas (Sumani specializacija ..., 2018; MTEPI prioritetas: „Lanksčios ..., 2018).

Siekiant sumažinti transporto priemonės masę, jų gamyboje gali būti naudojamos įvairios inovatyvios medžiagos (sintetiniai, natūralūs, hibridiniai kompozitai) (Liu et al., 2013; Mohammed et al., 2015; Xu et al., 2017; Mahir et al., 2019; Topac et al., 2020). Vis daugiau automobilių gamintojų naudoja kompozitines medžiagas. Rėmo konstrukcijos, kurioje naudojami plieno ir kompozitiniai stiklo pluošto profiliai, masę teoriškai galima sumažinti apie 20 %, lyginant su klasikine autobuso rėmo konstrukcija (Liu et al., 2013; Park et al., 2014; Jeon et al., 2013).

Kompozitinių medžiagų privalumas tas, kad, keičiant sutvirtinančią medžiagą arba matricą (užpildą), galima gauti skirtingas sudėtines medžiagos savybes. Naudojant įvairius medžiagų derinius gaunamos kompozitinės medžiagos,

vadinamos hibridinėmis. Kaip teigia Atmakuri et al. (2019), hibridiniai kompozitai turi geresnius lenkimo, šlyties bandymų rezultatus nei grynos kompozitinės medžiagos. Anglies ir stiklo pluošto kompozitinės medžiagos naudojamos lengvųjų automobilių ir išorės, ir interjero dizainui (Liu et al., 2013). Autobusų gamybos pramonėje šios inovatyvios medžiagos šiuo metu kol kas naudojamos tik eksterjero ir interjero elementų gamybai (Liu et al., 2013). Transporto priemonių gamintojai ir toliau didina pluoštu armuoto plastiko kiekį savo produktuose, kad sumažintų masę, sustiprintų detales ir sumažintų gamybos kaštus (Stewart, 2011). Pavyzdžiui, „Comobus“ buvo sukurtas naudojant stiklo pluošto kompozito ir polipropileno komponentus „TILLOTSON Pearson Inc.“, kurie 30 % sumažino savąją masę, palyginti su metaliniu autobusu. Stiklo pluošto audinys naudojamas stogo, durų, grindų, rėmo ir sėdynių elementuose, kurių masė buvo sumažinta nuo 40 % iki 60 % (Liu et al., 2013). Naudojant stiklo pluošto kompozitą transporto priemonių buferiuose, galima sutaupyti 51–58 % masės, palyginti su buferiu, pagamintu iš įprastų medžiagų (Duan et al., 2018). Kompozitinės medžiagos kaip užpildai naudojami įvairiose konstrukcijose, siekiant padidinti jų stiprumą ir sumažinti masę. Naudojant kompozitinius užpildus, padidinama smūgio metu sugeriamos energijos reikšmė (Park et al., 2012). Stiklo pluošto pultruzijos būdu pagaminti profiliai buvo naudojami stogo konstrukcijoje, siekiant pagerinti jos stiprumo savybes. Papildomai naudojant šiuos profilius, po vertimo bandymo stogo konstrukcijos deformacija buvo mažesne nei deformacija konstrukcijoje be papildomų profilių (Friedman et al. 2006). Nors kompozitinių medžiagų naudojimas turi daug pridėtinės vertės, šios medžiagos nėra iki galo naudojamos autobusų rėmo konstrukcijose. Visos autobusų rėmo konstrukcijos gaminamos įprastu būdu, t. y. jos gaminamos iš plieno. Siekiant sumažinti bendrą autobuso masę, plieninius profilius galima pakeisti stiklo pluoštu armuoto polimero kompozito profiliais, pagamintais pultruzijos būdu.

Žinoma, kompozitines medžiagas galima gaminti ir šiais būdais (Pop & Gheorghe, 2010; Bere et al., 2014; Fairuz et al., 2014):

- vakuuminis gaminio formavimas, naudojant įvairaus užpildo šerdis;
- tiesioginio presavimo;
- laipsnišku formos užpildymu derva;
- gijų vijimo ir kt.

Hibridinėje rėmo konstrukcijoje naudojant kompozitinę medžiagą, svarbu įvertinti ir skirtingų medžiagų sujungimo būdą. Autobuso rėmo konstrukcijoje, pagamintoje iš plieno, atskiri profiliai ar mazgai suvirinami. Kaip teigia Galvez et al. (2017), dėl virintinių jungčių stiprumo konstrukcijoje dažniau atsiranda įtrūkių, kurie ją susilpnina. Konstrukcijoje naudojant plieną ir stiklo pluošto kompozitą, susiduriama su problema, kaip sujungti šias dvi skirtingas medžiagas.

Kai kurie autoriai jungti siūlo tik kniedėmis. Atliekant tempimo bandymus nustatyta, kad kniedinės jungtys suyra esant labai mažoms apkrovoms. Kiti autoriai siūlo atlikti klijuotines jungtis. Naudojant klijus gaunama jungtis, kurios konstrukcinis efektyvumas yra didesnis, nuovargio trukmė mažesnė, mažesnis masės prieaugis, tolygesnis įtempių pasiskirstymas, lyginant su kniedinėmis jungtimis (Avgoulas & Sutcliffe, 2016). Ahire ir Kachave (2017) pabrėžia klijuotinių jungčių pranašumus, lyginant su virintinėmis jungtimis: didesnis įtempio ir svorio santykis, mažesnė įtempių koncentracija, didesnė apkrovos vertė, lygesnis išorinis paviršius, mažesnis jautrumas ciklinei apkrovai, geresnė elektros ir šilumos izoliacija, didesnis atsparumas korozijai ir nuovargiui, geresnės amortizacinės charakteristikos. Galvez et al. (2017) ir Korta et al. (2014) teigia, kad klijuotinė jungtis konstrukcijai suteikia tamprumo, dėl kurio sugeriami nuovargio įtempiai, kompensuojama nepageidaujama vibracija. Taip pat išskiriamos ir hibridinės jungtys, kurios yra stipresnės, lyginant su kniedine ar klijuotine jungtimis. Hibridinės jungties tempiamasis stiprumas yra maždaug 3 % didesnis už analogišką klijuotinę jungtį ir apie 112 % didesnis nei tik kniedinės jungties (Sadowski & Zareka-Raczkowska, 2012).

1.2. Transporto priemonių rėmo konstrukcijos įtaka aplinkosaugai ir keleivių saugumui

Pastaraisiais metais didelės energijos sąnaudos ir aplinkos tarša tampa vis rimtesniu rūpesčiu visam pasauliui (Wenlong et al., 2016; Helms & Lambrecht, 2007). Žemės klimatas daugiausia keičiasi dėl šiltnamio efektą sukeliančių dujų, susidarantių dėl žmonių veiklos.

Kelių transportas – vienas didžiausių oro teršėjų, sukeliančių neigiamą poveikį aplinkai ir žmonių sveikatai (Younger et al., 2008; Margaritis et al., 2016; Link et al., 2012; Heutel & Ruhm, 2013; Greenhouse gas emission ..., 2019; Ivković et al. 2019). Europos aplinkos agentūros (angl. *European Environment Agency*, EEA) ataskaitose teigiama, kad transporto sektorius 33 EEA šalyse išmeta apie 39 % azoto oksidų ir apie 11 % kietųjų dalelių (European Environmental Agency ..., 2020). Be to, kelių transportas sudaro apie 21 % ES išmetamo anglies dioksido. Lengvieji automobiliai sudaro 12 %, lengvasis komercinis transportas – 2,5 %, sunkusis komercinis transportas – 6 % (Regulation (EU) 2019/1242 ..., 2019; Regulation (EU) 2019/631 ..., 2019).

Visuotiniai klimato pokyčiai ir šiltnamio efektas verčia automobilių gamybos pramonę ieškoti būdų, kaip sumažinti energijos vartojimą ir išmetamųjų teršalų kiekį. Didžiosios pasaulio valstybės nustato naujų transporto priemonių išmetamųjų teršalų normas, priima naujus transporto plėtros ir pardavimo įstatymus ar reglamentus, kuriais siekiama sumažinti išmetamo CO₂ kiekį. ES yra iškėlus

tikslą – vidutinį naujų lengvųjų automobilių išmetamą CO₂ kiekį iki 2025 m. sumažinti 15 %, o iki 2030 m. – 37,5 %; lengvojo ir sunkiojo komercinio transporto CO₂ kiekį iki 2025 m. siekiama sumažinti 15 %, o iki 2030 m. – 30 % (lyginant su 2021 m. priimtu pradiniu tikslu, kuris atitinkamai buvo 95 g/km lengviesiems automobiliams ir 147 g/km lengvajam komerciniam transportui) (CO₂ emission standards ..., 2019; Regulation (EU) 2019/1242 ..., 2019). Sunkiajam komerciniam transportui deginių emisijos normos g/km nėra išreiškiamos, nes šios rūšies transporto priemonės deginių emisija nustatoma pagal pagamintą kWh (Regulation (EC) No 595/2009 ..., 2009).

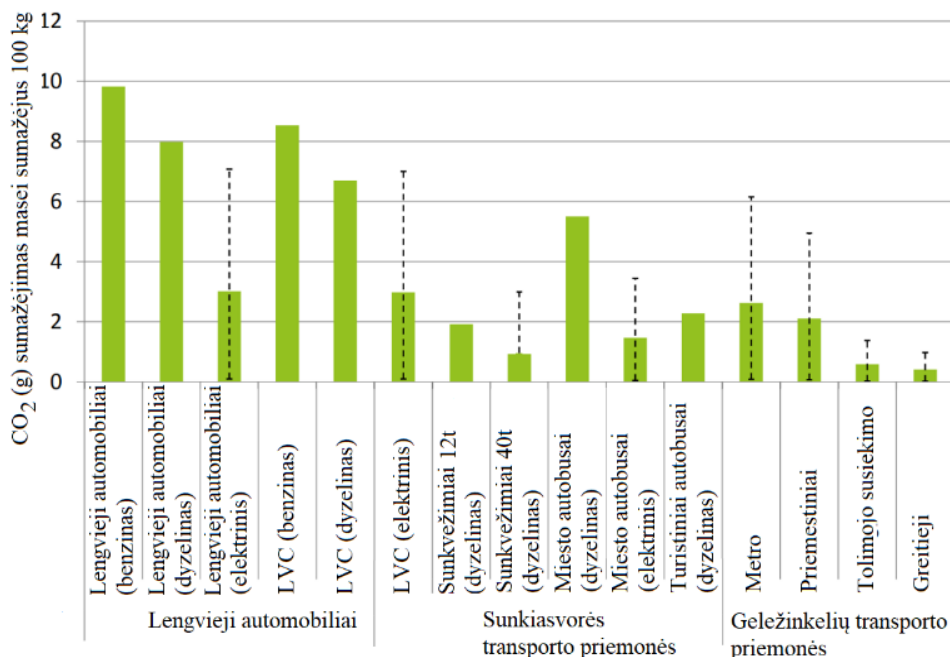
Įvairios institucijos skatina naudoti elektrines transporto priemones, kad sumažintų energijos sąnaudas ir išmetamųjų dujų kiekį. Daugelis inžinierių tyrinėja, kaip padidinti akumuliatorių baterijos talpą, norint padidinti transporto priemonės nuvažiuojamą atstumą. Elektrinės transporto priemonės turi vieną esminę problemą – jos yra gana sunkios dėl akumuliatorių baterijos svorio ir kėbulo struktūros, dėl to sumažėja elektromobilių nuvažiuojamas atstumas (Wenlong et al., 2016). Todėl reikia ne tik plėtoti elektrinių transporto priemonių naudojimo masą, bet ir mažinti transporto priemonių masę.

Transporto priemonių masės mažinimas – vienas iš būdų sumažinti degalų ir išmetamo CO₂ kiekį. Atitinkamai lengvesnės, saugesnės, degalus taupančios ir aplinką tausojančios transporto priemonės yra Europos valdžios institucijų prioritetas (Regulation (EU) 2019/1242 ..., 2019; Regulation (EU) 2019/631 ..., 2019). Be to, transporto priemonėms, kurių savoji masė yra didesnė nei 2610 kg, yra taikoma emisijos direktyva 595/2009 (Regulation (EC) No 595/2009 ..., 2009). Pagal šią direktyvą transporto priemonės bandomos ne dinamometrinio būdu (Regulation (EC) No 715/2007 ..., 2007), bet variklio metodu. Varikliui ir išmetimo sistemai griežtai reglamentuojama deginių emisija, pagaminta kWh. Minima direktyva nenagrinėja klausimų, susijusių su kėbulo mase. Įsigydamas transporto priemones, viešasis ir privatus sektoriai vadovaujasi dviem pagrindiniais kriterijais: kaina ir specifiniais / funkciniais reikalavimais. Mokestine prasme vertinama tik paties variklio išmetamųjų deginių norma, o ne bendras emisijos lygis visai transporto priemonei.

1.2 paveiksle pateikti duomenys rodo, jog labiausiai išmetamo anglies dioksido kiekį, sumažinus masę 100 kg, sumažino lengvieji automobiliai, varomi benzinu ir dyzelinu.

Transporto priemonės masė yra vienas iš pagrindinių veiksnių, turinčių įtakos degalų sąnaudų ir išmetamųjų dujų kiekio mažinimui, tačiau degalų sąnaudoms ir išmetamam CO₂ kiekiui įtakos taip pat turi vairavimo elgsena, transporto priemonės konfigūracija ir eismo sąlygos, skersinis vėjas, lietus, kelio danga (Fontaras et al., 2017).

Įvertinus tai, kad ES per metus vidutiniškai pagaminama apie 15 000 6,5 t autobusų, kurių vidutinė metinė rida siekia apie 50 000 km (UAB „Altas komercinis transportas“ pateikta susisteminta informacija) ir remiantis Helms ir Kräck (2016) pateiktu grafiku, galima apskaičiuoti, kiek sumažėtų CO₂ emisija, transporto priemonės masę sumažinus 5 %: per metus tokie autobusai į aplinką išmestų 5600 kg mažiau CO₂. Tai yra ryškus sumažėjimas, prisidedantis prie švaresnės aplinkos išsaugojimo.



1.2 pav. CO₂ išmetimo sumažėjimas mažėjant masei (Helms & Kräck, 2016)

LCV – lengvasis komercinis transportas

Fig. 1.2. Reduction in CO₂ emissions through weight loss (Helms & Kräck, 2016)

LCV light commercial vehicle

Bendrojoje autobuso konstrukcijoje rėmas sudaro 25–30 % visos autobuso masės ir tai yra labiausiai apkrauta autobuso dalis. Jis yra svarbiausia konstrukcijos dalis, palyginti su visais kitais elementais (Rebaïne et al., 2018). Visose transporto priemonių konstrukcijose rėmo stiprumas yra vienas svarbiausių rodiklių, užtikrinančių pasyvią saugą.

Transporto priemonių saugumą užtikrinančios priemonės skirstomas į dvi dalis: aktyvūs saugumas ir pasyvūs saugumas (Lukaszewicz, 2013).

Aktyviosios saugumo priemonės – tai priemonės, turinčios minimizuoti eismo įvykio atsiradimo tikimybę (nelaimingų atsitikimų prevencija). Įprastai aktyviosiomis saugumo priemonėmis vadinamos tokios priemonės, kurios užkerta kelią susidaryti avarinei situacijai ir įvykti eismo įvykiui. Šios priemonės užtikrina saugesnį ir patikimesnį transporto priemonės valdymą tiek įprastoms, tiek ekstremalioms sąlygoms (Hu et al., 2015) ir sumažina eismo įvykio atsiradimo tikimybę, tačiau jos iki galo neužkerta kelio jam įvykti.

Įvykus eismo įvykiui, eismo dalyvių saugumą turi užtikrinti pasyviosios saugumo priemonės. Pasyvusis saugumas – tai transporto priemonės savybė, palengvinanti eismo įvykio pasekmes, apsaugoti vairuotoją, keleivius, pėsčiuosius nuo rimtų sužalojimų ir mirčių. Pasyviojo saugumo priemonėms priskiriami šie elementai: saugos diržai, saugos oro pagalvės, sėdynės su galvos atramomis, tvirta transporto priemonės konstrukcija, didelę smūgio energijos dalį sugerianti deformavimosi zona ir kt. (Mehta et al., 2020; Pandurengan, 2020; Simic et al., 2006). Siekiant užtikrinti, kad keleiviai patirtų kuo mažiau sužalojimų, transporto priemonės konstrukcija turi būti projektuojama taip, kad sugertų kuo didesnę smūgio energijos dalį, taip pat konstrukcija turi būti tokia, kad smūgio energija būtų išskirstoma per kitus konstrukcinius elementus. Siekiant, kad apkrovos, susidūrimo metu tenkančios keleiviams, būtų kuo mažesnės, deformavimosi laikas turi būti kuo ilgesnis, nes ilgesnis deformavimosi laikas, t. y. ilgesnis transporto priemonės lėtėjimas, sumažina apkrovas ir pagreičius, kurie smūgio metu veikia keleivius.

Vertinant pagreičius, kurie susidaro smūgio metu, vienas iš parametrų yra galvos traumos kriterijus (angl. *Head injury criterion*, HIC). Siekiant įvertinti susidūrimo pavojingumą, šis kriterijus taikomas susidūrimo metu lėtėjimo dydžiui ir laikui matuoti (Anindya et al., 2008; Cichos et al., 2011). Gauta vertė negali būti tiesiogiai naudojama siekiant įvertinti keleivių sužeidimus. HIC apskaičiuojamas pagal tokią formulę (Henn, 1998):

$$HIC = \left\{ \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right]^{2,5} \cdot (t_2 - t_1) \right\}, \quad (1.1)$$

čia t_1 ir t_2 – laiko intervalas, kuriame pasiekama didžiausia HIC reikšmė, s; a – atstojamasis pagreitis (visų trijų komponentų), m/s².

Pasyvusis saugumas turi užtikrinti eismo dalyvių saugumą įvykus eismo įvykiui, todėl darbe autobuso rėmo konstrukcijos stiprumas vertinamas atsižvelgiant į pasyviąją saugą. Nepakankamas konstrukcijos stiprumas sukelia vibraciją ir triukšmą bei sumažina komfortą keleiviams ir vairuotojui, sumažėja transporto priemonės kaip bendros sistemos stabilumas ir jos patikimumas eksploatacijos metu (Yan et al., 2010).

Autobuso konstrukcija turi būti tokia, kad būtų užtikrintas pasyvusis saugumas ir komfortas juo važiuojant. Konstrukcija turi atlaikyti įprastas apkrovas ir apkrovas, atsirandančias eismo įvykio metu. Įvykus eismo įvykiui ir autobusui apvirtus, autobuso rėmo konstrukcija turi užtikrinti pakankamą saugos erdvę smūgio energijai sugerti. Atlikti tyrimai parodė, kad, naudojant uždarus saugos lankus, langų rėmus integruojant į saugos lankus ir mažinant atstumą tarp šoninių sienų ir grindų bei įrengiant skersinius sutvirtinimus, gerokai sumažinamas šių atskirų elementų įsiskverbimas į saugos erdvę, išlaikant vientisą konstrukciją, užtikrinamas geresnis smūgio energijos sugėrimas (Li et al., 2012).

Nepaisant iš esmės nepakitusios koncepcijos, bendra autobuso masė per pastaruosius tris dešimtmečius padidėjo daugiau nei 25 %. Norėdami išspręsti šią problemą, gamintojai pradėjo naudoti lengvasias medžiagas (Rebaïne et al., 2018; Wenlong et al., 2016). Rebaïne et al. (2018) siūlo naudoti aliuminį, kuris transporto priemonės rėmo masę sumažintų 26,4 %. Siekiant bendrą autobuso masę sumažinti dar labiau, galima naudoti stiklo pluošto kompozitines medžiagas. Kompozitinių medžiagų įtempių vertės neviršija ribinių reikšmių ir šių medžiagų stiprumas yra didesnis. Prasannapriya, Venugopal Rao (2014) teigia, kad, sumažinus sienelių storį ir naudojant kompozitines medžiagas, gaunami geresni rezultatai nei originaliame modelyje, kuriame naudojamas tik plienas.

Autobuso virtimas – vienas pavojingiausių eismo įvykių. 2016 m. autobusų eismo įvykiuose žuvo 594 žmonių (Traffic Safety Basic ..., 2018). Kaip teigia Chirwa et al. (2015), autobuso virtimas yra pavojingiausias tada, kai jis ant kieto paviršiaus nuvirsta iš tam tikro aukščio. Toks virtimas dažniausiai įvyksta autobusui judant kreive, kai jį veikia išcentrinis pagreitis (Karlinski et al., 2014).

Vienas iš pagrindinių autobusams taikomų saugumo reikalavimų aprašytas JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 (Gursel & Gurseli, 2010; Karlinski et al., 2014). Autobuso virtimas yra labai pavojingas, nes sukelia didelę stogo ir šoninių sienų deformaciją, kuriai esant gerokai sumažėja saugos erdvė. Sumažėjus saugos erdvei gali būti sužeisti ar net mirtinai sužaloti keleiviai. Dėl didelio pavojaus keleivių gyvybei, kurį sukelia šoninis virtimas ir didelės apsaugos nuo sužalojimų, kurį užtikrina ši taisyklė, taisyklės taikymo sritis 2010 m. buvo praplėsta. Siekiant užtikrinti didesnę keleivių saugumą, JT/EKK taisyklė Nr. 66/02 pradėta taikyti transporto priemonėms, turinčioms daugiau kaip 16 sėdimųjų vietų. Anksčiau ši taisyklė buvo taikoma tik transporto priemonėms, turinčioms daugiau kaip 22 sėdimąsias vietas.

Dinaminis autobuso vertimo bandymas yra brangus ir sudėtingas, nes jam reikalinga paruošta transporto priemonė ir specialus vertimo bandymo stendas (Gepner et al., 2014; Li et al., 2012). Siekiant sumažinti kaštus, daugelis gamintojų naudoja skaitinį modeliavimą, grindžiamą baigtinių elementų metodu (BEM). Taikant šį metodą, siekiama sukurti modelius, kurie puikiai atspindėtų realios konstrukcijos elgseną (Na et al., 2015; Gepner et al., 2014; Seyedi & Jung, 2019;

Karlinski et al., 2014; Li et al., 2012). Naudojant skaitines modeliavimo programas ir taikant BEM, įvertinamas transporto priemonių konstrukcinis stiprumas.

Atliekant modeliavimą, svarbu įvertinti ne tik konstrukcijos stiprumą, bet ir keleivių bei vairuotojo komfortą. Lengvosios medžiagos, naudojamos transporto priemonių konstrukcijose, gali pabloginti kėbulo stiprumą, o tai yra viena pagrindinių žemų savųjų dažnių priežasčių (Sun et al., 2016). Mažesni konstrukciniai savieji dažniai sukelia stiprią, lanksčią vibraciją ir prisideda prie mažesnio keleivių važiavimo komforto (Nagai et al., 2006).

Siekiant nustatyti konstrukcijos savuosius dažnius ir virpesių formas, atliekama modalinė analizė (Kowarska et al., 2014). Savųjų dažnių ir formų nustatymas taip pat yra svarbus siekiant išvengti rezonanso ir pagerinti dinaminis parametrus (triukšmas, vibracija) (Gauchía et al., 2014). Savųjų dažnių ir rėmo dinaminio režimo analizė yra svarbus procesas, užtikrinantis transporto priemonių eksploatacines galimybes, keleivių bei vairuotojo saugumą ir komfortą (Liu & Li, 2010; Deng et al., 2018). Remdamiesi atliktu modeliavimu Haryanto et al. (2018) teigia, kad, taikant adaptyvųjį vieno tikslo (angl. *Adaptive Single Objective*, ASO) optimizavimo metodą, autobuso rėmo konstrukcijos masę galima sumažinti apie 8 %, nekeičiant jo dinaminį charakteristikų.

1.3. Autobuso rėmo konstrukcijos stiprumo įvertinimo metodų ir teisinio reglamentavimo analizė

Dėl gana didelės masės, lyginant su kitomis keleivinėmis transporto priemonėmis, autobusai ir juose esantys keleiviai yra mažiau pažeidžiami priekinio ir galinio smūgio atvejais. Didžiausias pavojus keleiviams kyla autobusams verčiantis ant stogo arba patiriant šoninį smūgį. Atsižvelgiant į tai, stogo ir šoninių konstrukcijų stiprumui užtikrinti keliami aukšti saugumo reikalavimai. Šių konstrukcijų stiprumui įvertinti taikomi vertimo ir šoninio smūgio bandymai (Horstemeyer et al., 2007; Bojanowski & Kulak, 2011).

1.3.1. Vertimo bandymų metodikų analizė

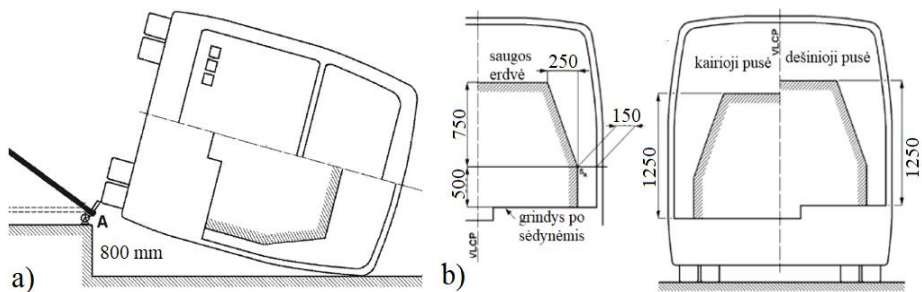
Dauguma taisyklių ir bandymų, turinčių užtikrinti autobusais keliaujančių keleivių saugumą, yra nukreiptos į autobuso konstrukcijos stiprumo įvertinimą atliekant vertimo bandymą.

Šiuo metu taikomi du pagrindiniai standartai, kuriais remiantis galima įvertinti, ar pagaminta transporto priemonė atitinkama keliamus saugumo reikalavimus, kurie yra susiję su jos virtimu, t. y. ar užtikrinamas pakankamas konstrukcijos stiprumas transporto priemonei apvirtus. Jungtinėse Amerikos Valstijose

(JAV) ir Kanadoje autobusams taikomas Federalinis motorinių transporto priemonių saugos standartas (angl. *Federal Motor Vehicle Safety Standard*) FMVSS 220, kuris nustato mokyklinių autobusų eksploatacinių savybių reikalavimus. Bet jis taip pat naudojamas visų kitų tipų autobusams, parduodamiems JAV.

Europoje ir kitose šalyse taikomas kitas standartas, vadinamas JT/EKK taisykle Nr. 66/02 „Suvienodintos didelių keleivinių kelių transporto priemonių patvirtinimo, atsižvelgiant į apkrovą laikančios šių priemonių kėbulų konstrukcijos stiprumą, nuostatos“. Bojanowski et al. (2011) teigia, kad šis standartas taikomas daugiau nei 40 šalių.

Dinaminis vertimo bandymas aprašytas JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02. Šioje taisyklėje nurodyta bandymo metodika, skaičiavimai ir pateikta informacija, kuria vadovaujantis galima įvertinti, ar konstrukcija yra tinkama naudoti. Pagrindinis taisyklėje numatytas reikalavimas yra toks: transporto priemonės konstrukcija turi būti tokia, kad, atliekant vertimo bandymą, nebūtų pažeista transporto priemonės saugos erdvė (Regulation No 66 ..., 2010). Jei po vertimo bandymo saugos erdvė yra ne mažesnė kaip 250 mm, laikoma, kad transporto priemonė atitinka keliamus saugumo reikalavimus. Bendrinė bandymo atlikimo schema pateikta 1.3 paveiksle (a dalis). Atliekant apkrovą laikančios kėbulo konstrukcijos vertimo bandymą, negali būti pažeista saugos erdvė, kuri pavaizduota 1.3 paveiksle (b dalis) (Regulation No 66 ..., 2010).



1.3 pav. Autobuso vertimo bandymas: a) vertimo bandymo stendas; b) saugos erdvės išdėstymo schema (Regulation No 66 ..., 2010)

Fig. 1.3. The bus rollover test: a) rollover test bench; b) the scheme of the residual space layout (Regulation No 66 ..., 2010)

Virtimo sukeltoms pasekmėms įtakos turi virtimo greitis, svorio centro aukštis, masė, atstumas iki pagrindo, į kurį versdamasis atsitrenkia autobusas (Grzebieta et al., 2010; Gürsel & Gürsesli, 2010). Zhou et al. (2019) atlikdami virtimo modeliavimą nustatė, kad konstrukcijoje pridėdama papildoma masė turi reikšmingą įtaką saugos erdvės dydžio kitimui. Po vertimo bandymo likusios saugos erdvės skirtumas tarp konstrukcijos su papildoma mase ir be papildomos masės

siekia 4,7 karto (mažesnė saugos erdvė liko konstrukcijoje, kurioje buvo pridėta papildoma masė). Atlikdami vertimo bandymus pagal JT/EEK taisyklę Nr. 66/02, Cichocki ir Wekezer (2007) atkreipia dėmesį, kad vertimo bandymas atliekamas kai transporto judėjimo greitis yra 0 km/h. Atsižvelgiant į tai, kad didžioji dalis transporto priemonių virtimų įvyksta jai judant tam tikru greičiu, ši papildoma aplinkybė gali duoti visiškai skirtingus rezultatus. Tokiais atvejais rėmo konstrukcijos deformavimosi mastas ir likusios saugos erdvės dydis gali būti visiškai kitoks. Cichocki ir Wekezer (2007) savo darbe atliko tyrimą, kai papildomai analizuojamas atvejis, kai autobusas, važiuodamas 80 km/h greičiu, įvažiavo į griovį ir apvirto. Atlikę rezultatų analizę, autoriai priėjo prie išvados, kad JT/EEK taisyklėje Nr. 66/02 tinkamai atsižvelgiama į keleivių saugumą įvykstant realiam autobuso virtimui.

Kaip minėta, rėmo konstrukcija yra padėta ant platformos, įrengtos 800 mm aukštyje nuo žemės paviršiaus. Autoriai Seyedi et al. (2019) iškėlė klausimą, kaip keistųsi rėmo konstrukcijos deformacija ir kokius sužalojimus patirtų keleiviai, jei šis aukštis būtų didesnis. Be to, kintant aukščiui, keistųsi ir kampas, kuriuo konstrukcija trenktųsi į pagrindą. Atlikti bandymai parodė, kad, didėjant kritimo aukščiui, keleiviai patiria sunkesnių sužalojimų. JT/EEK taisyklėje Nr. 66/02 kaip tinkamas atstumas priimtas 800 mm aukštis, todėl darbe jis ir yra taikomas.

Bojanowski et al. (2013) ir Seyedi et al. (2019) išskiria išorinių kėbulo elementų ir stiklų įtaką konstrukcijos stiprumui. Kėbulo elementai konstrukcijai suteikia papildomo stiprumo, galinėje dalyje esantys elementai (durys, galinės eilės sėdynių tvirtinimo elementas) sumažina konstrukcijos deformacijos dydį ir užtikrina pakankamą saugos erdvę keleiviams. O tinkami stiklai užtikrina, kad keleiviai neiškristų transporto priemonei verčiantis ir nebūtų jos prispausti. Darbe išoriniai kėbulo elementai ir stiklai nėra vertinami, todėl galima teigti, kad konstrukcija yra išbandoma nepalankiausiomis sąlygomis.

Šiuo metu JT/EKK taisyklė Nr. 66/02 laikoma pagrindiniu visų autobusų vertimo bandymų standartu ir tai įpareigoja visus autobusų gamintojus realiuose bandymuose ar skaitinio modeliavimo būdu įvertinti konstrukcijos patikimumą, stiprumą ir jos tinkamumą virtimo atveju (Kang et al., 2012; Liang & Le, 2009, 2010).

Savaime suprantama, kad įrengtos transporto priemonės vertimo bandymas yra patikimiausias ir gauti rezultatai tiksliausi, tačiau tokie bandymai yra labai brangūs. Atsižvelgiant į tai taikomi ir kiti lygiaverčiai vertimo bandymo metodai. Vienas iš tokių metodų – virtimo metodas naudojant rėmo konstrukcijos sekcijas. Atliekant bandymą pagal tokį metodą, gauti rezultatai nėra tikslūs, nes jie apibūdina tik pasirinktos sekcijos (rėmo dalies) stiprumą. Įprastai skirtingos autobuso sekcijos yra skirtingo stiprumo. Kai atskiros sekcijos yra sujungtos tarpusavyje, bendras konstrukcijos stiprumas yra didesnis nei atskiros sekcijos (Regulation No 66 ..., 2010).

Kitas lygiavertis vertimo bandymo metodas – skaitinis virtimo modeliavimo metodas (Regulation No 66 ..., 2010). Taikant šį metodą vertimo bandymas atliekamas naudojant kompiuterines programas. Šis metodas geras tuo, kad jį taikant gamintojams nereikia bandyti visiškai įrengtos ir naudoti paruoštos transporto priemonės. Norint atlikti tokį bandymą, reikalingas tikslus transporto priemonės modelis, tinkama kompiuterinė programa ir įranga.

Siekiant pagrįsti skaitinio modelio tinkamumą naudoti, pagal JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 pateiktą skaičiavimo metodiką, gali būti apskaičiuojamas analizuojamo objekto potencinės energijos kiekis E_R . Šis potencinės energijos kiekis nustatomas apkrovą laikančios kėbulo konstrukcijos vertimo bandymo pradžioje, kai transporto priemonė būna nestabilios pusiausvyros padėtyje. Rėmo konstrukcijos potencinės energijos kiekis apskaičiuojamas pagal 4.1 formulę (Regulation No 66 ..., 2010):

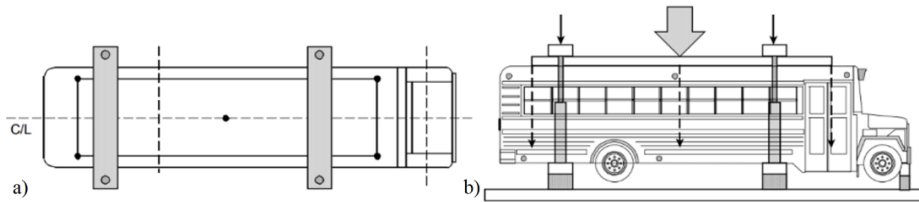
$$E_R = M \cdot g \cdot h_1 = M \cdot g \left[0,8 + \sqrt{h_0^2 + (B \pm t_v)^2} \right], \quad (1.2)$$

čia $M - M_k$ tuščiosios tam tikro tipo transporto priemonės masė, jeigu joje nesumontuota transporto priemonėje esančio asmens apsaugos įranga, arba M_t – bendra tikroji transporto priemonės masė, kai joje sumontuota transporto priemonėje esančio asmens apsaugos įranga, ir $M_t = M_k + k \cdot M_m$, čia $k = 0,5$, o M_m – bendra saugos diržais apsaugotų keleivių masė; h_0 – transporto priemonės svorio centro aukštis, kai pasirinkta masė yra (M); t_v – atstumas nuo transporto priemonės svorio centro iki jos išilginės vertikalsios vidurinės plokštumos; B – vertikalusis atstumas nuo transporto priemonės išilginės vertikalsios centrinės plokštumos iki sukimosi ašies atliekant vertimo bandymą; g – gravitacinė konstanta; h_1 – transporto priemonės svorio centro aukštis, kai transporto priemonė būna pradinėje nestabilioje padėtyje atsižvelgiant į horizontaliąją apatinę plokštumą.

Kaip minėta, atlikus vertimo bandymą, turi būti išlaikyta saugos erdvė keleiviams. Saugos erdvė apibūdinama taip: keleiviams, ekipažui ir vairuotojui skirtų vietų erdvė, kuri nenaudojama jokioms kitoms reikmėms ir kuria pasinaudojus tiems asmenims būtų užtikrinama didesnė tikimybė nežūti tuo atveju, jeigu transporto priemonė apvirstų.

Siekiant įvertinti keleivinio autobuso konstrukcijos tinkamumą virtimo atveju, galima taikyti ir kitą metodiką. Atliekant bandymą pagal FMVSS 220 standartą, autobuso stogas apkraunamas statine apkrova, kuri yra 1,5 karto didesnė už nepakrautos transporto priemonės masę (U.S. Department of ..., 1991). Minėta apkrova per plokščią, standžią, stačiakampę plokštę, kurios judėjimo greitis neturi viršyti 12,7 mm/s, veikia autobuso stogo konstrukciją. Transporto priemonėms, kurių bendroji masė viršija 4536 kg, reikalaujama, kad plokštė, per kurią perduodama apkrova, būtų 305 mm trumpesnė ir 915 mm siauresnė už bandomos transporto priemonės stogo konstrukcijos matmenis. Transporto priemonėms, kurių

bendroji masė yra 4536 kg ar mažesnė, plokštė turėtų būti 127 mm ilgesnė ir platesnė nei transporto priemonės stogo matmenys. Jei gauta didžiausia vertikali deformacija neviršija 130,2 mm ir visi avariniai išėjimai yra laisvai atidaromi nus-tojus veikti apkrovai, laikoma, kad transporto priemonė atitinka keliamus saugumo reikalavimus. Bendrasis bandymo atlikimo vaizdas pateiktas 1.4 pa-veiksle.



1.4 pav. Autobuso vertimo bandymo stendas pagal standartą FMVSS 220:

a) vaizdas iš viršaus; b) vaizdas iš šono (U.S. Department of ..., 1991)

Fig. 1.4. Bus rollover test bench according to FMVSS 220 standard: a) top view; b) side view (U.S. Department of ..., 1991)

Taigi, vertinant transporto priemonės saugumą virstant, gali būti taikomi du standartai: dinaminis virtimo arba kvazistatinis simetriškas stogo apkrovos bandymas (Gepner et al., 2014; Liang & Nam, 2010). Kaip teigia Liang ir Nam (2010), atliktas standartų palyginimas (JT/EEK taisyklė Nr. 66/02 ir FMVSS 220) parodo, kad keleivių salonas ir likusi erdvė buvo labiau pažeista ir didesnis pavojus keleiviams sukeltas atliekant vertimo bandymą pagal JT/EKK taisyklę Nr. 66/02. Analizuojant konkrečią keleivinio autobuso konstrukciją nustatyta, kad ji atitinka reikalavimus pagal standartą FMVSS 220, bet neatitiko reikalavimų pagal JT/EEK taisyklę Nr. 66/02 (Gepner et al., 2014; Liang & Nam, 2010; Bojanowski et al., 2011). Išanalizavus galimas metodikas darbe pasirenkama analizuoti autobuso rėmo konstrukcijos stiprumą pagal JT/EKK taisyklę Nr. 66/02.

1.3.2. Šoninio susidūrimo bandymų metodikos analizė

Šoninio smūgio eismo įvykiai taip pat yra pavojingi ir jie įvyksta kiekvieną dieną. Remiantis šaltiniais, kuriuose pateikiama eismo įvykių statistika, pagal eismo įvykio rūšį 2018 m. JAV buvo užfiksuoti 9 670 000 eismo įvykių, susijusių su transporto priemonių susidūrimu. Šoninio smūgio eismo įvykiai sudaro apie 20 % visų eismo įvykių. Atitinkamai kampinio, priekinio ir galinio susidūrimo eismo įvykiai pasiskirto taip: 30 %, 4 %, 46 % (Injury Facts, Type ..., 2018). Europoje fiksuojamų šoninio susidūrimo eismo įvykių skaičius sudaro didesnę dalį ir jis siekia apie 35–40 % visų eismo įvykių, susijusių su transporto priemonių susidūrimu (Breen, 2015).

Šoninio smūgio eismo įvykių padariniai yra skausmingi, neretai pasibaigiantys keleivių mirtimis. Automobilio deformavimosi zona, kai yra šoninis smūgis, yra mažesnė nei priekinio smūgio atveju. Priešingai nei priekinio ar galinio smūgio atvejais, esant šoniniam smūgiui, smūgio energija yra tiesiogiai perduodama į transporto priemonės konstrukciją (šoninėse konstrukcijos dalyse beveik nėra deformacinių zonų, kurios sugertų dalį smūgio energijos), kuri tiesiogiai paveikia keleivius. Transporto priemonės konstrukcija turėtų būti pagaminta taip, kad įvykstant šoninio smūgio eismo įvykiui, konstrukcija sugertų šoninio smūgio energiją ir eismo įvykio metu apsaugotų keleivius nuo sužalojimų. Šoninės sijos ir sustiprinimo elementai turėtų atlaikyti šoninio smūgio jėgą, sugerti energiją ir apsaugoti keleivius (Pawar & Mankar, 2008; More et al., 2020).

Projektuojant įvairias transporto priemones, turi būti užtikrintas pakankamas konstrukcijos stiprumas, konstrukcija turėtų atlaikyti apkrovas veikiant lenkimui, sukimui, gniuždymui:

- šoninė konstrukcija turi būti suprojektuota taip, kad eismo įvykio metu smūgio energija būtų nuslopinta iki tam tikro lygio ir apsaugotų keleivius nuo sužalojimų;
- priekinė ir galinė konstrukcijos turi būti suprojektuotos iš lengvai besideformuojančių plonasienių medžiagų, kurios smūgio metu turi apsaugoti keleivius, degalų baką ir akumuliatorių baterijas. Konstrukcija taip pat turi būti suprojektuota taip, kad gerai sugertų kinetinę energiją ir ją išskirstytų kitiems laikančiosios konstrukcijos elementams. Konstrukcijoje turi būti išskiriamos kelios deformacinės zonos, kurios deformuotųsi tam tikra tvarka, t. y. pirmiausia deformuotųsi elementai, pagaminti iš medžiagų, turinčių mažiausią stiprumą ir galinčių sugerti didžiausią energijos dalį, paskui deformuotųsi didesnio stiprumo elementai, kurie sugeria mažesnę kinetinės energijos dalį ir t. t., kol visa kinetinė energija yra sugeriama (Evin & Tomáš, 2012, 2020);
- transporto priemonės stogo konstrukcija turėtų būti suprojektuota taip, kad atlaikytų apkrovas, atsirandančias virstant, ir apsaugotų keleivius nuo prispaudimo;
- transporto priemonės turi būti projektuojamos taip, kad po eismo įvykio liktų pakankamai erdvės keleiviams, jie nebūtų prispausti, atsidarytų durys. Tiek variklis, tiek transmisija turi būti išdėstyti taip, kad eismo įvykio metu jie nepatektų į keleivių saloną ir jų nesužeistų. Šiems komponentams turi būti numatytos galimos deformacijų kryptys tam tikro smūgio atveju (Bois et al., 2004).

Šoninio smūgio pabandymai atliekami taikant įvairius reikalavimus, direktyvas, taisykles ar standartus:

- FMVSS 214 standartas. Barjeras, judėdamas 54 km/h greičiu, trenkiasi į nejudančią transporto priemonę. Bandyje barjeras yra pakreiptas 27

laipsnių kampu, todėl barjero greitis išsiskaido į dvi dedamąsias: 48 km/h greitis Y ašies kryptimi ir 25 km/h greitis X ašies kryptimi. Barjero plotis yra 1676 mm, prošvaisa – 279 mm, deformuojamo elemento prošvaisa – 330 mm, barjero masė – 1368 kg. Manekentai naudojami priekinėse ir galinėse sėdynėse.

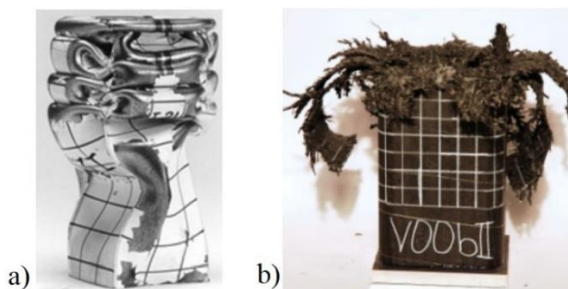
- Saugos greitkeluose draudimo instituto, šoninio smūgio bandymo protokolas (angl. *Insurance Institute for Highway Safety, Side Impact Test Protocol*, IIHS). Šis bandymų protokolas nustato griežtesnį šoninio smūgio bandymą, kuris turėtų atspindėti eismo įvykius su padidinto pravažumo automobiliais. 1500 kg masės barjeras, judėdamas 50 km/h greičiu, atsitenkia į nejudančios transporto priemonės šoną. Barjero prošvaisa – 379 mm, o atstumas iki buferio – 430 mm. Priekinės barjero dalies forma turi atitikti transporto priemonės priekinės dalies formą. Manekentai naudojami priekinėse ir galinėse sėdynėse;
- Šoninio smūgio bandymas pagal (JT/EEK) taisyklę Nr. 95. Besideformuojantis barjeras (angl. *Moveable deformable barrier* – MDB), judėdamas 50 km/h greičiu, trenkiasi į bandomąją transporto priemonę. Barjeras ir transporto priemonė išdėstomi taip, kad tarp jų susidarytų 90 laipsnių kampas. Barjero masė – 950 kg, plotis – 1500 mm, deformuojamo elemento prošvaisa – 300 mm. Manekenas naudojamas tik vairuotojo sėdynėje (Regulation No 95 ..., 2015);
- Euro-NCAP šoninio smūgio bandymas (angl. *Euro – NCAP side impact test*). Šis šoninio smūgio bandymas yra labai panašus į JT/EEK taisyklės Nr. 95 bandymą. Skirtumas tas, kad pagal Euro-NCAP šoninio smūgio bandymą naudojami manekentai ir priekinėse, ir galinėse sėdynėse, o pagal Nr. 95 bandymą manekenas yra tik vairuotojo sėdynėje (Heiko et al., 2007).

Modeliuojant transporto priemonės susidūrimą, naudojant BEM, transporto priemonė padalijama į baigtinius elementus (BE), aprašomi atskirų elementų kontaktai ir įvedami pradiniai duomenys (pvz., masė, energijos absorbcijos koeficientas, deformacija ir kt.) (Noaimadudin et al., 2013).

Kai modelis yra vamzdinė erdvinė sistema, susidedanti iš atskirų elementų, sujungtų į vieną bendrą mazgą, jo praktiškai neįmanoma išspręsti įprastais metodais, todėl tokiu atveju naudojami BEM (Marianski & Szosland, 2012).

Transporto priemonėse sugertos energijos kiekis tiesiogiai priklauso nuo transporto priemonių konstrukcijose naudojamų medžiagų, jų tankio, takumo ribos, konstrukcinių elementų sienelių storio, pačios geometrijos ir deformacinių zonų.

Lyginant kompozitinių medžiagų deformacijas, matyti, kad jos skiriasi nuo metalinių medžiagų. 1.5 paveiksle pateikiamas aliuminio ir panašios formos kompozitinės medžiagos deformavimosi pobūdis veikiant tokiai pat apkrovai (Lukaszewicz, 2013).



1.5 pav. Dviejų medžiagų deformacijų palyginimas: a) plastiškas lankstymasis metaluose; b) trapus kompozitinių medžiagų suirimas (Lukaszewicz, 2013)

Fig. 1.5. Deformation comparison between two materials: a) plastic folding in metals; b) brittle fracture in composite materials (Lukaszewicz, 2013)

Metalinėse medžiagose energija išsisklaido per plastišką susilankstymą, medžiagos sukietėjimą ir per šilumos nuostolius. Kompozitinės medžiagos, priešingai, išsisklaido energiją dėl išorinės ir vidinės trinties bei pluošto lenkimo ir kinematinio išsisklaidymo medžiagai suyrant. Šios savybės suteikia kompozitinėms medžiagoms pranašumų gerinant atsparumą smūgiams. Vertinant specifinės energijos absorbciją (angl. *Specific Energy Absorption*, SEA), ji gali būti didesnė, t. y. naudojant kompozitines medžiagas galima pasiekti tą patį konstrukcijos atsparumą smūgiams, kaip ir su metalinėmis medžiagomis, tačiau, naudojant kompozitines medžiagas, konstrukcija yra lengvesnė (Lukaszewicz, 2013). Didesnė SEA reikšmė rodo šių kompozitinių medžiagų potencialą, kurių tinkamas naudojimas gali užtikrinti didesnę atsparumą smūgiams. Kunakorn-ong ir Jongpradist (2020) atkreipia dėmesį į dar vieną svarbią dedamąją, t. y. į konstrukcijoje naudojamų profilių sienelių storį. Keičiant profilių sienelių storį galima gauti didesnę SEA vertes.

Tiriant kompozitinių medžiagų poveikį konstrukcijai ir jos atsparumą smūgiams, taikomi ir kiti rodikliai: gniuždymo jėgos efektyvumas (angl. *Crush Force Efficiency*, CFE), ilgalaikis gniuždymo įtempis (angl. *Sustained Crush Stress*, SCS) (Lukaszewicz, 2013).

Specifinės energijos absorbcija, kuri dar vadinama sugerta energija, tenkanti masės vienetui, yra labai svarbus dydis siekiant sumažinti konstrukcijos masę ir naudojama įvertinant konstrukcijų energijos absorbcijos galimybes (Rafukka,

2018; Xu et al., 2017). Specifinės energijos absorbcija apskaičiuojama pagal formulę (Lukaszewicz, 2013):

$$SEA = \frac{W}{\rho \cdot A \cdot \delta} = \frac{\int_0^\delta F \cdot d\delta}{\rho \cdot A \cdot \delta}, \quad (1.3)$$

čia W – visa sugerta energija, J; ρ – medžiagos tankis, kg/m^3 ; A – skerspjūvio plotas, m^2 ; δ – bendra deformacija, mm; F – gniuždymo jėga, N.

Specifinės energijos absorbcija yra vienas iš dydžių, apibūdinančių konstrukcijos smūgio energijos sugėrimo efektyvumą, tačiau šis dydis nieko nepasako apie konstrukcijos efektyvumą kitose srityse, pavyzdžiui, pasipriešinimą lenkimui, vibracijų slopinimą ar jos gamybos paprastumą. Tai yra vienas iš kelių parametrų, į kurį reikia atsižvelgti projektuojant transporto priemonę (Stamenović et al., 2011).

Pagal tinkamumo smūgiui apibrėžtį suprantama, kad ideali, tinkama smūgiui medžiaga, naudojama transporto priemonių konstrukcijose, eismo įvykio metu turi sugerti kinetinę smūgio energiją, per tam tikrą laiką išsklaidyti ją, siekiant užtikrinti, kad transporto priemonės lėtėjimas būtų mažesnis nei kritinė vertė, kurią viršijus keleiviai patirtų negrįžtamus sužalojimus. Kaip teigia Jacob (2006), lyginant dvi skirtingas medžiagas, turinčias panašias energijos absorbcijos savybes, medžiaga, kurios specifinės energijos absorbcijos reikšmė yra didesnė ir kuri šią energiją išsklaidė per ilgesnį laiko tarpą, būtų laikoma atsparesne smūgiams.

Siekiant įvertinti, kaip hibridinė rėmo konstrukcija sugertų šoninio smūgio energiją, darbe bus atliekamas šoninio smūgio į autobuso rėmo konstrukciją modeliavimas. Atliekant specifinės energijos absorbcijos skaičiavimus, bus palygintos plieninės ir hibridinės autobuso rėmo konstrukcijos.

1.3.3. Autobuso rėmo konstrukcijos dinaminės charakteristikų analizė

Transporto priemonių gamyboje, siekiant užtikrinti aukštą transporto priemonių kokybę ir važiavimo komfortą, dar ankstyvuoju projektavimo etapu atliekamas skaitinis modeliavimas, paremtas BEM ir virpesių matavimo bandymais.

Taikant teorinius skaičiuojamuosius tyrimus, analizuojamo objekto dinaminės parametrus galima nustatyti kaip kietojo ir kaip besideformuojančio kūno (Bratland et al., 2011; Wu et al., 2013). Objektas, kaip kietasis kūnas, naudojamas tuomet, kai siekiama nustatyti transporto priemonės dinaminės parametrus važiuojant (komforto atžvilgiu). Naudojant kietojo kūno modelį įvertinamos vienos

iš svarbiausių transporto priemonės posistemų, t. y. pakabos elementų (amortizatorių ir standumo elementų) dinaminės savybės, kurios turi didelę įtaką transporto priemonės valdymui, o kartu ir saugumui. Šiame darbe analizuojama ne transporto priemonės pakaba, o rėmo konstrukcija, todėl naudojamas besideformuojančio kūno modelis. Šiuo atveju įvertinama konstrukcijos deformacija ir savieji dažniai.

Esant netinkamai transporto priemonės konstrukcijai, jos surinkimui ar nesiilaukiant kitų esminių projektavimo principų, eksploatuojant transporto priemonę gali būti sukeliamas rezonanso efektas. Pasireiškęs rezonanso efektas sukelia didėjančius konstrukcijos virpesius ir dėl to pakinta kitos savybės (triukšmas, važiavimo komfortas). Visi šie, neigiamą poveikį turintys reiškiniai, atsiranda važiavimo metu pagrindu dėl kelio nelygumų ir variklio sukeltų virpesių. Susidarantys nepageidaujami virpesiai turi neigiamą įtaką važiavimo komfortui, gali sukelti konstrukcijos nuovargį, pabloginti transporto priemonės valdymą, keleivių saugumą eismo įvykio metu. Siekiant užtikrinti, kad transporto priemonėse keleiviai jaustųsi saugiai ir patogiai, projektavimo stadijoje reikia atlikti reikšminių taškų virpesių matavimus bei modalinę analizę. Gauti matavimų ir analizės rezultatai leidžia nustatyti gautų virpesių pobūdį ir priimti sprendimus, kurie leistų pagerinti transporto priemonės eksploatavimą saugumo ir komforto atžvilgiu.

Modalinė analizė – procesas, kurio metu tam tikrai konstrukcijai yra nustatomos būtent jai būdingos savybės, nusakančios: savąjį dažnį (rezonansas), slopinimo koeficientą (amortizacija) ir virpesių formas. Visos konstrukcijos (pastatai, tiltai, bokštai, įvairios rėminės konstrukcijos) bei mašinos turi savuosius dažnius svyravimų formas ir praktiškai visi kūnai yra veikiami svyruojamųjų judesių. Siekiant įvertinti ir suprasti šių ir įvairių kitų konstrukcijų virpesių problematiką ir pobūdį, būtina nustatyti ir įvertinti sistemos savuosius dažnius. Įprastai šie duomenys gaunami apibrėžiant pagrindinius modalinius parametrus. Toliau atliekant modalinę analizę, sudaromas skaitinis sistemos dinaminis modelis. Skaitinio modeliavimo rezultatas yra atitinkamos virpesių formos, kurios aprašomos dažniu ir slopinimu. Visi šie parametrai ir apibūdina konstrukcijos dinamines savybes (Šiaudinyte et al., 2016).

Modalinė analizė skirstoma į dvi pagrindines dalis – klasikinę modalinę analizę (eksperimentinę modalinę analizę) ir operatyvinę modalinę analizę. Klasikinė modalinė analizė leidžia apskaičiuoti dažnio atsako funkciją (arba impulso atsako funkciją), remiantis išmatuotomis sužadinimo jėgomis ir konstrukcijos atsaku (Šiaudinyte et al., 2016). Operatyvinė modalinė analizė (OMA) remiasi išvesties signalų, įskaitant aplinkos triukšmą ir veikiančias jėgas kaip nematuojamą įvesties signalą, matavimu (Devriendt et al., 2009). Ši modalinė analizė naudojama vietoj klasikinės modalinės analizės tais atvejais, kai konstrukcija yra realiomis darbo sąlygomis arba tokiomis sąlygomis, kai dirbtinis konstrukcijos žadinimas yra neįmanomas. Taip pat vis plačiau taikoma skaitinė modalinė analizė, kurios pagrindas yra BEM (Maung et al., 2013; Reynders et al., 2012).

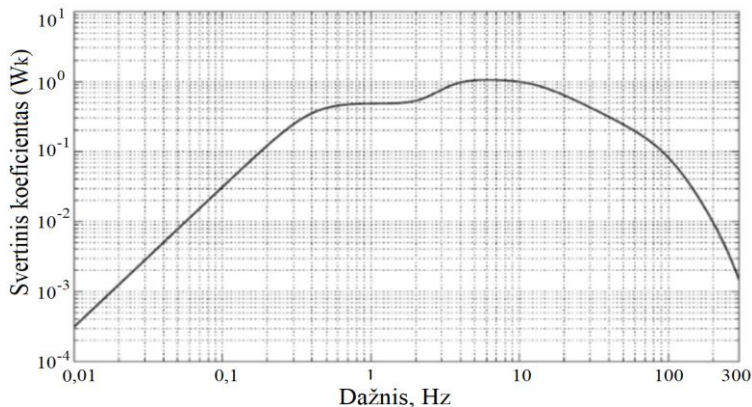
Atliekant skaitinę modalinę analizę pirmiausia sudaromas analizuojamo objekto modelis. Kitame etape priskiriamos medžiagos, nurodant medžiagos savybes (tankis, tamprumo modulis, šlyties modulis, Puasono koeficientas, ryšiai tarp BE ir kt.). Konstrukcijų savieji dažniai ir jų virpesių formos keičiasi, keičiant šias medžiagos bei konstrukcijos savybes (Chandravanshi & Mukhopadhyay, 2013).

