



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Stasys Girkontas

**KROVINIO MASĖS IR TVIRTINIMO PADĖTIES
ĮTAKOS AUTOMOBILIO STOVUMUI TYRIMAS**

**RESEARCH OF THE INFLUENCE OF THE LOAD MASS AND THE
MOUNTING POSITION ON THE STABILITY OF THE VEHICLE**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621E20003

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2017

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas

(Parašas)

Saugirdas Pukalskas

(Vardas, pavardė)

(Data)

Stasys Girkontas

**KROVINIO MASĖS IR TVIRTINIMO PADĖTIES
ĮTAKOS AUTOMOBILIO STOVUMUI TYRIMAS**

**RESEARCH OF THE INFLUENCE OF THE LOAD MASS AND THE
MOUNTING POSITION ON THE STABILITY OF THE VEHICLE**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621E20003

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Vadovas

doc. dr. Giedrius Garbinčius

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

(Parašas)

(Data)

Konsultantas

dr. Vidas Žuraulis

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

(Parašas)

(Data)

Lietuvių kalbos konsultantė

Angelika Petrėtienė

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

(Parašas)

(Data)

Vilnius, 2017

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA KATEDRA

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621E20003

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

TVIRTINU

Katedros vedėjas

(Parašas)

Saugirdas Pukalskas

(Vardas, pavardė)

2017-06-08

(Data)

**BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO
UŽDUOTIS**

2016 m. vasario 05 d. Nr. 02

Vilnius

Studentui (ei) Stasys Girkontas.....
(Vardas, pavardė)

Baigiamojo darbo tema: Krovinio masės ir tvirtinimo padėties įtakos automobilio stovumui tyrimas.....

patvirtinta 2015 m. lapkričio mėn. 3 d. dekanų potvarkiu Nr. 334ti.

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2017 m. gegužės 19 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

Įvairios literatūros bei mokslinių straipsnių, nagrinėjančių automobilių stovumą, apžvalga, analizė. Pasirinkto automobilio su skirtingomis krovinio masėmis ir tvirtinimo padėtimis stovumo tyrimo teorinio ir eksperimentinio metodo pasirinkimas. Pasirinkto tuščio bei pakrauto automobilio svorio centro padėčių nustatymas. Automobilio su skirtingomis krovinio masėmis ir tvirtinimo padėtimis stovumo eksperimentiniai tyrimai, jų rezultatų įvertinimas. Baigiamojo darbo galutinės išvados ir pasiūlymai.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai:

... dr. Vidas Žuraulis

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

Vadovas

(Paraša)

doc. dr. Giedrius Garbinčius.....

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

Užduotį gavau

(Parašas)

Stasys Girkontas

(Vardas, pavardė)

2016.02.05

(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas Transporto inžinerijos fakultetas Automobilių transporto katedra	ISBN Egz. sk. Data-.....-.....
Antrosios pakopos studijų Transporto inžinerijos programos magistro baigiamasis darbas	
Pavadinimas	Krovinio masės ir tvirtinimo padėties įtakos automobilio stovumui tyrimas
Autorius	Stasys Girkontas
Vadovas	Giedrius Garbinčius
Kalba: lietuvių	
Anotacija Šiame baigiamajame magistro darbe atliktas lengvojo krovininio automobilio „Renault Master“ stovumo tyrimas. Darbe atlikta literatūros apžvalga, pateikiamos automobilio stovumo sąvokos, matematinės lygtys stovumo parametrų apskaičiuoti, automobilio svorio centro nustatymo metodika. Tiriamosiose dalyse pateikiami bandomo automobilio pagrindiniai parametrai, svorio centro nustatymo bei stovumo parametrų skaičiavimai, aprašomas tyrimas bandomu bei kompiuterinės programos sukurto automobilio, grafiškai pateikiami bandymų metu gauti rezultatai. Pagal gautus tyrimų duomenis formuluojamos išvados, teikiami pasiūlymai. Automobilio „Renault Master“ tyrimams naudota „Corrsys-Datron“ sertifikuota matavimo įranga. Kompiuterinis automobilio modelis sukurtas bei juo atlikti tyrimai programa „CarSim“. Darbo apimtis – 50 puslapių be priedų.	
Prasminiai žodžiai: svorio centras, krovinio masė, krovinio padėtis, stovumas, automobilis, virtimas, „Renault Master“, „CarSim“.	

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

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

Master Degree Studies **Transport Engineering** study programme Master Graduation Thesis

Title **Research of the influence of the load mass and the mounting position on the stability of the vehicle**

Author **Stasys Girkontas**

Academic supervisor **Giedrius Garbinčius**

Thesis language: Lithuanian

Annotation

In this master thesis made research of the stability of light freight vehicle „Renault Master“. Are made review of the literature, submitted notions, mathematical equations of the vehicle stability, methodology of the vehicle center of gravity. In research part are submitted test vehicle main parameters, center of gravity and stability parameters calculations, described research with tested and developed by computer program vehicle, graphically presented test results. At the end are formulated conclusions, proposals. In the research of the „Renault Master“ was used „Corrsys-Datron“ certified measuring equipment. Computer generated vehicle model and its research was made by program „CarSim“. The scope of the present paper – 50 pages without appendixes.

Keywords: center of gravity, cargo weight, cargo position, stability, vehicle, rollover, „Renault Master“, „CarSim“.

(Baigiamojo darbo sąžiningumo deklaracijos forma)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Stasys Girkontas, 20113001

(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

Transporto inžinerijos fakultetas

(Fakultetas)

Transporto inžinerija, ATfm-15

(Studijų programa, akademinė grupė)

BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO)

SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2017 m. gegužės 01 d.

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas tema „Krovinio masės ir tvirtinimo padėties įtakos automobilio stovumui tyrimas“ patvirtintas 2015 m. lapkričio 03 d. dekanų potvarkiu Nr. 334ti, yra savarankiškai parašytas. Šiame darbe pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Prenkant ir įvertinant medžiagą bei rengiant baigiamąjį darbą, mane konsultavo mokslininkai ir specialistai: dr. Vidas Žuraulis. Mano darbo vadovas doc. dr. Giedrius Garbinčius.

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

(Parašas)

Stasys Girkontas
(Vardas ir pavardė)

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS	8
LENTELIŲ SĄRAŠAS	9
SANTRUMPOS	9
ĮVADAS	10
1. LITERATŪROS APŽVALGA	11
2. AUTOMOBILIO STOVUMAS.....	19
2.1. Išilginis automobilio stovumas	19
2.2. Skersinis automobilio stovumas	23
2.3. Automobilio svorio centro nustatymo metodika	26
3. EKSPERIMENTINIS TYRIMAS	29
3.1. Svorio centro nustatymas	30
3.2. Stovumo parametrų skaičiavimas	35
3.3. Automobilio stovumo tyrimas	37
3.4. Automobilio stovumo tyrimai kompiuterine programa <i>CarSim</i>	46
IŠVADOS IR PASIŪLYMAI	48
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	49
PRIEDAI	51
A priedas. <i>CarSim</i> grafikai, kai automobilio važiavimo greitis 60 km/h	51
B priedas. <i>CarSim</i> grafikai, kai automobilio važiavimo greitis 65 km/h	52

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav.	Kelių eismo įvykių pasiskirstymas pagal rūšis	11
1.2 pav.	Furgono ir lengvojo automobilio SSF palyginimas	12
1.3 pav.	Virtimo kritiniai greičiai važiuojant pastovaus spindulio žiedu esant skirtingiems SC aukščiams	15
1.4 pav.	Automobilio kėbulo sukimosi apie skersinę ašį greičio skirtumas priklausomai nuo SC aukščio	16
1.5 pav.	Išmatuotas SC aukštis.....	18
2.1 pav.	Automobilio ašių sistema pagal SAE.....	19
2.2 pav.	Automobilio modelis išilginėje plokštumoje	21
2.3 pav.	Automobilio modelis kelyje su skersiniu nuolydžiu	23
2.4 pav.	Automobilio modelis važiuojant posūkyje.....	25
2.5 pav.	Važiavimas posūkyje su skersiniu kelio nuolydžiu.....	26
2.6 pav.	Automobilio išilginės SC padėties ir aukščio nustatymo schema.....	27
3.1 pav.	<i>Renault Master</i> išoriniai matmenys.....	29
3.2 pav.	Automobilio SC nustatymas.....	30
3.3 pav.	SC nustatymo schema	31
3.4 pav.	Automobilio su kroviniu SC nustatymo schema.....	33
3.5 pav.	Kritinio važiavimo greičio priklausomybė nuo kelio posūkio spindulio	36
3.6 pav.	Gaižiūnų poligonas, Jonavos rajonas	37
3.7 pav.	Jutiklių matavimo schema	38
3.8 pav.	Matavimo įrangos išdėstymas automobilio salone.....	39
3.9 pav.	Vairavimo robotas	40
3.10 pav.	Dvigubos juostos keitimo manevro trajektorija	40
3.11 pav.	Vairo rato ir vairuojamųjų ratų pasukimo kampai tyrimo metu.....	41
3.12 pav.	Skersinio pagreičio grafikas	41
3.13 pav.	Sukimosi apie vertikalią ašį greičio grafikas.....	42
3.14 pav.	Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikas.....	42
3.15 pav.	Važiavimo pastovaus spindulio žiedu trajektorija	44
3.16 pav.	Vairuojamųjų ratų pasukimo kampo grafikas	45
3.17 pav.	Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikas.....	45
3.18 pav.	<i>CarSim</i> skersinio pagreičio grafikas, kai automobilio važiavimo greitis 60 km/h	46
3.19 pav.	<i>CarSim</i> skersinio pagreičio grafikas, kai automobilio važiavimo greitis 65 km/h	47

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.1 lentelė. Statiniai stabilumo rodikliai esant skirtingoms apkrovoms	13
1.2 lentelė. Kritiniai automobilių greičiai dvigubos juostos keitimo manevro pradžioje	14
1.3 lentelė. Kritinių greičių, esant skirtingiems SC aukščiams, palyginimas	16
1.4 lentelė. Rezultatai, gauti automobiliu <i>VW Golf 4 GTI</i> vairuojant skirtingiems vairuotojams	17
3.1 lentelė. <i>Renault Master</i> techniniai duomenys	29
3.2 lentelė. Nustatytos automobilio masės dalys, tenkančios kiekvienam ratui, kai automobilis stovi horizontaliai	31
3.3 lentelė. Automobilio SC aukščio matavimo rezultatai.....	32
3.4 lentelė. Nustatytos SC padėties	34
3.5 lentelė. Pagrindinės tyrimuose naudotos įrangos techninės charakteristikos	39
3.6 lentelė. Maksimalios reikšmės, kai krovinys gale.....	43
3.7 lentelė. Maksimalios reikšmės, kai krovinys priekyje	43

SANTRUMPOS

SC – svorio centras;

NHTSA – Nacionalinė greitkelių saugaus eismo administracija (angl. *National Highway Traffic Safety Administration*);

SSF – statinis stabilumo rodiklis (angl. *Static stability factor*);

SAE – Automobilių inžinierių sąjunga (angl. *Society of Automotive Engineers*).

IVADAS

Automobilių skaičius keliuose nuolat didėja, jie naudojami ne tik asmeniniams poreikiams tenkinti, bet ir darbo funkcijoms atlikti, kur dažnai prireikia krovininių automobilių. Lengvieji krovininiai arba lengvieji komerciniai, kaip ir visi kiti automobiliai, yra nuolat tobulinami, diegiamos įvairios sistemos, gerinančios važiavimo komfortą. Saugumo sistemos yra vienos iš sparčiausiai tobulėjančių. Tačiau vien saugumo sistemų nepakanka norint saugiai ir užtikrintai jaustis kelyje. Taip pat svarbios automobilio eksploatavimo sąlygos, kurios priklauso nuo vairuotojo. Eksploatavimo sąlygoms priskiriamas automobilio pakrovimas. Net jeigu krovinio masė neviršija leidžiamos, tai neįrodo, kad automobilis yra saugiai pakrautas ir nekelia pavojaus eismui, pavyzdžiui, kai visa krovinio masė sukoncentruota ant galinės ašies. Atlikta nemažai bandymų, kuriuose ištirta, kaip keičiasi automobilio stovumo savybės, kai keičiamas automobilio SC aukštis. Tačiau palyginti atlikta mažai tyrimų, kuriuose nustatyta, kaip keičiasi stovumo savybės, kintat SC padėčiai išilgine automobilio kryptimi.

Baigiamojo darbo tikslas: ištirti automobilio išilginį ir skersinį stovumą esant skirtingoms krovinio tvirtinimo padėtimis.

Darbo uždaviniai:

- atlikti literatūros bei mokslinių straipsnių, nagrinėjančių automobilių stovumą, analizę;
- pasirinkti automobilio su skirtingomis krovinio tvirtinimo padėtimis stovumo tyrimo teorinį ir eksperimentinį metodą;
- nustatyti pasirinkto tuščio bei pakrauto automobilio SC padėtis;
- atlikti kompiuterine modeliavimo programa *CarSim* sukurto ir bandomo automobilio su skirtingomis krovinio tvirtinimo padėtimis stovumo eksperimentinį tyrimą, įvertinti bei palyginti jų rezultatus;
- suformuluoti baigiamojo darbo galutines išvadas, pateikti pasiūlymus.

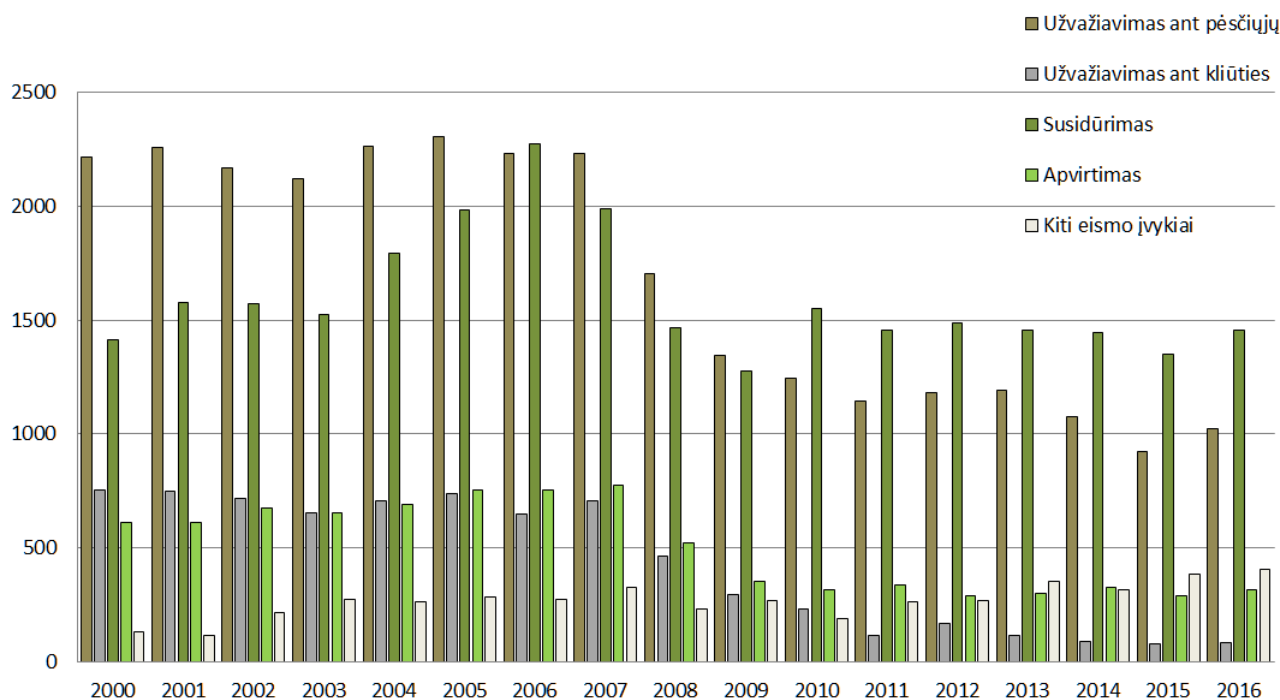
Norint pasiekti šio darbo tikslą ir įvykdyti uždavinius, tyrimui pasirinkta bandyti furgono tipo automobilį, kurio krovumas siektų apie 1000 kg. Pasirinktas furgonas, nes šio tipo kėbulas leidžia pakrauti didelės masės krovinį ir jis gali būti išdėstomas skirtingose pozicijose išilgine kryptimi.

1. LITERATŪROS APŽVALGA

Norint sužinoti daugiau apie automobilio SC bei jo įtaką automobilio stovumui buvo pasitelkti automobilių dinamikos vadovėliai, moksliniai straipsniai ir kiti literatūros šaltiniai, kuriuose nagrinėjama panaši tema. Visa rasta literatūra buvo išnagrinėta ir apibendrintai pateikta šiame skyriuje.

Krovininio tipo automobiliuose krovinys gali sudaryti didelę arba didesnę masės dalį lyginant su automobilio mase. Tokiuose automobiliuose svarbu yra tinkamas krovinio išdėstymas. Vežant skirtingos masės bei gabaritų krovinius dažnai skiriasi krovinio tvirtinimo padėtis. Tokiais atvejais keičiasi ir automobilio SC padėtis, kartais ji gali pakisti ženkliai (Momiyama *et al.* 1999).

SC nagrinėjimas yra artimai susijęs su automobilio virtimu. Virtimus galima suskirstyti į dvi kategorijas: kai automobilis slysta ir kai neslysta. Su slydimu susiję virtimai yra dažniausi. Jie įvyksta, kai automobilis slysta iš kelio į kelkraštį, o jo ratai įstringa į kelkraščio dangą arba atsiremia į pakelės objektą. Virtimai be slydimo paprastai įvyksta, kai perkrautais automobiliais bando atlikti sudėtingus manevrus, kurie fiziškai yra neįmanomi (Lambert 2007). Lietuvos automobilių kelių direkcija pateikia informaciją apie eismo įvykių pasiskirstymą pagal rūšis 2000–2016 metais (1.1 pav.). Tarp jų yra minimi eismo įvykiai, susiję su automobilių apvirtimu. Iš pateikto grafiko matyti, kad eismo įvykių mažėja, tačiau kiekvienais metais įvykių, susijusių su apvirtimu, sudaro apie 10 % visų eismo įvykių (*Eismo...2017*).



1.1 pav. Kelių eismo įvykių pasiskirstymas pagal rūšis (*Eismo...2017*)

Išskiriami šie pagrindiniai faktoriai, kurie nulemia automobilio stovumą: SC aukštis, tarpvėžės plotis, svorio išdėstymas automobilyje, padangų bei pakabos standumas ir automobilio padangų sukibimo koeficientas su keliu.

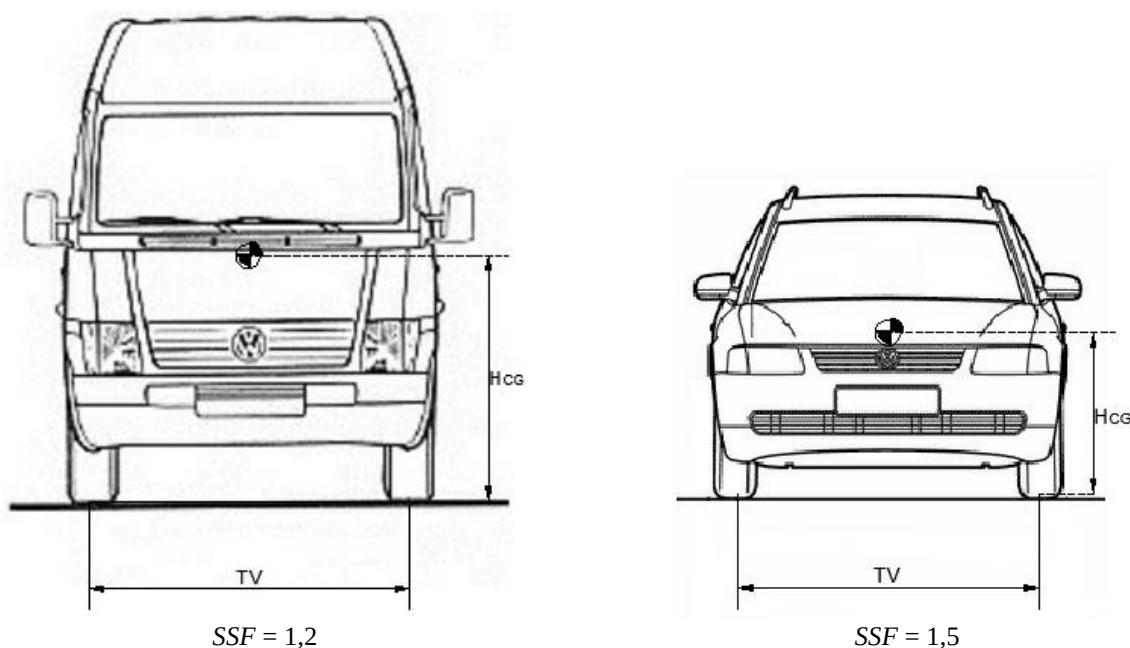
Kad būtų lengviau palyginti automobilių virtimo galimybes tarpusavyje, NHTSA apibrėžė statinio stabilumo rodiklį, kuris apskaičiuojamas (Walz 2005):

$$SSF = \frac{TV}{2 \cdot H_{CG}}, \quad (1.1)$$

čia: TV – automobilio tarpvėžės plotis, m;

H_{CG} – automobilio SC aukštis, m.

Automobiliai, kurių SC aukštis didesnis, o tarpvėžė siauresnė, turi mažesnę SSF reikšmę (pavyzdžiui, padidinto pravažumo automobiliai, furgonai) ir didesnę šansą apvirsti negu turintys didesnę SSF reikšmę (pavyzdžiui, sportiniai automobiliai, 1.2 pav.).



1.2 pav. Furgono ir lengvojo automobilio SSF palyginimas

NHTSA nemažai dėmesio skiria tirti automobilių stovumui, atlieka įvairaus pobūdžio testus, kurie padeda nustatyti automobilių virtimo galimybes. Vieno iš bandymo metu buvo tiriami padidinto pravažumo automobiliai: *Chevrolet Blazer*, *Toyota 4Runner*, *Ford Escape*, *Mercedes ML320*. Du iš jų turėjo elektronines stabilumo valdymo sistemas (*4Runner* ir *ML320*). Automobiliai buvo testuojami esant trims skirtingiems pakrovimo būdams. Pirmuoju atveju buvo bandomas tuščias automobilis su vairuotoju, antruoju – su papildomu kroviniu ant stogo. Trečiuoju atveju buvo

keičiamas automobilio valdomumas. Tai buvo daroma apkraunant galinę ašį maksimaliai leidžiama mase arba užmontuojant kitokio aukščio padangas, kurias rekomenduoja gamintojas. Tokiu būdu buvo keičiama SC padėtis išilgine kryptimi arba aukštis.

Visų bandytų automobilių statiniai stabilumo rodikliai lyginant su nominalia apkrova sumažėjo, kai buvo bandyti su kroviniu ant stogo (1.1 lentelė). Tai lėmė padidėjęs SC aukštis. Tiriant pakeistus valdomumo parametrus *Chevrolet* ir *Toyota* automobiliams buvo apkrautos galinės ašys. Abiem atvejais SSF, nors ir nežymiai, tačiau padidėjo. Tai lėmė sumažėjęs SC dėl nusileidusios galinės ašies (Forkenbrock *et al.* 2003). *Ford* ir *Mercedes* buvo bandyti su pakeistomis padangomis, kurių aukščiai skyrėsi nuo kitų. *Ford* automobilio SSF padidėjo, o *Mercedes* – sumažėjo.