OMA yra plačiai naudojama tais atvejais, kai norima nustatyti analizuojamo objekto dinamines savybes. Be to, naudojant OMA, analizuojamas objektas gali būti išbandomas realiomis sąlygomis, ją galima pritaikyti veikiančioms konstrukcijoms ir jai nereikia sužadavimo (Brincker & Ventura, 2015; Rainieri et al., 2016; Rainieri & Fabbrocino, 2014), o jos metu gauti rezultatai gali būti naudojami skaitiniam modeliui patvirtinti (Orlowitz & Brandt, 2017).

Skaitinių metodų analizė ir jų rezultatų patikimumas buvo išsamiai išnagrinėti daugelyje mokslinių straipsnių, kuriuose gauti rezultatai skaitiniais metodais lyginami su rezultatais, gautais atliekant eksperimentinius bandymus (Froli & Laccone, 2017; Azam & Fragoso, 2020; Cveticanin et al., 2014; Siljak & Subasi, 2014). Išanalizavus gautus rezultatus galima teigti, kad rezultatų sutapimas yra labai artimas ir skaitinis modeliavimas gali būti laikomas kaip lygiavertis eksperimentiniams bandymams.

Transporto priemonių komforto įvertinimas yra gana subjektyvus, jis gali būti traktuojamas įvairiai. Pakankamai objektyviai komfortas vertinamas standarte ISO 2631-1: 1997, kur komfortas įvertinamas nustatant vibracijos dydį, dažnį ir trukmę.

Standarte pateikiamas dažnio ir svertinių reikšmių kreivės grafikas (1.6 pav.), kuriuo remiantis vertinamas žmogaus viso kūno svyravimas sėdimoje pozicijoje.



1.6 pav. Svertinio koeficiento W_k (veikiant vertikaliems pagreičiams) ir dažnių kreivė (ISO 2631-1: 1997)

Fig. 1.6. Weighting filter W_k (for vertical accelerations) and frequency curve (ISO 2631-1: 1997)

Svertinių reikšmių koeficientas atspindi žmogaus kūno jautrumą vibracijoms, priklausomai nuo dažnių. Žmogaus kūnas jautriausiai reaguoja į vertikalų pagreitį 4–10 Hz dažnių diapazone.

Didesnis važiavimo komfortas tiek turistinėse, tiek komercinėse transporto priemonėse užtikrintų pakankamą vairuotojo ir keleivių komfortą, gerą transporto priemonės valdymą, sumažintų eismo įvykių atsitikimo tikimybę.

1.4. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

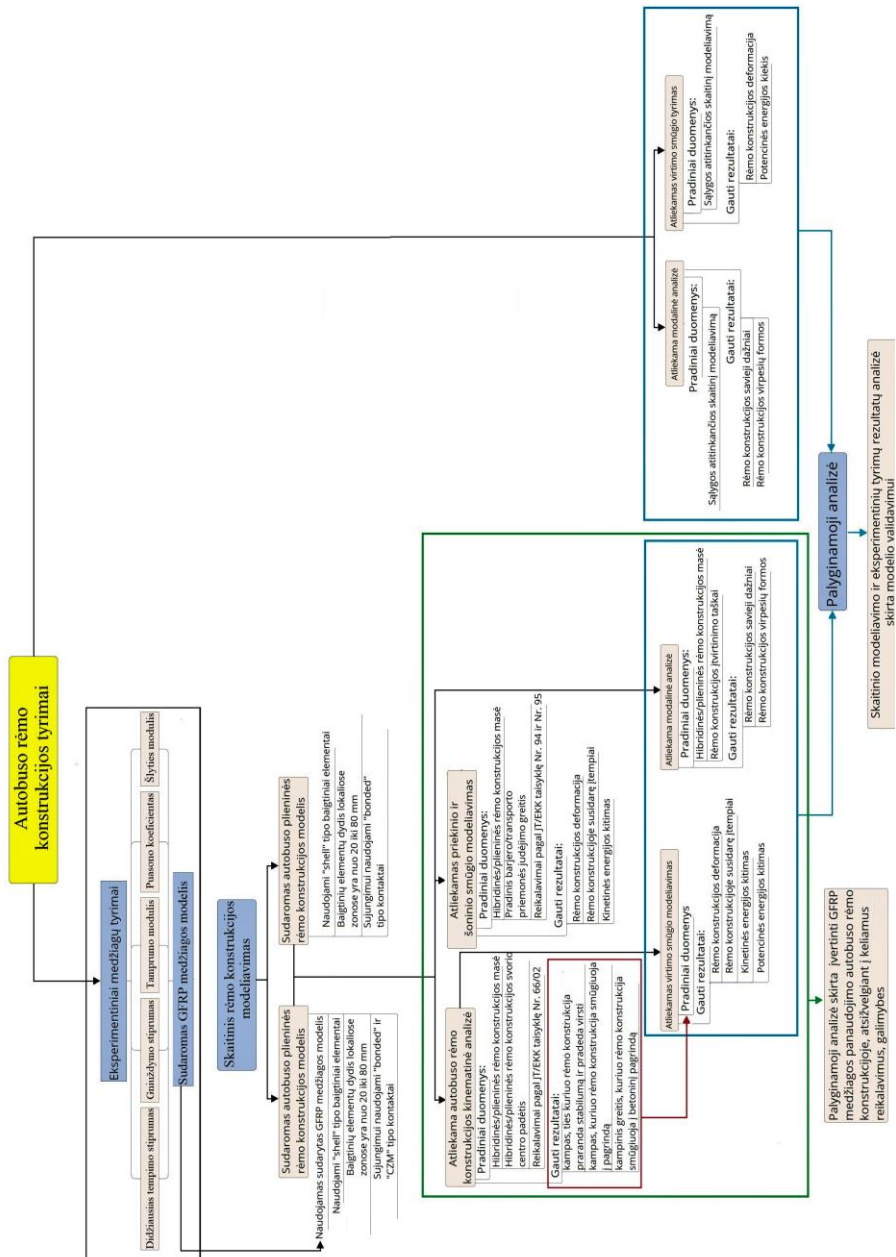
Atlikus mokslinės literatūros, direktyvų ir kitų šaltinių analizę, nustatyta:

1. Autobuso rėmo konstrukcija yra viena pagrindinių sudedamųjų dalių, kuri sudaro 25–30 % visos bendrosios autobuso masės. Rėmo konstrukcijos masės mažinimas būtų efektyvi priemonė, kuri leistų sumažinti bendrąją autobuso masę.
2. Autobuso rėmo konstrukcijų gamyboje kompozitinės medžiagos nėra plačiai naudojamos, jos gaminamos iš plieno. Siekiant autobuso rėmo konstrukcijose naudoti kompozitines medžiagas, reikia įvertinti ir palyginti šių skirtingų medžiagų mechanines savybes.
3. Vienas pagrindinių vidutinio dydžio autobusams taikomų saugumo reikalavimų yra dinaminis virtimo bandymas, aprašytas JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02. Virtimo bandymas yra brangus, todėl daugelis gamintojų taiko kita metodą – skaitinį virtimo modeliavimo metodą, kuriam atlikti reikalingas skaitinis autobuso konstrukcijos modelis.
4. Skaitinis modeliavimas yra plačiai taikomas siekiant sumažinti gamybos ir projektavimo kaštus, tačiau siekiant validuoti sudarytą skaitinį modelį, dažnu atveju atliekami eksperimentiniai bandymai, kurių metu gauti rezultatai lyginami su skaitinio modeliavimo rezultatais.
5. Stiklo pluoštas, lyginant su plienu, yra lengvesnė, bet trapesnė medžiaga. Šioje medžiagoje plastinės deformacijos pasireiškia nedideliame įtempių intervale, kurią viršijus pradeda irti.

Išanalizavus mokslinę literatūrą, formuluojami šie disertacijos uždaviniai:

1. Įvertinti ir palyginti autobuso rėmo konstrukcijoje naudojamų medžiagų fizikines ir mechanines savybes, sudaryti kompozitinės medžiagos modelį.

2. Naudojant sudarytą autobuso rėmo konstrukcijos skaitinį baigtinių elementų modelį, įvertinti hibridinės rėmo konstrukcijos saugumo ir komforto parametrus.
 3. Atlikti skaitinio modeliavimo ir natūrinio bandymo metu gautų stiprumo ir dinaminių charakteristikų palyginimą.
 4. Atlikus medžiagų analizę ir rėmo konstrukcijų modeliavimą, įvertinti rėmo konstrukcijų masės mažinimo galimybes, atsižvelgiant į keliamus saugumo reikalavimus.
 5. Sudaryti laikui mažiau imlų trumpalaikio apkrovimo uždavinio sprendimo metodą ir užtikrinti didesnę rezultatų tikslumą nei sprendžiant įprastu metodu.
- 1.7 paveiksle pateikta uždaviniams spręsti sudaryta planuojamų tyrimų schema (algoritmas).



1.7 pav. Schema, kuri nurodo kokių eiliškumu atliekami tyrimai siekiant išspręsti suformuluotus uždavinius
Fig. 1.7. The scheme that shows the order in which the research is performed to solve the formulated tasks

Stiklo pluoštu armuoto polimero kompozito mechaninių charakteristikų nustatymo eksperimentiniai tyrimai

Autobuso rėmo konstrukcijai modeliuoti bus naudojama stiklo pluoštu armuoto polimero kompozitinė (angl. *Glass Fiber Reinforced Polymer*, GFRP) medžiaga, todėl antrajame skyriuje pateikiama metodinė informacija apie pagrindinius bandymus, kuriuos atliekant nustatomos medžiagų mechaninės savybės. Nustačius medžiagos savybes, gautos reikšmės įvedamos į *Ansys Workbench* programą. Sudarytas medžiagos modelis patikrinamas eksperimentiniu ir skaitiniu tempimo bei lenkimo bandymais. Gautų rezultatų palyginimas leidžia validuoti sudarytą kompozitinę medžiagą ir ją taikyti atliekant tolesnius skaičiavimus.

Skyriaus tematika paskelbtos dvi publikacijos (Pravilonis & Sokolovskij, 2020; Gribniak et al., 2021).

2.1. Medžiagų charakteristikų nustatymo metodika ir eksperimentiniai tyrimai

2.1.1. Tempimo bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas

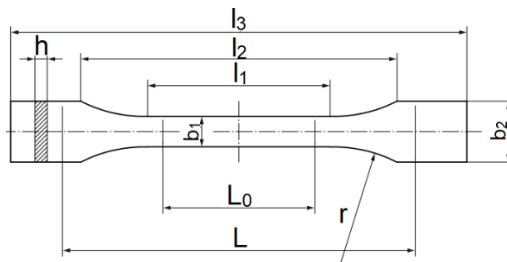
Vienas pagrindinių medžiagos mechaninių savybių nustatymo bandymų yra tempimo bandymas. Tempimo bandymo tikslas – nustatyti svarbiausias mechanines medžiagos savybes: stiprumą, tamprumą ir plastiškumą.

Medžiagų mechaninių bandymų atlikimo metodika yra reglamentuota. Standartai taikomi ir bandiniams, ir pačiam tempimo bandymui.

Pagaminti bandiniai yra tempiami naudojant specialius bandymo standus. Santykį tarp tempimo jėgos ir bandinio pailgėjimo rodo grafikas, kurį nubraižo įrašymo įrenginys. Šis grafikas ($\Delta = f(F)$) taip pat vadinamas tempimo diagrama.

Iš stiklo pluošto pagamintoms medžiagoms tempimo bandymas atliekamas pagal reglamentuotą standartą „Tempiamųjų savybių nustatymas. 2 dalis. Liejimui ir ekstruzijai skirtų plastikų bandymo sąlygos (ISO 527-2: 2012)“. Standarte pateikta informacija apie bandinių matmenis, bandinių paruošimą, bandymo eiliškumą.

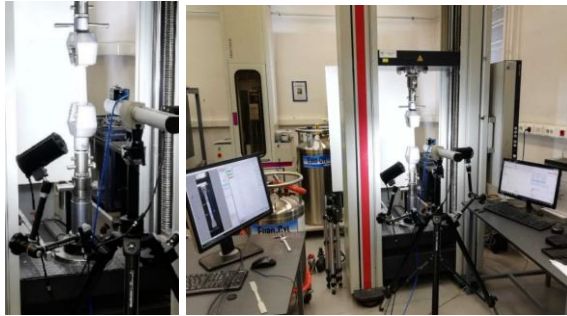
Tempimo bandymams naudojamų bandinių matmenys pateikti 2.1 paveiksle.



2.1 pav. Tempimo bandymo bandinys: L_0 – matavimo vietos ilgis; L – pradinis atstumas tarp griebtų; l_1 – bandinio siauros lygiagrečios pusės ilgis; l_2 – atstumas tarp plačių lygiagrečių dalių; l_3 – bendras bandinio ilgis; b_1 – bandinio plotis siauroje dalyje; b_2 – bandinio plotis galuose; h – bandinio storis; r – spindulys (Plastikai. Tempiamųjų savybių ..., 2012)

Fig. 2.1. Tensile test specimen layout: L_0 – gauge length; L – initial distance between grips; l_1 – length of narrow parallel-sided portion; l_2 – distance between broad parallel-sided portions; l_3 – overall length; b_1 – width at narrow portion; b_2 – width at ends; h – preferred thickness; r – radius (Plastics. Determination of ..., 2012)

Tempimo bandymui naudotas „Zwick Z250“ medžiagų bandymo stendas su centriniu rutuliniu varžtu (2.2 pav.).



2.2 pav. Medžiagos tempimo bandymo stendas „Zwick Z250“

Fig. 2.2. Material tensile test equipment „Zwick Z250“

Bandymų stendo techniniai duomenys pateikti 2.1 lentelėje.

2.1 lentelė. Tempimo bandymo stendo „Zwick Z250“ techniniai duomenys (Zwick Z100/Z250 materials ..., 2021)

Table 2.1. Technical data of the „Zwick Z250“ tensile testing stand (Zwick Z100/Z250 materials ..., 2021)

Parametras	Reikšmė
Maksimali apkrova, kN	250
Judėjimo greitis, mm/min	0,0005–600
Maksimalus darbinės erdvės aukštis, mm	1068
Apkrovimo ir deformacijų matavimo paklaida, %	±1

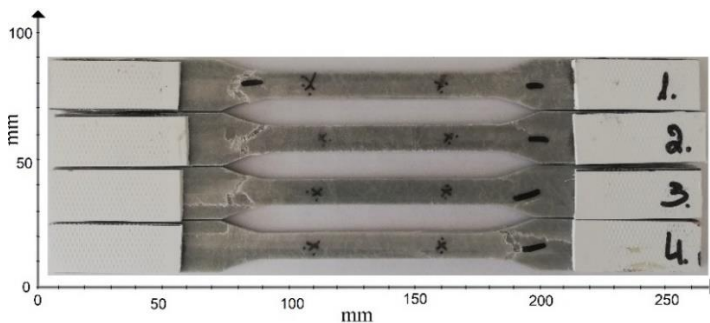
Remiantis standartu ISO 527-2: 2012, tempimo bandymas atliekamas tokiu eiliškumu:

- paruošiami bandiniai;
- bandinys įdedamas į stendo griebtuvus;
- ekstensometras pritvirtinamas prie bandinio (norint nustatyti bandinio pailgėjimą ir tempimo modulį, naudojamas ekstensometras arba deformacijos matuoklis);
- bandymas pradedamas griebtuvams judant pastoviu greičiu. Greitis priklauso nuo bandinio formos ir gali svyruoti nuo 0,125 iki 500 mm/min. Laikas nuo bandymo pradžios iki pabaigos turėtų būti nuo 30 s iki 5 min;
- bandymas nutraukiamas, kai bandinys nutrūksta (Plastikai. Tempiamųjų savybių ..., 2012).

GFRP medžiagos bandiniai, skirti tempimo bandymui, išpjauti iš GFRP profilio. Bandymui paruošti aštuoni bandiniai: keturi bandiniai, kai pluoštas išdėstytas išilgai tempimo krypties; 4 bandiniai, kai pluoštas išdėstytas skersai tempimo krypties.

GFRP profilis pagamintas iš vinilo esterio dervos naudojant pultruzijos procesą. Profiliai, iš kurių pagaminti tempimo bandiniai, pagaminti įmonėje UAB „Ugira“ (Marijampolės r., Lietuva). Bandymuose naudojamos kompozitinės medžiagos sudėtis: E tipo stiklo pluoštas (angl. *E-glass*) ir vinilo esterio derva. Pluošto ir dervos santykis pagal masę yra atitinkamai 76 % ir 24 %. Kompozitinės medžiagos tankis yra 2000 kg/m^3 . Visi tempimo bandiniai pagaminti pagal ISO 527-2: 2012 standartą (2.1 pav.). Visų bandinių storis – 3 mm.

2.3 paveiksle pateikti tempimo bandymams paruošti bandiniai.



2.3 pav. Paruošti GFRP medžiagos bandiniai

Fig. 2.3. Prepared specimens of GFRP material

Bandiniai tempiami naudojant „Zwick Z250“ medžiagų bandymų stendą su centriniu rutuliniu švino varžtu. Visi bandymai atlikti kambario temperatūroje (20°C).

Remiantis Suresh ir Suresh (2019) bei Yang ir Wu (2016), tipinis bandymo greitis yra 2 mm/min , tačiau Soric et al. (2017) palygino tris skirtingus greičius ($2, 5, 10 \text{ mm/min}$) ir nustatė, kad deformacijos greitis neturi reikšmingos įtakos tempimo stiprumo vertėms, todėl jų galima nepaisyti. Taigi šio tempimo bandymo metu priimtas 5 mm/min greitis. Bandinių nutraukimo laikas svyravo nuo 70 iki 80 s.

Medžiagos tamprumo modulis ir Puasono koeficientas (kai pluoštas yra išdėstytas išilgai ir bandiniai tempiami išilgai bei kai pluoštas yra išdėstytas skersai, o bandiniai tempiami išilgai), nustatyti tempimo bandymu.

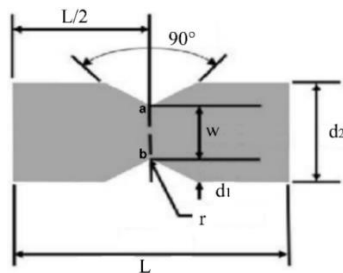
Siekiant palyginti GFRP medžiagą su plieniu ir aliuminio lydiniu, atlikti šių medžiagų tempimo bandymai. Bandymams naudoti identiški bandiniai. Plieno bandiniai paruošti iš plieno S235 (tankis – 7800 kg/m^3 , Puasono koeficientas –

0,3, šlyties modulis – 77 GPa), aluminio bandiniai – iš aluminio lydinio (EN AW-6082) (tankis – 2700 kg/m³, Puasono koeficientas – 0,32, šlyties modulis – 26 GPa) (Engineering ToolBox, 2005). Visų bandinių storis – 3 mm.

Atlikus šiuos bandymus su skirtingomis medžiagomis galima daryti išvadas apie stiklo pluošto naudojimo galimybes autobuso rėmo konstrukcijoje. Rezultatų analizė pateikta 2.2 poskyryje.

2.1.2. Šlyties bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas

Šlyties modulis (G) – vienas iš medžiagos elastingumo rodiklių, apibūdinantis medžiagos pasipriešinimą jos tampriosioms deformacijoms (kampinės deformacijos ir tangentinių įtempių ryšio koeficientas). Norint nustatyti medžiagos šlyties modulį, atliekamas šlyties bandymas. Šio bandymo principas – nustatyti poslinkį bandinyje su V formos išpjova, kai pasiekama aukščiausia šlyties būseną bandinio centre. Šie poslinkiai pasiekiami per santykinį įtvirtinimų judėjimą, lyginant su fiksuotu įtvirtinimu. Plokštelių šlyties bandymai atliekami naudojant bandomąją medžiagą ir „Iosipescu“ šlyties modulio nustatymo metodiką pagal standartą ASTM D5379: 2012 „Standartinis kompozitinių medžiagų šlyties savybių bandymo metodas naudojant V formos įpjovos sijos metodą“ (2.4 pav.) (Khashaba et al., 2013).



2.4 pav. Šlyties bandinio bandinys (ASTM D5379: 2012)

Fig. 2.4. Shear test specimen layout (ASTM D5379: 2012)

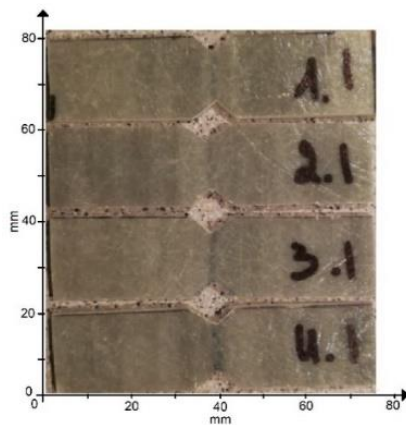
Pagal standarte pateiktą informaciją bandinys, skirtas šlyties moduliui nustatyti, yra gana paprastas, tai stačiakampė plokštelė, kuri centrinėje tiek viršutinėje, tiek apatinėje dalyje turi 90 laipsnių įpjovas. Pritaikius jėgų porą, generuojančias du priešingus veikimo momentus „ab“ dalyje, pjūvyje susidaro gryna ir tolygi šlyties įtempio būseną. „Iosipescu“ bandymo metodą galima naudoti analizuojant netiesinių medžiagų elgesį (Odegard & Kumosa, 2000).

Remiantis standartu ASTM D5379: 2012, šlyties modulio nustatymo bandymas atliekamas tokiu eiliškumu:

- paruošiami bandiniai;
- prie judančiųjų plokštumų prijungiami deformacijos jutikliai;
- bandinys dedamas ant bandymo įrenginio ir patikrinama, ar įrenginio plokštuma pataiko į bandinio įpjovą. Švelniai priveržiama kairioji įrankio pusė, tada švelniai priveržiama dešinioji;
- bandinys įtempiamas pastoviu 1 mm/min tempimo greičiu, kol deformuojasi (ASTM D5379: 2012).

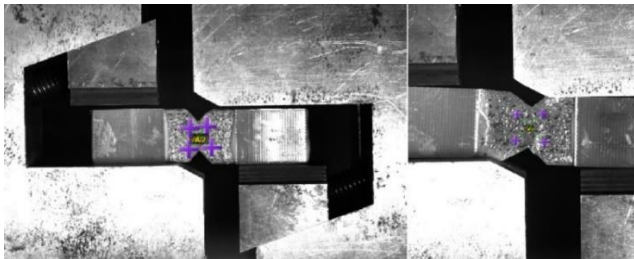
Atlikus bandymą gaunami duomenys, kuriuos apdorojus nustatomas analizuojamos medžiagos šlyties modulis.

Bandymui paruošti 8 bandiniai: 4 bandiniai, kai pluoštas išdėstytas išilgai veikiančios apkrovos kryptimi, ir 4 bandiniai, kai pluoštas išdėstytas skersai veikiančios apkrovos kryptimi (2.5 ir 2.6 pav.). Visų bandinių storis – 3 mm.



2.5 pav. Paruošti GFRP medžiagos bandiniai

Fig. 2.5. Prepared GFRP specimens



2.6 pav. GFRP medžiagų bandinių šlyties modulio nustatymo bandymas

Fig. 2.6. GFRP material specimens shear module testing

Atlikus bandymus ir duomenų analizę, nustatyti du šlyties moduliai, kurie priklauso nuo pluošto išdėstymo bandinyje. Rezultatų analizę pateikta 2.2 poskyryje.

2.1.3. Gniuždymo bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas

Gniuždymo bandymas dažniausiai atliekamas su medžiagomis, kurios turi skirtingas mechanines savybes veikiant tempimo ir gniuždymo jėgoms. Šis bandymas atliekamas su medžiagomis, kurios išskirtinai elgiasi veikiant gniuždymo jėgai.

Metallų gniuždymo bandymai yra paprastesni, nes metalai yra izotropinės medžiagos, t. y. jų savybės visomis kryptimis yra vienodos.

Metalinės gniuždomosios konstrukcijos daugelį metų naudojamos automobilių konstrukcijose, kurios turi gerų kinetinių energijos sugėrimo savybių. Pastaraisiais metais vis plačiau konstrukcijose pradedamos naudoti kompozitinės medžiagos, pasižyminčios taip pat geromis kinetinės energijos sugėrimo savybėmis.

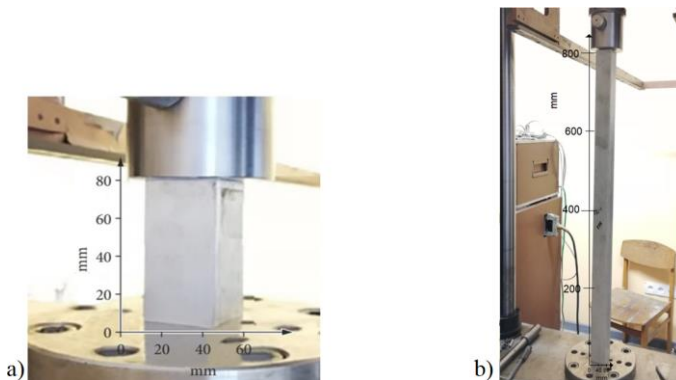
GFRP medžiaga yra ortotropinė, jos savybės priklauso nuo deformacijos krypties arba nuo pluošto išdėstymo krypties. Tokių medžiagų tyrimas yra sudėtingesnis. Atliekant bandymus, bandinius reikia tirti veikiant skirtingų krypčių apkrovomis.

Statinis gniuždymo bandymas atliekamas naudojant TIRA 2300 bandymų stendo rekomenduojamomis sudėtinių medžiagų bandymo kontrolės sąlygomis. Atliekant gniuždymo bandymą, bandinys uždedamas ant apatinės plieninės plokštės. Ši apatinė plieno plokštė, kuri gniuždymo bandymo metu lieka nejudanti, yra sujungiamo su krūvio elementu. Gniuždymo bandymo metu viršutinė plieninė plokštė, pritvirtinta prie skersinės galvos, juda žemyn iki bandinio ir prasideda suspaudimo procesas. Skersinis galvos judėjimo greitis yra 1 mm/s, o tai atitinka $0,01133 \text{ s}^{-1}$ suspaudimo greitį. Gniuždymo bandymo pradžioje turi būti užregistruojama gniuždymo apkrova, skersinis galvos greitis ir skersinis galvos poslinkis.

Gniuždymo bandymui visi bandiniai pagaminti iš trijų skirtingų medžiagų (aliuminio (EN AW-6082), plieno (S235), GFRP). Siekiant gauti tikslesnius rezultatus, visi bandiniai pagaminti iš $40 \times 40 \times 3$ mm profilių. Bandymams yra paruošta atitinkamai po penkis bandinius.

Bandymams paruošti dviejų skirtingų ilgių bandiniai. 800 mm ilgio bandiniai skirti medžiagų klupdymui, o 80 mm ilgio bandiniai – medžiagų deformacijai palenginti. Šie bandymai atliekami, nes jie nuo tempimo bandymo skiriasi veikiančių jėgų kryptimis. Iki proporcingumo ribos medžiagų atsparumas tempimui ir gniuždymui yra beveik vienodas. Viršijus tamprumo ribą, padidėja skersinė deformacija, todėl bandinys jai priešinasi ne tik dėl medžiagos sutvirtinimo, bet ir dėl padidėjusio bandinio skerspjuvio.

Bandymas atliktas su TIRA 2300 bandymo stendu. 2.7 paveiksle pavaizduoti bandiniai prieš bandymą. Rezultatų analizė pateikta 2.2 poskyryje.



2.7 pav. GFRP medžiagų bandinių šlyties modulio nustatymo bandymas

Fig. 2.7. GFRP material specimen shear module testing

2.1.4. Lenkimo bandymo atlikimo metodika ir eksperimentinis tyrimas

Siekiant nustatyti medžiagos mechanines savybes ir kaip medžiaga ar konstrukcinis elementas deformuojasi veikiant lenkimo apkrovai, atliekami lenkimo bandymai. Lenkimo jėga apibrėžiama kaip medžiagos ar konstrukcinio elemento sugebėjimas priešintis deformacijai, veikiant apkrovai. Lenkimo jėga atitinka didžiausią įtempį, kuris susidaro suyrant medžiagai. Norint nustatyti bandinio atsparumą lenkimui, paprastai atliekami trijų ir keturių taškų lenkimo bandymai.

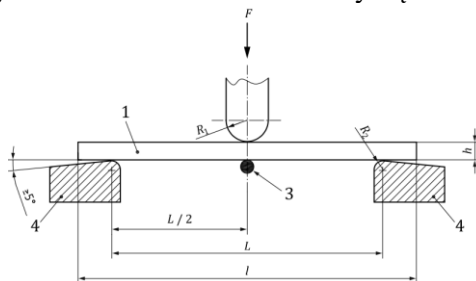
Kai bandinys yra lenkiamas, lenkimo vietoje susidaro daug skirtingų įtempių. Įgaubto bandinio paviršiaus vidiniame krašte susidarę įtempiai bus lygūs didžiausiai gniuždymo vertei. Išgaubtame bandinio paviršiuje susidarę įtempiai bus lygūs didžiausiai tempimo vertei. Daugelis medžiagų greičiau suyra dėl susidariusių tempimo, o ne dėl gniuždymo įtempių, todėl didžiausia tempimo įtempių vertė, kurią gali atlaikyti bandinys prieš suyrant, yra jo lenkimo stiprumas.

Trijų taškų lenkimo bandymas su iš stiklo pluošto pagamintomis medžiagomis atliekamas pagal reglamentuotą standartą „Plastikai. Lankstomųjų savybių nustatymas (ISO 178: 2019)“. Trijų taškų lenkimo bandymo principas apibūdinamas taip: stačiakampio skerspjūvio bandinys padedamas ant dviejų atramų, bandinys išdėstomas taip, kad bandinio kraštai būtų ant atramų, o veikianti apkrova – ties atramų viduriu. Bandymo schema pateikiama 2.8 paveiksle.

Atliekant bandymą, vidurinė bandinio dalis yra veikiamą apkrova, kol bandinio paviršius įtrūks paviršiuje arba kol bus pasiektas didžiausias 5 % įtempimas,

atsižvelgiant į tai, kas įvyks anksčiau. Atliekant bandymą, matuojama bandiniui taikoma jėga ir gauta bandinio deformacija ties viduriu.

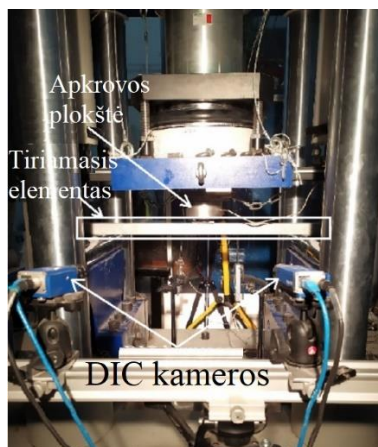
Lenkimo bandymai atlikti su LFV 5000 bandymų stendu (2.9 pav.).



2.8 pav. Trijų taškų lenkimo bandymo schema: R_1 – apkrovos pridėjimo taško spindulys; h – bandinio storis; F – taikoma apkrova; l – bandinio ilgis; L – atstumas tarp atramų;

R_2 – atramų spindulys (Plastikai. Lankstomųjų savybių ..., 2019)

Fig. 2.8. Three-point bending test scheme: R_1 – radius of loading edge; h – thickness of specimen; F – applied force; l – length of specimen; L – length of span between supports; R_2 – radius of supports (Plastics. Determination of flexural properties ..., 2019)



2.9 pav. GFRP profilio lenkimo bandymas LFV 5000 bandymų stende

Fig. 2.9. Bending test of GFRP profile on a LFV 5000 test stand

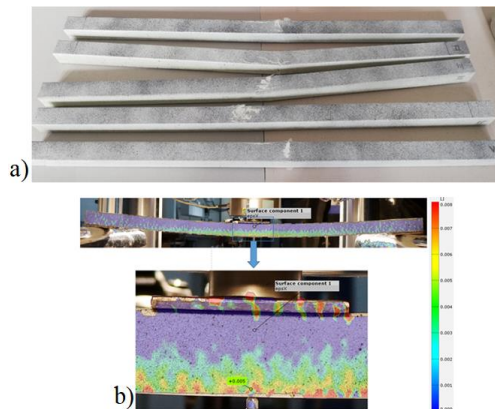
Remiantis standartu ISO 178: 2019, lenkimo bandymas atliekamas tokiu eiliškumu:

- išmatuojamas bandinio plotis ir bandinio storis ties bandinio viduriu;
- atramos išdėstomos taip, kad atstumas tarp jų atitiktų dydį, apskaičiuojamą pagal 2.1 formulę:

$$L = (16 \pm 1) \cdot h; \quad (2.1)$$

- bandinys padedamas ant dviejų atramų. Bandinys turi būti padėtas simetriškai, turi būti išlaikytas statusis kampas su apkrovos tašku ir atramomis;
- parenkamas bandymo greitis. Jis parenkamas pagal bandomą medžiagą;
- pradedamas bandymas, duomenys pradedami fiksuoti, kai apkrovos taškas pasiekia bandinį;
- atliekant bandymą fiksuojamas apkrovos, veikiančios bandinį, dydžio pokytis ir bandinio deformacija;
- bandymas nutraukiamas, kai bandinys sulūžta (Plastikai. Lankstomųjų savybių ..., 2019).

Eksperimentiniams bandymams paruošti penki 1 m bandiniai (2.10 pav., a).



2.10 pav. Lenkimo bandymas: a) paruošti bandiniai; b) GFRP profilių deformacijos analizė naudojant DIC sistemą

Fig. 2.10. Bending test: a) prepared specimens; b) deformation analysis of GFRP profiles using DIC system

Taikant trijų taškų lenkimo bandymą, profiliai bandomi iki suirimo ir stebimas suirimo pobūdis. Profilių deformacijai stebėti naudotas skaitmeninio vaizdo koreliacijos (angl. *Digital image correlation*, DIC) metodas (2.10 pav., b). Skaitmeninė vaizdo koreliacija (DIC) yra optinė technika, derinanti vaizdo registravimo ir sekimo metodus, siekiant kuo tiksliau išmatuoti ir nustatyti poslinkį ir deformacijas. Taikant šį metodą, bandiniai padengiami baltų dažų sluoksniu. Po to, siekiant sukurti kontrasto modelį, bandinys padengiamas purškiamais juodais dažais (sukuriama atsistatanti juodi taškai). Taikant šią metodiką, matuojama dažų dangos viršutinio paviršiaus, pritvirtinto prie tiriamo objekto, deformacija (Tang et al., 2010). Rezultatų analizė pateikta 2.2 poskyryje.

2.2. Bandymų rezultatų analizė

GFRP medžiagos mechaninės savybės nustatytos tempimo ir šlyties bandymais. Eksperimentiškai nustatyti medžiagos parametrai pateikti 2.2 lentelėje.

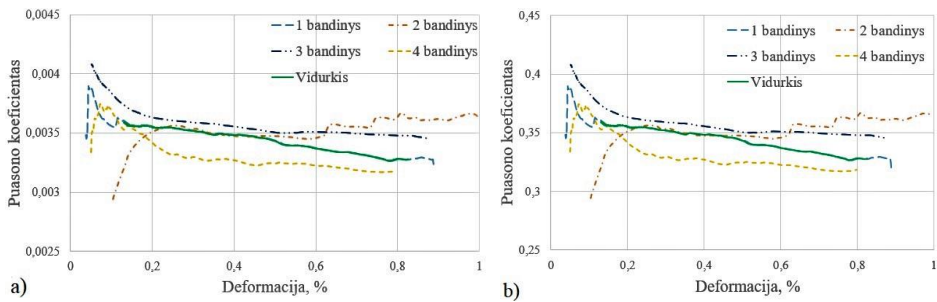
2.2 lentelė. GFRP, plieno ir aliuminio mechaninės savybės

Table 2.2. Mechanical properties of GFRP, steel and aluminum

Fizikinis parametras	Medžiaga			
	GFRP		Plienas (S235)	Aliuminis (EN AW-6082)
	Pluošto išdėstymas			
	Išilgai	Skersai		
Tankis, kg/m ³	2000		7800	2700
Didžiausias tempimo stiprumas, MPa	400		360	275
Gniuždymo stiprumas, MPa	400		360	275
Tamprumo modulis, MPa	39 000	4875	210 · 10 ³	70 · 10 ³
Puasono koeficientas	0,035	0,335	0,3	0,33
Šlyties modulis, MPa	3358	3342	77 000	26 000

Lyginant kompozitinės medžiagos Puasono koeficiento skaitinę vertę (kai pluoštas išdėstytas skersine kryptimi) su skaitine plieno ar aliuminio verte, matoma, kad GFRP medžiaga nėra tokia spūdi kaip plienas ar aliuminis, skirtumas siekia 0,03. Kai kompozitinėje medžiagoje esantis pluoštas yra išdėstytas išilgai, Puasono koeficiento reikšmė skiriasi maždaug 10 kartų (2.11 pav.). Ženklų Puasono koeficiento išilginių ir skersinių pluoštų skirtumą lemia didelis epoksidinės dervos ($E = 3,3$ GPa) ir stiklo pluošto ($E = 70$ GPa) tamprumo modulio skirtumas. Nustatant Puasono koeficientą, kai stiklo pluoštas išdėstytas išilgine kryptimi ir tempimas vyksta išilgine kryptimi, šis koeficientas nustatomas pagal stiklo pluošto savybes, o kai stiklo pluoštas išdėstytas skersine kryptimi – pagal epoksidinės dervos savybes (pluošto tamprumo modulis yra 21 kartą didesnis už dervos tamprumo modulį).

Puasono koeficiento standartinis nuokrypis, kai pluoštas išdėstytas išilgai, yra 0,012, o kai skersai – 0,001.

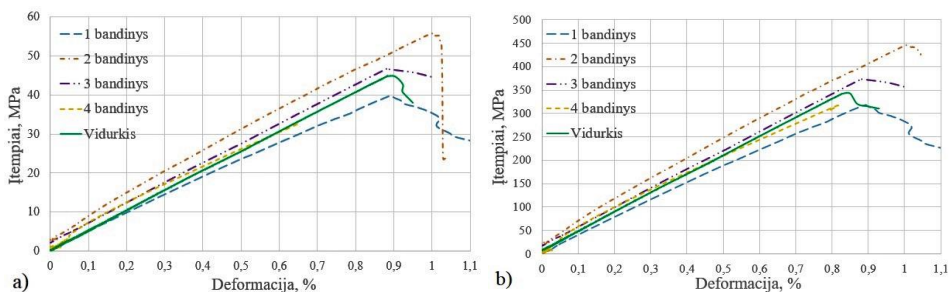


2.11 pav. Puasono ir ašinio tempimo kreivių priklausomybė: a) pluoštas išdėstytas išilgai tempimo krypties; b) pluoštas išdėstytas skersai tempimo krypties

Fig. 2.11. Poisson's ratio vs axial strain curves: a) the fiber is arranged longitudinal to the direction of tension; b) the fiber is arranged crosswise to the direction of tension

Taigi, norint, kad konstrukcija, pagaminta iš kompozitinių medžiagų, būtų pakankamai stipri, būtina įvertinti galimas apkrovos kryptis ir pasirinkti tinkama kryptimi išdėstytą pluoštą.

2.12 paveiksle pavaizduoti deformacijos grafikai, gauti iš jėgos – pailgėjimo grafikų. Iš grafikų matoma, kad medžiaga iki lūžimo deformuojasi tiesiškai, neturi plastiškumo. Kiekviena kreivė rodo didžiausią įtempį, laikomą medžiagos tempimo stiprumu, kuris yra 350 MPa, kai pluoštas išdėstytas išilgine kryptimi, ir 45 MPa, kai pluoštas išdėstytas skersine kryptimi. Įtempių verčių skirtumą tarp išilgai ir skersai išdėstyto pluošto galima paaiškinti taip pat kaip ir dėl Puasono koeficiento (vienu atveju įtempiai priklauso nuo stiklo pluošto tamprumo modulio, o kitu atveju – nuo dervos tamprumo modulio). Įtempio verčių standartinis nuokrypis, kai pluoštas išdėstytas išilgai yra 2,06 MPa, o kai skersai – 15,90 MPa.



2.12 pav. Įtempių ir deformacijos kreivės: a) pluoštas išdėstytas išilgai tempimo krypties; b) pluoštas išdėstytas skersai tempimo krypties

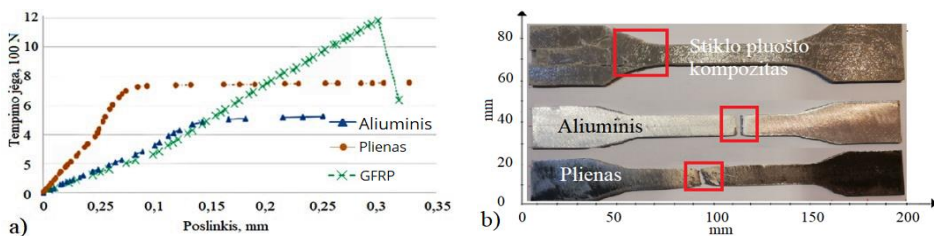
Fig. 2.12. Tension stress vs strain curves: a) the fiber is arranged longitudinal to the direction of tension; b) the fiber is arranged crosswise to the direction of tension

Iš įtempių ir deformacijų priklausomybės kreivės tamprumo modulį E galima nustatyti pagal (2.2) lygtį:

$$E = \sigma / \varepsilon, \quad (2.2)$$

čia σ – vienašis įtempis, Pa; ε – santykinis pailgėjimas.

Palyginus tempimo bandymų, atliktų su trimis skirtingomis medžiagomis, rezultatus daroma išvada, kad GFRP medžiaga yra pakankamai stipri, kai pluoštas yra nukreiptas išilgai tempimo jėgos (2.13 pav.). Bandymų metu gauti tokie rezultatai: GFRP medžiaga nutrūko pasiekus 1200 N apkrovą; plienas nutrūko pasiekus 800 N apkrovą; aliuminis nutrūko pasiekus 500 N apkrovą.



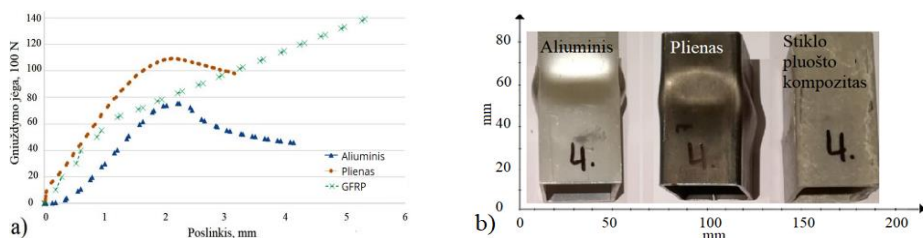
2.13 pav. Tempimo bandymas: a) tempimo bandymo rezultatai;
b) užfiksuotos suirimo vietos bandomosiose medžiagose
Fig. 2.13. Tensile test: a) tensile test results;
b) observed tensile failure modes in tested materials

Kompozitinės medžiagos šlyties modulio reikšmė, kai pluoštas išdėstytas išilgine tempimo kryptimi, yra 3358 MPa, kai skersine kryptimi – 3342 MPa. Šlyties modulio reikšmės abiem atvejais yra labai artimos, todėl galima teigti, kad pluošto išdėstymas neturi didelės reikšmės rezultatams.

Palyginus gniuždymo bandymo rezultatus (80 mm bandiniai), galima daryti išvadą, kad GFRP medžiaga gniuždymo bandymo metu pradeda irti (gniuždymo bandymo metu nustatyta, kad GFRP medžiaga atlaikė 14 kN apkrovą; plienas – 11 kN apkrovą ir aliuminis – 7,8 kN apkrovą) (2.14 pav.).

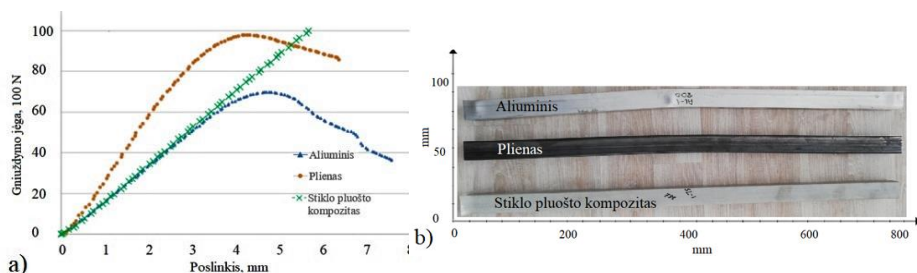
Gniuždymo bandymo metu stiklo pluoštas nesideformavo plastiškai, kaip tai padarė plienas ar aliuminis. Pasiekusi stiprumo ribą, GFRP medžiaga suiro ir pradėjo trupėti.

Palyginus gniuždymo bandymo rezultatus (800 mm bandiniai) (2.15 pav.), galima daryti išvadą, kad GFRP medžiagoje neužfiksuotas klupdymas. Medžiaga, pasiekusi savo stiprumo ribą, suyra ir pradeda trupėti.



2.14 pav. Gniuždymo bandymas (80 mm): a) rezultatai;
b) deformacijos išbandytose medžiagose

Fig. 2.14. Quasi-static crushing test (80 mm): a) results;
b) failure modes in tested materials



2.15 pav. Gniuždymo bandymas (800 mm): a) rezultatai;
b) deformacijos išbandytuose bandiniuose

Fig. 2.15. Quasi-static crushing test (800 mm): a) results;
b) failure modes in tested specimens

Tiek plieno, tiek aliuminio vamzdžiuose pastebimas klupdymas ir plastinė deformacija. Galima paminėti tai, kad GFRP medžiaga pradėjo irti pasiekus 10 kN apkrovą, o plienas ir aluminis pradėjo deformuotis pasiekus atitinkamai 9,8 kN ir 6,9 kN apkrovas. Thornton (1979) teigia, kad GFRP medžiagos deformacijai reikalinga didesnė jėga nei plieno deformacijai, ji sugeria daugiau smūgio energijos. Veikiant tai pačiai jėgai, plienas pradeda deformuotis, o GFRP medžiaga dar išlaiko savo formą. Tai patvirtina ir Haorongbam et al. (2015) bei Mahoso ir Parihar (2019) teigdami, kad GFRP medžiaga tolygiai ir palaipsniui sugeria smūgio energiją ir dėl šios priežasties GFRP medžiagos deformacijai reikalinga didesnė jėga. Visos šios GFRP medžiagos savybės leidžia užtikrinti pakankamą saugos erdvę įvykus eismo įvykiui.

Siekiant GFRP medžiagą naudoti autobuso rėmo konstrukcijai modeliuoti, reikia sudaryti šios medžiagos modelį ir patikrinti jos adekvatumą. Sudarytas medžiagos modelis pagrįstas eksperimentinių tempimo ir šlyties modulio nustatymo bandymų rezultatais bei nustatytu stiprumu, kurių reikšmės pateiktos 2.2 lentelėje.

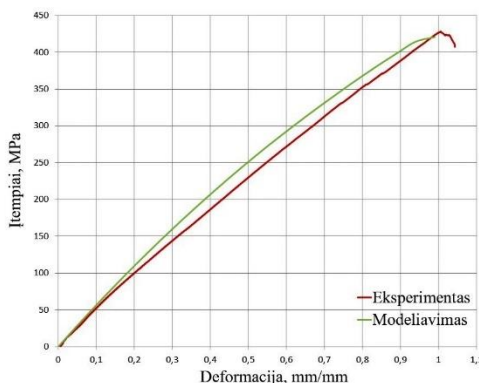
Eksperimentuose nustatyti medžiagos charakteristikų rezultatai buvo apdoroti matematinės statistikos metodu. Gauti rezultatai pateikti A priede.

Dėl gamybos technologijos pultruzijos būdu pagamintų GFRP elementų mechaninės savybės išilgai ir statmenai pluošto yra skirtingos. Tinkamam medžiagos modelio sudarymui *Ansys Workbench* programoje buvo pasirinktas ortotropinės medžiagos modelis. Ortotropinė medžiaga priklauso anizotropinių medžiagų pogrupiui ir tokios medžiagos savybės dviejose statmenose Dekarto koordinatinių sistemos plokštumose yra skirtingos. Šios medžiagos fizikinės lygtys apibrėžiamos devyniomis konstantomis: trimis tamprumo moduliais (E_x , E_y , E_z), trimis Puasono koeficientais (ν_x , ν_y , ν_z) ir trimis šlyties moduliais (G_x , G_y , G_z) (Cecchi & Marco, 2004).

Tamprumo moduliai išilgai E_x ir statmenai E_y GFRP pluošto, taip pat Puasono koeficientai ν_{yz} ir ν_{xz} bei šlyties moduliai G_{xy} ir G_{yz} buvo nustatyti eksperimentiškai pagal ISO 527-2: 2012 ir ASTM D5379: 2012 standartų reikalavimus ir pateikiami 2.2 lentelėje. Trūkstamiems rodikliams priimti sąryšiai: $E_z = E_y$, $\nu_{xz} = \nu_{yz}$ ir $G_{yz} = G_{xz}$ (Cecchi & Marco, 2004).

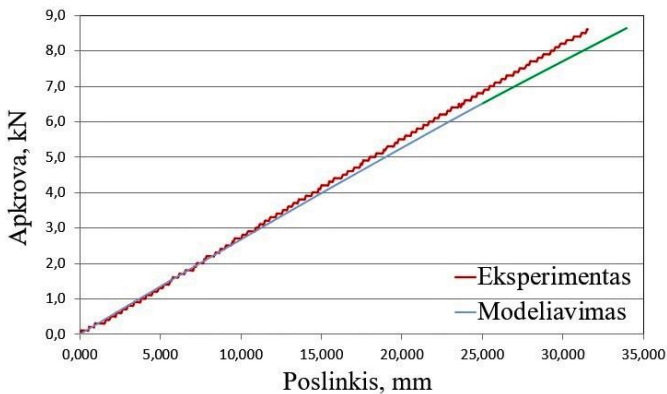
Medžiagos modelio patikrinimui *Ansys Workbench* programoje atkartotas bandinio tempimo bandymas (2.2 pav.). Modeliuojant gautas įtempių ir deformacijų sąryšių palyginimas su eksperimentiniais parodytas 2.16 paveiksle. Pagal gautus rezultatus matoma, kad medžiagos įtempimų priklausomybė nuo deformacijos yra tiesinė funkcija. Tai yra tipinė GFRP medžiagos savybė, kai ji yra veikiamą tokio pobūdžio apkrova.

Vertinant sudarytą medžiagą ir atliktą lenkimo bandymą *Ansys Workbench* programoje taip pat galima teigti, kad sudarytas medžiagos modelis yra tinkamas, nes gautų rezultatų skirtumas, lyginant su natūrinio eksperimento metu gautais rezultatais, neviršija 6 % (2.17 pav.).



2.16 pav. GFRP medžiagos įtempių ir deformacijų diagrama

Fig. 2.16. Stress-strain curve of GFRP material



2.17 pav. Lenkimo bandymo rezultatai

Fig. 2.17. Bending test results

Remiantis medžiagų tempimo, šlyties, gniuždymo ir lenkimo bandymais bei medžiagų palyginimais, galima teigti, kad GFRP medžiagos savybės yra ne blogesnės nei plieno ir jos yra geresnės nei aliuminio, kai stiklo pluoštas išdėstytas išilgine kryptimi.

2.3. Antrojo skyriaus išvados

1. Iš tempimo bandymo nustatyta, kad GFRP medžiagos stiprumo riba yra 11 % mažesnė nei plieno stiprumo riba ir 40 % didesnė nei aliuminio. Atliekant GFRP medžiagos tempimo bandymą taip pat nustatyta, kad šios medžiagos įtempimų priklausomybė nuo deformacijos yra tiesinė funkcija. Pasiekusi šią ribą medžiaga pradeda irti.
2. GFRP medžiagos Puasono koeficientas priklauso nuo pluošto išdėstymo. Skirtumas, kai pluoštas išdėstytas skersine ar išilgine tempimo kryptimi, skiriasi 10 kartų. Analizuojant gautas reikšmes nustatyta, kad GFRP medžiaga nėra tokia spūdi kaip plienas ar aliuminis (kai pluoštas yra išdėstytas skersine kryptimi) ir šis skirtumas siekia apie 5 %. Kai GFRP medžiagoje esantis pluoštas yra išdėstytas išilgai, Puasono koeficiento reikšmė skiriasi 88 %.
3. Įvairių medžiagų tempimo palyginimo bandymas rodo, kad GFRP medžiaga atlaiko 1,5 karto didesnę tempimo jėgą nei plienas ir maždaug 2,3 karto didesnę jėgą nei aliuminis.
4. Skirtingų medžiagų gniuždymo palyginimo bandymas rodo, kad didžiausią gniuždymo apkrovą atlaiko plienas (14 kN), po to eina GFRP

medžiaga (10 kN) ir aliuminis (7,8 kN). Be to, aliuminis ir plienas deformavosi plastiškai, o GFRP medžiaga suiro ir pradėjo trupėti.

5. Atlikus lenkimo bandymus tiek eksperimentiniu, tiek skaitinio modeliavimo būdu, gautas rezultatų sutapimas siekia apie 95 %. Galima teigti, kad aprašytas medžiagos modelis yra tinkamas ir jį galima naudoti tolesnėje konstrukcijos pritaikymo analizėje.
6. Remiantis atliktų bandymų rezultatais galima teigti, kad GFRP medžiagos mechaninės savybės yra geresnės už aliuminio ir artimos plieno, todėl ji gali būti naudojama autobuso rėmo konstrukcijoje. Įvertinus tai, kad šios medžiagos savybės priklauso nuo pluošto išdėstymo krypties, rėmo konstrukcijoje būtina naudoti profilius, kuriuose pluoštas išdėstytas išilgine kryptimi.

Autobuso hibridinės rėmo konstrukcijos skaitinis modeliavimas

Trečiajame skyriuje pateikiama apibendrinta informacija apie darbe taikomą BEM modelį, kuriame nagrinėjama autobuso rėmo konstrukcija dinamikoje. Dinaminės analizės metodais atliekami autobuso rėmo konstrukcijos skaitinio modeliavimo, virtimo, šoninio ir priekinio smūgio bandymai atitinkamai pagal JT/EKK taisyklę Nr. 66/02, JT/EKK taisyklę Nr. 95 ir JT/EKK taisyklę Nr. 94. Taikant skaitinius modelius, atliekama skirtingų modifikacijų autobuso rėmo konstrukcijos modalinė analizė, nustatomi konstrukcijų savieji dažniai.

Skyriaus tematika paskelbtos keturios publikacijos (Pravilonis ir Sokolovskij, 2018; Pravilonis ir Blėdis, 2019; Pravilonis & Sokolovskij, 2021; Pravilonis & Sokolovskij 2022).

3.1. Skaitinis rėmo konstrukcijos stiprumo įvertinimas

Veikiant įvairioms dinaminėms apkrovoms konstrukcijų suirimui įvertinti gali būti naudojami keli metodai:

- energijos pusiausvyros;
- jėgos priklausomybės nuo laiko diagramos analizė;

- smūgiuojančio objekto ir taikinio sąveikos analizė (Barauskas, 2007).

Autobuso rėmo konstrukcijos kritimo analizei atlikti taikomas smūgiuojančio objekto ir taikinio sąveikos analizės metodas. Taikant šį metodą sudaromas taikinio ir smūgiuojančio objekto geometrinis modelis, naudojamos medžiagų netiesinės funkcijos ir medžiagų fizikinės savybės. Smūgis apibrėžiamas pagal pradinį smūgiuojančio objekto greitį, o po smūgio modeliuojamas jungtinės sistemos funkcionavimas per tam tikrą laiko atkarpą. Kartais taikoma supaprastinta šio metodo forma, kuri panaši į jėgos priklausomybės nuo laiko diagramos metodą, pagal kurią daromos prielaidos dėl smūgiuojančio objekto funkcionavimo (pavyzdžiui, paties smūgiuojančio objekto smūgio metu sugerama energija) ir tęsiama taikinio dinaminė analizė atsižvelgiant į pradinės smūgio zonos sąlygas (pradinį sąveikaujančių mazginių taškų greitį). Analizės rezultatas – nustatytas taikinio konstrukcinis funkcionavimas – konstrukcijos deformacijos ir poslinkiai, greičiai ir pagrečiai (Įsakymas dėl sprogo ... , 2005).

Atliekant autobuso rėmo konstrukcijos analizę, pagal JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 pateiktą vertimo bandymą taikytos 3D skaitinio modeliavimo priemonės. Šios priemonės suteikia galimybę modeliuoti ir spręsti smūgiuojančio objekto (autobuso rėmo konstrukcija) ir taikinio (betoninis pagrindas) sąveiką. Smūgio metu autobuso rėmo konstrukcija sugeria didelę dalį kinetinės energijos. Smūgio poveikis konstrukcijai gali būti labai įvairus ir priklauso nuo daugelio parametrų (masė, svorio centro aukštis, geometrija ir t. t.). Dėl šios priežasties visais atvejais vietiniai smūgio padariniai įvertinami taikant skaičiavimus tiek pagal globalias, tiek pagal vietines konstrukcijos deformacijas sąveikaujančių kūnų sąlyčio zonoje. Tam tikslui naudojamos BEM pagrindu veikiančios kompiuterinės programos, naudojančios išreikštinį (angl. *Explicit*) skaičiavimo metodą, kuris tinka spręsti nestacionarios netiesinės dinamikos (angl. *Transient Non-Linear Dynamics*) uždaviniams, įvertinantiems didelius poslinkius, kontaktinius uždavinius, naudojant kontaktinius elementus bei įvertinant medžiagos netiesinę įtempių priklausomybę nuo deformacijų.

Sprendžiant sudėtingus uždavinius, su dideliu laisvės laipsnių skaičiumi, apimančius kontaktinę sąveiką ir įvertinančius konstrukcijos suirimą, programomis, veikiančiomis vadinamuoju neišreikštiniu (angl. *Implicit*) skaičiavimo metodu, yra sudėtinga gauti konverguojančius sprendinius. Tokiems uždaviniams spręsti naudojama išreikštinė (angl. *Explicit*) skaitinio integravimo schema, kuria remiantis gaunami konverguojantys sprendiniai.

Sprendžiant kietojo kūno mechanikos (struktūrinės analizės) uždavinius, taikant smūgiuojančio objekto ir taikinio sąveikos analizės metodą, kontinuumo judėjimą (angl. *Motion of continuum*) galima apibūdinti taikant (Truffer, 2010):

- masės tvermės dėsnį (angl. *Conservation of mass*);
- impulso tvermės dėsnį (angl. *Conservation of momentum*);

- energijos tvermės dėsnį (angl. *Conservation of energy*);
- medžiagų modelius (angl. *Material model*);
- pradinės sąlygas (angl. *Initial conditions*);
- kraštinės sąlygas (angl. *Boundary conditions*).

Kontinuumo judėjimo matematinį modelį, aprašytą naudojant minėtas lygtis, galima išspręsti skaitiniu būdu naudojant įvairias programas (*Ansys Autodyn*, *COMSOL*, *ABAQUS* ir kt.), taikant išreikštinį integravimą laike ir įvairius kitus skaičiavimo metodus.

Tiek *Ansys Autodyn*, tiek kitos programinės įrangos sprendžiant išreikštinės analizės uždavinius, taiko centrinių skirtumų metodą (angl. *Central-difference operator*), kai pirmiausia apskaičiuojamas pagreitis laiku t (Livermore Software Technology ..., 2019; Barauskas, 2007):

$$\{a\} = [M]^{-1}(\{F_t^{ext}\} - \{F_t^{int}\}), \quad (3.1)$$

čia $\{a\}$ – pagreičių vektorius; $[M]$ – masės matrica; $\{F_t^{ext}\}$ – išorinių jėgų vektorius; $\{F_t^{int}\}$ – vidinių jėgų vektorius.

Remiantis pagrečiais, skaičiuojami greičiai ir poslinkiai (Livermore Software Technology ..., 2019; Barauskas, 2007):

$$\{v_{t+\Delta t/2}\} = \{v_{t-\Delta t/2}\} + \{a_t\}\Delta t, \quad (3.2)$$

$$\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \{v_{t+\Delta t/2}\}\Delta t_{t+\Delta t/2}, \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{t+\Delta t/2} = 0,5(\Delta t_{tt} + \Delta t_{tt+\Delta t}), \quad (3.4)$$

$$\Delta t_{t-\Delta t/2} = 0,5(\Delta t_{tt} - \Delta t_{tt+\Delta t}). \quad (3.5)$$

čia Δt – integravimo žingsnio trukmė.

Geometrija atnaujinama kiekviename skaičiavimo (integravimo) žingsnyje prie pradinės geometrijos $\{x_0\}$ pridedant apskaičiuotus poslinkių prieaugius:

$$\{x_{t+\Delta t}\} = \{x_0\} + \{u_{t+\Delta t}\}. \quad (3.6)$$

Kintamieji yra integruojami laike remiantis ankstesniame etape gautomis jų vertėmis. Šiuo metodu sprendžiamos lygtys tampa nesusietosios ir gali būti išspręstos tiesiogiai (t. y. išreikštiniu būdu), tam naudojant diagonalinę masių matricą. Tokiu atveju skaičiavimo metu nereikia keisti standumo matricos, nes visi netiesiškumai (įskaitant kontaktą) įvertinami vidinių jėgų vektoriuje, kurio skaičiavimas ir reikalauja daugiausia laiko.

Priešingai, nei skaičiuojant neišreikštiniais metodais, šiuo atveju nėra būtina tikrinti sprendinio konvergavimą, tačiau sprendimo stabilumui užtikrinti reikia naudoti labai mažą integravimo žingsnį (jo dydis turi būti mažesnis už kritinį) (Livermore Software Technology ..., 2019; Barauskas, 2007):

$$\Delta t \leq \Delta t^{cnt} = \frac{2}{\omega_{\max}}, \quad (3.7)$$

čia $\omega_{\max}$ – tiriamos sistemos didžiausias savasis kampinis dažnis.

Praktikoje šis metodas taikomas trumpalaikiams procesams apskaičiuoti. Būtent toks uždavinys ir bus sprendžiamas darbe.

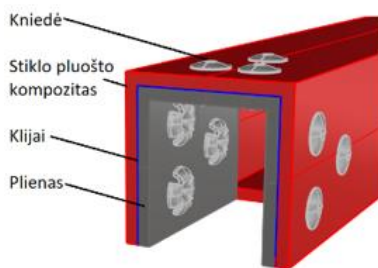
Darbe, atliekant autobuso rėmo konstrukcijos vertimo bandymą pagal JT/EKK taisyklę Nr. 66/02 ir sprendžiant konstrukcijų struktūrinio vientisumo uždavinius, veikiant dinaminėms kontaktinėms apkrovoms, naudojama BE kompiuterinė programinė įranga *Ansys Autodyn* (2019R1 versija).

3.2. Autobuso rėmo konstrukcijų virtimo modeliavimas

Analizuojamą autobuso rėmo konstrukciją suprojektavo UAB „Altas komercinis transportas“. Autobuso rėmo konstrukcijos modelis sudarytas naudojant kvadratinio ir stačiakampio vamzdinio skerspjuvio profilius, atliekant BE analizę, naudojami skirtingo storio kevaliniai (angl. *Shell*) tipo elementai. Atliekant kinematinę analizę nustatomi parametrai, t. y. kampas, ties kuriuo rėmo konstrukcija praranda stabilumą ir pradeda virsti; kampas, kuriuo rėmo konstrukcija smūgiuoja į pagrindą; kampinis greitis, kuriuo rėmo konstrukcija smūgiuoja į betoninį pagrindą. Nustatyti parametrai kaip pradinės sąlygos naudojamos atliekant rėmo konstrukcijos dinaminę smūgio analizę.

3.2.1. Hibridinės jungties modeliavimas

Plienui su GFRP medžiaga sujungti naudojama hibridinė jungtis, kuri sudaryta iš dvikomponenčių klijų ir kniedžių (3.1 pav.). Hibridinė jungtis pasirinkta todėl, kad jos tempiamasis stipris yra maždaug 3 % didesnis už analogišką klijuotinę jungtį ir apie 112 % didesnis už kniedinę jungtį (Sadowski & Zareka-Raczkowska, 2012). B priede pateikti virintinių ir klijuotinių jungčių tempimo bandymai.



3.1 pav. Hibridinės jungties geometrinis modelis

Fig. 3.1. Geometric model of a hybrid joint

Siekiant parinkti tinkamus klijus, kurie leistų pasiekti geriausią rezultatą sujungiant plieną ir GFRP medžiagą, atliekami bandymai „Mayer & Mayer“ testavimų laboratorijoje (Austrija). Iš viso paruošti 24 bandiniai naudojant įvairius gamintojo „Acralock“ (Austrija) klijus (3.2 pav.). C priede pateiktas klijų parinkimo bandymo protokolas.



3.2 pav. Tinkamiausių klijų parinkimo bandymai

Fig. 3.2. Tests to select the most suitable adhesive

Atlikus bandymus ir išanalizavus rezultatus parinkti SA10-15BLK (SA10LV serijos) klijai. Rekomenduojamas klijų storis – 0,5 mm. Šie dvikomponentiniai klijai skirti metalui ir GFRP klijuoti. Jie pasižymi geromis jungties stiprumo savybėmis, atsparūs nuovargiui ir smūgiams. Klijuotinė jungtis yra tampri, todėl sumažinama riziką atsirasti įtrūkiams eksploatacijos metu. Klijų techninės charakteristikos pateiktos 3.1 lentelėje.

Pagal šias charakteristikas modelyje sudarytas skaitinis klijų modelis ir atlikti modeliavimai su pasirinkta jungtimi, siekiant nustatyti jos stiprumą ir naudojimo galimybes konstrukcijoje. Jungties geometrinis modelis paruoštas „Rhinceros“ („Rhino 6“ versija) programa. Kitame etape modelis įkeltas į *Ansys Workbench* programą. Klijų su plieno ir kompozito profiliais kontaktas aprašomos naudojant

kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą ir darnios zonos modelį (angl. *Cohesive zone model*, CZM). Darnios zonos modelis – tai modelis, taikomas medžiagų klijavimo ir laminavimo uždaviniams spręsti, naudojamas atsiklijavimui, sluoksniavimuisi arba įtrūkių plitimui imituoti. CZM modelis pagrįstas vadinamaisiais sąsajos elementais, kurie modeliuojami kaip paviršiniai ar tūriniai elementai, susieti per jungiamąjį paviršių. Būtent šis jungties tipas taikomas norint modeliuoti klijuotines jungtis, taikant BEM (Lindgaard et al., 2017; Korta et al., 2014; Da Silva & Campilho, 2012). Jungties modeliui sudaryti pagal CZM reikalingi koeficientai pateikti 3.2 lentelėje.

3.1 lentelė. Klijų techninės charakteristikos

Table 3.1. Physical properties of adhesive

Parametras	Reikšmė
Tempimo stiprumas, MPa	21–24
Tamprumo modulis, MPa	620
Puasono koeficientas	0,65
Pailgėjimas iki trūkio, %	80–120
Skersinės šlyties stiprumas, MPa	17–21
Darbinė temperatūra, °C	–55–120
Maksimalus atsparumas temperatūrai (1 h), °C	+200

3.2 lentelė. Įvesties duomenys CZM kontaktui sudaryti

Table 3.2. Input data for CZM contact

Parametras	Reikšmė
Didžiausias kontaktinis įtempis, MPa	16,67
Ribinė energija, esant normaliam atsiskyrimui, J/s ²	280
Didžiausias ekvivalentinis tangentinis kontaktinis įtempis, MPa	16,67
Ribinė atsiskyrimo energija esant tangentiniam slydimui, J/s ²	1
Slopinimo koeficientas	0,001

Sudarytas modelis įtvirtinamas galuose ir apkraunamas išskirstytąja 1000 N apkrova, kai modeliuojamas objekto lenkimas, tempimas ir sukimas. Tokie patys modeliavimai atlikti ir su virintine jungtimi. Virintinės jungties kontaktas aprašomas naudojant kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą. Modelis taip pat įtvirtintas galuose ir apkrautas išskirstytąja 1000 N apkrova. Gauti modeliavimo rezultatai

(3.3 lentelė) parodo, kad hibridinė jungtis yra silpnesnė nei virintinė jungtis, tačiau skirtumai yra minimalūs.

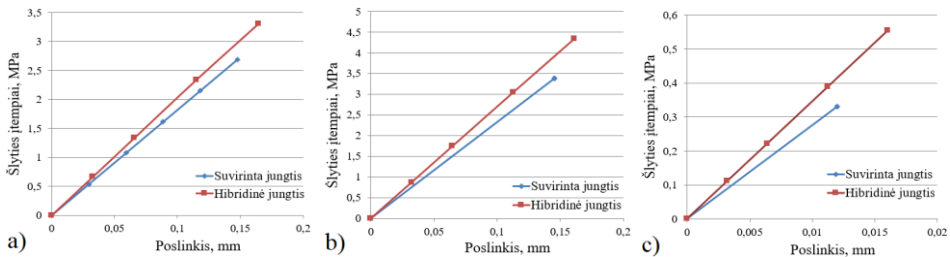
3.3 lentelė. Jungčių modeliavimo rezultatai veikiant skirtingoms apkrovoms

Table 3.3. Results of joint simulation under different loads

Parametras	Reikšmės			
	Virintinė jungtis	Hibridinė jungtis	Pokytis, $\Delta = \text{hibrid/suvir}$	Pokytis, %
Sukimas				
Poslinkiai, mm	0,148	0,164	1,108	9,8
Deformacijos, mm/mm	0,00015	0,00017	1,133	11,8
Įtempiai, MPa	30,16	33,53	1,112	10,1
Šlyties įtempiai, MPa	2,687	3,308	1,231	18,8
Lenkimas				
Poslinkiai, mm	0,146	0,161	1,102	9,3
Deformacijos, mm/mm	0,00011	0,00015	1,363	26,7
Įtempiai, MPa	29,53	35,91	1,216	17,8
Šlyties įtempiai, MPa	3,378	4,343	1,286	22,3
Tempimas				
Poslinkiai, mm	0,014	0,016	1,143	12,5
Deformacijos, mm/mm	0,00002	0,00002	1	0
Įtempiai, MPa	3,386	4,284	1,265	20,9
Šlyties įtempiai, MPa	0,331	0,552	1,668	40

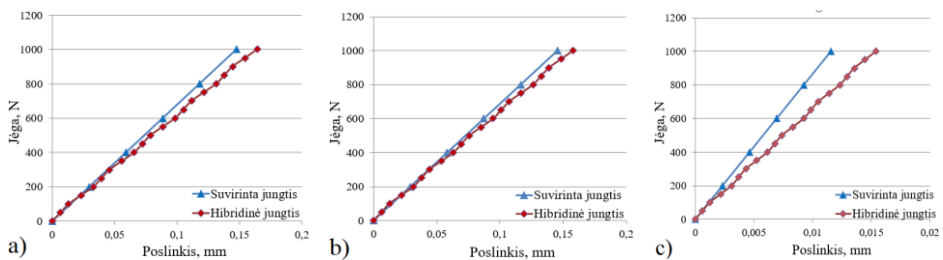
Didžiausias poslinkis, susidaręs hibridinėje jungtyje, siekia 0,164 mm. Šis didžiausias poslinkis užfiksuotas, kai jungtis veikiama sukimo apkrovos. Lyginant su virintine jungtimi, šis skirtumas yra apie 10 % didesnis. Vertinant deformacijas ir įtempius, didžiausios jų reikšmės taip pat susidaro, kai jungtis yra veikiama sukimo apkrovos. Didžiausias skirtumas fiksuojamas vertinant šlyties įtempius. Hibridinėje jungtyje, veikiant tempimo jėgai, šlyties įtempiai yra 40 % didesni nei virintinėje jungtyje. 40 % mažesni šlyties įtempiai neturės reikšmingos įtakos konstrukcijos eksploatacijai, nes GFRP medžiaga ir klijuotinė jungtis naudojama rėmo konstrukcijos vietose, kuriose susidaro mažiausi įtempiai. Tai patvirtina ir atliktas modeliavimas, lyginant plieninės ir hibridinės rėmo konstrukcijos deformacijas.

3.3 ir 3.4 paveiksluose pateikti lyginamieji skirtingų jungčių šlyties įtempiai ir poslinkių bei apkrovos ir poslinkių priklausomybių grafikai.



3.3 pav. Jungčių šlyties įtempiai ir poslinkių grafikai: a) veikiant sukimo apkrovai; b) veikiant lenkimo apkrovai; c) veikiant tempimo apkrovai

Fig. 3.3. Shear stress-displacement curve of joints: a) under torsional load; b) under bending load; c) under tensile action



3.4 pav. Jungčių apkrovos – poslinkių kreivė: a) veikiant sukimo apkrovai; b) veikiant lenkimo apkrovai; c) veikiant tempimo apkrovai

Fig. 3.4. Shear stress-displacement curve of joints: a) under torsional load; b) under bending load; c) under tensile action

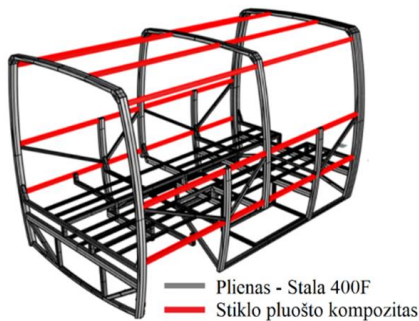
Analizuojant veikiančios apkrovos ir poslinkių priklausomybės grafikus matoma, kad virintinė ir hibridinė jungtys veikia taip pat panašiai. Tiek virintinėje, tiek hibridinėje jungtyje veikiant skirtingo pobūdžio apkrovoms visais atvejais poslinkis proporcingai didėja didėjant veikiančios apkrovos reikšmei.

Veikiant skirtingoms apkrovoms abiejose jungtyse šlyties įtempimų pasiskirstymas veikia pagal tiesinę priklausomybę ir gauti rezultatai yra gana artimi. Galima teigti, kad konstrukcijoje naudojama hibridinė jungtis neturės reikšmingos įtakos konstrukcijos stiprumui.

Išanalizuotas ir pasirinktas pultruzijos būdu pagaminto profilio jungimo būdas yra tampresnis, lyginant su plieno profilių jungimu suvirinant. Kaip teigia Ahire ir Kachave (2016), klijuotinėje jungtyje susidaro mažesnė įtempimų koncentracija, ji pasižymi geresnėmis amortizacinėmis charakteristikomis.

3.2.2. Autobuso hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų virtimo modeliavimas

Hibridinėje rėmo konstrukcijoje plienas keičiamas GFRP medžiaga (tose vietose, kur tai yra technologiškai įmanoma), pagaminta pultruzijos būdu. Analizuojant naudojimo vietas atsižvelgta į tam tikrus apribojimus. Pirmą, pultruzijos būdu gali būti gaminami tik tiesūs GFRP profiliai. Antra, dėl GFRP bei plieno sujungimų fizikinių savybių, negalima tokių profilių naudoti ten, kur neleistinos tampriosios kėbulo deformacijos. Tokią konstrukciją, sudarytą iš kelių skirtingų medžiagų, vadiname hibridine. Hibridinės rėmo konstrukcijos vizualizacija pateikta 3.5 paveiksle. Raudona spalva pažymėti profiliai, pakeisti į GFRP profilelius.



3.5 pav. Autobuso hibridinė rėmo konstrukcija

Fig. 3.5. Bus hybrid frame structure

Plieną pakeitus GFRP medžiaga (apie 19 %), konstrukcijos masė sumažėja 10,5 %. Modeliuojant naudojama mažesnės masės rėmo konstrukcija, nes būtent tokios modifikacijos rėmo konstrukcija būtų naudojama ir gaminamoje transporto priemonėje, kurios bendroji masė taip pat būtų mažesnė.

Hibridinėje rėmo konstrukcijoje elementai tarpusavyje sujungti naudojant kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą ir darnios zonos modelį (angl. *Cohesive zone model*, CZM), o plieninėje – kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą.

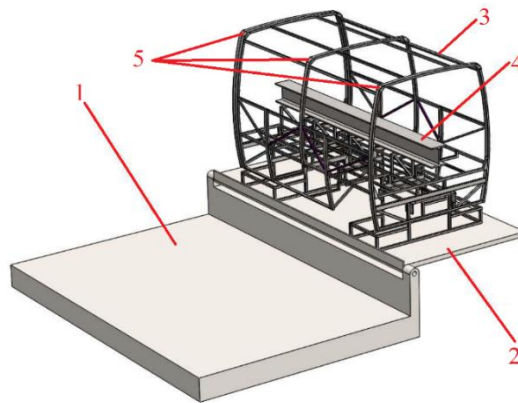
Sudarius tinkamą autobuso rėmo konstrukcijos modelį, galima lengvai įvertinti konstrukcijos stiprumą pakeitus tam tikrus konstrukcinius ar geometrinius parametrus, kurių nebuvo ar kurių nebuvo galima įvertinti pirminiame projektavimo etape.

Darbe atliekamas rėmo konstrukcijos virtimo modeliavimas susideda iš dviejų etapų:

- kinematinės analizės;
- dinaminės smūgio analizės.

Kinematinė analizė. Pirmuoju etapu atlikta hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų kinematinė analizė, siekiant nustatyti konstrukcijų posvyrio kampą, kuriam esant konstrukcija tampa nestabili ir pradeda virsti, kiek laiko trunka konstrukcijos virtimas, kol konstrukcija pasiekia pagrindą, konstrukcijos kampinį greitį apie vertimosi ašį smūgio metu ir kampą, kuriuo konstrukcija smūgiuoja į pagrindą. Atliekant kinematinę analizę, naudotas erdvinis modelis (jo nepaprastinant, toks, koks yra pagamintas natūrinis autobuso rėmas). Skaičiavimai atliekami tik iki kontakto pradžios, tad rėmo stiprumas neturi įtakos rezultatams. Įtakos skaičiavimo rezultatui (kampiniam greičiui smūgio metu) turi tik rėmo konstrukcijos masė ir geometrinė jos forma. Šie parametrai skaičiuojamajame modelyje yra identiški natūriniam rėmo modeliui (tai patikrinta pasvėrus suvirintą plieninę rėmo konstrukciją ir palyginus jos masę su skaitiniu modeliu). Atliekant rėmo konstrukcijos kinematinę analizę, panaudoti virtualūs sensoriai, kontroliuojantys atstumą nuo trijų rėmo kampų iki pagrindo. Suveikus pirmajam iš jų (kai atstumas tampa lygus nuliui – kontakto momentas) uždavinio sprendimas stabdomas, fiksuojami rezultatai. Kinematiniai skaičiavimai atlikti naudojant „SolidWorks“ (2019 versija) priedą „Motion Dassault systemes“. „SolidWorks Motion“ yra supaprastinta „MSC ADAMS“ versija ir plačiai naudojama visame pasaulyje kaip „Multibody Dynamics“ (MBD) programinė įranga.

Rėmo konstrukcijos vrtimo modeliavimo schema pateikta 3.6 paveiksle.

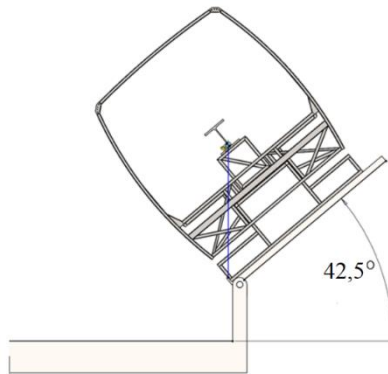


3.6 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos vrtimo modeliavimo schema: 1 – betoninis pagrindas; 2 – verčiama platforma; 3 – verčiamas tūrinis rėmo modelis; 4 – papildoma 610 kg masė; 5 – jutikliai kontaktui nustatyti

Fig. 3.6. Bus frame structure rollover simulation scheme: 1 – concrete base; 2 – rollover platform; 3 – rollover frame model; 4 – additional weight (610 kg); 5 – sensors for contact detection

3.6 paveiksle ketvirtu numeriu pažymėta papildoma 610 kg masė, kuri pridėta siekiant priartinti rėmo konstrukciją realioms eksploataavimo sąlygoms (imituojant sėdynių ir keleivių masę). Dvitėjis profilis įtvirtintas tokiame aukštyje, kad atitiktų autobuso su keleiviais svorio centro padėtį.

3.7 paveiksle pateikta pradinė virtimo padėtis, nustatyta skaičiavimų metu keičiant kampą iki tol, kol rėmo konstrukcija netenka stabilumo ir pradeda virsti.



3.7 pav. Pradinė hibridinės rėmo konstrukcijos virtimo padėtis su papildoma 610 kg mase

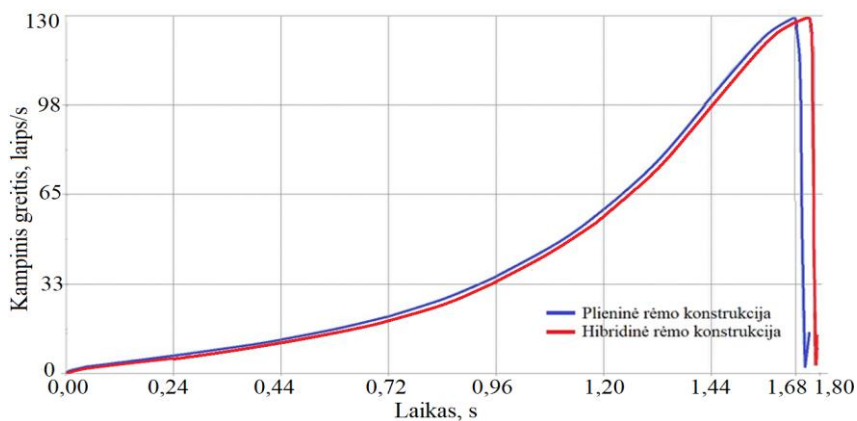
Fig. 3.7. The position of the hybrid frame structure rollover when the frame structure with an additional mass of 610 kg

Siekiant nustatyti pradinį rėmo virtimo kampą, apskaičiuota rėmo konstrukcijos svorio centro padėtis ir rėmo konstrukcija verčiama iki tol, kol šis svorio centras perkeliamas už vertimo platformos šarnyro (apie kurį atliekamas vertimas) ašies.

Atliekant kinematinę analizę nustatyta, kad hibridinės rėmo konstrukcijos pradinis kampas, ties kuriuo rėmo konstrukcija pradeda virsti (rėmo konstrukcija ir papildoma 610 kg masė), yra 42,5 laipsnio, o plieninės rėmo konstrukcijos – 42 laipsniai. Gaunamas posvyrio kampų skirtumas nėra labai didelis, tačiau padidėjusi kampo reikšmė bet koku atveju padidina konstrukcijos stabilumą ir bendrąja prasme užtikrina geresnį transporto priemonės valdymą. Posvyrio kampo pokytis įvyko dėl svorio centro padėties pokyčio. Hibridinėje rėmo konstrukcijoje svorio centro padėtis pasislenka žemyn per 30,5 mm. Kaip teigia Reński (2015), tarp transporto priemonių eismo įvykių virtimo įvykiai priskiriami pavojingiausių eismo įvykių grupei. Dažniausiai tokie eismo įvykiai įvyksta su transporto priemonėmis, kurios turi aukštą svorio centro padėtį, todėl galima teigti, kad pažemėjusi svorio centro padėtis prisideda prie saugesnio ir patikimesnio transporto priemonės valdymo.

Vertinant saugumą, posvyrio kampas taip pat yra labai reikšmingas dydis. Kaip teigiama Jungtinių Tautų Europos ekonomikos komisijos (JT/EEK) taisyklėje Nr. 107 „Vienodos nuostatos dėl M2 ir M3 kategorijos transporto priemonių patvirtinimo, atsižvelgiant į jų bendrąją konstrukciją“ transporto priemonės konstrukcija, geometrija, svorio centro padėtis turi būti tokia, kad, atliekant stabilumo bandymą su visiškai įrengta transporto priemone (transporto priemonės masė turi būti lygi parengtos eksploatuoti transporto priemonės masei), ji neapvirtų, kai platforma iš horizontalios padėties palaipsniui pakreipiama į kairę ar į dešinę pusę 28 laipsnių kampu (Regulation No 107 ..., 2018). Šis reikalavimas taikomas autobusams, turintiems mažiau nei 16 sėdimųjų vietų. Autobusams, kurie turi daugiau nei 16 sėdimųjų vietų, taikomas kitas reikalavimas, pagal JT/EKK taisyklę Nr. 66/02. Kaip minėta, šis reikalavimas turi užtikrinti, kad autobusui apvirtus būtų išlaikyta saugos erdvė keleiviams (1.3 pav., b). Tad kuo didesnis posvyrio kampas, kuriam esant transporto priemonė išlieka stabili, tuo transporto priemonės skersinis stovumas yra didesnis, atitinkamai ji yra stabilesnė, pagerėja jos valdymas ekstremalaus stabdymo ar manevravimo metu, sumažėja apvirtimo tikimybė. Kaip teigia Sakhno et al. (2018), dinaminės judėjimo savybės, stabilumas ir transporto priemonės valdymas yra vieni svarbiausių veiksnių, užtikrinančių eismo saugumą.

Toliau atliekant kinematinę analizę, nustatyta, kiek laiko praeina, kol rėmo konstrukcijų viršutinis kampas pasiekia pagrindą ir koku kampu į jį smūgiuoja. Hibridinės rėmo konstrukcijos atveju šis laikas yra lygus 1,76 s, plieninės – 1,68 s, o kampas abiem atvejais – 19 laipsnių. Hibridinės rėmo konstrukcijos viršutinis kampas pagrindą pasiekia 0,08 s vėliau, lyginant su plienine konstrukcija. 3.8 paveiksle pateikiamas skirtingų konstrukcijų kampinio greičio kitimas laike.



3.8 pav. Hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų kampinio greičio lyginamasis grafikas

Fig. 3.8. Comparative graph of angular velocity of hybrid and steel frame structures

Lyginant skirtingų konstrukcijų kampinių greičių kitimą laike pastebima, kad jie kinta panašiai. Nuo 0,24 s pastebimas didėjantis hibridinės konstrukcijos rėmo virtimo atsilikimas, kuris išsilaiko iki pačios pabaigos, kol kampinis greitis pasiekia reikšmę, artimą nuliui.

Atliekant kinematinę analizę, taip pat nustatyta, koks yra rėmo konstrukcijų kampinis greitis smūgio į pagrindą metu. Hibridinėje rėmo konstrukcijoje šis kampinis greitis yra 130 laipsniai per sekundę (2,27 rad/s), o plieninėje – 129 laipsniai per sekundę (2,25 rad/s). Gauti dydžiai, kaip pradinės sąlygos, naudotos atliekant rėmo dinaminę (smūgio) analizę (programoje kampinis greitis yra perskaičiuojamas į linijinį greitį).

Dinaminė smūgio analizė. Antruoju etapu atlikta hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų smūgio analizė, siekiant nustatyti rėmo konstrukcijų liekamąsias deformacijas, atliekant konstrukcijos vertimo bandymą pagal JT/EEK taisyklę Nr. 66/02. Uždavinio sprendimo pradžia laikomas laiko momentas, kai rėmo konstrukcija smūgiuoja į betoninį pagrindą. Pradinėmis uždavinio sąlygomis laikomi rezultatai gauti atlikus kinematinę analizę.

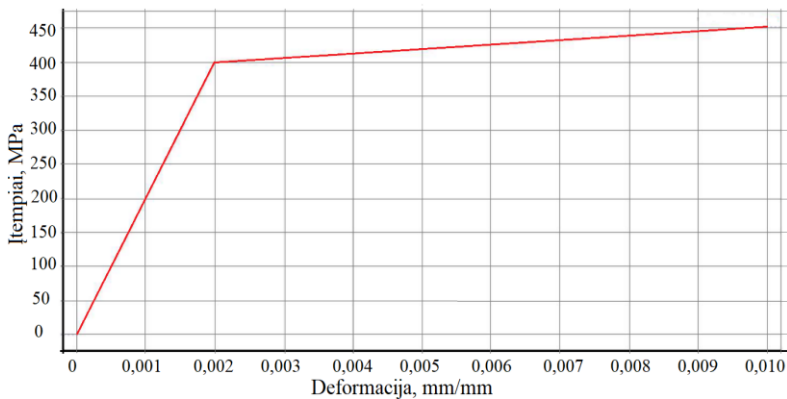
Kuriant BE modelį, priimtos rėmo konstrukcijoje naudojamos GFRP medžiagos ir plieno 1.4003 (Stala 400F) mechaninės savybės, pateiktos 2.2 ir 3.4 lentelėse, bei įvertintas plieno netiesiškumas naudojant „Multilinear isotropic hardening“ medžiagos modelį. 2.17 ir 3.9 paveiksluose pateiktos šios analizės metu naudotų GFRP ir plieno 1.4003 (Stala 400F) įtempių ir deformacijų priklausomybės kreivės.

Papildomai 19 laipsnių kampu vertikaliajai rėmo konstrukcijos plokštumai sumodeliuotas erdvinis pagrindas, kurio mechaninės savybės – tamprumo modulis $E = 23 \cdot 10^3$ MPa, tankis 2400 kg/m^3 , Puasono koeficientas 0,24. Kontaktui tarp rėmo ir pagrindo naudotas be prasiskverbimo (angl. *No penetration*) tipo kontaktas su 0,6 trinties koeficientu.

3.4 lentelė. Pieno 1.4003 (Stala 400F) mechaninės savybės

Table 3.4. Mechanical properties of steel 1.4003 (Stala 400F)

Fizikinis parametras	Reikšmė
Tankis, kg/m^3	7700
Tamprumo modulis, MPa	$220 \cdot 10^3$
Puasono koeficientas	0,3
Takumo riba, MPa	400
Stiprumo riba, MPa	450



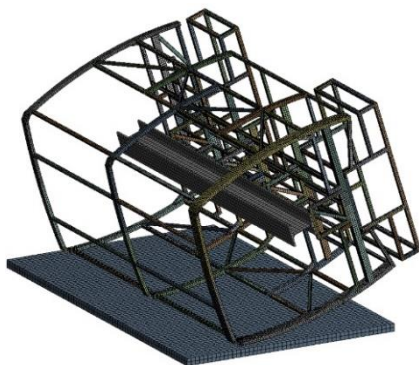
3.9 pav. Konstrukcijos stiprumo analizei naudota plieno 1.4003 (Stala 400F) įtempių ir deformacijų diagrama

Fig. 3.9. For structural stiffness analysis steel 1.4003 (Stala 400F) stress – strain dependence diagram was used

Smūgio analizė atlikta naudojant sistemą *Ansys Autodyn* (2019R1 versija). *Ansys Autodyn* imituoja medžiagų atsaką į trumpalaikes apkrovas, kurios gali atsirasti nuo smūgio, didelio slėgio poveikio ar sproginų. Dinaminei (smūgio) analizei sudarytas kevalinis (angl. *Shell*) modelis, leidžiantis sumažinti BE kiekį taip trumpinant skaičiavimo laiką.

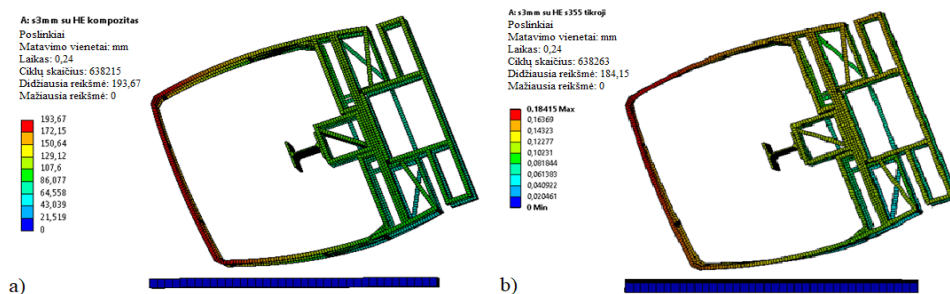
Modelio geometrija ir pradinės sąlygos parinktos taip, kad kiek įmanoma tiksliau atitiktų minėto vertimo bandymo reikalavimus bei kinematinės analizės metu gautus rezultatus. Rėmo konstrukcijos modelio kampas su plokštuma atitinka kampą, kuriame konstrukcija smūgiuoja į pagrindą, gautą kinematinės analizės metu (19 laipsnių). Programoje parinktas pradinis kampinis greitis (nustatytas kinematinės analizės metu), kuriuo rėmo konstrukcija smūgiuoja į pagrindą. Hibridinės rėmo konstrukcijos atveju jis yra 2,27 rad/s, o plieninės – 2,25 rad/s.

3.10 paveiksle pateiktas skaičiuojamasis modelis suskaidytas kevaliniais (angl. *Shell*) baigtiniais elementais (modelis sudarytas iš 27 580 baigtinių elementų ir 54 558 mazginių taškų, elementų dydis lokaliuose zonose yra nuo 20 iki 80 mm). Parenkant BE tinkamo dydį atliekami bandomieji skaičiavimai su daliniu rėmo konstrukcijos modeliu ir ieškomas optimalus baigtinio elemento dydis. Kūną skaidant į BE ir tankinant tinklėlį, gaunami skaičiavimo rezultatai yra tikslesni. Tačiau tinklėlį tankinti tikslinga tik iki tam tikro lygio, nes, labai išaugus BE skaičiui, pailgėja skaičiavimo trukmė. Be to, mažėjant baigtinio elemento dydžiui, proporcingai mažėja ir integravimo žingsnis, dėl ko labai (ne tiesiškai) išauga ir uždavinio sprendimo trukmė.



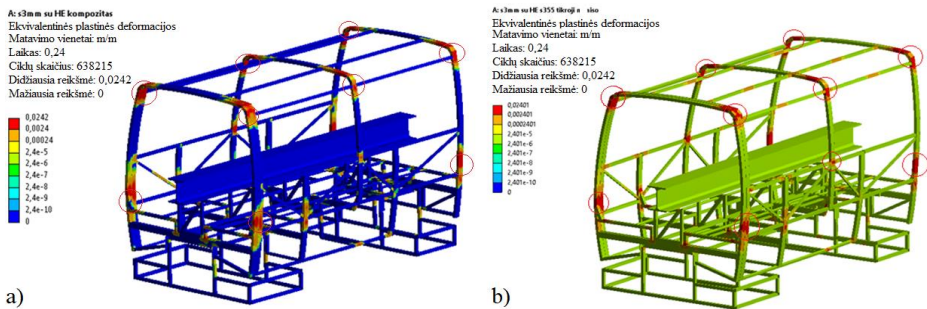
3.10 pav. Rėmo konstrukcijos baigtinių elementų modelis
Fig. 3.10. A finite element model of the structure

3.11 paveiksle pateikti rėmo konstrukcijų poslinkiai po 0,24 s nuo smūgio pradžios (po 0,24 s vertimo bandymo modeliavimas sustabdomas), 3.12 paveiksle pateikti rėmo konstrukcijų ekvivalentinių plastinių deformacijų laukai tuo pačiu laiko momentu. Rėmo konstrukcijos poslinkiai leidžia spręsti apie rėmo konstrukcijos tinkamumą ta prasme, ar rėmo konstrukcijos elementai nepatenka į saugos erdvę (1.3 pav., b). Rėmo konstrukcijos elementams net minimaliai kirtus šią erdvę rėmo konstrukcija būtų traktuojama kaip netinkama saugumo atžvilgiu. Ekvivalentinės plastinės deformacijos parodo, kiek negrįžtamai bus deformuota rėmo konstrukcija. Viršijus kritines šių deformacijų vertes (plienui 1.4003 (Stala 400F) $\epsilon > 0,2$), prasidėtų konstrukcijos irimas. Analizuojamu atveju ekvivalentinės plastinės deformacijos nėra viršijamos, todėl konstrukcijos irimas nėra fiksuojamas.



3.11 pav. Poslinkiai po 0,24 s, po kurių skaičiavimai sustabdomi: a) hibridinė rėmo konstrukcija; b) plieninė rėmo konstrukcija

Fig. 3.11. The displacements after 0.24 seconds, after which the calculations are stopped: a) hybrid frame structure; b) steel frame structure



3.12 pav. Ekvivalentinių plastinių deformacijų laukai po 0,24 s, po kurių skaičiavimai sustabdomi: a) hibridinė rėmo konstrukcija; b) plieninė rėmo konstrukcija

Fig. 3.12. Fields of equivalent plastic deformations after 0.24 seconds, after which the calculations are stopped: a) hybrid frame structure; b) steel frame structure

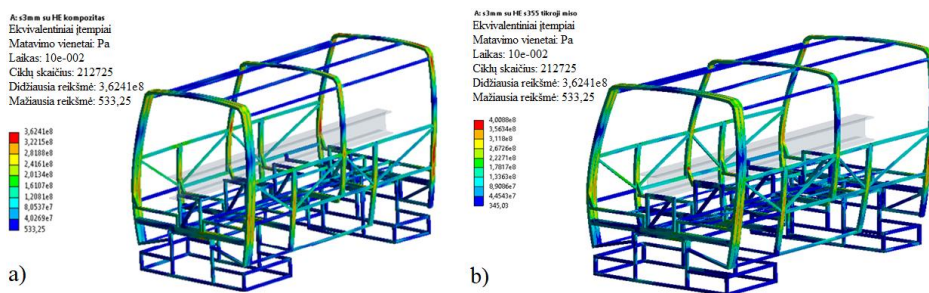
Analizuojant trumpalaikį kontaktą iš skaitinio modeliavimo (vėliau ir iš eksperimentinio plieninės rėmo konstrukcijos vertimo bandymo) nustatyta, kad pirmieji elementai, kurie pasiekia pagrindą, yra saugos lankų viršutiniai kampai. Besideformuojant šioms vietoms, konstrukcija įlinksta, pasiekiamą didžiausia deformacija (hibridinės rėmo konstrukcijos atveju praėjus 0,094 s nuo smūgio pradžios, o plieninės – 0,096 s), kuri iš viršutinių kampų pereina į tą zoną, kur saugos lankai yra daugiausia nutolę nuo simetrijos ašies (didžiausias saugos lankų lenkimo radiusas). Iš 3.12 paveikslu taip pat matoma, kad didžiausios deformacijos pasireiškia rėmo konstrukcijų viršutiniuose kampuose bei šoninėje didžiausio gabaritinio matmens zonoje. Rėmo konstrukcijai atsitrenkiant į betoninį pagrindą, visą smūgio energiją sugeria būtent saugos lankai. Nuo jų ši energija dar perduodama jungiamiesiems elementams. Bet būtent šios lokalios deformacijų zonos, kurios susidaro rėmo lankuose ir lemia rėmo liekamąsias deformacijas, o kartu ir rėmo stiprumą, kuris turi būti pakankamas keleivių saugumui užtikrinti. Siekiant sumažinti rėmo konstrukcijos liekamąsias deformacijas, šiose vietose konstrukciją būtų galima papildomai sustiprinti. Papildomam stiprinimui naudojami profiliai arba juostos, tačiau būtina atsižvelgti ir į konstrukcijos masę, kurios didinimas yra ribotas. Konstrukcijai standinti galima naudoti ir įvairius užpildus: plastiką, poliuretano putas, metalų putas (Liu et al., 2012; Liuwei et al., 2012; Paz et al., 2020). Naudojant metalų putas, didinama konstrukcijos masė, o tai analizuojamu atveju yra netinkama. Ertmių užpildymas putomis didžiausią efektą duoda didelio tūrio, plonasieneis elementams siekiant padidinti jų atsparumą deformavimuisi, užtikrinti didesnę pasyvųjį saugumą ir gretutinių profilių fiksuoto atstumo išlaikymą. Kaip pavyzdį galima laikyti lengvųjų automobilių priekinius arba šoninius statramsčius, kurie yra palyginti didelio tūrio ir gamamos iš plonos skardos. Tokias ertmes užpildžius įvairiomis medžiagomis, stat-

ramsčių mechaninis atsparumas padidėja. Kai konstrukcijoje naudojami storasieniai 3 mm sienelės storio profiliai, ertmių užpildymas putomis nepaveiks profilio atsparumo dėl mažo sienelių liaunumo (Misiūnaitė et al., 2019). Atsižvelgiant į tai, kad pluoštu sustiprintų polimerinių (angl. *Fiber-reinforced polimer*, FRP) kompozitų savybės nėra vienodos tame pačiame skerspjūvyje ir siekiant išvengti sienelių lokalaus irimo (dėl skersinių jėgų) bei jų atsisluoksniavimo nuo lentynų, skerspjūvio dalių storis didinamas (atitinkamai mažėja skerspjūvio liaunumas (Wu & Bai, 2014; Almeida-Fernandes et al., 2021). Todėl putas (ar kitas medžiagas) naudoti šiems elementams stiprinti tampa neefektyvu. Kita vertus, putos gali padidinti FRP elementų atsparumą smūginėms apkrovoms, tačiau kartu auga ir bendra konstrukcijos masė.

3.13 paveiksle pateikiami konstrukcijoje susidarantys įtempiai po 0,094 s (kai yra hibridinė rėmo konstrukcija) ir po 0,096 s (kai yra plieninė rėmo konstrukcija) nuo smūgio į pagrindą pradžios.

Būtent po 0,094 ir 0,096 s hibridinėje ir plieninėje rėmo konstrukcijose pasiekama didžiausia deformacija bei susidaro didžiausi įtempiai.

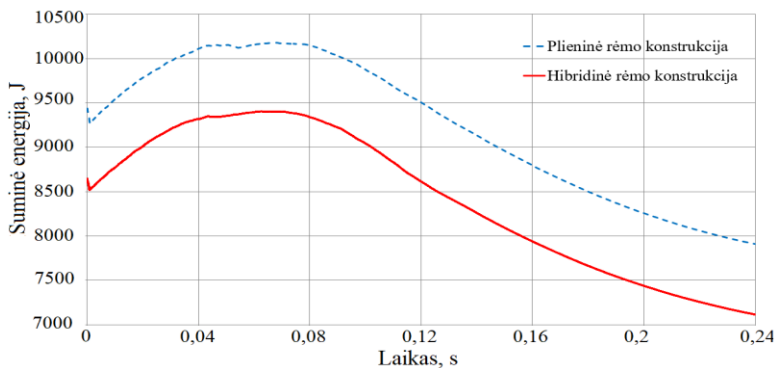
Rėmo konstrukcijos tinkamumas eksploatuoti pagal vertimo bandymą vertinamas pagal likusią saugos erdvę keleiviams. Įvertinus suminius konstrukcijos poslinkius, kurie hibridinėje rėmo konstrukcijoje siekia 136,4 mm, o plieninėje – 135,5 mm, šios rėmo konstrukcijos deformacijos yra priimtinos. Esant tokioms deformacijoms, konstrukcijos elementai nepatenka į keleiviams skirtą saugos erdvę (kritinė deformavimosi reikšmė – 250 mm).



3.13 pav. Ekvivalentiniai įtempių laukai po 0,096 s, kai rėmo konstrukcijoje susidaro didžiausia deformacija ir įtempiai: a) hibridinė rėmo konstrukcija; b) plieninė rėmo konstrukcija

Fig. 3.13. Equivalent stress fields after 0.096 seconds when the maximum deformation and stresses occur in the frame structure: a) hybrid frame structure; b) steel frame structure

3.14 paveiksle pateiktas hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų sugertos suminės smūgio energijos, kai konstrukcija deformuojasi, grafikas.



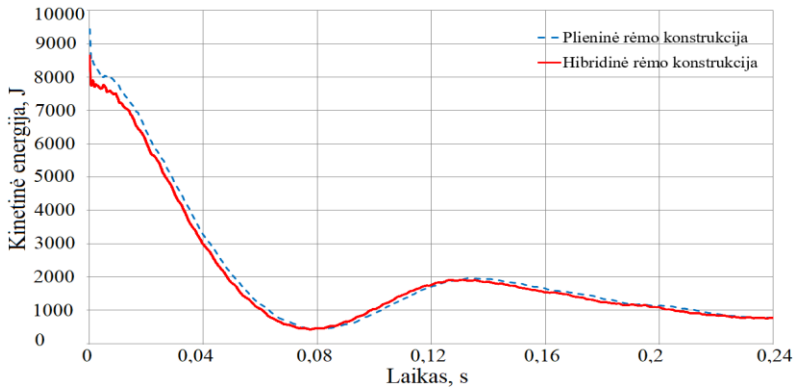
3.14 pav. Hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų suminės energijos lyginamasis grafikas

Fig. 3.14. Comparative graph of total energy of hybrid and steel frame structures

Suminės sugertos energijos kiekis parodo, kiek energijos sugėrė konstrukcija deformuodamasi. Ši vertė parodo konstrukcijos plastiškumą ir stiprumą. Lyginant šių dviejų konstrukcijų sumines energijas ir jų kitimą laikui einant, matoma, kad jos kinta identišškai. Skiriasi tik didžiausia suminė energijos reikšmė ir laiko momentas, kada ši reikšmė pasiekama. Hibridinės rėmo konstrukcijos atveju didžiausia suminė energija pasiekama ties 0,07 s. Plieninėje rėmo konstrukcijoje didžiausia suminės energijos reikšmė pasiekama ties 0,08 s. Skirtumas tarp šių suminių energijų siekia iki 8 %. Mažesnę suminę energiją susidaro hibridinėje rėmo konstrukcijoje. Mažesnę suminę energijos vertę hibridinėje rėmo konstrukcijoje galima paaiškinti tuo, kad hibridinės rėmo konstrukcijos masė yra 10,5 % mažesnė.

Toliau analizuojama, kaip kinta kinetinė energija abiejose konstrukcijose. 3.15 paveiksle pateiktas abiejų konstrukcijų kinetinių energijų kitimas laikui einant. Iš pateikto grafiko matoma, kad pradinio laiko momentu skirtingų rėmų konstrukcijų kinetinės energijos yra skirtingos dėl masės bei greičio skirtumo, kuriuo konstrukcijos krito nuo platformos. Lyginant su plienine konstrukcija, hibridinės rėmo konstrukcijos kinetinė energija prieš bandymą yra 792 J mažesnė. Vykstant konstrukcijų deformavimuisi, kinetinė energija palaipsniui mažėja, kol priartėja prie palyginti labai mažos vertės, t. y. iki tos vietos, kai konstrukcijos yra padėtyje prieš pat atšokimą po pirmojo smūgio į pagrindą. Hibridinės rėmo konstrukcijos kinetinė energija sumažėjo po 0,07 s nuo smūgio pradžios (didžiausia deformacija pasiekama po 0,094 s). Po 0,07 s nuo smūgio pradžios konstrukcija atšoka nuo pagrindo ir jos kinetinė energija padidėja nuo 440 J iki 1900 J. Nuo pagrindo atšokusi hibridinė rėmo konstrukcija su mažesne kinetine energija palaipsniui nusistovėjo ir priartėjo prie mažos kinetinės energijos reikšmės (700 J).

Plieninė rėmo konstrukcija mažiausią kinetinės energijos reikšmę pasiekia po 0,08 s nuo smūgio pradžios (didžiausia deformacija pasiekama po 0,096 s). Po 0,08 s konstrukcija atšoka nuo pagrindo ir jos kinetinė energija padidėja nuo 445 J iki 2000 J. Toliau vykstant bandymui, konstrukcija vėl artėja link pagrindo ir jos kinetinė energija palaipsniui mažėja.



3.15 pav. Hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų kinetinės energijos lyginamasis grafikas

Fig. 3.15. Comparative graph of kinetic energy of hybrid and steel frame structures

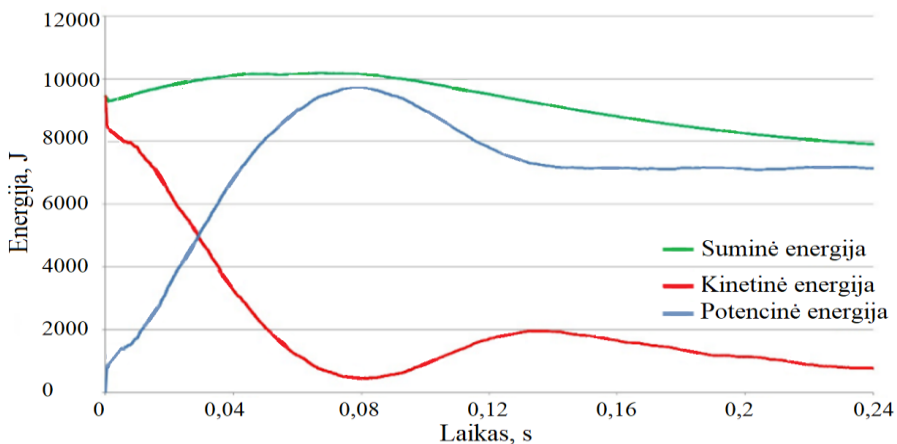
Vertinant laiko momentus, kada skirtingos konstrukcijos po pirmojo atšokimo pasiekia didžiausias kinetinės energijos reikšmes, jie yra 0,12 s (hibridinė rėmo konstrukcija) ir 0,14 s (plieninė rėmo konstrukcija). Skirtumui tarp šių reikšmių įtakos turi konstrukcijų standumas. Plieninei rėmo konstrukcijai, kurios standumas yra didesnis, lyginant su hibridinės rėmo konstrukcijos standumu, reikalingas ilgesnis laiko tarpas deformuotis. Pasiekus didžiausią kinetinės energijos reikšmę (po atšokimo), konstrukcijų kinetinės energijos vėl mažėja. Skaičiavimai stabdomi praėjus 0,24 s nuo bandymo pradžios, nes toliau gaunami rezultatai nėra reikšmingi. Svarbiausias rezultatas fiksuojamas tuo laiko momentu, kai konstrukcijos yra padėtyje prieš atšokimą nuo pagrindo (šioje padėtyje fiksuojama didžiausia deformacija). Gauti palyginimo rezultatai yra labai artimi, t. y. kinetinės energijos pokytis analizuojamose konstrukcijose kinta labai panašiai. Pagal identišką kinetinės energijos kitimo pobūdį galima teigti, kad, pakeitus medžiagą, konstrukcijos vertimo bandymo metu elgiasi labai panašiai ir kompozitinės medžiagos naudojimas neturi reikšmingos įtakos konstrukcijos deformavimuisi. Atliktos skaitinės analizės rezultatai rodo, kad rėmo konstrukcijos šoninių išilginių elementų medžiagą (plieną) pakeitus kompozitine medžiaga, konstrukcijos standumas pakinta nedaug, tačiau sumažėja rėmo konstrukcijos masė, o tai ir yra pagrindinis tikslas, kurio siekiama.

Atlikus skirtingų konstrukcijų virtimo modeliavimą palyginami ne tik galutiniai, bet ir tarpiniai rezultatai. D priede (D1–D2 pav.) pateikiami tarpiniai rezultatai praėjus 0,04 ir 0,2 s nuo smūgio pradžios.

Konstrukcijoje didžiąją dalį kinetinės energijos sugeria pagrindiniai saugos lankai, kurie per jungtis šią energiją paskirsto kitiems konstrukcijos elementams. Saugos lankų projektavimas – vienas svarbiausių etapų siekiant užtikrinti konstrukcijos stiprumą. Kaip teigia Kunakorn-ong ir Jongpradist (2020), kurie taip pat atliko vertimo bandymą, beveik pusę kinetinės energijos sugeria saugos lankų konstrukcija, žyminti dideles kinetinės energijos deformacijas.

Gerą skaitinio modelio sudarymą ir vertimo bandymo atlikimą rodo energijos balansas (3.16 pav.). Energijos balansas – vienas iš modeliavimo patikrinimo rodiklių (Liang & Nam, 2010; Bojanowski et al., 2013; Karlinski et al., 2014).

Kaip matoma iš grafiko (3.16 pav.), kinetinės energijos reikšmė, bėgant laikui, mažėja ir transformuojasi į potencinę energiją. Kai kinetinės energijos vertė priartėja iki nulio, visa energija virsta potencine energija. Toks energijų transformavimasis yra vienas iš rodiklių, rodančių apie teisingą modeliavimą.



3.16 pav. Plieninės rėmo konstrukcijos energijos balanso kitimas laikui einant, modeliuojant vertimo bandymą

Fig. 3.16. Variation of energy balance of steel frame structure over time in simulation of rollover test

Kaip minėta, uždaviniui spręsti naudojami du skirtingi programiniai paketai: kinematinėi analizei naudotas *SolidWorks* (2019 versija) priedas *Motion Dassault systemes*; trumpalaikio apkrovimo uždavinio analizei – *Ansys Workbench* programos papildinys *Ansys Autodyn*. Atlikus kinematinę analizę gauti pradiniai duomenys (kampas, kuriuo rėmo konstrukcija smūgiuoja į pagrindą; kampinis greitis,

kuriuo rėmo konstrukcija smūgiuoja į betoninį pagrindą), kurie kaip pradinės uždavinio sąlygos naudojamos trumpalaikio apkrovimo uždavinio analizei. Tokiu būdu atliekant skaitinį modeliavimą, smarkiai (daugiau kaip 6 kartus) sutrumpėja uždavinio sprendimo laikas. Rezultatų tikslumui įtakos tai neturi, nes pradiniai duomenys, kurie gauti kinematinės analizės metu, atitiktų rezultatus, kurie būtų gauti uždavinį sprendžiant vienu programiniu paketu. Naudojant vieną programinį paketą (*Ansys Autodyn 2019R1* versija) konstrukcija nuo pradinės pusiausvyros padėties būtų verčiama iki pusiausvyros padėties praradimo, tuomet vyktų rėmo konstrukcijos virtimas, smūgiavimas į pagrindą ir deformacija. Sprendžiant uždavinį tokiu būdu, bendras sprendimo laikas būtų daugiau kaip 420 val.