1.1 lentelė. Statiniai stabilumo rodikliai esant skirtingoms apkrovoms (Forkenbrock *et al.* 2003)

Konfigūracija	2001 Chevrolet Blazer	2001 Toyota 4Runner	2001 Ford Escape	1999 Mercedes ML320
Nominali apkrova	1,048	1,122	1,175	1,267
Su kroviniu ant stogo	0,989	1,063	1,093	1,211
Pakeisti valdomumo parametrai	1,054	1,123	1,177	1,226

Automobilio stovumą ištirti galima testuojant. Testai skirstomi į pusiau stacionarius ir dinامينius (Forkenbrock *et al.* 2004). Pusiau stacionariuose testuose sukuriama sąlyga, kurių metu išvengiama žymių kėbulo svyravimų. Dinaminių testų metu bandoma atkurti galimas automobilio virtimo sąlygas.

Prie stacionarių testų priskiriami pastovaus spindulio bei didėjančio posūkio kampo testai.

Pastovaus spindulio testo metu automobilis važiuoja žiedu, kurio dydis nesikeičia. Automobilui pradėjus važiuoti žiedu iš lėto yra didinamas greitis. Šis testas priskiriamas prie stacionarių dėl to, kad jo metu automobilį neveikia žymūs pakabos dinaminiai veiksniai iki to momento, kol jis nepradeda slysti arba posūkio viduje esantys ratai atsiplėšia nuo žemės.

Didėjančio posūkio kampo teste, automobilio greitis išlaikomas pastovus, tačiau tolygiai yra didinamas posūkio kampas. Šio testu metu taip pat nėra žymaus pakabos dinamikos poveikio kaip ir anksčiau minėtame teste (Lambert 2007).

Dinaminiai testai atkuria realias sąlygas, kurių metu įvyksta automobilių apvirtimai. NHTSA automobilių tyrimams taiko 3 testus: J formos posūkio, „žuvies kabliuko“ bei dvigubo juostos keitimo (ISO 3888 Part 2).

J formos posūkio testas atliekamas, kai automobilis važiuoja tiesiai pastoviu greičiu ir vairas staiga ir dideliu posūkio kampu pasukamas į vieną pusę. Šis testas puikiai atspindi kaip svorio paskirstymas veikia automobilio stovumą.

„Žuvies kabliuko“ testas pradžioje primena pusiau statinį didėjančio posūkio kampo testą, tačiau automobiliui pasiekus tam tikrą skersinį pagreitį vairas pasukamas staiga į kitą pusę. Tokiu būdu gaunamas manevras, kurio metu automobilio judėjimo linija primena žuvies kabliuką.

Dvigubos juostos keitimo manevras atliekamas trimis vairo ratų pasukimais: dvejais didesnio kampo skirtais pakeisti važiavimo juostas ir vienu mažesniu automobilio išlyginimui, kai grįžtama į pradinę eismo juostą.

NHTSA mokslininkai tyrė jau anksčiau minėtais keturiais padidinto pravažumo automobiliais manevers, kuriais tiksliausiai galima apibrėžti automobilio priešinimosi vrtimui savybes. Buvo tiriami šie manevrai: „žuvies kabliuko“, J formos posūkio, bei dvigubas juostos keitimo manevras. Kiekvienas manevras buvo apibrėžiamas šiais faktoriais: objektyvumo ir pakartojamumo, atlikimo galimybe, universalumo, tikrovės atitikimo.

Straipsnyje pateikiami gauti automobilių kritiniai greičiai dvigubos juostos keitimo manevro metu (1.2 lentelė). Tai didžiausi greičiai gauti manevro pradžioje, kurio metu automobilis išsilaiko nurodytoje trajektorijoje, važiuojant didesniu greičiu automobilis išslystų iš ribų. Automobiliai buvo bandomi tiek važiuojant tušties, tiek su kroviniu ant stogo bei jų rezultatai palyginti tarpusavyje.

1.2 lentelė. Kritiniai automobilių greičiai dvigubos juostos keitimo manevro pradžioje (Forkenbrock *et al.* 2003)

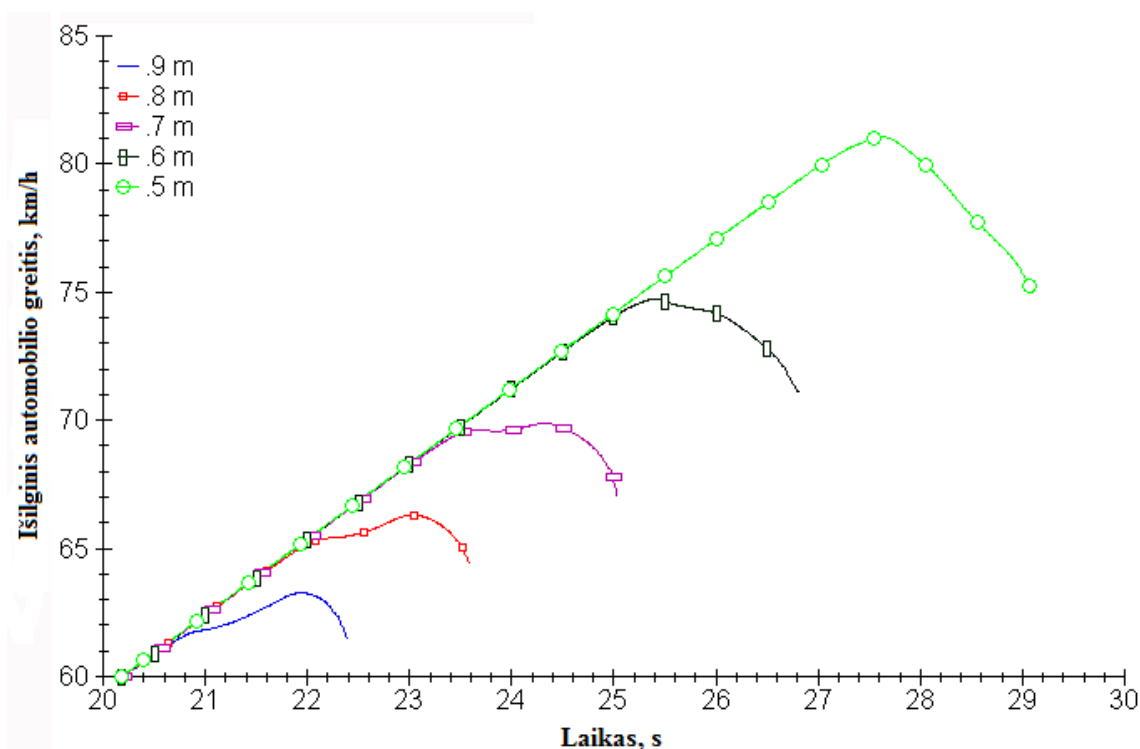
Automobilis	Konfigūracija		
	Nominali apkrova, km/h	Su kroviniu ant stogo, km/h	Skirtumas, km/h
Chevrolet Blazer	66	62,8	3,2
Ford Escape	61,2	60	1,2
Mercedes ML320 (ESP)	61,2	60,2	1
Mercedes ML320 (ESP išjungta)	62,6	59,7	2,9
Toyota 4Runner (ESP)	60,5	63,2	-2,7
Toyota 4Runner (ESP išjungta)	59,5	61,2	-1,7

Straipsnyje teigiama, kad dvigubos juostos keitimo manevras neparodė didelio skirtumo, kurio buvo tikimasi, tarp nepakrauto ir automobilio su kroviniu. Šis manevras labiau jautrus automobilio valdymo savybėms negu jo priešinimosi vrtimui. J formos posūkio ir „žuvies kabliuko“ manevrai kiek mažiau jautrūs valdymo savybėms, nes atliekama mažiau judesių su vairu (J tipo posūkio – 1 judesys; „žuvies kabliuko“ – 2 judesiai; dvigubos juostos keitimas – 3 judesiai) (Forkenbrock *et al.* 2003).

Nustatyta, kad „žuvies kabliuko“ manevras yra geriausias vertinant automobilio priešinimąsi virtimui. J formos posūkio manevras taip pat pakankamai geras, jį NHTSA naudoja dažniausiai kaip pagrindinį manevrą bandant automobilius. Dvigubas juostos keitimo manevras iš trijų bandytų įvertintas blogiausiai, tačiau pripažintas labai geru vertinant tikrovės atitikimo faktorių ir kaip minėta anksčiau, jis puikiai tinka tiriant automobilio valdymo savybes.

Kenneth D. Lambert kompiuterine modeliavimo programa *CarSim* atliko tyrimą, kurio metu buvo stebima kaip kinta automobilio stovumo parametrai keičiant SC aukštį. SC aukštis buvo didinamas nuo 0,5 iki 0,9 m kas 0,1 m. Bandomo automobilio modelio tarpvėžės plotis buvo 1,5 m. Simuliacijai buvo pasirinkta 40 m spindulio žiedo trasa. Testo metu buvo stebima kokiam greičiui esant automobilis praras sukibimą su keliu ir pradės viena iš ašių slysti arba atsiplėš nuo žemės (1.3 pav.).

Kiekvienos kreivės didžiausia reikšmė nurodo, kokiam greičiui esant automobilis praranda stovumą. Simuliacijos metu gauti rezultatai buvo lyginami su apskaičiuotomis teorinėmis reikšmėmis. Duomenys palyginimui pateikti 1.3 lentelėje. Iš lygties ir simuliacijos gauti greičiai šiek tiek skiriasi. Kuo didesnis greitis, tuo skirtumas gaunamas didesnis. Tikėtina, kad skirtumas tarp rezultatų gaunamas, dėl padangų deformacijos, slydimo ir pakabos eigos.

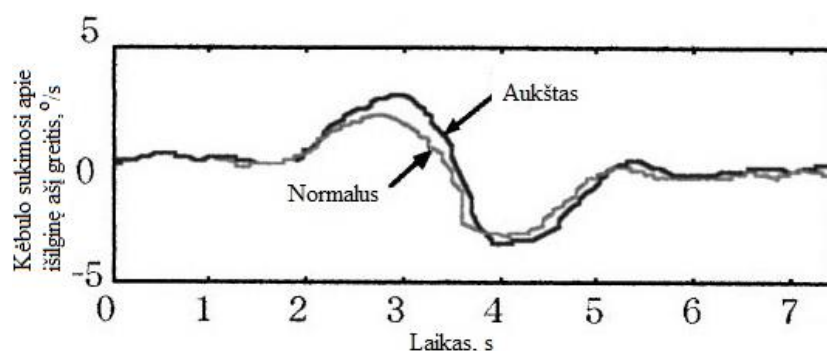


1.3 pav. Virtimo kritiniai greičiai važiuojant pastovaus spindulio žiedu esant skirtingiems SC aukščiams (Lambert 2007)

1.3 lentelė. Kritinių greičių, esant skirtingiems SC aukščiams, palyginimas (Lambert 2007)

H_{CG} , m	$V_{virtimo}$ iš simuliacijos, km/h	$V_{virtimo}$ iš lygties, km/h	Skirtumas, %
0,9	63,4	65,1	2,6
0,8	66,4	69,1	4,1
0,7	69,8	73,8	5,7
0,6	74,8	79,7	6,5
0,5	81,2	87,3	7,5

Japonų mokslininkai F. Momiyama, K. Kitazawa ir kiti 1999 metais savo moksliniame straipsnyje iškėlė problemą dėl komercinės paskirties automobilių virtimo. Jie bandymais nustatė, kaip kinta automobilio kėbulo sukimosi apie išilginę ašį greitis atliekant dvigubos juostos keitimo manevrą esant skirtingiems SC aukščiams (1.4 pav.).



1.4 pav. Automobilio kėbulo sukimosi apie išilginę ašį greičio skirtumas priklausomai nuo SC aukščio (Momiyama *et al.* 1999)

D. Petrovas ir V. Bartulis parašė straipsnį apie savivarčių automobilių statinį stovumą. Straipsnyje apibendrinamas išilginis ir skersinis stovumas, aprašoma lyginamoji analizė, kurios metu autoriai lygina aštuonis skirtingų gamintojų savivarčius. Tiriama, kokiems posvyrio kampams esant automobiliai pradės virsti. Skersiniam stovumui įtakos turi tarpvėžės plotis ir SC aukštis, išilginiam stovumui – SC atstumas iki galinės ašies ir aukštis (Petrovas, Bartulis 2007). Atlikus tyrimą nustatyta, kad savivarčių virtimo kampų skirtumai nėra dideli, todėl nedaro esminės įtakos renkantis vieną ar kitą automobilį. Šią teoriją galima pritaikyti ir furgono tipo automobiliui, kuriame vežant skirtingos masės, skirtingų gabaritų bei skirtingai išdėstytus krovinius, nuolat keičiasi automobilio SC aukštis taip keisdamas automobilio stovumą.

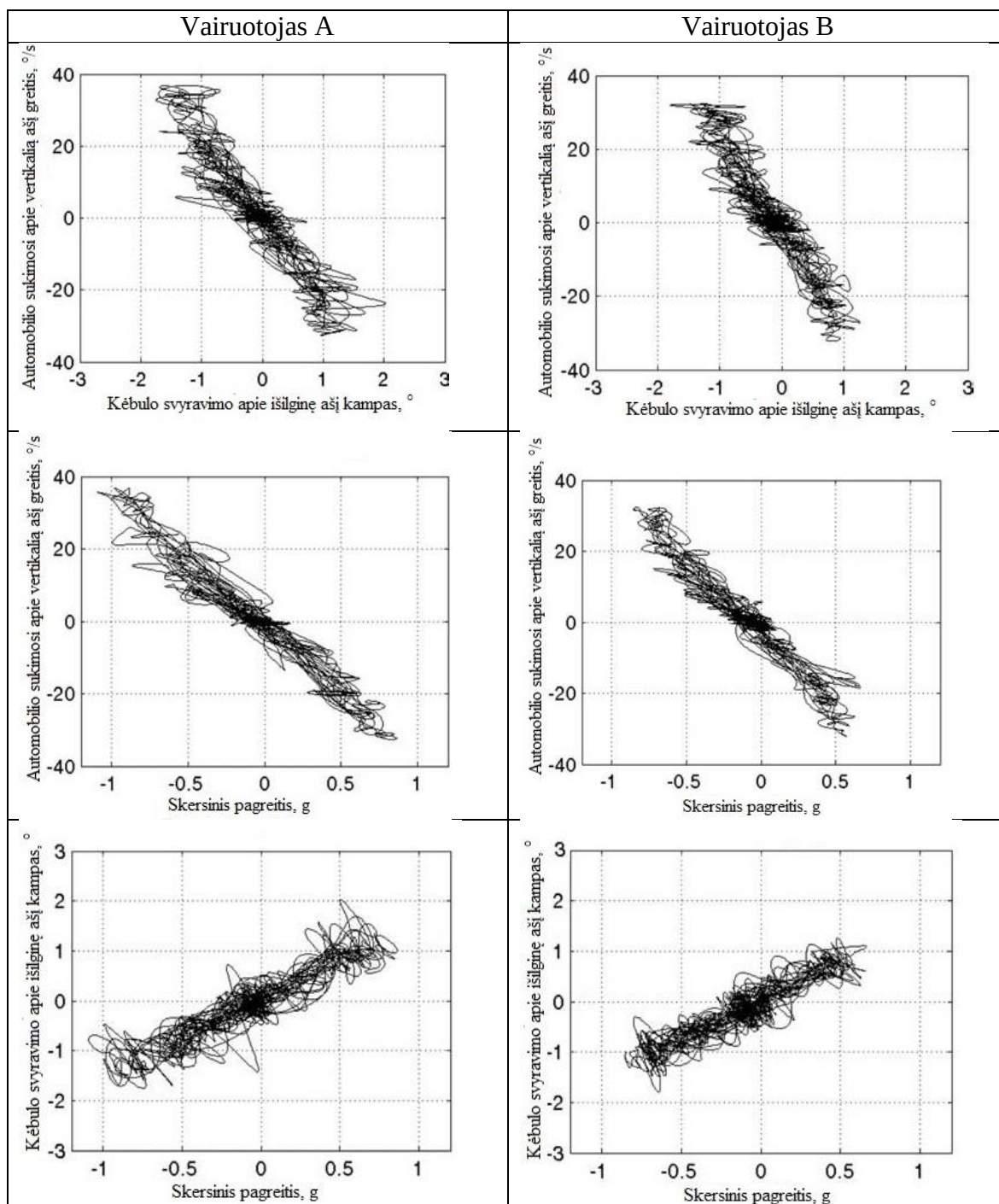
2004 metais mokslininkai P. E. Uys, P. S. Els ir M. J. Thoresson aprašė kriterijus, kuriais galima įvertinti transporto priemonės valdomumą ir ypač išskirtinį dėmesį atkreipė į automobilio kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampą.

Bandymams atlikti buvo pasirinkti trys automobiliai: *Ford Courier LDV*, *VW Golf 1 Cabrio* ir *VW Golf 4 GTI*. Bandymus atliko 4 vairuotojai: studentas (23 metai), moteris (50 metų), vyras (35 metai), vyras (46 metai). Pasirinkti skirtingi automobiliai ir vairuotojai, nes norėta parodyti, kad gauti

parametrai nėra vieno automobilio ar vieno vairuotojo pasekmė. Automobiliai buvo aprūpinti specialia įranga: akcelerometrais, poslinkio, kėbulo svyravimo apie išilginę ašį jutikliais bei įranga matuojančia automobilių greitį. Bandymai buvo atlikti dviejuose trasose.

1.4 lentelėje pateikiami bandymų rezultatai gauti *VW Golf 4 GTI* automobiliu vairuojant dviem skirtingiems vairuotojams.

1.4 lentelė. Rezultatai, gauti automobiliu *VW Golf 4 GTI* vairuojant skirtingiems vairuotojams (Uys *et al.* 2006)



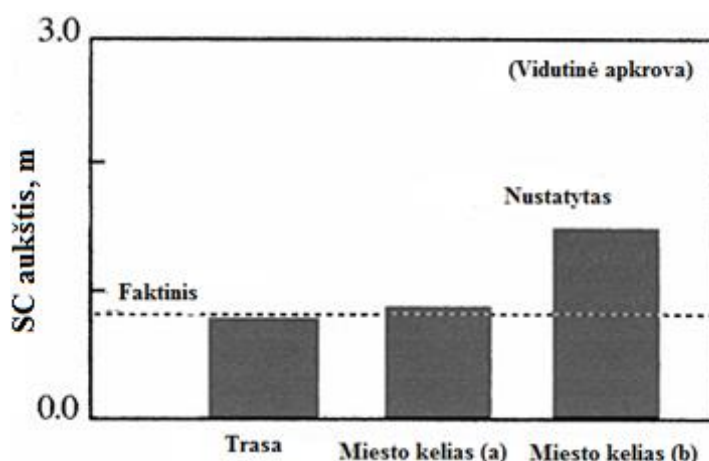
Straipsnyje minima, kad panašūs duomenys gauti vairuojant ir kitiems bandytojams bei važiuojant kitais automobiliais. Norint išsiaiškinti tarpusavio ryšį, 1.4 lentelėje išmatuoti parametrai

lyginami tarpusavyje: automobilio sukimosi apie vertikalią ašį greitis su kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampu, automobilio sukimosi apie vertikalią ašį greitis su skersiniu pagreičiu, kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas su skersiniu pagreičiu. Visais atvejais galima pastebėti tiesinę priklausomybę.

Atlikti tyrimai parodo, kad automobilio kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas, skersinis pagreitis, ir sukimosi apie vertikalią ašį kampas yra tarpusavyje susiję (Uys *et al.* 2006). Tai galima matyti ir dažnai naudojamame dvigubos juostos keitimo manevre. Pastebėjimai patvirtina, kad svyravimo apie išilginę ašį kampas yra tinkamas norint nustatyti automobilio valdomumo savybes.

Jau anksčiau minėti F. Momiyama, K. Kitazawa savo straipsnyje aptarė technologiją, kuri padėtų nustatyti kintantį SC aukštį ir taip padėtų sumažinti automobilių virtimo tikimybę. Inžinieriai matematiniu būdu išreiškė lygtį, kuri susieja automobilio posvyrio kampą su automobilio ratų pasukimo kampu. Tai leidžia nuspėti automobilio elgseną automobiliui judant posūkyje bei įvykus avarinei situacijai, kai vairas yra staigiai pasukamas. Taip pat pateikė lygtį, kuri padeda apskaičiuoti automobilio SC jam judant realiu laiku. Ženkliai padidėjęs SC aukštis, esant tokiam pačiam ratų pasukimui, gali turėti didelę įtaką automobilio stovumui.

Mokslininkai atliko tyrimą ir palygino statiskai išmatuotus SC su apskaičiuotu programos pagal išvestą lygtį (1.5 pav.). Automobiliui judant kuo mažesne trajektorija, išmatuota reikšmė yra panaši į gautą statiniu būdu, tačiau, kai automobilio judėjimo trajektorija staigiai pakeičiama, padidėja automobilį veikiančios išcentrinės jėgos ir SC aukštis gali padidėti kone dvigubai. Panaudojus šią SC skaičiavimo būdą, galima diegti į automobilius kartu su kitomis stabilumo kontrolėmis. Sistemai atpažinus kritinę situaciją automobilio greitis būtų mažinamas atitinkamomis priemonėmis (atjungiant degalų padavimą, naudojant stabdžius ir kitais būdais).

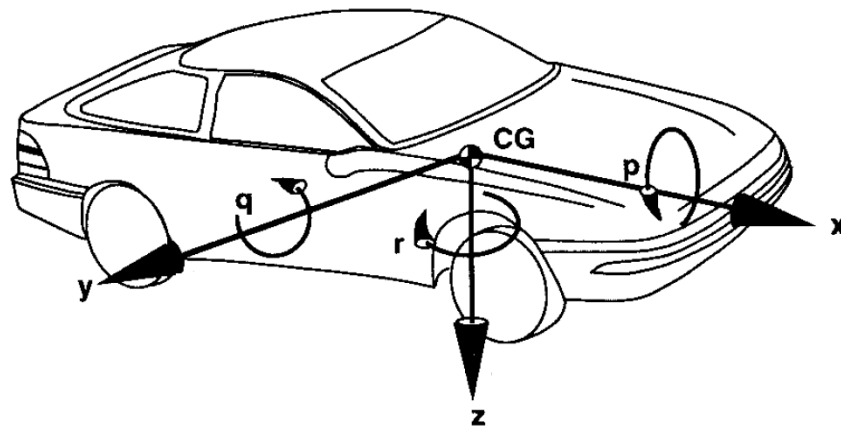


1.5 pav. Išmatuotas SC aukštis: trasoje – važiuojant tiesiai ir tolygiai;
miesto kelias (a) – vingiuojant ir važiuojant tolygiai;
miesto kelias (b) – vingiuojant ir greitėjant (Momiyama *et al.* 1999)

2. AUTOMOBILIO STOVUMAS

Automobilio stovumas – tai savybė tam tikru laikotarpiu arba tam tikroje kelio atkarpoje išlaikyti reglamentuotą judėjimo kryptį bei pokrypio ir posvyrio kriterijus, kai veikia išorinės ir inercijos apkrovos (Mitunevičius 1999). Kai automobilis stovi, jį veikia svorio jėga, todėl tai vadinama statiniu stovumu. Automobiliui važiuojant, pradeda veikti judėjimo varžos. Toks stovumas vadinamas dinaminiu. Tiek statinis, tiek dinaminis stovumas skirstomas į išilginį ir skersinį stovumą.

Nagrinėjant stovumą, automobilis laikomas vientisu kūnu. Jo masė yra sukoncentruota viename taške, kuris vadinamas automobilio svorio centru (SC) (2.1 pav.). Siekiant įvertinti erdvinį automobilio svorio pasiskirstymą, papildomai nagrinėjami automobilio inercijos momentai.



2.1 pav. Automobilio ašių sistema pagal SAE (Gillespie 1992)

Transporto priemonės judėjimas yra apibrėžtas koordinačių sistemoje, kurios pradžia transporto priemonės SC taškas. Pagal SAE koordinatės yra tokios:

- x ašis – į priekį ant išilginės simetrijos plokštumos;
- y ašis – į dešinę transporto priemonės pusę;
- z ašis – žemyn į automobilio apatinę dalį;
- p – sukimosi greitis apie x ašį;
- q – sukimosi greitis apie y ašį;
- r – sukimosi greitis apie z ašį.