Rezultatų palyginimas. Skaitinio modeliavimo būdu nustatytos deformacijos ir sugertos smūgio energijos reikšmės lyginamos su reikšmėmis, gaunamomis atliekant skaičiavimus pagal JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 pateiktą skaičiavimo metodiką. Kaip nurodyta metodikoje, modelio tinkamumui pagrįsti pagal 1.3 formulę apskaičiuojamas rėmo konstrukcijos energijos kitimas, atliekant rėmo konstrukcijos smūgio analizę. Kinematinės analizės metu nustatytas hibridinės rėmo konstrukcijos svorio centro kritimo aukštis, kuris yra 1024 mm, plieninės – 1050 mm. Kai rėmo konstrukcija yra pradinėje nestabilioje padėtyje, atsižvelgiant į horizontaliąją apatinę duobės plokštumą, tai potencinės energijos kiekis hibridinės rėmo konstrukcijos atveju yra:

$$E_R = 1042 \cdot 9,81 \cdot 1,024 = 10\,467\text{ J},$$

plieninės rėmo konstrukcijos atveju:

$$E_R = 1164 \cdot 9,81 \cdot 1,05 = 11\,990\text{ J}.$$

Smūgio analizės metu gauta didžiausia suminė smūgio energija siekia 9404 J (hibridinės rėmo konstrukcijos atveju) ir 10 178 J (plieninės rėmo konstrukcijos atveju). Modeliuojant gauta hibridinės rėmo konstrukcijos suminė energijos reikšmė yra mažesnė už reikšmę, gautą skaičiuojant empiriniu būdu (10 467 J). Plieninės rėmo konstrukcijos atveju gauta suminė energijos reikšmė taip pat yra mažesnė už reikšmę, gautą skaičiuojant empiriniu būdu (11 990 J). Turint hibridinę rėmo konstrukciją gaunamas apie 10 %, o plieninės rėmo konstrukcijos atveju – 15 % skirtumas.

Atlikus plieninės rėmo konstrukcijos vertimo modeliavimą, nustatyta, kad rėmo konstrukcijos sugerta didžiausia suminės energijos reikšmė yra 10 178 J, o didžiausia deformacija siekia 0,273 m. Remiantis šiais rezultatais apskaičiuojama, kokia jėga veikia konstrukciją smūgio į pagrindą metu (Strain Energy Formula ..., 2021):

$$F = \frac{E \cdot 2}{\delta}, \quad (3.8)$$

čia F – smūgio metu veikianti jėga, N; E – smūgio metu sugerta energija, J; δ – smūgio metu susidaranti didžiausia deformacija, m.

Smūgio į pagrindą metu konstrukciją veikianti jėga:

$$F = \frac{10\,178 \cdot 2}{0,273} = 74\,564 \text{ N.}$$

74 564 N veikianti jėga gaunama, kai konstrukcija yra sudaryta iš keturių pilnų saugos lankų, kurie tarpusavyje sujungti sustiprinančiais skersiniais profiliais. Siekiant nustatyti, kokia didžiausia ir kokia liekamoji deformacija susidaro viename saugos lanke, lankas apkraunamas keturis kartus mažesne jėga, t. y. 18 641 N.

Sudarytame modelyje, kuriame naudojamas vienas saugos lankas ir taikoma 18 641 N jėga, didžiausia susidariusi deformacija siekia 0,380 m, o liekamoji – 0,268 m. Lyginant su visa saugos rėmo konstrukcija, skirtumas tarp didžiausios deformacijos siekia 0,107 m, o tarp liekamosios deformacijos – 0,136 m.

Modeliuojant su vienu saugos lanku nustatyta, kad 0,132 m liekamoji deformacija gaunama, kai saugos lankas yra veikiamas 16 800 N jėga, t. y. liekamoji deformacija pasiekama veikiant 10 % mažesnei jėgai.

Rėmo konstrukcijos deformacija taip pat palyginama ir su JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 pateikta metodika, kurioje įvertinama, kokią energiją sugeria vienas saugos lankas. Vieno saugos lanko sugerta energija apskaičiuojama taip:

$$E_i = E_T \frac{m_i}{M}, \quad (3.9)$$

$$E_T = 0,75 \cdot M \cdot g \cdot \Delta h, \quad (3.10)$$

čia E_i – energija, kurią sugėrė i saugos lankas, J; E_T – visa energija, kurią sugeria apkrovą laikanti rėmo konstrukcija, J; m_i – i saugos lanko masė, kg; M – tuščiosios tam tikro tipo transporto priemonės masė, jeigu joje nesumontuota transporto priemonėje esančio asmens apsaugos įranga, kg; g – gravitacinė konstanta; Δh – transporto priemonės sunkio jėgos centro vertikalusis poslinkis atliekant apkrovą laikančios kėbulo konstrukcijos apšvietimo bandymą, m.

Apskaičiuojama, kokią energiją sugeria rėmo konstrukcijos segmentas:

$$E_T = 0,75 \cdot 1164 \cdot 9,81 \cdot 1,05 = 8\,992,3 \text{ J.}$$

Apskaičiuojama, kokią energiją sugeria vienas saugos lankas:

$$E_1 = 8\,992,3 \cdot \frac{150}{1164} = 1158,8 \text{ J.}$$

Įvertinant tai, kad rėmo konstrukcija sudaryta iš keturių visų saugos lankų, bendra energija, kurią sugeria konstrukcija, yra 4635,2 J. Gauta energija yra du kartus mažesnė nei energija, kurią sugeria visa rėmo konstrukcija. Gautas skirtumas paaiškinamas tuo, kad pilnoje rėmo konstrukcijoje atskiri saugos lankai tarpusavyje yra sujungti skersiniais profiliais, sustandinančiais rėmo konstrukciją ir sugeriančiais dalį energijos.

Gauti rezultatai parodo, kad deformacijos ir sugertos energijos kiekio skaičiavimas įprastais metodais nėra labai tikslus. Sprendžiant uždavinį pagal JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 pateiktą metodiką, neįvertinama konstrukcijos geometrija, papildomi tvirtinimo profiliai, stiprinimo elementai, medžiagos mechaninės savybės, neatkartojamos realios rėmo konstrukcijos virtimo sąlygos. Skaitiniam modeliavimui naudojant minėtus parametrus, konstrukcijos deformacija ir sugeriamo energijos reikšmė įvertinama tiksliau, nei ji įvertinama pagal įprastą metodiką.

3.3. Autobuso hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų šoninio smūgio modeliavimas

Pakeitus plieną GFRP medžiaga, dėl medžiagos suirimo pobūdžio, kuris yra kitoks nei plieno, gali atsirasti nepriimtinių autobuso rėmo konstrukcijos deformacijų. Atsiradusios deformacijos gali neužtikrinti vairuotojo ar keleivių saugumo įvykus eismo įvykiui, todėl atliekami saugumo bandymai modeliuojant įvairius smūgio atvejus (Jeyakumar & Devaradjane, 2012).

Vertinant priekinį, galinį ir šoninį smūgius, pavojingiausias yra priekinis smūgis, tačiau priekinio smūgio atveju pagrindinis veiksnys yra ne rėmo konstrukcija, o priekinės deformacinės zonos (Teng & Wu, 2011). Įvertinus tai, kad darbo objektas yra autobuso rėmo konstrukcija, darbe pagrindinis dėmesys skiriamas šoninio smūgio analizei. Tačiau atsižvelgiant į tai, kad priekinio susidūrimo eismo įvykis yra vienas iš dažniausiai įvykstančių eismo įvykių, darbe pateikiamas ir trumpas priekinio smūgio modeliavimo rezultatų palyginimas.

Šoninio smūgio pavojingumas išskiriamas tuo, kad šoninėse transporto priemonių konstrukcijų dalyse neįmanoma įrengti pakankamos deformacinės zonos, kokios yra transporto priemonių priekinėje bei galinėje dalyse. Šis apribojimas dar labiau išryškėja rėminėse konstrukcijose, kur naudojami ne formuoti plieno lakštai, o kvadratiniai ar stačiakampiai profiliai. Siekiant kuo labiau sumažinti šoninio smūgio pasekmes, projektuojant transporto priemones ieškoma įvairių būdų, kaip efektyviai sugerti šoninio smūgio metu susidarančią energiją, kad jos kuo mažiau pereitų transporto priemonės viduje esantiems keleiviams.

Šoninio smūgis į autobuso rėmo konstrukciją modeliuojamas pagal Jungtinių Tautų Europos ekonomikos komisijos (JT/EEK) taisyklę Nr. 95. Ja remiantis

950 kg masės barjeras, judantis 50 km/h greičiu, trenkiasi į autobuso rėmo konstrukciją (Regulation No 95 ..., 2015). Modelio sudarymo procesas ir priimtose pradinės sąlygos pateikiamos toliau.

Autobuso rėmo konstrukcijos ir barjero geometrinis modelis paruoštas Rhinoceros (Rhino 6 versija) programa. Toliau modelis įkeltas į *Ansys Workbench* programą. Šioje programoje sudaromas ir aprašomas netiesinis modelis.

Modeliuojant šoninį smūgį, kaip ir modeliuojant vertimo bandymą, naudojami mišrūs kevaliniai ir kietakūniai (angl. *Shell* ir *solid*) baigtiniai. Plieninėje rėmo konstrukcijoje visi elementai tarpusavyje sujungti naudojant kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą, o hibridinėje – kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą ir darnios zonos modelį (angl. *Cohesive zone model*, CZM). Rėmo konstrukcijos su pagrindu kontaktui aprašyti naudojamas trinties kontaktas (angl. *Frictional*). Automobilio padangos su sausa kelio danga trinties koeficiento reikšmės svyruoja nuo 0,8 iki 0,9 (Cebon, 1999). Modelyje pasirinktas 0,8 trinties koeficientas.

Kitame tyrimo etape parinktos rėmo konstrukcijoje naudojamos medžiagos. GFRP ir plieno savybės pateiktos atitinkamai 2.2 ir 3.4 lentelėse.

Paruoštas modelis suskaidytas į BE. Rėmo skaičiuojamasis modelis suskaidytas kevaliniais tipo baigtiniais elementais, modelis sudarytas iš 25 320 baigtinių elementų ir 44 298 mazginių taškų, elementų dydis lokaliuose zonose yra nuo 20 iki 80 mm. Barjeras modelyje yra priimamas kaip besideformuojantis kūnas. Besideformuojantis barjeras sudarytas pagal (JT/EEK) taisyklėje Nr. 95 pateiktą informaciją (Regulation No 95 ..., 2015).

Sprendžiant šoninio smūgio į rėmo konstrukciją modeliavimo uždavinį, naudojamas *Ansys Workbench* programos papildinys *Ansys Autodyn*. Naudojantis komanda „greitis“ (angl. *Velocity*), į programą įvedamas pradinis 50 km/h greitis. Būtent tokiu greičiu judėdamas besideformuojantis barjeras (Y ašies kryptimi) atsitrenkia į rėminę konstrukciją. Po kontakto su rėmo konstrukcija barjeras juda iš inercijos. Barjero poslinkis taip pat apribotas Z ašies kryptimi. Visiems kūnams pridėtas laisvojo kritimo pagreitis Z ašies kryptimi.

Modeliuoti pasirinktoje *Ansys Workbench* programoje skaičiuojama Niumarko metodu, kur poslinkiai, greičiai ir pagreičiai laiko momentu $t + dt$ yra lygūs (Bathe, 1996; Livermore Software Technology ..., 2019):

$$[M]\{\ddot{u}\}_t + [C]\{\dot{u}\}_t + [K]\{u\}_t = \{N\}_t, \quad (3.11)$$

čia $\{\ddot{u}\}$ – pagreitis; $\{\dot{u}\}$ – greitis; $\{u\}$ – poslinkis; $[M]$ – masės matrica; $[C]$ – slopinimo matrica; $[K]$ – standumo matrica; $\{N\}$ – išorinės jėgos; t – laikas.

Pagal Niumarko metodą poslinkių ir greičių vektoriai apytiksliai apskaičiuojami tokiu pavidalu (Bogdevičius, 2012):

$$\{u\}_{t+\Delta t} = \{u\}_t + \{\dot{u}\}_t \Delta t + (a_1 \{\ddot{u}\}_t + a_2 \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}) \frac{\Delta t^2}{2}, \quad (3.12)$$

$$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{u}\}_t + \Delta t(b_1\{\ddot{u}\}_t + b_2\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}), \quad (3.13)$$

čia $a_1 = 1 - 2\beta$; $a_2 = 2\beta$; $b_1 = 1 - \gamma$; $b_2 = \gamma$.

β ir γ – parametrai, nuo kurių priklauso sprendimo tikslumas ir stabilumas,

$$\gamma \geq 1/2; \beta \geq 1/4(1/2 + \gamma)^2. \quad (3.14)$$

Galutinė poslinkių vektoriaus išraiška laiko momentu $t + dt$ aprašoma taip:

$$\{u\}_{t+\Delta t, k+1} = \{u\}_{t+\Delta t, k} + \{\Delta u\}_{t+\Delta t, k}. \quad (3.15)$$

Atliekant modeliavimą svarbu nustatyti, koks poslinkis ir įtempiai atsiranda, kai į rėmo konstrukciją atsitrenkia tam tikru greičiu judanti kliūtis.

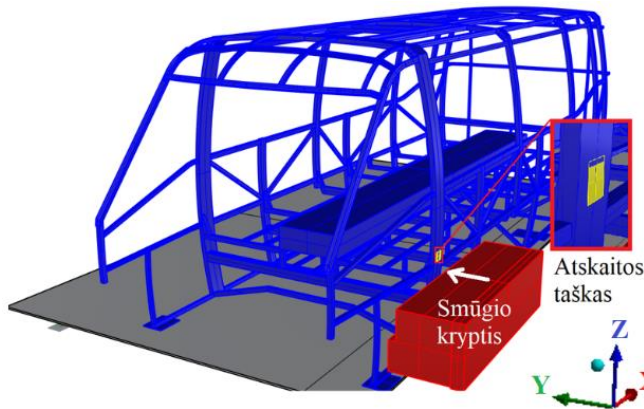
Modeliuojant šoninį smūgį vertinamos dvi autobuso rėmo konstrukcijos. Pirmoji konstrukcija sudaryta iš plieno, jos masė siekė 966 kg. Antroji konstrukcija buvo hibridinė, jos masė – 814 kg, t. y. 15 % lengvesnė konstrukcija, lyginant su konstrukcija, pagaminta tik iš plieno.

Priekinio ar galinio smūgio atveju išskiriamos dvi fazės. Pirmoji fazė – deformuojasi tamprioji zona, kuri būna sudaryta iš lengvai besideformuojančių medžiagų, sugeriančių didžiausią smūgio energiją. Antroji fazė – deformuojasi pagrindiniai konstrukcijos elementai (rėmas, saugos lankai, atraminiai profiliai). Būtent ši antroji fazė ir yra analizuojama modeliuojant šoninį susidūrimą.

Sudarytame modelyje besideformuojantis barjeras, judėdamas 50 km/h greičiu, atsitrenkia į autobuso rėmo konstrukciją, kuri nuo smūgio energijos deformuojasi. Rėmo konstrukcija yra pastatyta ant absoliučiai kieto paviršiaus ir, kaip rašyta, yra aprašytas kontaktas su 0,8 trinties koeficientu. Kontaktai sudaryti tose vietose, kur yra priekinė ir galinė autobuso ašys. Sprendžiant uždavinį, tariama, kad paviršiaus, kuriuo juda rėmo konstrukcija, smūgio slopinimo savybės yra nevertinamos.

Siekiant sumažinti skaičiavimo laiko sąnaudas, modelis supaprastinamas: pašalinami pakabos elementai, padangos. Modelio supaprastinimas neturi įtakos rezultatų tikslumui, nes tiek pakabos elementai, tiek padangos nesuteikia jai papildomo stiprumo, nesugeria smūgio energijos. Panaikintas atstumas tarp barjero ir konstrukcijos, t. y. smūgis pradedamas modeliuoti, kai atstumas tarp barjero ir konstrukcijos yra artimas nuliui. Konstrukcijos, kurios gaminamos iš plieno, saugumas jau yra patikrintas. Atsižvelgiant į tai laikomasi prielaidos, kad, atliekant šoninio smūgio modeliavimą, plieninė rėmo konstrukcija atitinka saugumo reikalavimus. Ji traktuojama kaip etaloninė ir vertinami gautų dydžių skirtumai, kurie fiksuojami modeliuojant šoninį smūgį su hibridine rėmo konstrukcija.

Pradinė konstrukcijos ir barjero padėtis pateikta 3.17 paveiksle. Barjero smūgio vieta parinkta taip, kad ji atitiktų taško R padėtį (Regulation No 95 ..., 2015). Toliau pateikiami dviejų autobuso rėmo konstrukcijų šoninio smūgio skaitinio modeliavimo rezultatai.



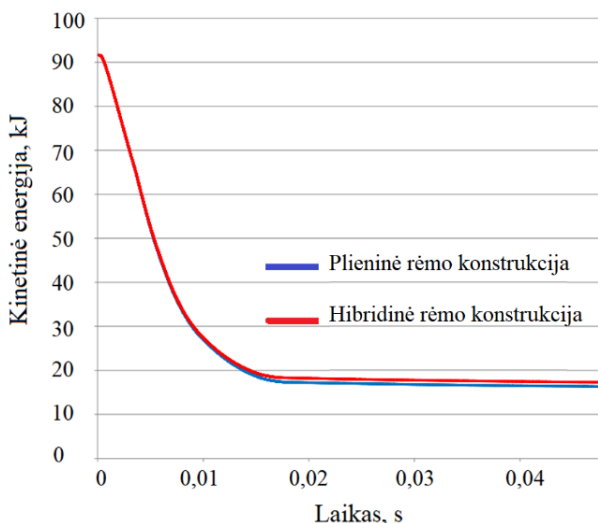
3.17 pav. Pradinė šoninio smūgio modeliavimo padėtis
Fig. 3.17. Initial position of the side impact simulation

Atliekant šoninio smūgio modeliavimą pastebima, kad tiek plieninė, tiek hibridinė rėmo konstrukcija deformuojasi labai panašiai. Tais pačiais laiko momentais deformacijų reikšmės yra labai artimos, deformavimosi zonos – identiškos. Gerą hibridinės rėmo konstrukcijos stiprumą patvirtina ir tai, kad didžiausias konstrukcijų poslinkių skirtumas siekia 1 % (Y ašies kryptimi), o didžiausios įtempių koncentracijos susidaro tose pačiose vietose. Taip pat šios dvi skirtingos konstrukcijos labai panašiai sugeria ir barjero kinetinę energiją. 3.18 paveiksle parodytas barjero bendros kinetinės energijos pokytis laikui einant. Pradinė bendra barjero kinetinė energija – 91,64 kJ. Ši vertė atitinka pradinį 50 km/h greitį (13,89 m/s), taikomą judančiam barjerui, kuri apskaičiuojama taip:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2, \quad (3.16)$$

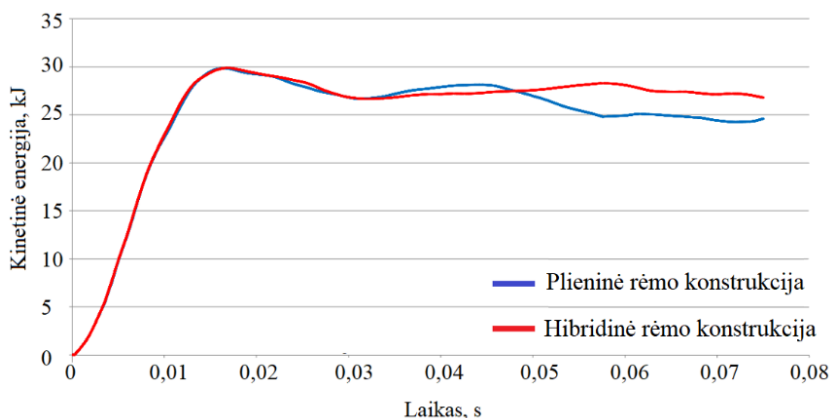
čia E_k – kinetinė energija, J; m – konstrukcijos masė, kg; v – pradinis kliūtės judėjimo greitis, m/s.

Iš 3.18 paveiksle pateikto grafiko matoma, kad kontaktas tarp judančio barjero ir rėmo konstrukcijos įvyksta praėjus 0,015 s nuo bandymo pradžios. Įvykus kontaktui, barjero kinetinė energija sumažėja iki 18,8 kJ plieninės rėmo konstrukcijos atveju ir iki 19,6 kJ hibridinės rėmo konstrukcijos atveju. Toliau vykstant bandymui, barjero kinetinė energija išlieka tokia pati iki bandymo pabaigos, todėl grafike pateikiama informacija iki 0,04 s. Skirtumas tarp barjero kinetinės energijos po kontakto su plienine ir hibridine rėmo konstrukcija yra 4 %. Šis skirtumas tarp kinetinių energijų atsiranda dėl hibridinės rėmo konstrukcijos masės sumažėjimo. Dėl sumažėjusios masės hibridinė rėmo konstrukcija yra mažiau inertiška, todėl mažiau nuslopina barjero judėjimo greitį, o kartu ir kinetinę energiją.



3.18 pav. Barjero kinetinės energijos kitimas laikui einant
Fig. 3.18. Alteration of kinetic energy of barrier over time

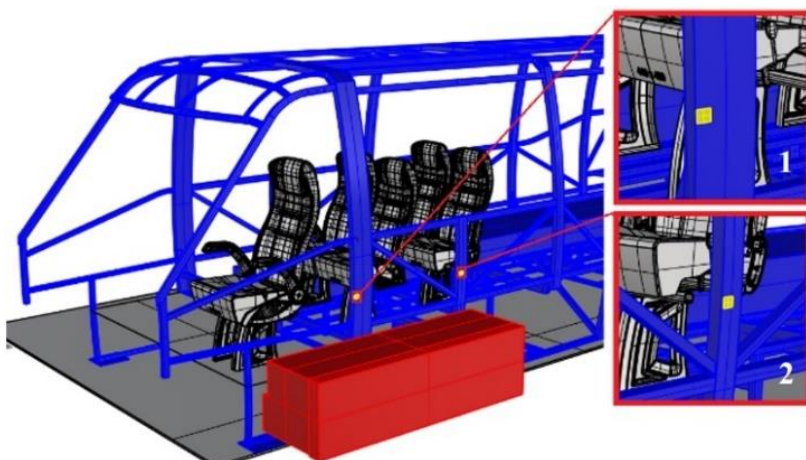
3.19 paveiksle pateiktas plieninės ir hibridinės rėmo konstrukcijos suminės sugertos kinetinės energijos palyginimas, kai į konstrukcijas atsitrenkia besideformuojanti kliūtis, kurios judėjimo greitis – 50 km/h. Iš grafiko matyti, kad sugertos energijos reikšmė visais laiko momentais abiejose konstrukcijose yra labai artima. Iš grafiko matyti, kad energija sugerama ne pagal tiesinę priklausomybę, tai vyksta nestabiliai.



3.19 pav. Rėmo konstrukcijos kinetinės energijos kitimas laike
Fig. 3.19. Alteration of kinetic energy of frame over time

Sugertos kinetinės energijos santykis yra panašus tiek plieninės, tiek hibridinės rėmo konstrukcijos modeliuose. Galima teigti, kad hibridinė rėmo konstrukcija smūgio energiją sugeria ne blogiau nei ir plieninė.

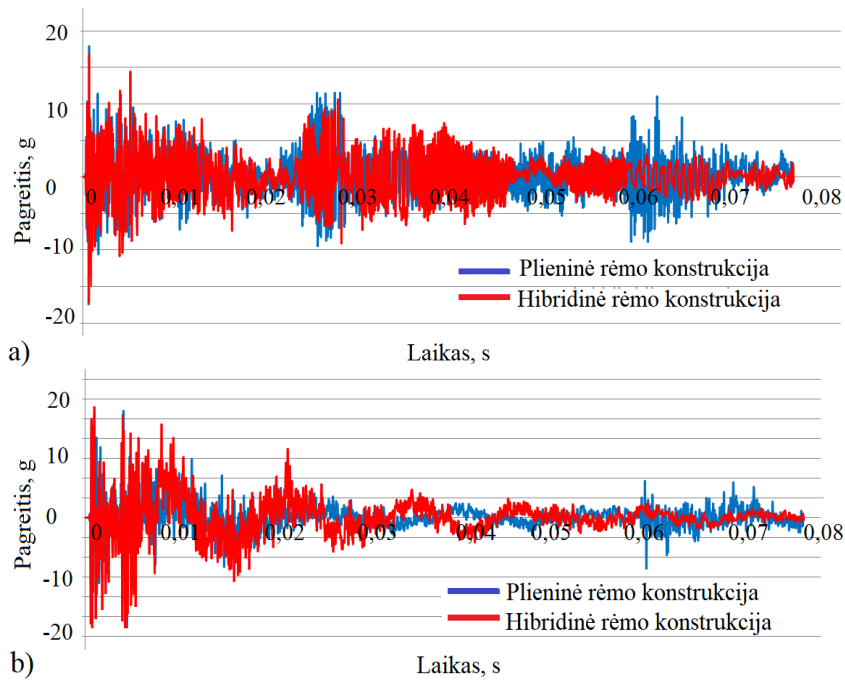
Atliekant šoninio smūgio skaitinį modeliavimą, taip pat įvertinamos keleivius veikiančių pagreičių vertės. Didelės pagreičių vertės gali mirtinai sužaloti keleivius, todėl modeliuojant nustatoma, kokios pagreičių vertės susidaro skirtingose konstrukcijose. Nustatant pagreičių vertes, pasirinktos dvi konkrečios konstrukcijų lokacijos. Jos pasirinktos atsižvelgiant į keleivių sėdynių išdėstymo vietas (3.20 pav.).



3.20 pav. Pagreičių matavimo vietas
Fig. 3.20. Acceleration measurement locations

3.21 paveiksle pateiktas plieninės ir hibridinės rėmo konstrukcijos skersinio pagreičio – laiko priklausomybės grafikas šoninio smūgio metu.

Iš 3.21 paveiksle pateiktų grafikų matoma, kad tiek plieninėje, tiek hibridinėje rėmo konstrukcijose pagreičio kitimas ir didžiausios vertės yra labai artimos (nesutapimas tarp šių reikšmių siekia nuo 2 iki 10 %). Vertinant atskaitos tašką, esančio arčiau vairuotojo sėdynės (1 taškas) matoma, kad didžiausios pagreičio reikšmės abiejose konstrukcijose fiksuojamos ties 0,001 s, t. y. smūgio pradžioje. Tęsiantis kontaktui, pagreičio reikšmė mažėja, tačiau ties 0,06 s plieninėje rėmo konstrukcijoje ji vėl padidėja dėl galimai pakitusio stiprumo, kuris pasikeitė besideformuojant vienam iš konstrukcijos elementų. Vertinant atskaitos tašką, esantį toliau nuo vairuotojo sėdynės (2 taškas), didžiausia pagreičio reikšmė abiejose konstrukcijose taip pat fiksuojama smūgio pradžioje. Toliau vykstant kontaktui, pagreičio reikšmė palaipsniui mažėja iki nulinės reikšmės.

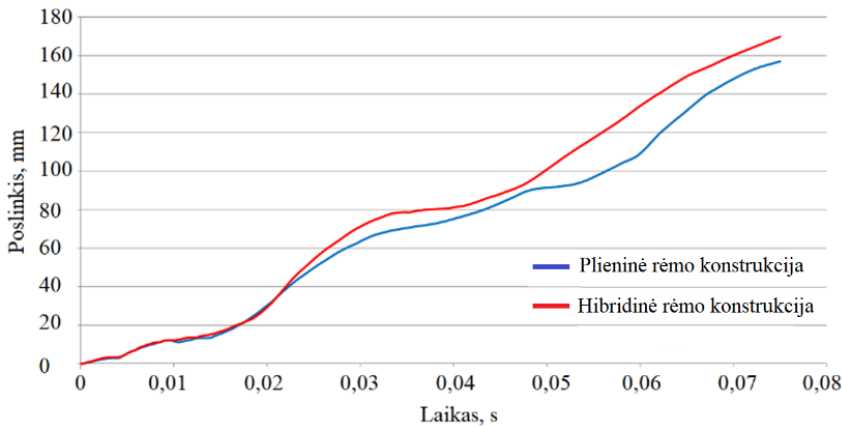


3.21 pav. Pagreičio kitimas laike: a) 1 taško; b) 2 taško

Fig. 3.21. Acceleration value change over time: a) 1 point; b) 2 point

Lyginant pagreičio reikšmes ir jų kitimą laikui einant skirtinguose atskaitos taškuose matoma, kad jos kinta skirtingai. Atskaitos taške, esančiame arčiau vairuotojo sėdynės (1 taškas), fiksuojamos pagreičio reikšmės yra didesnės nei reikšmės, kurios fiksuojamos atskaitos taške, esančiame toliau nuo vairuotojo sėdynės (2 taškas). Pagreičių verčių skirtumą lemia konstrukcijos deformavimasis. Pirmasis atskaitos taškas (1 taškas) parinktas pagrindiniame saugos lanke, kuris tarsi sudaro vientisą lanką, einantį per visą rėmo konstrukciją. Toks ištisinis lankas yra gana stiprus. Ši konstrukcijos vieta smūgio metu deformuojasi mažiau, todėl šioje vietoje išlieka didelis pagreitis ir keleivius veikiančios apkrovos. Antrasis atskaitos taškas (2 taškas) parinktas kitame saugos lanke, kuris nėra vientisas. Šis lankas iš abiejų pusių yra sujungtas su GFRP medžiaga. Parinkta konstrukcijos vieta yra daugiau besideformuojanti, lėtėjimo procesas ilgesnis. Dėl šios priežasties sumažėja lėtėjimo pagreitis ir keleivius veikiančias perkrovas.

3.22 paveiksle pateiktas atskaitos taško (3.17 pav.), esančio rėmo konstrukcijos šoninėje dalyje, poslinkis laiko atžvilgiu. Šis pasirinktas atskaitos taškas yra viename iš pagrindinių konstrukcijos elementų, kuriam tenka didžiausia smūgio energija.

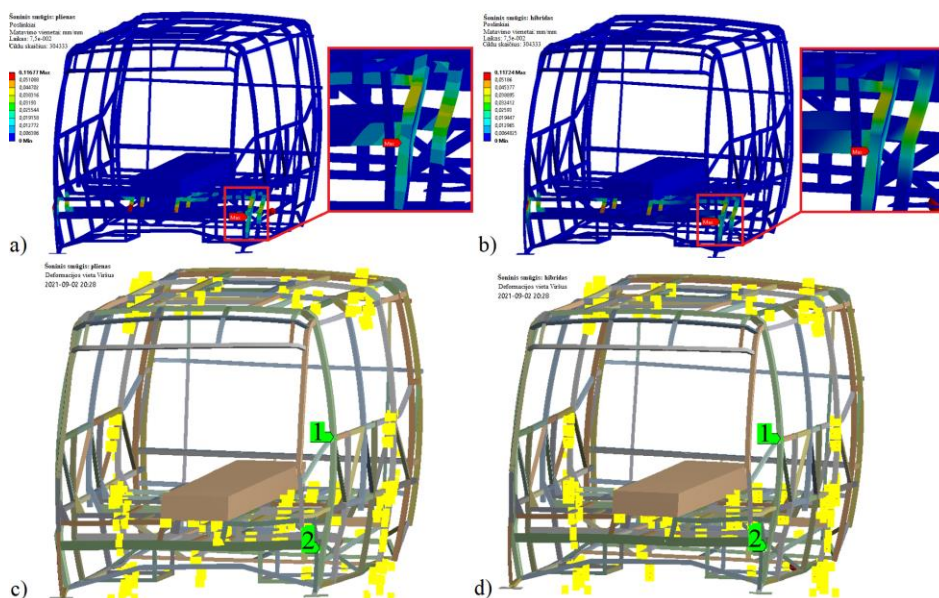


3.22 pav. Atskaitos taško, esančio rėmo konstrukcijos šoninėje dalyje, poslinkio kitimas laike

Fig. 3.22. Alteration of the reference point on the side of the frame structure over time

Abiejų konstrukcijų poslinkiai, vykstant šoniniam smūgiui, kinta palyginti tolygiai. Iš pateikto grafiko matoma, kad iki 0,02 s konstrukcijų poslinkiai kito identišškai. Nuo 0,02 s pastebimas tam tikras konstrukcijų poslinkio didėjimo pakitimas. Hibridinės rėmo konstrukcijos poslinkis, lyginant su plienine konstrukcija, pradeda didėti intensyviau. Šis padidėjimas atsiranda dėl sumažėjusios hibridinės rėmo konstrukcijos masės – po smūgio lengvesnė konstrukcija (mažesni masių inercijų momentai) greičiau pajuda iš rimties būsenos. Lyginant plieninės ir hibridinės rėmo konstrukcijų atskaitos taško poslinkius bandymo pabaigoje, po 0,075 s, matoma, kad hibridinės rėmo konstrukcijos bendras poslinkis siekia apie 170 mm, o plieninės rėmo konstrukcijos – apie 158 mm. Remiantis šiais rezultatais galima teigti, kad abiejų konstrukcijų poslinkiai, kintant laikui, kito gana tolygiai ir bandymo pabaigoje poslinkių skirtumas siekė iki 7 %. 3.23 paveiksle pateikti skirtingų konstrukcijų šoninio smūgio metu susidariusios deformacijos.

Plieninėje rėmo konstrukcijoje didžiausia deformacija fiksuojama pirmajame saugos lanke, į kurį smūgiuoja barjeras (3.23 pav. a). Įvertinus atstumą tarp taško 1, kuris žymimas konstrukcijos dalyje, kuri nebuvo deformuota, ir taško 2, kuriame fiksuojama didžiausia deformacija (3.23 pav., c), deformacija siekia 58 mm. Vertinant hibridinę rėmo konstrukciją didžiausia deformacija taip pat yra fiksuojama pirmajame saugos lanke (3.23 pav., b). Įvertinus atstumą tarp taško 1 ir taško 2 (3.23 pav., d), deformacija siekia 61 mm. Skirtumas tarp šių deformacijų yra iki 5 %. Didesnė deformacija fiksuojama hibridinėje rėmo konstrukcijoje.



3.23 pav. Rėmo konstrukcijos deformacija po šoninio smūgio: a) didžiausia deformacija plieninėje rėmo konstrukcijoje; b) didžiausia deformacija hibridinėje rėmo konstrukcijoje; c) deformacija plieninėje rėmo konstrukcijoje; d) deformacija hibridinėje rėmo konstrukcijoje

Fig. 3.23. Deformation of the frame structure after a side impact: a) maximum deformation in the steel frame structure; b) maximum deformation in the hybrid frame structure; c) crush displacement in the steel frame structure; d) crush displacement in a hybrid frame structure

Atlikus susidūrimo skaitinį modeliavimą ir nustatius konstrukcijų sugeriamą energiją bei deformaciją, galima įvertinti ir SEA. SEA bus įvertinama pagal 1.3.2 poskyryje pateiktą formulę (1.3). Visi dydžiai, reikalingi specifinės energijos absorbcijai apskaičiuoti, yra žinomi: W reikšmė nustatyta iš kinetinės energijos kitimo grafiko; ρ plieninei konstrukcijai naudojamas pagal pasirinktą plieną, o hibridinei konstrukcijai nustatomas įvertinus plieno ir GFRP medžiagos tankį bei hibridinėje rėmo konstrukcijoje naudojamos GFRP medžiagos kiekį, kuris sudaro 15 %; A reikšmė apskaičiuojama pagal barjero paviršiaus plotą, kuris kontaktuoja su konstrukcija; δ reikšmė nustatyta modeliuojant šoninį smūgį. Kai yra plieninė rėmo konstrukcija, jie yra tokie: $W = 29,85 \cdot 10^3$ J; $\rho = 7700$ kg/m³; $A = 0,125$ m²; $\delta = 0,061$ m; kai hibridinė, tokie: $W = 29,89 \cdot 10^3$ J; $\rho = 6845$ kg/m³; $A = 0,125$ m²; $\delta = 0,058$ m.

Pagal pateiktus dydžius apskaičiavus SEA gaunamos tokios reikšmės: $SEA_{plienas} = 508,4 \text{ J/kg}$; $SEA_{hibridas} = 602,3 \text{ J/kg}$. Didesnė specifinės energijos absorbcijos reikšmė fiksuojama hibridinėje rėmo konstrukcijoje. Skirtumas tarp specifinės energijos absorbcijos dydžių skirtingose konstrukcijose siekia apie 12 %. Šis skirtumas gautas, nes hibridinės rėmo konstrukcijos sugertos energijos kiekis ir deformacijos dydis yra artimas plieninės rėmo konstrukcijos dydžiams, tačiau hibridinės rėmo konstrukcijos atveju gerokai sumažėja bendras konstrukcijos tankis (apie 15 %), todėl ir specifinės energijos absorbcijos reikšmė yra didesnė. Kuo didesnė SEA reikšmė, tuo geriau konstrukcija sugeba sugerti energiją. Gauta didesnė SEA reikšmė parodo, kad, naudojant kompozitines medžiagas, stipriai sumažinama konstrukcijos masė ir kartu išlaikomas konstrukcijos atsparumas smūgiams.

Tarus, kad plieninė rėmo konstrukcija laikoma etalonine, ir įvertinus tai, kad hibridinės rėmo konstrukcijos masę sumažinus 15 % ir kartu išlaikius stiprumo vertes priimtinių ribų, galima teigti, kad hibridinė rėmo konstrukcija yra pranašesnė už plieninę rėmo konstrukciją. Lyginant sugertos kinetinės energijos sugėrimo pobūdį ir jos reikšmę, kuri traktuojama kaip transporto priemonės pakankamas saugumas kritinėmis (šoninio smūgio) situacijomis, galima teigti, kad hibridinės rėmo konstrukcijos stiprumas yra išlaikomas.

Siekiant papildomai įvertinti hibridinės rėmo konstrukcijos stiprumą, modeliuojamas ir priekinis smūgis. Šis modeliavimas atliktas pagal JT/EKK taisyklėje Nr. 94 pateikta metodiką (Regulation No 94 ..., 2012). Modeliuojant priimtos pradinės sąlygos ir modelio aprašymas pateiktas D priede. Priekinio smūgio atveju hibridinėje ir plieninėje rėmo konstrukcijoje kinetinė energija kinta identišškai. Dėl didesnės masės plieninės rėmo konstrukcijos kinetinė energija smūgio metu yra didesnė. Hibridinėje rėmo konstrukcijoje susidaro 0,2051 mm/mm deformacijos, plieninėje – 0,1965 mm/mm. Pasirinktų taškų deformacija hibridinėje rėmo konstrukcijoje siekia 867,9 mm, plieninėje – 863,3 mm. Modeliavimo rezultatai pateikiami D priede (D3–D5 pav.). Atsižvelgiant į gautus rezultatus galima teigti, kad plieno pakeitimas GFRP medžiaga neturėjo reikšmingos įtakos rėmo konstrukcijos deformacijai. Detalesnei priekinio smūgio analizei reikalingas visas autobuso rėmo konstrukcijos modelis, kuriame būtų priekinės dalies deformacinės zonos.

3.4. Autobuso rėmo konstrukcijos dinaminių charakteristikų analizė

3.4.1. Rėmo konstrukcijų be kėbulo elementų dinaminių charakteristikų analizė

Atliekant skaitinę modalinę analizę, siekiama nustatyti analizuojamų konstrukcijų, kaip besideformuojančio kūno, savuosius dažnius ir virpesių formas. Darbe analizuojamos ir lyginamos dvi skirtingos konstrukcijos: viena yra pagaminta iš plieno, kita – iš plieno ir GFRP. Nustatant skirtingų konstrukcijų dinaminis parametrus, naudojant besideformuojančio kūno modelį, galima palyginti šias dvi konstrukcijas ir įvertinti, ar iš inovatyvių medžiagų pagamintos konstrukcijos savybės nėra prastesnės už plieninės rėmo konstrukcijos savybes.

Sudarytame modelyje nagrinėjama visa autobuso rėmo konstrukcija, kurios bendras ilgis – 8480 mm, plotis – 2440 mm, aukštis – 3100 mm.

Atliekant skaitinę modalinę analizę, vertinamos keturios konstrukcijos modifikacijos. Pirmoji modifikacija imama kaip etaloninė, joje naudojamas tik plienas. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 921,5 kg. Antroje modifikacijoje GFRP medžiaga pakeičiami saugos lankai. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 749,3 kg. Trečioje modifikacijoje GFRP medžiaga pakeičiami stogo ir šonų medžiagos, išskyrus saugos lankus. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 817,7 kg. Ketvirtoje modifikacijoje visa rėmo konstrukcija buvo iš GFRP. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 239,6 kg.

Modelyje parinktos realioje rėmo konstrukcijoje naudojamos GFRP medžiagos ir plieno 1.4003 (Stala 400F) mechaninės savybės, pateiktos 2.2 ir 3.4 lentelėse. Naudojantis *Ansys Workbench* programos papildiniu „Modalinis“ (angl. *Modal*), atlikta autobuso rėmo konstrukcijos modalinė analizė.

Khelifi et al. (2015) savo darbe pateikia pagrindinį skaitinės modalinės analizės matematinį modelį, kur dinaminė sistema aprašoma tokia diferencialinių lygčių sistema:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [D]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\}, \quad (3.17)$$

čia $\{\ddot{u}\}$ – pagreitis; $\{\dot{u}\}$ – greitis; $\{u\}$ – poslinkis; $[M]$ – masės matrica; $[D]$ – slopinimo matrica; $[K]$ – standumo matrica; $\{F\}$ – išorinė apkrova.

Atliekant skaitinę modalinę analizę, masės slopinimas nėra vertinamas, todėl diferencialinė lygtis yra supaprastinama:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\}. \quad (3.18)$$

Savieji nagrinėjamo objekto dažniai Ω_r nustatomi sprendžiant tokią lygtį:

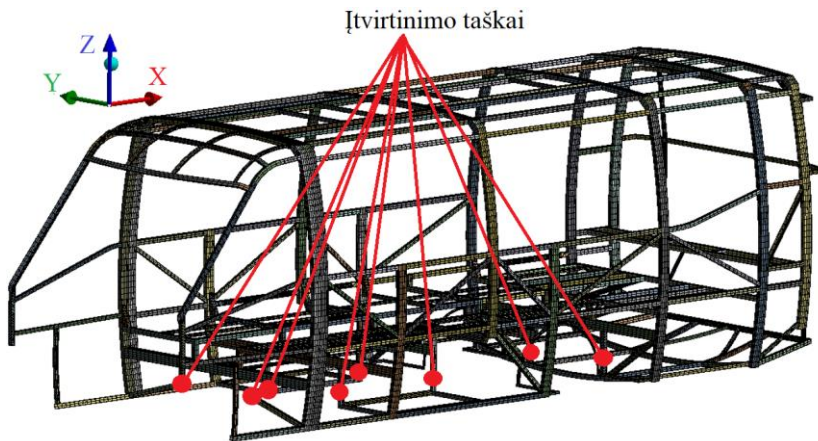
$$([K] - \lambda_r[M])\{\Psi_r\} = \{0\}, \quad (3.19)$$

kai

$$\lambda_r = \Omega^2_r. \quad (3.20)$$

Taikant programoje naudojamą algoritmą ir atlikus nagrinėjamo objekto BE analizę, gaunami savieji dažniai ir virpesių formos.

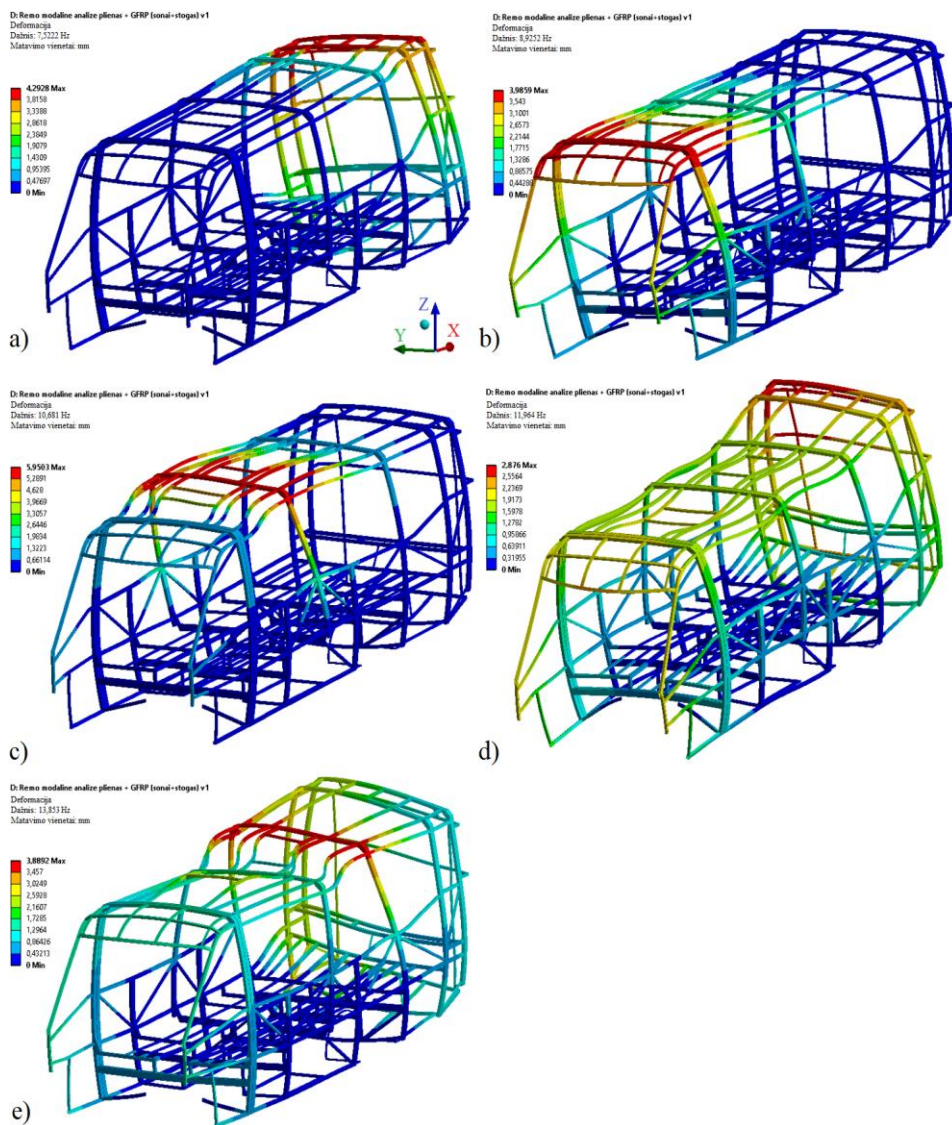
Atliekant rėmo konstrukcijos teorinį tyrimą sudarytame modelyje buvo pasirinkti tvirtinimai, kurie atitinka realiaame objekte esančius ryšius tarp autobuso rėmo konstrukcijos ir važiuoklės rėmo. Parinkti įtvirtinimai pateikti 3.24 paveiksle.



3.24 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos tvirtinimo taškai tarp autobuso rėmo konstrukcijos ir važiuoklės rėmo

Fig. 3.24. Bus frame structure fixed points between bus frame structure and chassis frame

Siekiant nustatyti savųjų virpesių formas, programoje parinktas 20 pirmųjų virpesių formų skaičiavimas. Tarp 20-ies virpesių formų rastos penkios dominuojančios, kurios yra aiškiai išreikštos žemuosiuose dažniuose. 3.25 paveiksle pateikti trečios modifikacijos hibridinės rėmo konstrukcijos virpesių formų vaizdai.



3.25 pav. Autobuso hibridinē rēmo konstrukcijas be kūbulo elementu pirmosies penkios virpesiū formas, kuriū dažnāi: a) 7,522 Hz; b) 8,925 Hz; c) 10,68 Hz; d) 11,96 Hz; e) 13,85 Hz

Fig. 3.25. The first five modes of the hybrid bus frame structure without body elements, the frequencies of which are: a) 7.522 Hz; b) 8.925 Hz; c) 10.68 Hz; d) 11.96 Hz; e) 13.85 Hz

Gautū pirmujū 20 virpesiū formū savieji dažnāi ir menami poslinkāi pateikti 3.5 lentelēje.

3.5 lentelė. Hibridinės rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų skaitinės modalinės analizės rezultatai

Table 3.5. Results of numerical modal analysis of the hybrid frame structure without body elements

Virpesių forma	Savasis dažnis, Hz	Menamas poslinkis, mm					
		$X_{\min}$	$X_{\max}$	$Y_{\min}$	$Y_{\max}$	$Z_{\min}$	$Z_{\max}$
1	7,522	-0,073	0,055	-0,268	2,060	-0,681	0,514
2	8,925	-0,380	0,335	-2,107	2,467	-0,390	0,222
3	10,68	-0,264	1,233	-0,801	0,518	-2,042	2,048
4	11,96	-0,486	0,405	-0,949	4,823	-1,837	1,875
5	13,85	-0,346	0,695	-0,726	6,392	-2,350	2,586
6	13,90	-3,521	4,353	-1,121	50,42	-17,05	0,144
7	13,92	-4,497	3,774	-0,242	49,22	-4,497	3,774
8	14,74	-0,275	0,653	-1,267	2,821	-0,470	2,470
9	15,19	-1,074	0,940	-1,279	6,233	-2,324	2,031
10	15,25	-1,259	1,392	-12,88	13,26	-1,460	2,478
11	15,54	-0,705	0,454	-2,712	5,918	-1,024	1,805
12	17,21	-0,142	2,19	-1,954	5,140	-1,607	1,571
13	18,91	-4,122	0,030	-1,457	4,285	-1,787	1,141
14	18,93	-0,337	35,41	-13,81	12,49	-14,42	14,71
15	18,97	-0,240	35,67	-11,99	13,16	-14,25	14,69
16	18,99	-1,384	1,383	-1,662	3,063	-1,814	1,444
17	19,25	-1,245	0,342	-1,586	5,166	-4,780	1,670
18	19,80	-2,930	5,079	-8,585	35,79	-0,311	31,32
19	20,21	-1,547	1,644	-2,450	6,797	-6,732	2,451
20	22,23	-1,547	1,644	-2,450	6,797	-6,732	2,451

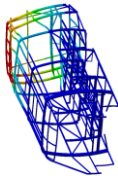
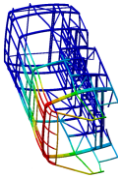
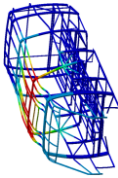
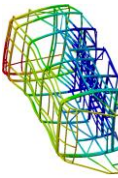
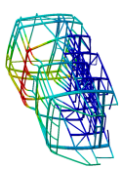
Analizuojant pirmąją virpesių formą matoma, kad ji yra horizontali sukamoji, veikianti apie X ašį. Konstrukcijos viršutinė dalis deformuojasi Y ašies atžvilgiu (konstrukcijos viršutiniai elementai pasvyra tiek į kairę, tiek į dešinę pusę). Y ašies kryptimi šio menamo poslinkio didžiausia reikšmė siekia apie 2 mm. Antroji virpesių formą yra horizontali sukamoji apie Y ašį. Rėmo konstrukcija vertinama

kaip besideformuojantis kūnas. Deformuojasi priekinė ir galinė konstrukcijos dalys. Veikiant šiam dažniui, konstrukcijos elementai tuo pačiu metu pasisuka į skirtingas puses Y ašies kryptimi. Vertinant menamus poslinkius, didžiausi susidaro Y ašies kryptimi ir siekia apie 2,5 mm. Trečioji virpesių formą yra vertikali lenkimo. Matoma, kad rėmo konstrukcija deformuojasi vertikalia kryptimi (vertinama kaip besideformuojantis kūnas). Priekinė ir galinė konstrukcijos dalys išlinksta vertikalia kryptimi tarp atramų. Menami poslinkiai Z ašies kryptimi yra didžiausi ir siekia apie 2 mm. Ketvirtoji virpesių formą yra antrosios eilės skersinė horizontali apie Y ašį (vertinama kaip besideformuojantis kūnas). Lyginant su antrąja virpesių forma, kurioje deformuojasi priekinė ir galinė konstrukcijų dalys, ketvirtoje virpesių formoje Y ašies kryptimi deformuojasi tik priekinė konstrukcijos dalis. Didžiausias menamas poslinkis šia kryptimi siekia beveik 5 mm, o dažnis, reikalingas šiai virpesių formai atsirasti, yra 59 % didesnis. Penktoji virpesių forma yra sukamoji apie Z ašį (vertinama kaip besideformuojantis kūnas). Vertinant šią virpesių formą matoma, kad Z ašies kryptimi deformuojasi rėmo konstrukcijos galinė dalis. Vertinant didžiausią menamą poslinkį, jis siekia 2,6 mm. Kitų virpesių formas aprašo menamieji poslinkiai, kurie pateikti 3.5 lentelėje.

Atlikus kitų autobuso rėmo konstrukcijų modifikacijų modalinę analizę, gauti likusių modifikacijų savieji dažniai ir iš pirmų penkių virpesių formų nustatyta, kad jie yra šiame dažnių diapazone: 1 modifikacija – 8,125–15,55 Hz; 2 modifikacija – 5,034–12,66 Hz; 3 modifikacija – 7,522–13,85 Hz; 4 modifikacija – 3,487–5,499 Hz. Išnagrinėjus kitų autorių darbus nustatyta, kad įvairių panašios geometrinės formos ir dydžio autobuso rėmo konstrukcijų pirmųjų penkių virpesių formų savieji dažniai yra dažnių diapazone nuo 5,5 iki 20,3 Hz (Wang et al., 2012; Haryanto et al., 2018; Baba et al., 2020; Yao & Yang, 2021). Tai parodo, kad darbe gauti rėmo konstrukcijos savieji dažniai patenka į dažnių diapazoną, kuris būdingas tokio tipo transporto priemonių konstrukcijoms.

3.6 lentelėje pateikti išsamūs rezultatai ir dažnių pokytis, lyginant su trečios modifikacijos hibridine rėmo konstrukcija. Gauti rezultatai rodo, kad mažiausias nuokrypis nuo plieninės rėmo konstrukcijos, kuri šiame darbe laikoma kaip atskaitos taškas analizuojant kitas konstrukcijas, gaunamas, kai yra trečia modifikacija, t. y. stogo ir šonų plieno profiliai pakeisti GFRP medžiaga. Galima teigti, kad toks pakeitimas yra labai artimas modifikacijai, kai viskas yra iš plieno (ši modifikacija vertinama kaip etaloninė). Vertinant antrą modifikaciją, kai GFRP medžiaga pakeisti saugos lankai taip pat gaunami artimi rezultatai, bet labiausiai pakinta 1 virpesių formos dažnis, t. y. sumažėja 1,6 karto, ir tai keleiviui gali sukelti diskomfortą. Ši modifikacija netenkina ir saugumo reikalavimų, kuriuos plieninė rėmo konstrukcija tenkina (pažeidžiama saugos erdvė).

3.6 lentelė. Autobuso rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų 4 modifikacijų modalinės analizės rezultatai
Table 3.6. Results of modal analysis of 4 modifications of bus frame structure without body elements

Virpesių formos nr.	Modos forma	1 modifikacija – plienas		2 modifikacija – saugos lankai iš GFRP		3 modifikacija – stogas ir šonai iš GFRP		4 modifikacija – GFRP	
		Dažnis, Hz		Dažnis, Hz	Pokytis, %	Dažnis, Hz	Pokytis, %	Dažnis, Hz	Pokytis, %
1		8,151		5,034	38,24	7,522	7,717	3,487	57,22
2		10,04		7,761	22,70	8,925	11,11	3,855	61,60
3		12,21		10,29	15,72	10,68	12,53	4,371	64,21
4		15,26		12,33	19,20	11,96	21,63	5,447	64,31
5		15,55		12,66	18,59	13,85	10,93	5,499	64,64

Vertinant ketvirtą modifikaciją, kai visa rėmo konstrukcija yra pagaminta iš GFRP, gauti savieji dažniai yra labai žemi, nagrinėjamų 5 virpesių formų dažniai yra nuo 3,487 iki 5,499 Hz ir komforto atžvilgiu tai labai negeras rezultatas.

Papildomai įvertintas skirtingų modifikacijų masės pokytis ir svorio centro koordinatės pokytis. Gauti rezultatai pateikti 3.7 lentelėje. Svorio centro koordinatės pokytis pateiktas tik Z kryptimi, nes kitomis kryptimis pokytis labai mažas ir yra iki 5 mm.

3.7 lentelė. Rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų masės pokytis kiekvienos modifikacijos metu

Table 3.7. The change in mass of the frame structure without body elements during each modification

Modifikacija	Konstrukcijos be kėbulo elementų masė, kg	Svorio centro koordinatės pokytis Z kryptimi, mm
1 – plienas	921,5	0
2 – saugos lankai iš GFRP	749,3	–125,1
3 – stogo ir šono profiliai iš GFRP	817,9	–111,37
4 – GFRP	239,6	0

Vertinant gautus rėmo konstrukcijos masės ir svorio centro koordinatės rezultatus matoma, kad keičiant plieną į GFRP, kai keičiama saugos lankų medžiaga, masė sumažėja atitinkamai 172,2 kg, arba 18,8 %, lyginant su plienine rėmo konstrukcijos modifikacija; 103,6 kg arba 11,2 %, kai keičiama stogo ir šonų medžiaga į GFRP; 681,9 kg, arba 74 %, kai keičiama viso rėmo konstrukcijos medžiaga į GFRP.

Vertinant svorio centro koordinatės pokytį Z ašies kryptimi matoma, kad jis pasislenka žemyn 111,37 mm, kai keičiama stogo ir šonų medžiaga į GFRP ir 125,1 mm, kai keičiama saugos lankų medžiaga į GFRP. Šie rezultatai rodo, kad konstrukcinės medžiagos pakeitimas duotų teigiamą transporto priemonės stabilumo rezultatą virtimo atveju, nes svorio centras pasislinktų arčiau kelio dangos.

Šie gauti rezultatai bus lyginami su rezultatais, gautais atliekant OMA. Atlikus rezultatų lyginimo analizę (eksperimentinės ir skaitinės modalinės analizės), bus įvertinta, ar sudarytas modelis ir atlikta skaitinė modalinė analizė gali būti taikoma optimizuojant rėmo konstrukcijos masę.

3.4.2. Rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais dinaminių charakteristikų analizė

Šioje dalyje atliekama autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais modalinė analizė. Ši analizė atliekama siekiant įvertinti, kaip pakinta konstrukcijos savybių dažniai ir virpesių formos, kai ant rėmo konstrukcijos yra sumontuojami kėbulo elementai: šoniniai ir stogo plastikai, stiklai, grindys. Autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais bendras ilgis – 8480 mm, plotis – 2440 mm, aukštis – 3100 mm.

Pirmoji modifikacija imama kaip etaloninė, kurioje naudojamas tik plienas. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 2947 kg. Antroje modifikacijoje GFRP medžiaga pakeičiami saugos lankai. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 2774 kg. Trečioje modifikacijoje GFRP medžiaga pakeičiami stogo ir šonų medžiagos, išskyrus saugos lankus. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 2843 kg. Ketvirtoje modifikacijoje – visa rėmo konstrukcija buvo iš GFRP. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos masė – 2265 kg.

Sudarant bendrą modelį, rėmo konstrukcijos modelis panaudotas iš rėmo konstrukcijos modalinės analizės, o eksterjero apdailos elementų ir stiklų modeliai paruošti naujai. Modelyje pirmiausia parinktos realioje autobuso rėmo konstrukcijoje ir apdailos elementuose naudojamų medžiagų mechaninės savybės, kurios pateiktos 3.8 lentelėje.

3.8 lentelė. Modelyje naudojamų medžiagų mechaninės savybės

Table 3.8. Mechanical properties of materials used in the model

Fizikinis parametras \ Medžiaga	Plienas 1.4003 (STALA400F)	Stiklas	GFRP	
			Pluošto išdėstymas	
			Išilgai	Skersai
Tankis, kg/m ³	7700	2500	2000	
Didžiausias tempimo stiprumas, MPa	–	–	364	
Gniuždymo jėga, MPa	–	–	364	
Tamprumo modulis, MPa	220 · 10 ³	70 000	39 000	4875
Puasono koeficientas	0,28	0,23	0,035	0,335
Šlyties modulis, MPa	–	–	3358	3342

Kaip kraštinės sąlygos priimtas standus rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais įtvirtinimas. Autobuso rėmo konstrukcija yra standžiai įtvirtinta tose vietose, kurie atitinka realiame objekte esančius ryšius tarp autobuso rėmo konstrukcijos ir važiuoklės rėmo (3.24 pav.).

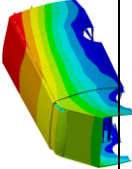
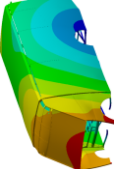
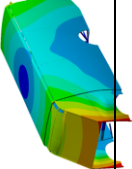
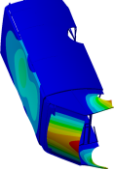
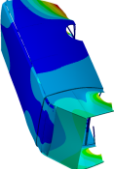
Atliekant skaitinę modalinę analizę, naudojamos keturios rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais modifikacijos. Kiekvienoje modifikacijoje keičiamos tik konstrukcijoje naudojamos medžiagos, o kėbulo apdailos elementai, stiklai ir grindys visose modifikacijose fiksuoti, t. y. jų parametrai nekito. Analizuojamos modifikacijos yra analogiškos 3.4.1 poskyryje analizuotoms modifikacijoms, tik pridedami papildomi apdailos elementai.

Nustatant savuosius dažnius, programoje parinktas pirmųjų 20-ies virpesių formų skaičiavimas. Tarp 20-ies virpesių formų rastos penkios dominuojančios formos, kurios yra aiškiai išreikštos žemuosiuose dažniuose. Atlikus ir kitų rėmo konstrukcijos modifikacijų modalinę analizę nustatyta, kad savieji dažniai yra tokių diapazonų: 1 modifikacija – 5,218–15,08 Hz; 2 modifikacija – 4,581–10,51 Hz; 3 modifikacija – 5,075–14,11 Hz; 4 modifikacija – 1,687–4,710 Hz. Išsamūs modifikacijų modų vaizdai ir nustatytų savųjų dažnių palyginimas su plienine rėmo konstrukcija pateikti 3.9 lentelėje.

Analizuojant 3.9 lentelėje pateiktus rezultatus, galima nustatyti, kuri konstrukcijos su kėbulo elementais modifikacija yra tinkamiausia eksploatacijai, lyginant su pirmosios modifikacijos konstrukcija, kuri yra pagaminta tik iš plieno. Toks palyginimas atliekamas, nes plieninė rėmo konstrukcija laikoma etalonine. Iš gautų rezultatų matoma, kad artimiausi rezultatai gauti trečioje modifikacijoje, kurios plieniniai stogo ir šono profiliai pakeisti GFRP profiliais. Vertinant kitas modifikacijas, fiksuojami didesni pokyčiai. Antrosios modifikacijos rezultatai yra gana artimi pirmosios modifikacijos rezultatams, išskyrus aukštesnes virpesių formas. Kaip ir konstrukcijoje be kėbulo elementų, taip ir konstrukcijoje su kėbulo elementais pakinta 1 virpesių formos dažnis. Šios virpesių formos dažnis sumažėja 1,3 karto ir tai sukeltų neigiamą poveikį važiavimo komfortui. Ši modifikacija taip pat nėra tinkama ir dėl nepakankamo konstrukcijos stiprumo, nes saugos lankai, pagaminti iš GFRP, neužtikrintų pakankamo keleivių saugumo eismo įvykio atveju. Ketvirtosios modifikacijos rezultatai taip pat nėra tenkinami nei komforto, nei saugumo atžvilgiu. Šioje modifikacijoje fiksuojami labai žemi savieji dažniai, taip pat ši konstrukcijos modifikacija neapsaugotų keleivių eismo įvykio atveju.

Gautų virpesių formų savieji dažniai ir menami poslinkiai pateikti 3.10 lentelėje.

3.9 lentelė. Autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais 4 modifikacijų modalinės analizės rezultatai
Table 3.9. Results of modal analysis of 4 modifications of bus frame structure with body elements

Virpesių formos nr.	Modos forma	1 modifikacija – plienas		2 modifikacija – saugos lankai iš GFRP		3 modifikacija – stogas ir šonai iš GFRP		4 modifikacija – GFRP	
		Dažnis, Hz		Dažnis, Hz	Pokytis, %	Dažnis, Hz	Pokytis, %	Dažnis, Hz	Pokytis, %
1		5,218		4,581	12,21	5,075	2,741	1,682	67,76
2		7,394		4,743	35,85	7,370	0,325	1,719	76,75
3		7,738		6,219	19,63	7,418	4,135	2,258	70,82
4		12,52		6,341	49,35	11,87	5,184	2,846	77,27
5		15,08		10,51	30,31	14,11	6,432	4,710	68,77

3.10 lentelė Hibridinės rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais skaitinės modalinės analizės rezultatai

Table 3.10. Results of numerical modal analysis of a hybrid frame structure with body elements

Virpesių forma	Savasis dažnis, Hz	Menamas poslinkis, mm					
		$X_{\min}$	$X_{\max}$	$Y_{\min}$	$Y_{\max}$	$Z_{\min}$	$Z_{\max}$
1	5,075	-0,102	0,093	-0,142	0,865	-0,278	0,279
2	7,370	-0,116	0,611	-0,816	0,483	-0,655	1,022
3	7,418	-0,225	0,496	-1,020	1,357	-0,398	0,624
4	11,87	-1,073	0,072	-0,965	1,128	-0,182	1,231
5	14,11	-0,182	0,151	-0,100	2,088	-0,930	0,784
6	14,96	-0,025	2,104	-1,631	2,079	-1,644	0,765
7	15,33	-1,168	0,806	-0,797	8,577	-0,806	0,750
8	15,52	-1,721	1,521	-10,48	11,30	-0,679	1,274
9	15,63	-3,455	4,187	-0,584	50,89	-17,00	0,241
11	17,62	-1,159	0,628	-2,170	11,00	-1,249	4,018
12	19,52	-1,124	1,104	-2,047	11,06	-1,136	0,749
13	21,76	-0,737	2,553	-4,987	11,57	-1,968	1,613
14	22,22	-1,305	1,512	-1,059	1,849	-1,436	1,382
15	22,40	-0,269	35,83	-14,08	12,86	-15,31	15,35
16	23,08	-0,423	35,86	-12,23	13,48	-15,18	15,34
17	23,56	-1,552	1,086	-1,183	1,185	-1,203	2,337
18	23,90	-5,448	5,956	-1,095	0,955	-4,977	4,690
19	24,26	-0,420	0,242	-0,594	0,596	-1,710	2,564
20	24,53	-2,822	5,234	-8,763	35,71	-0,391	31,43

Analizuojant pirmąją virpesių formą matoma, kad ji yra sukamoji horizontali, veikianti apie X ašį. Autobuso rėmo konstrukcija su išoriniais kėbulo elementais yra vertinama kaip besideformuojantis kūnas. Konstrukcija svyruoja Y ašies kryptimi. Viršutinė jos dalis deformuojasi skersai (konstrukcijos elementai pasvyra tiek į kairę, tiek į dešinę pusę). Y ašies kryptimi šio menamo poslinkio didžiausia reikšmė siekia apie 0,865 mm. Antroji virpesių forma yra vertikali lenkimo. Rėmo konstrukcija su išoriniais kėbulo elementais vertinama kaip besideformuojantis

kūnas. Konstrukcija svyruoja Z ašies kryptimi. Deformuojasi priekinė ir galinė konstrukcijos dalys (jos išlinksta vertikalia kryptimi tarp atramų). Veikiant šiam dažniui konstrukcijos priekinė ir galinė dalys pakyla ir nusileidžia Z ašies kryptimi. Vertinant menamus poslinkius Z ašies kryptimi, jie siekia apie 1 mm. Trečioji virpesių forma yra horizontali sukamoji apie Y ašį. Rėmo konstrukcija su išoriniais kėbulo elementais vertinama kaip besideformuojantis kūnas. Deformuojasi priekinė ir galinė konstrukcijos dalys. Veikiami šio dažnio konstrukcijos elementai tuo pačiu metu pasisuka į skirtingas puses Y ašies kryptimi. Vertinant menamus poslinkius, didžiausi susidaro Y ašies kryptimi ir siekia apie 1,357 mm. Ketvirtoji virpesių forma yra antros eilės vertikali forma (vertinama kaip besideformuojantis kūnas). Lyginant su antrąja virpesių forma, kurioje deformuojasi priekinė ir galinė konstrukcijų dalys, ketvirtojoje virpesių formoje Y ašies kryptimi tolygiai deformuojasi visa konstrukcija. Didžiausias menamas poslinkis šia kryptimi siekia apie 1,128 mm, o dažnis, reikalingas šiai virpesių formai atsirasti, yra 55 % didesnis. Penktoji virpesių forma yra antros eilės horizontali sukamoji apie X ašį (vertinama kaip besideformuojantis kūnas). Lyginant su pirmąja virpesių forma, penktosios formos atveju konstrukcija deformuojasi taip pat, tik susidaro didesni menami poslinkiai. Vertinant didžiausią menamą poslinkį, jis siekia apie 2 mm. Šios virpesių formos atsiradimui, lyginant su pirmąja virpesių forma, reikalingas 53 % didesnis dažnis. Kitų virpesių formas aprašo menamieji poslinkiai, kurie pateikti 3.10 lentelėje.

Konstrukcijoje naudojant mažesnio tankio inovatyvias medžiagas papildomai yra įvertintas skirtingų modifikacijų masės pokytis ir svorio centro koordinatės pokytis. Šie rezultatai pateikti 3.11 lentelėje. Svorio centro koordinatės pokytis pateiktas tik Z kryptimi, nes kitomis kryptimis pokytis labai mažas ir yra iki 5 mm.

3.11 lentelė. Rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais masės ir svorio centro koordinatės pokytis kiekvienos modifikacijos metu

Table 3.11. The mass and coordinate of the center of gravity of the frame structure with body elements during each modification

Modifikacija	Konstrukcijos su kėbulo elementais masė, kg	Svorio centro koordinatės pokytis Z kryptimi, mm
1 – plienas	2947	0
2 – saugos lankai iš GFRP	2774	–67,61
3 – stogo ir šono profiliai iš GFRP	2843	–73,61
4 – GFRP	2265	0

Vertinant 3.11 lentelėje pateiktus duomenis matoma, kad, keičiant plieną į GFRP, kai keičiama saugos lankų medžiaga, masė sumažėja atitinkamai 173 kg, arba 6 %, lyginant su plienine rėmo konstrukcijos modifikacija, 104 kg, arba 3,5 %, kai keičiama stogo ir šonų medžiaga į GFRP, ir 682 kg, arba 23 %, kai keičiama viso rėmo konstrukcijos medžiaga į GFRP. Atliekant modifikacijas matoma, kad gaunamas ryškus rėmo konstrukcijos masės sumažėjimas, kuris leistų sumažinti transporto priemonės degalų sąnaudas apie 3 %, kai keičiama stogo ir šonų medžiaga į GFRP, apie 5 %, kai keičiama saugos lankų medžiaga į GFRP ir vertinant modifikaciją, kai keičiama visos rėmo konstrukcijos medžiaga į GFRP, būtų pasiekiamas apie 18 % degalų sąnaudų sumažėjimas (Joost, 2012).

Gauti konstrukcijos su kėbulo elementais savieji dažniai ir virpesių formos bus lyginami su rezultatais, gautais atliekant eksperimentinius bandymus.

Siekiant padidinti autobuso rėmo konstrukcijos savuosius dažnius ir išvesti juos iš 4–10 Hz diapazono (pagal ISO 2631-1: 1997 standartą šiame dažnių diapazone žmogaus kūnas jautriausiai reaguoja į vertikalų pagreitį) galima naudoti papildomus autobuso rėmo konstrukcijos tvirtinimo prie važiuoklės rėmo elementus. Naudojant papildomus tvirtinimo elementus masė padidėja 2,2 %. Pirmųjų penkių virpesių formų savieji dažniai padidėja ir yra 8,8–20 Hz dažnių diapazone. Modeliavimo rezultatai pateikti D priede (D6–D7 pav.).

3.5. Trečiojo skyriaus išvados

1. Atliekant kinematinę ir dinaminę smūgio analizę nustatyta, kad liekamųjų deformacijų po vertimo bandymo skirtumas siekia 0,9 mm (didesnė reikšmė fiksuojama hibridinėje rėmo konstrukcijoje). Vertinant skirtingų konstrukcijų suminių ir kinetinių energijų kitimą laikui einant, jis yra identiškas. Suminės energijos skirtumas tarp hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijos siekia iki 8 %, kinetinės energijos – iki 5 %. Tai parodo, kad virstant mažesnės masės konstrukcijai pasiekiamos mažės energijų reikšmės, kurios turi įtakos ir deformacijos reikšmei.
2. Sudarytas ir panaudotas trumpalaikio apkrovimo uždavinio sprendimo metodas sprendimo laiką leido sumažinti 6 kartus. Tinkamą skaitinio modelio sudarymą ir vertimo bandymo atlikimą rodo energijos balansas, kuriame kinetinė energija, vykstant vertimo bandymui, mažėja ir transformuojasi į potencinę energiją.
3. Atliekant skaitinį vertimo bandymo modeliavimą, buvo įvertinta rėmo konstrukcijos geometrija, medžiagų mechaninės savybės, atkartotos JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 pateiktos virtimo bandymo sąlygos. Visa

tai leido atlikti korektišką, bandymų metodika pagrįstą, rėmo konstrukcijoje likusios saugos erdvės įvertinimą. Po vertimo bandymo saugos erdvė liko nepažeista ir likęs atstumas iki saugos erdvės kritinio atstumo hibridinėje rėmo konstrukcijoje siekia 113,6 mm, plieninėje – 114,5 mm. Tai parodo, kad hibridinė konstrukcija ir saugi ir gali būti naudojama autobusų gamyboje.

4. Atlikus skaitinį modeliavimą, paremtą BEM, atliktas šoninio smūgio į rėminę konstrukciją modeliavimas. Gauta SEA reikšmė, kuri hibridinėje rėmo konstrukcijoje yra 15 % didesnė už esančią plieninėje rėmo konstrukcijoje, parodo, kad, naudojant kompozitines medžiagas, užtikrinamas didesnis smūgio energijos sugėrimas esant mažesnei jos masei.
5. Atlikus rėmo konstrukcijų skaitinę modalinę analizę, nustatyta, kad trečios modifikacijos hibridinės rėmo konstrukcijos savieji dažniai ir virpesių formos yra artimi plieninės rėmo konstrukcijos saviesiems dažniams ir virpesių formoms. Taip pat atlikus modalinę analizę nustatyta, kad pirmųjų penkių formų savieji dažniai yra šiame diapazone: 2 modifikacija – 5,034–12,66 Hz; 3 modifikacija – 7,522–13,85 Hz; 4 modifikacija – 3,487–5,499 Hz. Plieninės rėmo konstrukcijos savieji dažniai yra diapazone 8,125–15,55 Hz. Savųjų dažnių reikšmių sumažėjimas hibridinėje rėmo konstrukcijoje paaiškinamas tuo, kad konstrukcijoje naudojamos kitokių mechaninių savybių medžiagos.
6. Atlikta rėmo konstrukcijų su kėbulo elementais skaitinė modalinė analizė siekiant įvertinti, kaip pasikeičia konstrukcijos dažniai, kai konstrukcija yra papildoma kėbulo elementais. Atlikus analizę nustatyta, kad konstrukcijos su kėbulo elementais savieji dažniai sumažėja apie 1,3 karto. Artimiausi skaitinio modeliavimo rezultatai, lyginant su plienine rėmo konstrukcija, yra fiksuojami trečioje modifikacijoje, kur penkių pirmųjų virpesių formų savųjų dažnių skirtumas svyruoja nuo 1,003 iki 1,07 karto. Tai parodo, kad plieno pakeitimas GFRP medžiaga neturėjo įtakos rėmo konstrukcijos saviesiems dažniams.
7. Taikant hibridinės rėmo konstrukcijos technologiją, būtų užtikrinamas saugesnis transporto priemonės valdymas posūkyje, kuris turi įtakos keleivių saugumui ir didesnei ekologijai, nes transporto priemonės rėmo masė sumažėtų nuo 10,5 iki 18,8 %, o svorio centro padėtis pasislinktų arčiau kelio dangos nuo 111 iki 125 mm, lyginant su plienine autobuso rėmo konstrukcija.

Autobuso rėmo konstrukcijos vertimo ir dinaminių charakteristikų eksperimentiniai tyrimai

Ketvirtajame skyriuje pateikiama autobuso rėmo konstrukcijos stiprumui ir dinaminėms charakteristikoms įvertinti naudota įranga ir taikyta eksperimentinio tyrimo atlikimo metodika. Atliekant autobuso rėmo konstrukcijos stiprumo ir saugumo eksperimentinį tyrimą, atliekamas autobuso rėmo konstrukcijos vertimo bandymas. Tiriant autobuso rėmo konstrukciją, atlikti du skirtingi tyrimai. Pirmasis tyrimas skirtas rėmo konstrukcijos ir rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais modalinei analizei atlikti, antrasis – rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais reikšminių taškų virpesių matavimams.

Skyriaus tematika paskelbtos dvi publikacijos (Pravilonis et al., 2020a, 2020b).

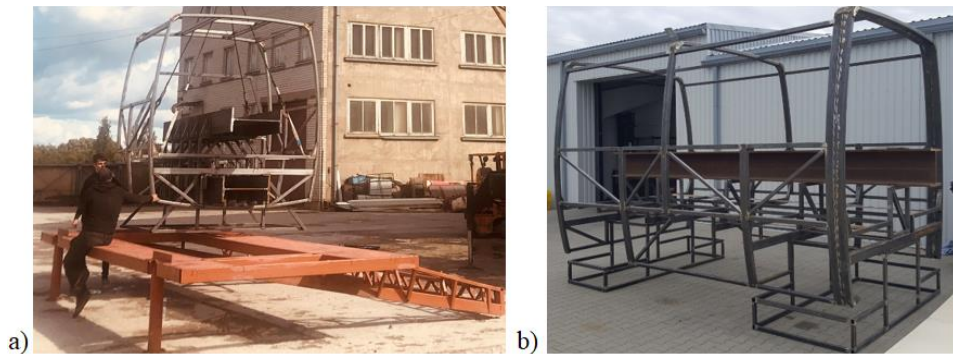
4.1. Statinių ir dinaminių charakteristikų tyrimų metodika

Pirmasis tyrimas skirtas įvertinti analizuojamos autobuso rėmo konstrukcijos stiprumą virtimo atveju. Šis eksperimentinis tyrimas leidžia įvertinti konstrukcijos

saugumą ir patikimumą šoninio virtimo atveju, kuris yra pavojingiausias transporto priemonėms, turinčioms daugiau nei 16 sėdimųjų vietų. Atliekant vertimo bandymą, įvertinamas konstrukcijos stiprumas, įvertinama, ar po šoninio vertimo bandymo lieka pakankama saugos erdvė keleiviams. Taip pat eksperimentinio tyrimo rezultatai suteikia galimybę validuoti skaitinį konstrukcijos modelį ir sprendimo metodą.

Dinaminis vertimo bandymas ir jo atlikimo metodika aprašyti JT/EKK taisyklėje Nr. 66/02 (Regulation No 66 ..., 2010).

4.1 paveiksle (a dalis) pateikta apverčiamoji platforma. Apverčiamąją platformą paruošė akredituota transporto priemonių bandymo laboratorija UAB „Neigiamas pagreitis“.



4.1 pav. Vertimo bandymui naudota įranga: a) apverčiamoji platforma;
b) paruošta autobuso rėmo konstrukcija

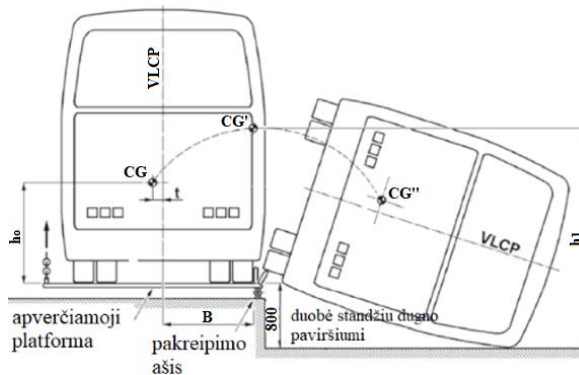
Fig. 4.1. Equipment used for the rollover test: a) platform; b) bus frame structure prepared for rollover test

Ant apverčiamosios platformos pastatoma bandoma transporto priemonė arba bandymams paruošta transporto priemonės konstrukcija. Vertimo bandymui paruošta autobuso rėmo konstrukcija pateikta 4.1 paveiksle (b dalis). Autobuso rėmo konstrukciją bandymams paruošė UAB „Altas komercinis transportas“.

Pagrindinis reikalavimas, kurį turi atitikti bandoma transporto priemonė, yra svorio centro vieta – ji turi būti tokia pati kaip ir visiškai įrengtos transporto priemonės (Regulation No 66 ..., 2010).

Autobuso rėmo konstrukcijos virtimas modeliuojamas siekiant įvertinti konstrukcijos deformaciją (rėmo viršutinio kampo greitį), jai atsitrenkus į betoninį pagrindą. Rėmo virtimo skaičiuojamasis modelis parodytas 4.2 paveiksle (a dalis). Atliekant apkrovą laikančios kėbulo konstrukcijos vertimo bandymą, negali būti pažeista saugos erdvė, kuri pavaizduota 1.3 paveiksle (b dalis) (Regulation No 66 ..., 2010).

Po vertimo bandymo jokia transporto priemonės dalis (pvz., statramstis, saugos lankai, bagažo lentynos), kuri bandymo pradžioje buvo ne saugos erdvėje, atliekant bandymą neturi pažeisti saugos erdvės. Priešingu atveju konstrukcija yra laikoma nesaugia (Regulation No 66 ..., 2010).



4.2 pav. Autobuso vertimo bandymas: skaičiuojamasis modelis (Regulation No 66 ..., 2010)

Fig. 4.2. The bus rollover test computational model (Regulation No 66 ..., 2010)

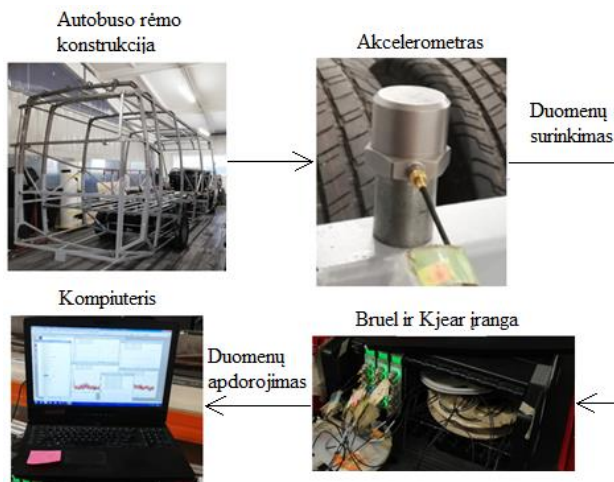
Antrasis eksperimentinis tyrimas atliekamas siekiant įvertinti konstrukcijos dinamines charakteristikas. Dinaminės charakteristikos nustatomos atliekant modalinę analizę, kurios metu nustatomos jos formos ir savieji dažniai. Savuosius dažnius nustatyti labai svarbus, nes jiems susidarius, konstrukcijoje gali susiformuoti rezonansiniai reiškiniai. Jiems susidarant, konstrukcijoje neigiamai paveikiami atskiri elementai, kurie sumažina konstrukcijos stiprumą ar kitaip paveikia konstrukciją, kuris turi užtikrinti keleivių saugumą ir komfortą.

Atliekami dviejų dalių eksperimentiniai tyrimai: autobuso rėmo konstrukcijos modalinė analizė ir transporto priemonės rėmo reikšminių taškų virpesių matavimai įvairiomis aplinkos sąlygomis.

Virpesių parametrams matuoti panaudotos „Brüel & Kjær“ virpesių matavimo priemonės. 4.3 paveiksle pateikta analizuojamo objekto blokinė schema, pagal kurią nustatomos objekto dinaminės charakteristikos, bei virpesių matavimo priemonės: kompiuteris, matavimo rezultatų apdorojimo įranga „3660-D“, seisminis akceleratoras 8344. Akceleratoro charakteristikos pateiktos 4.1 lentelėje.

Akceleratorai 8344 tvirtinami reikšmingose autobuso rėminės konstrukcijos vietose, naudojant magnetus ir orientavimo kaladėles, kurios akceleratorus pakreipia reikiama kryptimi. Stiprus magnetas užtikrina pakankamai standžią jungtį tarp rėminės konstrukcijos ir akceleratoro, todėl papildomų paklaidų dėl orientavimo kaladėlių naudojimo neatsiranda.

Eksperimentinių tyrimų metu gauti matavimo signalų rezultatai apdorojami *Pulse* programa.



4.3 pav. Analizuojamo objekto blokinė schema, virpesių parametrų matavimo bei analizės priemonės

Fig. 4.3. Block diagram of the analyzed object, instruments for measuring and analyzing vibration parameters

4.1 lentelė. Akcelometro 8344 charakteristikos

Table 4.1. Accelerometer 8344 characteristics

Parametras	Reikšmė
Įtampos jautrumas, mV/ms^{-2}	$250 \pm 20 \%$
Matavimo ribos, ms^{-2}	26
Dažnių diapazonas, Hz	0,2–3000
Matavimo ašis	Viena, Z

Siekiant nustatyti autobuso rėmo dinامينius parametrus, reikia atlikti autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų vibracijų matavimus. Virpesiai matuojami esant skirtingiems žadinimo šaltiniams ir skirtingoms aplinkybėms (važiuojant skirtingomis kelio dangomis, skirtingais greičiais). Atliekant eksperimentinius tyrimus yra tariama, kad autobuso rėmo konstrukcija su kėbulo elementais yra nagrinėjama kaip besideformuojantis objektas, t. y. vertinama tik autobuso rėmo konstrukcija ir išoriniai bei vidiniai kėbulo elementai, o autobuso pakaba nėra vertinama.

4.2. Eksperimentinis rėmo konstrukcijos vertimo bandymas

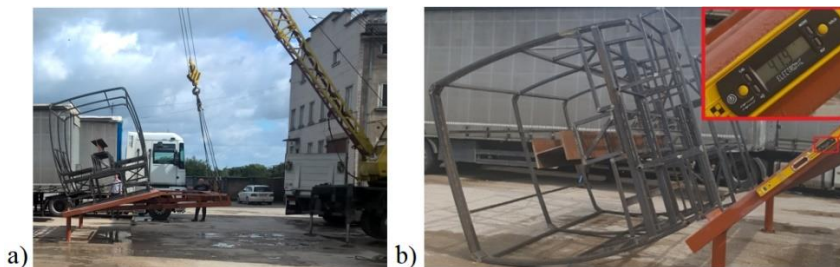
Autobuso plieninės rėmo konstrukcijos vertimo natūrinis eksperimentas atliktas siekiant nustatyti rėmo konstrukcijos liekamąsias deformacijas, atliekant rėmo konstrukcijos vertimo bandymą pagal JT/EEK taisyklę Nr. 66/02. Atlikus eksperimentinį vertimo bandymą, galima patikrinti skaitinio modeliavimo rezultatus, pagal kuriuos būtų galima validuoti sudarytą konstrukcijos modelį ir patį vertimo bandymo procesą.

Natūrinė autobuso rėmo konstrukcija suvirinta naudojant kvadratinio ir stačiakampio skerspjūvio profilius. Atliekant bandymą konstrukcijoje taip pat pridėta papildoma 610 kg masė, imituojanti sėdynių ir keleivių masę. Kaip teigia Belingardi et al. (2003), šią papildomą masę įvertinti yra svarbu, nes papildomai pridėta masė keičia analizuojamos konstrukcijos svorio centro padėtį, dėl kurios keičiasi virtimo dinamika. Dėl padidėjusios masės padidėja ir susidariusios deformacijos, konstrukcijos masių inercijos momentai, kinetinės energijos dydis, kurį turi sugerti rėmo konstrukcija. Pridedant papildomą masę ir atliekant vertimo bandymą svarbu įvertinti, ar sėdynių ir keleivių išdėstymas yra simetriškas išilginės ašies atžvilgiu. Karlinski et al. (2014) atliko vertimo bandymą su autobusu, kuriame yra 19 sėdimųjų vietų, sėdynės išdėstytos nesimetriškai (vienvietės sėdynės sumontuotos dešinėje pusėje, o dvivietės – kairėje pusėje). Esant tokiam sėdynių išdėstymui, svorio centras transporto priemonės išilginės ašies atžvilgiu yra pasislinkęs į kairę. Atliekant vertimo bandymą, transporto priemonė ant platformos turi būti padėta taip, kad ji virstų ant dešiniojo šono. Virtimas ant dešiniojo šono vertinamas kaip nepalankiausias atvejis (gaunama didesnė kinetinė energija, didesnė deformacija).

Eksperimentui naudota platforma, atitinkanti JT/EEK taisyklės Nr. 66/02 reikalavimus. Ant šios platformos, kurios aukštis nuo žemės paviršiaus yra 800 mm, padedama autobuso rėmo konstrukcija. Platformos kairysis kraštas yra įtvirtintas per lankstinę jungtinį, o dešinysis kraštas yra įtvirtintas laisvai. Keliant dešinįjį platformos kraštą, kartu keliama ir bandomoji konstrukcija. Platformos ir ant jos padėtos rėmo konstrukcijos bendras vaizdas pateiktas 4.4 paveiksle (a dalis).

Virtimo platforma keliama tol, kol ant jos padėta autobuso rėmo konstrukcija netenka stabilumo ir pradeda virsti. Kampas, kuriam esant konstrukcija netenka stabilumo ir pradeda virsti, yra 41,9 laipsnio (4.4 pav., b).

Siekiant geriau išanalizuoti konstrukcijos deformavimosi procesą ir palyginti gautus rezultatus su skaitinio modeliavimo rezultatais, rėmo konstrukcijos vertimo bandymas filmuojamas sparčiojo vaizdo filmavimo sistema „Phantom v711“ (4.5 pav.).



4.4 pav. Autobuso plieninė rėmo konstrukcija: a) konstrukcija padėta ant virtimo platformos; b) platformos pasvirimo kampas, kuriam esant konstrukcija prarado stabilumą

Fig. 4.4. The structure of the bus frame is placed on a rollover platform
The steel frame structure of the bus: (a) structure placed on a rollover platform;
b) platform tilt angle at which the structure has become unstable

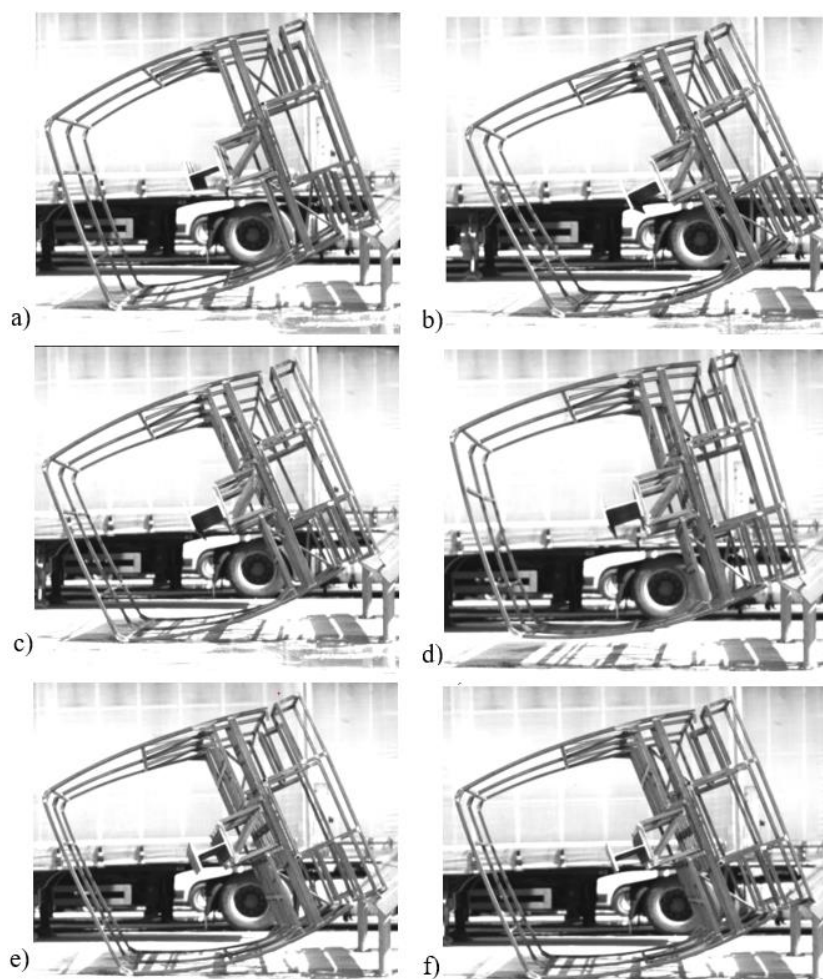


4.5 pav. Sparčiojo filmavimo sistemos „Phantom v711“ bendras vaizdas

Fig. 4.5. General view of the high-speed filming system “Phantom v711”

Rėmo konstrukcijos vertimo bandymas filmuojamas 1100 kadrų per sekundę dažniu (1 kadras 909,09 μ s). 4.6 paveiksle pateikiamos autobuso rėmo deformavimosi stadijos tam tikrais laiko momentais.

Atlikus vertimo bandymo filmuotos medžiagos analizę nustatyta, kad rėmo konstrukcija virto nuo pradinės padėties iki kol jos kampas pasiekė žemę (apie 1,66 s) ir, atšokęs su vis mažesne amplitude (keturis kartus), nusistovėjo. Rėmo atšokimų skaičius leidžia spręsti apie konstrukcijos stiprumą ir smūgio sugėrimo efektyvumą. Be to, šis parametras yra labai vertingas validuojant skaičiuojamąjį modelį, nes natūrinė konstrukcija yra suvirinta (rėmas turi liekamuosius įtempius), kai skaičiuojamasis modelis yra idealizuotas.



4.6 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos deformacijos tam tikrais laiko momentais: a) rėmo deformacija pirminio smūgio momentu (10 928 kadras); b) rėmas didžiausios deformacijos momentu (11 043 kadras); c) rėmo deformacija prieš pirmą atšokimą (11 101 kadras); d) rėmo didžiausias atstumas nuo pagrindo po pirmojo atšokimo (11 320 kadras); e) rėmo deformacija antrojo smūgio momentu (11 670 kadras); f) rėmo deformacija po 8,9 s nuo bandymo pradžios (20 739 kadras)

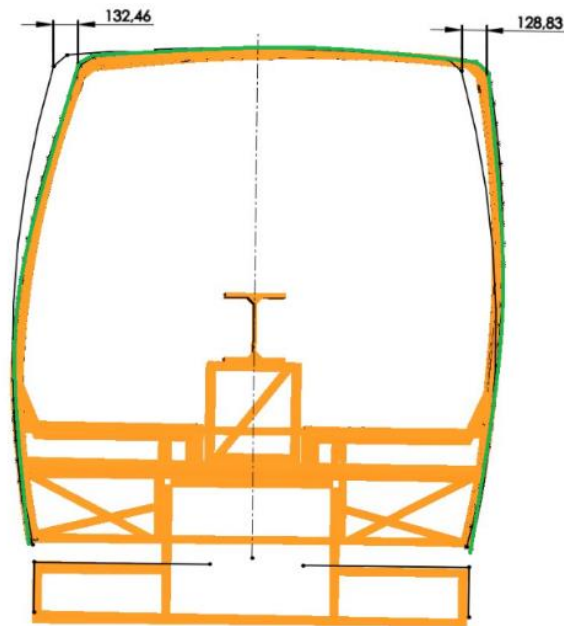
Fig. 4.6. Deformations of the bus frame structure at certain moments of time: a) deformation of the frame at the moment of initial impact (frame 10 928); b) frame at the moment of maximum deformation (frame 11 043); c) frame deformation before the first bounce (frame 11 101); d) is the maximum distance of the frame from the ground after the first bounce (frame 11320); e) deformation of the frame at the moment of the second impact (11 670 frame); f) deformation of the frame after 8,9 seconds from the start of test (frame 20 739)

Detaliau analizuojant filmuotą medžiagą, galima išskirti tam tikrus esminius laiko momentus, kurie leidžia geriau įvertinti rėmo konstrukcijos deformavimąsi. Po 1,66 s nuo virtimo pradžios rėmo konstrukcija pasiekia pagrindą (4.6 pav., a). Toliau, po 0,103 s nuo smūgio pradžios, nustatyta, kad rėmo konstrukcija pasiekia didžiausią deformaciją (4.6 pav., b). Po 0,157 s nuo smūgio pradžios rėmo konstrukcija fiksuojama tokioje padėtyje, kai deformacijos sumažėja ir konstrukcija yra prieš pat atšokimą nuo pagrindo (4.6 pav., c). Po 0,356 s nuo smūgio pradžios rėmo konstrukcija fiksuojama padėtyje, kai ji, atšokusi nuo pagrindo, pakyla į didžiausią aukštį (4.6 pav., d). Po 0,674 s nuo smūgio pradžios, konstrukcija antrą kartą pasiekia pagrindą (4.6 pav., e). Po 8,9 s nuo virtimo pradžios, rėmo konstrukcija fiksuojama ramybės būsenos (4.6 pav., f).

Rėmo konstrukcija po vertimo bandymo išmatuota ir nustatyta, kad didžiausi liekamieji poslinkiai siekia 132,5 mm (4.7 pav.). Šie poslinkiai susidaro viršutiniame dešinės pusės kampe, arčiausiai vairuotojo darbo vietos. Atlikdami vertimo bandymą, Karlinski et al. (2014) užfiksavo, kad didžiausia deformacija taip pat užfiksuota priekinėje konstrukcijos dalyje. Šią vietą autoriai išskiria kaip pavojingiausią keleivių saugumo atveju, kai įvyksta transporto priemonės virtimas.

Išanalizavus ir palyginus plieninės rėmo konstrukcijos eksperimentinio vertimo bandymo ir skaitinio modeliavimo rezultatus, galima teigti, kad sudarytas skaitinis autobuso plieninės rėmo konstrukcijos modelis ir atliktas skaitinis plieninės rėmo konstrukcijos virtimo modeliavimas bei taikytas sprendimo metodas yra artimas natūriniam autobuso rėmui ir vertimo bandymui. Analizuojant rezultatus galima išskirti esminius momentus:

- natūrinio bandymo metu (rezultatai gauti iš filmavimo medžiagos) rėmo konstrukcija didžiausią deformaciją pasiekia po 0,103 s nuo smūgio pradžios, o skaitinio eksperimento – po 0,096 s, t. y. mažiau kaip 7 % paklaida;
- natūrinio bandymo metu po 0,157 s nuo smūgio pradžios rėmo konstrukcija atšoko nuo pagrindo, o skaitinio eksperimento metu – po 0,155 s, t. y. mažiau kaip 1,2 % paklaida;
- liekamųjų deformacijų nesutapimas siekia mažiau kaip 2 %. Šis aukštas gautų rezultatų sutapimas leidžia laikyti skaičiuojamąjį modelį korektišku.



4.7 pav. Rėmo konstrukcijos kontūras prieš ir po deformacijos (juoda spalva – rėmo kontūras prieš deformaciją; žalia spalva – rėmo kontūras po natūrinio virtimo eksperimento; oranžinė spalva – rėmo kontūras po skaitinio vertimo bandymo)

Fig. 4.7. The contour of the frame prior and after the deformation (black color – frame contour before deformation; green color – frame contour after natural rollover experiment; orange color – frame contour after numerical rollover experiment)

4.3. Rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų dinaminių charakteristikų analizė

OMA atlikta siekiant patikrinti skaitinės modalinės analizės metu gautus rezultatus, sudaryto modelio validumą. OMA atliekama konkrečiai autobuso konstrukcijai, kuri sumontuota ant IVECO 70C važiuoklės.

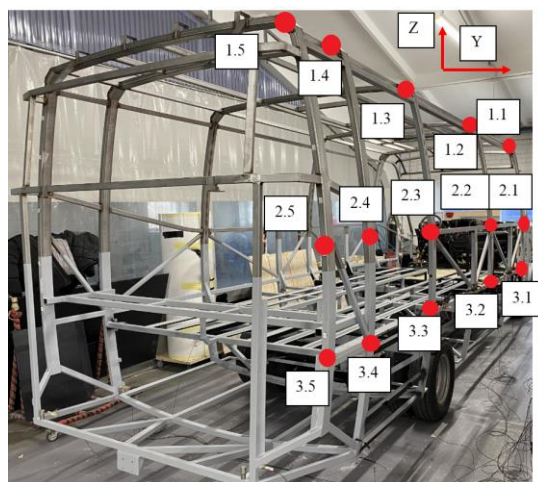
Pagrindinės techninės transporto priemonės charakteristikos pateiktos 4.2 lentelėje.

4.2 lentelė. Transporto priemonės techninės charakteristikos

Table 4.2. Vehicle technical characteristics

Parametras	Reikšmė
Transporto priemonės ilgis, mm	8480
Ratų bazė, mm	4750
Transporto priemonės plotis, mm	2440
Transporto priemonės aukštis, mm	3100
Bendra tikroji transporto priemonės masė, kg	6220
Didžiausia techniškai leidžiama pakrautos transporto priemonės masė, kg	7200
Sėdimųjų vietų skaičius (be vairuotojo ir gido), vnt.	29
Priekinės ašies pakaba	Nepriklausoma pakaba, su teleskopiniais amortizatoriais
Galinės ašies pakaba	Pneumatinė pakaba

Analizuojamas objektas pateiktas 4.8 paveiksle, o analizuojamo objekto blokinė schema – 4.3 paveiksle.

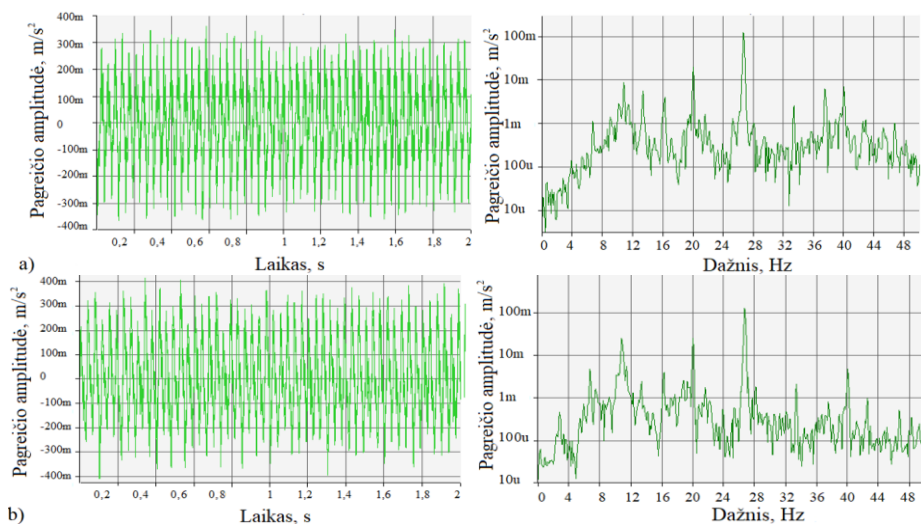


4.8 pav. Tiriamojo objekto matavimo taškų, atliekant autobuso rėmo konstrukcijos modalinę analizę, išsidėstymas

Fig. 4.8. Location of measuring points of the research object during the modal analysis of the bus frame structure

Autobuso rėmo konstrukcijos eksperimentinei modalinei analizei naudojama įranga pateikta 4.3 paveiksle. Atliekant OMA, autobuso rėmo 30 taškų (4.8 pav.) virpesių matavimai atliekami dviem kryptimis (Z ir Y kryptys, Y kryptis atitinka skersinę transporto priemonės ašį).

Atliekant eksperimentinius tyrimus naudojama OMA. Autobuso rėmo konstrukcijos modalinės analizės metu naudojamas priverstinis žadinimas, kurį sukelia įjungtas variklis tuščiąja eiga (800 aps./min). Autobuso rėmo 3.1 taško (4.8 pav.) vertikalios krypties atsako rezultatai pateikti 4.9 pav. 3.1 taškas pasirinktas kaip atskaitos taškas, esantis arčiausiai variklio. 4.9 paveiksle pateikiami pagreičio grafikai, kurie yra tipiniai automobilio rėmo konstrukcijos taško atsako, gaunami esant priverstiniam žadinimui, kurį sukelia variklis, veikiantis tuščiąja eiga. Gauti rezultatai yra tarpiniai, kuriuos programinis paketas *Pulse* naudoja OMA atlikti ir 4.10 pav. bei 4.13 pav. rezultatams gauti. 4.9 ir 4.12 paveiksluose u ir m pažymėtos reikšmės atitinka daugiklius 10^{-6} ir 10^{-3} .



4.9 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų 3.1 taško (4.8 pav.) pagreičio, kai variklis veikia tuščiąja eiga, amplitudės ir spektrinio tankio grafikai:

a) vertikalia kryptimi; b) horizontalia kryptimi

Fig. 4.9. Graphs of the acceleration amplitude and spectral density of the bus frame structure without body elements at point 3.1 (Fig. 8) when the engine is idling:

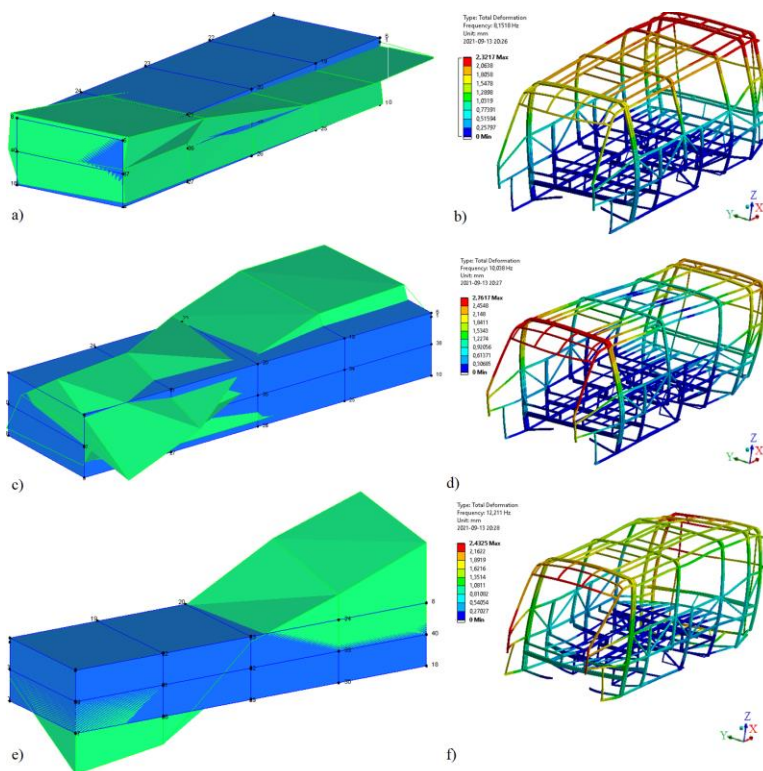
a) in the vertical direction; b) in the horizontal direction

Iš 4.9 paveikslo, kuriame pateiktos 3.1 taško vertikalios ir horizontalios vibracijos, matyti, kad variklis, dirbdamas tuščiąja eiga, generuoja pagreičius ant autobuso rėmo iki $0,5 \text{ m/s}^2$. Dominuojančios pagreičio amplitudės pasireiškia esant 10,75, 20,00 ir 26,63 Hz dažniams, taip pat, nagrinėjant dažnių diapazoną iki

50 Hz, matomi aiškiai išreikšti dažniai: 2,75, 6,625, 7,375, 13,38, 16,25, 18,75, 19,25, 21,63, 28,13, 33,38, 37,50, 40,00 ir 42,50 Hz.

Atliekant eksperimentinį dinaminių charakteristikų nustatymo tyrimą, kurio pagrindą sudaro OMA, galima nustatyti virpesių amplitudes tam tikrose konstrukcijos vietose, kai konstrukciją veikia išorinis žadinimo šaltinis. Nustatant savųjų dažnių priskyrimą (kaip kietojo ir kaip besideformuojančio kūno), yra atsižvelgiama į nagrinėjamų objekto taškų judėjimo dėsningumus ir lyginant eksperimentinius rezultatus su teoriniais. Atsižvelgiant į taškų judėjimo dėsningumą, iš eksperimentinių bandymo rezultatų naudojami tie, kurie susiję su rėmo konstrukcija (šios formos atskiriamos pagal taškų judėjimą). Kai taškai juda kartu, tariama, kad tai yra pakabos formos, o kai taškai juda į skirtingas puses, t. y. konstrukcija deformuojasi, tariama, kad tai konstrukcijos formos.

Atlikta OMA parodė tris aiškiai išreikštas rėmo konstrukcijos be kūbulo elementų virpesių formas, kurios pateiktos 4.10 paveiksle, a, c ir e dalyse.



4.10 pav. Autobuso plieninės rėmo konstrukcijos be kūbulo elementų OMA ir BEM rezultatai

Fig. 4.10. Bus steel frame structure without body elements OMA and BEM results

Iš formų ir taško judėjimo pobūdžio galima spręsti, kad tai yra ne pakabos, o rėmo konstrukcijos deformacija. Atlikus OMA, gautos ir autobuso rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų pakabos virpesių formos. E priedo E1 paveiksle pateiktos pakabos virpesių formos.

4.10 paveiksle mėlyna spalva pavaizduotas objektas rodo rėmo formą prieš žadinimą, o žalia spalva – rėmo formas po žadinimo.

Siekiant įvertinti, ar sudarytas skaitinis autobuso rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų modelis yra tinkamas, atliktas rezultatų palyginimas. Lyginant eksperimentinio bandymo ir skaitinio modeliavimo rezultatus matoma, kad tiek atlikta skaitinė modalinė analizė, tiek atlikta OMA parodė tris aiškias virpesių formas, kurios pateiktos 4.10 paveikslo a, c ir e (OMA), b, d, f (skaitinė modalinė analizė) dalyse.

Gautų dažnių palyginimas ir gautos paklaidos pateiktos 4.3 lentelėje.

4.3 lentelė. Eksperimentiniu ir skaitinio modeliavimo būdu nustatyti autobuso plieninės rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų savieji dažniai ir jų palyginimas

Table 4.3. Experimental and numerical modeling of frequencies of bus steel frame structure without body elements and their comparison

Virpesių forma	Savasis dažnis, Hz		$\Delta = f_{BEM}/f^{EXP,OMA}$	$\Delta, \%$
	Operatyvinė modalinė analizė	Skaitinė modalinė analizė		
1	8,512	8,152	0,958	4,2
2	9,752	10,04	1,029	2,9
3	11,841	12,21	1,031	3,1

Gauti modeliavimo rezultatai artimi eksperimentiniams ir neatitikimai siekia nuo 2,9 iki 4,2 %.

Vertinant hibridinės rėmo konstrukcijos modeliavimo rezultatus nustatyta, kad plieną keičiant GFRP, rėmo konstrukcijos masė, įvertinant skirtingas modifikacijas (2, 3 ir 4), sumažėja nuo 10,5 iki 18,8 %, o savieji dažniai yra 3,487–13,85 Hz dažnių diapazone. Kaip alternatyva plieninei rėmo konstrukcijai priimama trečia modifikacija, kuri atitinka saugumo reikalavimus. Šios modifikacijos rėmo konstrukcijos savieji dažniai yra 7,522–13,85 Hz dažnių diapazone.

Konstruktinės medžiagos keitimą ir savųjų dažnių pasikeitimą autobuso rėmo konstrukcijoje nagrinėjo ir Rebaïne et al. (2018). Autobuso rėmo konstrukcijoje plienas 1018-HR keičiamas kitu plienu 710 C ir aliuminio lydinio 6061-T6. Plieną 1018-HR/710 C pakeitus aliuminiu, rėmo konstrukcijos masė sumažėjo apie 65 %. Konstrukcijoje plieną 1018-HR pakeitus plienu 710 C, konstrukcijos

savieji dažniai išliko nepakitę, o plieną pakeitus aliuminiu, savieji dažniai padidėjo iki 1 %. Ravi Chandra et al. (2012) analizavo sunkiasvorės transporto priemonės rėmą, kai plienas keičiamas polimerinėmis kompozitinėmis medžiagomis. Atlikus skaičiavimus priimtos tokios išvados: rėme plieną pakeitus kompozitine medžiaga, rėmo masė sumažėja nuo 73 iki 80 %, o savieji dažniai padidėja nuo 32 iki 54 %. Dar keletą modeliavimų atliekama naudojant aliuminį ir keičiant konstrukcinių elementų aukštį ir storį. Gauti rezultatai rodo, kad visais atvejais konstrukcijos masė sumažėja, o savieji dažniai, naudojant mažesnio tankio medžiagas, padidėja (Patel Vijaykumar & Patel, 2012; Baykasoglu et al., 2012).