2.1. Išilginis automobilio stovumas

Išilginis automobilio stovumas – tai jo galimybė judėti išilgine kryptimi be slydimo ir vrtimo apie priekinę ar galinę ašis. Išilginis stovumas prarandamas, kai vienos ašies ratų poros normalinės reakcijos sumažėja iki 0.

Iš pradžių nagrinėsiu išilginį statinį automobilio stovumą.

Esant statiniam stovumui, automobilis riedės žemyn, kai automobilio svorio jėga suprojektuota x ašyje bus didesnė už svorio jėgos z ašyje ir rato riedėjimo varžos koeficiento sandaugą:

$$G_x \geq G_z f, \quad (2.1)$$

čia: G_x – svorio jėga suprojektuota x ašyje, N;

G_z – svorio jėga suprojektuota z ašyje, N;

f – rato riedėjimo varžos koeficientas.

Kad automobilis riedėtų žemyn, kampas α_r turi būti:

$$\operatorname{tg} \alpha_r \geq f, \quad (2.2)$$

čia: α_r – kelio išilginio posvyrio kampas, kuriam esant automobilis pradeda riedėti, °.

Didėjant kampui α , automobilis gali riedėti arba, kai stabdžiai įveržti, slysti žemyn (Gastila 1978). Automobilis slys žemyn tada, kai:

$$G_x \geq G_z \varphi, \quad (2.3)$$

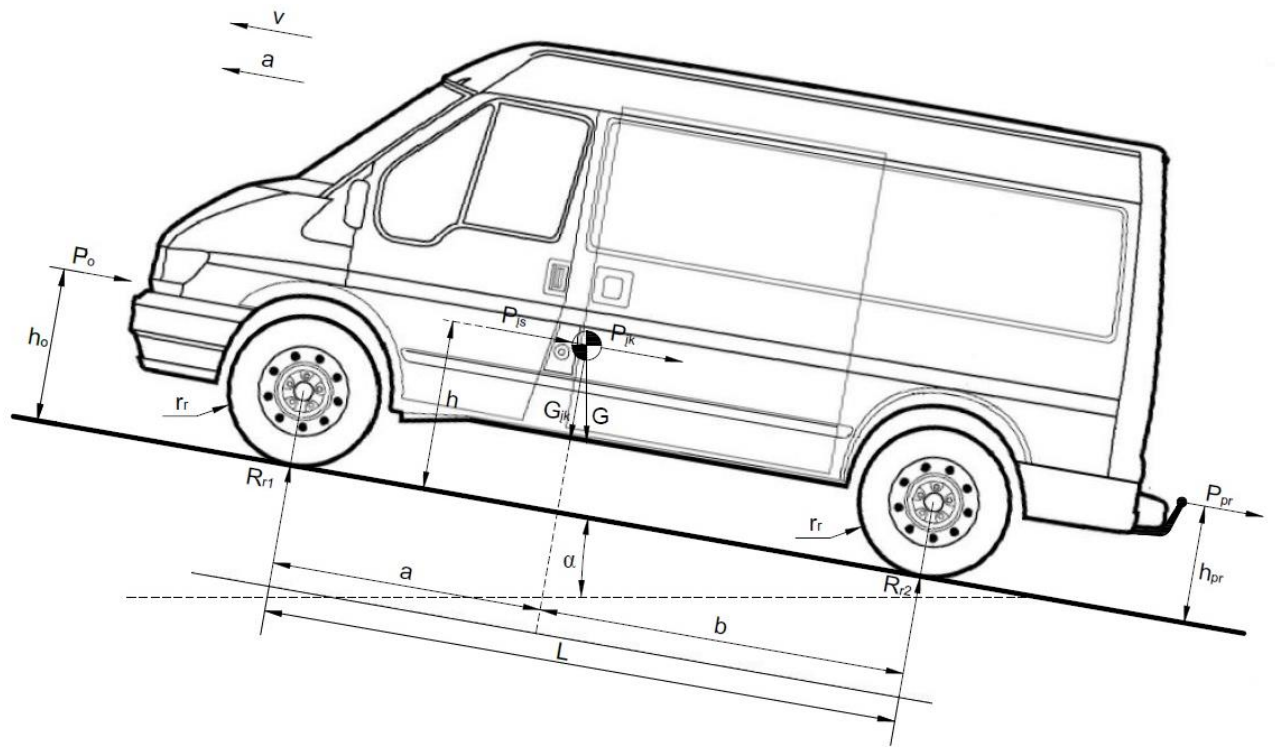
čia: φ – ratų sukibimo su kelio danga koeficientas.

Kad automobilis slystų žemyn kampas α_s turi būti:

$$\operatorname{tg} \alpha_s \geq \varphi. \quad (2.4)$$

Įsirėmus ratams į kokią nors kliūtį kelio paviršiuje, automobilis gali pasisukti apie rato ir kliūties sąlyčio tašką ir apvirsti.

Nagrinėjant išilginį dinaminį automobilio stovumą virtimas apie priekinę ašį gali įvykti važiuojant stačia nuokalne ir stabdant, o apie galinę ašį dažniausiai įvyksta bandant įveikti maksimalią įkalnę (2.2 pav).



2.2 pav. Automobilio modelis išilginėje plokštumoje

Bendruoju automobilio judėjimo atveju, jo ribinė virtimo padėtis apie galinę ašį išreiškiama lygtimi:

$$R_{r1} = \frac{1}{L} \left(G \left(b - \cos \alpha - h \left(\sin \alpha + \frac{\sigma a}{g} \right) \right) \right) - \frac{kFv^2}{13} \cdot h_o - P_{pr}h_{pr} - Gfr_r \cdot \cos \alpha = 0, \quad (2.5)$$

čia: R_{r1} – kelio reakcijos jėga į priekinių ratų svorį, N (šiuo atveju 0 N);

L – atstumas tarp priekinės ir galinės ašių (automobilio bazė), m;

b – išilginis atstumas nuo SC iki galinės ašies, m;

h – SC aukštis, m;

G – automobilio svorio jėga, N;

α – įkalnės kampas, °;

σ – besisukančių masių įtakos įvertinimo koeficientas;

a ir g – automobilio ir laisvo kritimo pagreičiai, m/s²;

k – oro varžos koeficientas;

F – automobilio frontalinės projekcijos plotas, m²;

v – automobilio greitis, m/s;

P_{pr} – sukabintuvą veikianti jėga, N;

h_{pr} – sukabintuvo aukštis, m;

r_r – varančiųjų ratų riedėjimo spindulys, m.

Pastaroji lygtis taip pat naudojama nagrinėjant išilginį statinį automobilio stovumą, kai riedančio automobilio ratai įsiremia į kliūtį.

Maksimali įkalnė, kurią automobilis su priekaba gali įveikti be vartimo, apskaičiuojama taip:

$$\operatorname{tg} \alpha_{virt} = \frac{b - f \cdot r_r}{h + \frac{G_{pr}}{G} \cdot h_{pr}}. \quad (2.6)$$

Kai automobilis juda geru keliu ($f \approx 0$) ir be priekabos:

$$\operatorname{tg} \alpha_{virt} = \frac{b}{h}. \quad (2.7)$$

Projektuojant automobilį būtina nustatyti, kaip gali būti apribotas maksimalios įkalnės įveikimo kampas. Apribota gali būti vartimu, traukos jėgos trūkumu arba buksavimu (Gillespie 1992). Traukos jėgos trūkumas labai aktualus didelio pravažumo automobiliams, kurie gali įveikti dideles įkalnes ir turi aukštą SC lyginant su įprastiniais lengvaisiais automobiliais.

Žinoma, kad:

$$\operatorname{tg} \alpha_{buks} = \varphi; \quad (2.8)$$

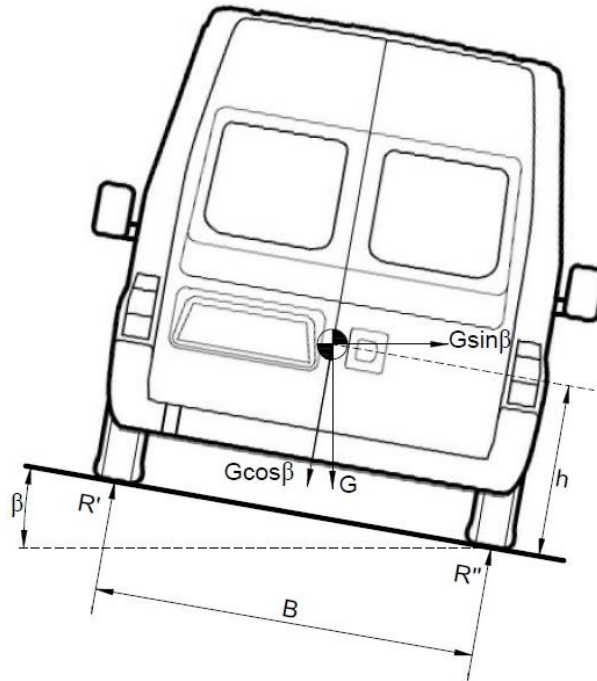
Norint, kad automobiliui su visais varančiaisiais ratais, iki jo vartimo pirmiausia prasidėtų ratų buksavimas, būtina tenkinti lygybę:

$$\operatorname{tg} \alpha_{buks} < \operatorname{tg} \alpha_{virt}. \quad (2.9)$$

Automobilius stengiamasi projektuoti taip, kad maksimali įkalnė būtų ribojama ne vartimu, o varančiųjų ratų buksavimu. Padidinto pravažumo automobiliams šie kampai yra artimi. Įprastų konstrukcijų automobiliams vartimas apie priekinę ašį praktiškai neįmanomas, kadangi išilginis atstumas nuo SC iki galinės ašies b yra didesnis už išilginį atstumą nuo SC iki priekinės ašies a . Taip pat lengvųjų automobilių SC aukštis h yra labai mažas.

2.2. Skersinis automobilio stovumas

Skersinis statinis automobilio stovumas nagrinėjamas, kai automobilis stovi ant kelio su skersiniu nuolydžiu (2.3 pav.).



2.3 pav. Automobilio modelis kelyje su skersiniu nuolydžiu

Automobilio pusiausvyros sąlyga ašies, einančios per dešiniųjų ratų atramos taškus, atžvilgiu užrašoma lygtimi:

$$-R' \cdot B - G \cdot h \sin \beta + G \cdot \frac{B}{2} \cos \beta = 0; \quad (2.10)$$

čia: R' – kelio reakcijos jėga į priekinių ratų svorį, N;

B – atstumas tarp ratų (automobilio tarpvėžė), m;

β – kelio skersinio nuolydžio kampas, °.

Virtimas prasideda, kai normalinės reakcijos veikiančios kairiuosius ar dešiniuosius ratus tampa lygios 0. Maksimalus kelio skersinio nuolydžio kampas, kuriam esant prasideda automobilio virtimas, apskaičiuojamas:

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{virt}} = \frac{B}{2h}. \quad (2.11)$$

Ši išraiška tai anksčiau minėtas statinis stabilumo rodiklis, kurio reikšmei didėjant, automobilio stabilumas didėja.

Kaip ir išilginiame automobilio stovume, taip ir skersiniame prieš vrtimą gali prasidėti viso automobilio slydimas. Tai įmanoma, kai automobilio priekinės ir galinės ašies ratai turi vienodą sukibimo su keliu koeficientą:

$$\operatorname{tg}\beta_{sl} = \varphi', \quad (2.12)$$

čia: φ' – ratų sukibimo su kelio danga koeficientas skersiniam ratų slydimui.

Norint, kad automobilio ratų slydimas prasidėtų prieš vrtimą, turi būti tenkinama sąlyga:

$$\operatorname{tg}\beta_{sl} < \operatorname{tg}\beta_{virt}. \quad (2.13)$$

Nagrinėjant skersinį dinaminį automobilio stovumą, vrtimas apie vienos ar kitos pusės ratus galimas, kai važiuoja tiesiu keliu su skersiniu nuolydžiu (2.3 pav) arba horizontaliu keliu posūkyje (2.4 pav.). Automobiliui važiuojant posūkyje verčiančioji jėga tampa išcentrinė inercijos jėga (Gastila 1978):

$$P_{isc} = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R}; \quad (2.14)$$

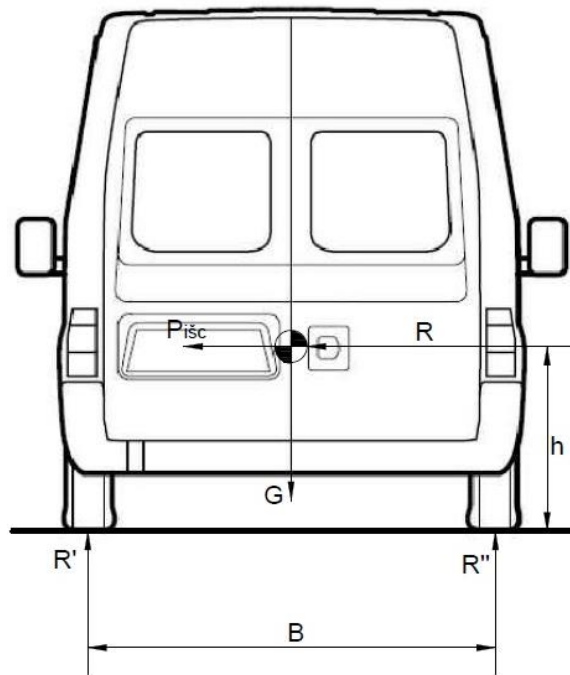
čia: P_{isc} – išcentrinė inercijos jėga, N;

R – kelio posūkio spindulys, m.

Automobilio pusiausvyros sąlyga ašies, einančios per išorinio rato atramos taškus, atžvilgiu:

$$R'' \cdot B + P_{isc} \cdot h - G \frac{3}{2} = 0. \quad (2.15)$$

Automobilio vrtimas prasidės tada, kai normalinė reakcija R'' veikianti vidinėje posūkio dalyje esančius ratus bus lygi 0.



2.4 pav. Automobilio modelis važiuojant posūkyje

Maksimalus kritinis pagal virtimo sąlygas transporto priemonės važiavimo greitis kelio posūkyje apskaičiuojamas pagal formulę:

$$v_{virt} = \eta_p \cdot \sqrt{127 \cdot R \frac{B \pm 2h \cdot \operatorname{tg}\beta}{2h \mp B \cdot \operatorname{tg}\beta}}, \quad (2.16)$$

čia: v_{virt} – automobilio važiavimo greitis, kuriam esant automobilis pradeda virsti, km/h;

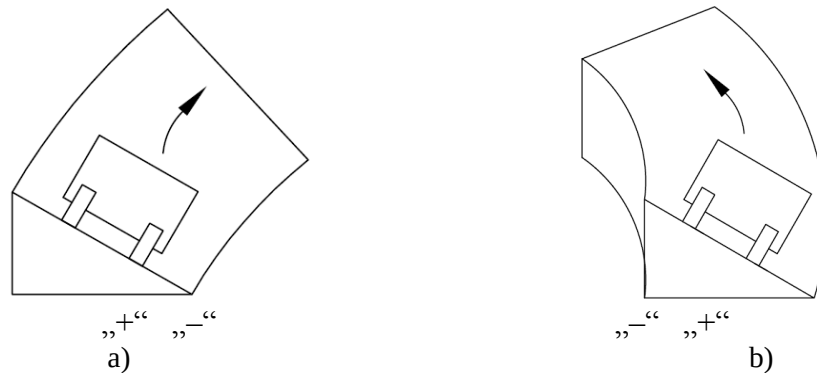
η_p – koeficientas, įvertinantis pakabos ir padangų deformacijos įtaką transporto priemonės stovumui, automobiliams $\eta_p = 0,85$.

Maksimalus kritinis pagal sukibimo sąlygas transporto priemonės važiavimo greitis kelio posūkyje apskaičiuojamas pagal formulę:

$$v_{sl} = \sqrt{127 \cdot R \frac{\varphi' \pm \operatorname{tg}\beta}{1 \mp \varphi'^2 \cdot \operatorname{tg}\beta}}, \quad (2.17)$$

čia: v_{sl} – automobilio važiavimo greitis, kuriam esant automobilis pradeda slysti, km/h.

2.16 ir 2.17 formulėse ženklai „+“ skaitiklyje ir „–“ vardiklyje naudojami, kai automobilis suka į skersinę nuolydžio pusę (2.5 pav. a) ir atvirkščiai, kai suka į priešingą pusę (2.5 pav. b).



2.5 pav. Važiavimas posūkyje su skersiniu kelio nuolydžiu

Eismo saugumui svarbu, kad didėjant automobilio važiavimo greičiui arba mažėjant kelio posvyrio kampui, pirma pradėtų slysti, bet nevirsti. Tačiau slystančio automobilio išoriniam ratui kelio posūkio centro atžvilgiu įsiremus į kokią nors kliūtį kelio paviršiuje, automobilis gali apvirsti. Aukštai pakrautas sunkvežimis ar autobusas kelio posūkyje gali neslysti, bet virsti ant šono (Gastila 1978).

2.3. Automobilio svorio centro nustatymo metodika

SC padėtis yra labai svarbi tiriant automobilio stovumą. Ji gali būti nustatyta projektavimo metu naudojant kompiuterinį modelį, apskaičiuota žinant visų sudarančių dalių mases bei SC koordinatas, tačiau tai labai daug laiko trunkantis skaičiavimas. Kai reikalingas ne tuščio automobilio SC, bet kai automobilis yra įvairiose padėtyse (pripildytas su visais techniniais skysčiais, vairuotoju, keleiviais arba kroviniu), nustatyti SC galima sveriant automobilį (Genta *et al.* 2009).

Išilginė SC padėtis nustatoma sveriant automobilio priekinę ir galinę ašis atskirai horizontalioje padėtyje (2.6 a pav.) ir apskaičiuojama pagal formules:

$$\begin{cases} a = l \frac{F_{z_2}}{F_{z_1} + F_{z_2}} \\ b = l \frac{F_{z_1}}{F_{z_1} + F_{z_2}} \end{cases}, \quad (2.18)$$

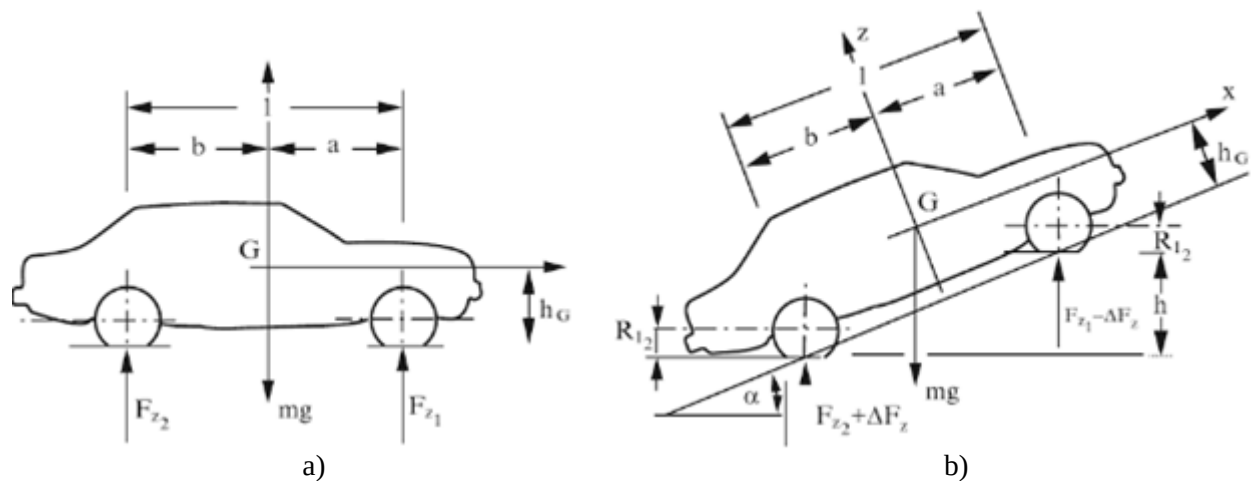
čia: a – atstumas, nuo automobilio priekinės ašies iki SC, mm;

b – atstumas, nuo automobilio galinės ašies iki SC, mm;

l – automobilio bazė, mm;

F_{z_1} – atraminė reakcijos jėga į automobilio priekinę ašį, N;

F_{z_2} – atraminė reakcijos jėga į automobilio galinę ašį, N.



2.6 pav. Automobilio išilginės SC padėties ir aukščio nustatymo schema

Jeigu SC nėra ant simetrijos plokštumos, reikia nustatyti SC padėtį skersine automobilio kryptimi matuojant svorio jėgas tenkančias dešinės ir kairės pusės ratams.

Automobilio SC aukštis nustatomas vieną iš ašių keliant į viršų (2.5 b pav.). Tokiu atveju svarstyklės dedamos po ratais tos ašies, kuri stovi ant žemės. Tam, kad būtų kuo tikslesnis matavimas, ratai turi būti neužblokuoti (atleisti stabdžiai ir įjungta neutrali padėtis). Kad automobilis neriedėtų gali būti padėti atsparai po nepakeltais ratais arba diržais įtvirtinti keliami ratai prie kėlimo platformos. Padangose turi būti vienodas oro slėgis (Genta, Morello 2009).

Tam, kad būtų gaunamas tikslesnis SC aukštis, automobilio ašis keliama į keletą skirtingų aukščių ir fiksuojami svarstyklių parodymai bei pakėlimo aukštis. SC aukštis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$h_G = R_l + \frac{\Delta F_z}{m_a g} \frac{l \sqrt{l^2 - h^2}}{h}, \quad (2.19)$$

čia: h_G – automobilio SC aukštis, mm;

R_l – rato spindulys, kai automobilis stovi ant kelio paviršiaus, mm;

ΔF_z – atraminės reakcijos į automobilio ašį pokytis, N;

m_a – nustatyta automobilio masė, kg;

g – laisvojo kritimo pagreitis, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$;

h – automobilio pakėlimo aukštis.

Atlikus skaičiavimus skirtinguose aukščiuose, apskaičiuojamas vidurkis, kuris ir laikomas nustatytu automobilio SC aukščiu.

Norint nustatyti pakrauto automobilio masę galima nustatyti anksčiau aprašytu būdu arba, kai žinoma krovinio masė ir SC, nustatyti skaičiavimo būdu. Pastarasis būdas laikomas saugesniu, nes nereikalauja įtvirtinti krovinį ar pasodinti žmones, kai viena iš automobilio ašių yra keliama.

Automobilis ir krovinys patalpinami į vieną koordinačių sistemą. Jų suminė masė nustatoma pagal formulę (Bogdevičius *et al.* 2012):

$$m_s = \sum_{i=1}^n m_i, \quad (2.20)$$

čia: m_s – suminė masė, kg;

m_i – i -oji masė, kg.

SC koordinatės nustatomos (Bogdevičius *et al.* 2012):

$$x_C = \frac{\sum_{i=1}^n x_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (2.21)$$

$$z_C = \frac{\sum_{i=1}^n z_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (2.22)$$

čia: x_C, z_C – koordinatės iki suminio SC;

x_i, z_i – i -osios masės koordinatės, nuo koordinačių ašies xz.

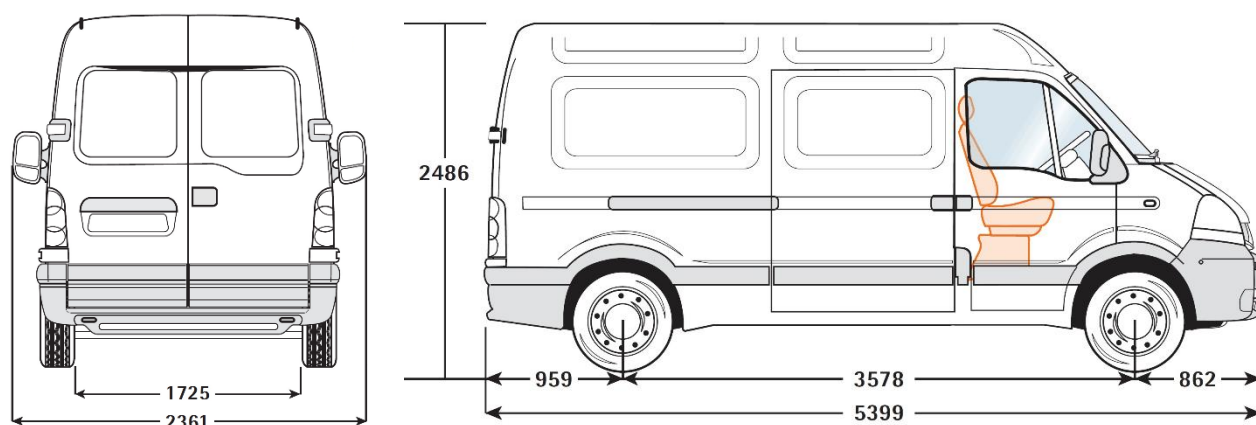
3. EKSPERIMENTINIS TYRIMAS

Eksperimentinis tyrimas susideda iš keturių dalių: SC nustatymo, automobilio stovumo parametrų skaičiavimo, tyrimo automobiliu bei *CarSim* programa.