4.4. Rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais dinaminių charakteristikų analizė

Atlikus rėmo konstrukcijos dinaminių charakteristikų analizę, poskyryje analizuojama autobuso rėmo konstrukcija su išoriniais kėbulo ir vidiniais interjero elementais. Atliekami dviejų dalių eksperimentiniai tyrimai: autobuso rėmo konstrukcijos su išoriniais kėbulo bei vidiniais interjero elementais modalinė analizė ir rėmo konstrukcijos reikšminių taškų virpesių matavimai važiuojant skirtingais greičiais ir skirtingomis kelio dangomis. Eksperimentiniai tyrimai atliekami siekiant įvertinti, kaip keičiasi analizuojamos transporto priemonės savieji dažniai ir virpesių formos, kurios turi įtakos važiavimo komfortui, kai analizuojama ne rėminė konstrukcija, o visiškai įrengta ir eksploatuoti paruošta transporto priemonė (autobuso rėmo konstrukcija su išoriniais kėbulo ir vidiniais interjero elementais).

Eksperimentiniai tyrimai atlikti su konkrečiu keleiviniu autobusu „Altas VIATOR“, kurį pagamino ir įrengė antrojo etapo gamintojas UAB „Altas komercinis transportas“ (Lietuva). Autobuso gamybai parinkta IVECO 70C važiuoklė, kuri pritaikyta autobusų gamybai. Pagrindinės techninės transporto priemonės charakteristikos pateiktos 4.2 lentelėje, analizuojamo objekto blokinė schema – 4.3 paveiksle.

Atliekami autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais virpesių matavimai dviem kryptimis (Z ir Y kryptys). 4.11 paveiksle pateikta 12 (kitoje objekto pusėje 6 taškai išdėstyti simetriškai) reikšminių taškų, kuriuose pridėti akceleroimetrai atliekant OMA, išdėstymo schema.

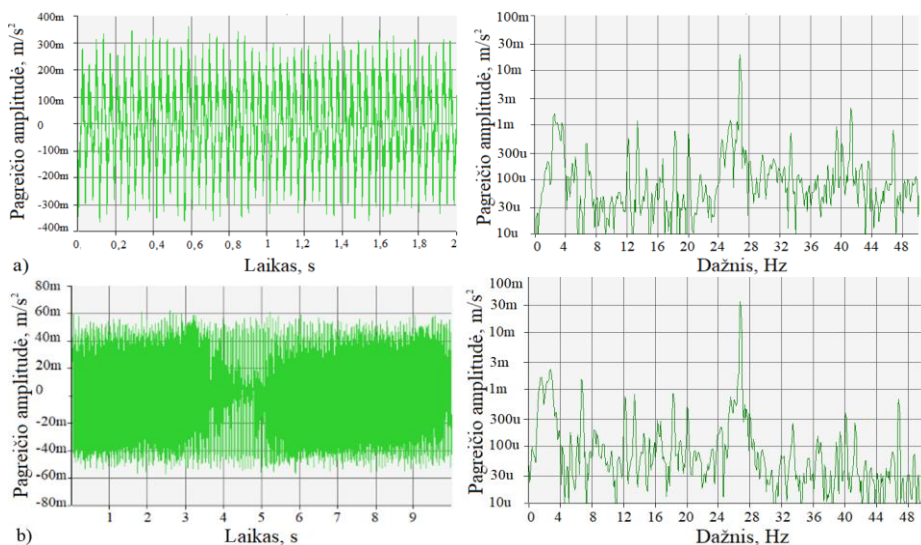
Autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais, modalinei analizei atlikti pasirinkta 12 taškų. Virpesių matavimai atlikti Z ir Y kryptimis. Taškų lokacija pasirinkta tokia, kad būtų matomi svarbiausių rėmo konstrukcijos vietų judesiai.



4.11 pav. Tiriamojo objekto matavimo taškų, atliekant autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais modalinę analizę, išsidėstymo schema

Fig. 4.11. Location of measuring points of the research object during the modal analysis of the bus frame structure with body elements

4.12 paveiksle pateikiami pagreičio grafikai, kurie yra tipiniai automobilio rėmo konstrukcijos taško atsakui, kurie gaunami esant priverstiniam žadinimui.



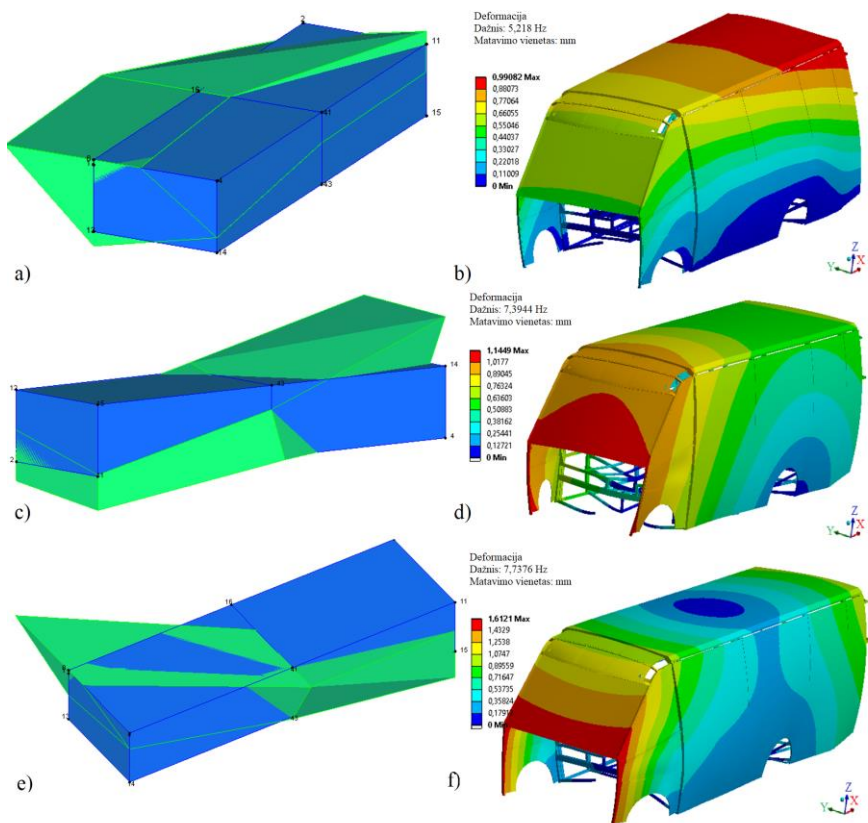
4.12 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais 14 taško (4.12 pav.) pagreičio, kai variklis veikia tuščiąja eiga, amplitudės ir spektrinio tankio grafikai:
a) vertikalia kryptimi; b) horizontalia kryptimi

Fig. 4.12. Graphs of the acceleration amplitude and spectral density of the bus frame structure with body elements at point 14 (Fig. 4.12) when the engine is idling:
a) in the vertical direction; b) in the horizontal direction

Iš 4.12 paveiksle, kuriame pateiktos 14 taško vertikalios ir horizontalios vibracijos, matyti, kad variklis, dirbdamas tuščiąja eiga, generuoja pagreičius ant autobuso rėmo iki $0,08 \text{ m/s}^2$. Dominuojančios pagreičio amplitudės pasireiškia esant 23,55, 20,00 ir 108,6 Hz dažniams, taip pat, nagrinėjant dažnių diapazoną iki 200 Hz, matomi aiškūs dažniai 16,10, 40,00, 56,00, 136,0 ir 190,0 Hz.

Atlikta OMA parodė tris aiškiai išreikštas rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais virpesių formas, kurios pateiktos 4.13 paveiksle a, b ir c. Atlikus OMA, gautos ir autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais pakabos virpesių formos. E priedo E2 paveiksle pateiktos pakabos virpesių formos.

Lyginant eksperimentinio bandymo ir skaitinio modeliavimo rezultatus matoma, kad tiek atlikta skaitinė modalinė analizė, tiek atlikta OMA parodė tris aiškias virpesių formas, kurios pateiktos 4.13 paveikslu a, c ir e (OMA), b, d, f (skaitinė modalinė analizė) dalyse. Abiem atvejais gautų dažnių palyginimas ir gautos paklaidos pateiktos 4.4 lentelėje.



4.13 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais OMA ir BEM rezultatai
Fig. 4.13. Results of OMA and FEM of the bus frame structure with body elements

Iš pateiktų formų matoma, kad autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais skaitinio modelio ir OMA virpesių formos tarpusavyje gerai koreliuoja.

4.4 lentelėje pateikiami gautų dažnių palyginimas ir paklaidos.

Procentinė dažnių paklaida, kuri fiksuojama atlikus OMA ir BEM modalines analizes, yra palyginti maža ir siekia nuo 0,8 iki 6 %. Atsižvelgiant į tai, galima daryti išvadą, kad sudarytas skaitinis modelis yra tinkamas ir jį galima naudoti toliau skaičiuojant ir sprendžiant įvairius uždavinius.

4.4 lentelė. Eksperimentiniu ir skaitinio modeliavimo būdu nustatyti autobuso plieninės rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais savieji dažniai ir jų palyginimas

Table 4.4. Experimental and numerical modeling of frequencies of bus steel frame structure with body elements and their comparison

Virpesių forma	Savasis dažnis, Hz		$\Delta = f_{BEM}/f^{EXP,OMA}$	$\Delta, \%$
	Operatyvinė modalinė analizė	Skaitinė modalinė analizė		
1	5,151	5,218	1,013	1,3
2	7,454	7,394	0,992	0,8
3	8,232	7,738	0,940	6,0

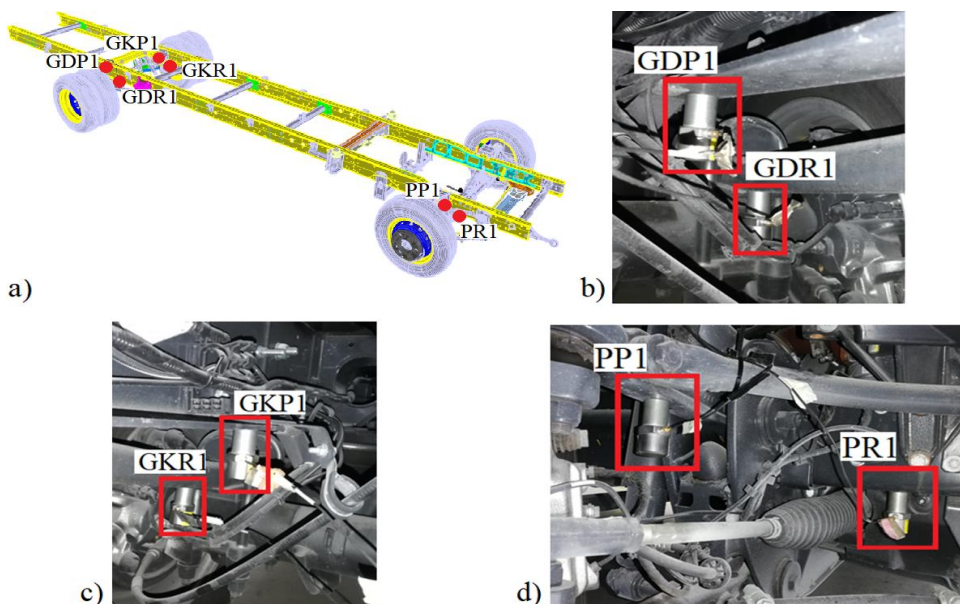
Atlikus OMA ir nustatčius reikšmingas virpesių formas, toliau atliekami autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais dinaminių parametrų tyrimai, atliekant reikšminių taškų virpesių matavimus. Siekiant įvertinti, kokio dydžio pagreičio vertės ir kokiame dažnių diapazone jos susidaro bei perduodamos į rėminę konstrukciją, atliekami matavimai skirtingomis sąlygomis:

- varikliui veikiant tuščiąja eiga (stovint vietoje);
- važiavimas 50 km/h greičiu asfalto danga;
- važiavimas 50 km/h greičiu žvyrkeliu;
- važiavimas 30 km/h greičiu asfalto danga ir 50 mm kliūtis (vertikali kliūtis, sudaryta iš kvadratinio skerspjūvio plieninio profilio, padėto skersai važiuojamosios dalies) pervažiavimas.

Šie bandymai atliekami siekiant įvertinti, kokiame dažnių diapazone keleivius veikia didžiausia pagreičio amplitudė.

Eksperimentinių tyrimu metu gauti rezultatai parodo autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais perduodamų virpesių charakteristikas, t. y. kokių dažnių pagreičio amplitudės yra slopinamos. Atliekant matavimus analizuojama transporto priemonė vertinama įvairiais aspektais, atsižvelgiant į rėmo konstrukcijos savuosius dažnius ir pakabos slopinimo savybes. Nustatant šias reikšmes vertinami 12 taškų virpesiai Z kryptimi: priekinė konstrukcijos dalis dešinėje pusėje

(PP – priekinės ašies pakaba; PR – priekinė rėmo konstrukcijos dalis) ir galinės konstrukcijos dalys kairėje ir dešinėje pusėje (GKP ir GDP – galinės kairės ir atitinkamai dešinės pusės pakaba; GKR ir GDR – galinė kairė ir atitinkamai dešinė rėmo konstrukcijos dalis). Detalesnės akceleratorių išdėstymo vietos, atliekant autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais reikšminių taškų virpesių matavimus, pateiktos 4.14 paveiksle.



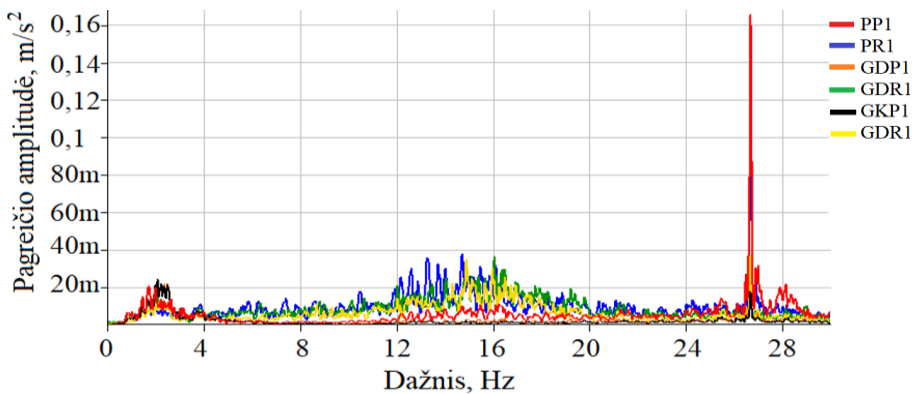
4.14 pav. Analizuojamoje autobuso rėmo konstrukcijoje su kėbulo elementais išdėstytų akceleratorių lokacijos: a) bendras jutiklių išdėstymo vaizdas (raudoni taškai nurodo jutiklių vietas); b) jutiklių išdėstymas galinėje ašyje (dešinė pusė); c) jutiklių išdėstymas galinėje ašyje (kairė pusė); d) jutiklių išdėstymas priekinėje ašyje (dešinė pusė)

Fig. 4.14. Locations of accelerometers located in the analyzed bus frame structure with body elements: a) general view of sensor layout (red points show sensor locations); b) arrangement of sensors in the rear axle (right side); c) arrangement of sensors in the rear axle (left side); d) arrangement of sensors in the front axle (right side)

4.14 paveiksle akceleratoriai GKP1 ir GKR1 pridėti ties galine ašimi kairėje pusėje: vienas jutiklis pridėtas prie pakabos elemento (lingės), kitas – prie rėmo konstrukcijos. GDP1 ir GDR1 akceleratoriai pridėti ties galine ašimi dešinėje pusėje: vienas jutiklis pridėtas prie pakabos elemento, kitas – prie rėmo konstrukcijos. PP1 ir PR1 akceleratoriai pridėti priekinėje ašyje: vienas jutiklis pridėtas prie pakabos elemento, kitas – prie rėmo konstrukcijos. Nagrinėjamu atveju

dominuojanti vibracijų kryptis yra vertikali. Nustatant ir įvertinant vertikalias vibracijas, kurios nuo kelio dangos per pakabos elementus yra perduodamos autobuso rėmo konstrukcijai, galima įvertinti autobuso rėmo konstrukcijos patikimumą ir komfortabilumą važiuojant.

Varikliui veikiant tuščiąja eiga. „Iveco C70“ variklio, veikiančio tuščiąja eiga, generuojamos apskukos yra 800 aps./min. Matavimai atlikti vertikalia kryptimi. Gauti rezultatai pateikti 4.15 paveiksle. Paveiksluose, kuriuose pateikta pagreičio amplitudė, ženklu m pažymėtos reikšmės atitinka daugiklį 10^{-3} .



4.15 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) spektrinio tankio grafikas, varikliui veikiant tuščiąja eiga

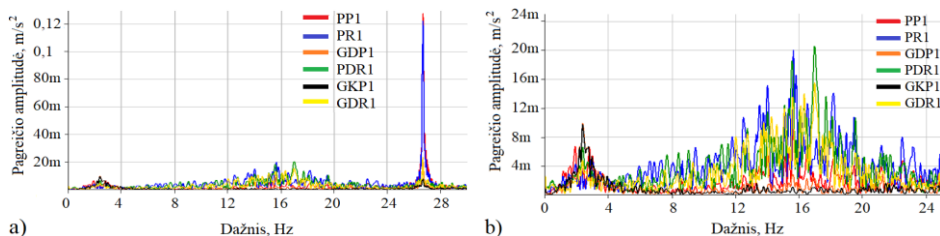
Fig. 4.15. Graph of the spectral density of the significant points of the bus frame structure (Fig. 4.14) at idling speed

4.15 paveiksle pateikiamas pagreičio spektrinio tankio grafikas dažnių ruože nuo 0 iki 30 Hz. 4.15 paveikslas yra išplėsto grafiko, kuris pateiktas E priedo E3 ir E4 paveiksluose, dalis. Šis dažnių ruožas priimtas atsižvelgiant į ISO 2631-1: 1997 standartą, kuriame teigiama, kad, siekiant tikslingai įvertinti keleivio ar vairuotojo komfortą, reikia nagrinėti pagreičio amplitudes žemuosiuose dažniuose. Atitinkamai komfortui įvertinti pagreičio amplitudžių, esant didesniems dažniams, vertinti nėra tikslinga. Iš pateikto grafiko (4.15 pav.) matoma, kad, varikliui veikiant tuščiąja eiga, dominuoja pagreičio amplitudės iki 30 Hz vertikalia kryptimi. Analizuojant matavimo rezultatus nustatyta, kad, vertinant pakabos reikšminių taškų (taškai PP1, GDP1 ir GKP1) pagreičio amplitudes, matyti du dažnių ruožai (nuo 1 iki 3 Hz ir nuo 25 iki 27 Hz), kuriems esant pasireiškia didesnės pagreičio amplitudės. Ruože nuo 1 iki 3 Hz yra nustatytos pakabos reikšminių taškų pagreičio amplitudės iki $0,020 \text{ m/s}^2$, kurios atsiranda veikiančiam varikliui sužadinus pakabos savuosius dažius. Didžiausia pagreičio amplitudė ($0,165 \text{ m/s}^2$), kuri fiksuojama varikliui veikiant tuščiąja eiga, yra ties 26,6 Hz. Ši

didžiausia pagreičio amplitudė fiksuojama autobuso pakabos PP1 taške, kuris yra arčiausiai veikiančio variklio, sukeliančio šiuos virpesius.

Analizuojant matavimo rezultatus nustatyta, kad, vertinant rėmo reikšminių taškų (taškai PR1, PDR1 ir GDR1) pagreičio amplitudes, matyti dažnių ruožas (nuo 6 iki 20 Hz), kuriam esant pasireiškia didesnės pagreičio amplitudės. Vertinant ant rėmo toliau nuo variklio esančių taškų (GDR1 ir GKR1) virpesių parametrus, fiksuojamos pagreičio amplitudžių reikšmės, kurios siekia iki $0,04 \text{ m/s}^2$ ir yra dažnių diapazone nuo 12 iki 18 Hz. Šiuose galiniuose taškuose fiksuojamos mažesnės pagreičių reikšmės, nes, varikliui veikiant, jo sukeliamas vibracijas slopina rėmo konstrukcija ir kėbulo elementai. Variklio sukeltos ir perduodamos vibracijos yra mažesnės. Gauti rezultatai taip pat rodo, kad vertikalios kryptimi pagreičio amplitudžių reikšmės tiek dešinėje (GDR1 ir GDP1), tiek kairėje (GKR1 ir GKP1) galinėse autobuso rėmo konstrukcijos dalyse yra artimos ir siekia iki $0,04 \text{ m/s}^2$. Tai parodo, kad abiejose autobuso rėmo konstrukcijos pusėse masės pasiskirstymas ir konstrukcijos stiprumas yra vienodi.

Važiavimas 50 km/h greičiu asfaltuota kelio danga. Toliau atlikti autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais taškų virpesių matavimai, autobusui važiuojant 50 km/h greičiu asfalto danga. Matavimai atlikti vertikalia kryptimi. Pagreičių reikšmės, kurios išplėstos dažnių ruože nuo 0 iki 30 Hz, pateiktos 4.18 paveiksle (a dalis). E priedo E5–E6 paveiksluose pateikiamos neišplėstos pagreičių reikšmės. 4.16 paveiksle (b dalis) dalyje pateiktas spektrinio tankio dažnių ruože nuo 0 iki 24 Hz grafikas, gautas išplėtus 4.16 paveikslo (a dalis) grafiko raudonai apvestą vietą.



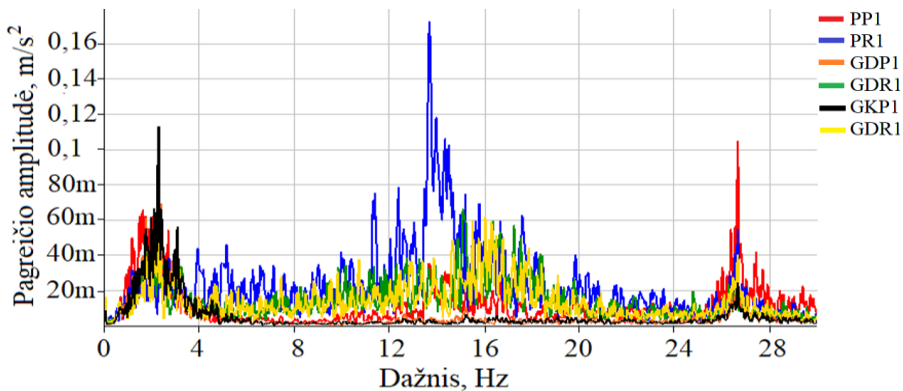
4.16 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) važiuojant 50 km/h greičiu asfalto danga: a) dažnių diapazonas nuo 0 iki 30 Hz; b) padidintas vaizdas dažnių diapazone nuo 0 iki 24 Hz

Fig. 4.16. Graph of the spectral density of the significant points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving at 50 km/h on asphalt: a) frequency range from 0 to 30 Hz; b) frequency range from 0 to 24 Hz

Gauti matavimo rezultatai (4.16 pav., a) rodo, kad, autobusui važiuojant 50 km/h greičiu asfalto danga, dominuojančios pagreičio vertikalios virpesių amplitudės pasireiškia iki 30 Hz dažnių diapazone. Didžiausia pagreičio amplitudė

fiksuojama esant 26,6 Hz, PR1 ir PP1 taškuose (4.14 pav.) ir yra lygi 0,125 m/s². Šiuos virpesius taip pat sukelia variklis. Siekiant tiksliau įvertinti, kokiame dažnių diapazone susidaro didžiausios pagreičių amplitudės, vertinant pakabą ir rėmo konstrukciją, pagreičių reikšmės išplečiamos dažnių diapazone nuo 0 iki 24 Hz (4.16 pav., b). Vertinant pakabos taškų virpesius (PP1, GDP1 ir GKP1), dominuojančios pagreičio vertikalių virpesių amplitudės pasireiškia nuo 0 iki 4 Hz dažnių diapazone ir siekia iki 0,011 m/s² (didžiausia amplitudė prie 2 Hz) ir tai yra tipinis amortizuotoms masėms (kėbului) būdingas 1–2 Hz savasis dažnis. Rėmo konstrukcijos dominuojančios pagreičio vertikalių virpesių amplitudės pasireiškia (PR1, GDR1 ir GKR1) dažnių diapazone nuo 6 iki 20 Hz ir siekia apie 0,02 m/s². Toks dažnis yra tipinis dažnis amortizuotoms masėms.

Važiavimas 50 km/h greičiu žvyrkeliu. Siekiant įvertinti, kokios pagreičių reikšmės ir kokiame dažnių diapazone susidaro, kaip pakinta jų vertės kitomis aplinkos sąlygomis, buvo atlikti matavimai važiuojant žvyrkeliu. Atliekant matavimus vertinami tie patys taškai (4.14 pav.), kaip ir atliekant matavimus, kai važiuojama asfalto danga. Matavimai atlikti vertikalia kryptimi. Rezultatai pateikti 4.17 paveiksle. E priedo E7–E8 paveiksluose pateikiamos pagreičių reikšmės esant dažnių iki 200 Hz.



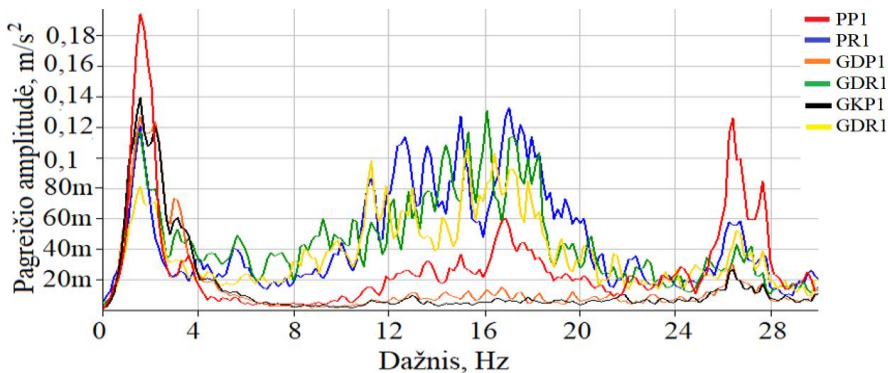
4.17 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) spektrinio tankio grafikas, važiuojant 50 km/h greičiu žvyrkeliu

Fig. 4.17. Graph of the spectral density of the significant points of the bus frame structure (Fig. 4.14) driving at 50 km/h on a gravel road

Gauti matavimo rezultatai (4.17 pav.) rodo, kad, autobusui važiuojant 50 km/h greičiu žvyrkeliu, dominuojančios pagreičio vertikalių virpesių amplitudės pasireiškia iki 30 Hz dažnių diapazone. Didžiausia pagreičio amplitudė fiksuojama ties 14 Hz, PR1 taške (4.14 pav.) ir yra lygi 0,17 m/s². Vertinant pakabos

taškų virpesius (PP1, GDP1 ir GKP1), dominuojančios pagreičio vertikalųjų virpesių amplitudės pasireiškia nuo 0 iki 4 Hz dažnių diapazone ir siekia iki $0,11 \text{ m/s}^2$, o rėmo konstrukcijos (PR1, GDR1 ir GKR1) – dažnių diapazone nuo 4 iki 20 Hz ir siekia apie $0,17 \text{ m/s}^2$. Lyginant dominuojančius pagreičio vertikalųjų virpesių amplitudžių dažnių diapazonus, važiuojant tuo pačiu greičiu, skirtingomis kelio dangomis, kuriuose jie pasireiškia matoma, kad dažnių diapazonas, važiuojant asfalto danga, yra didesnis (siekia iki 20 Hz), tačiau nustatytos pagreičio reikšmės yra mažesnės, lyginant su reikšmėmis, kurios gautos važiuojant žvyruota kelio danga. Fiksuojamos pagreičio reikšmės skiriasi apie 9 kartus. Važiuojant žvyrkeliu keleivius veikia didesnės amplitudės vertikalūs pagrečiai.

Pervažiavimas per 50 mm kliūtį važiuojant asfaltuota kelio danga. Atliekant tyrimus įvertintas dar vienas atvejis, kai, važiuojant 30 km/h greičiu, asfalto danga pervažiuojama 50 mm kliūtis. Šis matavimas atliekamas siekiant įvertinti, kokios pagreičių reikšmės ir kokiame dažnių diapazone jos susidaro bei kokią įtaką turi keleivių komfortui. Atliekant matavimus vertinami tie patys taškai (4.14 pav.), kaip ir atliekant matavimus, kai važiuojama asfalto danga ir žvyrkeliu. Matavimai atlikti vertikalia kryptimi. 4.18 paveikslas yra išplėsta grafiko, kuris pateiktas E priedo E9–E10 paveiksluose, dalis dažnių ruože nuo 0 iki 30 Hz.



4.18 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) spektrinio tankio grafikas, važiuojant 30 km/h greičiu asfaltu ir pervažiuojant 50 mm kliūtį

Fig. 4.18. Graph of the spectral density of the significant points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving on asphalt at a speed of 30 km/h and crossing an obstacle of 50 mm

Iš pateikto grafiko (4.18 pav.) matoma, kad pervažiuojant kliūtį 0–4 Hz diapazone fiksuojamos didelės tiek pakabos (taškai PP1, GDP1 ir GKP1), tiek rėmo konstrukcijos (taškai PR1, PDR1 ir GDR1) pagreičio amplitudės, kurios siekia iki $0,20 \text{ m/s}^2$. Analizuojant matavimo rezultatus nustatyta, kad pakabos reikšminių

taškų (taškai PP1, GDP1 ir GKP1) didesnės pagreičio amplitudės pasireiškia dviejuose dažnių ruožuose nuo 0 iki 4 Hz ir nuo 25 iki 28 Hz. Ruože nuo 0 iki 4 Hz ir nuo 25 iki 28 Hz fiksuojamos didžiausios pakabos (taškas PP1) pagreičio amplitudės, kurios atitinkamai siekia iki $0,20 \text{ m/s}^2$ ir iki $0,13 \text{ m/s}^2$. Nustatyti ir dažnių ruožai, kuriuose pasireiškia didesnės rėmo reikšminių taškų pagreičio amplitudės. Šie dažnių ruožai yra nuo 1 iki 4 Hz ir nuo 6 iki 20 Hz ir atitinkamai siekia iki $0,12 \text{ m/s}^2$ ir iki $0,13 \text{ m/s}^2$. Atsižvelgiant į reikšmes, kurios pateikiamos 1.6 pav., užfiksuotos didžiausios pagrečių amplitudės, vertinant keleivio komfortą, patenka į pavojingiausią dažnių diapazoną (4–10 Hz), kuris pagal standartą ISO 2631-1: 1997 turi didžiausią įtaką komfortui.

4.5. Ketvirtojo skyriaus išvados

1. Atlikus dinaminį autobuso rėmo konstrukcijos vertimo bandymą nustatyta, kad didžiausias liekamasis poslinkis siekia 132,5 mm (minimali saugos erdvė, kuri turi būti užtikrinta keleiviams yra 250 mm), t. y. mažesnis nei būtina užtikrinti pagal JT/EKK taisyklę Nr. 66/02.
2. Analizuojant filmuotą medžiagą nustatyta, kad plieninė rėmo konstrukcija didžiausią deformaciją pasiekė po 0,103 s nuo smūgio pradžios. Lyginant su skaitiniu modeliavimu, šis laikas yra 0,096 s. Liekamųjų deformacijų nesutapimas siekia mažiau kaip 2 %. Šis didelis gautų rezultatų sutapimas leidžia laikyti skaičiuojamąjį modelį korektišku.
3. Nustatyti plieninės rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų savieji dažniai yra dažnių diapazone nuo 8,512 iki 11,84 Hz. Gautas reikšmės vertinant per keleivio komforto prizmę ir remiantis ISO 2631-1: 1997 standartu, nustatyta, kad savųjų dažnių reikšmės patenka į 4–10 Hz dažnių diapazoną, kuriame žmogaus kūnas jautriausiai reaguoja į virpesius. Vertinant rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais savųjų dažnių reikšmės nustatyta, kad jos yra mažesnės, lyginant su rėmo konstrukcijos be kėbulo elementų savaisiais dažniais ir yra dažnių diapazone nuo 5,151 iki 8,232 Hz.
4. Vertinant važiavimo metu gautus matavimų rezultatus nustatyta, kad visais atvejais fiksuojamos didžiausios pagreičio reikšmės yra dažnių diapazonuose nuo 0 iki 4 Hz ir nuo 4 iki 20 Hz. Važiuojant asfalto danga, dažnių diapazone nuo 0 iki 4 Hz fiksuojama pagreičio reikšmė iki $0,011 \text{ m/s}^2$, o dažnių diapazone nuo 6 iki 20 Hz – iki $0,02 \text{ m/s}^2$. Važiuojant žvyrkeliu pagreičio reikšmė padidėja apie 9 kartus. Rėmo

pagreičiai matomi ir 4–10 Hz dažnių diapazone, tik šiame diapazone jie yra su mažesnėmis amplitudėmis – iki $0,02 \text{ m/s}^2$. Važiuojant žvyrkeliu dažnių diapazone nuo 0 iki 4 Hz fiksuojama pagreičio reikšmė iki $0,11 \text{ m/s}^2$, o dažnių diapazone nuo 4 iki 20 Hz – iki $0,17 \text{ m/s}^2$.

Bendrosios išvados

1. Eksperimentiniais tyrimais nustatyta, kad stiklo pluoštu armuoto polimero kompozitinė medžiaga atlaiko didesnes apkrovas, jos plastinės deformacijos pasireiškia mažame įtempimų intervale, kurią viršijus pradeda irti, tačiau šiai būsenai pasiekti reikalinga 20 % didesnė apkrova, nei ji reikalinga plienui ar aliuminiui deformuoti.

2. Sudarius autobuso rėmo konstrukcijos skaitinį modelį ir atlikus virtimo skaitinį modeliavimą nustatyta, kad liekamosios hibridinės rėmo konstrukcijos deformacijos, lyginant su plienine rėmo konstrukcija, yra 0,09 mm didesnės. Skirtingose konstrukcijose susidarantys skirtumai tarp energijų reikšmių siekia iki 8 % (suminė) ir iki 5 % (kinetinė). Skaitinio modelio tikslumą ir vertimo modeliavimo rezultatų patikimumą rodo energijos balansas, kuriame kinetinė ir potencinė energijos tolygiai transformuojasi iš vienos į kitą.

3. Atlikti šoninio smūgio skaitiniai modeliavimai parodė, kad deformacija hibridinėje rėmo konstrukcijoje yra 3 mm didesnė, lyginant su plienine rėmo konstrukcija. Vertinant smūgio energiją, kurią sugeria rėmo konstrukcijos, jos yra artimos ir skirtumas tarp jų siekia apie 0,2 %. Gauti rezultatai rodo, kad rėmo konstrukcijoje plieno pakeitimas GFRP medžiaga neturi reikšmingos įtakos konstrukcijos stiprumo parametrams.

4. Atlikus hibridinės rėmo konstrukcijos skaitinę modalinę analizę, nustatyta, kad šios konstrukcijos pirmųjų penkių virpesių formų savieji dažniai yra 7,522–

13,86 Hz dažnių diapazone, o plieninės, kuri laikoma kaip etaloninė, – 8,151–15,55 Hz dažnių diapazone. Savųjų dažnių sumažėjimas hibridinėje rėmo konstrukcijoje paaiškinamas tuo, kad hibridinėje konstrukcijoje naudojamos kitokių mechaninių savybių medžiagos ir didesniu tamprumu pasižyminčios jungtys. Važiavimo metu užfiksuotos didžiausios pakabos elementų pagreičių reikšmės yra dažnių diapazone nuo 0 iki 4 Hz, o rėmo konstrukcijos – nuo 6 iki 20 Hz.

5. Atlikus plieninės rėmo konstrukcijos skaitinio ir eksperimentinio vertimo bandymus, galima validuoti sudarytą rėmo konstrukcijos modelį, nes, analizuojant gautus rezultatus, nustatyta, kad abiem atvejais keleiviams skirta saugos erdvė nėra pažeidžiama, o liekamųjų deformacijų nesutapimas siekia mažiau kaip 2 %.

6. Eksperimentiniu tyrimu validuotas autobuso rėmo konstrukcijos vertimo skaitinis modelis ir atliktas modeliavimas rodo, kad taikant hibridinės rėmo konstrukcijos technologiją, rėmo konstrukcijos masę galima sumažinti apie 15 % išlaikant keliamus saugumo reikalavimus.

7. Taikant pateiktą vertimo bandymo modeliavimo metodą, kai kinematinės analizės metu gauti rezultatai kaip pradinės sąlygos naudojamos smūgio analizei, skaičiavimo laikas sumažinamas 6 kartus bei išlaikomas aukštas rezultatų tikslumas. Skaitinis modeliavimas leidžia tiksliau įvertinti konstrukcijos deformaciją, atsižvelgiant į medžiagų mechanines charakteristikas, konstrukcijos geometrinius parametrus, atkartoti taisyklėje pateiktas transporto priemonės ar jos segmentų virtimo sąlygas.

Literatūra ir šaltiniai

Ahire, B. S., & Kachave, A. D. (2017). Comparison of Riveted, Bonded & Hybrid Joints using FEA. *Intrnational Advanced Research Journal in Science, Engineering and Technology*, 4(1), 25–30.

Almeida-Fernandes, L., Correiaa, J. R., & Silvestre, N. (2021). Effect of fibre layup and bearing length on the web-crippling behaviour of pultruded GFRP profiles. *Composite Structures*, 267(1), 113884. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.113884>.

Anindya, D., Umesh, B., & Clifford, C. (2008). *HIC(d) Criterion and Headform Rotational Acceleration in Vehicle Upper Interior Head Impact Safety Assessment*. SEA World Congress, Detroit, USA.

ASTM D5379. (2012). *Standard test method for shear properties of composite materials by the v-notched beam method*.

Atmakuri, A., Palevicius, A., Griskevicius, P., & Janusas, J. (2019). Investigation of Mechanical Properties of Hemp and Flax Fibers Hybrid Composites for Biomedical Applications. *Mechanika*, 25(2), 149–155.

Avgoulas, E. I., & Sutcliffe, M. P. F. (2016). A Review of Natural Joint Systems and Numerical investigation Of Bio-Inspired GFRP-to-Steel Joints. *Materials*, 9(7), 566.

Azam, S. A., & Fragoso, A. (2020). Experimental and Numerical Simulation Study of the Vibration Properties of Thin Copper Films Bonded to FR4 Composite. *Applied Sciences*, 10(15), 1–14. doi.org/10.3390/app10155197.

- Baba, A., Ramamohan Naidu, C. & Raghunatha Reddy, C. (2020). Design and Analysis of Bus Body Superstructure. *International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research*, 7(10), 1–6.
- Baykasoglu, C., Sunbuloglu, E., Bozdag, S. E., Aruk, F., Toprak, T., & Mugan, A. (2012). Crash and structural analyses of an aluminium railroad passenger car. *International Journal of Crashworthiness*, 7(5), 519–528. <https://doi.org/10.1080/13588265.2012.690591>
- Barauskas, R. (2007). *Skaitiniai inžinerijos metodai*. Vitae Litera. 192 p.
- Bathe, K. J. (1996). *Finite element procedures*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall. 1037 p.
- Belingardi, G., Gastaldin, D., Martella, P., & Peroni, L. (2003). Multibody analysis of M3 bus rollover: structural behaviour and passenger injury risk. In *18th international technical conference on the enhanced safety of vehicles*, Held Nagoya, Japan, May 19–22.
- Bere, P., Berce, P., & Dudescu, C. M. (2014). Manufacturing method of carbon/epoxy composite bent tubes with variable section. *Academic Journal of Manufacturing Engineering*, 12(3), 84–89.
- Bogdevičius, M. (2012). *Transporto mašinų transmisijų dinamika*. Technika. 127 p.
- Bojanowski, C., Gepner, B., Kwasniewski, L., Rawl, C., & Wekezer, J. W. (2011). Roof Crush Resistance and Rollover Strength of a Paratransit Bus. In *8th European LS-DYNA ® Users Conference*, Strasbourg, France, May 23–24.
- Bojanowski, C. & Kulak, R. F. (2011). Multi-objective optimisation and sensitivity analysis of a paratransit bus structure for rollover and side impact tests. *International Journal of Crashworthiness*, 16(6), 665–676. <https://doi.org/10.1080/13588265.2011.616118>
- Bojanowski, C., Kwasniewski, L., Wekezer, J. W. (2013). Comprehensive rollover testing of paratransit buses. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 20(1), 76–98. <https://doi.org/10.1504/IJHVS.2013.051103>
- Bois, P. D., Chou, C. C., Fileta, B. B., Khalil, T. B., King, A. I., Mahmood, H. F., Mertz, H. J., & Wismans, J. (2004). *Vehicle crashworthiness and occupant protection*. American Iron and Steel Institute.
- Borazjani, S., & Belingardi, G. (2016). Lightweight design: detailed comparison of roof panel solutions at crash and stiffness analyses. *International Journal of Crashworthiness*, 22(1), 49–62. <https://doi.org/10.1080/13588265.2016.1215589>
- Bratland, M., Haugen, B., Rølvåg, T. (2011). Modal analysis of active flexible multibody systems. *Computers and Structures*, 89, 750–761.
- Breen, B. (2015). *Road safety study for the interim evaluation of Policy Orientations on Road Safety 2011–2020*. https://ec.europa.eu/transport/road_safety/sites/roadsafety/files/pdf/study_final_report_february_2015_final.pdf
- Brincker, R., & Ventura, C. (2015). *Introduction to Operational Modal Analysis*. John Wiley & Sons, Ltd. 360 p. <https://doi.org/10.1002/9781118535141>
- Bus Nordic, Common nordic bus procurement requirements. Version 1.0 – August 2018 - Approved by the Bus Nordic Steering Group for improved Public Transportation*. (2021). <https://www.svenskkollektivtrafik.se/globalassets/partnersamverkan/dokument/mallavtal-och-kravbilagor/bus-nordic/bus-nordic-ver-1.0-aug-2018.pdf>

- Cebon, D. 1999. *Handbook of vehicle-road interaction*. CRC Press. 616 p.
- Cecchi, A., & Marco, R. (2004). Glass Fiber Reinforced Polymer Pultruded Members: Constitutive Model and Stability Analysis. *Journal of Engineering Mechanics*, 130(8), 961–970. <https://doi.org/970.10.1061/~ASCE!0733-9399~2004!130:8~961>
- Cichocki, K., & Wekezer, J. W. (2007). Structural response of paratransit buses in rollover accidents. *International Journal of Crashworthiness*, 12(3), 217–225. <https://doi.org/10.1080/13588260701440920>
- Cichos, D., Otto, M., Shaar, O., Zolsch, S., Clausnitzer, S., Vetter, D., Pfeiffer, G., de Vogel, D., & Schaar, O. (2011). *Crash Analysis. Criteria description*, Version 2.3 p. 113.
- Chandravanshi, M. L., & Mukhopadhyay, A. K. (2014). Modal Analysis of Structural Vibration. In *ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, San Diego, California, USA, November 15–21. <https://doi.org/10.1115/1-MECE2013-62533>
- Chirwa, E. C., Li, H., & Qian, P. (2015). Modelling a 32-seat bus and virtual testing for R66 compliance. *International Journal of Crashworthiness*, 20(2), 200–209. <https://doi.org/10.1080/13588265.2014.997504>
- CO₂ emission standards for passenger cars and light-commercial vehicles in the European Union (2021). https://theicct.org/sites/default/files/publications/EU-LCV-CO2-2030_ICCTupdate_201901.pdf
- Cveticanin, L., Mester, G., & Biro, I. (2014). Parameter Influence on the Harmonically Excited Duffing Oscillator. *Acta polytechnica Hungarica*, 11(5), 145–160.
- Da Silva, L., & Campilho, R. (2012). *Advances in Numerical Modeling of Adhesive Joints*. Springer. 93 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-23608-2>
- Devriendt, C., De Sitter, G., Vanlanduit, S., & Guillaume, P. (2009). Operational modal analysis in the presence of harmonic excitations by the use of transmissibility measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing (MSSP)*, 23(3), 621–635. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2008.07.009>
- Deng, S., Han, X., & Yang L. (2018). Modal analysis and optimization of bus body structure. *Journal of Physics Conference Series*, 1074(1), 012048. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1074/1/012048>
- Duan, S., Yang, X., Tao, Y., Mo, F., Xiao, Z., & Wei, K. (2018). Experimental and numerical investigation of long glass fiber reinforced polypropylene composite and application in automobile components. *Transport*, 33(5), 1135–1143. <https://doi.org/10.3846/16484142.2017.1323231>
- Engineering ToolBox. *Young's Modulus - Tensile and Yield Strength for common Materials*. (2018). https://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_417.html
- Engineering ToolBox. *Modulus of Rigidity*. (2018). https://www.engineeringtoolbox.com/modulus-rigidity-d_946.html
- European Environmental Agency (EEA). (2020). *Air quality in Europe – 2020 Report*. European Environment Agency, Copenhagen.

- Evin, E., & Tomáš, M. (2012). Comparison of Deformation Properties of Steel Sheets for Car Body Parts. *Procedia Engineering*, 48, 115–122. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.493>
- Evin, E., & Tomáš, M. (2020). The Selection of Materials for the Auto-Body Deformation Zones, *Materials Science Forum*, 994, 44–51. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/MSF.994.44>
- Fairuz, A. M., Sapuan, S. M., Zainudin E. S., & Jaafar, C. N. A. (2014). Polymer composite manufacturing using a pultrusion process: A review. *American Journal of Applied Sciences*, 11(10), 1798–1810.
- Fontaras, G., Zacharof, N. G., & Ciuffo, B. 2017. Fuel consumption and CO₂ emissions from passenger cars in Europe – Laboratory versus real-world emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, 60, 97–131. <https://doi.org/10.3844/ajassp.2014.1798.1810>
- Friedman, K., Hutchinson, J., & Weerth, E. (2006). Implementation of composite roof structures in transit buses to increase rollover roof strength and reduce the likelihood of rollover. *International Journal of Crashworthiness*, 11(6), 593–596. <https://doi.org/10.1533/ijcr.2006.0153>
- Froli, M., & Laccone, F. (2017). Experimental static and dynamic tests on a large-scale free-form Voronoi grid shell mock-up in comparison with finite-element method results. *International Journal of Advanced Structural Engineering*, 9, 293–308.
- Galvez, P., Quesada, A., Martinez, M. A., Abenojar, J. L., Boada, M. J., & Diaz, V. (2017). Study of the behaviour of adhesive joints of steel with CFRP for its application in bus structures. *Composites Part B: Engineering*, 129(15), 41–46. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2017.07.018>
- Gauchía, A., Olmeda, E., Boada, M. J. L., Boada, B. L., & Diaz, V. (2014). Methodology for bus structure torsion stiffness and natural vibration frequency prediction based on a dimensional analysis approach. *International Journal of Automotive Technology*, 5(3), 11. <https://doi.org/10.1007/s12239-014-0047-1>
- Gepner, B., Bojanowski, C., Kwasniewski, L., & Wekezer, J. W. (2014). Effectiveness of ECE R66 and FMVSS 220 standards in rollover crashworthiness assessment of paratransit buses. *International Journal of Automotive Technology*, 15(4), 581–591. <https://doi.org/10.1007/s12239-014-0061-3>
- Greenhouse gas emission statistics - emission inventories*. (2018). <https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/pdfscache/1180.pdf>
- Grzebieta, R., McIntosh, A. S., Bambach, M., & Young, D. P. (2010). *Dynamic test protocol to assess rollover crashworthiness*, Australasian Road Safety Research Policing Education Conference. Canberra ACT, Australia, August 31–September 3.
- Gürsel, K. T., & Gürsesli, S. (2010). Analysis of the Superstructure of a Designed Bus in Accordance with Regulations ECE R 66. *Gazi University Journal of Science*, 23(1), 71–79.

Haorongbam, B., Deb, A., & Chou, C. (2015). A Comparison of the Behaviors of Steel and GFRP Hat-Section Components under Axial Quasi-Static and Impact Loading. *International Journal of Transportation Safety*, 3(1), 47–56. <https://doi.org/10.1007/s00707-010-0281-110.4271/2015-01-1482>

Haryanto, I., Raharjo, F. A., Kurdi, O., Haryadi, G. D., & Santosa, S. P. (2018). Optimization of Bus Body Frame Structure for Weight Minimizing with Constraint of Natural Frequency using Adaptive Single-Objective Method. *International Journal of Sustainable Transportation Technology*, 1(1), 9–14. <https://doi.org/10.31427/IJSTT.2018.1.1.2>

Heiko, J., Geoffrey, B., Shaun, C., Peter, C., Björn, L., Keiichiro, N., François, R., Lex, R., & Adriaan, S. (2007). Review of the Development of the ISO Side Impact Test Procedure for Child Restraint Systems. In *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, Lyon, France, June 18-21.

Helms, H., & Kräck, J. (2016). *Energy savings by light-weighting*. Institut für Energie - und Umweltforschung Heidelberg. <https://european-aluminium.eu/media/1856/ifeu-energy-savings-by-light-weighting-2016.pdf>

Helms, H., & Lambrecht, U. (2007). The Potential Contribution of Light-Weighting to Reduce Transport Energy Consumption. *The International Journal of Life Cycle Assessment*, 12(1), 58–64. <https://doi.org/10.1065/lca2006.07.258>

Heutel, G., & Ruhm, C. (2013). Air pollution and procyclical mortality. *Journal of the Association of Environmental and Resource Economists* 3(3), 667–706. <https://doi.org/10.1086/686251>

Horstemeyer, M. F., Li, H., Siervogel, J., Kwasniewski, L., Wekezer, J., Christiana, B., & Roufa, G. (2007). Material and structural crashworthiness characterization of paratransit buses. *International Journal of Crashworthiness*, 12(5), 509–520. <https://doi.org/10.1080/13588260701483680>

Hu, J., Flannagan, C., Bao, S., McCoy, R. W., Siasoco, K. M., & Barbat, S. (2015). Integration of Active and Passive Safety Technologies - A Method to Study and Estimate Field Capability. *Stapp Car Crash Journal*, 59, 269–296.

Injury Facts, Type of Crash. (2021). <https://injuryfacts.nsc.org/motor-vehicle/overview/type-of-crash/>

International Standard ISO 2631-1 Part-1: General requirement. (1997). (E). *Mechanical Vibration and Shock Evaluation of human exposure to whole-body vibration*.

Ivković, I., Kaplanović, S., & Sekulić, D. (2019). Analysis of external costs of CO₂ emissions for CNG buses in intercity bus service. *Transport*, 34(5), 529–538.

Įsakymas dėl Lietuvos Respublikos švietimo ir mokslo ministro ir Lietuvos Respublikos ūkio ministro 2015 m. vasario 20 d. įsakymo nr. v-133/4-88 „Dėl prioritetinės mokslinių tyrimų ir eksperimentinės (socialinės, kultūrinės) plėtros ir inovacijų raidos (sumanios specializacijos) krypties „Nauji gamybos procesai, medžiagos ir technologijos“ prioritetų veiksmų planų patvirtinimo“ pakeitimo. (2020). <https://e-seimas.lrs.lt/portal/legalAct/lt/TAD/e31496c37b6911e89188e16a6495e98c>

Įsakymas dėl sprogimo ir lėktuvo kritimo poveikio branduolinės energetikos objektams analizės reikalavimų patvirtinimo. 2005 m. gruodžio 30 d. Nr. 22.3-72. Vilnius. <https://e-seimas.lrs.lt/portal/legalAct/lt/TAD/TAIS.270765?jfwid=-vs1qih1b0>

Yao, C., & Yang, M. (2021). Research on Lightweight Design and Finite Element Analysis of a 9 Meter Bus Body Frame. *Journal of Physics: Conference Series*, 1748 062022. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1748/6/062022>

Yan, L., Huiqin, L., & Jun, L. (2010). Instantaneous Dynamic Analysis of Frame of Corn Harvester. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 6, 70–72.

Yang, Z., & Wu, K. (2016). Experimental Analysis of Tensile Mechanical Properties of Sprayed FRP. *Advances in Materials Science and Engineering*, (1), 1–12.

Younger, M., Morrow-Almeida, H. R., Vindigni, S. M., & Dannenberg, A. L. (2008). The Built Environment, Climate Change, and Health: Opportunities for Co-Benefits. *American Journal of Preventive Medicine*, 35(5), 517–526. <https://doi.org/10.1016/j.amepre.2008.08.017>

Jacob, G. Ch. (2006). *Automotive Crashworthiness of Adhesively Bonded Carbon Fiber Polymer, Composite Structures*. 245 p.

Jeyakumar, P. D., & Devaradjane, G. (2012). Improvement of the Frontal Structure of a Bus for Crash Accidents. *Transportation Systems*, 11, 183–187.

Jeon, K., Shin, K., & Kim, J. (2013). A study on evaluation of fatigue strength of a GFRP composite bogie frame for urban subway vehicles. *Advanced Composite Materials*, 22(4), 213–225.

Joost, W. (2012). Reducing Vehicle Weight and Improving U.S. Energy Efficiency Using Integrated Computational Materials Engineering. *JOM: the Journal of the Minerals, Metals & Materials Society*, 64(9). <https://doi.org/1007/s11837-012-0424-z>

Kang, K-T.; Chun, H-J., Park, J-C., Na, W-J., Hong, H-T., & Hwang, I-H. (2012). Design of a composite roll bar for the improvement of bus rollover crashworthiness. *Composites Part B Engineering*, 43(4), 1705–1713. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2012.01.072>

Karlinski, J., Ptak, M., Dzialak, P., & Rusinski, E. (2014). Strength analysis of bus superstructure according to Regulation No. 66 of UN_ECE. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 14(3), 342–353. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.001>

Khashaba, U. A., Sebaey, T. A., Mahmoud, F. F., Selmy, A. I., & Hamouda, R. M. (2013). Experimental and numerical analysis of pinned-joints composite laminates: Effects of stacking sequences. *Journal of Composite Materials*, 47(27) 3353–3366.

Khelifi, C., Ouali, M., Ferroudji, F., & Adjlout, L. (2015). Modal Analysis of a Small Savonius Aerogenerator by Using SolidWorks Simulation. *Applied Mechanics and Materials*, 806, 214–221. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.806.214>

Korta, J., Młyniec, A., Zdziebko, P., & Uhl, T. (2014). Modeling of adhesive bonds using the Finite Element Method. *Mechanics and Control*, 33(2), 1–7.

Kowarska, I., Korta, J., Kuczek, K., & Uhl, T. (2014). Fully Equipped Dynamic Model of a Bus. *Shock and Vibration*, 9, 1–9. <https://doi.org/10.1155/2014/201952>

Kunakorn-ong, P., & Jongpradist, P. (2020). Optimisation of Bus Superstructure for Rollover Safety According to ECE-R66. *International Journal of Automotive Technology*, 21, 215–225.

Li, Y., Lan, F., & Chen, J. (2012). Numerical study on the influence of superstructure configuration on coach rollover resistance performance. *International Journal of Crashworthiness*, 17(6), 637–654. <https://doi.org/10.1080/13588265.2012.70475>

Liang, C. C., & Le, G. N. (2009). Bus rollover crashworthiness under European standard: An optimal analysis of superstructure strength using successive response surface method. *International Journal of Crashworthiness*, 14(6), 623–639. <https://doi.org/10.1080/13588260902920670>

Liang, C. C., & Nam, L. G. (2010). Comparative analysis of bus rollover protection under existing standards (pp. 41–53). In *Conference: Structures Under Shock and Impact XI*, WIT Press. Tallinn, Estonia, July 28–30. <https://doi.org/10.2495/SU100041>

Liang, C. C., & Le, G. N. (2010). Analysis of bus rollover protection under legislated standards using LS-DYNA software simulation techniques. *International Journal of Automotive Technology*, 11(4), 495–506.

Lietuvos standartizacijos departamentas. (2019). *Plastikai. Lankstomųjų savybių nustatymas (ISO 178:2019)*.