Eksperimentiniam tyrimui atlikti buvo pasirinktas automobilis 2006 metų gamybos N1 kategorijos furgono tipo automobilis *Renault Master*. Jo techniniai duomenys pateikti 3.1 lentelėje bei išoriniai matmenys pateikti 3.1 pav.

3.1 lentelė. *Renault Master* techniniai duomenys (*Autobild...2017*)

Parametras	Reikšmė
Transporto priemonės kategorija	N1
Kėbulo kodas	BB
Didžiausia techniškai leidžiama pakrautos transporto priemonės masė	3300 kg
Parengtos eksploatuoti transporto priemonės masė	1871 kg
Variklio tipas	Turbodieselinis
Variklio darbinis tūris	2463 cm ³
Variklio galia	84 kW
Pavarų dėžė	6 pavarų, mechaninė
Varantieji ratai	priekiniai
Sėdimų vietų skaičius	3
Priekinė pakaba	Nepriklausoma, spyruoklinė
Galinė pakaba	Standi ašis, linginė
Automobilio bazė	3578 mm
Padangos	225/65 R16C



3.1 pav. *Renault Master* išoriniai matmenys (*Smcars...2017*)

Bandytas automobilis turėjo ABS sistemą, elektroninės stabilumo sistemos neturėjo. Anot gamintojo, bandytas automobilis pagal bazės ilgį bei bendrą automobilio aukštį laikomas vidutinio ilgio L2 bei aukščio H2 furgonu.

3.1. Svorio centro nustatymas

Vieta

Automobilio *Renault Master* SC buvo nustatinėjamas VGTU Automobilių transporto katedroje esančioje Automobilių eksploatavimo mokomojoje laboratorijoje.

Naudota įranga

Dviejų stovų hidraulinis keltuvas *GABILIFT DHD-2,5t*.

Automobilinės svarstyklės *DINI ARGEO* su indikatoriumi *3590EKR* bei 4-iomis svėrimo platformomis *WWSD15TMR-3*. Indikatorius su svėrimo platformomis sujungtas bevieliu ryšiu. Matuojant kiekviena platforma pastatoma ant horizontalaus paviršiaus taip, kad pokrypio indikatorius atsidurtų nurodytoje padėtyje. Platformos sunumeruotos: *S1* statoma po priekiniu kairės pusė ratu, *S2* – priekyje dešinėje pusėje, *S3* – gale kairėje pusėje, *S4* – gale dešinėje pusėje. Platformos matuoja kiekvienam ratui tenkančią automobilio masę ir duomenis perduoda indikatoriumi. Indikatorius parodo tenkančias mases bei visą sveriamo automobilio masę. Susumavus mases, tenkančias vienos ašies ratams, galima nustatyti, kokia masė tenka vienai ašiai.

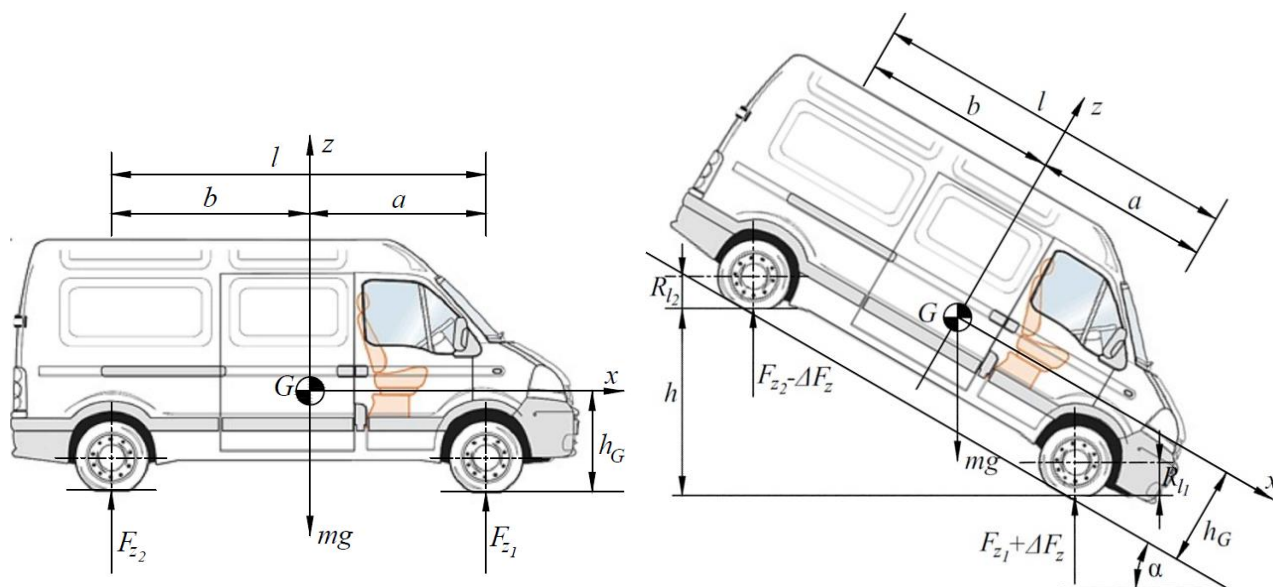
Tyrimo eiga ir rezultatai

Automobiliui *Renault Master* buvo nustatyta SC padėtis išilgine automobilio kryptimi bei aukštis (3.2 pav.). SC padėtis nustatyta, kai automobilis buvo be krovinio, vairuotojo ar keleivių.



3.2 pav. Automobilio SC nustatymas

Pirmiausia nustatyta SC padėtis išilgine automobilio kryptimi. Matavimo schema pateikta 3.3 a pav. Tam, kad būtų gautos atraminės reakcijos jėgos į automobilio ašis, automobilis buvo pastatytas ant svėrimo platformų ir nustatyta automobilio masė, tenkanti kiekvienam ratui. Gauti rezultatai pateikti 3.2 lentelėje.



a) b)
3.3 pav. SC nustatymo schema: a) kai matuojama padėtis išilgine automobilio kryptimi; b) kai matuojamas aukštis

3.2 lentelė. Nustatytos automobilio masės dalys, tenkančios kiekvienam ratui, kai automobilis stovi horizontaliai

	Automobilio masė, tenkanti ratams, kg			Atraminė reakcijos jėga F_z , N
	Kairė pusė	Dešinė pusė	Iš viso	
Priekinė ašis	675	665	1340	13 132
Galinė ašis	380	365	745	7 301
			2085	204 433

Į 2.18 formulę įstatomos reikšmės:

$$\begin{cases} a = 3578 \cdot \frac{7301}{13132 + 7301} = 1278 \text{ mm} \\ b = 3578 \cdot \frac{13132}{13132 + 7301} = 2300 \text{ mm} \end{cases}$$

Vėliau nustatytas automobilio SC aukštis. Matavimo schema pateikta 3.3 b pav. Atliekant matavimą, automobilio priekiniai ratai buvo pastatyti ant svėrimo platformų, o galiniai – ant hidraulinio keltuvo. Automobilio galinė dalis buvo pakelta į 6-ias skirtingo aukščio padėtis, kuriose

užfiksuotas pakėlimo aukštis bei masės dalis, tenkanti priekiniams ratams. Matavimo rezultatai ir apskaičiuoti SC aukščiai pateikti 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė. Automobilio SC aukščio matavimo rezultatai

Pakėlimo aukštis h , mm	Masė, tenkanti ratams, kg		Masių suma, kg	Svorio jėga, veikianti ratus, N	Jėgos pokytis, N	SC aukštis, mm
	Priek. kairė	Priek. dešinė				
340	705	660	1365	13377	245	769
600	715	665	1380	13524	392	724
790	720	675	1395	13671	539	737
930	730	680	1410	13818	686	766
1080	735	685	1420	13916	784	754
1180	740	690	1430	14014	882	762
Vidurkis						752

Į 2.19 formulę įrašomos reikšmės:

$$h_{G340} = 320 + \frac{245}{2085 \cdot 9,81} \frac{3578 \cdot \sqrt{3578^2 - 340^2}}{340} = 769 \text{ mm.}$$

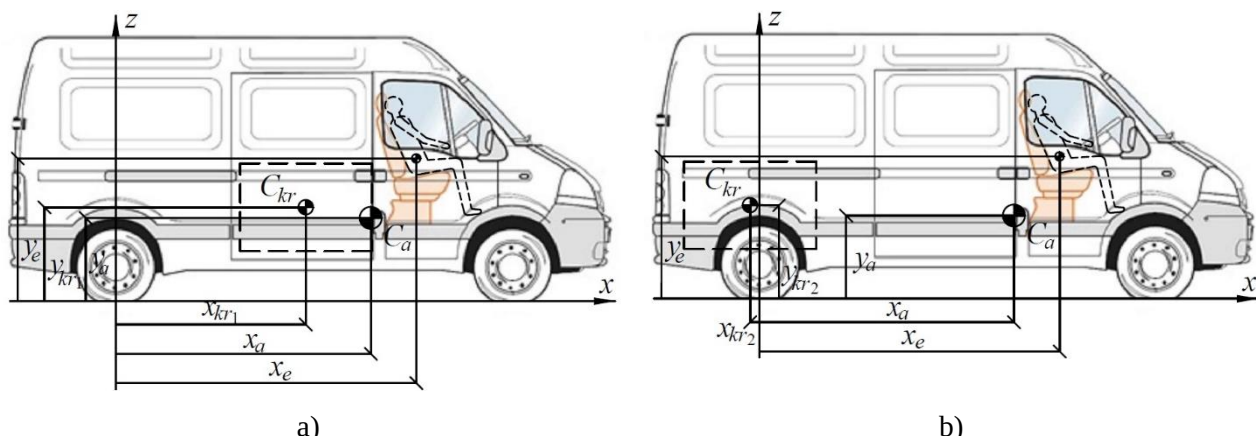
Atitinkami skaičiavimai atliekami, kai automobilio galinė dalis pakelta į kitus 3.3 lentelėje pateiktus aukščius. Atlikus skaičiavimus ir nustatius vidurkį priimu, kad automobilio SC aukštis $h_G = 750 \text{ mm}$.

Pakrauto automobilio *Renault Master* SC buvo nustatytas remiantis skaičiavimais. Bandymo metu į automobilio krovinių skyrių buvo pakrautas kroviny, kurio masė $m_{kr} = 980 \text{ kg}$. Kroviny buvo sudarytas iš plastikinės dėžės, į kurią buvo sukrauti smėlio maišai. Automobilio ekipažą sudarė vairuotojas bei keleivis, taip pat ant priekinių sėdynių buvo sudėta bandymams reikalinga matavimo įranga. Visa ekipažo ir įrangos masė $m_e = 150 \text{ kg}$.

Suminė masė susideda iš nustatytos automobilio masės ($m_a = 2085 \text{ kg}$), krovinio masės ($m_{kr} = 980 \text{ kg}$), ekipažo masės ($m_e = 155 \text{ kg}$) ir apskaičiuojama pagal 2.20 formulę:

$$m_s = m_a + m_{kr} = 2085 + 980 + 155 = 3220 \text{ kg.}$$

Koordinatės nustatytos remiantis kompiuterine programa *AutoCAD* sudaryta automobilio schema (3.4 pav.). Koordinačių ašių pradžia pasirinktas taškas, kuriame automobilio galinis ratas liečiasi su važiuojamąja dalimi.



a) b)
3.4 pav. Automobilio su kroviniu SC nustatymo schema:

a) kai krovinys priekyje; b) kai krovinys gale

SC koordinatės:

- Automobilio $x_a = 2300$, $y_a = 750$;
- Krovinio, kai krovinys priekyje $x_{kr1} = 1755$, $z_{kr1} = 840$;
- Krovinio, kai krovinys gale $x_{kr2} = -80$, $z_{kr2} = 840$;
- Ekipažo $x_e = 2707$, $y_e = 1285$.

SC koordinatės apskaičiuojamos pagal 2.21 ir 2.22 formules. Nustatytos koordinatės pateiktos 3.4 lentelėje.

SC koordinatės, kai krovinys priekyje (3.4 a pav.):

$$x_{C_1} = \frac{x_a \cdot m_a + x_{kr1} \cdot m_{kr} + x_e \cdot m_e}{\sum_{i=1}^n m_i},$$

$$x_{C_1} = \frac{2300 \cdot 2085 + 1755 \cdot 980 + 2707 \cdot 155}{3220} = 2154 \text{ mm},$$

$$z_{C_1} = \frac{z_a \cdot m_a + z_{kr1} \cdot m_{kr} + z_e \cdot m_e}{\sum_{i=1}^n m_i},$$

$$z_{C_1} = \frac{750 \cdot 2085 + 840 \cdot 980 + 1285 \cdot 155}{3220} = 803 \text{ mm}.$$

SC koordinatės, kai krovinys gale (3.4 b pav.):

$$x_{C_2} = \frac{x_a \cdot m_a + x_{kr2} \cdot m_{kr} + x_e \cdot m_e}{\sum_{i=1}^n m_i},$$

$$x_{C_2} = \frac{2300 \cdot 2085 + (-80) \cdot 980 + 2707 \cdot 155}{3220} = 1595 \text{ mm},$$

$$z_{C_2} = z_{C_1} = 803 \text{ mm.}$$

SC koordinatės, kai automobilis be krovinio, tik su ekipažu:

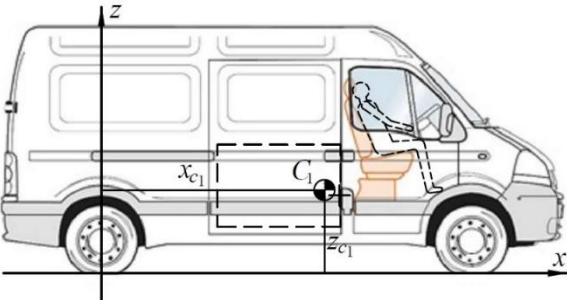
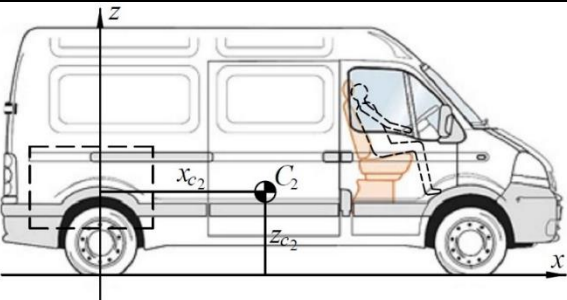
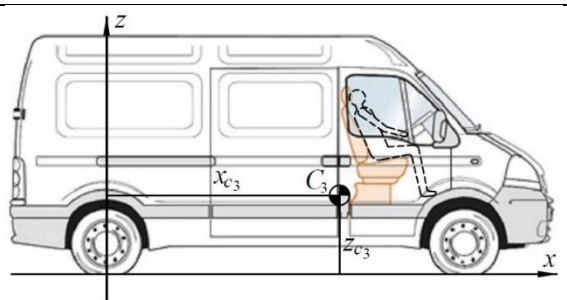
$$x_{C_1} = \frac{x_a \cdot m_a + x_e \cdot m_e}{\sum_{i=1}^n m_i},$$

$$x_{C_3} = \frac{2300 \cdot 2085 + 2707 \cdot 155}{2240} = 2328 \text{ mm,}$$

$$z_{C_1} = \frac{z_a \cdot m_a + z_e \cdot m_e}{\sum_{i=1}^n m_i},$$

$$z_{C_3} = \frac{750 \cdot 2085 + 1285 \cdot 155}{2240} = 787 \text{ mm.}$$

3.4 lentelė. Nustatytos SC padėtys

Automobilio schema	SC koordinatės
Kroviny priekyje	
	$x_{C_1} = 2154 \text{ mm,}$ $z_{C_1} = 803 \text{ mm.}$
Kroviny gale	
	$x_{C_2} = 1595 \text{ mm,}$ $z_{C_2} = 803 \text{ mm.}$
Be krovinio	
	$x_{C_3} = 2328 \text{ mm,}$ $z_{C_3} = 787 \text{ mm.}$

3.2. Stovumo parametrų skaičiavimas

Žinant SC padėtį, galima nustatyti 2.1. ir 2.2. skyriuose aprašytus išilginio ir skersinio stovumo parametrus.

Maksimali įkalnė, kurią automobilis gali įveikti be virtimo apskaičiuojama pagal 2.7 formulę. Kai automobilis be krovinio, o tik su ekipažu:

$$\operatorname{tg} \alpha_{virt} = \frac{2328}{787} = 2,958, \quad \alpha_{virt} = 71^\circ.$$

Kai krovinys įtvirtintas priekinėje dalyje:

$$\operatorname{tg} \alpha_{virt} = \frac{2154}{803} = 2,682, \quad \alpha_{virt} = 70^\circ.$$

Kai krovinys įtvirtintas galinėje dalyje:

$$\operatorname{tg} \alpha_{virt} = \frac{1595}{803} = 1,986, \quad \alpha_{virt} = 63^\circ.$$

Maksimali įkalnė, kurią automobilis gali įveikti be ratų buksavimo apskaičiuojama pagal 2.8 formulę. Ratų buksavimas nepriklauso nuo automobilio pakrovimo sąlygų, todėl visais atvejais bus vienodas. Priimu, kad sukibimo koeficientas $\varphi = 0,75$, todėl:

$$\operatorname{tg} \alpha_{buks} = 0,75, \quad \alpha_{buks} = 37^\circ.$$

Atlikus skaičiavimus galima teigti, kuo SC arčiau automobilio galinės dalies, maksimali įkalnė, kurią automobilis gali įveikti be virtimo, yra mažesnė. Palyginus buksavimo ir virtimo kampus $\operatorname{tg} \alpha_{buks} < \operatorname{tg} \alpha_{virt}$, galima daryti išvadą, kad automobilio maksimalios įkalnės įveikimas yra apribotas buksavimu. Buksavimo kampas, lyginant su mažiausiu virtimo kampu, yra mažesnis 26° .

Maksimalus kelio skersinio nuolydžio kampas, kuriam esant prasideda automobilio virtimas, apskaičiuojamas pagal 2.11 formulę. Kai automobilis be krovinio, o tik su ekipažu:

$$\operatorname{tg} \beta_{virt} = \frac{1950}{2 \cdot 787} = 1,239, \quad \beta_{virt} = 51^\circ.$$

Kai krovinsys įtvirtintas priekinėje ar galinėje dalyje:

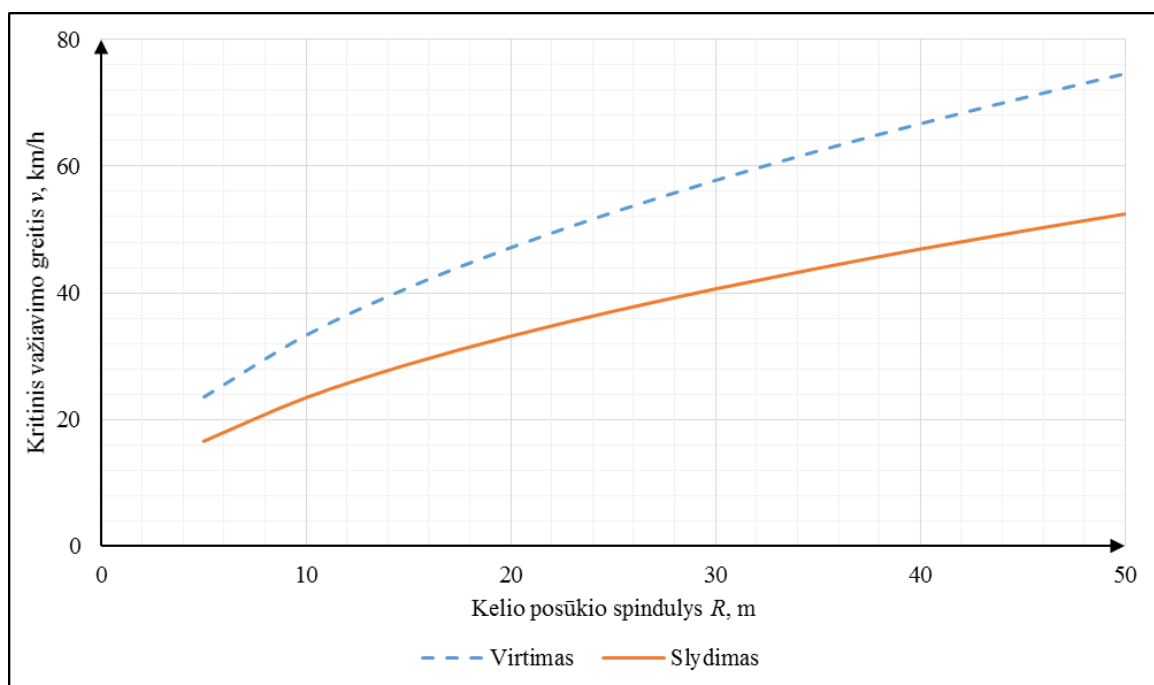
$$\operatorname{tg} \beta_{virt} = \frac{1950}{2 \cdot 803} = 1,214, \quad \beta_{virt} = 51^\circ.$$

Maksimalus kelio skersinio nuolydžio kampas, kuriam esant prasideda automobilio slydimas, apskaičiuojamas pagal 2.12 formulę. Kaip ir išilginiame stovume, taip ir skersiniame ratų slydimas priklauso tik nuo sukibimo koeficiento. Priimu, kad sukibimo koeficientas skersiniam ratų slydimui $\varphi' = 0,8\varphi = 0,8 \cdot 0,75 = 0,6$, todėl:

$$\operatorname{tg} \beta_{sl} = 0,6, \quad \beta_{sl} = 31^\circ.$$

Palyginus skersinius slydimo ir virtimo kampus $\operatorname{tg} \alpha_{bukt} < \operatorname{tg} \alpha_{virt}$, galima teigti, kad kelyje su skersiniu nuolydžiu, automobilis pirmiausia pradės slysti. Buksavimo kampas, lyginant su virtimo kampais, yra mažesnis 20° .

Skaičiuojant skersinį dinaminį automobilio stovumą pagal 2.16 ir 2.17 formules nustatomi automobilio kritiniai virtimo ir slydimo greičiai įveikiant kelio posūkį.



3.5 pav. Kritinio važiavimo greičio priklausomybė nuo kelio posūkio spindulio

3.5 pav. grafike vaizduojama, kaip kinta automobilio kritiniai slydimo ir virtimo greičiai didėjant posūkio spinduliui kelyje be skersinio nuolydžio. Kai posūkio spindulys 10 m, tai kritinis slydimo greitis yra 17 km/h, virtimo – 24 km/h. Greičių skirtumas – 7 km/h. Esant 30 m posūkio

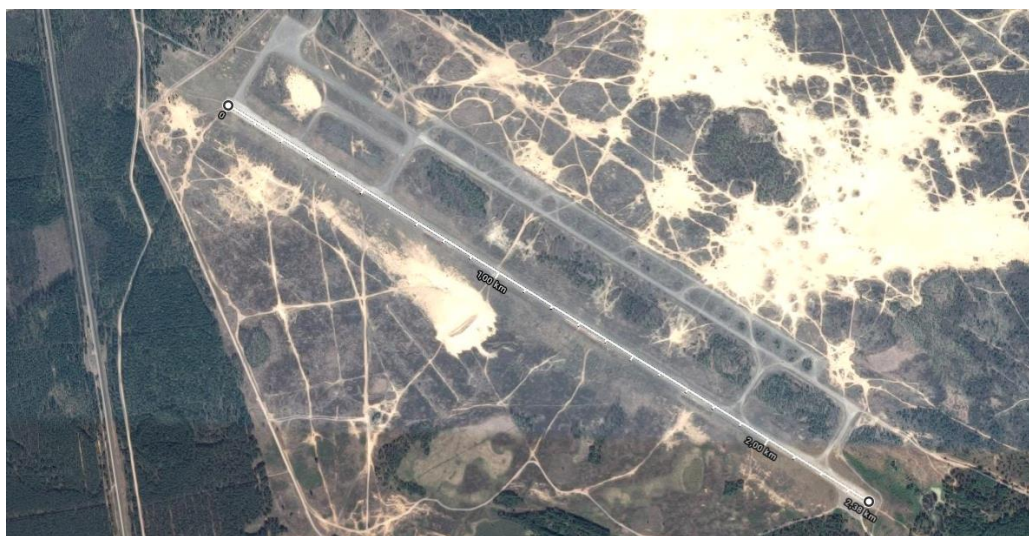
spinduliui, slydimas prasideda pasiekus 41 km/h greitį, virtimas – 58 km/h. Kritinių greičių skirtumas padidėja iki 17 km/h. Automobiliui važiuojant keliu, kurio posūkio spindulys yra 50 m, automobilis pradės slysti pasiekus 52 km/h greitį, o virsti – 75 km/h. Skirtumas tarp kritinių greičių siekia 23 km/h.

Skaiciuojant kritinius greičius, buvo pasirinktas pakrauto automobilio *Renault Master* apskaičiuotas SC aukštis – 803 mm. Apskaičiuoti kritiniai greičiai rodo, kad automobilio slydimas įvyks pirmiau nei virtimas. Išnagrinėjus 3.5 pav. grafiką, galima teigti, kad didėjant posūkio spinduliui didėja skirtumas tarp slydimo ir vartimo kritinių greičių, todėl pajutus automobilio ratų slydimą ir sumažinus greitį, galima išvengti vartimo.

3.3. Automobilio stovumo tyrimas

Vieta

Automobilio *Renault Master* stovumo eksperimentinis tyrimas buvo atliktas kariniame Gaižiūnų poligone, Jonavos rajone, ant nebenaudojamo pakilimo tako (3.6 pav.). Danga bandymo metu – sausas betonas.



3.6 pav. Gaižiūnų poligonas, Jonavos rajonas

Naudota įranga

Eksperimentinio tyrimo metu automobilio judėjimo parametrus matuoti buvo naudojama vokiečių įmonei *Kistler Group* priklausančio gamintojo *Corrsys-Datron* sertifikuota matavimo įranga. Tai mobili įranga, kurią galima sumontuoti įvairaus tipo automobiliuose. Bandymų metu įrangai elektros energiją tiekia automobilyje atskirai sumontuota 12 V akumuliatoriaus baterija. 3.5 lentelėje pateiktos naudotos įrangos techninės charakteristikos.

Automobilio pagreičiai ir sukimosi greičiai apie visas tris ašis buvo matuojami automobilio simetrijos plokštumoje ant priekinio stiklo pritaisytu jutikliu *TANS 3-Axis* (3.7 pav. 1 pozicija).

Ant automobilio kėbulo šono montuojamas bekontaktis optinis judėjimo greičio išilgine ir skersine ašimi bei sukimosi kampo matavimo jutiklis *Correvit S-350 Aqua* (3.7 pav. 2 pozicija). Jutiklis buvo sumontuotas ant šoninių slankiojamų durų. Optinio jutiklio veikimas pagrįstas šviesos srautu, nukreiptu į kelio paviršių. Atspindėta šviesa parodo statistinį pasiskirstymą tarp šviesių ir tamsių kelio paviršiaus tekstūros taškų. Automobilui judant šis pasiskirstymas kinta priklausomai nuo greičio ir krypties, todėl nustatomas judėjimo greitis dviem kryptimis (Žuraulis 2015).

Sukimuisi apie išilginę bei skersinę ašis įvertinti buvo matuojami amortizuotos masės sukimosi apie išilginę ir skersinę ašį kampai. Šie parametrai buvo gauti naudojant du lazerinius *HF-500C* jutiklius (3.7 pav. 3 pozicija). Jutikliai buvo sumontuoti ant priekinių durų. Jie matuoja atstumą nuo montavimo vietos iki kelio paviršiaus. Šis matavimo būdas nevertina kelio paviršiaus plokštumos posvyrio.

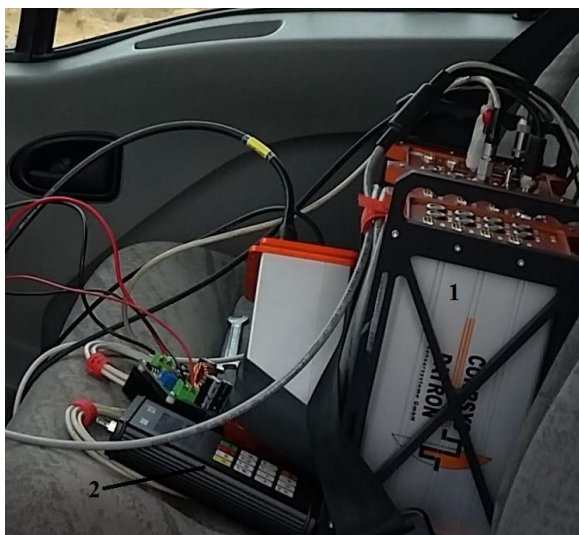


3.7 pav. Jutiklių matavimo schema: 1 – akcelerometras ir giroskopas;
2 – optinis greičio jutiklis; 3 – lazerinis posvyrio jutiklis; 4 – rato padėties jutikliai

Automobilio vairuojamo rato posūkio kampo padėtis buvo matuojama *Kistler RV-4* sistema (3.7 pav. 4 pozicija). Ši jutiklių sistema montuojama tarp neamortizuojančios ir amortizuojančios masės, todėl lankstuose esančių jutiklių signalai perskaičiuojami atskiru procesoriumi, o duomenų išvesčiai pateikiami reikiamo rato padėties parametrai. Prieš atliekant tyrimą, būtina sukalibruoti sistemą į signalų apdorojimo programą suvedant rato skersmens ir skersinio išnešimo parametrus (Žuraulis 2015).

Visų jutiklių duomenys buvo sinchronizuotai surinkti naudojant gamintojo *Corrsys-Datron* įrenginį *DAS-3*. Įrenginys tvirtinamas automobilio salone (3.8 pav.).

Tyrimo metu duomenys buvo įrašomi į atminties kortelę. Įrašyti duomenys tolesniam apdorojimui buvo filtruojami ir konvertuojami kompiuterine programa *TurboLab 6.0*. Matavimo įrangos kalibravimo nustatymai, įrašymo paleidimas ir sustabdymas vykdomi automobilio salone tvirtinamu valdymo pultu.



3.8 pav. Matavimo įrangos išdėstymas automobilio salone: 1 – duomenų surinkimo įrenginys;
2 – dinaminių parametrų matavimo įrangos valdymo pultas

3.5 lentelė. Pagrindinės tyrimuose naudotos įrangos techninės charakteristikos (Žuraulis 2015)

Parametras	Prietaisas	Tikslumas	Matavimo ribos	Matavimo dažnis, Hz	Jutiklio masė, kg
a_x, a_y, a_z	<i>Corrsys-Datron TANS 3-Axis</i>	$\pm 0,2 \%$	$\pm 3 \text{ g}$	10	0,230
$\dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}$		$\pm 0,1 \%$	$\pm 150 \text{ }^\circ/\text{s}$	25	
δ_i, γ_i	<i>Kistler RV-4</i>	$\pm 0,1^\circ, \pm 0,2^\circ$	$\pm 60^\circ, \pm 10^\circ$	10	2,5
Δz_j		$\pm 0,1 \text{ mm}$	$\pm 200 \text{ mm}$	10	
v_x, v_y	<i>Correvit S-350 Aqua</i>	$\pm 0,2 \%$	$0,5\text{-}250 \text{ km/h}, \pm 30^\circ$	250	0,500
ϕ, θ	<i>Corrsys-Datron HF-500C</i>	$\pm 0,2 \%$	$125\text{-}625 \text{ mm}$	1000	0,155

Tyrimams buvo naudojamas VGTU pagamintas vairavimo robotas (3.9 pav.). Robotą sudaro elektrinis 24 V gamintojo *Oriental motor* variklis. Energija tiekiamas iš mobilaus automobilyje įtaisyto atskiro 12 V akumulatoriaus baterijos. Tam, kad gauti reikiamą 24 V įtampą, naudojamas įtampos keitiklis. Variklis sukimo momentą perduoda per žiedinius krumpliaračius. Visas įrenginys tvirtinamas ant vairo 4 plokštelėmis bei 1 ar 2 vakuuminiais laikikliais. Vairavimo roboto valdymo blokas programuojamas kompiuterio pagalba per *Arduino* kontrolerį. Komandos roboto valdikliui

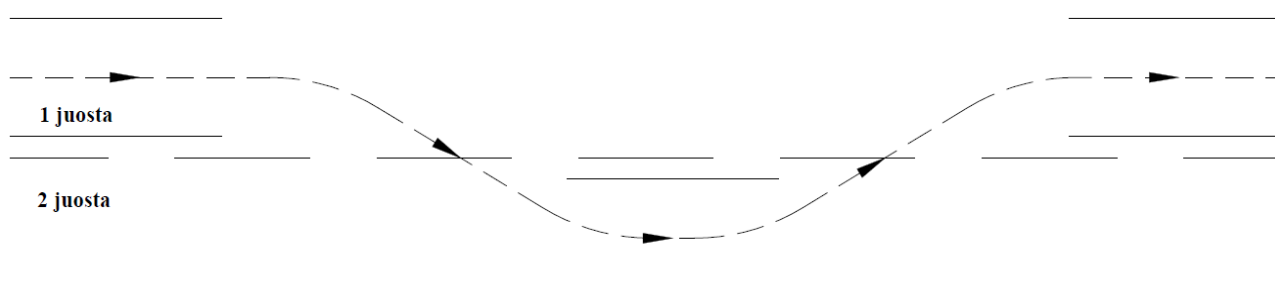
suvedamos kompiuteriu. Vairavimo robotas pasirinktas todėl, kad buvo norima kuo tiksliau atkartoti važiavimo trajektoriją visų bandymų metu.



3.9 pav. Vairavimo robotas

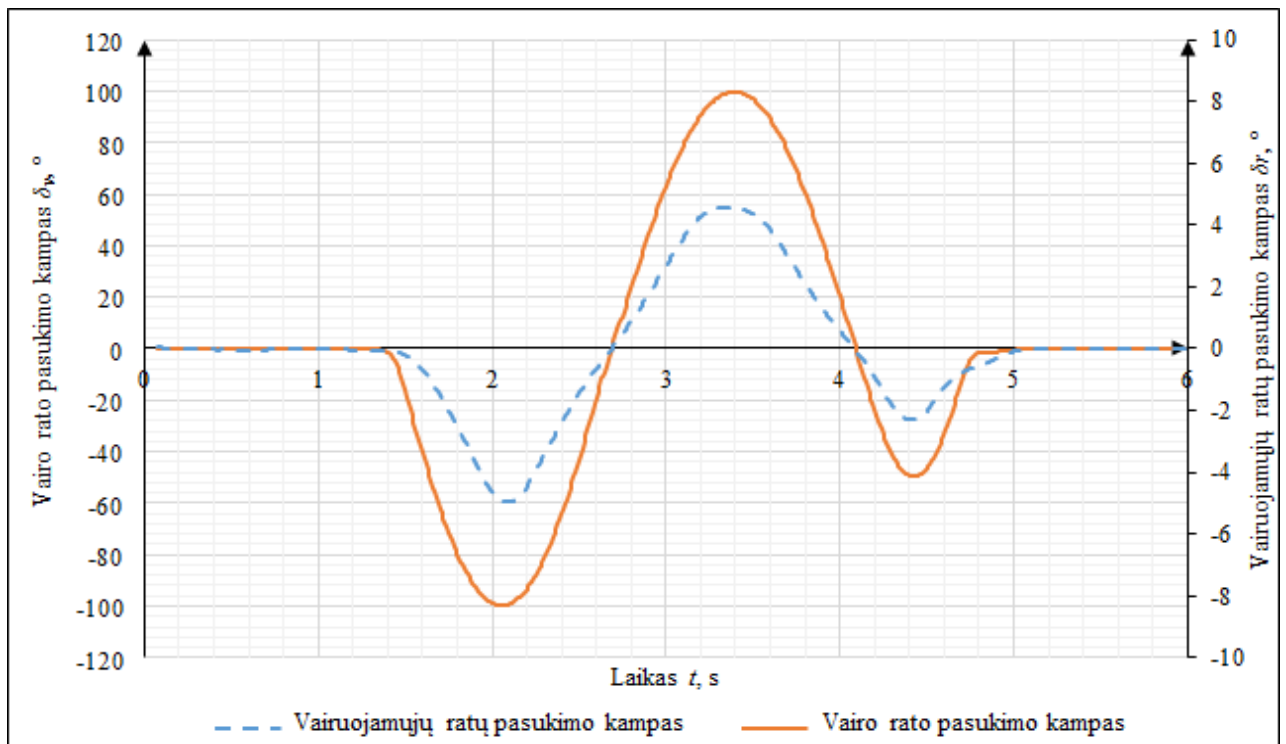
Tyrimo eiga ir rezultatai

Atliekant tyrimą buvo siekiama atkartoti dvigubos juostos keitimo manevrą (3.10 pav.), todėl pirmiausia atliekant bandomuosius važiavimus buvo nustatyti vairo rato pasukimo kampai bei pasukimo greitis (3.11 pav.). Įvertinus saugumą buvo pasirinktas automobilio greitis – 60 km/h.



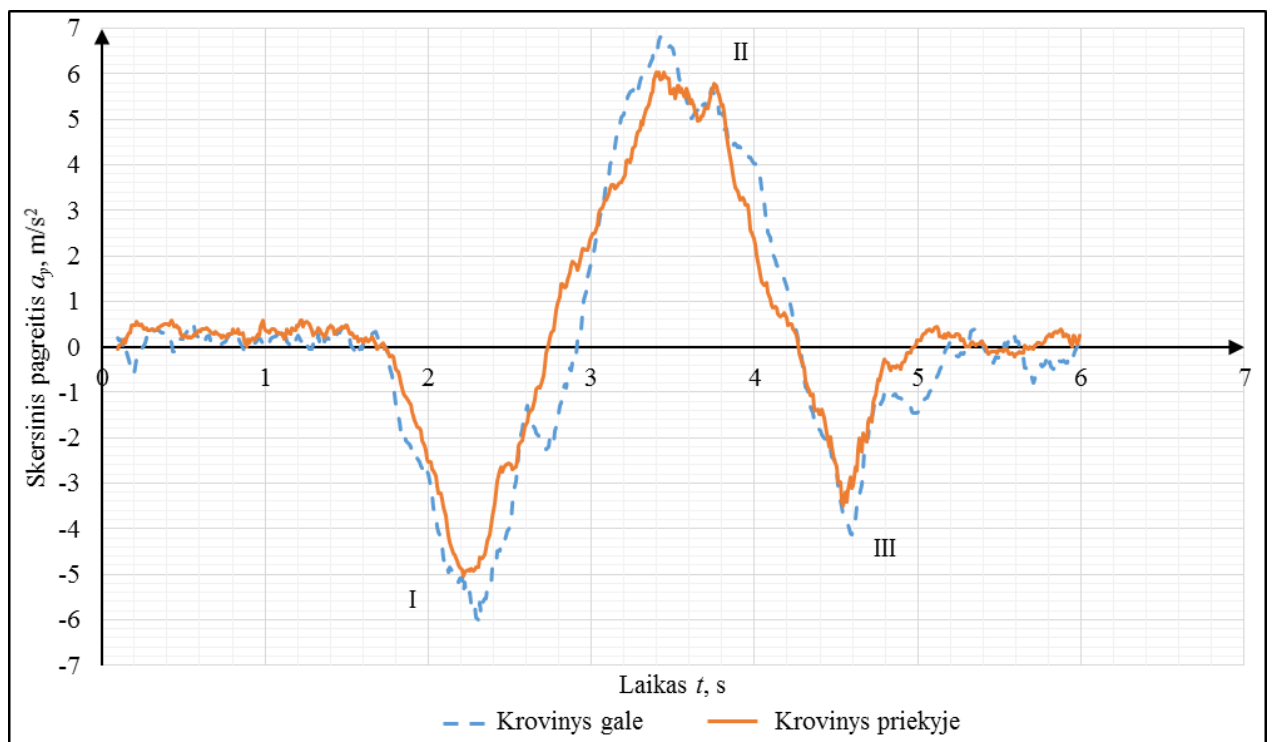
3.10 pav. Dvigubos juostos keitimo manevro trajektorija

Bandymai buvo atlikti su kroviniu, įtvirtintu gale ir priekyje. Siekiant ištirti automobilio skersines stovumo savybes automobiliui manevruojant buvo vertinti šie parametrai: skersinis pagreitis, automobilio sukimosi apie vertikalią ašį greitis ir kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas. Visi šie parametrai yra tarpusavyje susiję ir kinta dėsningai. Jie yra charakteringi norint nustatyti automobilio valdomumo parametrus (Uys *et al.* 2006).



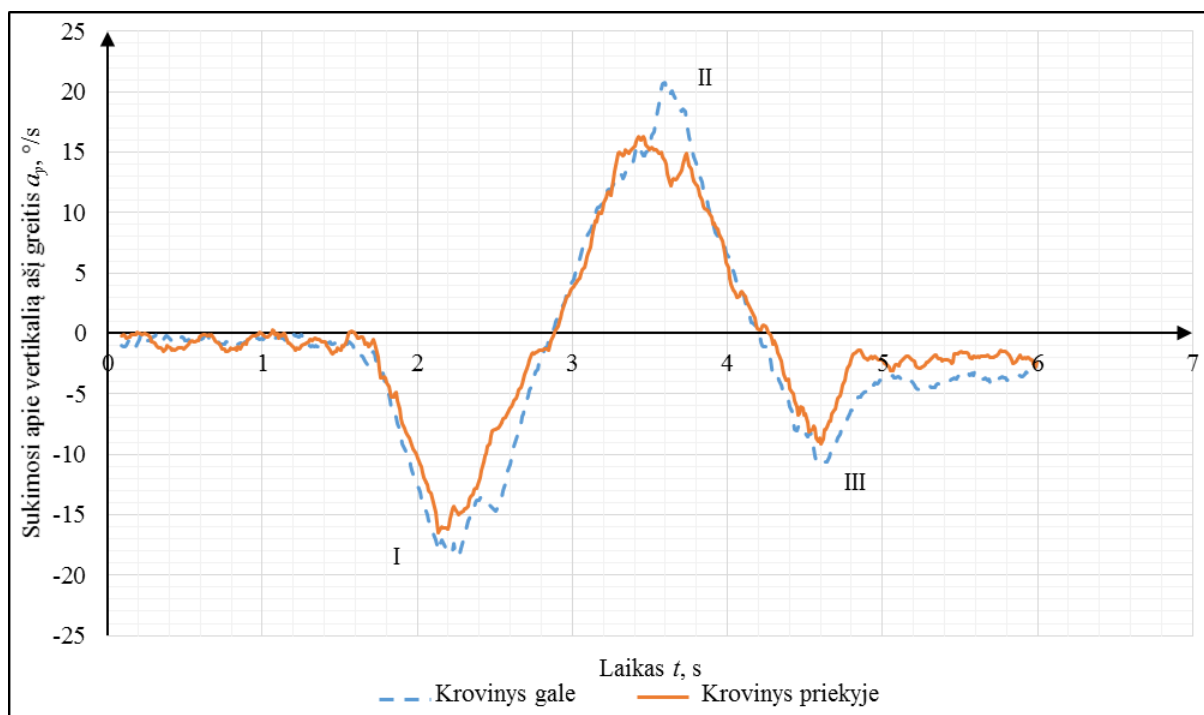
3.11 pav. Vairo rato ir vairuojamųjų ratų pasukimo kampai tyrimo metu

Iš bandymų metu gautų duomenų sudarytas automobilio skersinio pagreičio grafikas (3.12 pav.). Grafike aiškiai matyti, kad skersinis pagreitis išauga tose vietose, kur pasikeičia automobilio važiavimo kryptis. Būtent šiose vietose ir išryškėja skirtumas tarp krovinio tvirtinimo padėčių. Iš grafiko matyti, kai krovinys tvirtinamas automobilio gale, gaunami pagreičiai yra didesni.

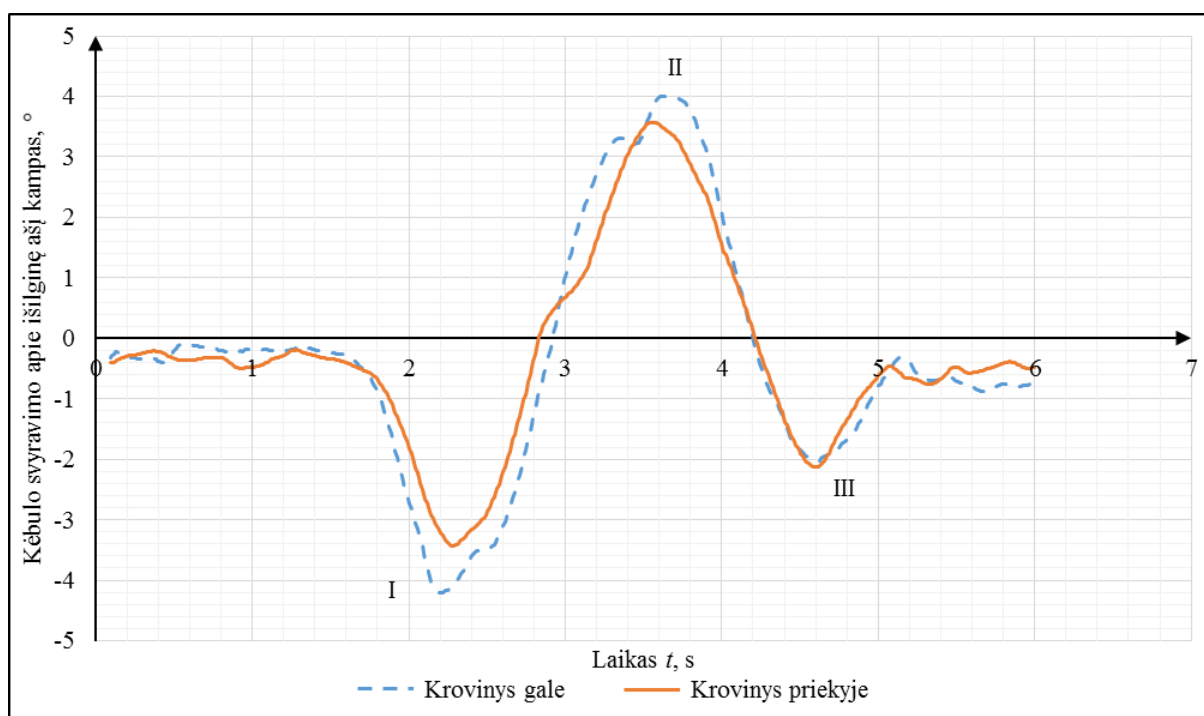


3.12 pav. Skersinio pagreičio grafikas

3.13 pav. pateiktas sukimosi apie vertikalią ašį greičio grafikas, 3.14 pav. – kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikas. Abiejuose grafikuose taip pat išryškėja trys maksimalios reikšmės tose vietose, kur automobilis keičia judėjimo kryptį. Tiek sukimosi apie vertikalią ašį greitis, tiek kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas, gaunamas didesnis, kai krovinys tvirtinamas automobilio galinėje dalyje lyginant su tvirtinimu priekyje.



3.13 pav. Sukimosi apie vertikalią ašį greičio grafikas



3.14 pav. Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikas

3.5 lentelėje pateikiamos didžiausios grafikų reikšmės, kai krovinys tvirtinamas automobilio gale, o 3.6 lentelėje, kai krovinys tvirtinamas priekyje. Lyginant pasiektus skersinius pagreičius tarp dviejų skirtingų krovinio tvirtinimo pozicijų, matoma, kad pasukus vairą I pozicija (išvažiuojant į kitą eismo juostą), skersinio pagreičio skirtumas $0,4 \text{ m/s}^2$, sukimosi apie vertikalią ašį greičio – $3,37 \text{ }^\circ/\text{s}$, kėbulo svyravimo apie išilginės ašies kampą – $0,58^\circ$. Automobilio vairą sukant II pozicija (sukant automobilį grįžimui į pradinę eismo juostą), skersinis pagreitis skiriasi apie 1 m/s^2 , sukimosi apie vertikalią ašį greitis – $4,07 \text{ }^\circ/\text{s}$, kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas – $0,78^\circ$. Kai vyksta automobilio išlyginimas (III pozicija), pagreičių skirtumas siekia $0,8 \text{ m/s}^2$, sukimosi apie vertikalią ašį greičių – $1,95 \text{ }^\circ/\text{s}$, kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampų – $0,28^\circ$.

Remiantis 3.12, 3.13 ir 3.14 pav. pateiktais grafikais bei 3.5 ir 3.6 lentelėse pateiktomis maksimaliomis reikšmėmis galima matyti, kad automobilis lyginant visais pateiktais parametrais tampa mažiau stabilus, kai krovinys tvirtinamas galinėje dalyje.

3.6 lentelė. Maksimalios reikšmės, kai krovinys gale

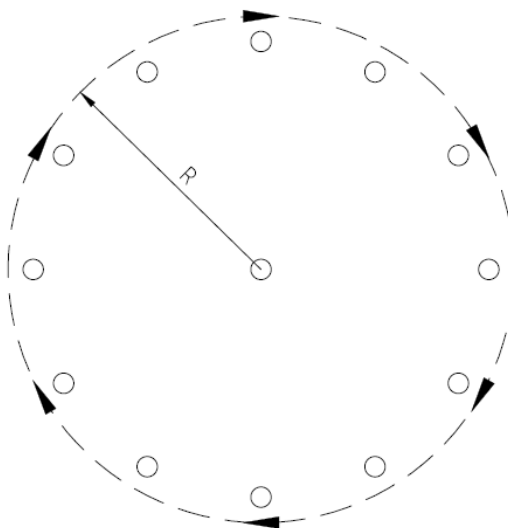
Band. Nr.	Skersinis pagreitis, m/s^2			Sukimosi apie vertikalią ašį greitis, $^\circ/\text{s}$			Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas, $^\circ$		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	-5,4	6,8	-4,2	-18,6	19,3	-10,9	-4	3,9	-2,7
2	-5,5	7,2	-4,2	-17,8	19,6	-11,6	-3,8	4,1	-2,5
3	-5,4	6,8	-4,3	-19,4	20,8	-11,2	-4,1	4,1	-2,5
4	-6	6,8	-4,1	-18,4	20,7	-10,8	-4,2	4	-2
Vidurkis	-5,58	6,9	-4,2	-18,55	20,1	-11,13	-4,03	4,03	-2,43

3.7 lentelė. Maksimalios reikšmės, kai krovinys priekyje

Band. Nr.	Skersinis pagreitis, m/s^2			Sukimosi apie vertikalią ašį greitis, $^\circ/\text{s}$			Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas, $^\circ$		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1	-5,2	5,7	-3,2	-14,5	15,3	-8,3	-3,5	3	-2
2	-5,2	6	-3,2	-15,2	17,1	-8,7	-3,4	3,3	-2,2
3	-5,3	5,7	-3,6	-14,5	15,4	-10,6	-3,5	3,1	-2,3
4	-5	6	-3,5	-16,5	16,3	-9,1	-3,4	3,6	-2,1
Vidurkis	-5,18	5,85	-3,38	-15,18	16,03	-9,18	-3,45	3,25	-2,15

Antrasis bandymas automobiliu buvo atliktas važiuojant pastovaus spindulio žiedo trajektorija (3.15 pav.). Šio bandymo tikslas nustatyti, kokią įtaką krovinio padėtis turi automobilio pasukamumui bei koku būdu automobilis praranda stovumą.

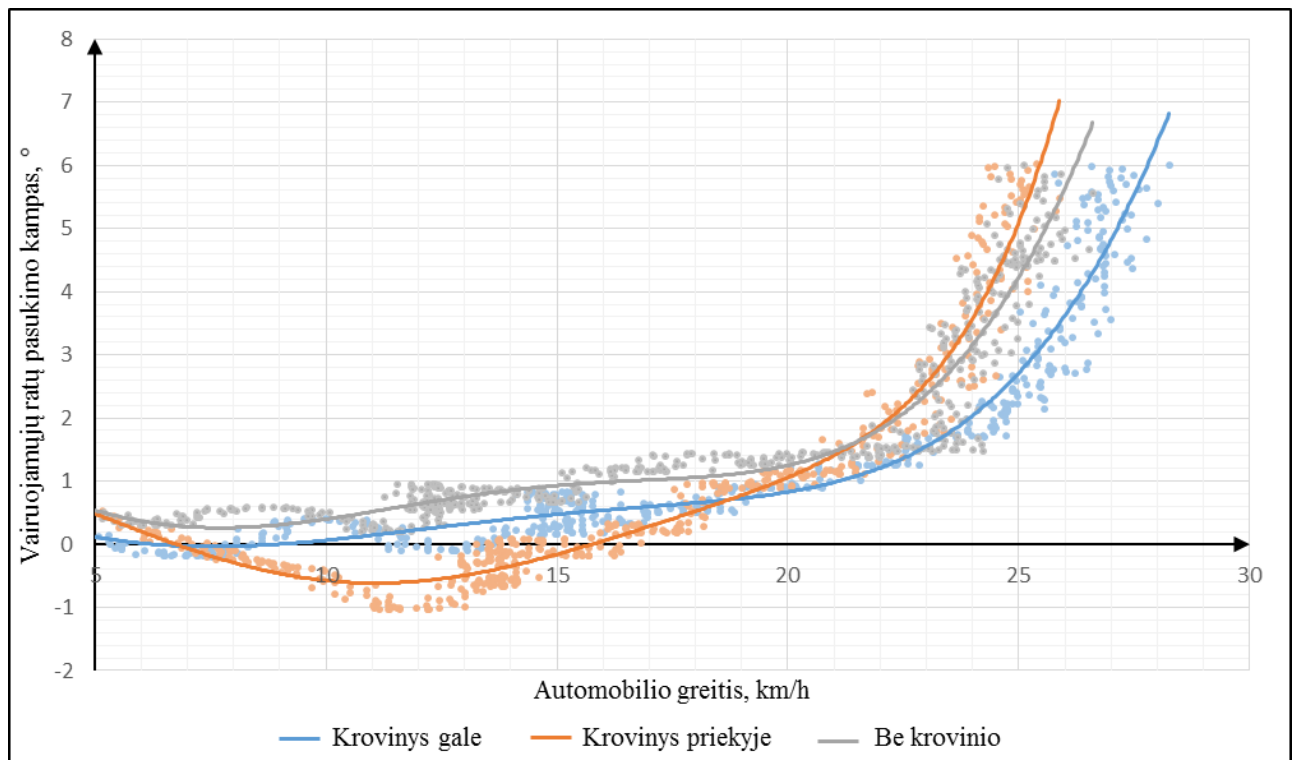
Pagal bandymų sąlygas buvo pasirinktas maksimalus apskritimo spindulys – 20 m. Automobiliui važiuojant žiedu buvo nuolat didinamas greitis iki to momento, kai automobilis praranda pusiausvyrą.



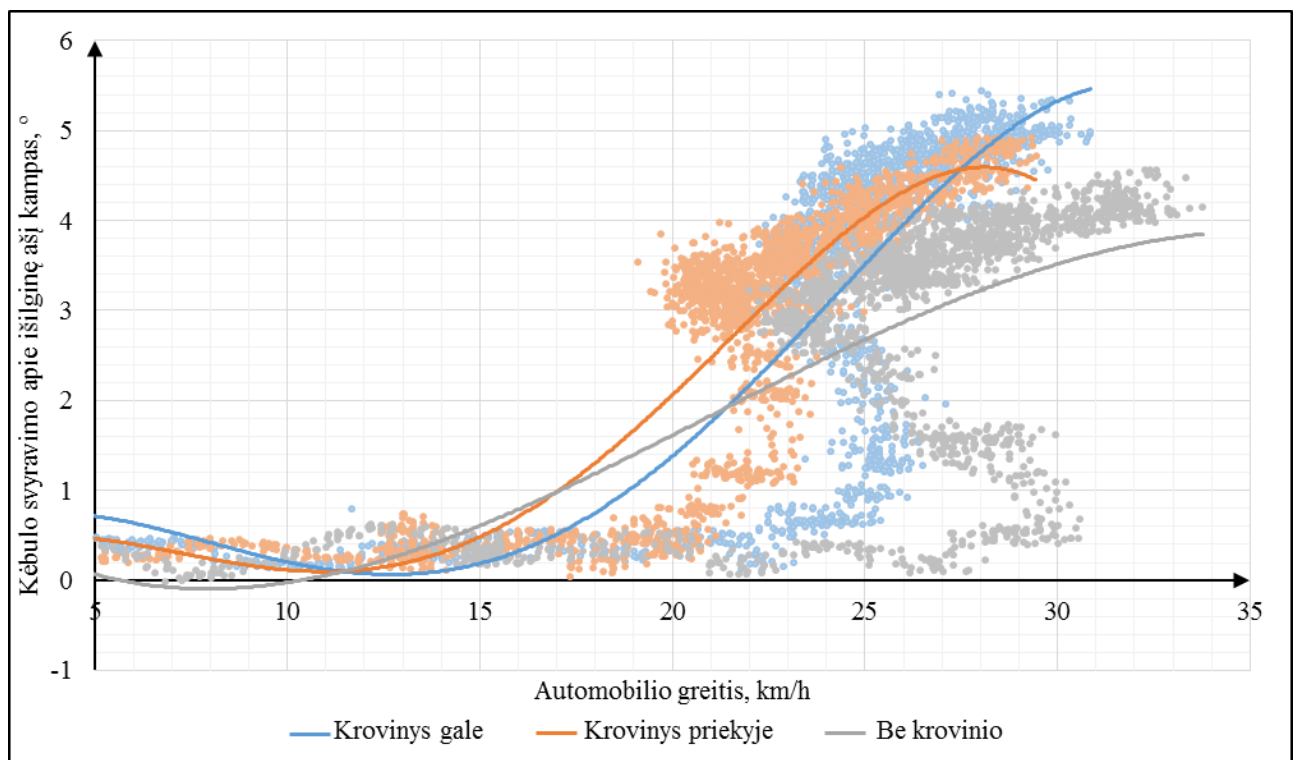
3.15 pav. Važiavimo pastovaus spindulio žiedu trajektorija ($R = 20$ m)

3.16 pav. pateiktas grafikas, kuriame parodyta kaip kinta vairuojamųjų ratų pasukimas priklausomai nuo greičio važiuojant apskritimu. Kadangi vairuojamųjų ratų pasukimo kampas nuolat didėja didinant automobilio greitį, tai reiškia, kad bandyto automobilio *Renault Master* pasukamumas yra nepakankamas (Abe 2009). Taip pat iš grafiko galima spręsti, kad bandymo sąlygomis krovinio tvirtinimo padėtis ar svoris neturi ženklios reikšmės automobilio pasukamumui. Kreivės savo forma yra panašios.

Automobiliui važiuojant apskritimu nustatyta, kad didinant greitį automobilis linkęs prarasti skersinį stovumą virsdamas. 3.16 pav. grafike vaizduojama kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo priklausomybė nuo automobilio važiuavimo greičio. Automobiliui važiuojant tuščiam 30 km/h greičiu automobilio kėbulas pasvyra apie 4° į priešingą posūkiui kryptį. Kai krovinys įtvirtintas priekyje, automobilio kėbulas pasvyra apie $4,5^\circ$, o kai krovinys gale daugiau kaip 5° . Nors teoriniai skaičiavimai (2.16 ir 2.17 formulė) rodo, kad automobilio skersinis stovumas nepriklauso nuo SC padėties, tačiau bandymų sąlygomis, matome, kad šis rodiklis įtakos turi. Tuščio automobilio bandymo metu, dėl mažesnės galinės ašies apkrovos, nuo žemės buvo atitrūkęs posūkio viduje esantis galinis ratas. Galima teigti, kad automobilis linkęs virsti.



3.16 pav. Vairuojamųjų ratų pasukimo kampo grafikas



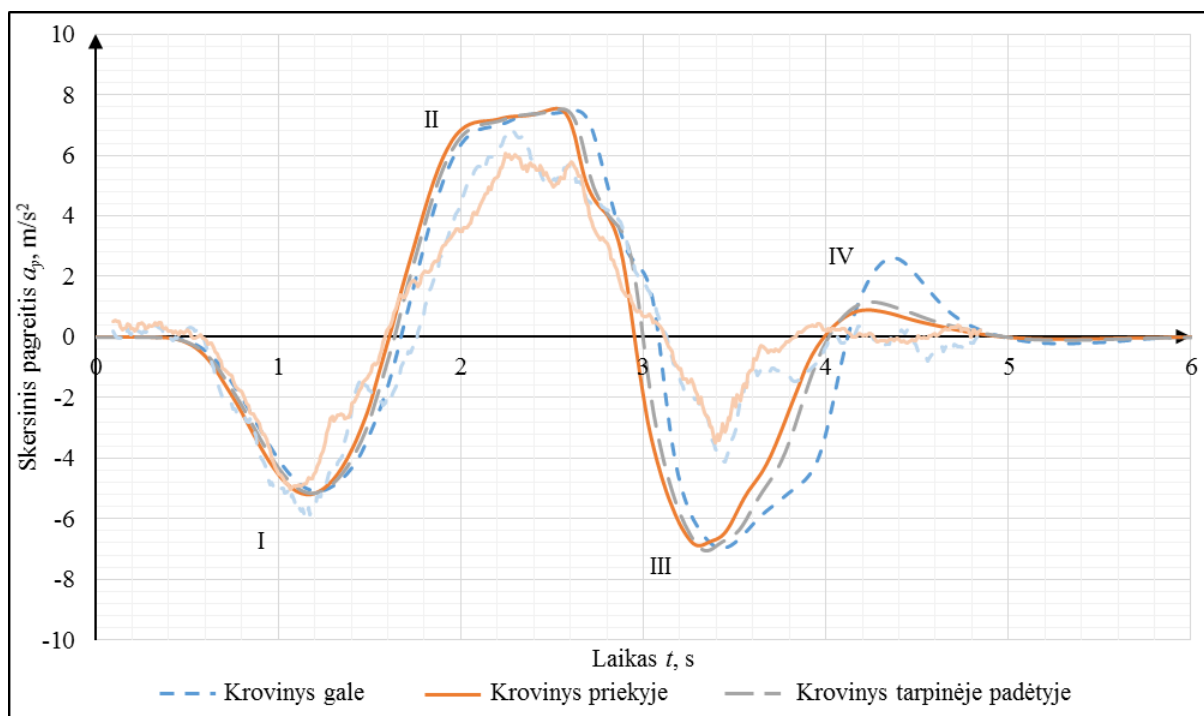
3.17 pav. Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikas

3.4. Automobilio stovumo tyrimai kompiuterine programa *CarSim*

Siekiant ištirti plačiau automobilio stovumą, tyrimams buvo pasirinkta kompiuterinė modeliavimo programa *CarSim*. Programos pagalba buvo sukurtas virtualus automobilio modelis bei atkurta dvigubos juostos keitimo trajektorija.

CarSim programa buvo nustatyti skersiniai pagreičiai važiuojant 60 km/h greičiu, kai krovinys priekyje, gale bei tarpinėje padėtyje. Buvo tiriama kaip kinta automobilio skersiniai pagreičiai, kai automobilis važiuoja ta pačia trajektorija didesniu greičiu.

Atliekant bandymą 60 km/h greičiu (3.18 pav.), toks skirtumas tarp pagreičių, kaip bandymų metu poligone, nebuvo gautas, tačiau pastebėta, kad padidėja skersinis pagreitis automobilio išlyginimo metu, kai grįžta į pradinę juostą (III pozicija). Automobiliui pasukus vairą ir pradėjus važiuoti į kitą eismo juostą (I pozicija) gaunamas 5 m/s^2 skersinis pagreitis, II pozicijoje jis siekia $-7,5 \text{ m/s}^2$, III pozicijoje -7 m/s^2 . Tiek kroviniai esant priekyje, tiek gale, automobiliui grįžus į pradinę juostą, įvyksta galinės ašies slydimas ir atsiranda dar viena skersinio pagreičio maksimali reikšmė (IV pozicija). Šioje vietoje skersinių pagreičių skirtumas $1,5 \text{ m/s}^2$ didesnis, kai krovinys tvirtinamas gale. Krovinio SC perkėlus į tarpinę padėtį, skersinis pagreitis manevro pabaigoje gaunamas $0,3 \text{ m/s}^2$ didesnis už pagreitį, kai krovinys tvirtinamas priekyje.

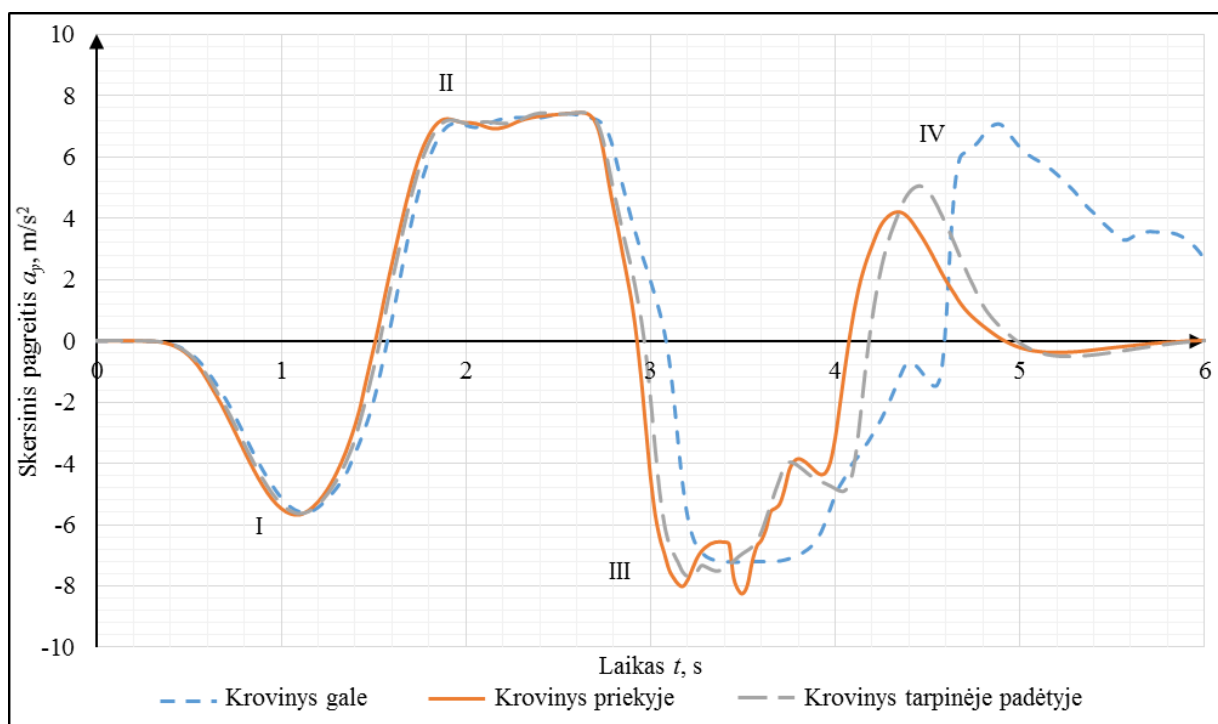


3.18 pav. *CarSim* skersinio pagreičio grafikas, kai automobilio važiavimo greitis 60 km/h

CarSim sukimosi apie vertikalią ašį greičio ir kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikai, kai automobilio važiavimo greitis 60 km/h, pateikti A priede.

3.19 pav. grafike pateikti skersiniai pagreičiai automobiliui važiuojant 65 km/h greičiu ir atliekant tokį patį manevrą. I automobilio judėjimo pozicijoje gaunamas $5,5 \text{ m/s}^2$, II pozicijoje – $7,5 \text{ m/s}^2$, III pozicijoje – 8 m/s^2 . I ir III pozicijose automobilio skersiniai pagreičiai, padidėjus važiavimo greičiui, padidėja atitinkamai $0,5 \text{ m/s}^2$ ir 1 m/s^2 . II pozicijoje pagreitis išlieka toks pat, tačiau kreivė yra labiau išstęsta ir maksimalus skersinis pagreitis trunka apie 1 s, kai tuo tarpu važiuojant 60 km/h greičiu trunka apie 0,5 s. Šioje vietoje vyksta automobilio galinės ašies slydimas. 3.19 pav. grafike III pozicijoje pagreičio kreivę gaunama banguota taip pat dėl ašies slydimo.

3.19 pav. kai krovins tvirtinamas priekyje bei tarpinėje padėtyje, skersinis pagreitis manevro pabaigoje gaunamas $1,5 \text{ m/s}^2$ didesnis nei važiuojant 60 km/h greičiu. Tuo metu automobilio galinė ašis slysta didesniu kampų, tačiau automobilis abiem atvejais gražinamas į numatytą važiavimo trajektoriją. Kai krovins gale, skersinio pagreičio skirtumas IV pozicijoje siekia 4 m/s^2 ir automobilis praradęs sukibimą su kelio danga į trajektoriją negrįžta.



3.19 pav. CarSim skersinio pagreičio grafikas, kai automobilio važiavimo greitis 65 km/h

CarSim sukimosi apie vertikalią ašį greičio ir kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikai, kai automobilio važiavimo greitis 65 km/h, pateikti B priede.

Iš atlikto kompiuterinio modeliavimo rezultatų galima teigti, kad didėjant automobilio greičiui manevro metu, skersiniai pagreičiai taip pat didėja. Kuo krovins tvirtinamas arčiau galinės dalies, tuo automobilis linkęs greičiau prarasti stovumą.

IŠVADOS IR PASIŪLYMAI

Tyrimo metu nustatyta, kad krovinį tvirtinant automobilio *Renault Master* krovinų skyriaus priekyje, svorio centras nuo nepakrauto automobilio svorio centro padėtis galine kryptimi pasislenka 174 mm, o kai krovinys tvirtinamas galinėje dalyje – 733 mm. Tai sudaro atitinkamai 5,9 % ir 20,5 % viso automobilio bazės ilgio.

Maksimali įkalnė, kurią automobilis gali įveikti be virtimo, kai krovinys priekyje, yra 70°, kai gale – 63°. Maksimali įkalnė, kurią automobilis gali įveikti be ratų buksavimo – 37°. Todėl galima sakyti, kad maksimali įveikiama įkalnė apribota automobilio ratų buksavimo.

Važiuojant apskritimo trajektorija ir didinant greitį nustatyta, kad bandytas automobilis turi nepakankamą pasukamumą ir kai krovinys tvirtinamas gale, automobilio kūbulas pasvyra 0,5° daugiau lyginant su krovinio priekyje.

Važiuojant automobiliu dvigubos juostos keitimo manevro metu skersinio pagreičio reikšmės padidėja iki 1 m/s², kai krovinys tvirtinamas automobilio galinėje dalyje. Atlikus tyrimą kompiuterine modeliavimo programa *CarSim* nustatyta, kad atliekant manevrą 5 km/h didesniu greičiu skersiniai pagreičiai manevro pabaigoje padidėja: kai krovinys priekyje – 1,5 m/s² ir siekia 4 m/s², kai krovinys gale padidėja 4 m/s² ir siekia 7 m/s². Abiem atvejais automobilis praranda sukibimą su keliu ir pradeda slysti galinė ašis.

Palyginus eksperimentinio tyrimo ir *CarSim* gautus rezultatus galima matyti, kad vežant krovinį automobilio priekinėje dalyje, automobilis lengviau išlaikys stovumą. Todėl patartina furgono tipo automobiliu vežti krovinį, kurio masės negalima išskirstyti tolygiai visame krovininės dalies plote, įtvirtinus kuo arčiau priekinės dalies.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

- Abe, M. *Vehicle Handling Dynamic*. 2009. Elsevier. 286 p.
- Autobild. 2017 [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 25 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.autobild.de/marken-modelle/renault/master/iii/#daten>.
- Bogdevičius, M.; Junevičius, R.; Vansauskas, V. *Transporto priemonių dinamika*. 2012. Vilnius: Technika. 90 p. Prieiga per internetą: http://dspace.vgtu.lt/bitstream/1/1436/1/1381-S_Bogdevicius_Transporto_WEB.pdf.
- Eismo įvykių statistika. 2017 [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. vasario 10 d.]. Prieiga per internetą: http://lakd.lrv.lt/uploads/lakd/documents/files/Eismo_saugumas/Statistika/Eismo_ivykiu_pasiskirstymas_pagal_rusis.pdf.
- Forkenbrock, G.; Garrott, W; Boyd, P. 2003. *An overview of NHTSA's recent light vehicle dynamic rollover propensity research and consumer information program*. NHTSA, USA, Paper number 488: 1-14. Prieiga per internetą: <https://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/Esv/esv18/CD/Files/18ESV-000488.pdf>.
- Forkenbrock, G. J.; O'Harra, B. C.; Elsasser, D. 2004. *A Demonstration of the Dynamic Tests Developed for NHTSA's NCAP Rollover Rating System*. NHTSA. Final Report. DOT HS 809 705. 104 p.
- Gastila, L. 1978. *Automobiliai ir traktoriai*. Vilnius: Mokslas. 278 p.
- Genta, G.; Morello, L. 2009. *The Automotive chassis. Volume 2: System Design*. Springer. 831 p.
- Gillespie, T. *Fundamentals of vehicle dynamics*. 1992. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc., 470 p.
- Lambert, K. 2007. *Degree of Master of Science A study of vehicle properties that influence rollover and their effect on electronic stability controllers*. Auburn, Alabama: 132 p.
- Mitunevičius, V.; 1999. *Automobilių dinamikos pagrindai: sąvokos, apibrėžimai ir bendrieji taikymo principai*. Vilnius: Mokslas. 278 p.
- Momiyama, F.; Kitazawa, K.; Miyazaki, K.; Soma, H.; Takahashi, T. 1999. *Gravity center height estimation for the rollover compensation system of commercial vehicles*. JSAE Review 20 (1999): 493–497.
- Petrovas, D.; Bartulis, V. 2007. *Savivarčių automobilių statinio stovumo palyginimas*. Transporto inžinerija: 275–281.
- Smcars. 2017 [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 25 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.smcars.net/attachments/renault-master-1-gif.97965/>.

Uys, P.; Els, P.; Thoresson, M. 2006. *Criteria for handling measurement*. Journal of Terramechanics 43 (2006): 43-67.

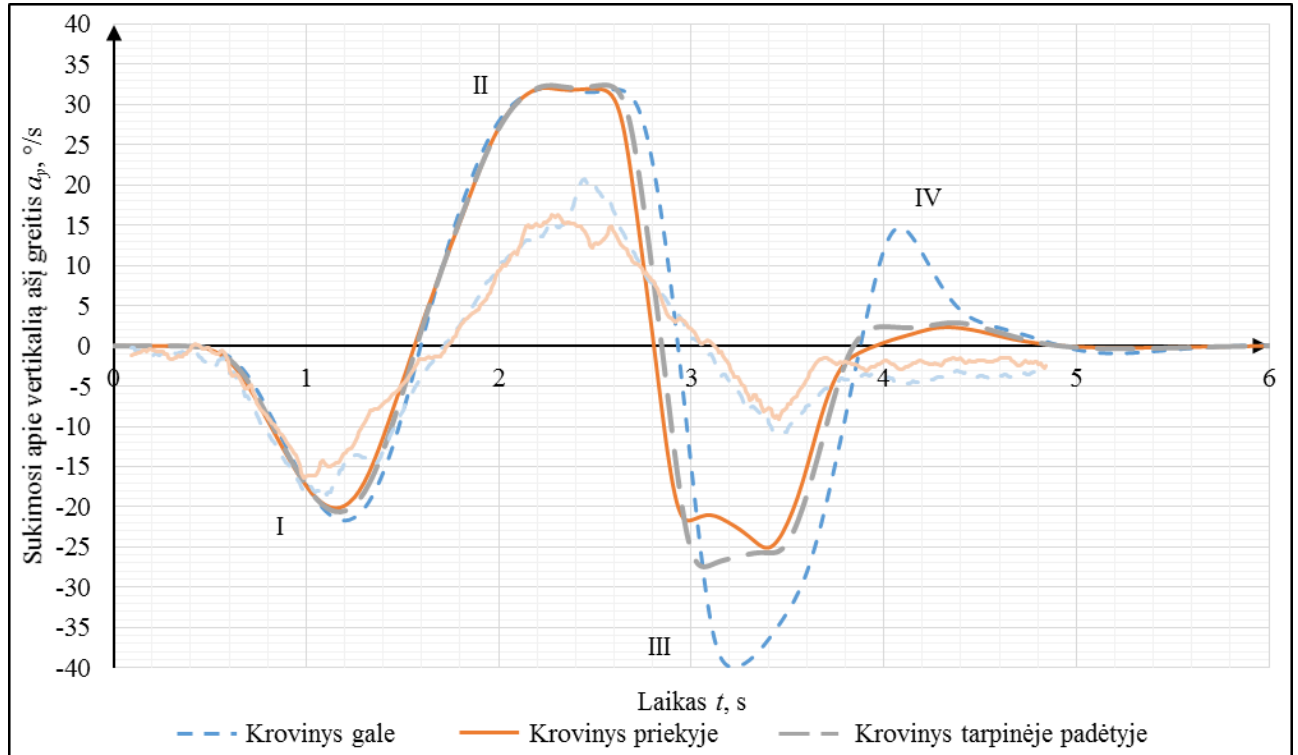
Walz, M. C. 2005 *Trends in the Static Stability Factor of Passenger Cars, Light Trucks, and Vans*. NHTSA Technical report. DOT HS 809 868. 39 p. Prieiga per internetą: <https://crashstats.nhtsa.dot.gov/Api/Public/ViewPublication/809868>.

Žuraulis, V. 2015. *Posūkio trajektorija slydimu režimu judančio automobilio dinaminių parametrų tyrimas*. Daktaro disertacija. Vilnius: Technika. 140 p.

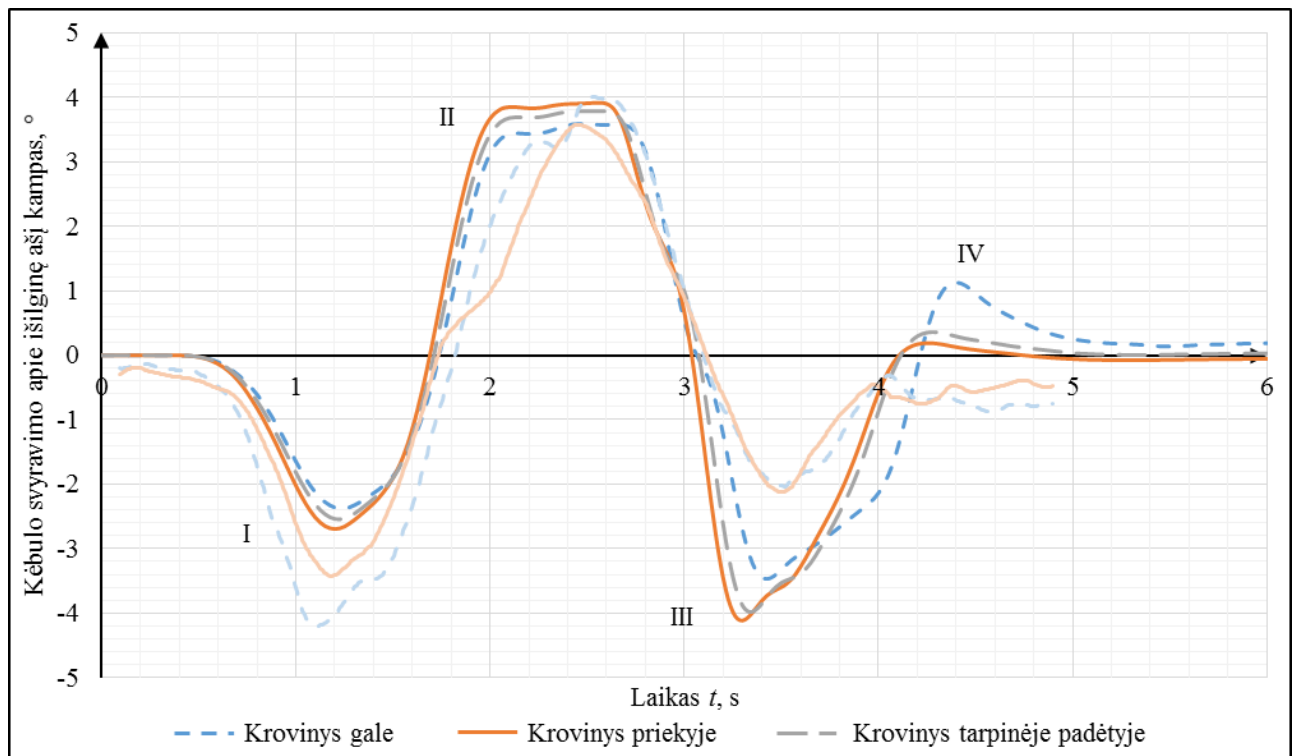
PRIEDAI

A priedas. *CarSim* grafikai, kai automobilio važiavimo greitis 60 km/h

Sukimosi apie vertikalią ašį greičio grafikas

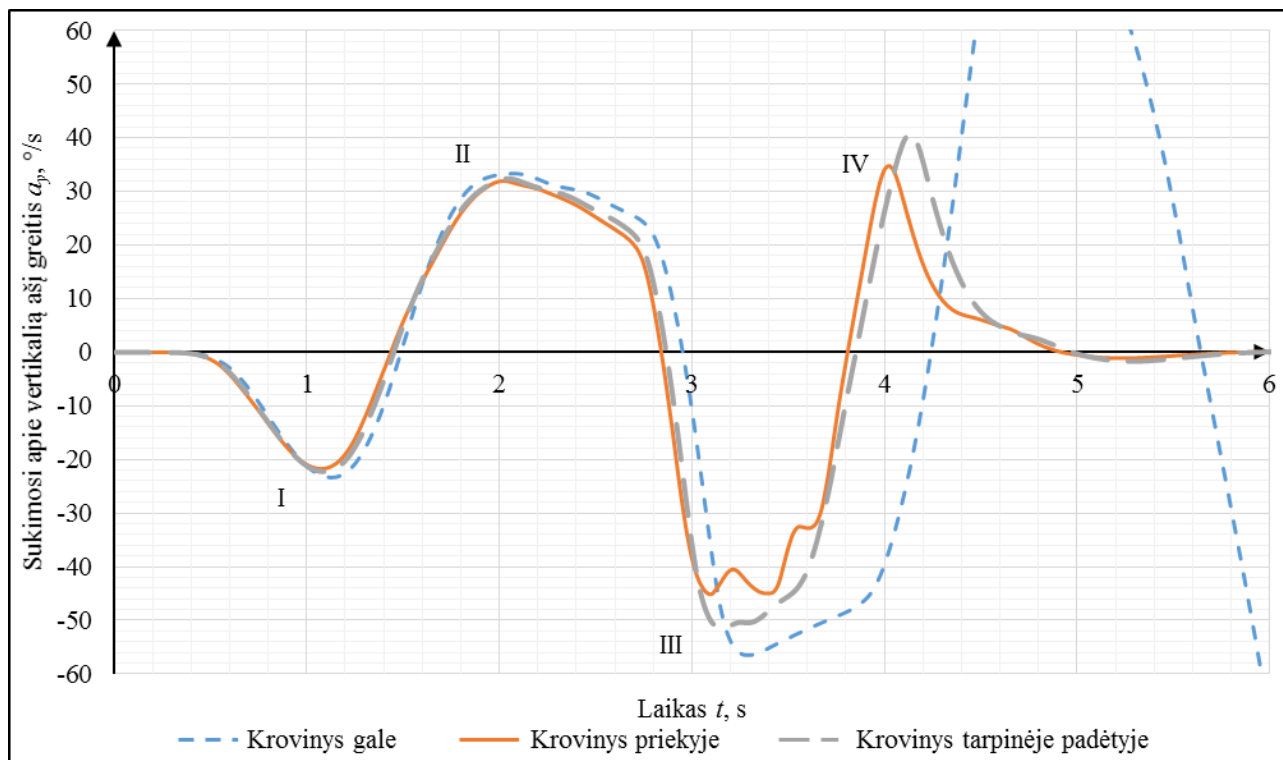


Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikas

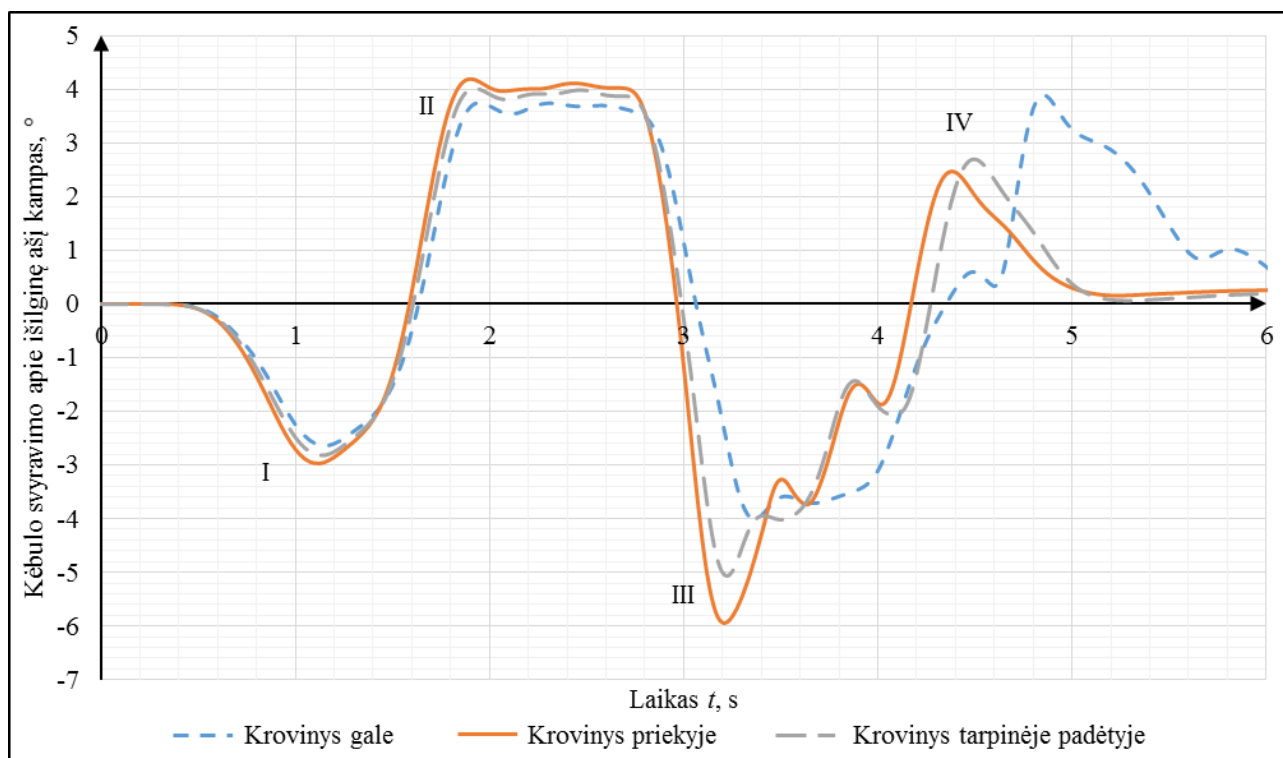


B priedas. CarSim grafikai, kai automobilio važiavimo greitis 65 km/h

Sukimosi apie vertikalią ašį greičio grafikas



Kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampo grafikas



KROVINIO MASĖS IR TVIRTINIMO PADĖTIES ĮTAKA AUTOMOBILIO STOVUMUI

Stasys Girkontas, Giedrius Garbinčius, Vidas Žuraulis
Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius, Lietuva

El. Paštas: stasys.girkontas@stud.vgtu.lt, giedrius.garbincius@vgtu.lt, vidas.zuraulis@vgtu.lt

Santrauka. Šiame straipsnyje pateikiamas lengvojo krovininio automobilio *Renault Master* stovumo tyrimas. Nagrinėjama kaip keičiasi bendras automobilio svorio centras, kai krovinys tvirtinamas skirtingose padėtyse išilgine automobilio kryptimi. Tiriami kaip keičiasi automobilio dinaminiai parametrai pakitus svorio centro padėčiai, ar tai turi įtakos automobilio pasukamumo savybėms. Gauti duomenys lyginami su kompiuterinės modeliavimo programos *CarSim* sukurtu automobilio modelio duomenimis. Pagal gautus abiejų tyrimų duomenis formuluojamos išvados, kokią įtaką automobilio stovumui turi skirtingos krovinio tvirtinimo padėties.

Reikšminiai žodžiai: svorio centras, krovinio masė, krovinio padėtis, stovumas, automobilis, dinamika, virtimas.

Įvadas

Automobilių skaičius keliuose nuolat didėja, jie naudojami ne tik asmeniniams poreikiams tenkinti, bet darbo funkcijoms atlikti, kur dažnai prireikia krovininių automobilių. Lengvieji kroviniai arba lengvieji komerciniai, kaip ir visi kiti automobiliai, yra nuolat tobulinami, diegiamos įvairios sistemos gerinančios važiuojimo komfortą. Saugumo sistemos yra vienos iš sparčiausiai tobulėjančių. Tačiau vien saugumo sistemų nepakanka, norint saugiai ir užtikrintai jaustis kelyje. Taip pat svarbu yra automobilio eksploataavimo sąlygos, kurios priklauso nuo vairuotojo. Eksploataavimo sąlygoms priskiriamas automobilio pakrovimas. Net jeigu krovinio masė neviršija leidžiamos, tai neįrodo, kad automobilis yra saugiai pakrautas ir nekelia pavojaus eismui, pavyzdžiui, kai visa krovinio masė sukoncentruota ant galinės ašies. Atlikta nemažai bandymų, kuriuose ištirta, kaip keičiasi automobilio stovumo savybės, kai keičiamas automobilio svorio centro aukštis. Tačiau palyginti atlikta mažai tyrimų, kuriuose nustatyta, kaip keičiasi stovumo savybės, kintant svorio centro padėčiai išilgine automobilio ašimi.

Šio tyrimo tikslas: ištirti lengvojo krovininio automobilio stovumo parametrus esant skirtingoms krovinio tvirtinimo padėtimis išilginei automobilio ašiai kryptimi.

Literatūros apžvalga

Norint sužinoti daugiau apie automobilio svorio centrą bei jo įtaką automobilio stovumui buvo pasitelkti automobilių dinamikos vadovėliai, moksliniai straipsniai ir kiti literatūros šaltiniai, kuriuose nagrinėjama panaši tema. Visa rasta literatūra buvo išnagrinėta ir apibendrintai pateikta šiame skyriuje.

Krovininio tipo automobiliuose krovinys gali sudaryti didelę arba didesnę masės dalį lyginant su automobilio mase. Tokiuose automobiliuose svarbu yra tinkamas krovinio išdėstymas. Vežant skirtingos masės bei gabaritų krovinis dažnai skiriasi krovinio tvirtinimo padėtis. Tokiais atvejais keičiasi ir automobilio svorio centro padėtis, kartais ji gali pakisti ženkliai (Moriyama *et al.* 1999).

Svorio centro nagrinėjimas yra artimai susijęs su automobilio virtimu. Virtimus galima suskirstyti į dvi kategorijas: kai automobilis slysta ir kai neslysta. Su slydimu susiję virtimai yra dažniausi. Jie įvyksta, kai automobilis slysta iš kelio į kelkraštį, o jo ratai įstringa į kelkraščio dangą arba atsiremia į pakelės objektą. Virtimai be slydimo paprastai įvyksta, kai perkrautais automobiliais bando atlikti sudėtingus manevrus, kurie fiziškai yra neįmanomi (Lambert 2007).

Kad būtų lengviau palyginti automobilių virtimo galimybes tarpusavyje, *NHTSA* (angl. National Highway Traffic Safety Administration) apibrėžė statinio stabilumo rodiklį, kuris apskaičiuojamas (Walz 2005):

$$SSF = \frac{TV}{2 \cdot H_{CG}}, \quad (1)$$

čia: *SSF* – statinis stabilumo rodiklis; *TV* – automobilio tarpvėžės plotis, m; *H_{CG}* – automobilio svorio centro aukštis, m.

Automobiliai, kurių svorio centro aukštis didesnis ir tarpvėžė siauresnė, turi mažesnę *SSF* reikšmę (padidinto pravažumo automobiliai, furgonai) ir didesnę šansą apvirsti negu turintys didesnę *SSF* reikšmę.

Automobilio stovumą ištirti galima testų metu. Testai skirstomi į pusiau stacionarius ir dinaminis (Forkenbrock

et al. 2004). Pusiau stacionariuose testuose sukuriama sąlyga, kurių metu išvengiama žymių kėbulo svyravimų. Tokie testai gali būti pastovaus spindulio bei didėjančio posūkio kampo. Šiuose testuose nėra žymaus pakabos dinaminio poveikio. Dinaminių testų metu bandoma atkurti galimas automobilio vartimo sąlygas. NHTSA automobilių tyrimams taiko 3 dinaminis testus: J formos posūkio, „žuvies kabliuko“ bei dvigubos juostos keitimo (ISO 3888 Part 2). Šiame darbe automobilis bus tiriamas dvejais testais. Pirmasis testas bus dvigubos juostos keitimo manevras, antrasis – pastovaus spindulio testas.

Dvigubos juostos keitimo manevras atliekamas trimis vairo ratų pasukimais: dvejais didesnio kampo skirtais pakeisti važiavimo juostas ir vienu mažesniu automobilio išlyginimui, kai grįžtama į pradinę eismo juostą. Šis testas laikomas vienu iš labiausiai atitinkančių realias sąlygas ir tinka tiriant automobilio valdymo savybes (Forkenbrock et al. 2003).

Pastovaus spindulio testo metu automobilis važiuoja žiedu, kurio dydis nesikeičia. Automobilis pradeda važiuoti žiedu ir jo greitis palaipsniui yra didinamas. Šio testo metu automobilio neveikia žymūs pakabos dinaminiai veiksniai iki to momento, kol jis nepradeda slysti, arba posūkio viduje esantys ratai atsiplėšia nuo žemės. Testo metu galima nustatyti automobilio pasukamumo savybes (Abe 2009).

Tyrimo metodai

Atliktame tyrime naudotas lengvasis krovininis automobilis – 2006 metų gamybos *Renault Master* (eksploatacijai paruošto automobilio masė – 2085 kg, didžiausia techniškai leidžiama pakrautos transporto priemonės masė – 3300 kg). Pasirinktas N1 kategorijos furgono tipas, nes toks automobilis turi galimybę gabenti didelės masės krovinį išdėstytą skirtingose padėtyse išilgine automobilio kryptimi. Pasirinktas automobilis buvo be elektroninės stabilumo sistemos, todėl tai įtakos testo rezultatams neturėjo.

Testo metu krovinį sudarė įtvirtintoje dėžėje esantis smėlis. Viso krovinio masė – 980 kg. Tyrimo metu automobilyje buvo 2 ekipažo nariai ir bandymams reikalinga įranga, kurių masė sudarė – 155 kg. Bendra automobilio masė su krovinio ir ekipažu siekė 3220 kg. Taip buvo pasiekta beveik didžiausia techniškai leidžiama pakrautos transporto priemonės masė.

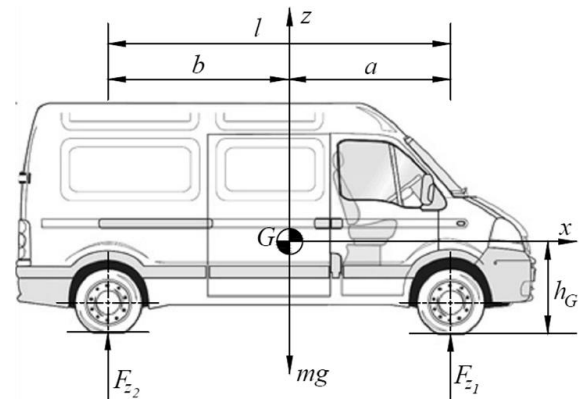
Pirmiausia tyrimo metu buvo nustatyta tuščio automobilio svorio centro išilginė padėtis bei aukštis.

Išilginė svorio centro padėtis nustatoma pagal formulę (Genta, Morello 2009):

$$\begin{cases} a = l \frac{F_{s2}}{F_{z1} + F_{z2}} \\ b = l \frac{F_{z1}}{F_{z1} + F_{z2}} \end{cases}, \quad (2)$$

čia: a – atstumas, nuo automobilio priekinės ašies iki svorio centro, mm; b – atstumas, nuo automobilio galinės ašies iki svorio centro, mm; l – automobilio bazė, mm; F_{z1} – atraminė reakcijos jėga į automobilio priekinę ašį, N; F_{z2} – atraminė reakcijos jėga į automobilio galinę ašį, N.

Išilginės svorio centro padėties nustatymo schema pateikta 1 pav.

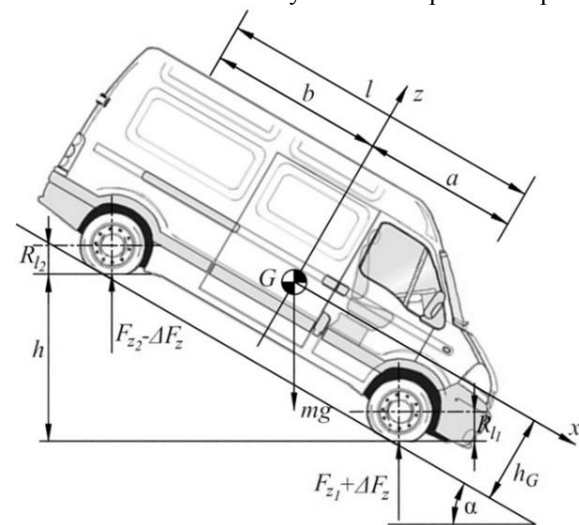


1 pav. Svorio centro išilginės padėties nustatymo schema.

Svorio centro aukščiui nustatyti naudojama formulė (Genta, Morello 2009):

$$h_G = R_l + \frac{\Delta F_z}{m_a g} \frac{l \sqrt{l^2 - h^2}}{h}, \quad (3)$$

čia: h_G – automobilio svorio centro aukštis, mm; R_l – rato spindulys, kai automobilis stovi ant kelio paviršiaus, mm; ΔF_z – atraminės reakcijos į automobilio ašį pokytis, N; m_a – nustatyta automobilio masė; g – laisvojo kritimo pagreitis, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$; h – automobilio pakėlimo aukštis. Svorio centro aukščio nustatymo schema pateikta 2 pav.



2 pav. Svorio centro aukščio nustatymo schema.

Automobilio masė su skirtingomis krovinio tvirtinimo padėtimis atskirai nenustatinėta. Žinant visų objektų mases bei jų centrų padėtis, bendro svorio centro koordinatės nustatytos pagal formules (Bogdevičius et al. 2012):

$$x_C = \frac{\sum_{i=1}^n x_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (4)$$

$$z_C = \frac{\sum_{i=1}^n z_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (5)$$

čia: x_c, z_c – koordinatės iki suminio svorio centro; x_i, z_i – i-osios masės koordinatės, nuo koordinatės ašies xz .

Bandymai su automobiliu buvo atlikti kariniame Gaižiūnų poligone, Jonavos rajone, ant nebenaudojamo lėktuvų pakilimo-tūpimo tako. Danga bandymų metu – sausas betonas.

Eksperimentinio tyrimo metu automobilio judėjimo parametrams matuoti buvo naudojama vokiečių kompanijai *Kistler Group* priklausančio gamintojo *Corrsys-Datron* sertifikuota matavimo įranga (3 pav.). Tai mobili įranga, kurią galima sumontuoti įvairaus tipo automobiliuose. Bandymų metu įrangai elektros energiją tiekė automobilyje atsikrauti sumontuota 12 V akumuliatoriaus baterija.



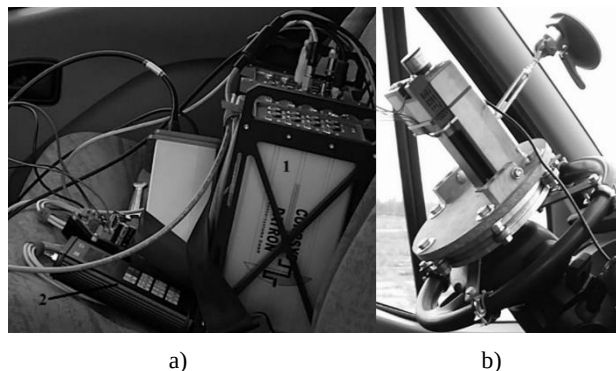
3 pav. Matavimo jutiklių išdėstymo schema: 1 – akselerometras ir giroskopas; 2 – optinis greičio jutiklis; 3 – lazerinis posvyrio jutiklis; 4 – rato padėties jutikliai.

Automobilio pagreičiai ir sukimosi greičiai apie visas tris ašis buvo matuojami automobilio simetrijos plokštumoje ant priekinio stiklo pritaisyti jutikliai *TANS 3-Axis* (3 pav. 1 pozicija). Ant automobilio kėbulo šono montuojamas bekontaktis optinis judėjimo greičio išilgine ir skersine ašimi bei sukimosi kampo matavimo jutiklis *Correvit S-350 Aqua* (3 pav. 2 pozicija). Sukimuisi apie išilginę bei skersinę ašis įvertinti buvo matuojami amortizuotos masės sukimosi apie išilginę ir skersinę ašį kampai. Šie parametrai buvo gauti naudojant du lazerinius *HF-500C* atstumo iki kelio dangos jutiklius (3 pav. 3 pozicija). Automobilio vairuojamo rato posūkio kampo padėtis buvo matuojama *Kistler RV-4* sistema (3 pav. 4 pozicija). Ši jutiklių sistema montuojama tarp neamortizuotos ir amortizuotos masės, todėl lankstuose esančių jutiklių signalai perskaičiuojami atskiru procesoriumi, o duomenų išvesčiai pateikiami reikiamo rato padėties parametrai (Žuraulis 2015). Prieš atliekant tyrimą, būtina sukalibruoti sistemą į signalų apdorojimo programą suvedant rato skersmens ir skersinio išnešimo parametrus.

Visų jutiklių duomenys buvo sinchronizuotai surinkti naudojant gamintojo *Corrsys-Datron* įrenginį *DAS-3* (4 a pav.). Įrenginys tvirtinamas automobilio salone. Tyrimo metu duomenys buvo įrašomi į atminties kortelę. Įrašyti duomenys tolesniam apdorojimui buvo filtruojami ir konvertuojami kompiuterine programa *TurboLab 6.0*. Matavimo įrangos kalibravimo nustatymai, įrašymo paleidimas ir sustabdymas vykdomi automobilio salone tvirtinamą valdymo pultu.

Tyrimams buvo naudojamas Vilniaus Gedimino technikos universiteto pagamintas vairavimo robotas (4 b pav.).

Robotą sudaro elektrinis 24 V gamintojo *Oriental motor* variklis. Energija tiekiamas iš mobilios automobilyje įtaisytos atskiros 12 V akumuliatoriaus baterijos. Tam, kad gauti reikiamą 24 V įtampą, naudojamas įtampos keitiklis. Variklis sukimo momentą perduoda per žiedinius krumpliaračius. Visas įrenginys tvirtinamas ant vairo 4 plokštelėmis bei 1 ar 2 vakuuminiais laikikliais. Vairavimo roboto valdymo blokas programuojamas kompiuterio pagalba per *Arduino* kontrolerį. Komandos roboto valdikliui suvedamos kompiuteriu. Vairavimo robotas pasirinktas todėl, kad buvo norima kuo tiksliau atkartoti važiavimo trajektoriją visų bandymų metu.



4 pav. Tyrimo naudota įranga: a) matavimo duomenų surinkimo įrenginys DAS-3; b) vairavimo robotas.

Kaip jau minėta bandymams buvo pasirinkti du manevrai: dvigubos juostos keitimo ir pastovaus spindulio.

Atliekant pirmąjį manevrą buvo renkami šie parametrai: kėbulo skersinis pagreitis, sukimosi apie vertikalią ašį kampas bei kėbulo svyravimo apie išilginę ašį kampas. Visi šie parametrai yra tarpusavyje susiję ir kinta dėsningai. Jie yra charakteringi norint nustatyti automobilio valdomumo parametrus (Uys *et al.* 2006).

Pastovaus spindulio manevro metu fiksuoti šie parametrai: vairuojamųjų ratų pasukimo kampas, automobilio greitis bei sukimosi apie vertikalią ašį greitis. Pagal šių parametrų reikšmių grafikus galima nustatyti automobilio pasukamumą. Taip pat testo metu stebėta, kuri iš automobilio ašių pradeda slysti ar automobilis pradeda virsti.

Tyrimo rezultatai ir jų analizė

Svorio centro nustatymas

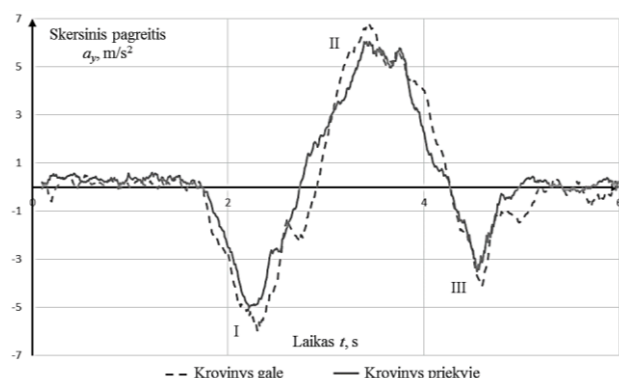
Nustatytos svorio centro koordinatės, esant skirtingoms krovinių tvirtinimo padėtimis, pateiktos 1 lentelėje. Joje galima matyti kaip kinta bendras automobilio svorio centras. Esant nepakrautam automobiliui, svorio centras nuo galinės ašies yra nutolęs 2328 mm. Kai krovinyje tvirtinamas priekinėje automobilio dalyje, svorio centras nuo galinės ašies nutolęs – 2154 mm., kai tvirtinamas galinėje dalyje – 1595 mm. Kai krovinyje priekyje, svorio centras nuo įprastos padėties nutolsta 174 mm link automobilio galinės dalies ir tai sudaro tik 5 % visos automobilio bazės. Kai krovinyje gale, svorio centras nutolsta – 733 mm. Tai sudaro 20 % automobilio bazės. Tuščio automobilio svorio centro aukštis yra 787 mm, pakrauto automobilio – 803 mm. Skirtumas tik 16 mm, todėl galima sakyti, kad pakrovimas didelės įtakos automobilio svorio centro aukščiui neturėjo.

1 lentelė. Nustatytos svorio centro padėtys.

Krovinio tvirtinimo padėtis	Kroviny priekyje	Kroviny gale	Be krovinio
Atstumas nuo priekinės ašies, mm	1424	1983	1250
Atstumas nuo galinės ašies, mm	2154	1595	2328
Aukštis, mm	803	803	787

Stovumo tyrimas

Iš bandymų metu gautų duomenų sudarytas automobilio skersinio pagreičio grafikas (5 pav.). Grafike aiškiai matyti, kad skersinis pagreitis išauga tose vietose, kur pasikeičia automobilio važiavimo kryptis. Būtent šiose vietose ir išryškėja skirtumas tarp krovinio tvirtinimo padėčių. Iš grafiko matyti, kad kai krovinys tvirtinamas automobilio gale, gaunami pagreičiai yra didesni.



5 pav. Skersinio pagreičio grafikas.

Lyginant pasiektus maksimalius skersinius pagreičius tarp dviejų skirtingų krovinio tvirtinimo pozicijų (1 lentelė), matoma, kad pasukus vairą I pozicija (išvažiuojant į kitą eismo juostą), skersinio pagreičio skirtumas yra 0,4 m/s². Automobilio vairą sukanč II pozicija (sukant automobilį grįžimui į pradinę eismo juostą), skersinis pagreitis skiriasi apie 1 m/s². Kai vyksta automobilio išlyginimas (III pozicija), pagreičių skirtumas siekia 0,8 m/s².

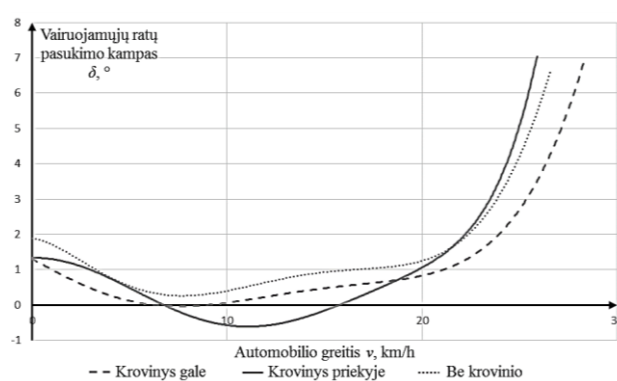
2 lentelė. Maksimalios skersinių pagreičių reikšmės.

Bandymo Nr.	Skersinis pagreitis, kai krovinys gale, m/s²			Skersinis pagreitis, kai krovinys priekyje, m/s²		
	I	II	III	I	II	III
1	-5,4	6,8	-4,2	-5,2	5,7	-3,2
2	-5,5	7,2	-4,2	-5,2	6	-3,2
3	-5,4	6,8	-4,3	-5,3	5,7	-3,6
4	-6	6,8	-4,1	-5	6	-3,5
Vidurkis	-5,58	6,9	-4,2	-5,18	5,85	-3,38

Antrasis bandymas automobiliu buvo atliktas važiuojant apskritimu. Šio bandymo tikslas nustatyti, ar krovinio padėtis turi įtaką automobilio pasukamumui bei kokiam greičiui esant automobilis praranda sukibimą su kelio danga.

Pagal bandymų sąlygas buvo pasirinktas maksimalus apskritimo spindulys – 20 m. Automobiliui važiuojant apskritimu buvo nuolat didinamas greitis iki to momento, kai automobilis praranda pusiausvyrą.

6 pav. pateiktas grafikas, kuriame parodyta kaip kinta vairuojamųjų ratų pasukimas priklausomai nuo greičio važiuojant apskritimu. Kadangi vairuojamųjų ratų pasukimo kampas nuolat didėja, didėjant ir automobilio greičiui, tai reiškia, kad bandyto automobilio *Renault Master* pasukamumas yra nepakankamas (Abe 2009). Taip pat iš grafiko galima spręsti, kad bandymo sąlygomis krovinio tvirtinimo padėtis ar svoris neturi ženklios reikšmės automobilio pasukamumui. Kreivės savo forma yra panašios.



6 pav. Vairuojamųjų ratų pasukimo kampo grafikas.

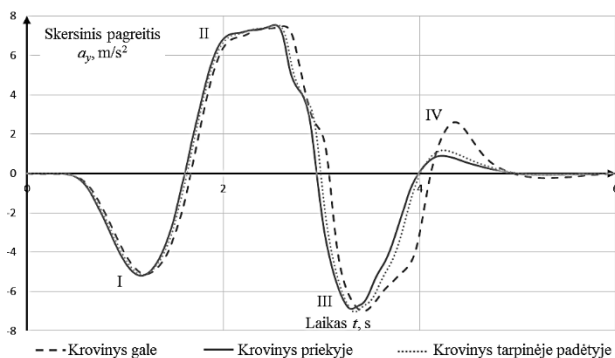
Automobiliui važiuojant apskritimu nustatyta, kad didinant greitį automobilis linkęs prarasti stovumą ne slysdamas, o virsdamas. Tai patvirtina bandymo metu nuo žemės atitrūkęs posūkio viduje esantis galinis ratas.

Stovumo tyrimas kompiuterine programa *CarSim*

Siekiant ištirti plačiau automobilio stovumą, tyrimams buvo pasirinkta kompiuterinė modeliavimo programa *CarSim*. Programos pagalba buvo sukurtas virtualus automobilio modelis bei atkurta važiavimo trajektorija.

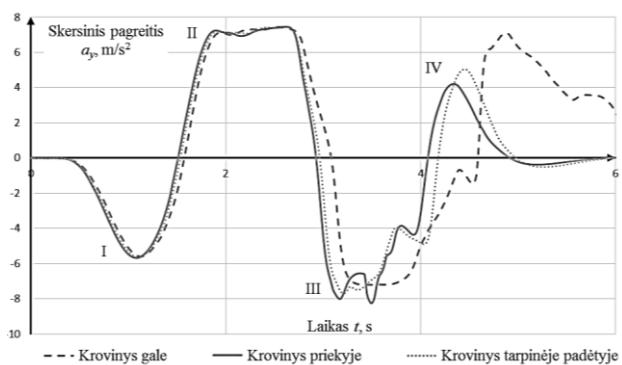
CarSim programa buvo nustatyti skersiniai pagreičiai važiuojant 60 km/h greičiu, kai krovinys priekyje, gale bei tarpinėje padėtyje. Buvo tiriama kaip kinta automobilio skersiniai pagreičiai, kai automobilis važiuoja ta pačia trajektorija didesniu greičiu.

Atliekant bandymą 60 km/h greičiu (7 pav.), toks skirtumas tarp pagreičių, kaip bandymų metu poligone, nebuvo gautas, tačiau pastebėta, kad padidėja skersinis pagreitis automobilio išlyginimo metu, kai grįžta į pradinę juostą (III pozicija). Tiek kroviniai esant priekyje, tiek gale, automobiliui grįžus į pradinę juostą, įvyksta galinės ašies slydimas ir atsiranda dar viena skersinio pagreičio maksimali reikšmė (IV pozicija). Šioje vietoje skersinių pagreičių skirtumas 1,5 m/s² didesnis, kai krovinys tvirtinamas gale. Krovinio svorio centrą perkėlus į tarpinę padėtį, skersinis pagreitis manevro pabaigoje gaunamas 0,3 m/s² didesnis už pagreitį, kai krovinys tvirtinamas priekyje.



7 pav. CarSim skersinio pagreičio grafikas, kai automobilio važiavimo greitis 60 km/h.

8 pav. grafike pateikti skersiniai pagreičiai automobiliui važiuojant 65 km/h greičiu ir atliekant tokį patį manevrą. Kai krovinys tvirtinamas priekyje bei tarpinėje padėtyje, tai skersinis pagreitis manevro pabaigoje gaunamas $1,5 \text{ m/s}^2$ didesnis nei važiuojant 60 km/h greičiu. Tuo metu automobilio galinė ašis slysta didesniu kampu, tačiau automobilis gražinamas į trajektoriją. Kai krovinys gale, skersinio pagreičio skirtumas siekia 4 m/s^2 ir automobilis į trajektoriją negrįžta.



8 pav. CarSim skersinio pagreičio grafikas, kai automobilio važiavimo greitis 65 km/h.

Iš atlikto kompiuterinio modeliavimo rezultatų galima teigti, kad didėjant automobilio greičiui manevro metu, skersiniai pagreičiai taip pat didėja. Kuo krovinys tvirtinamas arčiau galinės dalies, tuo automobilis linkęs greičiau prarasti stovumą.

Išvados

Tyrimo metu nustatyta, kad krovinį tvirtinant automobilio krovinį skyriaus priekyje, svorio centras pasislenka 174 mm, o kai krovinys tvirtinamas galinėje dalyje – 733 mm.

Važiuojant realiu automobiliu dvigubos juostos keitimo manevro metu skersinio pagreičio reikšmės padidėja iki 1 m/s^2 , kai krovinys tvirtinamas automobilio galinėje

dalyje. Atlikus tyrimą kompiuterine modeliavimo programa CarSim nustatyta, kad atliekant manevrą didesniu greičiu skersiniai pagreičiai padidėja: kai krovinys priekyje – $1,5 \text{ m/s}^2$, kai krovinys gale – 4 m/s^2 . Abiem atvejais automobilis praranda sukibimą su keliu ir pradeda slysti galinė ašis. Palyginus realiu automobiliu ir CarSim gautus rezultatus galima daryti išvadą, kad vežant krovinį furgono tipo automobilyje, jis lengviau išlaikys stovumą, kai krovinys tvirtinamas arčiau priekinės dalies.

Važiuojant apskritimo trajektorija ir didinant greitį pastebėta, kad bandytas automobilis linkęs prarasti stovumą virsdamas.

Literatūra

- Bogdevičius, M.; Junevičius, R.; Vansauskas, V. 2012. *Transporto priemonių dinamika*. Vilnius. Technika. 90 p. Prieiga per internetą: http://dspace.vgtu.lt/bitstream/1/1436/1/1381-S_Bogdevicius_Transporto_WEB.pdf.
- Forkenbrock, G. J.; Garrott, W.; Boyd, P. 2003. *An overview of NHTSA's recent light vehicle dynamic rollover propensity research and consumer information program*. NHTSA, USA, Paper number 488: 1-14. Prieiga per internetą: <https://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/Esv/esv18/CD/Files/18ESV-000488.pdf>.
- Forkenbrock, G. J.; O'Harra, B. C.; Elsasser, D. 2004. *A Demonstration of the Dynamic Tests Developed for NHTSA's NCAP Rollover Rating System*. NHTSA. Final Report. DOT HS 809 705. 104 p.
- Genta, G.; Morello, L. 2009. *The Automotive chassis. Volume 2: System Design*. Springer. 831 p.
- Lambert, K. 2007. *A study of vehicle properties that influence rollover and their effect on electronic stability controllers*. Auburn, Alabama. 132 p. Prieiga per internetą: https://etd.auburn.edu/bitstream/handle/10415/112/Lambert_Kenneth_57.pdf?sequence=1&ts=1455302516061.
- Momiyama, F.; Kitazawa, K.; Miyazaki, K.; Soma, H.; Takahashi, T. 1999. *Gravity center height estimation for the rollover compensation system of commercial vehicles*. JSAE Review 20 (1999): 493-497. Prieiga per internetą: http://users.isy.liu.se/fs/frisk/tmp/iQDrive_Articles/Gravity%20center%20height%20estimation%20for%20the%20rollover%20compensation%20system%20of%20commercial%20vehicles.pdf.
- Uys, P.; Els, P.; Thoreson, M. 2006. *Criteria for handling measurement*. Journal of Terramechanics 43 (2006): 43-67. Prieiga per internetą: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022489804000916>.
- Walz, M. C. 2005 *Trends in the Static Stability Factor of Passenger Cars, Light Trucks, and Vans*. NHTSA Technical report. DOT HS 809 868. 39 p. Prieiga per internetą: <https://crashstats.nhtsa.dot.gov/Api/Public/ViewPublication/809868>.
- Žuraulis, V. 2015. *Posūkio trajektorija slydimo režimu judančio automobilio dinaminų parametrų tyrimas*. Daktaro disertacija. Vilnius. Technika. 140 p.