Lietuvos standartizacijos departamentas. (2012). *Plastikai. Tempiamųjų savybių nustatymas. 2 dalis. Liejimui ir ekstruzijai skirtų plastikų bandymo sąlygos (ISO 527-2:2012)*.

Lindgaard, L., Bak, B. L. V., Glud, J. A., Sjølund, J., & Christensen, E. T. (2017). A user programmed cohesive zone finite element for ANSYS Mechanical. *Engineering Fracture Mechanics*, 180, 229–239.

Link, C., Raich, U., Sammer, G., & Stark, J. (2012). Modeling demand for electric cars – a methodical approach. *Procedia – Social and Behavioral Science*, 48, 1958–1970. <https://doi.org/10.1016/j.sbspro.2012.06.1169>

Liu, H., Yao, G., & Cao, Z. (2012). Energy Absorption of Aluminum Foam-Filled Tubes under Quasi-Static Axial Loading. *Light Metals* 2012, 517–520. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-48179-1>

Liu, S. H., & Li, F. (2010). Finite element analysis of the frame structure of a passenger car. *Mechanical and Electrical Engineering*, 27, 20–23.

Liu, Q., Lin, Y., Zong, Z., Sun, G., & Li, Q. (2013). Lightweight design of carbon twill weave fabric composite body structure for electric vehicle. *Composite Structures*, 97, 231–238.

Liuwei, G., Yu, J., & Li, Z. (2012). Experimental studies on the quasi-static bending behavior of double square tubes filled with aluminum foam. *Acta Mechanica*, 213(3), 349–358. <https://doi.org/10.1007/s00707-010-0281-1>

Livermore Software Technology Corporation (LSTC). (2019). *LS-DYNA Theoretical Manual*. 886 p.

Lukaszewicz, D. H.-J. A. (2013). *Automotive Composite Structures for Crashworthiness*, BMW AG, Research and Innovation Centre. Knorrstrasse 147, 80788, Munich, Germany.

- Mahir, F. I., Keya, K. N., Sarker, B., Nahiun, K. M., & Khan, R. A. (2019). A brief review on natural fiber used as a replacement of synthetic fiber in polymer composites. *Materials Engineering Research*, 1(2), 88–99.
- Mahoso, R., & Parihar, S. S. (2019). Design and analysis of a polyamide – steel hybrid A-pillar for increased vehicle roof structural integrity in rollover accident scenarios. *International Journal of Crashworthiness* 26(2), 211–226. <https://doi.org/10.1080/13588265.2019.1701888>
- Margaritis, D., Anagnostopoulou, A., Tromaras, A., & Boile, M. (2016). Electric commercial vehicles: Practical perspectives and future research directions. *Research in Transportation Business & Management*, 18, 4–10. <https://doi.org/10.1016/j.rtbm.2016.01.005>
- Marianski, M., & Szosland, A. (2012). Research on the strength of Standard bus bodies at rollover on the side. *Technikal University of Lodz*, 29–41.
- Maung, T. S., Chen, Hua-Peng, & Alani, A. M. (2013). Robust dynamic finite element model updating using modal measurements. In *International Conference on Computational Mechanics (CM13)*. Durham, UK.
- Mehta, V., Ujwal, R., Narun, R., Vachhani, S., & Ponangi, B. R. (2020). Passive Safety System for Two- and Four-Wheeled Vehicles. In *International Conference on Communication, Computing and Electronics Systems, Coimbatore, India, October 21-22*.
- Misiūnaitė, I., Rimkus, A., Jakuboskis, R., Sokolov, A., & Gribniak, V. (2019). Analysis of local deformation effects in cold-formed tubular profiles subjected to bending. *Journal of Constructional Steel Research*, 160, 598–612. <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2019.06.006>
- Mohammed, L., Ansari, M. N. M., Pua, G., Jawaid, M., Islam, & M. S. (2015). A Review on Natural Fiber Reinforced Polymer Composite and Its Applications. *International Journal of Polymer Science* 2015(2), 243947. <https://doi.org/10.1155/2015/243947>
- More, K. C., Patil, G. M., & Belkhede, A. (2020). Design and analysis of side door intrusion beam for automotive safety. *Thin-Walled Structures*, 153(1–3), 106788. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2020.106788>
- MTEPI prioritetas: „Lanksčios produktų kūrimo ir gamybos technologinės sistemos“ (2018). [http://www.vgtu.lt/files/791/39/1/10_0/8_web_%20Kompetencijos%20VGTU%202015%20A4%20\(1\).pdf](http://www.vgtu.lt/files/791/39/1/10_0/8_web_%20Kompetencijos%20VGTU%202015%20A4%20(1).pdf)
- Na, J., Wang, T., Wu, C., & Yan, Y. (2015). A four-node membrane element model with bending modification for one-step algorithm for bus rollover impact. *Engineering Computations*, 32(3), 607–620. <https://doi.org/10.1108/EC-12-2013-0311>
- Nagai, M., Yoshida, H., Tohtake, T., & Suzuki, T. (2006). Coupled vibration of passenger and lightweight car-body in consideration of human-body biomechanics. *Vehicle System Dynamics*, 44, 601–611. <https://doi.org/10.1080/00423110600879361>
- Noaimadudin, W. M. K., Nor, H. S., Amir, R. A. G., Nik, R. A., & Khairul, I. A. J. (2013). Modelling and Simulation of a Single Deck Bus Subjected to Rollover Crash Loading. *Applied Mechanics and Materials*, 393, 453–459.

- Odegard, G., & Kumosa, M. (2000). Determination of shear strength of unidirectional composite materials with the Iosipescu and 10° off-axis shear tests. *Composites Science and Technology*, 60(16), 2917–2943. [https://doi.org/10.1016/S0266-3538\(00\)00141-X](https://doi.org/10.1016/S0266-3538(00)00141-X)
- Orlowitz, E., & Brandt, A. (2017). Comparison of experimental and operational modal analysis on a laboratory test plate. *Measurement*, 102, 121–130.
- Pandurengan, S. (2020). Passive Safety System for Side Impact in Cars. *Shanlax International Journal of Arts Science and Humanities*, 7(4), 115–120. <https://doi.org/10.34293/si-jash.v7i4.1623>
- Papaioannou, G., & Koulocheris, D. (2018). An approach for minimizing the number of objective functions in the optimization of vehicle suspension systems. *Journal of Sound and Vibration*, 435, 149–169. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.08.009>
- Park, C-K., Kan, C-D., & Hollowell, W. T. (2014). Evaluation of crashworthiness of a carbon-fibrereinforced polymer (CFRP) ladder frame in a body on-frame vehicle. *International Journal of Crashworthiness*, 19(1), 27–41. <https://doi.org/10.1080/13588265.2013.830940>
- Park, C.-K., Kan, C-D., Reagan, S., & Deshpande, B. R. (2012). Crashworthiness of composite inserts in vehicle structure. *International Journal of Crashworthiness*, 17(6), 665–675. <https://doi.org/10.1080/13588265.2012.709976>
- Paz, J., Costas, M., Delgado, J., Romera, L., & Díaz, J. (2020). Energy Absorption of Aluminium Extrusions Filled with Cellular Materials Under Axial Crushing: Study of the Interaction Effect. *Applied sciences*, 10(23), 8510. <https://doi.org/10.3390/app10238510>
- Patel Vijaykumar, V., & Patel, R. I. (2012). Structural Analysis of Automotive Chassis Frame and Design Modification for Weight Reduction. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 1(3), 1–6.
- Pawar, A. P., & Mankar, S. H. (2008). Crashworthiness Evaluation of Low Weight Recyclable Intrusion Beam for Side Impact. *International Engineering Research Journal*, 1894–1898.
- Pop, P. A., & Gheorghe, B. M. (2010). Manufacturing process and applications of composite materials. *Fascicle of Management and Technological Engineering*, 9(19). <https://doi.org/10.15660/AUOFMTE.2010-2.1896>
- Prasannapriya, C., & Venugopal Rao, L. V. (2014). A New Design and Analysis of BUS Body Structure. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 11(5), 39–47.
- Rainieri, C., Dey, A., Fabbrocino, G., & Magistris, F. S. (2016). Interpretation of the experimentally measured dynamic response of an embedded retaining wall by finite element models. *Measurement*, 104, 316–325. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.05.100>
- Rainieri, C., & Fabbrocino, G. (2014). *Operational Modal Analysis of Civil Engineering Structures, An Introduction and Guide for Applications*. Springer. 322 p. <https://doi.org/10.1007/978-1-4939-0767-0>
- Rajak, D. K., Pagar, D. D., Kumar, R., & Pruncu, C. I. (2019). Recent progress of reinforcement materials: a comprehensive overview of composite materials. *Journal of Materials Research and Technology*, 8(6), 6354–6374.

Rebaïne, F., Bouazara, M., Rahem, A., & St-Georges, L. (2018). Static and Vibration Analysis of an Aluminium and Steel Bus Frame. *World Journal of Mechanics*, 8(04), 112–135. <https://doi.org/10.4236/wjm.2018.84010>

Reynders, E., Houbrechts, J., & Roeck, G. De. (2012). Fully automated (operational) modal analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 29, 228–250. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.01.007>

Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the council of 18 June 2009, on type-approval of motor vehicles and engines with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and on access to vehicle repair and maintenance information and amending Regulation (EC) No 715/2007 and Directive 2007/46/EC and repealing Directives 80/1269/EEC, 2005/55/EC and 2005/78/EC. (2021). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009R0595&from=LT>

Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the council of 20 June 2007, on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. (2021). <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2007/715/oj/eng>

Regulation (EU) 2018/858 of the European parliament and of the council. 2018. On the approval and market surveillance of motor vehicles and their trailers, and of systems, components and separate technical units intended for such vehicles, amending Regulations (EC) No 715/2007 and (EC) No 595/2009 and repealing Directive 2007/46/e. (2021). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018R0858>

Regulation (EU) 2019/631 of the European Parliament and of the Council of April 2019 setting CO2 emission performance standards for new passenger cars and for new light commercial vehicles, and repealing Regulations (EC) No 443/2009 and (EU) No 510/2011 (recast) (Text with EEA relevance) 2019. (2021). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:02019R0631-20210301&from=EN>

Regulation (EU) 2019/1242 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2019 setting CO2 emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament and of the Council and Council Directive 96/53/EC, 2019. (2021). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32019R1242&from=EN>

Regulation No 66 of UN/ECE, Uniform Technical Prescriptions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of their Superstructure, 2010. (2017). <https://unece.org/transport/vehicle-regulations-wp29/standards/addenda-1958-agreement-regulations-61-80>

Regulation No 94 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision. (2021). <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/ed1e0b9a-024e-11e2-8e28-01aa75ed71a1>

Regulation No 95 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a lateral collision [2015/1093]. (2020).

<https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/a223bf6e-26c6-11e5-a342-01aa75ed71a1>

Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237], 2018. (2018). <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:42018X0237&from=LT>

Reński, A. (2015). Investigation of the Influence of the Centre of Gravity Position on the Course of Vehicle Rollover. In *24th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Gothenburg, Sweden, June 8-11.*

Rafukka, I. A. (2018). Numerical investigations in to crashworthiness characteristics of steel conical tubes. *Nigerian Journal of Technology*, 37(2), 663–667.

Ravi Chandra, M., Sreenivasulu, S., & Altaf Hussain, S. (2012). Modeling and Structural Analysis of Heavy Vehicle Chassis Made of Polymeric Composite Material by Three Different Cross Sections. *International Journal of Modern Engineering Research*, 2(4), 2594–2600.

Sadowski, T., & Zareka-Raczkowska, E. (2012). Hybrid Adhesive Bonded and Riveted Joints – Influence of Rivet Geometrical Layout on Strength of Joints. *Archives of Metallurgy and Materials*, 57(4), 1127–1135.

Sakhno, V., Poliakov, V., Murovanyi, I., Seleznirov, V., & Vovk, Y. (2018). Analysis of transverse stability parameters of hybrid buses with active trailers. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 101, 185–201.

Seyedi, M., Dolzyk, G., Jung, S., & Wekezer, J. W. (2018). Occupant Response in Rollover Crashworthiness Assessment of Cutaway Bus. *15th International LS-DYNA® Users Conference, Detroit MI, June 10-12.*

Seyedi, M. R., & Jung, S. (2019). Numerical assessment of occupant responses during the bus rollover test: A finite element parametric study. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, 234(8), 1–21. <https://doi.org/10.1177/0954407019894425>

Sekulic', D., Dedovic', V., Rusov, S., Šalinic', S., & Obradovic', A. (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. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2013.03.060>

Shendrik, V., Druzhinin, P., & Bobobekov, O. (2017). Evaluation of the Effectiveness of the Method for. Calculation of Composite Materials in the Construction of the Bridges in Terms of Their Safety and Reliability. *Transportation Research Procedia*, 20, 596–601.

Simic, G., Lucanin, V., & Milkovic, D. D. (2006). Elements of passive safety of railway vehicles in collision. *International Journal of Crashworthiness*, 11(4), 357–369. <https://doi.org/10.1533/ijcr.2005.0111>.

Siljak, H., & Subasi, A. (2014). Fourier spectrum related properties of vibration signals in accelerated motor aging applicable for age determination. *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 16(4), 616–621.

Soric, Z., Galic, J., & Rukavina, T. (2008). Determination of tensile strength of glass fiber straps. *Materials and Structures*, 41(5), 879–890. <https://doi.org/10.1617/s11527-007-9291-4>

Stamenović, M., Putić, S., Zrilić, M. M., Milović, L., & Pavlović-Krstić, J. (2011). Specific energy absorption capacity of glass-polyester composite tubes under static compressive loading. *Metalurgija* 50(3).

Stewart, R. (2011). Rebounding automotive industry welcome news for FRP. *Reinforced Plastics*, 55(1), 38–44.

Sumani specializacija, 2018 (2018). https://www.smm.lt/web/lt/mokslas/sumani_spec

Sun, W., Zhou, J., Gong, D., & You, T. (2016). Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(4), 1–12. <https://doi.org/10.1177/1687814016643640>

Suresh, M. G., Suresh, R. (2019). Evaluation of Tensile Properties of Jute Natural Fiber Reinforced PU Polymer Matrix Composite Material. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 8(6), 2249–8958.

Strain Energy Formula, 2021 (2021). <https://www.toppr.com/guides/physics-formulas/strain-energy-formula/>

Šiaudinyte, L., Kilikevičius, A., Sabaitis, D., & Grattan, K. T. V. (2016). Modal analysis and experimental research into improved centering–leveling devices. *Measurement*, 88, 9–17. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.01.044>

Tang, Z – Z., Liang, L., Xiao, Z – Z., Guo, C., & Hu, H. (2010). Three-dimensional digital image correlation system for deformation measurement in experimental mechanics. *Optical Engineering*, 49(10). <https://doi.org/10.1117/1.3491204>

Teng, T. L., Wu, C. H. (2011). Numerical Simulation of Side Impact Crashes. *Information Technology Journal*, 10(7), 1462–1467. <https://doi.org/10.3923/ijtj.2011.1462.1467>

Thornton, P. H. (1979). Energy Absorption in Composite Structures. *Journal of Composite Materials*, 13(3), 247–262. <https://doi.org/10.1177/00219983790130030>

Topac, M. M., Karaca, M., Aksoy, B., Deryal, U., & Bitai, L. (2020). Lightweight Design of a Rear Axle Connection Bracket for a Heavy Commercial Vehicle by Using Topology Optimisation: A Case Study. *Mechanika*, 26(1), 64–72.

Traffic Safety Basic Facts 2018 – HGVs and Buses. 2019. https://ec.europa.eu/transport/road_safety/sites/roadsafety/files/pdf/statistics/dacota/bfs20xx_hgvs.pdf

Truffer, M. (2010). *Continuum mechanics*. University of Alaska Fairbanks. McCarthy Summer School. 20 p.

U.S. Department Of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, Laboratory test procedure for FMVSS 220, School bus rollover protection (1991).

Vanagas, E., Kliukas, R., Lukoševičienė, O., Maruschak, P., Patapavičius, A., & Juozapaitis, A. (2017). A feasibility study of using composite reinforcement in transport and power industry structures. *Transport*, 32(4), 423–435. <https://doi.org/10.3846/16484142.2017.1358932>

Važiuklės bazėje gaminamo autobuso hibridinio kėbulo kūrimas Nr. J05-LVPA-K-01-0052. 2016. (2019). https://esinvesticijos.lt/lt/finansavimas/paraiskos_ir_projektai/va-ziuokles-bazeje-gaminamo-autobuso-hibridinio-kebulo-kurimas

Zhou, Y., & Chen, S. (2016). Vehicle ride comfort analysis with whole-body vibration on long-span bridges subjected to crosswind. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 155, 126–140. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2016.05.001>

Zhou, W., Kuznetsov, A., Wu, C. Q., & Telichev, I. (2019). A comparative numerical study of motorcoach rollover resistance under ECE R66 and proposed NHTSA regulation conditions. *International Journal of Crashworthiness*, (25)2, 131–146. <https://doi.org/10.1080/13588265.2018.1544476>

Zwick Z100/Z250 material. Product Information Zwick Z100/Z250 materials testing machine with central ball-lead screw. (2020). https://www.zwickroell.com/fileadmin/content/Files/SharePoint/user_upload/PI_EN/08_437_Single_screw_testing_machine_PI_EN.pdf

Wang, W.W., Jun Zhou, C., Lin, C., & Yang Chen, J. (2012). Electric Bus Body Lightweight Design Based on Multiple Constrains. *Advanced Materials*, 538–541, 3137–3144. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.538-541.3137>

Wenlong, S., Xiaokai, C., & Lu, W. (2016). Analysis of Energy Saving and Emission Reduction of Vehicles Using Light Weight Materials. *Energy Procedia*, 8, 889–893. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.106>

Wu, C., & Bai, Y. (2014). Web crippling behaviour of pultruded glass fibre reinforced polymer sections. *Composite Structures*, 108, 789–800. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2013.10.020>

Wu, G., Fan, G., & Guoc, J. (2013). Ride comfort evaluation for road vehicle based on rigid-flexible coupling multibody dynamics. *Theoretical and Applied Mechanics Letters* 3(1). <https://doi.org/10.1063/2.1301304>

Xu, T., Liu, N., Yu, Z., Xu, T., & Zou, M. (2017). Crashworthiness Design for Bionic Bumper Structures Inspired by Cattail and Bamboo. *Applied Bionics and Biomechanics*. <https://doi.org/10.1155/2017/5894938>

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Gribniak, V., Rimkus, A., Plioplys, L., Misiūnaite, I., Boris, R., & Pravilonis, T. (2021). Evaluating mechanical efficiency of glass fibres in a polymer profile. *Polymer Testing*, 102, 107338. <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2021.107338>.

Pravilonis, T., & Sokolovskij, E. (2020). Analysis of composite material properties and their possibilities to use them in bus frame construction. *Transport*, 35(4), 368–378. ISSN 1648-4142.

Pravilonis, T., Eidukynas, V., & Sokolovskij, E. (2020a). An analysis of the reliability of a bus safety structure on carrying out the numerical and experimental tests. *Sensors*, 20(24), 1–15. ISSN 1424-8220.

Pravilonis, T., Sokolovskij, E., Kilikevičius, A., Matijošius, J., & Kilikevičienė, K. (2020b). The usage of alternative materials to optimize bus frame structure. *Symmetry*, 12(6), 1–11. ISSN 2073-8994.

Straipsniai kituose leidiniuose

Pravilonis, T. ir Blėdis, E. (2019). Inovatyvių medžiagų ir technologijų taikymas transporto priemonių gamybos pramonėje: suvirintų ir klijuotų jungčių palyginimas. Iš 22-

osios Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“, įvykusios 2019 m. lapkričio 22–23 d., teminė konferencija „Transporto inžinerija ir vadyba“ (p. 18–22). Technika.

Pravilonis, T. ir Sokolovskij, E. (2018). Autobuso hibridinio karkaso stiprumo įvertinimas apsisvertimo atveju. Iš *21-osios Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“*, įvykusios 2018 m. gegužės 4–5 d., teminė konferencija „Transporto inžinerija ir vadyba“ (p. 109–113). Technika.

Pravilonis, T., & Sokolovskij, E. (2022). Side Impact Analysis of the Bus Frame Structure. In *TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology: Proceedings of the 12th International Conference TRANSBALTICA, September, 16–17, Vilnius, Lithuania* (p. 161–170). Springer.

Pravilonis, T., & Sokolovskij, E. (2021). Steel and hybrid bus safety frame: the analysis of deformation. *Reliability and statistics in transportation and communication (RelStat2020): selected papers from the 20th International conference on reliability and statistics in transportation and communication, 14–17 October, Riga, Latvia* (p. 431–440). ISBN 9783030684754.

Pravilonis, T., Blėdis, E., Tretjakovas, J. ir Rudzinskas, V. (2018). Hibridinių konstrukcijų panaudojimo galimybių apžvalga. *Technologijos ir menas: tyrimai ir aktualijos = Technology and art: research and topicalities*, 9, 29–33. ISSN 2029-400X.

Summary in English

Introduction

Formulation of the Problem

The demand for buses is constantly increasing due to the ability to transport passengers quickly and conveniently in cities and on highways. However, their production technologies are not changing. One of the main components of the bus structure is the bus frame structure, which accounts for about 25–30% of the total bus weight. Although the frame structure makes up a significant part of the bus's mass, manufacturers use classical structural materials and production technology. Bus frame structures are made of relatively heavy materials, i.e., alloy or stainless steel. These structural materials are joined by welding, adding additional mass.

The automotive industry uses innovative lightweight composite materials to reduce their weight, and it also improves methods for joining materials with different mechanical properties. These materials are used to produce a car body, interior and exterior finishes, and in the bus industry, only in the production of interior and exterior finishes but not bus frame structures. Thus, it is important to design and develop technologies reducing the weight of the bus frame structure.

These technologies should also ensure sufficient impact resistance of the vehicle structure, defined as its ability to absorb and dissipate energy to protect occupants during an accident.

Relevance of the Thesis

Medium-sized buses are becoming increasingly more attractive to carriers on routes with lower passenger flows due to reduced operating costs and emissions. As the demand for such buses increases, it is appropriate to change their production technology using innovative materials and advanced technologies.

The bus frame structure is one of the main components of the bus, making up most of its mass. Reducing the weight of the frame structure would also reduce the bus's overall weight, which would positively impact economic and environmental aspects, ensuring compliance with safety requirements.

The weight can be reduced by using fibreglass-reinforced polymer composite profiles made by efficient pultrusion in the bus frame structure. The use of composite materials in the manufacture of vehicles is relevant for weight reduction and their mechanical properties, allowing efficient absorption of impact energy.

The application of hybrid frame structure technology would also impact the market for the production of other vehicle structures, as it would fundamentally change the production principles of this market segment, and individual components and compounds could eventually be used in the truck superstructure industry.

The Object of the Research

The object of the research is the structure of the M3 category passenger bus frame, in which the steel profiles are replaced by glass fibre reinforced polymer composite profiles.

The Aim of the Thesis

To evaluate bus frame structure safety and operational capabilities in structure using fibreglass (after development a new generation model of lightweight bus frame structure) and applying a new method to solve the short-term load problem.

The Tasks of the Thesis

The following tasks were set to implement the thesis aim:

1. To evaluate and compare the physical and mechanical properties of the materials used in the bus frame structure to create a composite material model.
2. To evaluate the safety and comfort parameters of the hybrid frame structure using the developed numerical finite element model of the bus frame structure.
3. To compare the strength and dynamic characteristics obtained during numerical modelling and field testing.
4. To evaluate the possibilities to reduce the frame structure mass considering the set safety requirements after performing the materials analysis and the modelling of frame structures.
5. To create a less time-consuming method for impact problem solving, ensuring greater accuracy of the results than with the conventional method.

Research Methodology

The thesis applied theoretical and experimental research methods.

The finite element method was used for numerical modelling. Stiffness and impact analyses of bus frame structures and analyses of natural frequencies and modes were performed.

The mechanical properties of materials were tested using the Zwick Z250 materials test bench at the Budapest University of Technology and Economics and the LFV 5000 test bench of the Vilnius Tech Innovative Building Structures Laboratory.

Experimental research was performed using a bus frame structure manufactured by JSC Altas komercinis transportas. Operational modal analysis was performed using Brüel & Kjær vibration measuring instruments. The stand of the accredited vehicle testing laboratory JSC Neigiamas pagreitis was used for the rollover test of the bus frame structure. The test was filmed using the Phantom v711 high-speed filming system.

The following software was used: *Rhinoceros*, *SolidWorks*, *Ansys Workbench*, *Microsoft Office* and *Pulse*.

Scientific Novelty of the Thesis

The following results innovative for the transport engineering science were obtained preparing the thesis:

1. The results of experimental research were used to develop models of fibreglass material and hybrid joint and present an assessment of the possibilities to use them in frame structures to reduce its weight.

2. A model of bus hybrid frame structure has been developed, allowing to determine both static and dynamic design parameters under normal and extreme conditions.

3. Considering the possibilities to use fibreglass material, a competitive product of the bus frame structure was created, the strength of which was estimated by numerical modelling.

4. The proposed new method for solving the short-term load problem consists of kinematic and impact analysis, which allows shortening the solution time and maintains the high accuracy of the results.

Practical Value of the Research Findings

In accordance with the United Nations Economic Community Regulation (UN / ECE) No. 66/02, describing the main methodology for assessing the safety of a medium-sized bus, the analysis of the hybrid frame structure of the bus was performed, which allows assessing the strength of this structure and its use in the production of commercial vehicle structures.

Such technology reduces the weight of the vehicle frame structure by about 20%; therefore, such buses would weigh less than buses with a steel frame. It would positively affect the safety of passengers and other road users by reducing congestion and would impact the ability to produce competitive electric and internal combustion.

The developed numerical model allows testing various geometric modifications with sufficient ease, ensures accurate results in a relatively short calculation time, possibly providing manufacturers with a competitive advantage. Separate frame parts and assembly technology can also be used in the production processes of truck superstructures.

Defended Statements

1. The use of glass-fibre reinforced polymer composites is an appropriate means of developing a competitive and commercially viable product.

2. The use of glass fibre pultrusion profiles in the bus frame structure ensures compliance with safety requirements and better performance compared to the steel frame structure.

3. The numerical model of the bus frame structure was validated using numerical and experimental tests, and the characteristics allowed evaluating the strength parameters of the analysed structure.

4. The developed numerical model of the bus frame structure and the presented new method of impact problem solving can be applied to calculations of different vehicle structures, reducing the time of problem-solving and ensuring high accuracy of the results.

Approval of the Research Findings

Nine scientific papers were published on the thesis subject: four in scientific journals included in the *Clarivate Analytics Web of Science* database with a citation rate (Pravilonis & Sokolovskij, 2020; Pravilonis et al., 2020a; Pravilonis et al., 2020b; Gribniak et al., 2021); two in other international publications databases (Pravilonis & Sokolovskij 2021; Pravilonis & Sokolovskij 2022); one in peer-reviewed periodical and disposable publications (Pravilonis et al., 2018); two in the peer-reviewed conference proceedings (Pravilonis & Sokolovskij, 2018; Pravilonis & Blėdis, 2019). The described research results were presented at six scientific conferences held in Lithuania and abroad:

- the international conference Transbaltica 2021: Transportation Science and Technology in Vilnius (Lithuania), 2021, and Transbaltica 2019: Transportation Science and Technology in Vilnius (Lithuania), 2019;
- the international conference Reliability and Statistics in Transportation and Communication in Riga (Latvia), 2020;
- the international Conference on Composite Structures & 6th International Conference on Mechanics of Composites in Porto (Portugal), 2020
- the conference of young scientists Science – the future of Lithuania. Transport engineering and management in Vilnius, 2018 and 2019.

The Structure of the Dissertation

The thesis consists of the introduction, four chapters, general conclusions and seven annexes.

The thesis includes 160 pages, excluding annexes, 25 numbered formulas, 67 figures and 17 tables. The thesis preparation used 166 literature references were used.

Acknowledgements

I would like to thank Dr Ádám Török and Dr Péter Ficzer for an internship at the Budapest University of Technology and Economics. I am very grateful to Kaunas University of Technology Prof. Dr Valdas Eidukynas for the provided knowledge and assistance in computer simulations and the director of the Institute of Mechanical Science Assoc Prof. Dr Artūras Kilikevicius for assistance in conducting experimental tests. I am also very

grateful to Edmund Lisovski, head of R&D of JSC Altas komercinis transportas, for the opportunity to contribute to the hybrid frame structure project and use the company's production base. I would also like to thank Ieva Gordėjūtė for her patience, support and understanding.

1. Overview of Research of Bus Structure, Materials Used in it and Legal Regulation

Buses are among the most popular vehicles allowing people to travel in cities and on highways. Medium-sized buses are gaining popularity as they provide carriers and passengers more freedom, are greener and more economical.

The bus frame structure comprises a significant part of the bus's mass, reaching about 20–25% (Rebaïne et al., 2018). Nevertheless, bus manufacturers continue using classical materials and production technology. The large mass of the bus frame structure negatively affects the bus operation.

In the automotive industry, innovative lightweight composite materials are used in the production of the body, interior and exterior finishes to reduce vehicle weight, while in the bus industry, these materials are only used in the production of interior and exterior finishes but not in bus frame structures. Therefore, it is important to design and develop technologies that reduce the weight of the bus frame structure while ensuring sufficient impact resistance.

The main elements of the safety structure are made of alloy or stainless steel. The choice of these materials is determined by legal regulations, technical properties and price. In addition to steel, the manufacture of structures also uses aluminium (Rebaïne et al., 2018). Aluminium is 2.85 times lighter than steel (1018-HR or 710C), but its modulus of elasticity is three times lower (Engineering ToolBox 2003). In addition, the price of aluminium is several times higher than that of steel. Due to the lower modulus of aluminium elasticity, profiles with a larger cross-section are required to produce the structure. Due to these properties, aluminium as an alternative structural material is not analysed in this work, as the use of larger cross-sectional profiles would significantly increase the dimensions of the frame structure, which would reduce passenger space accordingly. And such a reduction in passenger space is unacceptable.

According to the report by Helms, Kräck (2016), reducing the bus's weight by 100 kg reduces CO₂ by 2.1 g per hundred kilometres. Considering the European Union produces about 15 000 medium-sized buses per year on average (with an average gross weight of about 6.5 t) with an average annual mileage of about 50 000 km (information provided by JSC Altas komercinis transportas), and based on the graph provided by Helms, Kräck (2016), it is possible to calculate how much CO₂ emissions would be reduced by a 5% reduction in vehicle weight: such buses would emit 5600 kg less CO₂ per year. This is a significant reduction, contributing to the preservation of a cleaner environment.

However, replacing steel with a fibreglass composite in the structure requires assessing whether the strength properties of the bus frame structure deteriorate. One of the basic safety requirements for medium-sized buses is described in the UN/ECE Regulation No. 66/02 (Gursel, Gurseli, 2010; Karlinski et al., 2014). The rollover of the bus is very dangerous as it significantly deforms the roof and side walls, significantly reducing the residual space. Decreased residual space can injure or even fatally injure passengers.

A rollover test was performed according to the requirement above to assess whether using fibreglass composite in the frame structure would maintain residual space after a rollover.

Fibreglass composite would reduce the weight of the frame structure by about 20% and lower the centre of gravity. As Lukaszewicz (2013) argues, structures using composite materials should have a higher SEA value. Composite materials, in contrast to metallic, dissipate energy due to external and internal friction and fibre bending and kinematic dispersion during material decomposition. These properties make composite materials advantageous in improving impact resistance.

Improper structure, assembly or non-compliance with other essential design principles during vehicle operation may result in a resonance effect. A sufficiently objective comfort assessment is given in ISO 2631-1: 1997, determining the magnitude, frequency and duration of vibration.

2. Experimental Research of Determination of Mechanical Characteristics of Glass-fiber Polymer Composite

As the bus frame structure used a fibreglass composite material with nonlinear properties and because this material was to be used in modelling, tests were performed to determine its mechanical properties.

The methodology for performing mechanical tests on materials is regulated, i.e., approved standards must be followed to determine the properties of the substance. The standards applied to samples and the test.

The experimentally determined material parameters are presented in Table S.2.1.

The resulting material model was verified by the experimental and numerical tensile and bending test. The comparison of the obtained results allowed validating the obtained composite material model and applying it in further calculations.

Table S.2.1. Mechanical properties of GFRP, steel and aluminium

Property	Material			
	GFRP		Sleet (S235)	Aluminium (EN AW-6082)
	Directionality			
	Longitudinal	Crosswise		
Density, kg/m³	2000		7800	2700
Tensile ultimate strength, MPa	364		360	275
Compressive ultimate strength, MPa	364		360	275
Young's modulus, MPa	39 000	4875	$210 \cdot 10^3$	$70 \cdot 10^3$
Poisson's ratio	0.035	0.335	0.3	0.33
Shear modulus, MPa	3358	3342	77 000	26 000

3. Numerical Simulation of the Bus Hybrid Frame Structure

Numerical models were used to evaluate the dynamic characteristics of bus frame structures when steel was replaced by a fibreglass composite material. Numerical modelling provided results that could be analysed to decide the reliability of the structure and passenger comfort and to validate the developed models based on the results of experimental tests.

Under dynamic loads, the impact analysis and the numerical modal analysis were used to evaluate the failure of the steel and hybrid frame structure of the bus.

To shorten the problem solving while maintaining the high quality of the results, a new problem-solving method was applied, consisting of two stages:

- kinematic analysis was performed in the first stage;
- the analysis of the impacting object was performed in the second stage.

In this work, a hybrid frame structure was a structure consisting of steel and fibreglass composite material. The profiles that were changed to fibreglass composite profiles are marked red. Using such technology, the mass of the bus frame structure can be reduced by about 20% (Fig. S.3.1).

Kinematic analysis. In the first stage, the kinematic analysis of the frame structure was performed to determine the speed and acceleration of the upper corner of the frame during impact with the concrete support, simulating a rollover test according to the UN/ECE Regulation No. 66/02. The obtained values as the initial problem conditions were used in the second stage of problem-solving.

The kinematic analysis showed that the initial angle of the hybrid frame structure at which it loses stability and begins to overturn (frame structure and additional 610 kg mass) was 42.5 degrees (in steel frame structure – 42 degrees). At this point, both the speed and the angular speed of the top point of the frame were equal to 0.

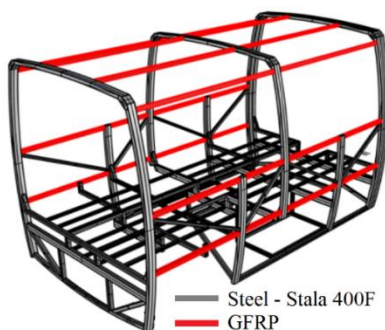


Fig. S.3.1. Hybrid bus frame structure

An additional 610 kg of mass had been added to bring the frame closer to real operating conditions (simulating the mass of seats and passengers). The double profile was fixed at such a height that it corresponded to the centre of gravity of the bus with passengers.

The tilt angle changed due to a change in the position of the centre of gravity. In the hybrid design, the position of the centre of gravity shifted downwards by 30.5 mm. According to Reński (2015), rollover accidents were classified as the most dangerous vehicle accidents. Most often, such accidents occur with vehicles that have a high centre of gravity. The lower is the centre of gravity, the more stable is the vehicle. Therefore, it can be argued that the changed position of the centre of gravity contributes to safer and more reliable vehicle handling.

The rollover analysis of the hybrid frame structure found that the upper angle of the frame structure reached the base after 1.76 seconds (in steel frame structure – 1.68 seconds). The angular velocity at the time of impact on the support was about 6.05 m/s (in steel frame structure – 5.97 m/s). The kinematic analysis determined that the angular velocity of the frame during impact was 130 degrees per second (2.27 rad/s) (in steel frame structure – 129 degrees per second (2.25 rad/s).

The kinematic analysis of the hybrid frame structure revealed the initial angle of the *dynamic impact analysis*. In the second stage, an impact analysis of the hybrid and steel frame structures was performed to determine the permanent deformations of the frame by simulating the rollover test of the structure according to the UN/ECE Regulation No. 66/02.

The geometry and initial conditions of the model have been chosen to meet the requirements of the said rollover test as accurately as possible and the results obtained during the kinematic analysis. The angle of the frame model with the plane corresponds to the angle at which the structure reaches the unstable state obtained during the fall analysis. The initial angular velocity of the hybrid frame structure was selected to be 2.27 rad/s, determined during the kinematic analysis. The computational model shown in Fig. S.3.2 is broken down into shell-type finite elements.

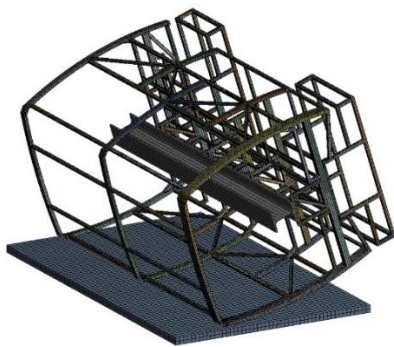


Fig. S.3.2. Finite element model of the structure

The analysis of the impact contact from numerical simulation (and later from the experimental rollover test) found that the first elements that reached the base were the upper corners of the safety arches. As these places deformed, the structure bent and the maximum deformation passed from the upper graves to the area where the safety arches

were furthest from the symmetry axis (the maximum radius of curvature of the safety arches).

The suitability of the frame structure, according to the rollover test, was assessed by the remaining residual space for passengers. Considering the total displacements of the hybrid frame structure, reaching 136.4 mm, and the steel frame structure, reaching 135.5 mm, these frame structure deformations were acceptable. In the event of such deformation, the structural elements did not enter the safe passenger compartment (the critical deformation value is 250 mm).

Fig. S.3.3 shows the kinetic energy of the hybrid and steel frame structures and how it changed during the rollover test. Compared to the steel structure, the kinetic energy of the hybrid structure before the impact was 792 J lower. The value of kinetic energy was lower because the mass of the hybrid structure was lower. The hybrid frame structure reached the base 0.07 seconds after the start of the rollover test, deformed and bounced with significantly less kinetic energy, gradually stabilising and approaching a very low kinetic energy value. Calculations were stopped at 0.24 seconds.

The graph analyses the variation of the kinetic energy of the steel frame structures over time during the rollover test and demonstrates that the structure reaches the base for the first time after 0.08 seconds as the kinetic energy of the structure decreases significantly at this time. After 0.08 seconds, the structure bounced off the substrate, and its kinetic energy increased to 2000 J. As the test continued, the structure approached the substrate, and its kinetic energy gradually decreased. Calculations were stopped at 0.24 seconds. There was no point in continuing the calculations as the results obtained would not have provided important information.

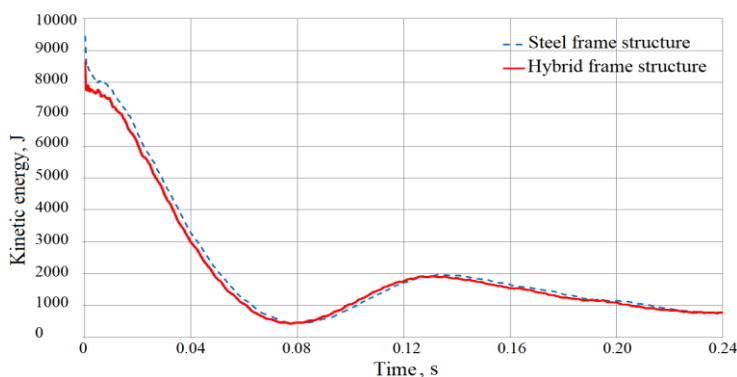


Fig. S.3.3. Comparative graph of the kinetic energy of hybrid and steel frame structures

Replacing steel with a fibreglass composite can lead to unacceptable deformations of the bus frame structure, failing to ensure the safety of the driver or passengers during an accident. Safety tests were performed by simulating a side impact.

The modelling of the side impact to the bus frame structure was performed in accordance with the Regulation of the United Nations Economic Commission for Europe

(UN/ECE). According to this rule, a 950 kg barrier moving at a speed of 50 km/h impacts the bus frame structure (Regulation No. 95 ... 2015).

The value of specific energy absorption (SEA) was assessed after computer simulation of the collision and determination of the energy absorbed and deformation of the structures. The SEA is assessed according to the formula:

$$SEA = \frac{W}{\rho \cdot A \cdot \delta} = \frac{\int_0^{\delta} F \cdot d\delta}{\rho \cdot A \cdot \delta}, \quad (3.1)$$

where W – the total absorbed energy, J; ρ – density of the material, kg/m^3 ; A – cross-sectional area, m^2 ; δ – total compressive deflection, mm; F – the compressive force, N.

All the quantities required to calculate the specific energy absorption were known. In the case of a hybrid frame structure, they were: $W = 29.89 \cdot 10^3$ J; $\rho = 6845 \text{ kg/m}^3$; $A = 0.125 \text{ m}^2$; $\delta = 0.061 \text{ m}$. In the case of a steel frame structure, they were: $W = 29,85 \cdot 10^3$ J; $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$; $A = 0.125 \text{ m}^2$; $\delta = 0.058 \text{ m}$.

The following values were obtained by calculating the SEA according to the values given: $SEA_{plienas} = 508.4 \text{ J/kg}$; $SEA_{hibridas} = 602.3 \text{ J/kg}$. The higher value of specific energy absorption was fixed in the hybrid structure. The difference between the specific energy absorption values in different structures was about 12%. This difference was obtained because the amount of energy absorbed by the hybrid structure and the amount of deformation were close to the values of the steel structure, but in the case of a hybrid structure, the total structure density decreased significantly (by about 15%). The higher is the SEA value, the better the design is able to absorb energy. The obtained higher SEA value showed that the use of composite materials reduced the weight of the structure and, at the same time, maintained the impact resistance of the structure.

The numerical modal analysis aimed to determine the natural oscillation frequencies and mode forms of the analysed structure.

In the first stage, a numerical modal analysis of the steel frame structure was performed. It found three dominant modes, which were clearly expressed at low frequencies and ranged from 8 to 12 Hz, in a structure without body elements and from 5 to 8 Hz in a structure with body elements:

- bus steel frame structure without body elements the first three modes with frequencies: a – 8.152 Hz; b – 10.04 Hz; c – 12.21 Hz.
- bus steel frame structure with body elements the first three modes with frequencies: a – 5.218 Hz; b – 7.394 Hz; c – 7.738 Hz.

The numerical modal analysis was also performed to evaluate how the natural frequencies of the hybrid frame structure changed. Three modifications of the hybrid frame structure were considered in the modal analysis. The first modification used only steel. In the second modification, the main parts of the frame that could withstand loads (safety arches) were replaced with fibreglass composite, in the third modification, roof and side materials (excluding safety arches), and in the fourth modification, the whole frame structure was made of fibreglass composite. After performing the modal analysis of the bus hybrid frame structure, the eigenfrequencies of all four structure modifications were obtained, and the frequency range within which they were located was determined from the

first five modes. The hybrid frame structure without body elements: modification 1 – 8.125–15.55 Hz; modification 2 – 5.034–12.66 Hz; modification 3 – 7.522–13.85 Hz; modification 4 – 3.487–5.499 Hz. Hybrid frame structure with body elements: 1 modification – 5.218–15.08 Hz; 2 modification – 4.581–10.51 Hz; 3 modification – 5.075–14.11 Hz; 4 modification – 1.687–4.710 Hz.

The assessment of the obtained results of the structure mass and the centre of gravity coordinates showed that when changing steel to fibreglass composite, the mass decreased by 172.2 kg or 18.8% from the modification of the steel structure (when changing the safety arch material to fibreglass composite), 103.6 kg or 11.2% (when converting the roof and side material to a fibreglass composite) and 681.9 kg or 74% (when converting the whole frame structure material to a fibreglass composite). Significant weight reductions were obtained, which would significantly reduce fuel consumption for passenger vehicles by about 8% (when changing the roof and sidewalls to fibreglass composite), by about 15% (when changing the safety arch material to fibreglass composite) and evaluating the modification when changing the entire frame structure material into the fibreglass composite, there would be a very significant reduction in fuel consumption, given the 74% reduction in structural weight (Joost 2012). However, this modification was not acceptable due to the strength properties of the frame structure.

4. Experimental Research on Rollover and Dynamic Characteristics of Bus Frame Structure

The field experiment of overturning the bus's steel frame structure was performed to determine the permanent deformations of the frame structure during the rollover test according to the UN/ECE Regulation No. 66/02. An experimental rollover test was also performed to verify the results of the numerical modelling to validate the constructed design model and the rollover test process.

The experiment used a platform meeting the requirements of the UN/ECE Regulation No. 66/02. The bus frame structure was placed on this platform, which was 800 mm above the ground. The left edge of the platform was fixed through the articulation, and the right edge was freely fixed. Raising the right edge of the platform also raised the test structure.

The rollover platform was raised until the bus frame structure placed on it lost stability and began to overturn. The structure lost stability and began to turn at an angle of 41.9 degrees.

The frame structure rollover test was filmed at a rate of 1100 frames per second (1 frame 909.09 μ s). Fig. S.4.1 shows the stages of deformation of the bus frame at certain points in time.

The analysis of the rollover test footage revealed that the frame structure had rolled from its initial position until its angle reached the ground in about 1.66 seconds and had settled four times as it bounced with an ever-decreasing amplitude. The number of frame bounces allows judging the rigidity of the structure and the efficiency of shock absorption. In addition, this parameter is especially valuable in verifying the computational model because this structure is welded (the frame has residual stresses) while the computational model is idealised.

The frame structure was measured after the rollover test, and it was determined that the maximum residual displacements of the frame reached 132.5 mm.

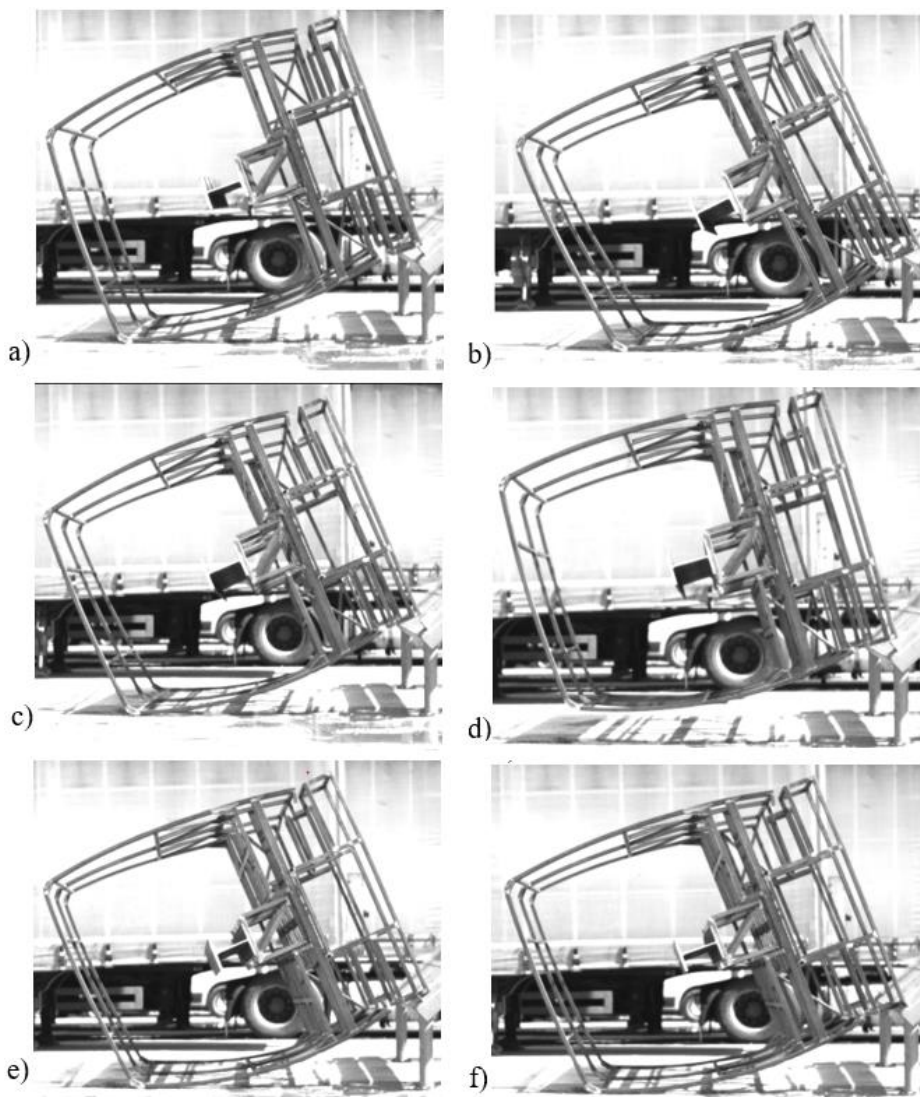


Fig. S.4.1. Deformations of the bus frame structure at certain moments of time: a – deformation of the frame at the moment of initial impact (frame 10928); b – frame at the moment of maximum deformation (frame 11043); c – frame deformation before the first bounce (frame 11101); d – is the maximum distance of the frame from the ground after the first bounce (frame 11320); e – deformation of the frame at the moment of the second impact (frame 11670); f – deformation of the frame after 8.9 seconds from the start of the test (frame 20739)

The numerical analysis results obtained from the frame rollover test and the data of the field experiment footage show a good agreement of the results. This high overlap of the obtained results allows considering the computational model as correct. The analysis of the results identified the key points:

- during the field test (results obtained from the footage), the frame structure reached the maximum deformation after 0.103 seconds from the start of the impact, and during the numerical experiment, this time was 0.096 seconds, which is less than a 7% error;
- in the field test, after 0.157 seconds from the start of the impact, the frame structure bounced off the base, and in the numerical experiment, this time was 0.155 seconds, which is less than a 1.2% error;
- the residual deformation mismatch is less than 2% (Fig. S.4.2).

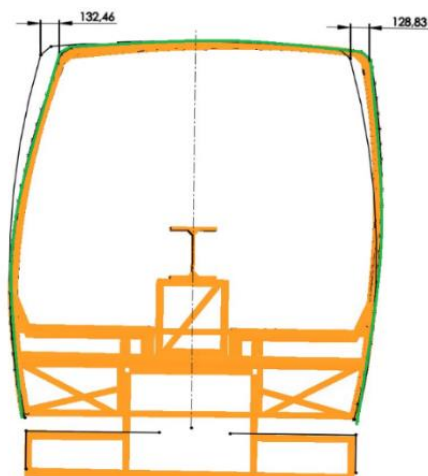


Fig. S.4.2. The contour of the frame prior to and after the deformation: (black colour – frame contour before the deformation; green colour – frame contour after the natural rollover experiment; orange colour – frame contour after the numerical rollover experiment)

The results of the experimental rollover test and the numerical test of the frame structure show a very good agreement between the results; thus, the numerical frame structure model and the performed numerical rollover modelling of the frame structure are very close to the natural frame and rollover test. The largest discrepancy in the results was less than 7%.

To verify the results obtained during the numerical modal analysis, an operational modal analysis was performed. During OMA, vibration measurements of 30 points of the bus frame in two directions (Z and Y directions) were performed, 15 points on each side of the bus frame structure. The modal analysis used forced excitation caused by the engine idling.

The performed OMA showed three explicit modes of the frame structure without body elements. The nature of the shapes and point movement allowed concluding that this was not a deformation of the suspension but of the frame structure. Also, the OMA of the bus frame structures provided suspension modes in addition to body elements. In Appendix B, Fig. B1 presents the suspension mode shapes as the work focuses on the measurement of frame structure vibrations and the analysis of the results.

Estimating the true frequencies of the obtained modes, they are distributed as follows: 1 mode – 8.512 Hz; 2 mode – 9.752 Hz; 3 mode – 11.84 Hz.

In OMA, the frame structure with body elements also showed three explicit modes. The natural frequencies of the frame structure with body elements were distributed as follows: 1 mode – 5.151 Hz; 2 mode – 7.454 Hz; 3 mode – 8.232 Hz.

The results of the modal analysis were compared next. Numerical and experimental studies of dynamic properties have shown that the values of resonant frequencies determined by experimental and numerical modelling of the bus frame structure, in addition to the body elements, were close. In both cases, a comparison of the obtained frequencies and errors is given in Table S.4.1.

Table S.4.1. Experimental and numerical frequencies of the bus steel frame structure without body elements and their comparison

Mode	Frequency		$\Delta = f_{BEM}/f^{EXP,OMA}$	$\Delta, \%$
	$f^{EXP,OMA}, \text{ Hz}$	$f^{BEM}, \text{ Hz}$		
1	8.512	8.152	0.958	4.2
2	9.752	10.04	1.029	2.9
3	11.841	12.21	1.031	3.1

The obtained simulation results are very close to the experimental, and the discrepancy is from 2.9 to 4.2%.

The results of the hybrid frame structure modelling showed that when replacing steel with fibreglass composite, the mass of the frame structure, considering different modifications (2, 3 and 4), decreased from 10.5 to 18.8%, and the natural frequencies were from 3.487 to 13.85 Hz frequency range. However, as an alternative to the steel frame structure, modification 3 was accepted, meeting the safety requirements. The natural frequencies of the frame structure of this modification are in the frequency range of 8.152 to 12.21 Hz.

For the modal analysis of the bus frame structure with body elements, the same structure and the same model were used as for the modal analysis of the frame structure without body elements. Only in this case, additional body elements were added, giving the structure additional rigidity and increasing its mass at the same time.

Table S.4.2 provides a comparison of obtained frequencies and errors.

The percentage frequency error recorded by OMA and BEM modal analyses was relatively small, ranging from 0.8 to 6%. Therefore, assumptions exist to conclude that the developed numerical model was appropriate and can be used in further work to solve various problems.

Table S.4.2. Experimental and numerical frequencies of the bus frame structure with body elements and their comparison

Mode	Frequency		$\Delta = f_{BEM}/f^{EXP,OMA}$	$\Delta, \%$
	$f^{EXP,OMA}, \text{Hz}$	f^{BEM}, Hz		
1	5.151	5.218	1.013	1.3
2	7.454	7.394	0.992	0.8
3	8.232	7.738	0.940	6.0

After performing OMA and determining the significant modes, the dynamic parameters of the bus frame structure with body elements were further investigated by performing vibration measurements of significant points. To assess the magnitude of acceleration values and the frequency range at which they were generated and transferred to the frame structure, measurements were performed under different conditions:

- the idling engine;
- driving on asphalt at speeds up to 50 km/h;
- driving at speeds up to 50 km/h on a gravel road;
- driving at speeds up to 30 km/h on asphalt pavements and crossing an obstacle of 50 mm.

These tests were performed to assess the frequency range at which the maximum acceleration amplitude was applied to passengers and the driver. Comfort assessment is subjective enough and can be treated differently. However, a sufficiently objective assessment of comfort is given in ISO 2631-1 (1997). In ISO 2631-1 (1997), comfort assessment is performed by determining the magnitude, frequency and duration of vibration.

When evaluating the results of the measurements obtained while driving, it was found that in all cases, the maximum acceleration values recorded were in the frequency ranges from 0 to 4 Hz and from 4 to 20 Hz. In the frequency range from 0 to 4 Hz, the acceleration value was recorded up to 0.011 m/s^2 , and in the frequency range from 6 to 20 Hz, up to 0.02 m/s^2 . When driving on a gravel road, these values increased nine times. When driving on a gravel road, an acceleration value of up to 0.11 m/s^2 was recorded in the frequency range from 0 to 4 Hz and up to 0.17 m/s^2 in the frequency range from 4 to 20 Hz. These values show that if such acceleration amplitudes were to act for a long time (8 h), they would cause discomfort to the passenger.

General Conclusions

1. The experimental analysis showed that a fibreglass-reinforced polymer composite withstood higher loads, its plastic deformations occurred in a small range of stresses, above which it began to decompose, but a load 20% higher than that required to deform steel or aluminium is required to achieve this state.

2. The created numerical model of the bus frame structure and the performed numerical simulation of the rollover found that the permanent deformations of the hybrid frame structure were 0.09 mm higher compared to the steel frame structure. The differences between the energy values in the different constructions were up to 8% (total) and up to 5%

(kinetic). The accuracy of the numerical model and the reliability of the rollover simulation results was shown by the energy balance, in which the kinetic and potential energies were evenly transformed from one to the other.

3. Numerical simulations of the side impact showed that the crush displacement in the hybrid frame structure was 3 mm higher compared to the steel frame structure. In terms of the impact energy absorbed by the frame structures, they were close, and the difference between them was about 0.2%. The obtained results showed that the replacement of steel with the GFRP material in the frame structure did not significantly affect the structure's strength parameters.

4. The numerical modal analysis of the hybrid frame structure showed that the natural frequencies of the first five modes of this structure were in the frequency range of 7.522–13.86 Hz, and for steel, which was considered the reference, in the frequency range of 8.151–15.55 Hz. The reduction in natural frequencies in a hybrid frame structure was explained by the use of materials with different mechanical properties and higher elasticity joints in the hybrid structure. The values of the maximum accelerations of the suspension elements recorded during travel were in the frequency range from 0 to 4 Hz and the frame structures from 6 to 20 Hz.

5. After the numerical and experimental rollover tests of the steel frame structure, the developed frame structure model could be validated, as the analysis of the obtained results showed that the safe space for passengers was not compromised in both cases, and the residual deformation misalignment was less than 2%.

6. The numerical model of the rollover of the bus frame structure, which was validated in an experimental study, and the performed simulations showed that by applying the technology of the hybrid frame structure, the weight of the frame structure could be reduced by about 15% while maintaining the required safety requirements.

7. Using the presented rollover test modelling method, when the results obtained during the kinematic analysis were used as the starting conditions for the impact analysis, the calculation time was reduced six times, and the high accuracy of results was maintained. The use of numerical modelling allows assessing the structure deformation more accurately, considering the mechanical properties of materials and the geometrical parameters of the structure to replicate the rollover conditions of the vehicle or its segments.

Priedai³

A priedas. Medžiagų mechaninių charakteristikų tyrimų rezultatų statistiniai rodikliai

B priedas. Virintinės ir klijuotinės jungčių eksperimentiniai tempimo bandymai

C priedas. Klijų parinkimo bandymo protokolas

D priedas. Papildomi skaitinio modeliavimo rezultatai

E priedas. Papildomi eksperimentinės dalies rezultatai

F priedas. Disertacijos autoriaus sąžiningumo deklaracija

G priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos

³ Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje.

Tautvydas PRAVILONIS

AUTOBUSO RĖMO SU STIKLO PLUOŠTO ELEMENTAIS TYRIMAI

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
transporto inžinerija (T 003)

RESEARCH ON A BUS FRAME WITH FIBERGLASS ELEMENTS

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (T 003)

Lietuvių k. redaktorė Rita Malikėnienė

Anglų k. redaktorė Jūratė Griškėnaitė

2022 03 10. 14,5 sp. l. Tiražas 20 egz.
Leidinio el. versija <https://doi.org/10.20334/2022-002-M>
Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius
Spausdino BĮ UAB „Baltijos kopija“,
Kareivių g. 13B, 09109 Vilnius

A priedas. Medžiagų mechaninių charakteristikų tyrimų rezultatų statistiniai rodikliai

Medžiagos skaitiniam modeliui sudaryti buvo naudojamos vidutinės eksperimentinės charakteristikos. Siekiant įvertinti jų pasiskirstymą, nustatyti šie statistiniai rodikliai:

Aritmetinis vidurkis (eksperimente vadinamas matavimo rezultatu) $\bar{x}$:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (\text{A1})$$

čia n – bandinių skaičius; x_i – i -ojo bandinio eksperimentinis matavimo rezultatas.

Vidutinis kvadratinis nuokrypis s :

$$s = \pm \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n}}, \quad (\text{A2})$$

Eksperimentų metu gautų rezultatų dispersija S^2 :

$$S^2 = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}. \quad (\text{A3})$$

Rezultatų variacijos koeficientas C_v :

$$C_v = \frac{S}{\bar{x}} \cdot 100 \%. \quad (\text{A4})$$

Bandymų rezultatų sklaidos įvertinimo rezultatai pateikti A1 lentelėje. Pagal apskaičiuotą variacijos koeficientą ($C_v < 10 \%$) teigiama, kad rezultatų sklaida yra nedidelė.

A1 lentelė. Medžiagos mechaninių charakteristikų tyrimų rezultatų sklaidos įvertinimas
Table A1. Evaluation of the dispersion of the results of the research of the mechanical properties of the material

Medžiaga	Vidurkis, $\bar{x}$	Kvadratinis nuokrypis, s	Variacijos koeficientas, C_v , %
GFRP – pluoštas išdėstytas išilgai (Didžiausias tempimo stiprumas, MPa)	400	4	2
GFRP – pluoštas išdėstytas skersai (Didžiausias tempimo stiprumas,, MPa)	400	6	1
GFRP – pluoštas išdėstytas išilgai (Gniuždymo stiprumas, MPa)	400	12	2
GFRP – pluoštas išdėstytas skersai (Gniuždymo stiprumas, MPa)	400	14	2
GFRP – pluoštas išdėstytas išilgai (Tamprumo modulis, MPa)	39 000	8	4
GFRP – pluoštas išdėstytas skersai (Tamprumo modulis, MPa)	4875	10	8
GFRP – pluoštas išdėstytas išilgai (Puasono koeficientas)	0,035	12	3
GFRP – pluoštas išdėstytas skersai (Puasono koeficientas)	0,335	11	2
GFRP – pluoštas išdėstytas išilgai (Šlyties modulis, MPa)	3358	4	6
GFRP – pluoštas išdėstytas skersai (Šlyties modulis, MPa)	3342	5	4

B priedas. Virintinės ir klijuotinės jungčių eksperimentiniai tempimo bandymai

Eksperimentiniu būdu atlikti tiek virintinių, tiek dviejų tipų klijuotinės jungties stiprumo savybių palyginimas. Pirmieji bandiniai paruošti iš plieno EN 1.4003. Profilių matmenys $40 \times 40 \times 3$ (B1 pav.) Bandinio masė yra 2,6 kg.



B1 pav. Virintinės jungties bandinys
Fig. B1 Welded joint specimen

Bandinys tempiamas naudojant „TIRA 2300“ tempimo stendą (B2 pav.)



B2 pav. Virintinės jungties tempimo bandymas
Fig. B2 Tensile test of welded joint

Antrasis ruošinys pagamintas iš aliuminio lydinio ir GFRP, juos klijuojant dvikomponenčiais klijais (Acralock SA-10 HV) (B3 pav.). Bandinio masė yra 0,4 kg.



B3 pav. Klijuotinės jungties bandinys (aliuminis + stiklo pluoštas)

Fig. B3. Adhesive connection specimen (aluminum + GFRP)

Trečiasis bandinys pagamintas iš plieno ir GFRP, jungiant tais pačiais dvikomponenčiais klijais (B4 pav.). Bandinio masė yra 0,7 kg.



B4 pav. Klijuotinės jungties bandinys (plienas + stiklo pluoštas)

Fig. B4 Adhesive connection specimen (steel + GFRP)

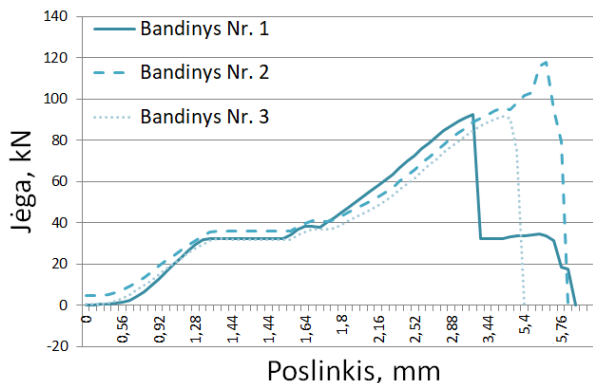
Ruošiniai tempiami naudojant „TIRA 2300“ tempimo stendas (B5 pav.)



B5 pav. Klijuotinių jungčių tempimo bandymai

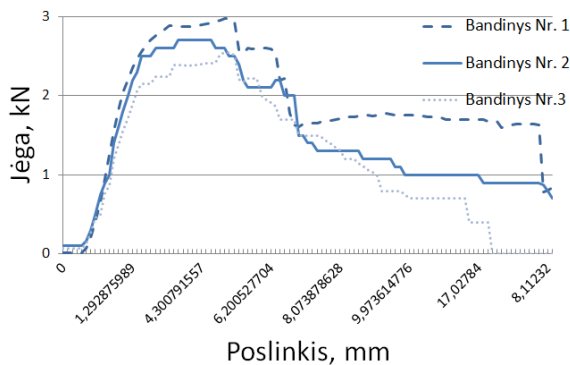
Fig. B5. Tensile tests for adhesive joints

Atlikus jungčių bandymus palyginome virintinės ir klijuotinių jungčių stiprius. Virintinė jungtis atlaikė didesnes apkrovas, nei klijuotinės jungtys. Virintinės jungties tempimo bandymų rezultatai parodyti B6 paveiksle.

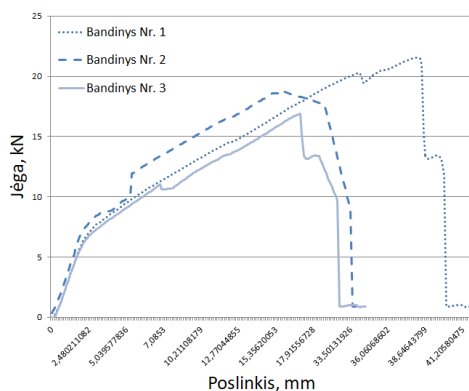


B6 pav. Virintinės jungties tempimo bandymų rezultatai
Fig. B6 Tensile test results for welded joint

Klijuotinių jungčių tempimo bandymų rezultatai parodyti B7 ir B8 paveiksluose.



B7 pav. Klijuotinės jungties tempimo bandymų rezultatai (aliuminis + stiklo pluoštas)
Fig. B7. Tensile test results for adhesive joint (aluminum + GFRP)

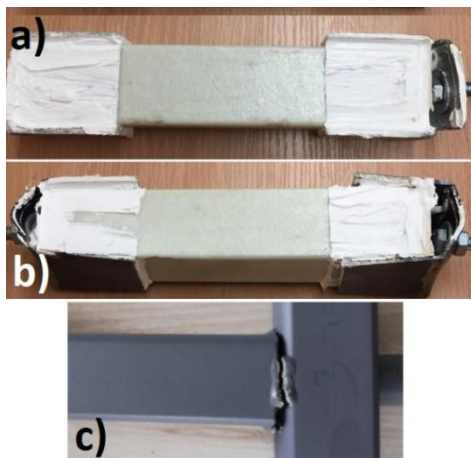


B8 pav. Kljuotinės jungties tempimo bandymų rezultatai (plienas + stiklo pluoštas)

Fig. B8. Tensile test results for adhesive joint (steel + GFRP)

Kljuotinė plieninė jungtis atlaikė daug didesnes apkrovas (21,5 kN), nei aliumininė jungtis (3 kN).

Visų jungčių vizualūs rezultatai po tempimo bandymų parodyti B9 paveiksle.



B9 pav. Jungtys po tempimo bandymų: a) aliuminis + stiklo pluoštas; b) aliuminis + stiklo pluoštas); c) virintinė jungtis

Fig. B9. Joints after tensile tests: a) aluminum + GFRP; b) aluminum + GFRP; c) welded joint

Hibridinė plieno + GFRP jungtis nutrūko per kljuotinę jungtį, tačiau prieš suyrant klijų sluoksniui, virintinė jungtis deformavosi plastiškai, tai įrodo didelį

klijuotinės jungties stiprį. Hibridinė aliuminio lydinio GFRP jungtis parodė prasčiau rezultatus, ji nutrūko ties virintine jungtimi, o klijuotinė jungtis liko nepažeista.

C priedas. Klijų parinkimo bandymo protokolas



Testreport

TSR 2019049



Mayer & Mayer Application and Testing Laboratory

TSR 2019049 v01r00 29042019

CMA/29042019

1



Testreport

TSR 2019049

Title: Atlas Auto Qualification
Roof Profile Connection

Customer: EBS GmbH, AT-7411 Markt Allhau
Atlas Auto Tautvydas Pravilonis
B&B Lithuania

PTDW: Christof Mayer (EBSG)
Kęstutis Janeika (B&B)

Date: 04 – 0x/2019
Done by: CMA/ZCO/CHE

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

2

Introduction / Targets

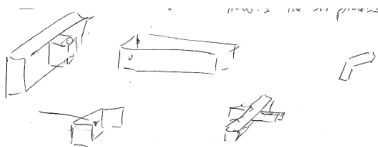
TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

3

Introduction:

Evaluation of Acralock structural adhesives for future application bus roof structure project, replacement of CS235 steel frame construction with VE profile/steel connectors hybrid solution to reduce roof weight.



Step 1: Check bondability of existing pultruded VE profile with standard Acralock adhesives by TDS Tensile Dolly Strength testing. To get best overview and to give the customer the chance to do the correct decision according his future need, the testseries was extended to the whole Acralock product family integrating different adhesive strength ranges and viscosities.

Testseries: TSR2019049_01: TDS on VE laminate inside/outside to verify bondability

All tests are done based on various fire tests by ISO 9001-2015 and DIN 6701 certified Mayer & Mayer Application & Laboratories in Austria.

TSR 2019049_v01r00_29042019

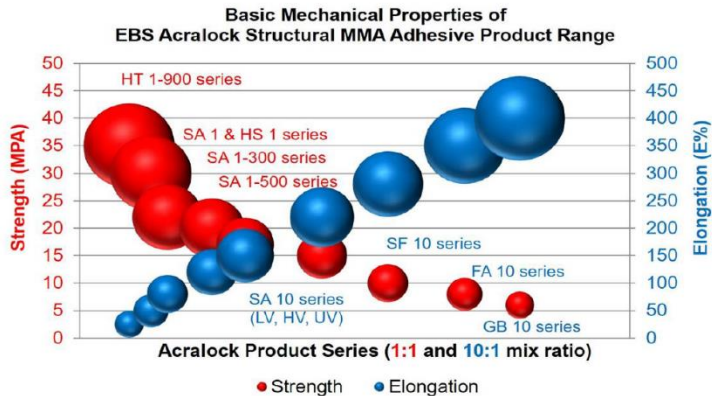
CMA/29042019

4



Targets – Acralock Overview

TSR 2019049



ACRALOCK Structural Adhesives by Engineered Bonding Solutions offers as only one worldwide an unique pure MMA based product line with the broadest physical performance range, covering all possible structural and semistructural bonding applications providing the best performing, longest lasting bonded assemblies.

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

5



Testreport

TSR 2019049

Summary / Discussion / Conclusion

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

7



Result / Discussion / Conclusion

TSR 2019049

- All tested adhesives Acralock SA1 series, Acralock SA10 LV series, Acralock SF 10 series, Acralock FA 10 series and Acralock GB 10 series can be used for bonding of the supplied Ugira Lt. pultruded Atlac 430 VE resin profile (VEPTFRP) on the exterior surface as well as the interior surface under precaution, that any change in the used VE profile type (known or unknown) can lead to adhesion problems on the surface due to unknown ingredients inside the pultruded profile which were not tested.
- CS 235 is standard steel commonly used in industry and from bonding side no critical surface (see recommendation of surface preparation below)
- Best Choice for final assembling including bonding of connection CS S235 / VEPTFRP by EBS recommendation:
 - Adhesive: Acralock SA10-15 BLK
 - Surface Prep.: CS S235: Grind off blackoxid layer and oxides (rust)
+ AP1 wipe
VEFRP: P40
+Acetone or IPA wipe
- The use of special PP 1-02NAT PP/PE bonding adhesive is not necessary for this type of pultruded VEFRP profile.
- Best practice for assembly of roof segments would be injection of adhesives into injection holes.

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

8



Testreport

TSR 2019049

Tests

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

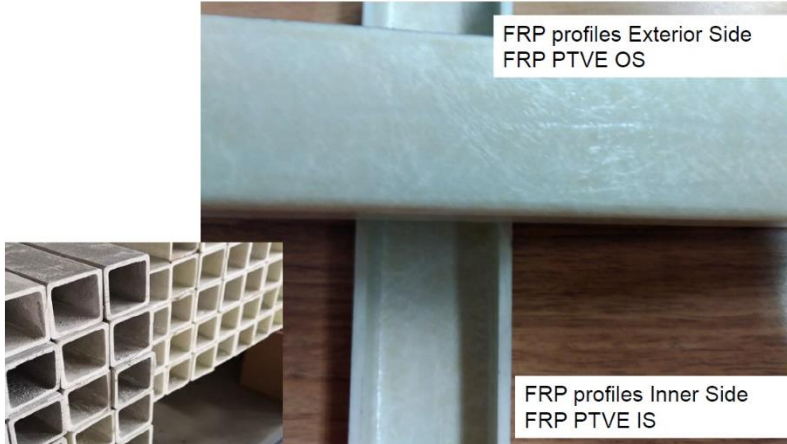
9



Samples

TSR 2019049

Samples as received, FRP PTVE profiles (Fibre Reinforced Plastic Vinylester Pultruded, UGIRA LT, Glas roving + Atlac)



TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

10/



Samples - Testmatrix

TSR 2019049

- Substrates:** According testmatrix / sample descriptions
- FRP PTVE profile
(FRP Pultrusion, Ugira Lt., glas roving + Atlac 430 VE resin)
 - ALAW5754 Test Dolly
- Surface Preparation:**
- | | |
|-----------|---|
| FRP tupe: | +/- Sanding with P40 sandpaper and Acetone wipe |
| Al Dolly: | AP1 wipe (PP1, P40+AP1 wipe) |
- Adhesives:**
- Acralock SA1-15NAT, 50 ml, DMA50-00-10, MBQ05-16S
 - Acralock SA10-15BLK, 50 ml, DS51-10-00, MBQX05-16S
 - Acralock SF10-10GRY, 50 ml, DS51-10-00, MBQX05-16S
 - Acralock FA10-10GRY, 50 ml, DS51-10-00, MBQX05-16S
 - Acralock GB10-10GRY, 50 ml, DS51-10-00, MBQX05-16S
 - Acralock PP1-02NAT, 50 ml, DMA50-00-10, MBQ05-16S

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

11



Samples - Testmatrix

TSR 2019049

Climate Test:	EN 9142 KAT70 Kataplasma Plastics&FRP (-30/+70° C, 12 h each, 5 cycles)
Stress Test:	TDS: Tensile Dolly strength according ISO4624 @RT, speed 300 N/sec Analysis on strength and failure mode Criteria: C1: Strength C2: Failure Mode
Failure Interpret.:	EN ISO 10365-1995
Target Values:	Values not defined by customer, failure mode cohesive and/or substrate crack after testing required to verify bondability of substrate surfaces
Statistic Analysis:	RC95 Not Done

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

12



Testreport

TSR 2019049

Results

TDS Details

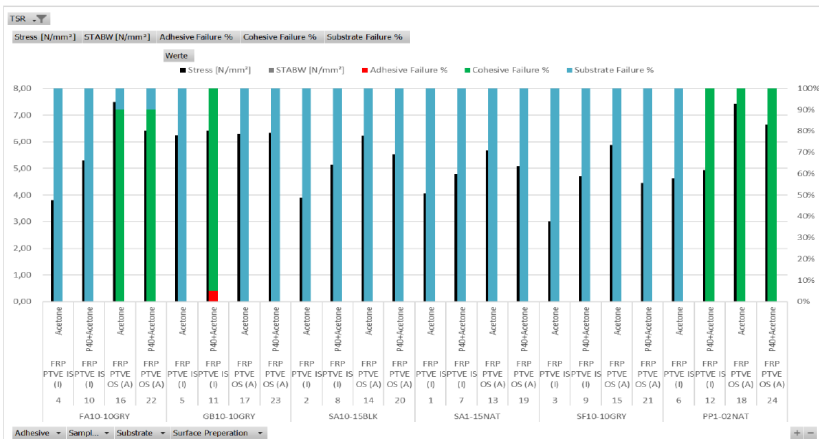
TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

13

Results TDS Screening

TSR 2019049



Discussion:

All tested adhesives can be used for bonding this type of pultruded profile which seems to have no adhesion critical ingredients inside the formulation. Du to mostly failure by substrates, best adhesive to be used is the standard SA10-15 BLK (SA10LV series) because of its general standard availability and best metal bonding characteristics from practice in the past.

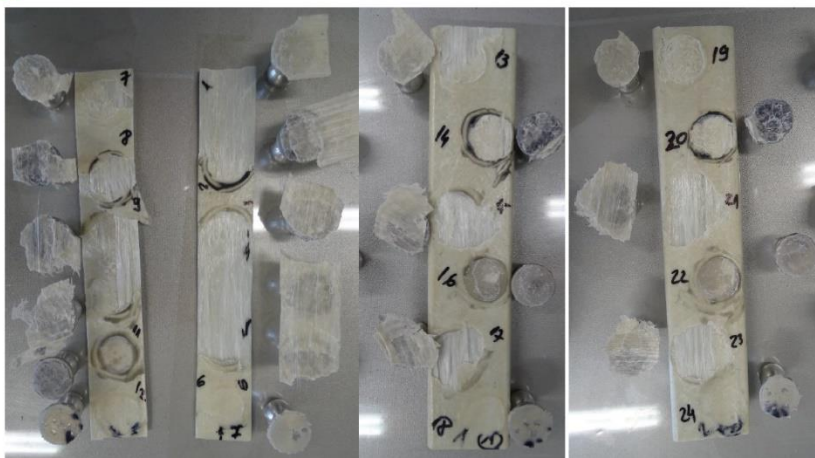
TSR 2019049 v01r00 29042019

CMA/29042019

14

Results TDS Screening

TSR 2019049



FRP profiles Inner Side
FRP PTVE IS

FRP profiles Exterior Side
FRP PTVE OS

TSR 2019049 v01r00 29042019

CMA/29042019

15

Appendix

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

16

Refer to Mayer & Mayer database collection – Quality – ISO 17025 – MP's –
TSR2019049

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

17



App. 2 – Mayer & Mayer Certifications

TSR 2019049

- ISO 9001-2015

- Development
- Testing
- Manufacturing
- Sales

Incl. laboratory work with engineering department, practical experience of more than 5000 testsamples every year

- DIN 6701 Certificate of competence



TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

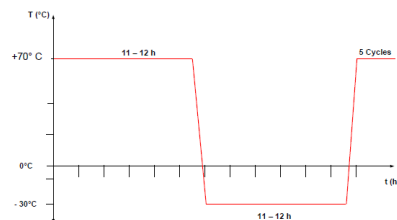
18



App. 3 - EN 4192 Kataplasmacycletest -30/70° C

TSR 2019049

Climate Test: According EN ISO 9142, modified EBS testmethod - Kataplasmacycletest for Plastic/FRP/Paint assemblies



Kataplasmacycletest
+70°C/-30°C
12 h each
5 Cycles.

Standard Kataplasmacycletest, +70°C/-30°C, 100 % watersteam atmosphere, 12 h each, 5 cycles. This is worst case scenario and maximum stress for simulating 15 years external application for plastic parts. Samples are given to a stainless steel casserole which is filled with water until a certain height. Samples lay on a grating in that way, that they are very close but don't come into direct contact to the water and that the watersteam can always cycle around the sample and the water penetrates the bondline and the samples.

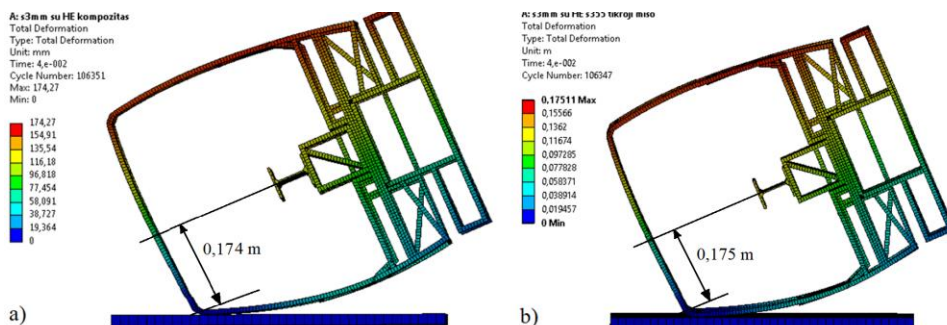
Requirements: Maximum 50 % adhesion failure without climate testing
Minimum 50 % residual strength after Kataplasmacycletest
Maximum 50 % adhesion failure after Kataplasmacycletest

TSR 2019049_v01r00_29042019

CMA/29042019

19

D priedas. Papildomi skaitinio modeliavimo rezultatai

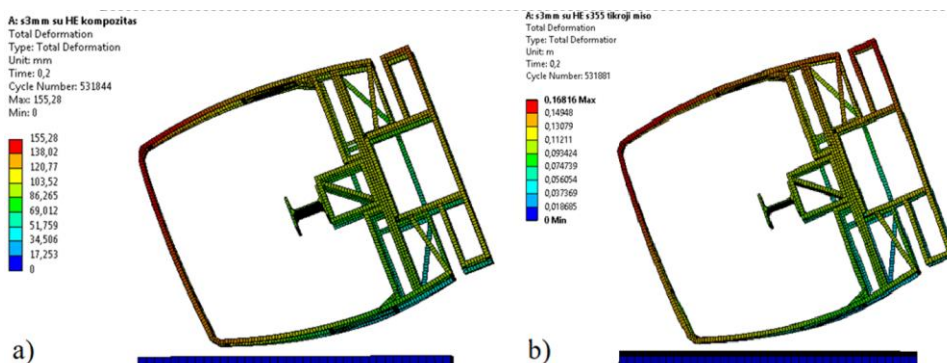


D1 pav. Rėmo konstrukcijų poslinkiai po 0,04 s kai fiksuojama tarpinė rėmo konstrukcijos deformacija: a) hibridinė rėmo konstrukcija; b) plieninė rėmo konstrukcija

Fig. D1. Frame structure displacements after 0.04 seconds when an intermediate deformation of the frame structure is recorded: a) hybrid frame structure; b) steel frame structure

Iš D1 paveikslo matoma, kad praėjus 0,04 s nuo smūgio pradžios, autobuso plieninės rėmo konstrukcijos deformacija siekia 0,175 m, o hibridinės rėmo konstrukcijos – 0,174 m. Šis minimalus deformacijų skirtumas fiksuojamas dėl sumažėjusios masės. Dėl mažesnės masės autobuso hibridinė rėmo konstrukcija į pagrindą atsitrenkė mažesniu greičiu ir tai lėmė mažesnę jos deformaciją.

D2 paveiksle pateikiami poslinkiai po 0,2 s nuo smūgio pradžios. Šiuo laiko momentu fiksuojamas pirmasis rėmo konstrukcijos atšokimas po smūgio į pagrindą.



D2 pav. Rėmo konstrukcijų poslinkiai po 0,2 s kai rėmo konstrukcija po smūgio atšoka nuo pagrindo: a) hibridinė rėmo konstrukcija; b) plieninė rėmo konstrukcija

Fig. D2. Frame structure displacements after 0.2 seconds when the frame structure bounces off the base after impact: a) hybrid frame structure; b) steel frame structure

Po 0,2 s konstrukcija pirmą kartą atsitrenkusi į pagrindą, dėl tamprios konstrukcijos deformacijos, atšoka. Po trumpalaikio kontakto, nuo pagrindo atšokusios plieninės rėmo konstrukcijos deformacija siekia 0,168 m, o hibridinės – 0,155 m. Šių deformacijų skirtumą taip pat būtų galima paaiškinti dėl sumažėjusios masės. Esant mažesnei konstrukcijos masei, hibridinė rėmo konstrukcija sukaupia mažiau smūgio energijos ir todėl mažiau deformuojasi, lyginant su plienine rėmo konstrukcija.

Modeliuojant priekinį smūgį, autobuso rėmo konstrukcijos ir barjero geometrinis modelis paruoštas Rhinoceros (Rhino 6 versija) programa. Toliau modelis įkeltas į *Ansys Workbench* programą. Šioje programoje sudaromas ir aprašomas netiesinis modelis.

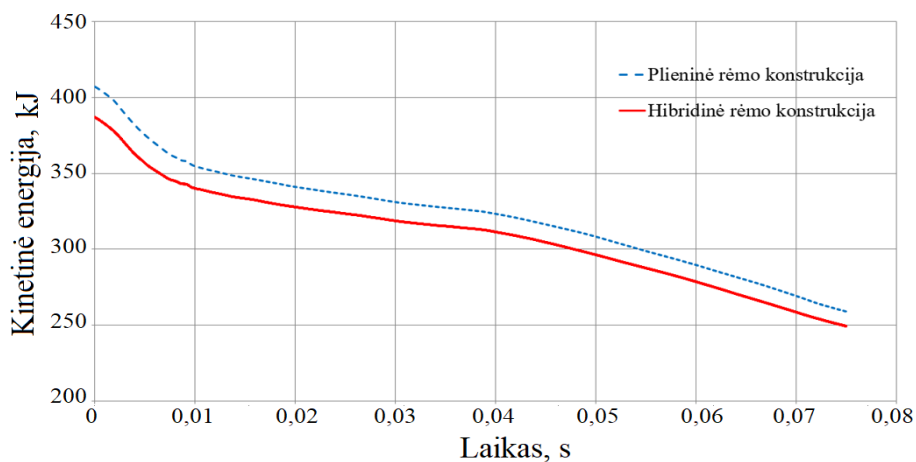
Priekinio smūgio modeliavime yra naudojami mišrūs kevaliniai ir kietakūniai (angl. *Shell* ir *solid*) baigtiniai. Plieninėje rėmo konstrukcijoje visi elementai tarpusavyje sujungti naudojant kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą, o hibridinėje – kieto kontakto (angl. *Bonded*) tipą ir darnios zonos modelį (angl. *Cohesive zone model* (CZM)). Rėmo konstrukcijos su pagrindu kontaktui aprašyti naudojamas trinties kontaktas (angl. *Frictional*). Automobilio padangos su sausa kelio danga trinties koeficiento reikšmės svyruoja nuo 0,8 iki 0,9 (Cebon 1999). Modelyje pasirinktas 0,8 trinties koeficientas.

Kitame tyrimo etape parinktos realioje rėmo konstrukcijoje naudojamos medžiagos. GFRP ir plieno savybės pateiktos atitinkamai 2.2 ir 3.4 lentelėse.

Paruošus modelį jis suskaidytas į BE. Rėmo skaičiuojamasis modelis suskaidytas kevaliniais tipo baigtiniais elementais, modelis sudarytas iš 24 980 baigtinių elementų ir 50 266 mazginių taškų, elementų dydis lokaliuose zonose yra nuo 20 iki 80 mm. Barjeras modelyje yra priimamas kaip besideformuojantis kūnas.

Sprendžiant priekinio smūgio į rėmo konstrukciją modeliavimo uždavinį, naudojamas *Ansys Workbench* programos papildinys *Ansys Autodyn*. Naudojantis komanda „greitis“ (angl. *Velocity*), į programą yra įvedamas pradinis 56 km/h greitis. Būtent tokiu greičiu judėdama autobuso rėmo konstrukcija atsitrenkia į barjerą. Po kontakto su barjetu rėmo konstrukcija juda iš inercijos. Barjero poslinkis taip pat apribotas X, Y ir Z ašies kryptimi. Visiems kūnams pridėtas laisvojo kritimo pagreitis Z ašies kryptimi.

Priekinio smūgio modeliavimo metu gautas kinetinės energijos kitimas pateiktas D3 paveiksle, ekvivalentinių plastinių deformacijų laukai pateikti D4 paveiksle, deformacija pateikta D5 paveiksle.

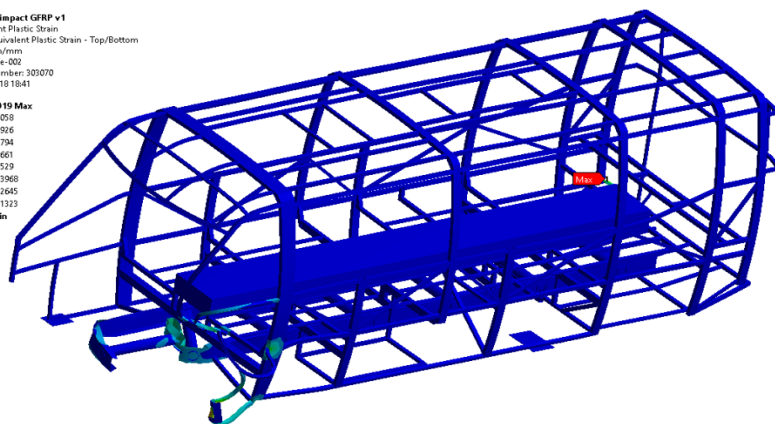
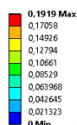


D3 pav. Hibridinės ir plieninės rėmo konstrukcijų kinetinės energijos palyginamasis grafikas, priekinio smūgio atveju

Fig. D3. Comparative graph of kinetic energy of hybrid and steel frame structures in the case of a frontal impact

B: Front impact GFRP v1

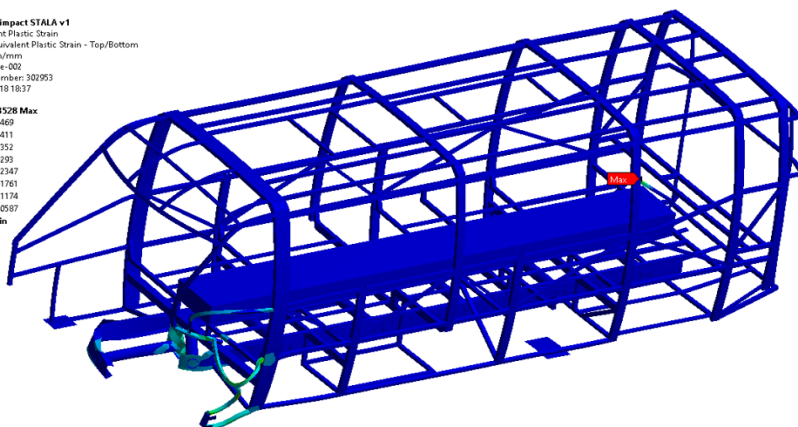
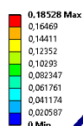
Equivalent Plastic Strain
Type: Equivalent Plastic Strain - Top/Bottom
Unit: mm/mm
Time: 7.5e-002
Cycle Number: 303070
2021-09-18 18:41



a)

A: Front impact STALA v1

Equivalent Plastic Strain
Type: Equivalent Plastic Strain - Top/Bottom
Unit: mm/mm
Time: 7.5e-002
Cycle Number: 302953
2021-09-18 18:37



b)

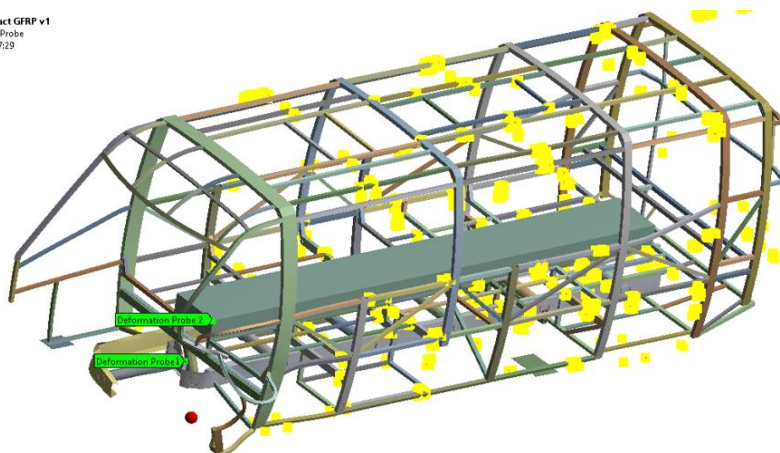
D4 pav. Ekvivalentinių plastinių deformacijų laukai priekinio smūgio atveju:

a) hibridinė rėmo konstrukcija; b) plieninė rėmo konstrukcija

Fig. D4. Fields of equivalent plastic deformations in the case of a frontal impact:

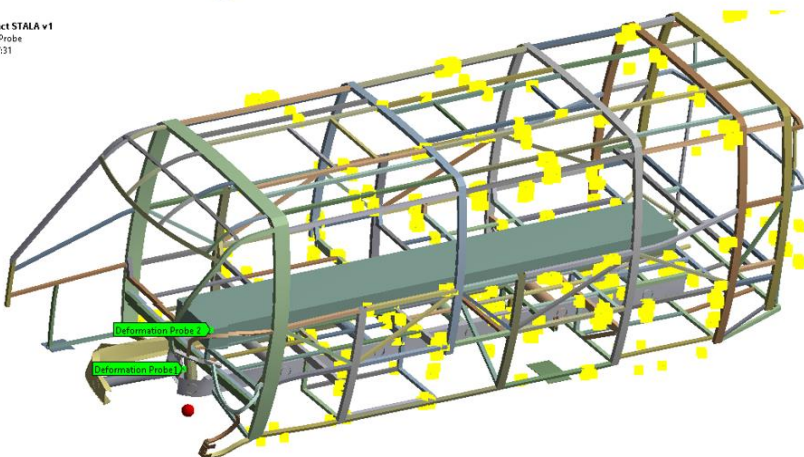
a) hybrid frame structure; b) steel frame structure

B: Front impact GFRP v1
Deformation Probe
2021-09-12 17:29



a)

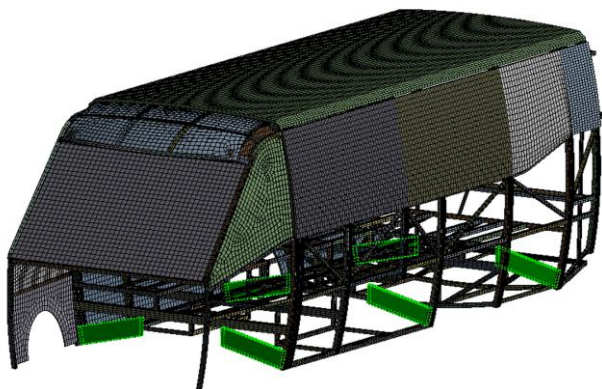
B: Front impact STALA v1
Deformation Probe
2021-09-12 17:31



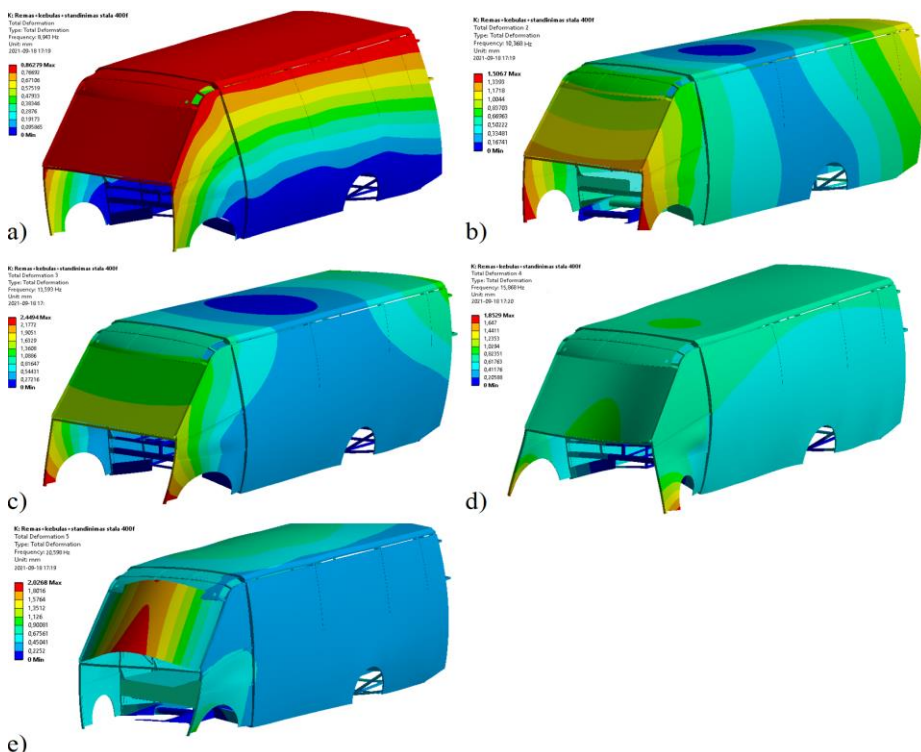
b)

D5 pav. Rėmo konstrukcijos deformacija priekinio smūgio atveju: a) hibridinė rėmo konstrukcija; b) plieninė rėmo konstrukcija

Fig. D5. Deformation of the frame structure after a frontal impact: a) hybrid frame structure; b) steel frame structure



D6. pav. Autobuso plieninė rėmo konstrukcija su sustandintais tvirtinimo elementais
Fig. D6. Bus steel frame structure with stiffened fastening elements

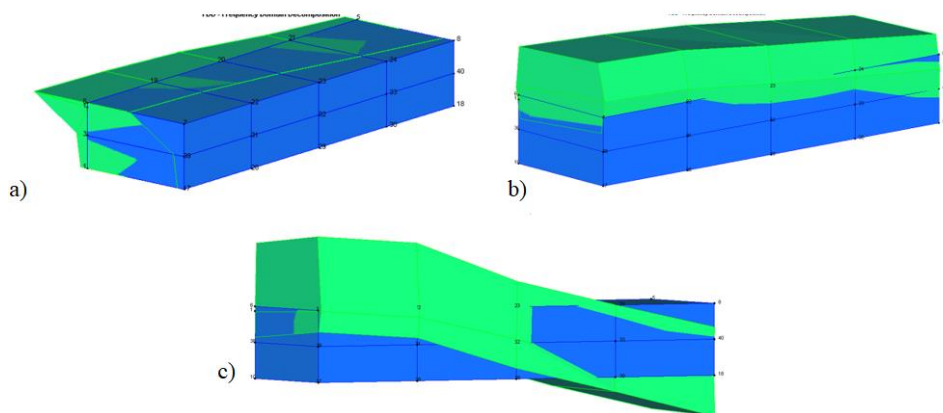


D7. pav. Autobuso plieninė rėmo konstrukcijos su sustandintais tvirtinimo elementais pirmosios penkios virpesių formos, kurių dažniai: a) 8,843 Hz; b) 10,37 Hz; c) 13,60 Hz; d) 15,87 Hz; e) 20,59 Hz

Fig. D7. Bus steel frame structure with stiffened fasteners first five modes with frequencies: a) 8.843 Hz; b) 10.37 Hz; c) 13.60 Hz; d) 15.87 Hz; e) 20.59 Hz

E priedas. Papildomi eksperimentinės dalies matavimo rezultatai

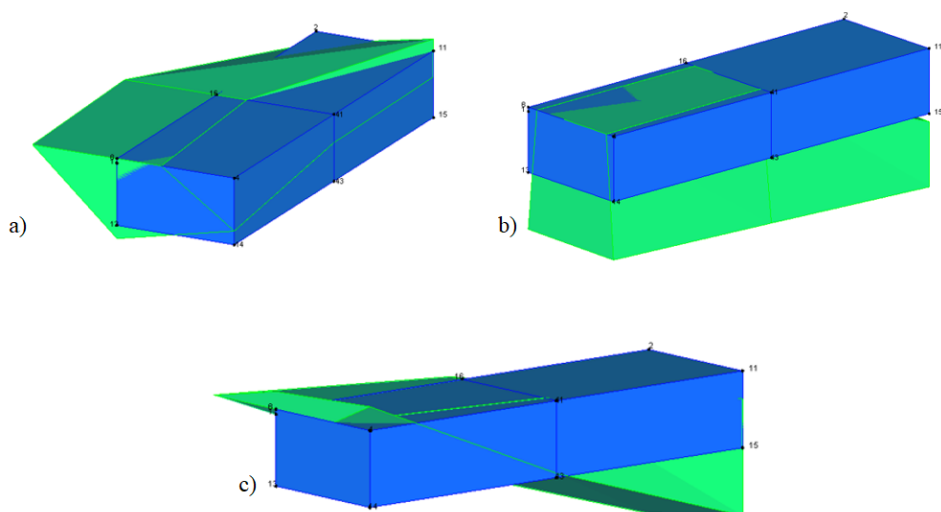
Atlikta autobuso rėmo konstrukcijos OMA parodė tris aiškiai išreikštas rėmo konstrukcijos be ir su kėbulo elementais pakabos virpesių formas, kurios pateiktos E1–E2 paveiksluose. Gautų virpesių formų savieji dažniai yra: be kėbulo elementų: 1 forma – 3,221 Hz; 2 forma – 3,851 Hz; 3 forma – 7,863 Hz.; su kėbulo elementais: 1 forma – 1,625 Hz; 2 forma – 3,849 Hz; 3 forma – 2,5 Hz. Vertinant gautas pakabos virpesių formas ir savuosius dažnius matoma, kad kai konstrukcija yra su išoriniais kėbulo elementais, savieji dažniai sumažėja: 1 virpesių formos atveju – 2 kartus; 2 virpesių formos atveju – išlieka labai artimas; 3 virpesių formos atveju – 3 kartus. Savųjų dažnių sumažėjimas paaiškinamas dėl padidėjusios transporto priemonės masės, padidėjusio stiprumo, kurį padidina ant rėmo konstrukcijos sumontuoti apdailos elementai.



E1 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos pakabos be kėbulo elementų OMA rezultatai:

a) pirmoji virpesių forma; b) antroji virpesių forma; c) trečioji virpesių forma

Fig. E1. Bus frame structure suspensions without body elements OMA results: a) first mode; b) second mode; c) third mode



E2 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos pakabos su kėbulo elementais OMA rezultatai:

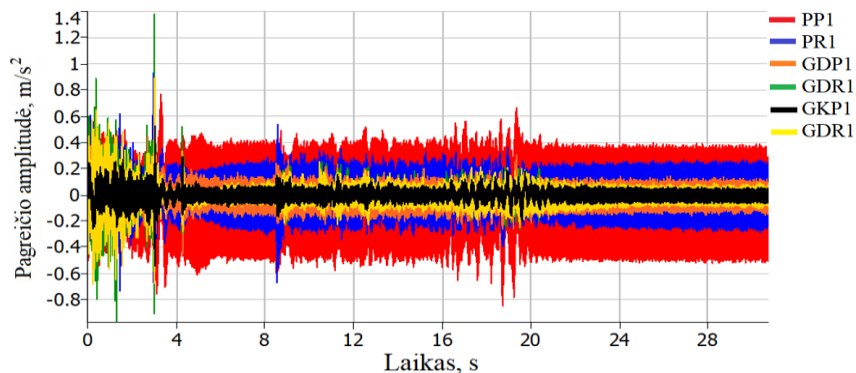
a) pirmoji virpesių forma; b) antroji virpesių forma; c) trečioji virpesių forma

Fig. E2. Bus frame structure suspensions with body elements OMA results: a) first mode; b) second mode; c) third mode

Atliekant autobuso rėmo konstrukcijos su kėbulo elementais dinaminių parametrų tyrimus, atliekami reikšminių taškų virpesių matavimai. Šie matavimai atliekami skirtingomis sąlygomis:

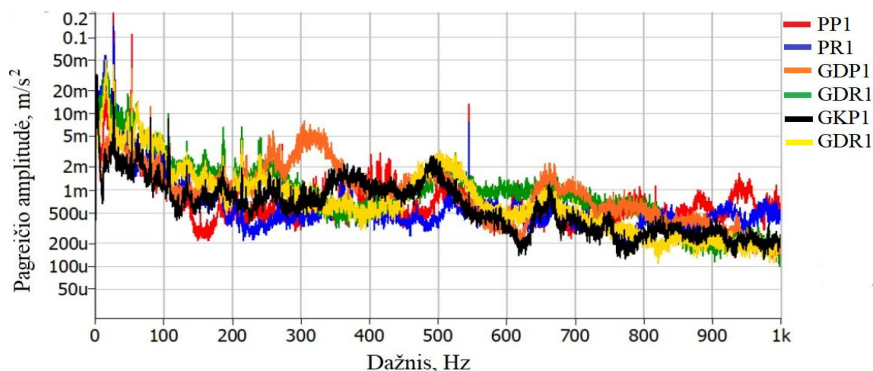
- varikliui veikiant tuščiąja eiga;
- važiavimas 50 km/h greičiu asfalto danga;
- važiavimas 50 km/h greičiu žvyrkeliu;
- važiavimas 30 km/h greičiu asfalto danga ir 50 mm kliūtis (vertikali kliūtis, sudaryta iš kvadratinio skerspjūvio plieninio profilio padėto skersai važiuojamosios dalies) pervažiavimas.

Varikliui veikiant tuščiąja eiga. Gauti rezultatai pateikti E3–E4 paveiksluose.



E3 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių grafikas, varikliui veikiant tuščiąja eiga

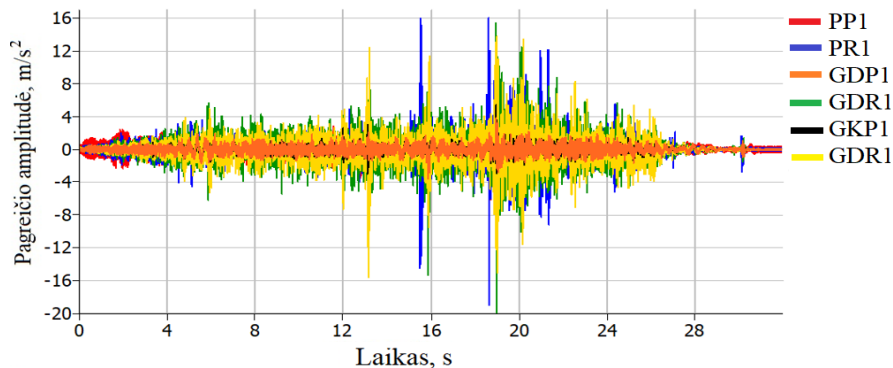
Fig. E3. The diagrams of time signal of vertical acceleration in the points of the bus frame structure (Fig. 4.14) at idling speed



E4 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) spektrinio tankio grafikas, varikliui veikiant tuščiąja eiga

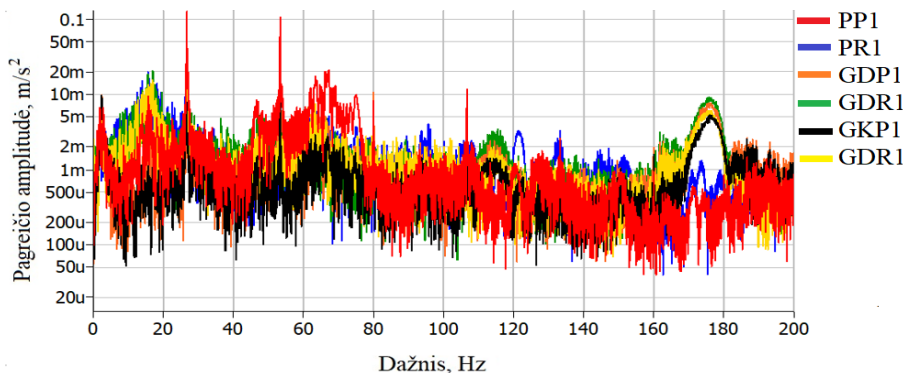
Fig. E4. Graph of the spectral density of the significant points of the bus frame structure (Fig. 4.14) at idling speed

Važiavimas 50 km/h greičiu asfaltuota kelio danga. Gauti rezultatai pateikti E5–E6 paveiksluose.



E5 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių grafikas, važiuojant 50 km/h greičiu asfalto danga

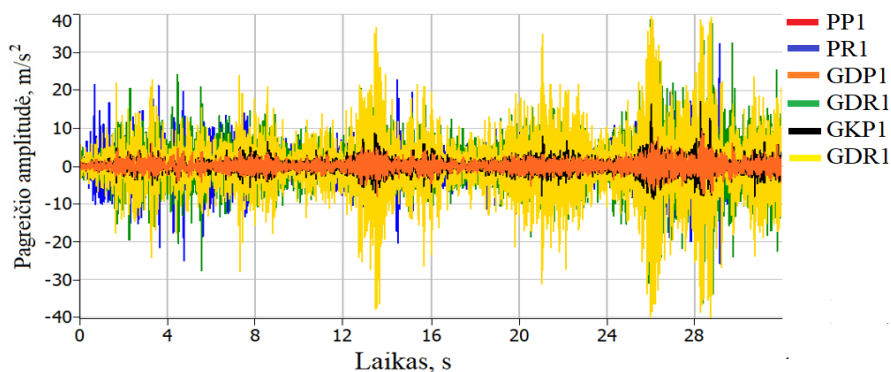
Fig. E5. The diagrams of time signal of vertical acceleration in the points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving at 50 km/h on asphalt



E6 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių grafikas, važiuojant 50 km/h greičiu asfalto danga

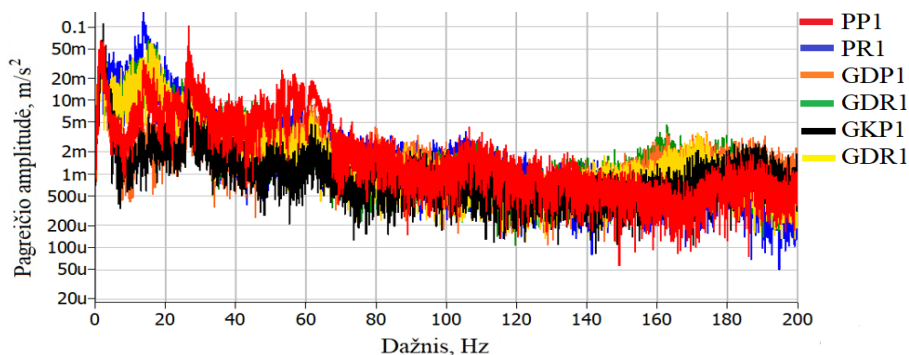
Fig. E6. The diagrams of time signal of vertical acceleration in the points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving at 50 km/h on asphalt

Važiavimas 50 km/h greičiu žvyrkeliu. Gauti rezultatai pateikti E7–E8 paveiksluose.



E7 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių grafikas, važiuojant 50 km/h greičiu žvyrkeliu

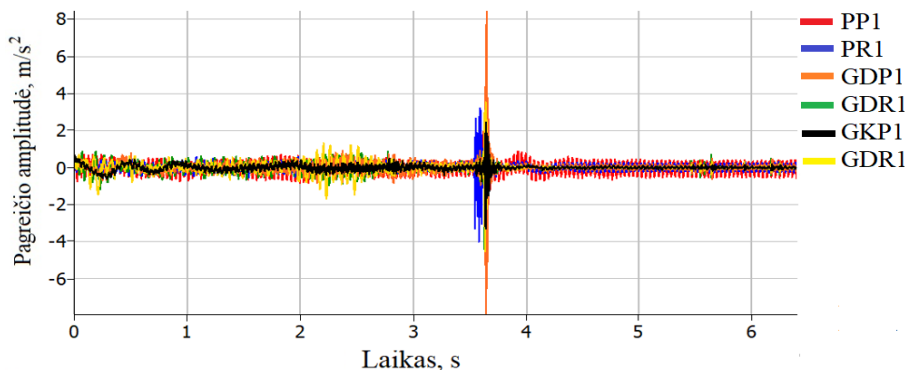
Fig. E7. The diagrams of time signal of vertical acceleration in the points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving at 50 km/h on a gravel road



E8 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių grafikas, važiuojant 50 km/h greičiu žvyrkeliu

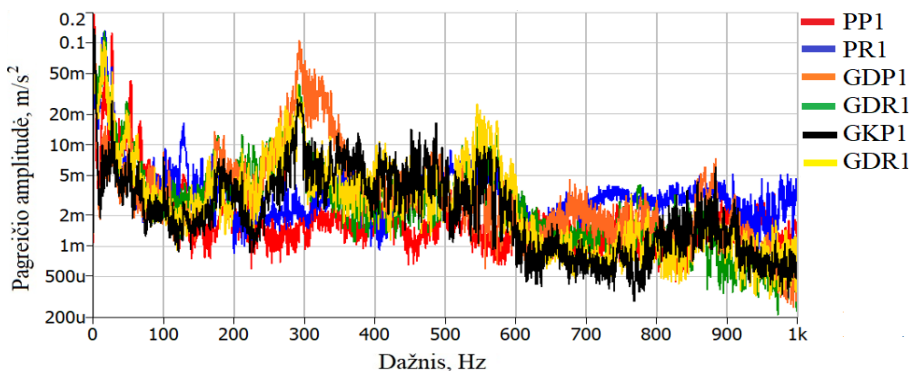
Fig. E8. The diagrams of time signal of vertical acceleration in the points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving at 50 km/h on a gravel road

Pervažiavimas per 50 mm kliūtį. Gauti rezultatai pateikti E9–E10 paveiksluose.



E9 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių grafikas, važiuojant 30 km/h greičiu asfaltu ir pervažiuojant 50 mm kliūtį

Fig. E9. The diagrams of time signal of vertical acceleration in the points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving on asphalt at a speed of 30 km/h and crossing an obstacle of 50 mm



E10 pav. Autobuso rėmo konstrukcijos reikšminių taškų (4.14 pav.) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių grafikas, važiuojant 30 km/h greičiu asfaltu ir pervažiuojant 50 mm kliūtį

Fig. E10. The diagrams of time signal of vertical acceleration in the points of the bus frame structure (Fig. 4.14) when driving on asphalt at a speed of 30 km/h and crossing an obstacle of 50 mm

F priedas. Disertacijos autoriaus sąžiningumo deklaracija

G priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos