



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Eimantas Šližys

**EKSPERIMENTINIS AUTOMOBILIO MASĖS CENTRO PADĖTIES IR
JO ĮTAKOS AUTOMOBILIO DINAMIKAI TYRIMAS**

**THE EXPERIMENTAL RESEARCH OF LOCATION OF THE CAR MASS
CENTRE AND ITS INFLUENCE ON THE CAR DYNAMICS**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 62403T104

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

Transporto inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2011

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS.....	8
LENTELIŲ SĄRAŠAS	11
ĮVADAS.....	12
1. LITERATŪROS ANALIZĖ	14
2. AUTOMOBILIO MASĖS CENTRO PADĖTIES ĮTAKA AUTOMOBILIO STOVUMUI...20	
2.1. Automobilio stovumas.....	20
2.2. Automobilio masės centro aukščio įtaka automobilio stovumui	20
2.3. Sportinio automobilio dinamika ir svorio balanso analizė įvertinant masės centro padėtį	22
3. EKSPERIMENTINIS TYRIMAS AUTOMOBILIO NISSAN PRIMERA MASĖS CENTRO KOORDINATĖMS NUSTATYTI.....	26
3.1. Pagrindiniai parametrai automobilio masės centro koordinatėms rasti.....	30
3.2. Automobilio „Nissan Primera“ masės centro padėties koordinačių nustatymas, atlikus eksperimentinį tyrimą – pakėlus atitinkamu kampu automobilio priekį.....	31
3.2.1. Atstumo nuo priekinės ir galinės ašies iki masės centro C_m nustatymas	32
3.2.2. Atstumo iki masės centro C_m automobilio skersinėje ašyje nustatymas	33
3.2.3. Automobilio masės centro aukščio suradimas	35
3.3. Eksperimentinis automobilio masės centro koordinačių nustatymas automobilį pavertus ant šono.....	41
3.3.1. Eksperimentinio tyrimo metodika bei pagrindinių parametų reikšmių suradimas	41
3.3.2. Paversto ant šono automobilio „Nissan Primera“ masės centro apskaičiavimas	44
3.3.3. Gauti rezultatai ir jų apibendrinimas	46
4. AUTOMOBILIO STOVUMO ANALIZĖ.....	48
4.1. Statiniai ir dinaminiai stovumo parametrai.....	49
4.1.1. Skersinio automobilio stovumo nustatymas	50
4.1.2. Automobilio „Nissan Primera“ išilginio stovumo nustatymas ir gautų rezultatų apibendrinimas	51
4.1.3. Virtimo bei slydimo greičių nustatymas bei apibendrinimas.....	54
5. AUTOMOBILIO NISSAN PRIMERA DINAMINIO STOVUMO MODELIAVIMAS CARSIM PROGRAMA.....	57
6. EKSPERIMENTINIS AUTOMOBILIO MASĖS CENTRO ĮTAKOS AUTOMOBILIO DINAMIKAI TYRIMAS.....	67
6.1. Staigaus įsibėgėjimo eksperimentiniai bandymai	70
6.2. Staigaus stabdymo eksperimentiniai bandymai	72

6.3. Staigaus įsibėgėjimo įvažiuojant į posūkį eksperimentiniai bandymai.....	75
IŠVADOS.....	78
LITERATŪRA	80

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1 pav. Transporto priemonės virtimo modeliavimas.....	14
2 pav. Virtimo greičiai, važiuojant pastovaus spindulio žiedu iki virtimo pradžios, esant skirtingiems masės centro aukščiams.....	16
3 pav. Automobilio stovumo koordinačių sistema.....	17
4 pav. Krovininių automobilių išilginio stovumo virtimo ribinio kampo priklausomybė nuo masės centro aukščio.....	22
5 pav. Masės centro padėties pokytis varančiosios galinės ašies atžvilgiu sportiniam automobiliui staigiai pajudėjus iš vietos.....	22
6 pav. Sportinio automobilio pakabos reguliavimas ir svėrimas: 1) amortizatorių reguliavimas; 2) svarstyklės; 3) prietaisas automobilio poskyrio kampui horizontalios plokštumos atžvilgiu nustatyti (rotacinis lazeris „Stabila lapr-100”); 4) svarstyklių reikšmės; 5) automobilis, pakeltas ant svėrimo ir pakabos reguliavimo stendo.....	23
7 pav. Svarmenys, imituojantys vairuotojo kūno masės svorį.....	24
8 pav. Bandymai, pakėlus automobilį „Nissan Primera“, masės centro koordinatėms nustatyti.....	29
9 pav. „Nissan Primera“ automobilio pakabos ir kėbulo įtvirtinimas medinėmis sijomis.....	29
10 pav. Kiekvienai tiriamo automobilio ašies pusei (ratui) tenkanti apkrova, nustatyta svarstyklėmis „Lubelskie fabryki wag“.....	32
11 pav. Automobilio svėrimas horizontalioje padėtyje.....	33
12 pav. Automobilio masės centro išsidėstymo skersinėje ašyje schema: a) iš priekio; b) iš viršaus.....	34
13 pav. Automobilio masės centro išsidėstymas suradus 2 koordinates.....	35
14 pav. Pakelto automobilio svėrimo schema.....	36
15 pav. Automobilio pasvirimo kampo matuoklis.....	37
16 pav. Schema masės centro apskaičiavimui pagal pasvirimo kampą.....	39
17 pav. Tuščio automobilio masės centro aukščio pasiskirstymas, keliant automobilio priekį.....	40
18 pav. Pakrauto automobilio masės centro aukščio pasiskirstymas, keliant automobilio priekį.....	41
19 pav. Automobilio pakėlimui ant šono bei pasvėrimui buvo naudojamos įrenginio „Hofmann safeline 400“ svarstyklės.....	42

20 pav. Bandymų įranga ir priemonės: a) hidraulinis rankinis keltuvas (domkratas); b) metalinės atramos.....	44
21 pav. Pasvirusio automobilio svėrimas.....	45
22 pav. Automobilio pakėlimas ant šono: a) automobilio galinės ašies svėrimas, pakėlus šoną maksimaliu aukščiu; b) priekinės ašies svėrimas, pakėlus šoną ~12 cm.....	45
23 pav. Automobilio masės centro aukščio pasiskirstymas, keliant automobilio šoną.....	47
24 pav. Automobilio statinio stovumo įvertinimo stendas.....	49
25 pav. Schema statiniam skersiniam stovumui nagrinėti.....	50
26 pav. Schema automobilio išilginiam stovumui nagrinėti.....	52
27 pav. Tuščio ir pakrauto automobilio „Nissan Primera“ išilginis stovumas.....	53
28 pav. Tuščio ir pakrauto automobilio „Nissan Primera“ skersinis stovumas.....	54
29 pav. Automobilio „Nissan Primera“ teorinis virtimo greitis pagal apskaičiuotus masės centro aukščius.....	55
30 pav. Automobilio „Nissan Primera“ priklausomos galinės pakabos eskizas.....	57
31 pav. Automobilio važiavimo trajektorija „Fishhook“, modeliuojant „CarSim“ programa.....	58
32 pav. Tuščio automobilio skersinis pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa.....	60
33 pav. Tuščio automobilio pasvirimo kampas, modeliuojant „CarSim“ programa.....	60
34 pav. Tuščio automobilio kėbulo virtimo pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa.....	61
35 pav. Tuščio automobilio greičio priklausomybė nuo laiko, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa.....	61
36 pav. Pakrauto automobilio skersinis pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa.....	62
37 pav. Pakrauto automobilio virtimo kampas, modeliuojant „CarSim“ programa.....	63
38 pav. Pakrauto automobilio kėbulo virtimo pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa.....	63
39 pav. Pakrauto automobilio greičio priklausomybė nuo laiko, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa.....	64
40 pav. Automobilių virtimo kampo ir skersinio pagreičio priklausomybė nuo laiko virtimo momentu, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa.....	65
41 pav. Automobilių kėbulo virtimo pagreičio ir greičio priklausomybė nuo laiko virtimo momentu, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa.....	66
42 pav. a) bandymų atlikimo vieta – „Siemens arena“ aikštelė; b) ant priekinio automobilio „Nissan Primera“ stiklo pritvirtintas „XL Meter“ prietaisas.....	68
43 pav. Iš palydovo daryta „Siemens arena“ aikštelės nuotrauka su nubraižyta staigaus įsibėgėjimo iki 40 km/h ir staigaus stabdymo schema.....	69
44 pav. Iš palydovo daryta „Siemens arena“ aikštelės nuotrauka su nubraižyta įsibėgėjimo, įvažiavus į posūkį, iki 40 km/h schema.....	69

45 pav. Automobilio „Nissan Primera“ staigaus įsibėgėjimo iki 40 km/h skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	70
46 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staigaus įsibėgėjimo iki 40 km/h skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	71
47 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staigaus įsibėgėjimo iki 60 km/h skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	71
48 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staigaus įsibėgėjimo ir stabdymo schema iš automobilio vidaus.....	72
49 pav. Automobilio „Nissan Primera“ įsibėgėjimo iki 40 km/h ir staigaus stabdymo skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	73
50 pav. Automobilio „Peugeot 307“ įsibėgėjimo iki 40 km/h ir staigaus stabdymo skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	73
51 pav. Automobilio „Peugeot 307“ įsibėgėjimo iki 60 km/h ir staigaus stabdymo skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	74
52 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staigaus įsibėgėjimo ir stabdymo schema.....	74
53 pav. Automobilio „Nissan Primera“ įsibėgėjimo iki 40 km/h įvažiuojant į posūkį skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	75
54 pav. Automobilio „Peugeot 307“ įsibėgėjimo iki 40 km/h įvažiuojant į posūkį skersinių ir išilginių pagreičių diagrama.....	76
55 pav. Automobilio „Peugeot 307“ įsibėgėjimo iki 40 km/h, įvažiavus į posūkį, schema.....	76

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1 lentelė. Automobilio „Nissan Primera“ techniniai duomenys.....	26
2 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos, atliekant tuščio automobilio „Nissan Primera“ priekio pakėlimo bandymus.....	28
3 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos, atliekant pakrauto automobilio „Nissan Primera“ priekio pakėlimo bandymus.....	29
4 lentelė. Nepakrauto ir pakrauto automobilio masės centro koordinatės (1 metodika).....	37
5 lentelė. Nepakrauto ir pakrauto automobilio masės centro koordinatės (2 metodika).....	39
6 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos atliekant tuščio automobilio „Nissan Primera“ šono pakėlimo bandymus.....	42
7 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos atliekant pakrauto automobilio, „Nissan Primera“ šono pakėlimo bandymus.....	43
8 lentelė. Rezultatai, gauti keliant tuščio ir pakrauto „Nissan Primera“ automobilio šoną.....	46
9 lentelė. Automobilio „Nissan Primera“ teorinis virtimo kampas, esant tam tikram automobilio masės centro aukščiui.....	53
10 lentelė. Maksimalios tuščio automobilio modeliavimo reikšmės, esant skirtingam masės centro aukščiui.....	62
11 lentelė. Maksimalios pakrauto automobilio modeliavimo reikšmės, esant skirtingam masės centro aukščiui.....	64
12 lentelė. Automobilio „Peugeot 307“ techniniai duomenys.....	67
13 lentelė. Automobilių „Nissan Primera“ ir „Peugeot 307“ gauti bandymų rezultatai, matuojant „XL Meter“ prietaisu.....	77

IVADAS

Šiuolaikinių automobilių konstrukcija gali būti labai įvairi – vyrauja plati variklių gama, transmisijos, varančiųjų ratų formulės, kėbulo bei pakabos tipai ir pan. Toks platus pasirinkimo spektras reikalingas, norint patenkinti skirtingus žmonių poreikius, galimybes ir norus. Juk nenuostabu, kad vieni renkasi sportiškus, pasižyminčius puikiomis valdymo savybėmis, tačiau ne tokius komfortabilius ir talpius automobilius. Kiti komfortui automobilyje vairavimo metu skiria daugiausia dėmesio bei renkasi didelius ir galingus arba ekonomiškus automobilius. Kiekvienas gamintojas, projektuodamas automobilį, stengiasi atrasti optimalų variantą ir pateikti jį vartotojui.

Vis dažniau automobilių salonuose ir gatvėse pastebimi didesnių gabaritų, o tuo pačiu ir talpesni automobiliai, į kuriuos montuojami skirtingi agregatai, leidžiantys žmogui išsirinkti sau tinkantį ir priimtina variantą. Projektuodami tokius automobilius, inžinieriai stengiasi kiekvieno automobilio komponento mases paskirstyti taip, kad jis būtų kuo geriau išsvertas. Būtent, nuo automobilio masės centro padėties priklauso daugybė faktorių (stabilumas, saugumas, pakabos minkštumas, sukibimas ir pan.), nulemiančių žmogaus pasirinkimą.

Didžioji dalis lengvųjų automobilių gamintojų nepateikia automobilio masės centro padėties bendroje automobilio techninėje charakteristikoje manydami, jog tai pateikti yra neaktualu. Kiti, paprasčiausiai, neatlieka masės centro tikslaus padėties nustatymo tyrimo, kuris reikalauja nemažai pastangų. Su šia problema susiduriama, norint patobulinti tam tikrus automobilio konstrukcinius elementus, siekiant pagerinti automobilio dinamines savybes. Nežinant, kokį didžiausią svorį galima vežti automobilio bagažo skyriuje ir kaip pakrauto automobilio su keleiviais apkrova turėtų būti pasiskirsčiusi automobilyje, sunku nuspėti automobilio stovumą kelio atžvilgiu, o tuo pačiu ir važiavimo saugumą. Kyla klausimas: ar gali tos pačios pakabos konstrukcijos ir gabaritų automobiliai, su įmontuotais skirtingais agregatais (pvz., varikliais, pavarų dėžėmis ir kt.), kurių masė ir konstrukcija skiriasi, turėti tas pačias dinamines savybes? Apie tai retai kada pagalvojama įsigyjant automobilį.

Atsižvelgiant į tai, suformuluojamas pagrindinis šio darbo tikslas – parinkti paprasčiausią ir tiksliausią įvertinantį automobilio masės centro koordinates metodą, taikant jį, eksperimentiškai nustatyti ir apskaičiuoti masės centro koordinates, esant tuščiam ir pakrautam automobiliui, atlikti eksperimentinius tyrimus, įvertinančius pagrindines automobilio dinamines savybes, priklausomai nuo automobiliui tenkančios apkrovos. Svarbu iširti pasirinktos transporto priemonės masių pasiskirstymą, pagal kurį galima atlikti automobilio konstrukcinių sprendimų ir įtakos automobilio dinaminėms savybėms analizę – nustatyti parametrus, kuriuos pasiekus automobilis netenka pusiausvyros ir pan.

Darbe pateikiamos iliustracijos, vaizduojančios automobilio masės centro koordinatų nustatymo metodiką ir eksperimentinį tyrimą automobilio stovumui įvertinti. Lentelėse ir diagramose pateikiami gauti rezultatai, atlikus keletą pakartotinių bandymų, siekiant didesniame tikslume gauti. Palyginami rezultatai ir įvertinamos kritinės saugaus judėjimo reikšmės, masės centro padėties įtaka automobilio stovumui.

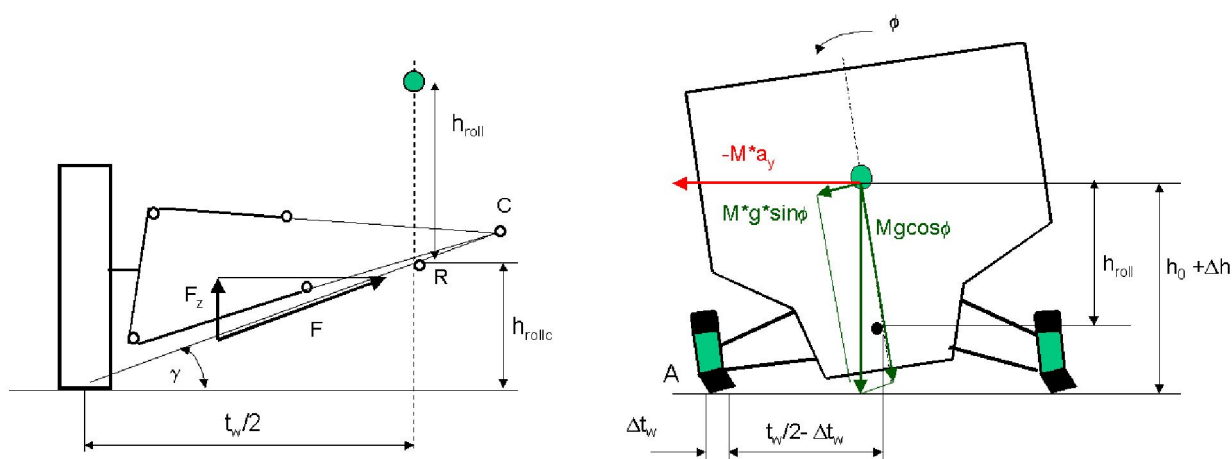
Į viduje sėdinčių keleivių kūno poslinkius ir kintančius ratų geometrijos parametrus darbe neatsižvelgta. Šie veiksniai gali stipriai lemti automobilio dinamines savybes, pavyzdžiui, automobiliui su keleiviais staigiai įvažiuojant į posūkį.

1. LITERATŪROS ANALIZĖ

Siekiant susipažinti ir išnagrinėti automobilio masės centro nustatymo metodiką, bei įvertinti masės centro įtaką automobilio dinaminėms savybėms, buvo ieškoma literatūros, straipsnių, darbų, interneto šaltinių, atliktų tyrimų panašia tema.

Daug naudingos informacijos pateikiama autorių iš Amerikos Williams F. Milliken ir Douglas L. Milliken leidinyje [8]. Knygoje glaustai ir nesudėtingai aprašomi automobilių dinamikos procesai, apimantys praktiškai visus dinamikos aspektus (išilginės, skersinės, horizontalios bei vertikalios krypties automobilių dinamikos principai bei teiginiai). Taip pat nagrinėjami visi parametrai, skirti sportinei transporto priemonei projektuoti. Knygoje siūlomi skaičiavimo metodai ganėtinai lengvai panaudojami, pateikiami skaičiavimo pavyzdžiai.

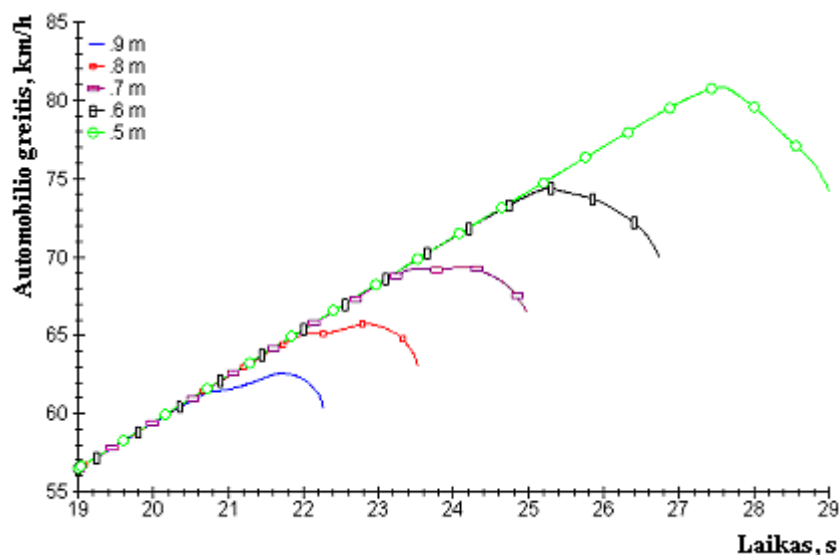
Moksliniame straipsnyje [4], kuriame nagrinėjama pakabos konstrukcijos įtaka automobilio virtimui, Aleksandre Hac pateikia paprastą matematinį modelį automobilio stovumui nagrinėti, priklausantį nuo pakabos konstrukcijos ir padangų deformacijos. Nagrinėjamame modelyje naudojama tik keletas automobilio projektavime gerai žinomų parametrų (masės centro aukštis, vartimo centro aukštis, vartimo kampas ir kt.). Mokslininkas palygina skersinius pagreičius ir apkrovas ties automobilio vartimo riba, atlikdamas modeliavimą su skirtingos konstrukcijos pakabomis. Straipsnyje autorius pateikia tipinę transporto priemonės vartimo kampo apskaičiavimo formulę: $\phi = T_{\phi} / \kappa_{\phi} = M_s h_{roll} a_y / \kappa_{\phi}$ (čia: T_{ϕ} – kėbulo vartimo momentas; M_s – amortizuojama masė; h_{roll} – masės centro aukštis virš vartimo ašies; a_y – skersinis pagreitis; κ_{ϕ} – bendras pakabos ir padangų standumas), pagal transporto priemonės vartimo modeliavimo eskizus (1 pav.).



1 pav. Transporto priemonės vartimo modeliavimas

Leidinyje išnagrinėta tam tikrų nepriklausomos pakabos konstrukcinių parametrų įtaka virtimui, aukštą masės centrą turinčioms transporto priemonėms, tokioms, kaip visureigis. Modelyje taikomi paprasti fizikiniai principai, nagrinėjant automobilio polinkį virsti. Jame analizuojamas skersinis masės centro judėjimas, esant virtimo momentui, pakabos gebėjimas kompensuoti tai, automobilio tarpuvėžio pločio pasikeitimas, padangų deformacija ir kt. Išvestos supaprastintos formulės pagal skersinio pagreičio reikšmes, esant virtimui, apima pakabos poveikio konstrukcinius parametrus, tokius, kaip standumas ar virtimo slopinimas, standumas, esant pakrautai transporto priemonei, virtimo centro koordinatės. Straipsnyje aptarti pakabos parametrų patobulinimai, siekiant išvengti virtimo. Iš esmės, sukurta analitinė išraiška optimaliam virtimo centro aukščio parinkimui, atsižvelgiant į pasipriešinimą automobilio virtimui. Atliktas tyrimas, įvertinant skersinius pagrečius, parodė, kad pakabos standumas, ypač esant pakrautai transporto priemonei, yra labai svarbus parametras. Autorius teigia, kad net nežymūs konstrukciniai pakeitimai ir masės centro padėties analizė, gali nestabilią transporto priemonę, tokią, kaip nagrinėjamas visureigis, padaryti neįtikėtinai stabilia.

Baigiamojo darbo tikslų suformulavimui ir visais kitais aspektais labai pagelbėjo Kenneth D. Lambert mokslinis darbas [7], kuriame labai plačiai nagrinėjama automobilio masės centro įtaka automobilio stovumui. Leidinyje autorius atlieka modeliavimus, naudodamas „MATLAB“ ir „CarSim“ programas, bando išanalizuoti svarbiausių automobilio parametrų (masės centro aukščio, tarpuvėžio pločio, pasukimo gradiento, pakabos kietumo, padangų sukibimo ir kt.) įtaką automobilio stovumui bei palygindamas abiejų programų gautus rezultatus. Autorius lygina gautus modeliavimo rezultatus su statinio stabilumo faktoriaus (SSF) reikšmėmis, gautomis pagal formulę – $SSF = a_y / g = TW / 2 \cdot H_{CG}$ (čia: a_y – šoninis pagreitis; g – laisvojo kritimo pagreitis; TW – tarpuvėžio plotis; H_{CG} – masės centro aukštis). Kenneth D. Lambert lygina, kaip keičiasi automobilio stovumas vienodomis bandymo sąlygomis (pvz., važiuojant 40 m spindulio žiedu iki virtimo momento pradžios), esant skirtingam masės centro aukščiui (nuo 0,5 m iki 0,9 m), tarpuvėžio pločiui (nuo 1,2 m iki 1,7 m) ir kitiems parametrams, o gautus rezultatus palygina su skaičiavimų pagal formules rezultatais (žr. 2 pav.). Be viso to, autorius atlieka įdiegtos elektroninės stabilumo kontrolės (ESC) įtakos automobilio stovumui tyrimą, esant skirtingoms aukščiau minėtų parametrų reikšmėms. Atlikus modeliavimą ir apibendrinus rezultatus, darbe teigiama, kad tinkamas automobilio masės centro padėties nustatymas ir tam tikrų parametrų pakeitimas, gali stipriai lemti automobilio valdymą ir saugumą. Remdamasis autoriaus atliktais modeliavimo tyrimais, savo baigiamajame darbe taip pat atliksiu pasirinkto automobilio stovumo modeliavimą „CarSim“ programa, esant skirtingam masės centro aukščiui.



H_{CG} (m)	$V_{Virtimo}$ iš modeliavimo (km/hr)	$V_{Virtimo}$ iš formulių (km/hr)	% skirtum.
0.9	62.7	59.9	4.7 %
0.8	65.6	63.5	3.3 %
0.7	69.1	67.9	1.8 %
0.6	73.7	73.3	0.5 %
0.5	80.2	80.3	0.1 %

2 pav. Virtimo greičiai, važiuojant pastovaus spindulio žiedu iki virtimo pradžios, esant skirtingiems masės centro aukščiams

Automobilių dinamikos sąvokos, apibrėžimai bei bendrieji taikymo principai, apibrėžiami V. Mitunevičiaus knygoje [9]. Knygoje pateikiama vis plačiau taikoma kompiuterinė skaičiavimo technika analitiniam tyrimo metodui. Autorius supažindina su dinamikoje taikomomis sąvokomis. Knygoje išpėjama apie tokio analitinio tyrimo metodo trūkumus – būtini tikslūs pasirinktų analizei transporto priemonių duomenys (gabaritiniai matmenys ir pan.). Nagrinėjant automobilio stovumą, itin pravertė dinamikos sąvokų vertimas bei paaiškinimas.

Inžinieriai J. Reimpell, H. Stoll ir Jurgen W. Betzler savo leidinyje [19] labai aiškiai aprašė automobilio masės centro įtaką automobilio dinaminėms savybėms, jo pasiskirstymą, esant skirtingiems automobilio apkrovos režimams. Knygoje pateikti pagrindiniai ypatumai, siekiant kuo tiksliau apskaičiuoti masės centro koordinatas. Atlikdamas eksperimentinius tyrimus automobilio masės centro padėčiai nustatyti, pasinaudodsiu autorių siūloma automobilio svėrimo metodika, pakėlus priekinę ašį tam tikru kampu, o galinę ašį sveriant svarstyklėmis.

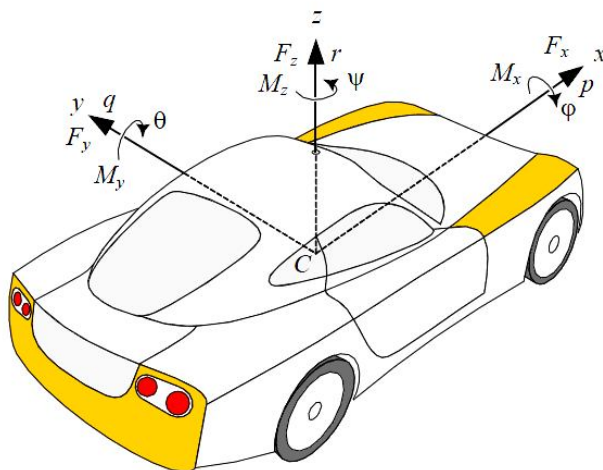
D. Petrovo ir V. Bartulio straipsnis [16] paskelbtas žurnale „Transportas“ 2007 m. paprastai ir aiškiai nagrinėja sunkvežimių stovumą lemiančius parametrus. Autoriai iš esmės remiasi dar L. Gastilos [1] išdėstyta masės centro koordinatų ar atraminių reakcijų jėgų suradimo metodika. Straipsnyje pagrindžiamas tokių skaičiavimų būtinumas. Dalis darbe

naudojamų formulių bei apibrėžimų yra pritaikoma ir automobilio masės centro nustatymo tyrime, atliekant dinaminio stovumo skaičiavimus.

Labai įdomiai ir suprantamai išanalizuota mažo automobilio bei golfo žaidimui skirto automobilio stabdymo efektyvumo priklausomybė nuo masės centro padėties Kristopher J. Seluga ir kitų autorių parašytame leidinyje [22]. Leidinyje aptartos nedidelio automobilio, turinčio tik galinius stabdančiuosius ratus, stabdymo efektyvumas, esant įvairioms važiavimo trajektorijoms, priklausantis nuo masių išsidėstymo. Taip pat autoriai pateikė golfo automobilio pagrindinių stabilumo parametrų nustatymo modelį, judėjimo bei stabdymo trajektorijos modelį, kai masės centras yra skirtingose padėtyse.

D. Ragelio straipsnis, paskelbtas konferencijos medžiagoje „Transportas“ 2007 m. [17] nagrinėja autovežio stovumo problemas. Tyrimo eigoje nuosekliai atliekami teoriniai skaičiavimai, modeliavimas kompiuteriu ir praktiniai bandymai. Darbe panaudota sunkvežimių stovumui tirti skirta metodika ir taikomoji programa „TrailerWin“.

Transporto priemonių judesio dėsningumai, dinamikos teorija ir jos taikymas plačiai išanalizuoti Reza N. Jazar publikuotame leidinyje [5], kuriame aprašytos visos su automobilių dinamika susijusios aktualijos. Leidinyje ne tik pateikta gausybė schemų, skaičiavimų metodikų ir jų taikymo ypatumų, bet ir atsižvelgta į daugelį kitų faktorių, tokių kaip – padangų tamprumą, pakabos konstrukcijos ypatumus, vairuotojo ir keleivių kūno masės poslinkius ir daugelį kitų veiksnių, lemiančių bendras automobilio dinamines savybes. Transporto priemonių judesio dinamikos lygtys leidinyje paprastai išreiškiamos, taikant pagrindinį automobilio judėjimo koordinačių modelį (3 pav.), orientuotą aplink automobilio masės centrą taške C (x, y, z). Automobilio dinamika plokštumoje įvertinama, plačiai nagrinėjant automobilio virtimo kampą (φ) ir momentą (M_x) aplink x ašį, nuolydžio kampą (θ) ir momentą (M_y) aplink y ašį ir pokrypio kampą (ψ) ir momentą (M_z) aplink z ašį.



3 pav. Automobilio stovumo koordinačių sistema

Mokslininkai Kevin Kemp ir Hamid Alper Oral savo užpatentuotame moksliniame darbe [6] nagrinėja automobilio stovumą, atlikdami eksperimentinius tyrimus – paversdami automobilį ant specialios platformos, kurioje sumontuoti davikliai, matuojantys automobilio pasvirimo skersinės ir išilginės ašies atžvilgiu reikšmes. Išradime pažymima, kad apskaičiuoti ir įvertinti tokius automobilio dinamikos parametrus, kaip automobilio virtimo kampą, neatliekant eksperimentinių bandymų, yra labai sudėtinga ir netgi neįmanoma, dėl skirtingų automobilio pakabos konstrukcijų, nevienodo realaus ratų išvirtimo kampo, skirtingo masės centro aukščio ir kitų veiksnių. Suprantamai pavaizduotos automobilio testavimo metodikų schemos, kurių esminis principas – atkurti realią automobilio važiavimo trajektoriją, suteikė daug naudingos informacijos, atliekant automobilio stovumo ir masės centro padėties nustatymo eksperimentinius bandymus.

Atliekant eksperimentinius automobilio dinaminio stovumo tyrimus ir analizuojant lengvojo automobilio stabdymo režimus, esant pakrautam ir tuščiam automobiliui, pravertė R. Pečeliūno, O. Lukoševičienės ir O. Prentkovskio mokslinis straipsnis [15] ir R. Pečeliūno daktaro disertacija [14]. Juose aptariamas automobilio masių pasiskirstymas ir inercijos momentai galinės ir priekinės automobilio ašies atžvilgiu, esant staigiam stabdymui, kuriems didelę įtaką turi automobilio masės centro išsidėstymas.

Japonijos mokslininkų F. Momiyama, K. Kitazawa ir kitų leidinyje [12] transporto priemonės masės centro aukštis įvertintas kaip vienas iš įtakingiausių parametrų, nagrinėjant komercinio transporto stovumą. Optimalaus masės centro aukščio parinkimas, esant pakrautam ir tuščiam komercinės paskirties transportui, viena iš esminių kontrolės nuo apsivertimo ir tinkamo masės pasiskirstymo, esant staigiam stabdymui, priemonių. Masės centro teisingos padėties parinkimas ir įvertinimas taikomas, projektuojant ne tik šiuolaikinį komercinės paskirties transportą, bet ir lengvuosius keleivinius automobilius.

Mokslininkai David Sol ir Shunso F. Watanabe aprašo savo išrastą prietaisą [23], skirtą automobilio inercijai ir masės centro padėčiai įvertinti. Prietaisas, apskaičiuodamas vidutinius automobilio masių poslinkius, dėl degalų, keleivių bei krovinių kiekio pokyčio, įvertina automobilio masės pasikeitimus, masės centro padėtį transporto priemonės kėbulo atžvilgiu ir inercijos momentą išilginės automobilio ašies atžvilgiu. Reaguodamas į akceleratoriaus paspaudimą (pagreitį), prietaisas įvertina aukščiau minėtus pasikeitimus, pagal kuriuos įvertinamos bendros automobilio valdymo savybės ir pagal tai pakeičiama arba paliekama apkrova. Šis išradimas parodo, kad automobilio masės centras turi labai daug įtakos automobilio dinamikai, dėl ko daugelis mokslininkų stengiasi kaip įmanydami sukurti prietaisus ir metodus, tiksliai šio parametro įvertinimui. Savo darbe panaudosiu kai kurias mokslininkų mintis, įvertinant masės centro poslinkį automobiliui staigiai pajudant iš vietos.

Nemažai medžiagos pateikiama autoriaus Thomas D. Gillespie knygoje [2]. Profesorius plačiai žinomas savo moksliniais straipsniais automobilių dinamikos tyrinėjimo srityje. Knygoje plačiai aprašoma automobilio masės centro įtaka kėbulo svyravimams greitėjimo, stabdymo, įvažiuojant į posūkį metu. Autorius pateikia keletą įvairių situacijų automobilio masės centro padėčiai nustatyti, veikiant skirtingoms apkrovoms priekinės ir galinės ašies atžvilgiu.

Turkijos mokslininkai M. A. Guler, K. Elitok, B. Bayram ir U. Stelzmann [3], atsižvelgiant į Europinį saugumo reglamentą „EEK-R66“, moksliniame straipsnyje nagrinėja tolimojo susisiektimo keleivinių autobusų konstrukcijos atsparumą deformacijai, kai autobusas virsta su keleiviais. Pasak mokslininkų, autobuso su keleiviais ir bagažu masės centras stipriai paaugštėja, gerokai padidėja ir autobuso masė, dėl ko stipriai padidėja išcentrinė jėga, veikianti autobusa, įvažiuojant į posūkį. Tinkamas sėdynių ir keleivių išdėstymas autobuse, o tuo pačiu ir masės centro optimalio vietos nustatymas, esant apkrautam ir tuščiam autobusui, pasak straipsnio autorių, gali stipriai sumažinti pavojingumo riziką. Straipsnyje pateikiama išsami keleivinio transporto virtimo testo ir kėbulo deformacijos analizė, įvertinant masės centro padėtį priklausomai nuo variklio, pavarų dėžės, varomosios ašies išsidėstymo. Mokslininkai atlieka analizę pagrįsdami taikydami kinetinės energijos formulę – $E = 0,75 \cdot M \cdot g \cdot h$ (čia: M – neapkrauto autobuso masė; g – laisvojo kritimo pagreitis; h – vertikalus masės centro aukštis). Moksliniame darbe palyginami autobuso deformacijos teoriniai skaičiavimai su atlikto eksperimentinio autobuso virtimo tyrimo duomenimis, įvertinant autobuso masės pokytį ir specialius plieninius statramsčius, kurie deformacijos metu sugeria dalį energijos, taip padidindami keleivių saugumą. Autorių teigimu, keleivių ir bagažo masės pasiskirstymą keleiviniame transporte, sėdynių konstrukciją bei saugos diržų tvirtinimą būtina įtraukti į Europinį saugumo reglamentą „EEK-R66“, siekiant užtikrinti didesnę keleivių saugumą.

Atliekant automobilio svorio centro nustatymo bandymus, labai pagelbėjo L. Gastilos knyga [1], kurioje aiškiai pateikiamos automobilio stovumo aktualijos. Knygoje pateiktas masės centro nustatymo metodas yra ir dabar plačiai taikomas. Mano nagrinėjamame darbe taip pat atlikti skaičiavimai, remiantis L. Gastilos pateiktu masės centro nustatymo modeliu.

Kaip jau minėta anksčiau, automobilio masės centras yra labai svarbus rodiklis, lemiantis daugelį automobilio dinaminio modelio parametrų – be jo, paprastai, neapsieinama, atliekant įvairius bandymus transporto priemonės stovumui nagrinėti. Neretai, gamintojai vengia pateikti transporto priemonės masės centro koordinatės – pateikiamos tik didžiųjų transporto priemonių (sunkvežimių, autobusų, savivarčių ir pan.) koordinatės. Lengvojo automobilio masių pasiskirstymas techninėje charakteristikoje aptinkamas labai retai, taigi, mano manymu, būtina publikuoti šio parametro tyrimus.

2. AUTOMOBILIO MASĖS CENTRO PADĖTIES ĮTAKA AUTOMOBILIO STOVUMUI

2.1. Automobilio stovumas

Automobilio stovumas yra viena svarbiausių jo eksploatacinių savybių, nuo kurios didele dalimi priklauso judėjimo saugumas.

Transporto priemonės stovumu vadinama jos savybė išlaikyti važiavimo kryptį esant skirtingoms kelio sąlygoms. Labai svarbu, kad automobilio trajektorija tiksliai atitiktų vairuojamųjų ratų pasukimo kampą, kad, veikiant skersinėms jėgoms, automobilis neslystų į šoną. Ši automobilio savybė vadinama krypties stovumu [9].

Automobilio pakaba užtikrina tamprųjį ryšį tarp rėmo ar kėbulo ir tiltų bei ratų, sklandžią eigą, stabilumą ir automobilio pravažumą. Stabilumas bei sklandi eiga labai stipriai lemia važiavimo komfortą. Stabilumas apibrėžia automobilio savybę priešintis slydimui ir apsivertimui t. y. saugumą. Pravažumas apibrėžia savybę įveikti skirtingas kliūtis.

Šiame darbe nustatysime automobilio masės centro parametrus, kurie suteiks galimybę įvertinti automobilio stovumą kelyje, esant sudėtingoms važiavimo sąlygoms.

2.2. Automobilio masės centro aukščio įtaka automobilio stovumui

Automobilio masės centro aukštis turi didelę įtaką automobilio masės pasiskirstymui tarp ratų posūkio metu. Kuo aukštesnis automobilis, tuo aukščiau yra jo masės centras ir atvirkščiai: kuo žemesnis automobilis, tuo žemiau yra jo masės centras.

Automobilio masės centro koordinačių nustatymas yra labai svarbus nagrinėjant šiuos rodiklius:

- ❖ stabdymo ir greitėjimo pagreičius;
- ❖ stovumą važiuojant įkalne ir nuokalne;
- ❖ projektuojant automobilio stabdžių sistemą bei visų ratų varančiąją pavarą;
- ❖ nagrinėjant vibracijos aspektus ir projektuojant atskirų automobilio komponentų (agregatų, detalių ir pan.) masės centrus;
- ❖ važiavimo stabilumą posūkyje;
- ❖ nustatant inercijos momentus ir kt.

Žemesnėje padėtyje esantis masės centras pagerina automobilio stovumą posūkiuose ir jo šoninį stovumą. Ratai geriau sukimba su kelio paviršiumi, kuriuo važiuoja automobilis, didėja ratų šoninis sukibimas, nes automobilio ratams tenkanti apkrova tolygiau pasiskirsto. Praktiškai tai įgyvendinti gana sudėtinga.

Transporto priemonės masės centras yra labai priklausomas nuo apkrovos. Priklausomai nuo to, kiek automobilyje važiuoja žmonių, kiek pakrautas automobilio bagažas, masės centras gali kisti, o kartu su tuo, keičiasi ir automobilio dinaminės savybės.

Skiriamas savasis ir valdomas automobilio stovumas. Pirmasis priklauso nuo automobilio konstrukcijos, o antrasis – nuo vairuotojo veiksmų, siekiant išlaikyti automobilio stovumą kritinėse situacijose. Automobilio elementai, per kuriuos vairuotojas valdo stovumą, apibūdina „aktyvų“ automobilio stovumą.

Kai automobilis atlieka posūkį, išcentrinė jėga veikia jo masės centrą C_m . Ši išcentrinė jėga veikia svirties pagrindu ir perteikia dalį automobilio masės nuo vidinių ratų išoriniams. Tarkime, automobiliui sukant į kairę, papildoma jo masės dalis tenka dešiniems ratams. Išoriniai ratai yra stipriau apkrauti, taigi jų didesnis šoninis sukibimas negu vidinių ratų. Verta įsidėmėti, kad didžiausias ratų sukibimas su paviršiumi yra tada, kai jie tolygiau apkraunami, t.y. $R_{zg} = R_{zp}$.

Taip pat svarbu atkreipti dėmesį į tai, kad išorinių ir vidinių ratų sukibimas su kelio danga mažai priklauso vienas nuo kito. Tokiu atveju bendras ratų šoninis stovumas sumažėja dėl netinkamo masės pasiskirstymo.

Automobilio stovumą galima pagerinti atliekant šiuos veiksmus:

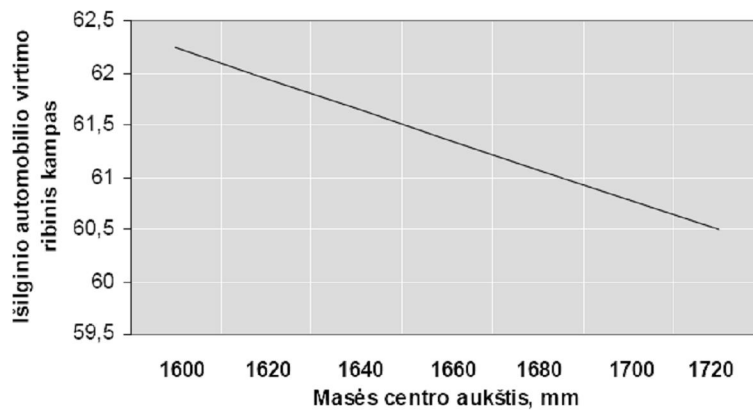
- pažeminant automobilio masės centrą;
- padidinant tarpuvėžį.

Važiuojant posūkyje išcentrinė jėga, veikianti masės centre C_m , verčia automobilį į vieną pusę. Atstumas tarp masės centro ir vartimo centro išmatuojamas peties ilgiu – atsiradęs vartimo momentas verčia automobilį. Kuo ilgesnis atstumas, tuo didesnis vartimo momentas.

Žeminant automobilio pakabą, vartimo petys pailgėja, keičiasi ratų išvartimo kampas, sumažėja manevringumas prastesnėse sąlygose. Dėl šių priežasčių, nereikia persistengti parenkant masės centro aukštį projektuojamam automobiliui.

Kuo automobilio masės centro aukštis yra žemesnis, tuo mažesnė tikimybė apvirsti važiuojant nuokalne [16] (4 pav.).

Eismo saugumui didžiausias pavojus sukeliamas tada, kai važiuojantis automobilis netenka pusiausvyros ir slysta skersine kryptimi. Kritinius automobilio slydimo ir vartimo greičius panagrinėsime, atlikę masės centro padėties skaičiavimus.

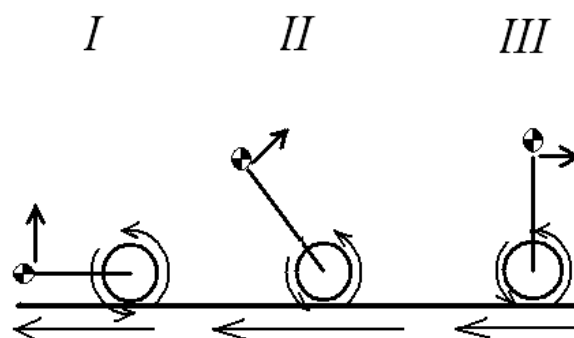


4 pav. Krovininių automobilių išilginio stovumo vartimo ribinio kampo priklausomybė nuo masės centro aukščio

2.3. Sportinio automobilio dinamika ir svorio balanso analizė įvertinant masės centro padėtį

Projektuojant sportinį automobilį, kėbulas turi būti subalansuotas taip, jog išibėgėjimo metu varantieji ratai gautų maksimalų įmanomą kėbulo svorį. Būtent, kėbulo balansas lemia ne ką mažiau, nei automobilio galia ar specifinė važiavimo trasai sureguliuota bei parinkta transmisija.

Yra žinoma, jog automobiliui pajudant iš vietos, kėbulas tarsi „atsilošia“, „permesdamas“ svorį iš kėbulo priekinės dalies į galinę. Akivaizdu, jog norėdami efektyviai pajudėti iš vietos, mes norime gauti automobilio masės centrą tokioje padėtyje, kad kuo didesnis kėbulo svoris atsidurtų tiesiai virš varančiosios ašies, t.y. maksimaliai prispaustų varančiuosius ratus prie trasos dangos. Dėl šios priežasties yra svarbu išnagrinėti, kiek, startavus automobiliui, pasikeičia jo masės centro padėtis, bei kurioje vietoje jis yra.



5 pav. Masės centro padėties pokytis varančiosios galinės ašies atžvilgiu sportiniam automobiliui staigiai pajudėjus iš vietos

5 paveikslėlyje matome modelį su trimis skirtingomis masės centro padėtimis varančiosios ašies atžvilgiu, tačiau tuo pačiu atstumu nuo jos:

I modelis yra įprasta galinių varančiųjų ratų automobilio masės centro padėtis. Šiuo atveju – kuo prastesnis varančiosios ašies ratų sukibimas su kelio danga, tuo blogesnė masės centro padėtis.

II modelis yra įprasta visų keturių varančiųjų ratų automobilių masės centro padėtis, kuri ne taip stipriai priklauso nuo ratų sukibimo ir tolygiai pasiskirsto startuojant automobiliui.

III modelis – priekinių varančiųjų ratų automobilio masės centro padėtis. Kaip matome iš paveikslėlio, šiuo atveju bet koks masės centro judėjimas atgal yra nuostolingas, nes varantiesiems ratams tenka mažiau svorio, kas mažina sukibimą su kelio danga.

Kuo žemiau yra sportinio automobilio masės centras, ir kuo prastesnė kelio danga, tuo mažesnės galimybės efektingai prispausti ratus staigaus pajudėjimo iš vietos metu.



6 pav. Sportinio automobilio pakabos reguliavimas ir svėrimas: 1) amortizatorių reguliavimas; 2) svarstyklės; 3) prietaisas automobilio pasvyrimo kampui horizontalios plokštumos atžvilgiu nustatyti (rotacinis lazeris „Stabila lapr-100”); 4) svarstyklių reikšmės; 5) automobilis, pakeltas ant svėrimo ir pakabos reguliavimo stendo

Masės centro teisingas parinkimas yra labai svarbus projektuojant ar tobulinant sportinius automobilius. Specializuoti servisai, naudodami specialią įrangą (6 pav.), tinkamai “išsveria” sportinio automobilio masės centrus, įvertindami vairuotojo svorį, reikalaujamą ir vienodą padangų slėgį visuose ratuose. Teisingam masės centro padėties parinkimui, reguliuojami tam tikri automobilio pakabos mazgai – amortizatoriai, šarnyrai, stabilizatoriaus traukės ir kita, atsižvelgiant į tobulinamo automobilio pakabos konstrukciją.

Kaip pavyzdį, sportinio automobilio teisingam išsėrimui, trumpai aprašysiu metodiką, kuria naudojasi šios srities specialistai. Visų pirma, naudojant specialų lazerinį prietaisą,

paruošiamas stendas (platforma), ant kurios bus užvažiuojama automobiliu. Stendo nuokrypis negali viršyti leistinų normų, taigi stendas turi būti preciziškai sureguliuotas. Kitas žingsnis – užvažiavus automobiliu ant platformos, išmatuoti tam tikrų automobilio pakabos taškų (pvz. šakių įvorės šerdies ir kt.) atstumą iki platformos paviršiaus. Ant vairuotojo sėdynės ir šalia akceleratoriaus, stabdžių, ir sankabos paminų, imituojant vairuotojo svorį, uždedamas atitinkamas kiekis svarmenų (7 pav.). Ta pati procedūra padaroma virš degalų bako, jei jis nėra pilnas. Patikrinamas ir suvienodinamas visų ratų padangų slėgis, atsižvelgiant į padangos pagaminimo metus, gamintojo rekomenduojamas normas, padangos sudilimą ir išmatavimus. Kreida pažymimos labiausiai sudilusios vietos padangose, pagal tai vėliau specialia įranga atliekamas padangų ir ratlankių tarpusavio padėties svorio optimizavimas. Automobilis pastatomas ant stendo taip, kad stovėtų per patį centrą. Po ratais padedamos atramos, kad automobilis nepajudėtų iš vietos. Specialiu hidrauliniu keltuvu automobilis pakeliamas vertikalia kryptimi į viršų, nuimami ratai ir pažymimi tam tikri pakabos taškai, kuriuos reikės sureguliuoti. Pirmiausiai, tinkamai sureguliuojami amortizatoriai, kad gautųsi mažesnis nei 5 % aukščio skirtumas (6 pav. 1), atlaisvinami priekinio ir galinio stabilizatoriaus svirtys. Atlikus optimizavimą, ant automobilio uždedami ratai, automobilis nuleidžiamas. Uždėjus specialias svarstyklės ant hidraulinio keltuvo, automobilis dar sykį pakeliamas (6 pav. 2 ir 5). Rotaciniu lazeriu išmatuojamas automobilio nuokrypis, stendas su pakeltu automobiliu sureguliuojamas taip, kad automobilis būtų visiškai horizontalioje padėtyje (panaikinamas nuokrypis). Išmatuojamas automobilio masės pasiskirstymas po kiekvienu automobilio ratu priekinėje ir galinėje ašyje, esant tuščiam automobiliui ir su vairuotoju. Po to atliekami pakabos sureguliojimo darbai ir vėl matuojamas masės pasiskirstymas, kol gaunamas vienodas automobilio masės pasiskirstymas po kiekvienu ratu priekinės ir galinės ašies atžvilgiu.



7 pav. Svarmenys, imituojantys vairuotojo kūno masės svorį

Rezultatai, atlikus šiuos darbus:

- tolygus svorio pasiskirstymas ant kiekvienos automobilio ašies;
- geresnis sukibimas automobiliui įvažiuojant dideliu greičiu į posūkį – didesnis stabilumas;
- didelis pasukamumas;
- geresnis valdymas;
- tolygesnis padangų sudilimas;
- mažesnės degalų sąnaudos;
- geresnis stovumas įkalnėje slydimo ir sukimosi aplink savo ašį atžvilgiu ir kt.

3. EKSPERIMENTINIS TYRIMAS AUTOMOBILIO NISSAN PRIMERA MASĖS CENTRO KOORDINATĖMS NUSTATYTI

Automobilio masės centro koordinatėms nustatyti reikia daug pastangų, kai yra ieškoma kiekvieno automobilio sudedamojo mazgo masės centro padėties ir gauti rezultatai suvedami į bendrą automobilio masės centro poziciją.

Daug paprasčiau nustatyti automobilio masės centrą eksperimentiškai sveriant automobilį. Žinoma, reikėtų įvertinti tuščio automobilio masės centro padėtį ir pakrauto automobilio masės centro padėtį, tolygiai pakraunant automobilį specialiais svoriais arba 2–4 žmonėmis, kurių ūgis apie 170–180 cm, o svoris apie 70 kg.

Vienas iš transporto priemonės masės centro koordinatėms nustatymo būdų, t. y. pasvirusios transporto priemonės pasvėrimas. Tai galima padaryti automobilį pavertus ant šono arba pakėlus priekį arba galą [1].

Kelių skirtingų automobilių modelių masės centro padėties nustatymas ir jų abiejų palyginimas šiame darbe neturėtų prasmės dėl skirtingos automobilio pakabos konstrukcijos, svorio ir kitų veiksnių.

Išnagrinėsime vidutinės klasės automobilio „Nissan Primera“ masių išsidėstymą atlikdami bandymus – pakelsime automobilio priekinę ašį atitinkamu kampu, išmatuosime parametrų reikšmes. Bandymai atliekami Varšuvos Automobilių transporto institute (PIMOT), transporto priemonių eksperimentinių matavimų ir tyrimų laboratorijoje.

Darbo pradžioje detalai išanalizuojami pasirinkto automobilio techniniai duomenys (1 lentelė), skirti tolesniam tyrimui.

1 lentelė. Automobilio „Nissan Primera“ techniniai duomenys

Parametras	Reikšmė
Galia, AG / Kw / min ⁻¹	116 / 87 / 5600
Darbinis tūris, cm ³	1769
Ilgis, mm	4567
Plotis, mm	1760
Aukštis, mm	1482
Automobilio masė be krovinio, kg	1368
Leidžiama maksimali masė, kg	1810
Ratų bazės ilgis, mm	2678
Ratų bazės plotis, mm	1525
Padangų matmenys	205/60 R16
Pagaminimo metai	2006

Prieš atliekant automobilio pakėlimo bandymus, pasveriami kiekvienai automobilio priekinės ir galinės ašies pusei (ratui) tenkanti masė, kai automobilis yra horizontalioje padėtyje (2 ir 3 lentelės). Išmatuojamas atstumas tarp ašių abiejose pusėse, nustatomas tarpuvėžio plotis, rato statinis spindulys.

Norint apskaičiuoti automobilio masės centro aukštį h , pirmiausiai reikia pakelti kiek įmanoma aukščiau automobilio priekinę arba galinę ašį, kai sveriamą ašį stovi ant svarstyklių platformos centro [19]. Siekiant, kad gauti rezultatai būtų dar tikslesni, galima pakelti automobilio priekinę ašį, o po to galinę. Automobiliui pakelti gali būti naudojamas specialus kranas, hidraulinis keltuvas ir pan.

Atliekant šiuos eksperimentinius bandymus būtini reikalavimai:

1. Automobilis turi būti tvirtai pastatytas ant platformos, apsisaugant nuo jo nuriedėjimo ar bet kokio poslinkio netinkama kryptimi, tam panaudojant specialias atsparas po galiniais ratais. Automobilio rankinis stabdys turi būti visiškai užtrauktas, o pavarų perjungimo svirtis neutralios pozicijos padėtyje, tam kad keliant automobilio priekį ratai galėtų netrukdomai sukis ir neiškraipytų svarstyklių rodmenų – būtų išvengta netikslumų.
2. Priekinės ir galinės ašies ratai turi būti ant platformos vidurio, siekiant išvengti didesnių nuokrypių matavimų reikšmėse, kai automobilis yra keliamas ir sveriamas.
3. Automobilio priekis keliamas vertikalia kryptimi, su kuo mažesniais svyravimais.
4. Eksperimentiniam tyrimui naudojamas automobilis turi atitikti Kelių eismo taisyklių ir gamintojų reikalavimus, t. y. automobilio degalų bakas turi būti visiškai pripildytas, kaip ir visos kitos eksploatacinės medžiagos ir skysčiai (variklio aušinimo skystis, variklio alyva, stabdžių skystis ir kt.). Automobilyje turi būti atsarginis ratas, gesintuvas, įrankiai (rankinis keltuvas, vilkimo lynas ir kt.).
5. Abi transporto priemonės ašys turi būti įtvirtintos kėbulo atžvilgiu specialiai tam pritaikytais ramsčiais, kad būtų išvengta kėbulo amortizacijos svėrimo metu.
6. Siekiant panaikinti padangų tamprumą matavimų metu, rekomenduojama abiejų ašių padangų slėgį padidinti iki 3,0–3,5 barų slėgio.

Tam, kad duomenys būtų tikslūs, reikia pakelti automobilio priekį ne mažiau kaip pusę metro, pripildyti degalų baką, pripūsti padangas iki maksimaliai rekomenduojamo slėgio bei sustandinti pakabą papildomais ramsčiais, siekiant išvengti kėbulo amortizacijos svėrimo metu.

Tyrimai parodė, kad tiksliai atkurti automobilio masės centro padėtį galima tik pakėlus automobilio priekį maksimaliai įmanomu aukščiu. Jei pakėlimo aukštis būtų labai mažas, gautųsi labai didelė skaičiavimų paklaida. Transporto priemonė, atliekant eksperimentinius bandymus, turi būti kelis kartus keliamą iki tam tikro aukščio, o gauti rezultatai lyginami su prieš tai buvusiais rezultatais.

Iš viso atliekami trys automobilio priekio pakėlimo bandymai. Iš pradžių bandomas tuščias automobilis, po to pakrautas – neviršijant leistinosios automobilio masės su kroviniu (1 lentelė). Rezultatai, kuriuos vėliau aptarsime, surašomi į lenteles (2 ir 3 lentelės):

2 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos, atliekant tuščio automobilio „Nissan Primera“ priekio pakėlimo bandymus

Tuščio automobilio NISSAN PRIMERA masės pasiskirstymas ant kiekvienos ašies				
Priekinės ašies kairės pusės masė, m_{pK} 415 kg		Priekinės ašies dešinės pusės masė, m_{pD} 425 kg		Priekinės ašies masė, m_p 840 kg
Galinės ašies kairės pusės masė, m_{gK} 330 kg		Galinės ašies dešinės pusės masė, m_{g2D} 280 kg		Galinės ašies masė, m_g 610 kg
Kairės pusės masė, m_K 745 kg		Dešinės pusės masė, m_D 705 kg		Transporto priemonės bendra masė, m 1 450 kg
Ratų bazė				
Kairės pusės ratų bazė, l_K 2 678 mm		Dešinės pusės ratų bazė, l_D 2 678 mm		Ratų bazė, l 2 678 mm
Ratų tarpuvėžis				
Priekinių ratų provėža, b_p 1 525 mm			Galinių ratų provėža, b_g 1 525 mm	
Rato statinis spindulys				
Kairės pusės ratų $r_{stK} = 312$ mm			Dešinės pusės ratų $r_{stD} = 312$ mm	
Kiti parametrai, reikalingi automobilio masės centrui nustatyti				
Apkrautos (galinės) ašies masės reikšmės:		I matavimas	II matavimas	III matavimas
Automobilis horizontalioje padėtyje	Kairės pusės	330 kg	335 kg	335 kg
	Dešinės pusės	280 kg	280 kg	280 kg
Automobilio priekis pakeltas	Kairės pusės	370 kg	370 kg	370 kg
	Dešinės pusės	300 kg	300 kg	305 kg
Automobilio pakėlimo kampas, α		21°26'	21°15'	21°28'
Automobilio priekinės ašies kairės pusės pakėlimo aukštis, H		1 136 mm	1 129 mm	1 146 mm
Automobilio priekinės ašies dešinės pusės pakėlimo aukštis, H		1 146 mm	1 141 mm	1 157 mm
Priekinės ašies pakilos aukštis, H_{pp}		118 mm	116 mm	117 mm
Galinės ašies pakilos aukštis, H_{pg}		118 mm	121 mm	121 mm
Automobilio pakrypimas esant horizontalioje padėtyje – ramybės būsenoje				-1°32'



8 pav. Bandymai, pakėlus automobilį „Nissan Primera“, masės centro koordinatėms nustatyti



9 pav. „Nissan Primera“ automobilio pakabos ir kėbulo įtvirtinimas medinėmis sijomis

3 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos, atliekant pakrauto automobilio „Nissan Primera“ priekio pakėlimo bandymus

Pakrauto automobilio NISSAN PRIMERA masės pasiskirstymas ant kiekvienos ašies		
Priekinės ašies kairės pusės masė, m_{pK} 440 kg	Priekinės ašies dešinės pusės masė, m_{pD} 460 kg	Priekinės ašies masė, m_p 900 kg
Galinės ašies kairės pusės masė, m_{gK} 460 kg	Galinės ašies dešinės pusės masė, m_{gD} 440 kg	Galinės ašies masė, m_g 900 kg
Kairės pusės masė, m_K 900 kg	Dešinės pusės masė, m_D 900 kg	Transporto priemonės bendra masė, m 1 800 kg
Ratų bazė		
Kairės pusės ratų bazė, l_K 2 678 mm	Dešinės pusės ratų bazė, l_D 2 678 mm	Ratų bazė, l 2 678 mm

Ratų tarpuvėžis				
Priekinių ratų provėža, b_p 1 525 mm		Galinių ratų provėža, b_p 1 525 mm		
Rato statinis spindulys				
Kairės pusės ratų $r_{stK} = 309$ mm		Dešinės pusės ratų $r_{stD} = 309$ mm		
Kiti parametrai, reikalingi automobilio masės centrui nustatyti				
Apkrautos ašies masės reikšmės:		I matavimas	II matavimas	III matavimas
Automobilis horizontalioje padėtyje	Kairės pusės	570 kg	575 kg	570 kg
	Dešinės pusės	560 kg	560 kg	560 kg
Automobilio priekis pakeltas	Kairės pusės	605 kg	610 kg	610 kg
	Dešinės pusės	590 kg	590 kg	590 kg
Automobilio pakėlimo kampas, α		20°24'	20°30'	20°56'
Automobilio priekinės ašies kairės pusės pakėlimo aukštis, H		1 093 mm	1 089 mm	1 110 mm
Automobilio priekinės ašies dešinės pusės pakėlimo aukštis, H		1 100 mm	1 100 mm	1 120 mm
Priekinės ašies pakilos aukštis, H_{pp}		117 mm	116 mm	117 mm
Galinės ašies pakilos aukštis, H_{pg}		122 mm	122 mm	120 mm
Automobilio pakrypimas esant horizontalioje padėtyje – ramybės būsenoje				-1°34'

Pastaba: kaip matyti iš lentelėje pateiktų duomenų, automobilio galinė bei priekinė ašis, atliekant bandymus, buvo ant tam tikro aukščio pakilų (žr. 8 pav.). Kadangi pakilų aukščiai šiek tiek skiriasi, išmatuotas nežymus automobilio pakrypimas, esant horizontalioje padėtyje. Automobilio pakėlimo aukščio bei kampo reikšmės lentelėje pateiktos jau įvertinus šiuos kriterijus.

3.1. Pagrindiniai parametrai automobilio masės centro koordinatėms rasti

Pateikiami pagrindiniai parametrai lengvojo automobilio masės centro koordinatėms apskaičiuoti:

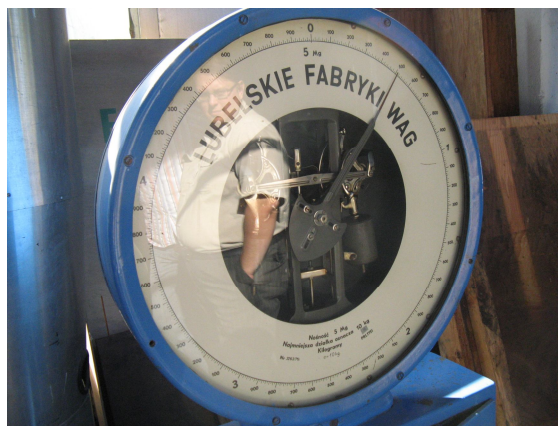
- R_{zp} – atraminė reakcija į priekinius automobilio ratus;
- R_{zg} – atraminė reakcija į galinius automobilio ratus;
- R_{zk} – atraminė reakcija į kairiuosius automobilio ratus;
- R_{zd} – atraminė reakcija į dešiniuosius automobilio ratus;
- R_{zk}' – atraminė reakcija į pasvirusią kairę ašį;
- R_{zg}' – reakcija į pasvirusią galinę ašį;
- G – svorio jėga;
- l_p – atstumas nuo priekinės ašies iki masės centro;
- l_g – atstumas nuo priekinės ašies iki masės centro;

- l – automobilio ratų bazės ilgis;
- l' – automobilio atstumas tarp ašių (bazė), esant pakeltai vienai ašiai;
- b_k – atstumas nuo automobilio kairės tarpuvėžio pusės iki masės centro;
- b_d – atstumas nuo automobilio dešinės tarpuvėžio pusės iki masės centro;
- b – automobilio tarpuvėžis;
- b' – automobilio tarpuvėžis, esant pakeltam vienam šonui
- m_p – priekinės ašies masė;
- m_g – galinės ašies masė;
- m_g' – galinės ašies masė, pakėlus automobilio priekį;
- m – automobilio masė (paruošto eksploatacijai);
- r_{st} – rato statinis spindulys, mm;
- c – masės centro poslinkis išilginėje automobilio ašyje;
- e – atstumas nuo išilginės simetrijos ašies iki masės centro;
- H – aukštis kuriuo pakeliama motociklo ašis (atliekant svėrimus masės centrui nustatyti);
- h – automobilio masės centro aukštis;
- h_l – masės centro aukštis nuo apatinio pakabos taško.

3.2. Automobilio „Nissan Primera“ masės centro padėties koordinačių nustatymas, atlikus eksperimentinį tyrimą – pakėlus atitinkamu kampu automobilio priekį

Pasirinkto automobilio masės centro koordinatės paprasčiausiai galima rasti bandymais, naudojantis svarstyklėmis (10 pav.) arba dinamometru. Būtent šiuo būdu nustatysime tuščio automobilio „Nissan Primera“ masės centro koordinatės. Visų pirma, reikia paminėti, kad norint gauti, kuo tikslesnes reikšmes bei automobilio masės centro padėtį nustatyti su kuo mažesne paklaida, yra būtina standžiai įtvirtinti automobilio kėbulą pakabos atžvilgiu. Šiam tikslui pasiekti, tarp „Nissan Primera“ automobilio pakabos ir kėbulo buvo nejudamai įtvirtintos medinės sijos (9 pav.).

Iš pradžių, išnagrinėsime automobilio masės centro koordinačių padėtį pagal L. Gastilos vadovėlyje pateiktą metodiką [1].



10 pav. Kiekvienai tiriamo automobilio ašies pusei (ratui) tenkanti masė, nustatoma svarstyklėmis „Lubelskie fabryki wag“

3.2.1. Atstumo nuo priekinės ir galinės ašies iki masės centro C_m nustatymas

Kai transporto priemonė yra sveriamą, pakeliant jos priekį, būtina automobilį pastatyti ant lygios ir horizontalios platformos. Tam, kad svarstyklių rodmenys nebūtų iškreipiami, ratai turi būti lengvai pasukami, keliant automobilį. Pasvėrus automobilio galinę ir priekinę ašis ir jas susumavus, gaunamas bendra automobilio masė [2]. Automobilio priekinės ir galinės ašies masės kitimas, keliant automobilį ir atsižvelgiant į automobilio bazės ilgį, leidžia nustatyti masės centro išsidėstymą automobilio išilgine kryptimi.

Tiriamas automobilis pastatomas ant svarstyklių kiekviena ašimi ir išmatuojama individuali kiekvienos ašies masė (2 ir 3 lentelės). Tokiu būdu randame statmenas kelio reakcijas į priekinę ir galinę ašis R_{zp} ir R_{zg} .

Sudarome automobilio pusiausvyros sąlygas – jėgų momentų apie kontakto taškus K_g ir K_p sumas prilyginame nuliui (11 pav.):

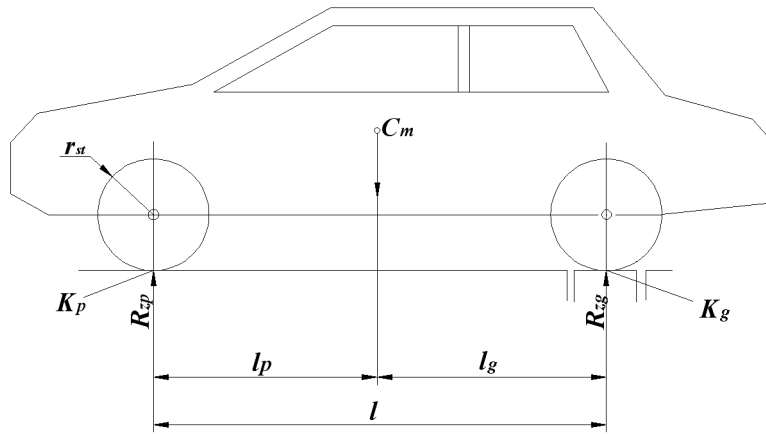
$$R_{zp}l - Gl_g = 0, \quad (3.1)$$

$$R_{zg}l - Gl_p = 0, \quad (3.2)$$

čia: G – automobilio svorio jėga kN;

l_p ir l_g – atstumai nuo priekinės ir galinės ašies iki masės centro C_m ;

l – automobilio bazė m.



11 pav. Automobilio svėrimas horizontalioje padėtyje

Išmatavus priekinės ir galinės ašies masę, galima surasti atramines reakcijas į ašis:

$$R_{zi} = m_i \cdot g; \quad (3.3)$$

Bendra automobilio svorio jėga G , N:

$$G = m \cdot g; \quad (3.4)$$

Iš automobilio pusiausvyros sąlygų apskaičiuojame atstumus l_p ir l_g m:

$$l_p = \frac{l}{G} \cdot R_{zg},$$

$$l_g = \frac{l}{G} \cdot R_{zp}, \quad (3.5)$$

Patikrinimo sąlyga:

$$l_p + l_g = l; \quad (3.6)$$

Apskaičiavus ilgius l_p ir l_g nustatėme vieną iš trijų ieškomų masės centro koordinatijų. Duomenis surašome į 4 lentelę.

3.2.2. Atstumo iki masės centro C_m automobilio skersinėje ašyje nustatymas

Automobilis priekinę ašį pastatoma ant svarstyklių. Išmatavę kairiosios ir dešinėsios automobilio pusės masę, randame atramines reakcijas R_{zk} ir R_{zd} .

Atraminės reakcijos į kairiąją ir dešiniąją priekinės ašies ratus R_{zk} ir R_{zd} skaičiuojamos pagal (3.3) formules:

$$R_{zk} = m_{pK} \cdot g;$$

$$R_{zd} = m_{pD} \cdot g; \quad (3.7)$$

Priekinės ašies svoris:

$$G_p = m_p \cdot g; \quad (3.8)$$

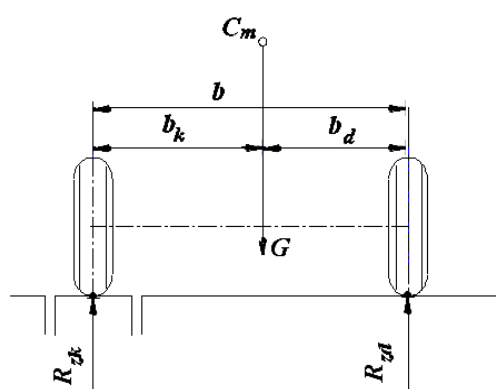
Turint reikiamas reikšmes, apskaičiuojame b_k ir b_d ilgius, m:

$$b_k = \frac{b}{G_p} \cdot R_{zd},$$

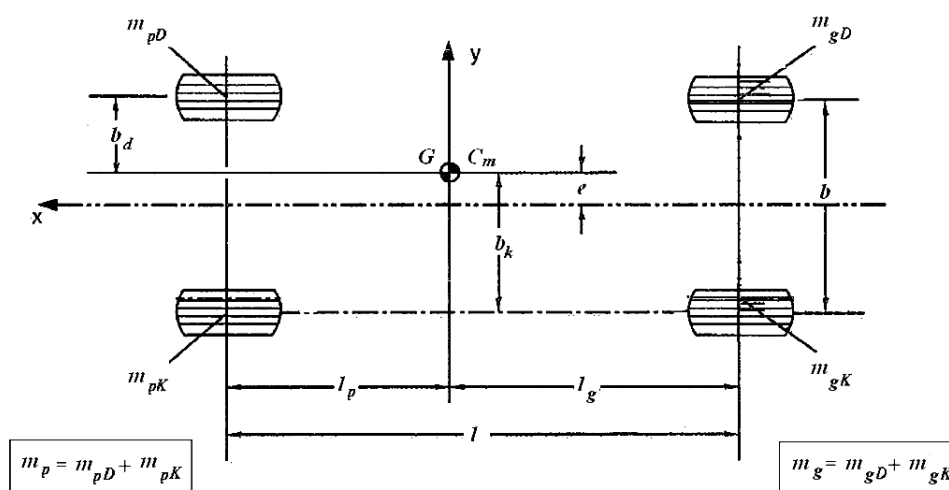
$$b_d = \frac{b}{G_p} \cdot R_{zk}, \quad (3.9)$$

čia: b – tarpuvėžio plotis m ($b = 1,525$ m); (lengvųjų automobilių $h \leq \frac{b}{2}$ mm).

a)



b)



12 pav. Automobilio masės centro išsidėstymo skersinėje ašyje schema: a) iš priekio; b) iš viršaus

Tiriamą automobilio „Nissan Primera“ C_m skersinėje ašyje išsidėstęs taip:

iš kairės pusės – $b_k = 0,772$ m;

iš dešinės pusės – $b_d = 0,753$ m.

$$e = \frac{m_D \cdot m_K}{m} \cdot \frac{b_p + b_g}{4}; \quad (3.10)$$

b_p ir b_g – automobilio tarpuvėžis priekyje ir gale m.

Figure 1 shows a top-down view of a car chassis with the following dimensions and forces:

- Overall width: 2678 mm
- Overall height: 1525 mm
- Left corner force: (4169 N)
- Right corner force: (2747 N)
- Bottom-left corner force: (4071 N)
- Bottom-right corner force: (3237 N)
- Central point coordinates: 1127 mm from the left edge, 772 mm from the bottom edge.

3.2.3. Automobilio masės centro aukščio suradimas

Ieškant automobilio masės centro aukščio h , mašina sveriama pasvirusi [19].

$$R_{zg}^{\cdot} \cdot l^{\cdot} - G \cdot l_p^{\cdot} = 0, \quad (3.11)$$

$$l' = l \cdot \cos \alpha, \quad (3.12)$$

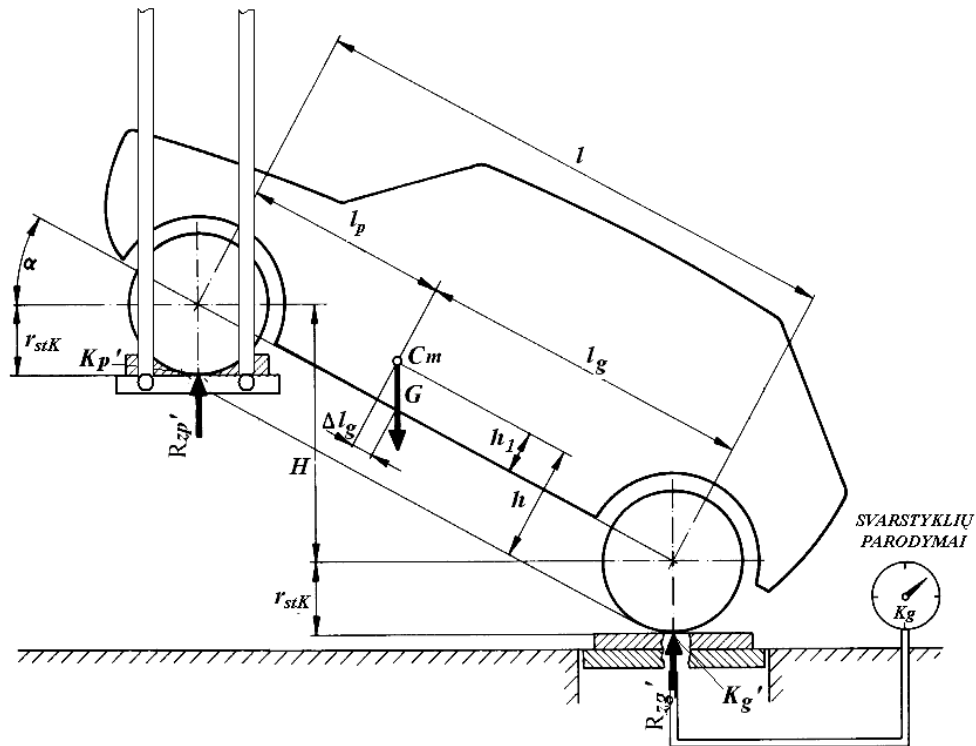
$$ctg\alpha = \frac{l'}{H}, \quad (3.13)$$

$$h = \frac{l}{G} \cdot (R_{zg'} - R_{zg}) \cdot ctg\alpha. \quad (3.14)$$

$$R_{zg}' = m_g' \cdot g;$$

Automobilio atstumas tarp ašių (bazė), esant pakeltai vienai ašiai l' , skaičiuojamas pagal Pitagoro teoremą :

$$l'^2 = l^2 + H^2; \quad (3.15)$$



14 pav. Pakelto automobilio svėrimo schema

$$l' = \sqrt{l^2 - H^2}. \quad (3.16)$$

Turėdami visus reikiamus duomenis, galime apskaičiuoti automobilio masės centro aukštį pagal formulę:

$$h = r_{st} + \frac{m_g' - m_g}{m} \cdot \frac{l}{H} \cdot \sqrt{l^2 - H^2}; \quad (3.17)$$

čia: r_{st} – rato statinis spindulys, mm;

m_g' – galinės ašies masė, pakėlus automobilio priekį;

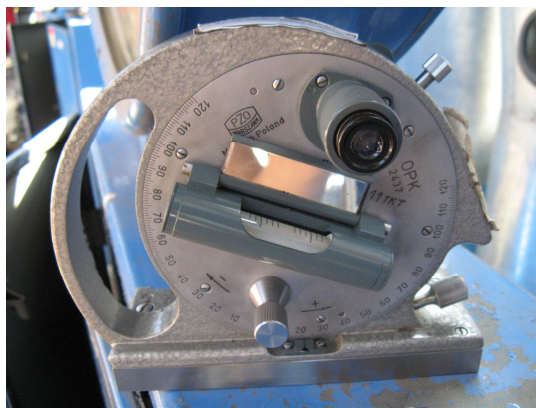
H – automobilio priekio pakėlimo aukštis, mm.

Tokiu būdu mes suradome visas tris ieškomas masės centro koordinates, t. y. automobilio masės centrą.

Analogiškai surandame pakrauto automobilio masės centro koordinates. Tam, kad pakrauto automobilio masė būtų tolygiai paskirstyta ir artima maksimaliai leistinai automobilio

masei, į automobilį prieš atliekant matavimus, buvo sudėlioti svarmenys. Gautos masės centro reikšmės, taikant L. Gastilos skaičiavimo metodiką [1], pateiktos lentelėje (4 lentelė).

Specialioje, automobilio svorio nustatymui ir analizei skirtoje laboratorijoje, automobilio pakėlimo kampas buvo matuojamas, naudojant specialų pasvirimo kampo matuoklį (15 pav.).



15 pav. Automobilio pasvirimo kampo matuoklis

4 lentelė. Nepakrauto ir pakrauto automobilio masės centro koординatės (1 metodika)

Nepakrauto automobilio	I matavimas	II matavimas	III matavimas	Masės centro atstumas nuo priekinės ašies, l_p	Masės centro atstumas nuo galinės ašies, l_g	Masės centro atstumas nuo simetrinės ašies, e
α	21°26'	21°15'	21°28'	1 127 mm	1 551 mm	-21,05 mm (kairėje)
H	1 141 mm	1 135 mm	1 151,5 mm			
h	545 mm	529 mm	546 mm			
l_p	1 237 mm	1 237 mm	1 247 mm			
l_g	1 441 mm	1 441 mm	1 431 mm			
Pakrauto automobilio	I matavimas	II matavimas	III matavimas	1 339 mm	1 339 mm	0
α	20°24'	20°30'	20°56'			
H	1 096 mm	1 094 mm	1 115 mm			
h	524 mm	524 mm	537 mm			
l_p	1 436 mm	1 436 mm	1 443 mm			
l_g	1 242 mm	1 242 mm	1 235 mm			

Iš lentelėje pateiktų duomenų matyti, kad automobilio masės centro aukštis, didėjant jo atstumui nuo priekinės ašies link galinės, didėja.

2 masės centro apskaičiavimo metodika

Galimas tiriamojo automobilio masės centro padėties koordinačių apskaičiavimas, naudojant kitokią metodiką – įvertinant transporto priemonės pasvirimo kampą α .

Pagal trigonometrijos taisykles, apskaičiuojame pakelto automobilio bazės ilgį l' m:

$$l' = l \cos \alpha; \quad (3.18)$$

Toliau nagrinėjame užsiduotą momentą apie tašką O (16 pav.):

$$m_g l' = m l_p, \quad (3.19)$$

čia: m_g – automobilio galinės ašies masė,

m – bendra automobilio masė,

l_p – horizontalus atstumas nuo masės centro iki priekinės ašies.

Iš lygties išvedame:

$$l_p = \left(\frac{m_g}{m} \right) l \cos \alpha; \quad (3.20)$$

Taip pat:

$$\frac{l_p}{l' + c} = \cos \alpha; \quad (3.21)$$

čia: c – masės centro poslinkis išilginėje automobilio ašyje.

$$c = \left(\frac{m_g}{m} l \right) - l'; \quad (3.22)$$

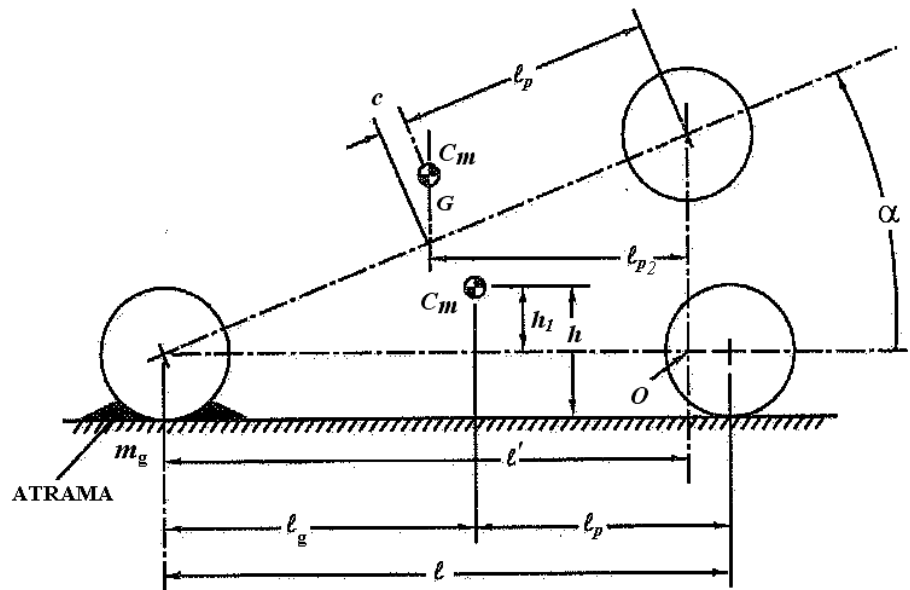
Gauname, kad nepakrauto automobilio masės centro poslinkis galinės ašies link, pakėlus automobilį atitinkamu kampu, yra: $c = 110$ mm, o pakrauto automobilio c – nuo 97 iki 104 mm. Masės centro poslinkis mažai skiriasi, atlikus kelis bandymus, todėl, kad skirtumas tarp automobilio pakėlimo kampų yra labai nedidelis.

Naudojant $\frac{c}{h_1} = \tan \alpha$, galutinė išraiška masės centro nuo apatinio pakabos taško randama pagal formulę:

$$h_1 = \frac{m_g l - m l'}{m \cos \alpha}; \quad (3.23)$$

Tai yra masės centras nuo apatinio pakabos taško, neįvertinant statinio rato spindulio r_{st} . Jei galinės ir priekinės ašies statinis ratų spindulys yra vienodi, tuomet:

$$h = r_{st} + h_1; \quad (3.24)$$



16 pav. Schema masės centro apskaičiavimui pagal pasvirimo kampą

Jeigu galinės ir priekinės ašies ratų statinis rato spindulys skiriasi, tada reikia rasti aukštį linijos, jungiančios galinių ir priekinių ratų centrus automobilio masės centro padėtyje:

$$r_{stCm} = r_{st1} \left(\frac{l'}{l} \right) + r_{st2} \left(\frac{l_g}{l} \right); \quad (3.25)$$

Šis metodas taikomas netgi tada, kai skiriasi galinės ir priekinės ašies tarpavėžis $b_{1P} \neq b_{2G}$. Sutrumpinta masės centro padėties nustatymo išraiška yra:

$$h_1 = \frac{\Delta m_g l}{m \tan \alpha}; \quad (3.26)$$

čia Δm_g – pokytis galinės ašies masės m_g nuo $\alpha = 0^\circ$ iki atlikto bandymo vertės.

Gauti masės centro aukščio skaičiavimų rezultatai, pagal aukščiau pateiktą metodiką, pateikiami 5 lentelėje ir diagramose (žr. 17, 18 pav.).

5 lentelė. Nepakrauto ir pakrauto automobilio masės centro koordinatės (2 metodika)

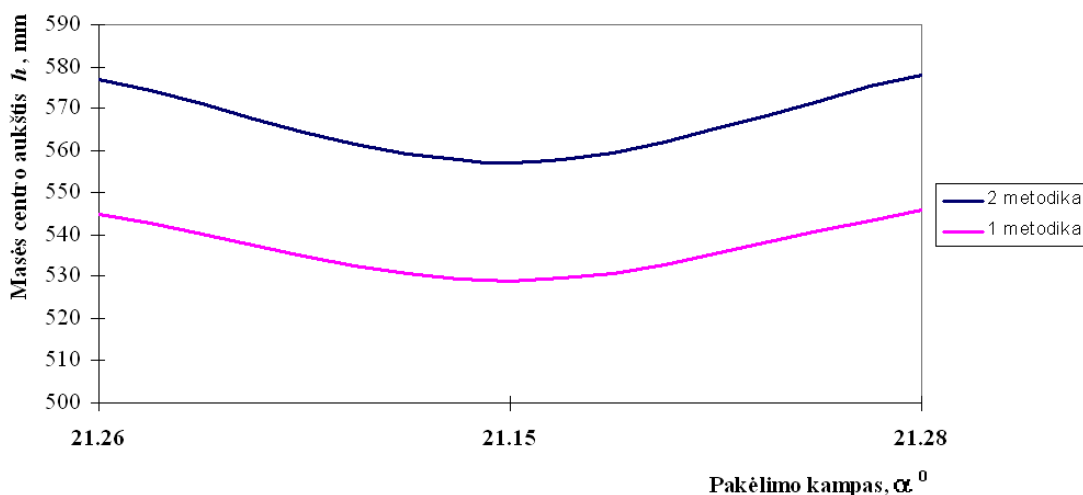
Nepakrauto automobilio	I matavimas	II matavimas	III matavimas
α	21°26'	21°15'	21°28'
H	1 141 mm	1 135 mm	1 151,5 mm
h	577 mm	557 mm	578 mm
l_p	1 153 mm	1 154 mm	1 162 mm
l_g	1 525 mm	1 524 mm	1 516 mm

Pakrauto automobilio	I matavimas	II matavimas	III matavimas
α	20°24'	20°30'	20°56'
H	1 096 mm	1 094 mm	1 115 mm
h	554 mm	557 mm	568 mm
l_p	1 668 mm	1 674 mm	1 672 mm
l_g	1 010 mm	1 004 mm	1 006 mm

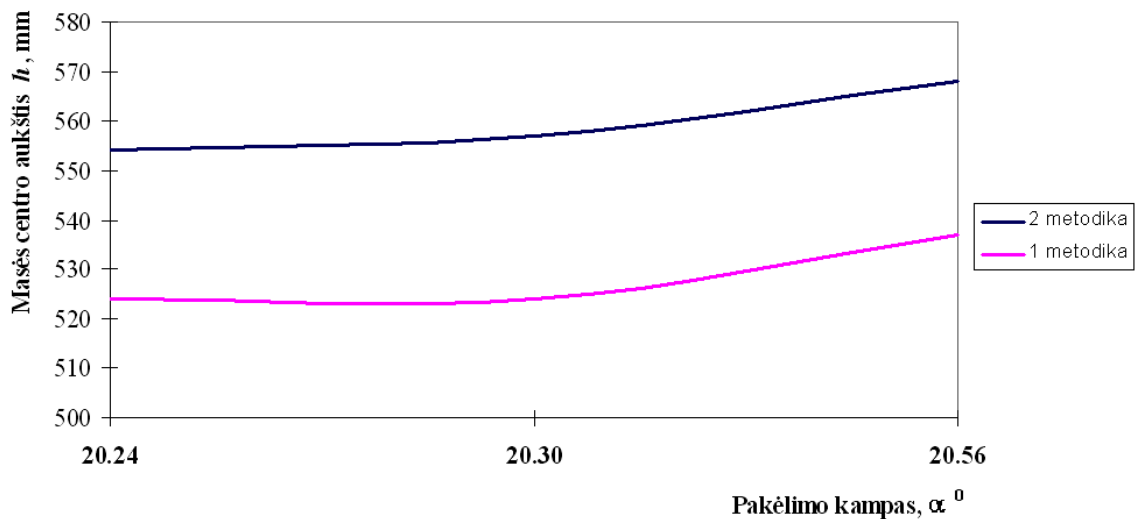
3.2.4. Gautų rezultatų apibendrinimas

Kadangi transporto priemonės masės centro aukštis yra arti rato centro aukščiui, svorio pasikeitimas keliant automobilio priekį yra nežymus. Siekiant gauti geresnius eksperimentinio tyrimo rezultatus, reikia atlikti bandymus automobilių pasveriant skirtingais kampais.

Kaip matyti iš toliau pavaizduotų grafikų (17, 18 pav.), automobilio masės centro aukštis keliant tuščią ir pakrautą automobilį turi tendenciją didėti. Taip yra dėl to, kad tuščio automobilio masė netolygiai pasiskirsčiusi priekinės bei galinės ašies atžvilgiu – horizontaliai stovinčio automobilio priekinė dalis yra sunkesnė nei galinė dalis dėl priekyje įmontuoto variklio. Svoris, pereinantis į galinę automobilio ašį, didina masės centrą iki kol pasiekiamas virtimo momentas.



17 pav. Tuščio automobilio masės centro aukščio pasiskirstymas, keliant automobilio priekį



18 pav. Pakrauto automobilio masės centro aukščio pasiskirstymas, keliant automobilio priekį

Apskaičiuojant masės centro aukštį skirtingomis metodikomis gauta apie 30 mm skirtumas, kuris atsirado dėl nustatomo automobilio pakėlimo aukščio ir pasvirimo kampo nesutapimų.

Iš dalies galima teigti, kad 2 metodika yra tikslesnė automobilio masės centro padėčiai nustatyti, kadangi prietaisu, kuriuo buvo matuojamas pasvirimo kampas (15 pav.), ganėtinai tiksliai ir preciziškai nustatytos kampo reikšmės. Žinoma, reikia įvertinti prietaiso matavimo paklaidas ($\Delta\alpha = \leq 3^\circ$).

3.3. Eksperimentinis automobilio masės centro koordinatinių nustatymas automobilių pavertus ant šono

3.3.1. Eksperimentinio tyrimo metodika bei pagrindinių parametrų reikšmių suradimas

Lengvojo automobilio masės centro koordinatėms nustatyti patogiau pakelti vieną automobilio šoną, o priešingo šono ratus įremti į svarstyklių platformą.

Šiuo metodu atlikdami eksperimentinį tyrimą naudosime įrenginio „Hofmann safeline 400“ svarstyklės, kurios skirtos vienos lengvojo automobilio ašies svėrimui. Bandymai atliekami Vilniaus Gedimino technikos universiteto Transporto inžinerijos fakulteto automobilių eksploatavimo mokomojoje laboratorijoje.

Pirmiausiai, siekdami nustatyti automobilio „Nissan Primera“ šono, prieš jį apkraunant ir po apkrovos, masės, pasversime priekinės automobilio ašies masę, o po to galinės ašies. Susumavę rezultatus gausime dešiniojo ir kairiojo automobilio šonų masės pasiskirstymą, esant horizontaliai automobilio padėčiai ir pakėlus jo šoną skirtingais aukščiais – sudarius papildomą apkrovą. Gautus duomenis surašome į 6 lentelę.



a)



b)

19 pav. Automobilio pakėlimui ant šono bei pasvėrimui buvo naudojamos įrenginio „Hofmann safeline 400“ svarstyklės

6 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos atliekant tuščio automobilio „Nissan Primera“ šono pakėlimo bandymus

Tuščio automobilio NISSAN PRIMERA masės pasiskirstymas ant kiekvienos ašies			
Priekinės ašies kairės pusės masė, m_{pK} 410 kg		Priekinės ašies dešinės pusės masė, m_{pD} 430 kg	Priekinės ašies masė, m_p 840 kg
Galinės ašies kairės pusės masė, m_{gK} 320 kg		Galinės ašies dešinės pusės masė, m_{gD} 300 kg	Galinės ašies masė, m_g 620 kg
Kairės pusės masė, m_K 730 kg		Dešinės pusės masė, m_D 730 kg	Transporto priemonės bendra masė, m 1 460 kg
Ratų bazė			
Kairės pusės ratų bazė, l_K 2 678 mm		Dešinės pusės ratų bazė, l_D 2 678 mm	Ratų bazė, l 2 678 mm
Ratų tarpuvėžis			
Priekinių ratų provėža, b_p 1 525 mm		Galinių ratų provėža, b_g 1 525 mm	
Rato statinis spindulys			
Kairės pusės ratų $r_{stK} = 312$ mm		Dešinės pusės ratų $r_{stD} = 312$ mm	
Kiti parametrai, reikalingi automobilio masės centrui nustatyti			
Apkrauto automobilio šono (kairiojo) masė, m_K' :		I matavimas (metalinė atrama + medinė plokštelė)	II matavimas (metalinė atrama + metalinė atrama + medinė plokštelė)
Automobilis horizontalioje padėtyje	Priekis (kairės pusės)	410 kg	430 kg
	Galas (kairės pusės)	320 kg	300 kg

	pusės)		
Automobilio dešinysis šonas pakeltas	Priekis (kairės pusės)	460 kg	470 kg
	Galas (kairės pusės)	310 kg	320 kg
Automobilio pakėlimo kampas, β		4°15'	7°17'
Automobilio dešiniojo šono priekinės ašies pakėlimo aukštis, H		118 mm	195 mm
Automobilio dešiniojo šono galinės ašies pakėlimo aukštis, H		120 mm	197 mm
Priekinės ašies pakilos aukštis, H_{pp}		118 mm	195 mm
Galinės ašies pakilos aukštis, H_{pg}		120 mm	197 mm
Automobilio kairiojo šono atstumas nuo žemės paviršiaus iki automobilio slenksčio, kai:		I matavimas (metalinė atrama + medinė plokštelė)	II matavimas (metalinė atrama + metalinė atrama + medinė plokštelė)
Automobilis horizontalioje padėtyje		210 mm	210 mm
Automobilis pakeltas		175 mm	134 mm
I metalinės atramos aukštis	Priekinė ašies	105 mm	
	Galinės ašies	107 mm	
II metalinės atramos aukštis	Priekinė ašies	77 mm	
	Galinės ašies	77 mm	
Medinės plokštelės aukštis	Priekinė ašies	13 mm	
	Galinės ašies	13 mm	

Automobilio šono pakėlimui naudojamas rankinis hidraulinis keltuvas (domkratas), kurio maksimali keliamoji galia iki 1,25 t, o maksimalus pakėlimo aukštis siekia 50 cm. Domkratas prieš pakeliant automobilio šoną pastatomas šiek tiek arčiau automobilio priekinės ašies, kadangi automobilio priekis yra sunkesnis nei galas. Tokioje padėtyje keliant automobilio šoną domkratu jis kyla tolygiai – automobilis yra nepasviręs išilginės ašies atžvilgiu.

7 lentelė. Parametrų reikšmės, surastos atliekant pakrauto automobilio „Nissan Primera“ šono pakėlimo bandymus

Pakrauto automobilio NISSAN PRIMERA masės pasiskirstymas ant kiekvienos ašies		
Priekinės ašies kairės pusės masė, m_{pK} 450 kg	Priekinės ašies dešinės pusės masė, m_{pD} 470 kg	Priekinės ašies masė, m_p 920 kg
Galinės ašies kairės pusės masė, m_{gK} 420 kg	Galinės ašies dešinės pusės masė, m_{gD} 420 kg	Galinės ašies masė, m_g 840 kg
Kairės pusės masė, m_K 870 kg	Dešinės pusės masė, m_D 890 kg	Transporto priemonės bendra masė, m 1 760 kg

Kiti parametrai, reikalingi automobilio masės centrui nustatyti			
Apkrauto automobilio šono (kairiojo) masė, m'_k :		I matavimas (metalinė atrama + medinė plokštelė)	II matavimas (metalinė atrama + metalinė atrama + medinė plokštelė)
Automobilio dešinysis šonas pakeltas	Priekis (kairės pusės)	475 kg	490 kg
	Galas (kairės pusės)	440 kg	450 kg

Hidraulinis keltuvas ne tik pakelia automobilio šoną, bet laiko ir didžiąją dalį apkrovos (sunkio jėgos), tenkančios iš automobilio masės. Šią apkrovą būtų sudėtinga išmatuoti. Tam, kad svarstyklių rodmenys nebūtų iškraipyti ir netikslūs, panaudosime metalines ir medines atramas. Skirtingo aukščio atramas pakišę po keliamo automobilio šono ratais, gausime tam tikru kampu pasvirusį automobilį ir kiekvienai automobilio pusei tenkančią apkrovą. Bandymą pakartoję keletą kartų ir pakėlus automobilio šoną skirtingu aukščiu, galima nustatyti automobilio masės centro išsidėstymą jo skersine kryptimi.



a)



b)

20 pav. Bandymų įranga ir priemonės: a) hidraulinis rankinis keltuvas (domkratas);
b) metalinės atramos

3.3.2. Paversto ant šono automobilio „Nissan Primera“ masės centro apskaičiavimas

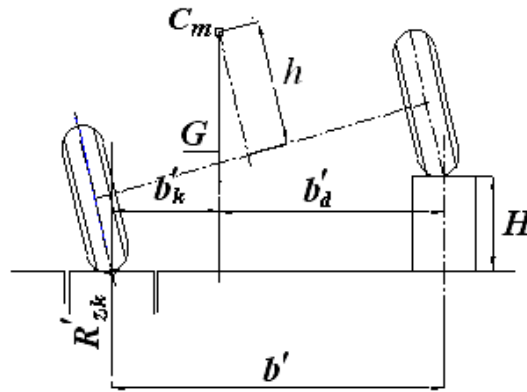
Žinodami svarstyklių rodmenis R_{zk} , galime užrašyti pusiausvyros sąlygą:

$$R_{zk}' \cdot b' - G \cdot b_d' = 0, \quad (3.27)$$

$$b' = b \cdot \cos \beta, \quad (3.28)$$

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{b'}{H}, \quad (3.29)$$

$$h = \frac{b}{G_p} \cdot (R_k' - R_{zk}') \cdot \operatorname{ctg} \beta. \quad (3.30)$$



21 pav. Pasvirusio automobilio svėrimas

Reakcija į pasvirusią ašį R_{zk}' :

$$R_{zk}' = m_K \cdot g;$$

Automobilio tarpuvėžio plotis, esant pakeltam vienam šonui b' , skaičiuojamas pagal Pitagoro teoremą:

$$b^2 = b'^2 + H^2; \quad (3.31)$$



a)



b)

22 pav. Automobilio pakėlimas ant šono: a) automobilio galinės ašies svėrimas, pakėlus šoną maksimaliu aukščiu; b) priekinės ašies svėrimas, pakėlus šoną ~12 cm

Turint reikiamas reikšmes, apskaičiuojame b'_d ir b'_k ilgius, m:

$$b'_d = \frac{m'_k}{m} \cdot b' \cdot \cos \beta, \quad (3.32)$$

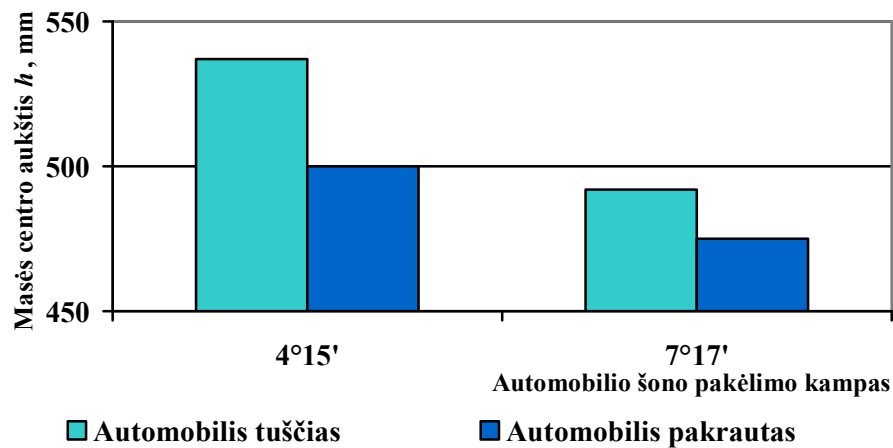
$$b'_k = b' - b'_d,$$

3.3.3. Gauti rezultatai ir jų apibendrinimas

Gauti rezultatai, atlikus matavimus ir apskaičiavus parametrų reikšmes, surašyti į žemiau esančią lentelę:

8 lentelė. Rezultatai, gauti keliant tuščio ir pakrauto „Nissan Primera“ automobilio šoną

Tuščias automobilis „Nissan Primera“	I matavimas (metalinė atrama + medinė plokštelė)	II matavimas (metalinė atrama + metalinė atrama + medinė plokštelė)
Automobilio pakėlimo aukštis / kampas β	119 mm / 4°15'	196 mm / 7°17'
Pakelto automobilio tarpuvėžio plotis b'	1529 mm	1537 mm
Pakelto automobilio masės centro aukštis h	537 mm (+ <35 mm)	492 mm (+ <76 mm)
Horizontalus atstumas nuo masės centro iki pakelto šono b'_d	804 mm	825 mm
Horizontalus atstumas nuo masės centro iki sveriamo šono b'_k	725 mm	712 mm
Pakrautas automobilis „Nissan Primera“	I matavimas (metalinė atrama + medinė plokštelė)	II matavimas (metalinė atrama + metalinė atrama + medinė plokštelė)
Automobilio pakėlimo aukštis / kampas β	119 mm / 4°15'	196 mm / 7°17'
Pakelto automobilio tarpuvėžio plotis b'	1529 mm	1537 mm
Pakelto automobilio masės centro aukštis h	500 mm (+ <35 mm)	475 mm (+ <76 mm)
Horizontalus atstumas nuo masės centro iki pakelto šono b'_d	793 mm	814 mm
Horizontalus atstumas nuo masės centro iki sveriamo šono b'_k	736 mm	723 mm



23 pav. Automobilio masės centro aukščio pasiskirstymas, keliant automobilio šoną

Kaip matome iš 7 lentelėje pateiktų duomenų bei diagramos (23 pav.), tuščio automobilio „Nissan Primera“ masės centras sumažėjo 45 mm, o pakrauto automobilio 25 mm, keliant automobilio šoną didesniu kampu (II matavimas). Tokiam masės centro pasikeitimui galėjo turėti įtakos neįtvirtinta automobilio pakaba, kaip tai buvo daroma keliant automobilio priekį. Masės centro kitimo tendencija išlieka panaši, kaip ir keliant automobilio priekį – keliant automobilio šoną, jis juda link sveriamosios automobilio pusės.

Sveriamo automobilio šono atstumas nuo žemės paviršiaus iki automobilio slenksčio, atliekant I matavimą, sumažėjo 35 mm, o atliekant II matavimą - net 76 mm. Tai reikėtų įvertinti tiksliai nagrinėjant automobilio masės centro padėtį. Galima teigti, kad, keliant automobilio šoną vis didesniu kampu, masės centras taip pat kyla aukščiau.

4. AUTOMOBILIO STOVUMO ANALIZĖ

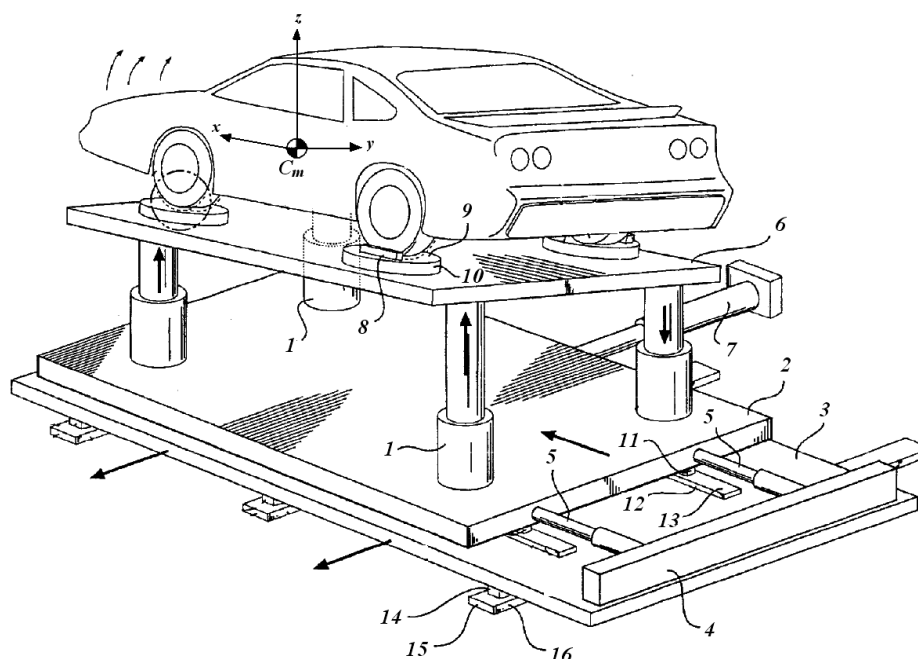
Automobilio stovumu vadinama jo savybė išlaikyti važiavimo kryptį esant skirtingoms kelio sąlygoms. Stovintį automobilį veikia tik jo svorio jėga, o važiuojantį – kintanti apkrova, priklausanti nuo jo masės ir judėjimo varžos [10]. Skiriami statinis ir dinaminis automobilio stovumas.

Labai svarbu, kad automobilio trajektorija tiksliai atitiktų vairuojamųjų ratų pasukimo kampą, kad, veikiant skersinėms jėgoms, automobilis neslystų į šoną [11]. Šita automobilio savybė vadinama krypties stovumu.

Automobilio stovumo išsaugojimas, judant įvairaus reljefo kelio paviršiumi yra labai svarbus, nes nuo jo priklauso vairuotojo ir keleivių saugumas. Praradus automobilio sukibimą su kelio danga, o tuo pačiu ir automobiliui pakeitus važiavimo kryptį, galimos didelės nelaimės pasekmės. Dėl šios priežasties, transporto priemonių konstruktoriai turi tinkamai apskaičiuoti ir parinkti tam tikrus konstrukcinius mazgus, įvertindami atliktų statinio ir dinaminio stovumo bandymų rezultatus.

Statinio stovumo bandymai nėra tokie sudėtingi, kaip dinaminio stovumo bandymai, apie kuriuos aptarsime kitame skyriuje. Statinio stovumo bandymų metodikos plačiai aprašytos daugelyje stovumą nagrinėjančių autorių leidiniuose.

Kaip pavyzdį, pateiksiu vieną iš sudėtingiausių sutiktų lengvojo automobilio statinio stovumo nagrinėjimo metodiką [6], naudojant sudėtingos konstrukcijos testavimo stendą (24 pav.). Automobilis užkeliamas ant lygios platformos 6, po kuria sumontuoti 4 atskirai valdomi hidrauliniai keltuvai 1. Šalia kiekvieno automobilio rato sumontuotos atramos 8, neleidžiančios automobiliui nuslysti nuo plokščių 9, kuriose sumontuoti judesio jutikliai 10. Po hidrauliniais keltuvais 1, viena ant kitos sumontuotos dar dvi platformos išilginiam (2) ir skersiniam (3) automobilio poslinkiui nagrinėti, kurios valdomos taip pat hidrauliniai keltuvais 5 ir 7. Žemiausiai esanti platforma 3, sumontuota ant bėgių, kurie pritvirtinti ant specialių atramų 15 ir 16, tam, kad galėtų nevaržomai judėti skersine kryptimi. Lygiai tokiu pačiu principu juda aukštesnė platforma 2, sumontuota ant bėgių 11 ir atramų (12 ir 13 pozicijos). Stendas valdomas sistemingai pakeliant vienos ir nuleidžiant kitos pusės hidraulinius keltuvus žemyn arba atvirkščiai. Automobilis sistemingai judinamas į visas puses, stebint jo padėtį erdvėje. Automobilio stovumas yra įvertinamas analizuojant iš jutiklių po ratais gautus duomenis ir pateikiant juos kreivių pavidalu.



24 pav. Automobilio statinio stovumo įvertinimo stendas

Kaip matome iš aukščiau pateiktos automobilio statinio stovumo nagrinėjimo metodikos, tai yra ganėtinai sudėtingas būdas įvertinti automobilio stovumą. Tokio pobūdžio stendą gali turėti tik specializuotos laboratorijos, mūsų šalyje jo surasti nepavyko. Dėl šios priežasties, toliau atliksime pasirinkto lengvojo automobilio statinio stovumo skaičiavimus pagal paprastesnę metodiką [16].

4.1. Statiniai ir dinaminiai stovumo parametrai

Pagrindiniai parametrai apibūdinantys lengvojo automobilio stovumą statikoje ir dinamikoje:

- β_v – kampas, nurodantis automobilio vartimo skersine kryptimi pradžia;
- β_s – kampas, nurodantis automobilio slydimo skersine kryptimi pradžia;
- α_r – kampas, nurodantis automobilio riedėjimo išilgine kryptimi pradžia;
- α_s – kampas, nurodantis automobilio slydimo išilgine kryptimi pradžia;
- α_v – kampas, nurodantis automobilio vartimo išilgine kryptimi pradžia;
- f – trinties koeficientas;
- H_a – automobilio aukštis;
- $Cm_{(x)} - l_g$ – svorio centro atstumas nuo galinės ašies;
- $Cm_{(y)} - b/2$ – svorio centro vertikalus atstumas nuo ašies;
- $Cm_{y(z)} - h$ – svorio centro aukštis nuo žemės;
- v_{virt} – automobilio vartimo greitis, atliekant posūkio manevrą, kai yra kelio viražas;

- v_{virt} – automobilio virtimo greitis, atliekant posūkio manevrą, kai nėra kelio viražo;
- v_{slyd} – automobilio slydimo greitis, atliekant posūkio manevrą, kai nėra kelio viražo;
- φ – trinties koeficientas.

4.1.2. Skersinio automobilio stovumo nustatymas

Jeigu automobilį veiktų tik svorio jėga G , dėl kurios susidaro statmenos kelio reakcijos R_{zk} ir R_{zd} bei trinties jėgos R_{yk} ir R_{yd} (25 pav.). Svorio jėgą G suskaidome į dedamąsias [16]:

$$G_z = G \cdot \cos\beta; \quad (4.1)$$

$$G_y = G \cdot \sin\beta; \quad (4.2)$$

Kai $R_{zk} = 0$, svorio jėgos G vektorius eina per tašką K .

Didėjant kampui β , automobilis gali slysti žemyn arba pasisukti aplink tašką K ir apvirsti. Yra trys statinės pusiausvyros sąlygos:

Suma jėgų, veikiančių ašies z kryptimi, lygi 0:

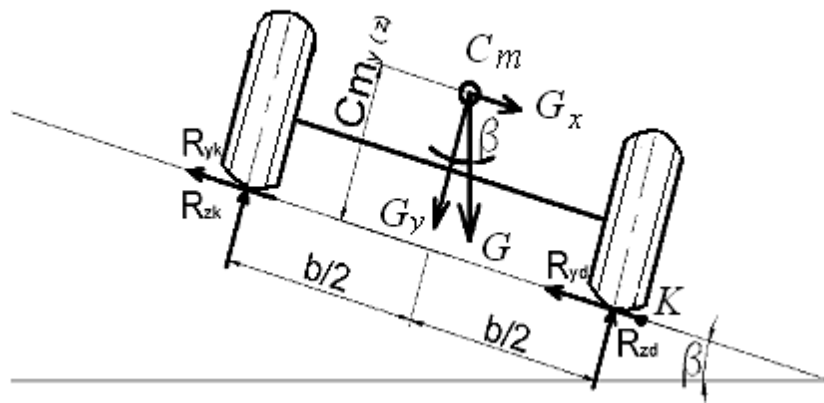
$$G_z - R_{zk} - R_{zd} = 0; \quad (4.3)$$

Suma jėgų, veikiančių ašies y kryptimi, lygi 0:

$$G_y - R_{yk} - R_{yd} = 0; \quad (4.4)$$

Suma momentų apie tašką K , lygi 0:

$$G_z \frac{b}{2} - R_{zk} b - G_y h = 0; \quad (4.5)$$



25 pav. Schema statiniam skersiniam stovumui nagrinėti

Iš lygčių išreiškiame svorio jėgos dedamąsias:

$$G_z = R_{zk} + R_{zd}; \quad (4.6)$$

$$G_y = R_{yk} + R_{yd}; \quad (4.7)$$

$$R_{zk} = \frac{1}{b} \left(G_z \frac{b}{2} - G_y h \right); \quad (4.8)$$

Didžiausia kampo β_s reikšmė, kad automobilis neslystų žemyn, apskaičiuojama taip:

$$R_{yk} + R_{yd} \geq G_y;$$

$$\text{čia: } R_{yk} = \varphi_k \cdot R_{zk};$$

$$R_{yd} = \varphi_d \cdot R_{zd}. \quad (4.9)$$

Priimame, kad $\varphi_k = \varphi_d = \varphi = 0,8$.

φ - trinties koeficientas, reikšmę priimame remiantis bibliografiniu šaltiniu [1].

Trinties jėgų suma nukreipta priešinga slydimui kryptimi yra didesne arba lygi svorio jėgos dedamąja y ašyje.

$$R_{yk} + R_{yd} = G_z \cdot \varphi \quad \text{ir} \quad G_z \cdot \varphi > G_y \quad \text{arba} \quad \operatorname{tg} \beta_s \leq \varphi; \quad (4.10)$$

Didžiausia kampo β_v reikšmė, kad automobilis nevirstų, išreiškiama iš trečiosios pusiausvyros sąlygos:

$$R_{zd} = \frac{1}{b} \left(G_z \frac{b}{2} - G_y h \right); \quad (4.11)$$

$$\text{čia: } G_z \frac{b}{2} - G_y h = 0;$$

$$G_z \frac{b}{2} = G_y h.$$

Virtimas prasidės tuomet, kai $R_{zk} = 0$, taigi:

$$\operatorname{tg} \beta_v \leq \frac{b}{2h}. \quad (4.12)$$

Gautus rezultatus surašome į lentelę (8 lentelė).

4.1.3. Automobilio „Nissan Primera“ išilginio stovumo nustatymas ir gautų rezultatų apibendrinimas

Lengvąjį automobilį veikia svorio jėga G , statmenos kelio reakcijos R_{xp} , R_{xg} . Jėga G skaidoma į dedamąsias:

$$G_z = G \cdot \cos \alpha; \quad (4.13)$$

$$G_y = G \cdot \sin \alpha. \quad (4.14)$$

Didėjant kampui α , lengvasis automobilis gali pradėti riedėti, slysti ir virsti (26 pav.).

Šios sąlygos apibūdinamos taip:

$$G_z - R_{zp} - R_{zg} = 0; \quad (4.15)$$

$$G_x - R_{xp} - R_{xg} = 0; \quad (4.16)$$

$$G_z l_g - R_{zp} l - G_x h = 0. \quad (4.17)$$

Iš šių išraiškų išvedamos lygtys:

$$G_z = R_{zp} + R_{zg}; \quad (4.18)$$

$$G_x = R_{xp} + R_{xg}; \quad (4.19)$$

$$R_{zp} = \frac{1}{l} (G_z l_g - G_x h). \quad (4.20)$$

Lengvasis automobilis riedės žemyn, kai α_r kampas:

$$\operatorname{tg} \alpha_r \geq f; \quad (4.21)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_r \geq 0,012.$$

$f = 0,012$ – padangos riedėjimo varžos koeficientas, esant sauso asfalto kelio dangai.

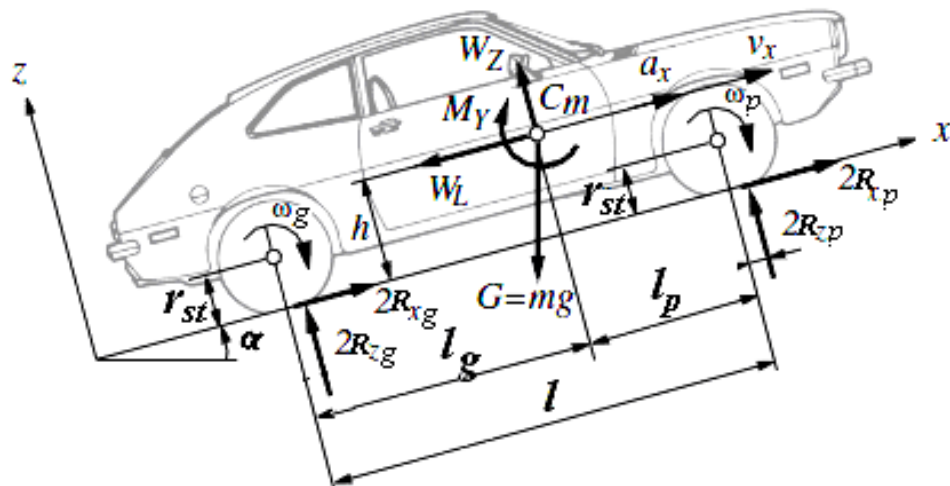
Slydimas prasideda, kai $G_x \geq G_z \cdot \varphi$.

Tuomet slydimo kampas α_s turi būti:

$$\operatorname{tg} \alpha_s \geq \varphi; \quad \varphi = 0,8; \quad (4.22)$$

$$\text{tai } \sin \alpha_s \geq \cos \alpha_s \cdot \varphi. \quad (4.23)$$

Automobilis gali apvirsti besisukdamas apie tašką K_g (11 pav.), kai $R_{zp} = 0$ [16];



26 pav. Schema automobilio išilginiam stovumui nagrinėti

$$\operatorname{tg} \alpha_v \geq \frac{l_g}{h}; \quad (4.24)$$

Automobilis slys žemyn, bet nevirs, kai $\alpha_v < \alpha_s$, todėl turi būti tenkinama sąlyga:

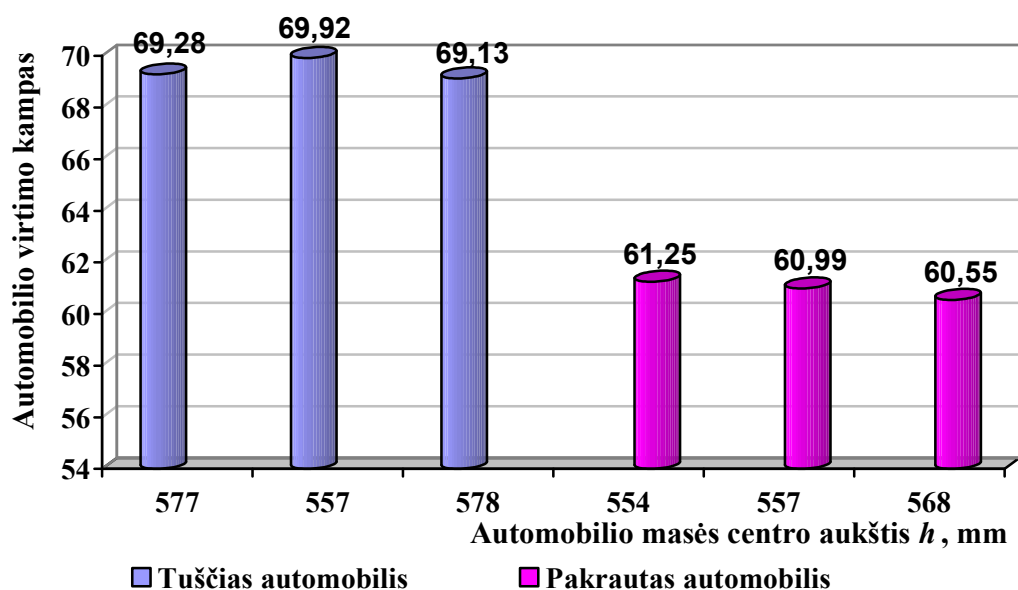
$$\frac{l_g}{h} > \varphi. \quad (4.25)$$

Taip pat automobilio stovumui daug įtakos turi sukibimo koeficientas, nuo kurio reikšmės priklauso, kada automobilis praras sukibimą su kelio danga ir ims slysti. Slysdamas automobilis gali pradėti suktis ir apsisiversti.

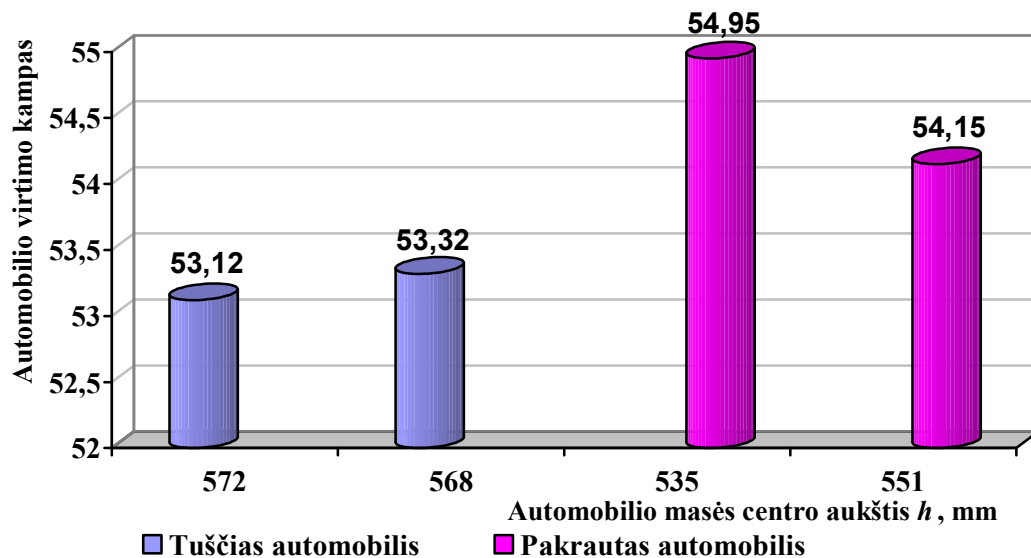
Gauti duomenys, taikant 5 ir 8 lentelėse pateiktas masės centro koordinatės, surašyti į lentelę:

9 lentelė. Automobilio „Nissan Primera“ teorinis virtimo kampas, esant tam tikram automobilio masės centro aukščiui

	Keliamas automobilio priekis (išilginis stovumas)						Keliamas automobilio šonas (skersinis stovumas)			
	Tuščias automobilis			Pakrautas automobilis			Tuščias automobilis		Pakrautas automobilis	
	I	II	III	I	II	III	I	II	I	II
Pakėlimo kampas	20°24'	20°30'	20°56'	20°24'	20°30'	20°56'	4°15'	7°17'	4°15'	7°17'
h , mm	577	557	578	554	557	568	572	568	535	551
$\alpha_v; \beta_v$	69°28'	69°92'	69°13'	61°25'	60°99'	60°55'	53°12'	53°32'	54°95'	54°15'
$\alpha_s; \beta_s$	$\geq 39^\circ$ – priklausomai nuo sukibimo koef. φ						$\leq 39^\circ$ – prikl. nuo sukib. koef. φ			



27 pav. Tuščio ir pakrauto automobilio „Nissan Primera“ išilginis stovumas



28 pav. Tuščio ir pakrauto automobilio „Nissan Primera“ skersinis stovumas

Nustatant automobilio masės centro koordinates, kai buvo apkraunamas šonas kelimo metu, atliekant I matavimą, atstumas nuo žemės paviršiaus iki sveriamo šono sumažėjo 35 mm, o atliekant II matavimą - net 76 mm. Siekiant tikslumo, tai reiktų įvertinti. Nagrinėjant automobilio skersinį stovumą ir vėrimo greitį (žr. 4.1.1. poskyrį), šios reikšmės buvo pridėtos prie atitinkamo kampo. Pakelto $4^{\circ}15'$ kampu automobilio masės centras padidintas 35 mm, o $7^{\circ}17'$ kampu – 76 mm.

Apibendrinę gautus rezultatus matome, kad automobilio „Nissan Primera“ skersinis bei išilginis stovumas labai priklauso nuo automobilio masės centro aukščio. Kuo masės centras yra aukščiau, tuo vėrimo kampas yra žemesnis, o tuo pačiu ir statinis automobilio stovumas blogesnis.

4.1.1. Vėrimo bei slydimo greičių nustatymas bei apibendrinimas

Skersinis stovumas – atsparumas vėrimui apie liniją, esančią išilgai automobilio, išilginis – apie liniją, esančią skersai automobilio [9].

Tariame, kad automobilis važiuoja kreive, kurios spindulys r_m , automobilio greitis v ir skersinio kelio posvyrio kampas β yra pastovūs. Tada atsiranda inercijos jėga, kuri stengiasi išbalansuoti automobilį. Veikiančios inercijos jėgos dydis labiausiai priklauso nuo posūkio trajektorijos spindulio r_m ir automobilio greičio v .

Kai automobilis slysta aukštyn ir viršutiniai ratai įsiremia į kokią nors kliūtį kelio paviršiuje, automobilis gali apvirsti. Pasirenkame viražo posvyrio kampą β , posūkio trajektorijos spindulį r_m ir apskaičiuojame didžiausią leistiną greitį šiame pavojingame ruože, pasinaudoję vėrimo sąlyga:

$$v_{virt} \leq \sqrt{g \cdot r_m \cdot \frac{\frac{b}{2} + h \cdot \operatorname{tg} \beta}{h - \frac{b}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta}}, \quad (4.26)$$

čia: r_m – posūkio trajektorijos spindulys, m;
 g – laisvo kritimo pagreitis, m/s^2 ;
 β – skersinio kelio posvyrio kampas;
 h – automobilio masės centro aukštis, m;
 b – automobilio tarpuvežio plotis, m.

Kai kelias yra horizontalus ir nėra viražo, tai $\beta = 0^0$. Pasirenkamas posūkio trajektorijos spindulį r_m ir apskaičiuojamos ribinės virtimo ir slydimo greičių vertės:

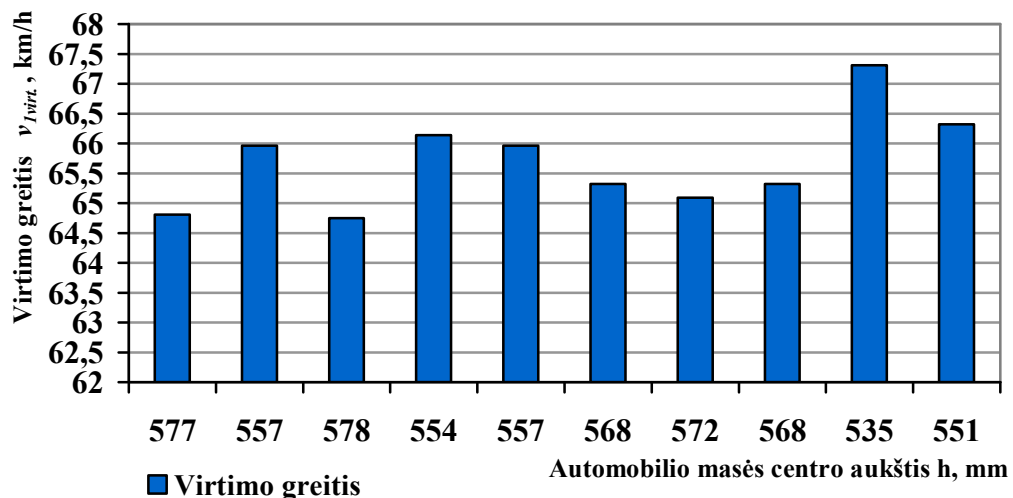
Virtimo greitis

$$v_{l_{virt}} = 3,6 \sqrt{\frac{b \cdot r_m \cdot g}{2 \cdot h}}; \quad (4.27)$$

Slydimo greitis

$$v_{l_{slyd}} = 3,6 \sqrt{g \cdot r_m \cdot \varphi}; \quad (4.28)$$

Kadangi eksperimentiškai nustatyti automobilio virtimo greitį yra labai sudėtinga ir gali būti ganėtinai pavojinga, teorinį virtimo greitį apskaičiuosime pagal pateiktą formulę (4.27). Tarkime, kad automobilis juda 25 m nekintamu spinduliu nuolat didindamas greitį. Gauti rezultatai matomi žemiau pavaizduotoje diagramoje (29 pav.).



29 pav. Automobilio „Nissan Primera“ teorinis virtimo greitis pagal apskaičiuotus masės centro aukščius

Iš diagramos matome, kad automobilis turi tendenciją išlaikyti stovumą prie didesnio greičio neapvirsdamas, kai masės centras yra žemesnis.

Tuo tarpu, automobilio slydimo greitis priklauso nuo automobilio sukibimo su kelio paviršiumi ir yra priklausomas nuo sukibimo koeficiento.

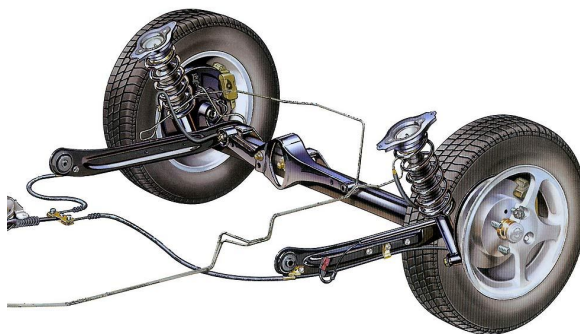
5. AUTOMOBILIO NISSAN PRIMERA DINAMINIO STOVUMO MODELIAVIMAS CARSIM PROGRAMA

Eksperimentiškai nustatyti pagrindinius automobilio stovumo parametrus (virtimo kampą, virtimo greitį ir kt.) yra ganėtinai pavojinga ir brangu. Automobilio stovumą, priklausomai nuo masės centro padėties, panagrinėsiu, pasinaudodamas modeliavimo programa „CarSim“.

Tam, kad gauti modeliavimo rezultatai būtų kuo panašesni į pasirinkto modeliavimui tikro automobilio stovumo rezultatus ir neklaidintų, būtina kuo tiksliau žinoti reikalingus parametrus, tokius kaip:

- išoriniai matmenys, tuščio ir pakrauto automobilio masė (žr. 1 ir 12 lentelėse);
- pakabos tipas ir jos parametrai (30 pav.);
- vairuotojo ir keleivių masė ir ūgis;
- vairo sistemos duomenys;
- ratlankių ir padangų duomenys (matmenys, tamprumas ir kt.);
- inercijos momentai;
- sukibimo koeficientas, oro pasipriešinimo koef. ir t. t.

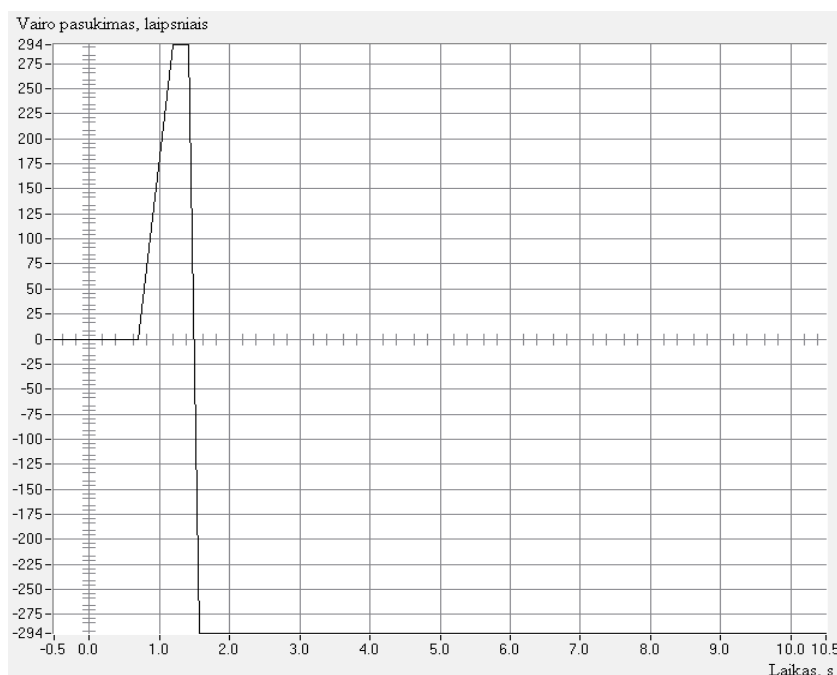
Atliekant modeliavimą „CarSim“ programa, suvedami jau minėti pagrindiniai duomenys, pasirenkama automobilio važiavimo trajektorija, maksimalus greitis, kelio danga bandymo metu ir kt.



30 pav. Automobilio „Nissan Primera“ priklausomos galinės pakabos eskizas

Baigiamajame darbe eksperimentinis tyrimas pagrinde orientuotas į pasirinkto automobilio masės centro koordinatijų nustatymą skirtingais metodais ir šio parametro įtaka automobilio stovumui. Dėl duomenų trūkumo ir siekiant susiaurinti darbą, parinksiu tik esminius parametrus, kurie gali turėti daugiausiai įtakos automobilio virtimui. Iš visų siūlomų stovumo tyrimo metodų programoje, savo ruožtu, pasirinksiu vieną iš efektingiausių – judėjimą „kablio“ formos (angliškai „Fishhook“) trajektorija (žr. 31 pav.), kuomet, automobilis, pasiekęs tam tikrą

greitį staigiai pasuka į vieną pusę, po to staigiai į priešingą pusę, taip „išprovokuodamas“ automobilio vrtimą.



31 pav. Automobilio važiavimo trajektorija „Fishhook“, modeliuojant „CarSim“ programa

Inercijos momentas $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ išilginės horizontalios ašies atžvilgiu apskaičiuojamas pagal formulę [1]:

$$I_{xx} = 0,25 \cdot m \cdot b \cdot H_a; \quad (5.1)$$

čia: m – automobilio masė, kg;

b – automobilio bazės plotis, m;

H_a – automobilio aukštis, m.

Inercijos momentas $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ skersinės horizontalios ašies atžvilgiu apskaičiuojamas pagal formulę:

$$I_{yy} = m \cdot b \cdot a; \quad (5.2)$$

čia: a – automobilio masės centro atstumas nuo priekinės ašies, m.

Inercijos momentas $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ vertikalios ašies atžvilgiu apskaičiuojamas pagal formulę:

$$I_{zz} = m \cdot b \cdot a; \quad (5.3)$$

Bandymai ir modeliavimas atliekamas naudojant 2x4 transmisijos formulę, kadangi tiriamas automobilis turi priekinių varomųjų ratų pavarą. Programoje nustatomas automobilio kėbulo tipas, didžiausia variklio galia, inercijos momentai, ratų sukibimo koeficientas, esant sausam asfaltui ($\varphi = 0.8$), rato spindulys, neamortizuojama masė (masė, kuri juda kartu su ratais – padangos, ratlankiai, svirtys, stabdžių mechanizmas ir kt.), sudaranti apie 10 % nuo bendros automobilio ratus veikiančios masės.

Atliekant modeliavimą, pasirenkamas ganėtinai didelis – 140 km/h greitis, kuriuo automobilis įvažiuoja į bandymo ruožą (trajektoriją). Suvedant automobilio matmenis ir masės centro atstumą išilginės ir skersinės ašies atžvilgiu, įvedamas masės centro aukštis, nustatytas, atliekant automobilio priekio kėlimo ir svėrimo eksperimentinius bandymus (žr. 4 lentelės duomenis). Parenkama optimaliausias pakrauto (545 mm) ir tuščio (524 mm) automobilio masės centro aukštis tam, kad modeliuojant „CarSim“ programa būtų juntamas akivaizdus skirtumas. Toliau atliekami dar 3 bandymai didinant masės centro aukštį po 111 mm, kol pasiekiamą ribą, kai automobilis ima virsti (žr. 5.1.3. poskyrį). Ketvirtąjį bandymo, kurio metu masės centro aukštis yra didžiausias, gauti rezultatai atspindi automobilio ribinį stovumą, kai iki automobilio virtimo momento reikia masės centro aukštį padidinti tik 1 mm.

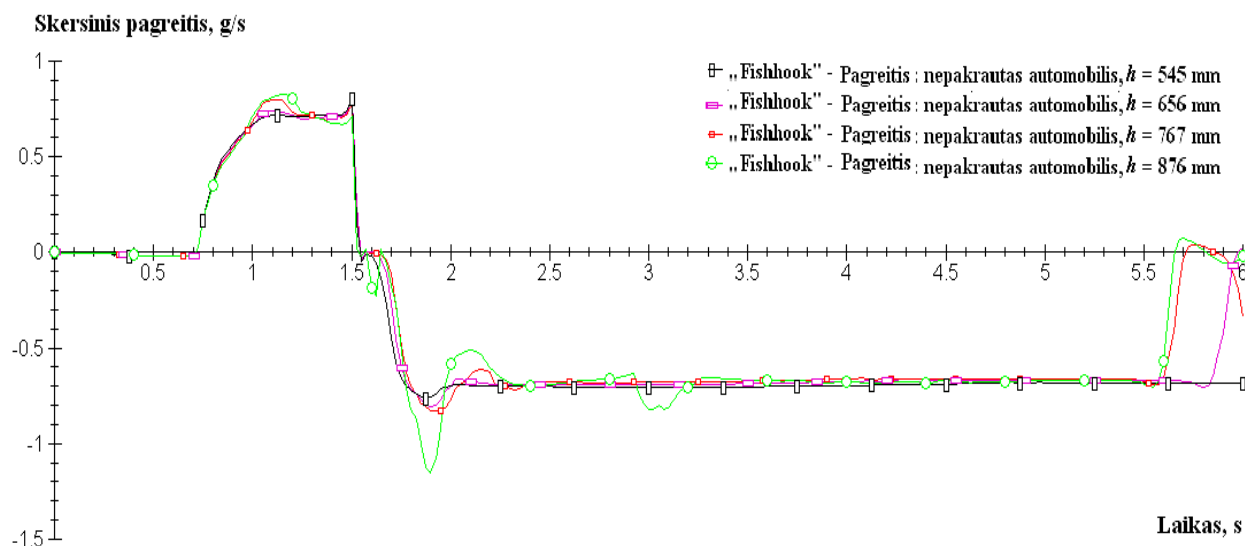
5.1. Programa „CarSim“ atlikto modeliavimo rezultatai

Būtina paminėti, kad prie pasirinkto greičio nepavyko išprovokuoti tiek tuščio tiek pakrauto automobilio virtimo pagal tyrimo metu nustatytas masės centro reikšmes. Didinant važiavimo greitį nuo 50 iki 140 km/h, automobilis imdavo vis didesnę kelio atkarpą slysti šonu. Paprastai, tokiu greičiu važiuojantis automobilis, su pasirinktu sukibimo koeficientu ($\varphi = 0,8$) ir manevrų staigumu, turėtų netekti stovumo ir virsti. Tokius bandymo rezultatus galėjo lemti galimas programos matematinio modelio realybės neatitikimas arba per didelė paklaida, automobilio suvestų duomenų neatitikimas su realaus automobilio duomenimis.

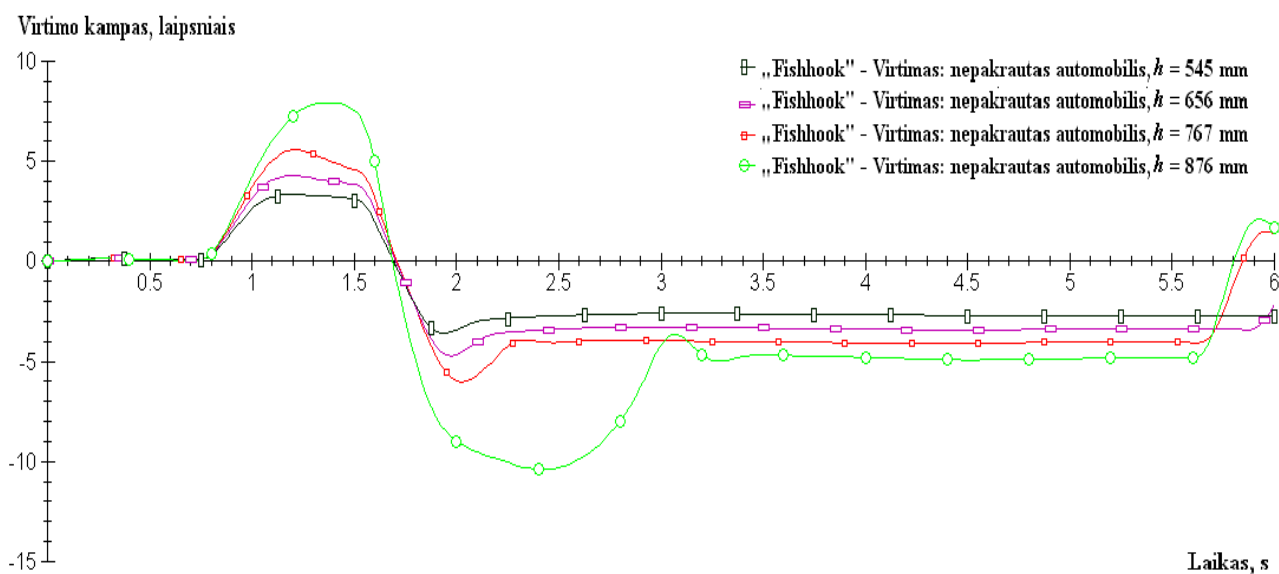
5.1.1. Tuščio automobilio atlikto modeliavimo eiga ir rezultatai

Tam, kad programinio modeliavimo rezultatuose būtų aiškiai matoma automobilio masės centro įtaka jo stovumui, automobilio masės centro atstumą nuo žemės paviršiaus didinsiu tol, kol automobilis ims virsti. Pasiekus 877 mm masės centro aukščio ribą, tuščias automobilis neteko stovumo ir ėmė virsti. Dėl šios priežasties, parinkau 1 mm žemesnį masės centro aukštį, kad toliau pavaizduotuose grafikuose (32–39 pav.) kreivės visais atvejais išliktų panašios kitimo tendencijos ir duomenis būtų galima palyginti.

Tiek skersinių ir kėbulo svyravimo pagreičių, tiek pasvyrimo kampo reikšmės tolygiai didėja, didinant automobilio masės centro aukštį. Maksimalios parametrų reikšmės surašytos į 9 lentelę.

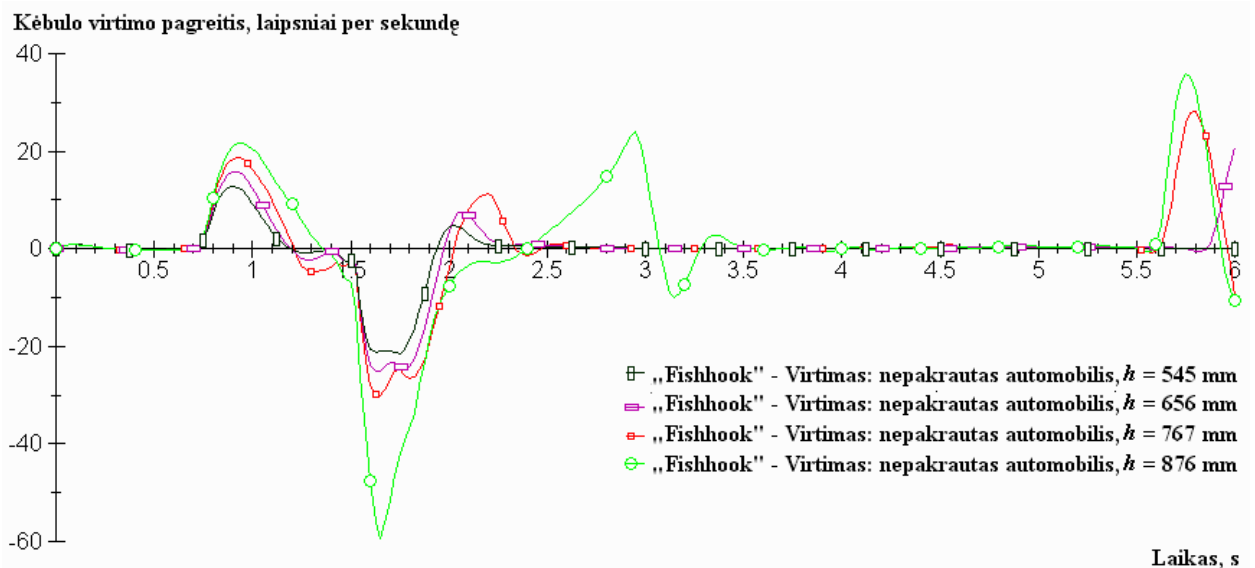


32 pav. Tuščio automobilio skersinis pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa



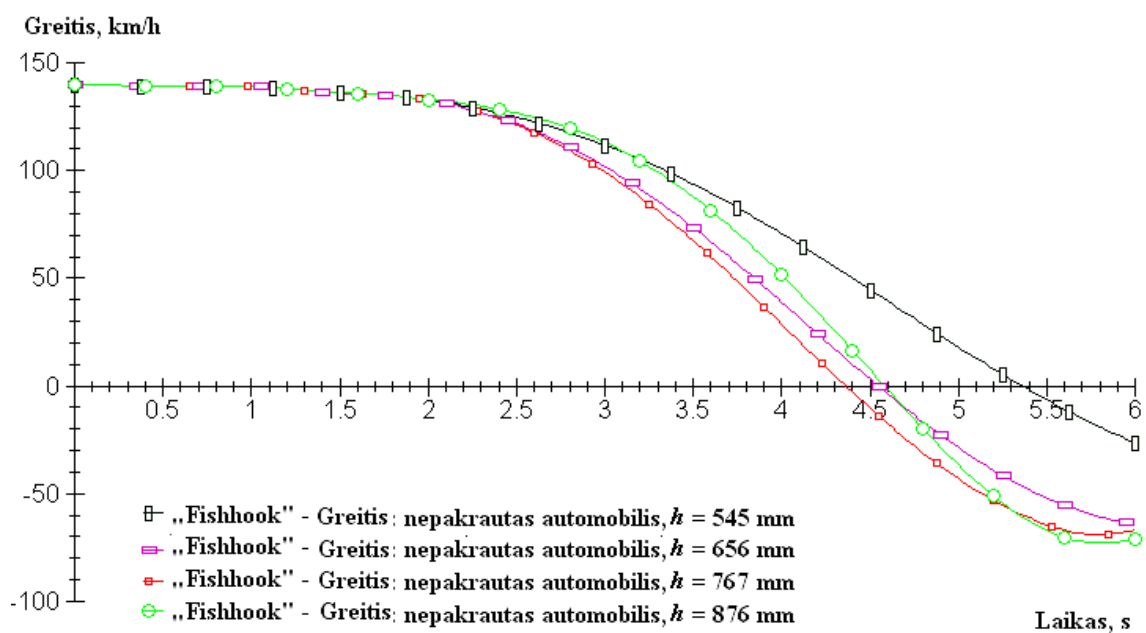
33 pav. Tuščio automobilio pasvirimo kampas, modeliuojant „CarSim“ programa

Grafike (žr. 34 pav.) pavaizduota sumodeliuoto tuščio automobilio „Nissan Primera“ kėbulo virtimo pagreičio, prieš keičiant masės centro aukštį ir padidinus masės centro aukštį, priklausomybė laiko atžvilgiu, atliekant stovumo bandymo manevrus pasirinktu greičiu. Kaip matome grafike, automobilio amortizuojamos masės svyravimas prieš virtimą ($h = 876$ mm) išsiskiria iš kitų kreivių – yra gerokai didesnis.



34 pav. Tuščio automobilio kėbulo vėrtimo pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa

Greio priklausomybė laiko atžvilgiu pateikiama 35 pav. Kuo masės centras yra aukščiau, tuo automobilio greio kreivė turi tendenciją kristi žemyn greičiau. Galima teigti, kad, kai masės centras yra žemiausias, automobilio stovumas yra geriausias ir jis su mažiausiais greio nuostoliais įveikia bandymo trajektoriją.



35 pav. Tuščio automobilio greio priklausomybė nuo laiko, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa

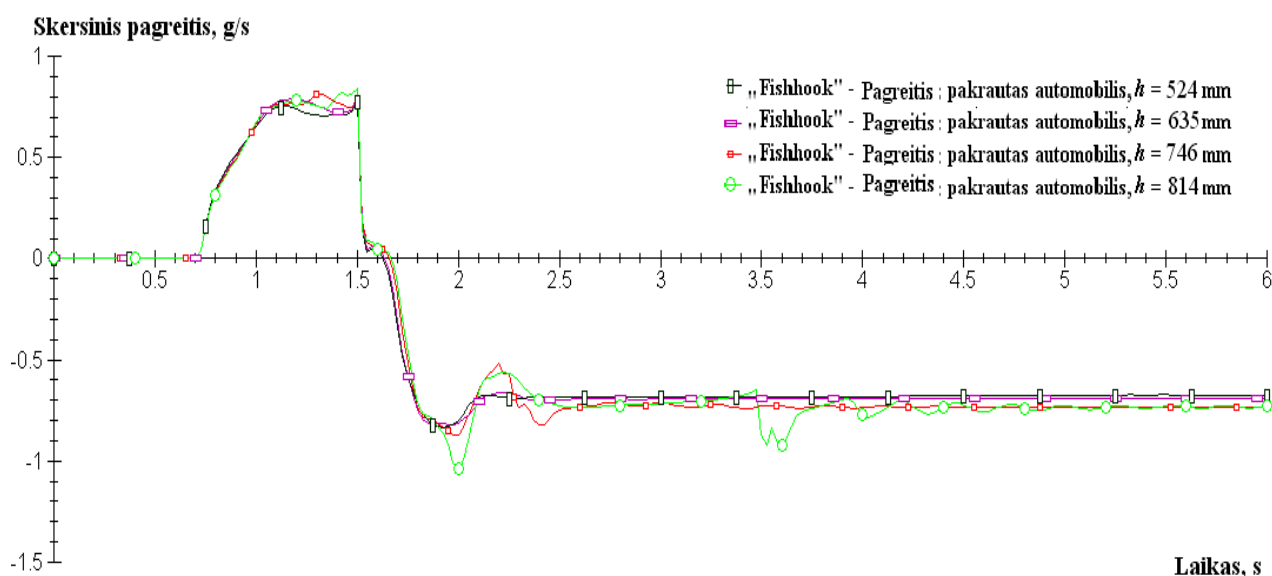
10 lentelė. Maksimalios tuščio automobilio modeliavimo reikšmės, esant skirtingam masės centro aukščiui

Parametrai	$h = 545 \text{ mm}$	$h = 656 \text{ mm}$	$h = 767 \text{ mm}$	$h = 876 \text{ mm}$
Maksimalus teigiamas skersinis pagreitis, g/s	0,807	0,795	0,800	0,827
Minimalus neigiamas skersinis pagreitis, g/s	-0,764	-0,803	-0,827	-1,153
Maksimalus teigiamas vrtimo kampas, $^{\circ}$	3,36	4,30	5,61	7,94
Minimalus neigiamas vrtimo kampas, $^{\circ}$	-3,59	-4,71	-6,02	-10,40
Maksimalus teigiamas kėbulo vrtimo pagreitis, $^{\circ}/s$	12,75	20,89	28,03	35,98
Minimalus neigiamas kėbulo vrtimo pagreitis, $^{\circ}/s$	-21,48	-25,18	-30,23	-59,27
Vidutinis greitis virš abscisių ašies, km/h	100,86	105,59	107,00	109,62

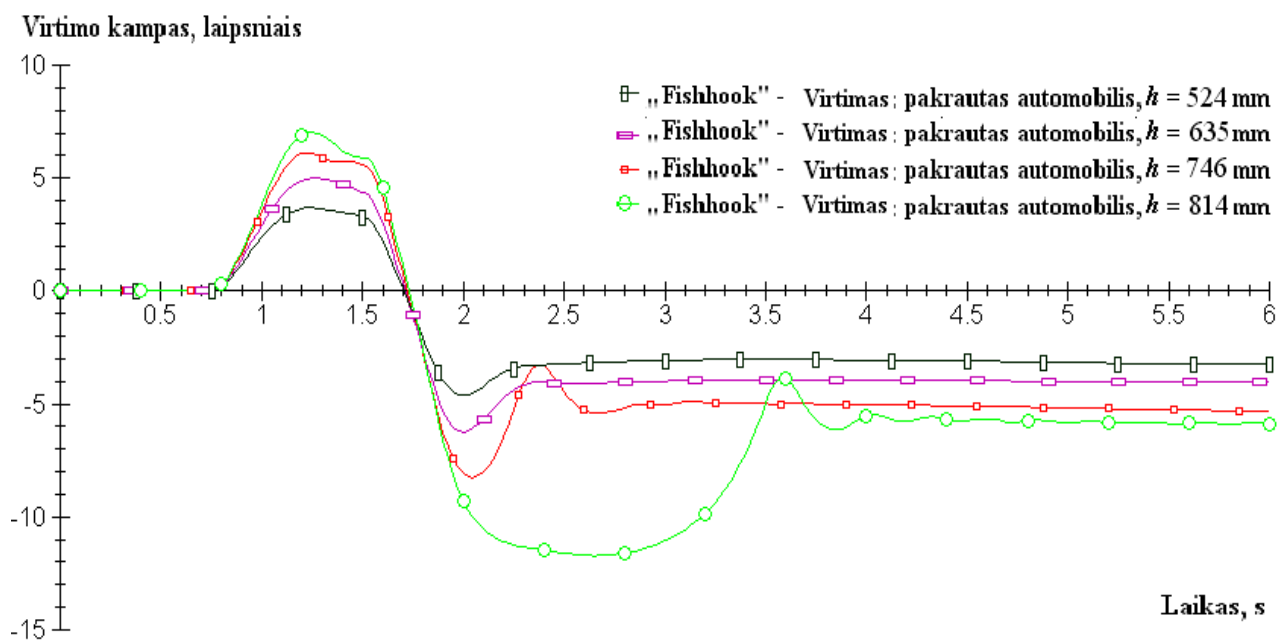
5.1.2. Pakrauto automobilio atlikto modeliavimo eiga ir rezultatai

Pakrautas automobilis ėmė virsti, kai jo masės centro aukštį padidinau iki 815 mm, tai yra 62 mm žemesnis masės centras nei tuščio automobilio.

Nors pakrauto automobilio masės centras yra žemiau ir arčiau galinės ašies (automobilis yra tolygiau išsvertas), pakrautas automobilis yra sunkesnis 200 kg ir yra veikiamas gerokai didesnio inercijos momento. Iš žemiau pavaizduoto grafiko (36 pav.) matome, kad kuo aukštesnis yra pakrauto automobilio masės centras, tuo skersiniai svyravimai yra didesni, automobilio stovumas blogėja.

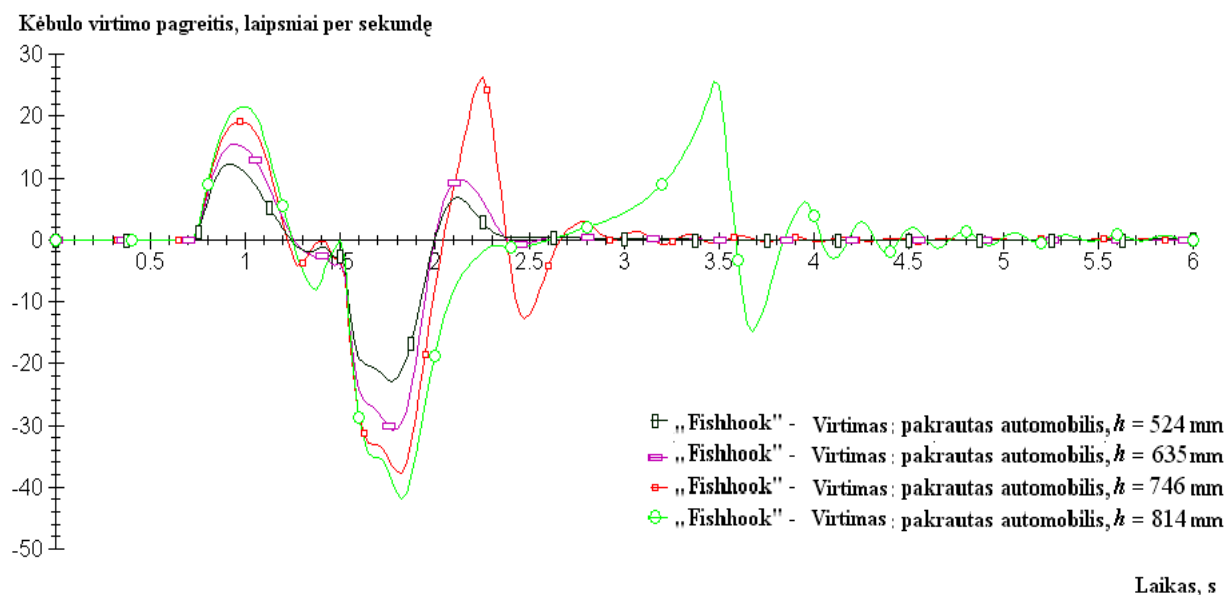


36 pav. Pakrauto automobilio skersinis pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa



37 pav. Pakrauto automobilio pasvyrimo kampas, modeliuojant „CarSim“ programa

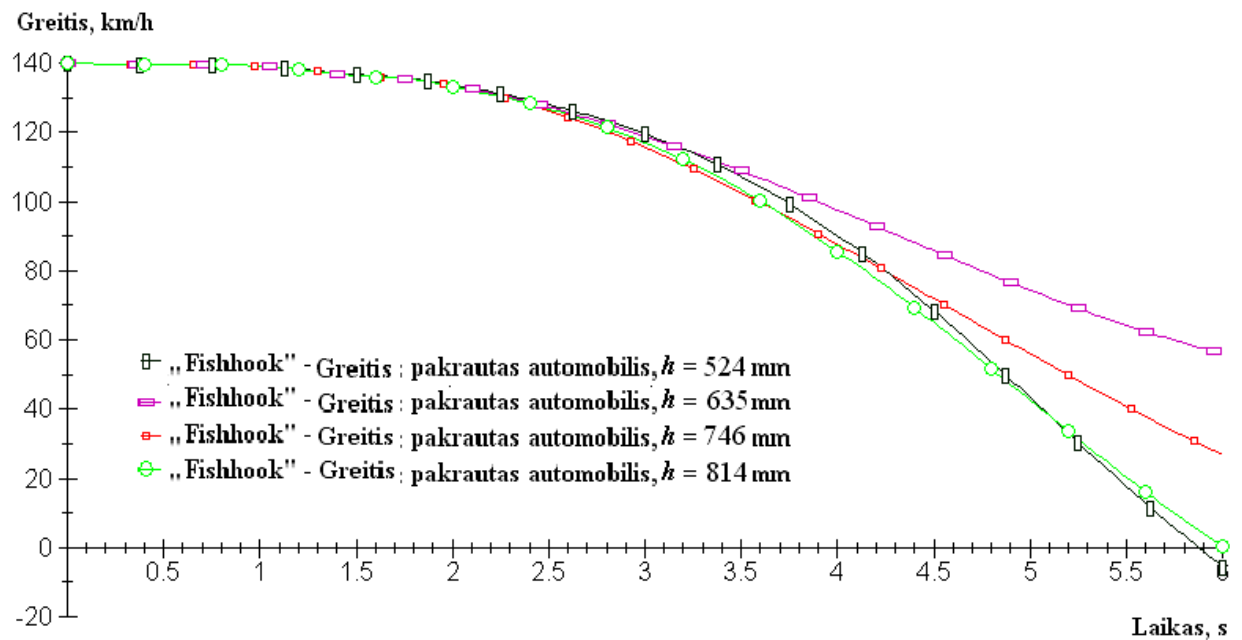
Kaip matome pasvyrimo kampo grafike (37 pav.) ir virtimo pagreičio grafike (38 pav.), automobilio amortizuojamos masės svyravimai prieš virtimą, kai $h = 814$ mm, išsiskiria iš kitų kreivių – yra gerokai didesni. Išlieka panaši tendencija kaip ir tuščio automobilio.



38 pav. Pakrauto automobilio kėbulo virtimo pagreitis, modeliuojant „CarSim“ programa

Kuo masės centras yra aukščiau, tuo automobilio greičio kreivė (39 pav.) turi tendenciją kristi žemyn greičiau, taigi, kai masės centras yra žemiausias, automobilio stovumas yra geriausias ir jis su mažiausiais greičio nuostoliais įveikia bandymo trajektoriją.

Gauti pakrauto automobilio modeliavimo duomenys surašomi į lentelę (11 lentelė).

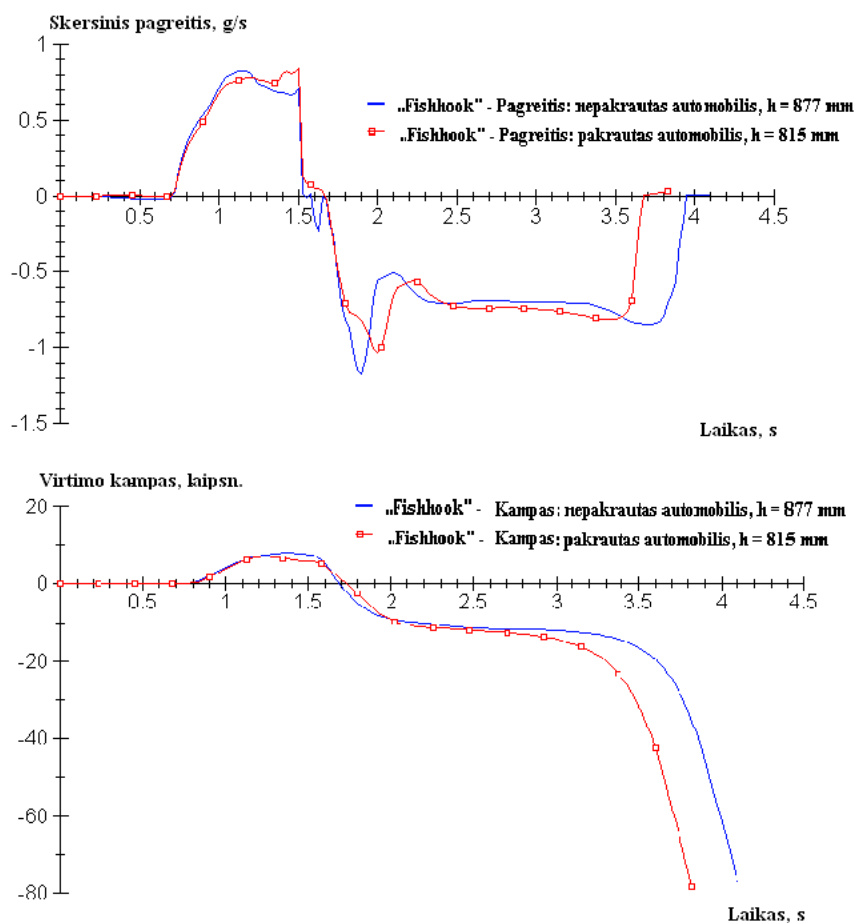


39 pav. Pakrauto automobilio greičio priklausomybė nuo laiko, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa

11 lentelė. Maksimalios pakrauto automobilio modeliavimo reikšmės, esant skirtingam masės centro aukščiui

Parametrai	$h = 524$ mm	$h = 635$ mm	$h = 746$ mm	$h = 814$ mm
Maksimalus teigiamas skersinis pagreitis, g/s	0,775	0,789	0,815	0,840
Minimalus neigiamas skersinis pagreitis, g/s	-0,833	-0,823	-0,870	-1,036
Maksimalus teigiamas vrtimo kampas, °	3,69	4,99	6,13	7,04
Minimalus neigiamas vrtimo kampas, °	-4,63	-6,26	-8,24	-11,71
Maksimalus teigiamas kėbulo vrtimo pagreitis, °/s	12,25	15,51	26,20	25,60
Minimalus neigiamas kėbulo vrtimo pagreitis, °/s	-22,93	-30,76	-37,71	-41,82
Vidutinis greitis virš abscisių ašies, km/h	101,83	110,29	102,72	98,25

5.1.3. Tuščio ir pakrauto automobilio rezultatai virtimo momentu



40 pav. Automobilių virtimo kampo ir skersinio pagreičio priklausomybė nuo laiko virtimo momentu, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa

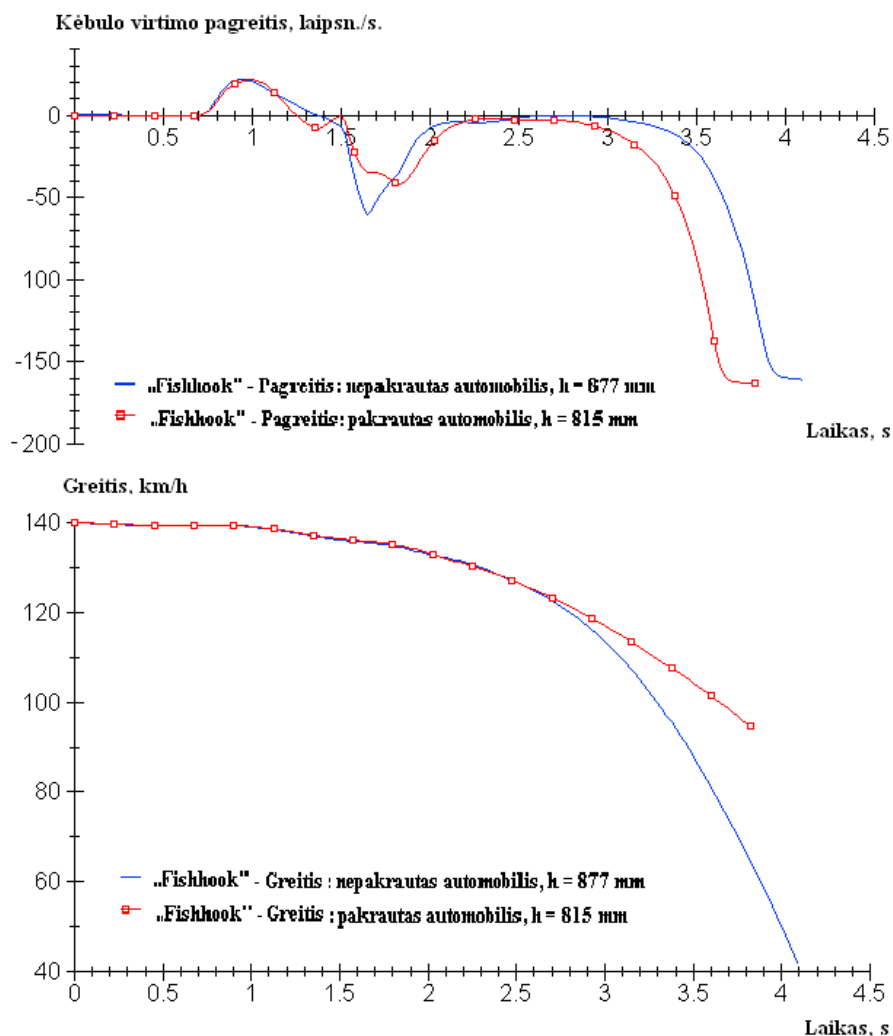
Pažiūrėję į skersinių pagreičių diagramą (40 pav.), matome, kad pakrauto automobilio skersiniai pagrečiai yra šiek tiek didesni – 0,84 g/s, nei tuščio automobilio – 0,82 g/s, tačiau tolygesni. Iš skersinių pagreičių taip pat matyti, kad pakrautas automobilis ima virsti truputį anksčiau – ties 3,44 s, dėl jį veikiančio didesnio inercijos momento, nei tuščias automobilis – ties 3,75 s.

Tiek tuščio tiek pakrauto automobilio virtimo kampo kreivės yra beveik identiškos. Pakrautas automobilis virsta pasiekęs šiek tiek didesnę virtimo kampą – $\sim 13,5^\circ$, nei tuščias automobilis – $\sim 11,8^\circ$.

Detaliau panagrinėjus grafikus (žr. 41 pav.) matyti, kad tuščio automobilio amortizuojama masė (kėbulas) svyruoja šiek tiek staigiau nei pakrauto automobilio kėbulas. Pavyzdžiui, ties 1,65 s tuščio automobilio kėbulo virtimo pagreitis yra – 60,07 $^\circ$ /s, o pakrauto automobilio – 34,42 $^\circ$ /s.

Tuščio automobilio greičio kreivė krenta žemyn anksčiau – ties 2,7 s. Automobilio amortizuojama masė su aukštesniu masės centru daugiau svyruoja, taigi greičio nuostoliai yra didesni. Virtimo pradžios momentas, kai nuo kelio dangos atsiplėšia vienos automobilio pusės

ratai, prasideda anksčiau, esant pakrautam automobiliui. Dėl šios priežasties, pakrauto automobilio judėjimas iki vartimo trunka trumpiau – greičio kreivė yra trumpesnė.



41 pav. Automobilių kėbulo vartimo pagreičio ir greičio priklausomybė nuo laiko vartimo momentu, atliekant modeliavimą „CarSim“ programa

Apibendrinus gautus rezultatus, galima sudaryti tam tikras prielaidas, dėl modeliuojamo automobilio masės centro padėties įtakos automobilio stovumui. Galima teigti, kad pakrautas automobilis yra stabilesnis, ne taip greitai išprovokuojamas vartimui, kaip tuščias automobilis, tačiau jį veikia didesni inercijos momentai (tuščio automobilio vartimo inercijos momentas – $773 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, pakrauto – $898 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$), kurie lemia vartimo staigumą „atsiplėšus“ automobilio ratams nuo žemės. Dėl šios priežasties, pakrauto automobilio vartimas yra sunkiau prognozuojamas ir valdomas. Tuščias automobilis ilgesnį laiko tarpą (~0,3 s ilgiau) juda su nuo kelio dangos „atsiplėšusiais“ dešinės pusės ratais slysdamas į dešinę, kol vartimas tampa negrįžtamas, taigi patyręs vairuotojas turi didesnę galimybę grąžinti automobilį į pradinę padėtį meistriškai manevruodamas. Tuščio automobilio vairuojamieji ratai greičiau reaguoja į vairavimo sistemą.

6. EKSPERIMENTINIS AUTOMOBILIO MASĖS CENTRO ĮTAKOS AUTOMOBILIO DINAMIKAI TYRIMAS

Eksperimento tikslas – išmatuoti pagrindinių automobilio dinamikos rodiklių (įsibėgėjimo, stabdymo, stabilumo posūkyje) reikšmes, priklausomai nuo automobilio masės centro pasiskirstymo. Tyrimui bus naudojamas tas pats automobilis, kaip ir atliekant eksperimentinį masės centro koordinačių nustatymą – „Nissan Primera“, ir skirtingos klasės automobilis – „Peugeot 307“. Atlikus eksperimentą, bus galima atlikti analizę, parodančią, kaip keičiasi automobilio dinaminės savybės, esant skirtingai masės centro padėčiai.

Automobilio skersinės dinamikos bandymai atliekami automobiliui važiuojant kintamuoju arba pastoviuoju režimu, o gauti eksperimento rezultatai nagrinėjami laiko arba svyravimų dažnio atžvilgiu.

Bandymai buvo atliekami keliose skirtingose vietovėse su skirtingais automobiliais ant labai panašios dangos, tam kad sukibimo koeficientas su kelio paviršiumi būtų kuo panašesnis ($\varphi = 0.8$). Antrasis pasirinktas automobilis „Peugeot 307“ savo bendra mase ir gabaritinais matmenimis mažai skiriasi nuo baigiamajame darbe nagrinėjamo automobilio „Nissan Primera“. Tiesa, abiejų automobilių kėbulo tipai yra skirtingi, „Peugeot 307“ – hečbekas, o „Nissan Primera“ – sedanas. Galima teigti, kad automobilio „Peugeot 307“ masės centras turėtų būti dar arčiau priekinės ašies. Automobilio „Peugeot 307“ techniniai duomenys surašyti 12 lentelėje.

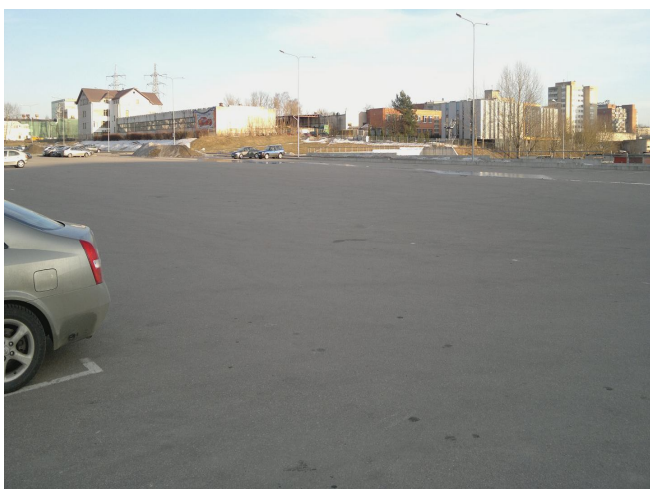
Kadangi eksperimentiniu būdu nustatyti automobilio virtimo kampą ir palyginti jį su jau apskaičiuotu teoriniu virtimo kampu būtų pakankamai sudėtinga ir pavojinga, pirmajame tyrimo etape, tiriant automobilio „Nissan Primera“ masės centro įtaką dinaminėms savybėms, buvo pasirinktas iki 40 km/h greitis didžiausioje „Siemens arena“ aikštelėje (42 pav.). Naudojant išilginius ir skersinius pagreičius matuojantį prietaisą „XL Meter“, buvo atliekami: įsibėgėjimo, stabdymo (žr. 43 pav.) ir įvažiavimo į posūkį bandymai (žr. 44 pav.).

12 lentelė. Automobilio „Peugeot 307“ techniniai duomenys

Parametras	Reikšmė
Galia, AG / Kw / min ⁻¹	99 / 66 / 4000
Darbinis tūris, cm ³	1997
Ilgis, mm	4202
Plotis, mm	1730
Aukštis, mm	1510
Automobilio masė be krovinio, kg	1335
Leidžiama maksimali masė, kg	1760
Ratų bazės ilgis, mm	2608
Ratų bazės plotis, mm	1505
Padangų matmenys	195 / 65 R15
Pagaminimo metai	2002

Labai panašiomis sąlygomis buvo atlikti bandymai automobiliu „Peugeot 307” (žr. 48, 52 ir 55 pav.). Įsibėgėjimo ir stabdymo bandymai atlikti kelio atkarpoje Anykščiai–Naujieji Elmininkai (48 pav.), o staigaus įvažiavimo į posūkį bandymai atlikti šalia „Dainuvos slėnio“ esančioje automobilių stovėjimo aikštelėje (55 pav.), Anykščiuose.

Tam, kad įvertintume automobilio masės centro įtaką automobilio dinaminėms savybėms, bandymai buvo atliekami po kelis kartus, esant visiškai eksploatacijai paruoštam automobiliui – tik su vairuotoju, ir pakrautam automobiliui – su trimis keleiviais. Vairavimo sąlygos eksperimentinio tyrimo metu buvo geros – sausa ir nepašiurkštinto (lygaus mikroprofilio) asfalto danga, eismas tyrimo metu nevyko (42 pav. a).



a)



b)

42 pav. a) bandymų atlikimo vieta – „Siemens arena“ aikštelė; b) ant priekinio automobilio „Nissan Primera“ stiklo pritvirtintas „XL Meter“ prietaisas

Visų pirma, prieš atliekant bandymus, prietaisas „XL Meter“ pritvirtinamas ant priekinio automobilio stiklo ir sukalibruojamas, kaip nurodyta vartotojo instrukcijoje. Turint omenyje, kad bandymai buvo atliekami automobilių stovėjimo aikštelėje, maksimalus pasirinktas greitis – 40 km/h. Prietaisas automatiškai stabdo ir fiksuoja matavimus atmintyje, kai yra pasiekiamas jau minėtas greitis.

Bandymai buvo atliekami su visiškai eksploatacijai paruoštu automobiliu: pilnas degalų bakas, padangų slėgis visuose automobilio ratuose padidintas iki 3 barų slėgio (tamprumui sumažinti), automobilis pripildytas eksploataciniais skysčiais.

Kaip jau minėta anksčiau, iš pradžių bandymai buvo atliekami automobilyje esant tik vairuotojui, kurio svoris ~70 kg, taigi automobilio masės pasiskirstymas nebuvo tolygus (žr. 4 lentelės duomenis), o masės centro atstumas atitolęs į kairę pusę nuo simetrinės ašies. Atliekant bandymus su pakrautu automobiliu – susodinus 3 keleivius, kurių bendras svoris ~245 kg, buvo

stengiamasi kuo tolygiau paskirstyti automobilio masę priekinės ir galinės bei simetrijos ašies atžvilgiu.

Pasirinktas maksimalus greitis bandymų metu nebuvo didelis, tačiau skirtumas tarp automobilio su keleiviais ir be keleivių pagreičių diagramose akivaizdus (45–47, 49–51, 53–54 pav.).



43 pav. Iš palydovo daryta „Siemens arena“ aikštelės nuotrauka su nubraižyta staigaus įsibėgėjimo iki 40 km/h ir staigaus stabdymo schema

Kadangi prietaiso „XL Meter“ fiksuojamas matavimo dažnis yra pakankamai didelis – 50 Hz, diagramose galime išvelgti netolygumus. Juos taip pat lemia ir automobilio masės centro pasiskirstymas.



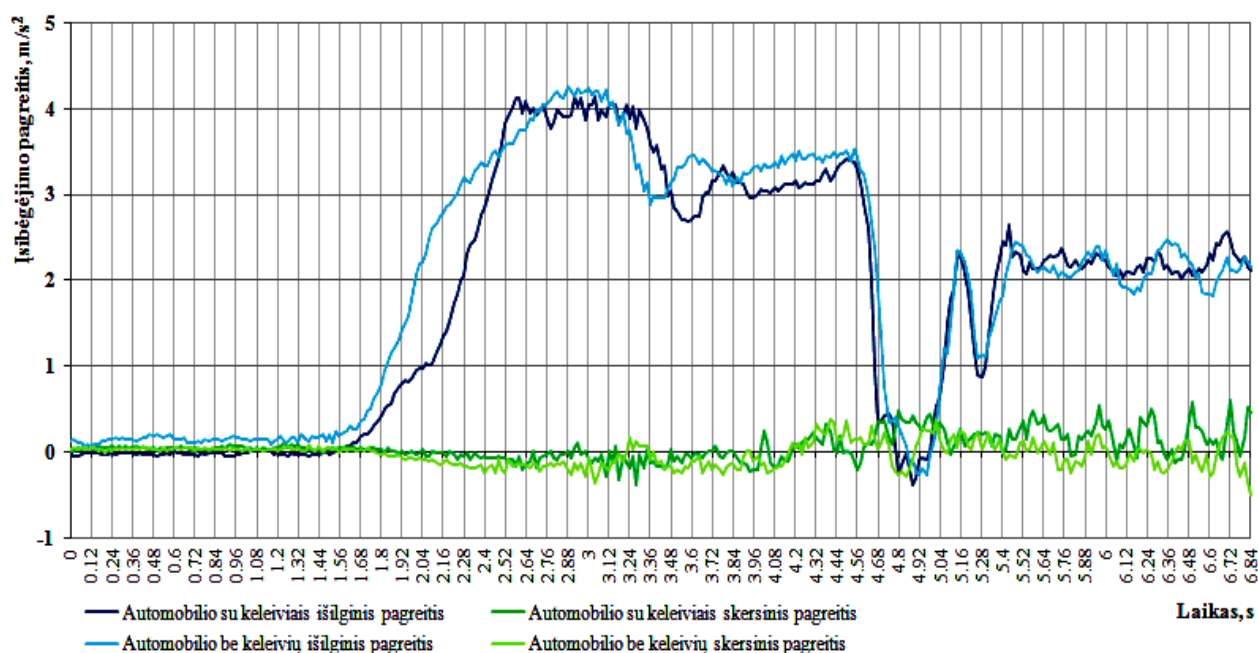
44 pav. Iš palydovo daryta „Siemens arena“ aikštelės nuotrauka su nubraižyta įsibėgėjimo, įvažiavus į posūkį, iki 40 km/h schema

6.1. Staigaus įsibėgėjimo eksperimentiniai bandymai

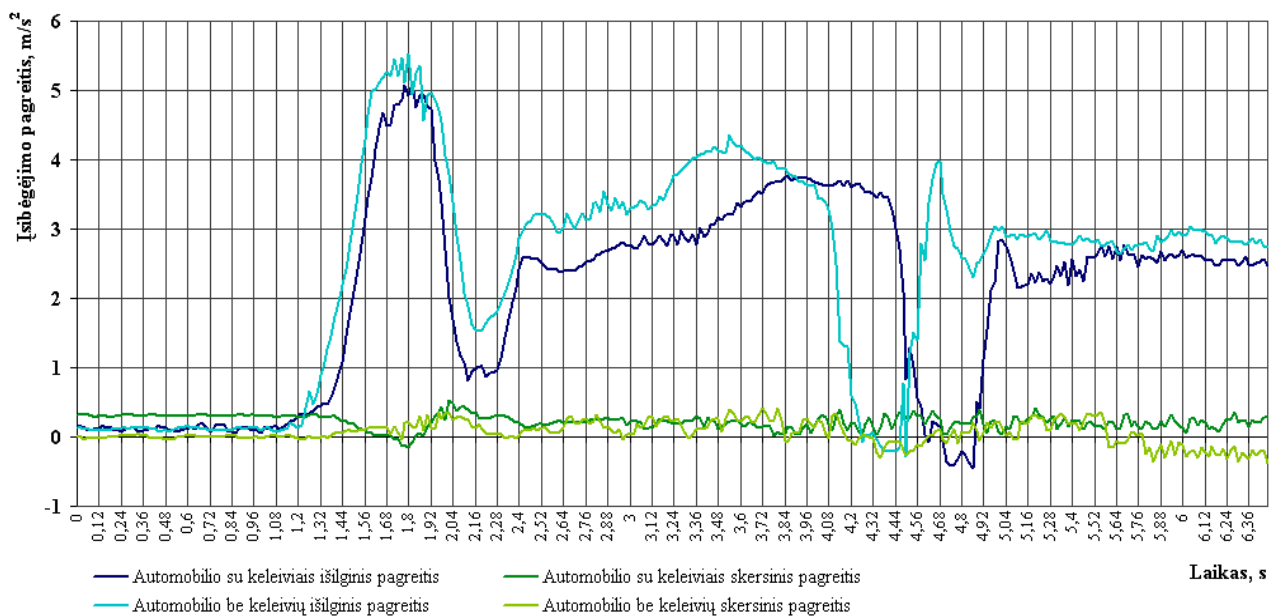
Kaip matome iš įsibėgėjimo diagramos (žr. 45 pav.), automobilis be keleivių įsibėgėja greičiau – įsibėgėjimo pagreitis nuo 1,5 s kyla į viršų staigiau nei automobilio su keleiviais. Nors skirtumas tarp maksimalaus išilginio pagreičio taško, važiuojant 1 pavarą, yra nežymus, pakrautas automobilis išvysto mažesnę pagreitį – $4,14 \text{ m/s}^2$, negu automobilis be keleivių, kurio maksimalus pagreitis $4,25 \text{ m/s}^2$.

Iš skersinių ir išilginių grafikų svyravimų amplitudžių (45–47 pav.) matyti, kad pakrauto automobilio pagreičių grafikas yra tolygesnis, tačiau vietomis skersiniai pagreičiai yra didesni. Taip yra dėl galimo kelio paviršiaus nelygumo, didelio prietaiso dažnio ar staigaus keleivių kūnų poslinkio.

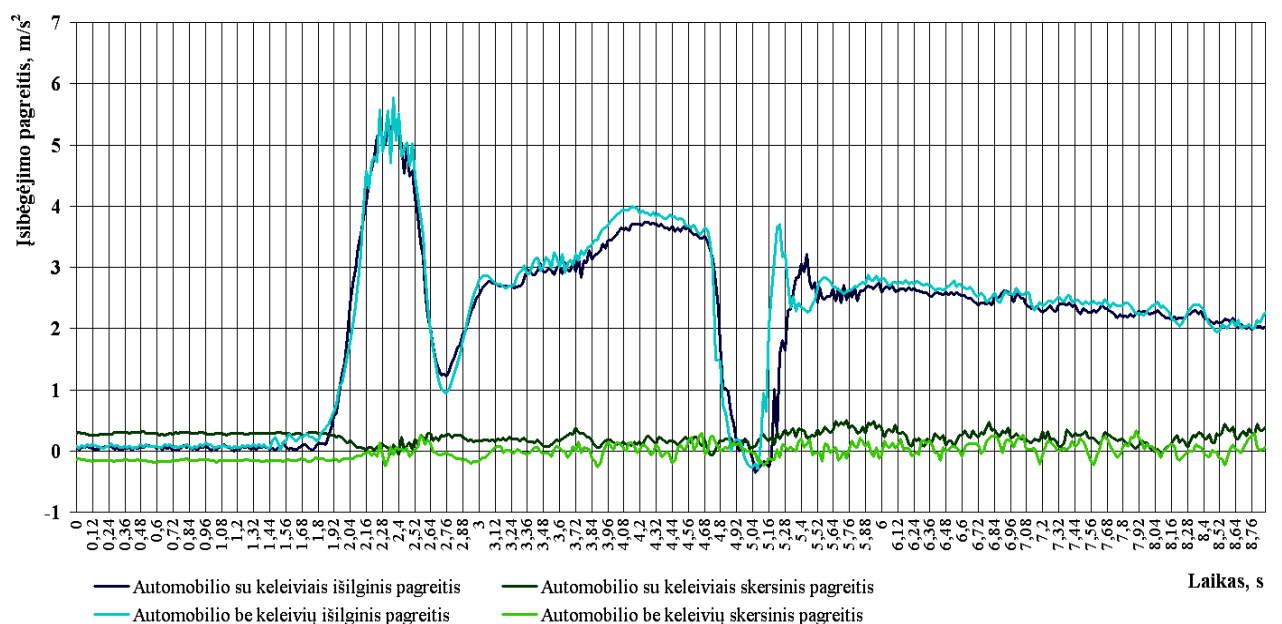
Palyginimui, šalia „Nissan Primera“ skersinių ir išilginių pagreičių grafikų, pridedami automobilio „Peugeot 307“ eksperimentinių bandymų, atliekamų, esant sudarytoms labai panašioms sąlygoms, rezultatai.



45 pav. Automobilio „Nissan Primera“ staigaus įsibėgėjimo iki 40 km/h skersinių ir išilginių pagreičių diagrama



46 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staigaus išbėgėjimo iki 40 km/h skersinių ir išilginių pagreičių diagrama



47 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staigaus išbėgėjimo iki 60 km/h skersinių ir išilginių pagreičių diagrama

Diagramose automobilio su keleiviais ir be keleivių išbėgėjimo pradžios momentai suvienodinami laiko (abscisų ašies) atžvilgiu, kad skirtumas būtų matomas akivaizdžiai.

Apibendrinant gautus rezultatus, galima teigti, kad panaši situacija susiklostė, atlikus antro automobilio „Peugeot 307“ bandymus. Išbėgėjimo iki 40 km/h diagramoje (46 pav.) matyti, kad tuščias automobilis išvysto $0,41 \text{ m/s}^2$ didesnę pagreitį (žr. 13 lentelę). Pagreičio kreivė, išbėgėjant 1 pavara, kyla greičiau nei pakrauto automobilio, o maksimalus bandymo greitis pasiekiamas greičiau ir per trumpesnę atstumą. Panašūs rezultatai gauti atlikus

automobilio įsibėgėjimo iki 60 km/h bandymus (47 pav.). Be didesnio pakrauto automobilio grafikų tolygumo, dar vienas labai svarbus veiksnys – pagreitis, sumažėjęs pavaros perjungimo metu. Matome, kad abiejų bandomų pakrautų automobilių 2 pavarą perjungiamo, esant mažesniai išilginiam pagreičiui, nei važiuojant automobiliu be keleivių. Šį skirtumą lemia automobilio bendros masės pasikeitimas ir masės centro padėties, simetrijos ašies atžvilgiu, pasikeitimas.

Gautos maksimalios reikšmės surašomos į 13 lentelę.

6.2. Staiga stabdymo eksperimentiniai bandymai

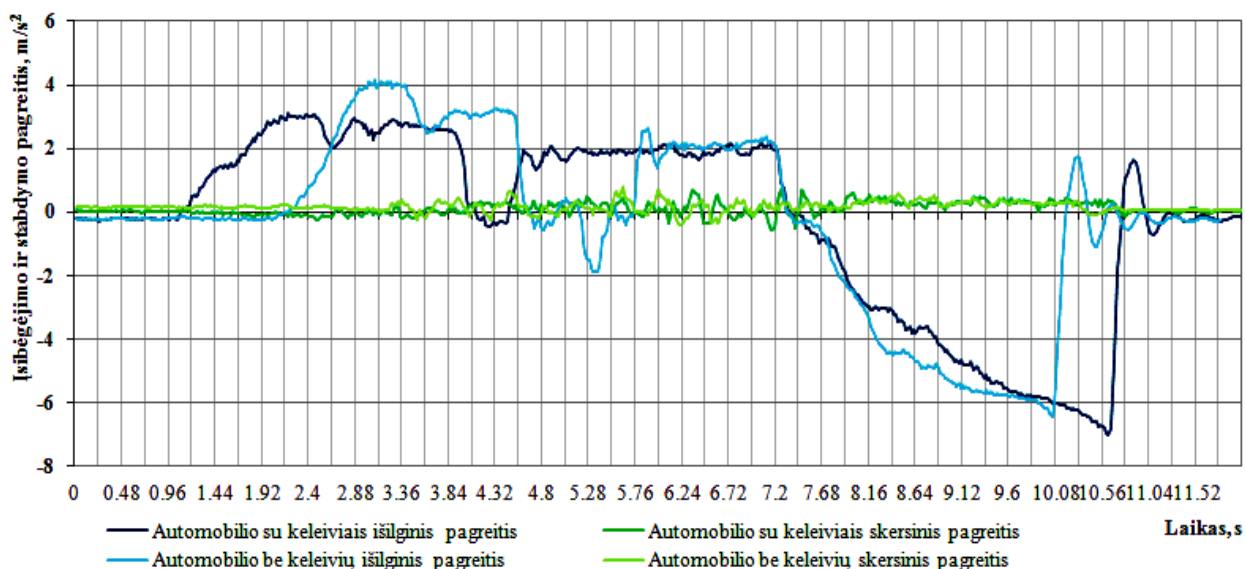
Atliekant staiga stabdymo bandymus, „Nissan Primera“ automobiliu buvo įsibėgėjama iki 40 km/h ir staigiai stabdoma. Greitis buvo fiksuojamas standartiniu automobilio spidometru.

Diagramose automobilio su keleiviais ir be keleivių stabdymo pradžios momentai suvienodinami laiko (abscisių ašies) atžvilgiu, kad skirtumas būtų matomas akivaizdžiai.



48 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staiga įsibėgėjimo ir stabdymo schema iš automobilio vidaus

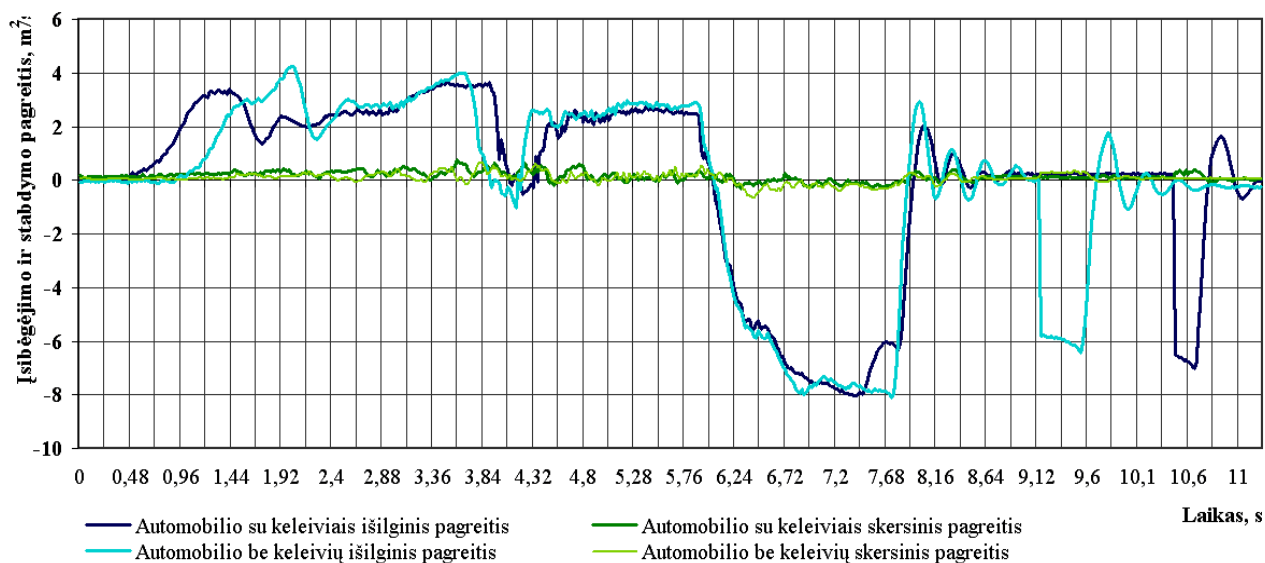
Iš toliau pavaizduoto grafiko (žr. 49 pav.) gerai matosi, jog automobilio su keleiviais stabdymo kelias nuo stipraus stabdžių pedalo paspaudimo trunka ~0,5 s ilgiau nei automobilio tik su vairuotoju. Nepakrautas automobilis pasiekęs 40 km/h greitį visiškai sustoja per 2,94 s, maksimalus pasiektas lėtėjimo pagreitis – $6,42 \text{ m/s}^2$, o pakrautas automobilis per 3,48 s, nors maksimalus pasiektas lėtėjimo pagreitis dar didesnis – $7,01 \text{ m/s}^2$. Žiūrint į grafiką galima teigti, kad automobilio su keleiviais lėtėjimo pagreitis nėra toks staigus kaip nepakrauto automobilio, tačiau jis yra šiek tiek tolygesnis.



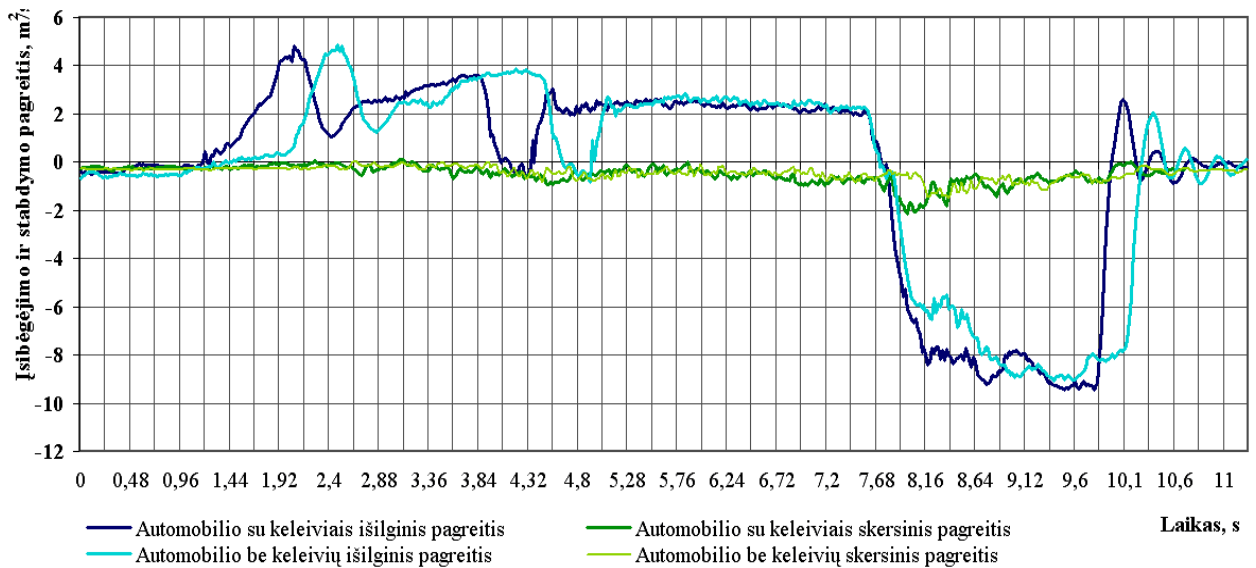
49 pav. Automobilio „Nissan Primera“ išibėgėjimo iki 40 km/h ir staigaus stabdymo skersinių ir išilginių pagrečių diagrama

Tolygesnis automobilio masės centro pasiskirstymas vienodai apkrauna visus 4 automobilio ratus, taigi išilginiai ir skersiniai svyravimai stabdymo metu pakrauto automobilio yra mažesni, o pats stabdymas tolygesnis.

Išanalizavus kito bandomo automobilio „Peugeot 307“ staigaus stabdymo rezultatus, galima teigti, kad pakrautas automobilis turi tendenciją greičiau sustoti nei automobilis tik su vairuotoju (žr. 49–51 pav.), duomenys surašomi į 13 lentelę. Stabdant nuo 40 km/h greičio, automobilis be keleivių pasiekia šiek tiek didesnę stabdymo pagreitį, taigi jo stabdymo laikas ir kelias taip pat yra ne ženkliai mažesni (žr. 13 lentelę). Tuo tarpu, stabdant nuo 60 km/h, pakrautas automobilis pasiekia didesnę stabdymo pagreitį, jo stabdymo kelias ir laikas yra mažesnis nei automobilio, kuriame sėdi tik vairuotojas (žr. 13 lentelę).



50 pav. Automobilio „Peugeot 307“ išibėgėjimo iki 40 km/h ir staigaus stabdymo skersinių ir išilginių pagrečių diagrama



51 pav. Automobilio „Peugeot 307“ išibėgėjimo iki 60 km/h ir staigaus stabdymo skersinių ir išilginių pagrečių diagrama

Būtina paminėti, kad testuojamame antrajame automobilyje „Peugeot 307“, prieš atliekant bandymus, buvo atnaujinta stabdžių sistema – pakeisti nauji stabdžių diskai, naujos stabdžių kaladėlės, kas turėjo įtakos gaunant mažesnę stabdymo kelią nei bandant „Nissan Primera“ automobilį.

Ne vienoda stabdžių pedalo nuspaudimo jėga, stabdžių sistemos nusidėvėjimas, automobilių ratų bazė ir masės centro pasiskirstymas – veiksniai, kurie nulėmė skirtingą abiejų bandomų automobilių sustojimo tendenciją.



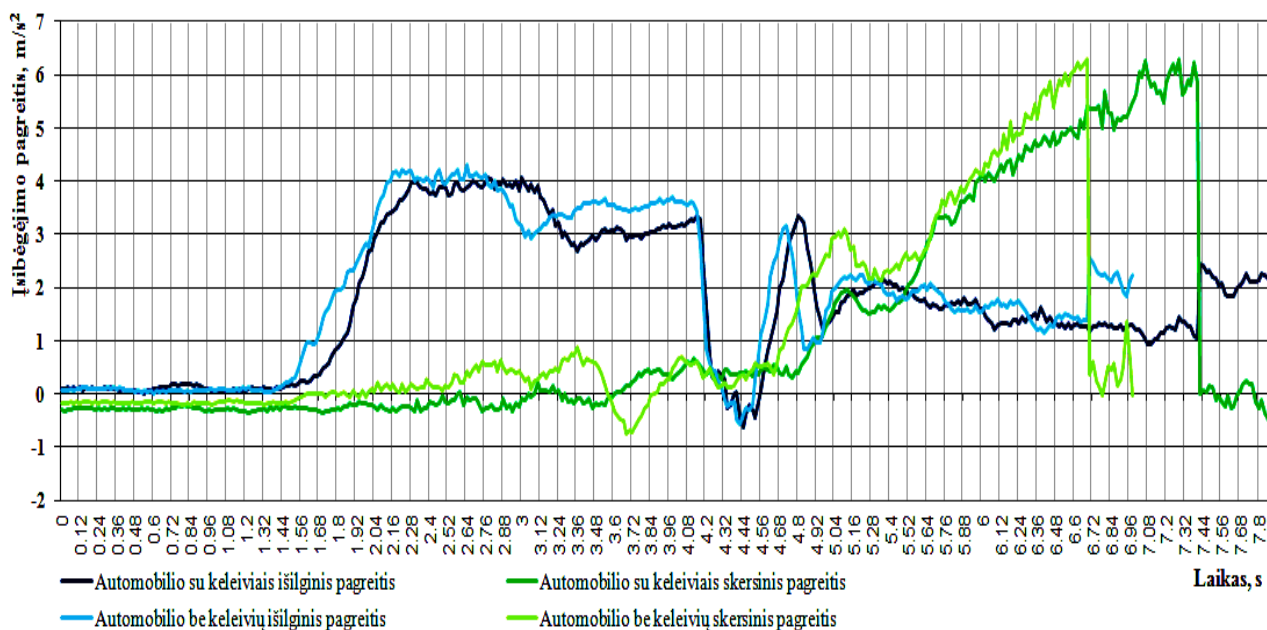
52 pav. Automobilio „Peugeot 307“ staigaus išibėgėjimo ir stabdymo schema

6.3. Staigaus įsibėgėjimo įvažiuojant į posūkį eksperimentiniai bandymai

Prieš atliekant automobilio su keleiviais ir be keleivių manevravimo bandymus, buvo nuspręsta atsisakyti „fishhook“ (liet. „kablio“ formos) trajektorijos, pagal kurią buvo atliekami bandymai, modeliuojant „CarSim“ programa. Įvažiuojant nedideliu greičiu į prieš tai minėtą trajektoriją, apkrauto ir neapkrauto automobilio pagreičių skirtumas būtų minimalus. Bandymus atlikti didesniu greičiu nebuvo galimybės, dėl bandymams tinkamos vietos nesuradimo ir pavojingumo. Dėl šios priežasties, buvo pasirinkta staigaus įvažiavimo į posūkį pasirinktu 40 km/h greičiu, eksperimentiniai bandymai (žr. 53, 54 pav.), važiuojant pasirinktu 30 m spinduliu.

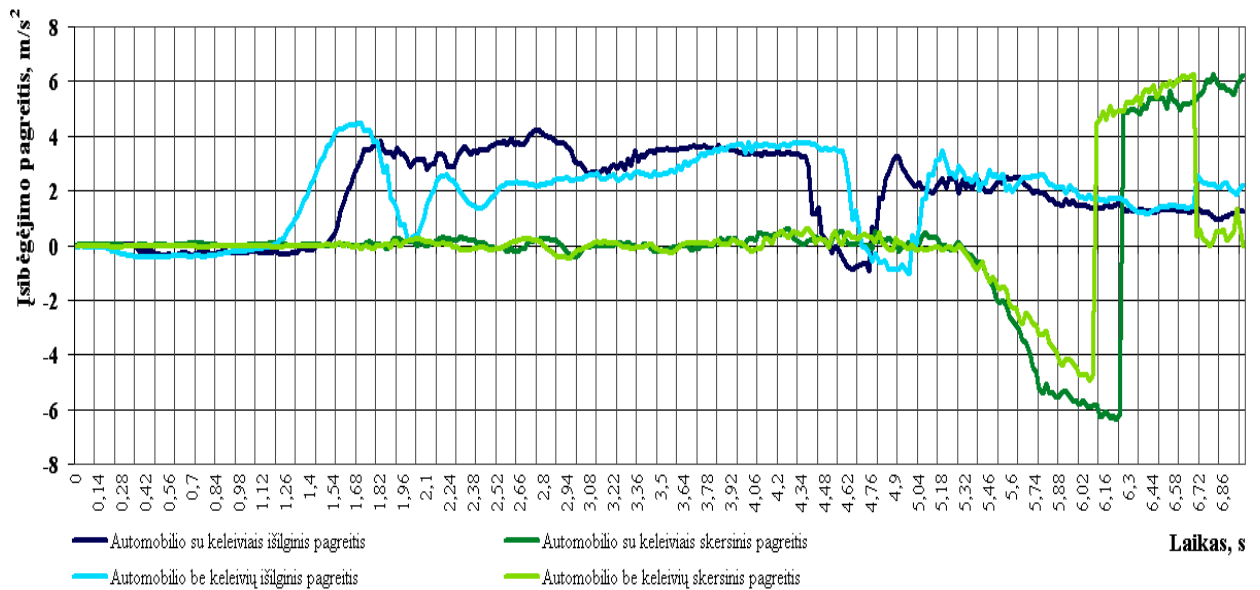
Atliekant šiuos bandymus, prireikė išnaudoti visą bandymams pasirinktos aikštelės plotą, tiek testuojant „Nissan Primera“, tiek „Peugeot 307“ automobilį. Diagramose automobilio su keleiviais ir be keleivių įsibėgėjimo posūkyje pradžios momentai suvienodinami laiko (abscisių ašies) atžvilgiu, kad skirtumas būtų matomas akivaizdžiai.

Tiek su keleiviais, tiek be keleivių automobilis „Nissan Primera“ pasiekė panašias maksimalias pagreičių reikšmes (žr. 53 pav., 13 lentelė). Iš skersinių grafikų matyti, kad pakrautas automobilis posūkyje važiuoja stabiliau – pagreičių kreivė yra tolygesnė, tačiau maksimali šoninio pagreičio reikšmė ($6,30 \text{ m/s}^2$) pasiekama po 7,28 s. Tuo tarpu automobilio tik su vairuotoju maksimali pagreičių reikšmė ($6,29 \text{ m/s}^2$) pasiekama jau po 6,68 s. Tolygiau pasiskirstęs automobilio masės centras simetrijos, automobilio priekinės ir galinės ašies atžvilgiu slopina svyravimus, kurie pastebimi automobilio be keleivių skersiniuose ir išilginiuose grafikuose.



53 pav. Automobilio „Nissan Primera“ įsibėgėjimo iki 40 km/h įvažiuojant į posūkį skersinių ir išilginių pagreičių diagrama

Pažvelgus į automobilio „Peugeot 307“ diagramą (54 pav.) ir lentelėje (13 lentelė) surašytus duomenis matyti, kad pakrautas automobilis pasiekia maksimalų $-6,35 \text{ m/s}^2$ skersinį pagreitį, o automobilis tik su vairuotoju $-4,96 \text{ m/s}^2$ skersinį pagreitį. Įsibėgėjimo posūkyje kelias mažesnis, o laikas ilgesnis automobilio su keleiviais, nei automobilio be keleivių.



54 pav. Automobilio „Peugeot 307“ įsibėgėjimo iki 40 km/h įvažiuojant į posūkį skersinių ir išilginių pagreičių diagrama

Automobilį su keleiviais veikia didesnis inercijos momentas, žemesnis masės centro aukštis ir kiti veiksniai, kurie neaptariami šiame baigiamajame darbe – žmonių kūnų poslinkiai, didesnės padangų deformacijos ir kt. Dėl šios priežasties, pakrautas automobilis pasiekia didesnę skersinį pagreitį.



55 pav. Automobilio „Peugeot 307“ įsibėgėjimo iki 40 km/h , įvažiavus į posūkį, schema

13 lentelė. Automobilių „Nissan Primera“ ir „Peugeot 307“ gauti bandymų rezultatai, matuojant „XL Meter“ prietaisu

	„Nissan Primera“		„Peugeot 307“	
	Be keleivių	Su keleiviais	Be keleivių	Su keleiviais
Maks. skersinis pagreitis, įsibėgėjant iki 40 km/h	-0,49	1,36	0,42	1,36
Maks. išilginis pagreitis, įsibėgėjant iki 40 km/h	4,25	4,14	5,52	5,11
Įsibėgėjimo laikas, s	3,78	3,86	3,60	4,46
Įsibėgėjimo kelias, m	22,30	22,70	21,90	26,70
Maks. skersinis pagreitis, įsibėgėjant iki 60 km/h	-	-	0,34	0,50
Maks. išilginis pagreitis, įsibėgėjant iki 60 km/h	-	-	5,78	5,46
Įsibėgėjimo laikas, s	-	-	6,24	6,44
Įsibėgėjimo kelias, m	-	-	55,80	57,90
Maks. stabdymo skersinis pagreitis, stabdant nuo 40 km/h	0,82	0,72	0,69	0,76
Maks. stabdymo išilginis pagreitis, stabdant nuo 40 km/h	-6,42	-7,01	-8,10	-8,04
Stabdymo laikas, s	2,94	3,48	1,78	1,88
Stabdymo kelias, m	13,52	14,21	11,69	12,03
Maks. stabdymo skersinis pagreitis, stabdant nuo 60 km/h	-	-	-1,50	-2,14
Maks. stabdymo išilginis pagreitis, stabdant nuo 60 km/h	-	-	-9,07	-9,45
Stabdymo laikas, s	-	-	2,34	2,24
Stabdymo kelias, m	-	-	21,06	19,04
Maks. įsibėgėjimo posūkyje skersinis pagreitis, iki 40 km/h	6,29	6,30	-4,96	-6,35
Maks. įsibėgėjimo posūkyje išilginis pagreitis, iki 40 km/h	4,30	4,06	4,50	4,26
Įsibėgėjimo posūkyje laikas, s	6,68	7,28	6,14	6,30
Įsibėgėjimo posūkyje kelias, m	21,40	20,70	24,00	23,10

IŠVADOS

Baigiamajame magistro darbe atliktas eksperimentinis pasirinkto automobilio „Nissan Primera“ masės centro koordinatų nustatymas išilginės ir skersinės ašies atžvilgiu, esant tuščiam ir pakrautam automobiliui. Siekiant nustatyti kritines automobilio judėjimo reikšmes, atliktas modeliavimas „CarSim“ programa. Atlikus eksperimentinius tuščio ir pakrauto automobilio įsibėgėjimo, staigaus stabdymo ir įvažiavimo į posūkį bandymus, panagrinėta masės centro padėties įtaka automobilio dinaminiam stovumui.

1. Masės centro nustatymo tyrimas buvo atliekamas dviem metodais – pakeliant automobilio priekį ir šoną. Rezultatai, gauti pakėlus automobilio priekį, yra ~13 % tikslesni, nes automobilio pakaba buvo įtvirtinta specialiai tam paruoštomis medinėmis sijomis, taigi kėbulo svyravimų nereikia įvertinti. Pasvėrus automobilio šoną, prie apskaičiuoto automobilio masės centro aukščio buvo pridėtas kėbulo pasvirimo atstumas, kad duomenys būtų tikslesni. Keliant tuščio automobilio priekį ir šoną, gautas 0,2 % masės centro aukščio skirtumas, o pakrautą automobilį – 3,1 % skirtumas.

2. Apibendrinus modeliavimo „CarSim“ programa rezultatus, galima teigti, kad pakrautas automobilis yra stabilesnis, ne taip greitai išprovokuojamas virtimui, kaip tuščias automobilis, tačiau jį veikia $125 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ didesnis inercijos momentas, kuris lemia virtimo staigumą, „atsiplėšus“ automobilio ratams nuo žemės. Važiuojant 140 km/h greičiu ir staigiai manevruojant tuščias automobilis virsta, kai jo masės centro aukštis yra 7,6 % (arba 62 mm) didesnis nei pakrauto automobilio.

3. Atlikus eksperimentinius tyrimus automobilio dinaminėms savybėms nustatyti, paaiškėjo, jog nuo to, kaip gamintojas projektuodamas automobilį jame paskirsto atskirų sudedamųjų komponentų mases, turi daug įtakos automobilio stovumui. Kuo automobilio neamortizuojamai masei (ratams, svirtims ir kt.) tenka tolygiau paskirstyta masė kiekvieno rato atžvilgiu, tuo automobilio svyravimai yra mažesni, o stabilumas didesnis.

4. Automobilis be keleivių įsibėgėja 8,4 % greičiau nei automobilis su keleiviais. Pakrauto automobilio maksimalūs išilginiai pagreičiai, įsibėgėjant 1 pavarą, yra 13,4 % mažesni nei automobilio be keleivių. Bendros automobilio masės pasikeitimas ir masės centro padėties pasikeitimas simetrijos ašies atžvilgiu, lemia pakrauto automobilio 2 pavaros perjungimą, esant mažesniai išilginiam pagreičiui (skirtumas – $\leq 0,7 \text{ m/s}^2$), nei važiuojant automobiliu be keleivių.

5. Nepakrautas automobilis pasiekęs 40 km/h greitį visiškai sustoja 0,56 s greičiau nei pakrautas automobilis, o maksimalus pasiektas lėtėjimo pagreitis – $0,59 \text{ m/s}^2$ mažesnis. Arčiau galinės ašies ir žemesnis automobilio masės centras vienodai apkrauna visus 4 automobilio ratus, taigi pakrauto automobilio išilginiai ir skersiniai svyravimai stabdymo metu yra tolygesni.

6. Pakrautas automobilis posūkyje stabilesnis – kėbulo svyravimai yra mažesni. Maksimali skersinio pagreičio reikšmė 12,4 % didesnė nei automobilio be keleivių. Pakrautas automobilis pasiekia didesnę skersinę pagreitį, nes jį veikia didesnis inercijos momentas ir veiksniai, kurie nenagrinėjami šiame baigiamajame darbe, – žmonių kūnų poslinkiai, didesnės padangų deformacijos ir kt.

7. Pasirinkto automobilio masės centras išsidėstęs taip, kad apkraunant automobilį (važiuojant su keleiviais) jis pasiskirsto tolygiau automobilio išilginės ir skersinės ašies atžvilgiu. Galima teigti, kad automobilio projektuotojai sėkmingai įgyvendino inžinerinius sprendimus, parenkant įvairių automobilio sudedamųjų komponentų išdėstymą bendroje visumoje.

8. Viena iš lengvojo automobilio masės centro koordinatų nagrinėjimo priežasčių gali būti automobilio „patobulinimas“, ruošiant jį sportiniam važiavimui. Atitinkamai sužeminus ir patraukus automobilio masės centro padėtį, būtų galima pasiekti gerų rezultatų automobilio dinaminio stovumo bei staigaus įsibėgėjimo ir stabdymo atžvilgiu.

LITERATŪRA

1. Gastila L. „*Automobiliai ir traktoriai. Teorija ir konstravimo pagrindai*“ Vilnius: Mokslas, 1978, 280 p.
2. Gillespie T. D. „*Fundamentals of Vehicle Dynamics*“ Warrendale, Society of Automotive Engineers, 1992, 470 p.
3. Guler A. M., Elitok K., Bayram B., Stelzmann U. „*The influence of seat structure and passenger weight on the rollover crashworthiness of an intercity coach*“ International Journal of Crashworthiness, Ankara, Turkey, 2007, 567–580 p.
4. Hac Aleksandre „*Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design*“ SAE World congress, Detroit, Michigan, 2002, 13 p.
5. Jazar N. Reza „*Vehicle dynamics: theory and application*“ United States, 2008, 1022 p.
6. Kemp Kevin, Alper Oral Hamid „*Method measuring a propensity of a vehicle to roll over*“ United States Patent, 2006, 26 p.
7. Lambert D. Kenneth „*A Study of Vehicle Properties That Influence Rollover and Their Effect on Electronic Stability Controllers*“ Master of Science, Auburn, Alabama, 2007, 147 p.
8. Milliken F. Williams and Milliken L. Douglas „*Race car vehicle dynamics*“ United States, 1995, 891 p.
9. Mitunevičius V. „*Automobilių dinamikos pagrindai: sąvokos, apibrėžimai ir bendrieji taikymo principai*“ Vilnius, Technika, 1999, 76 p.
10. Mitunevičius V. „*Pavienio automobilio ir autotraukinio stovumo ir vairumo lyginamasis tyrimas taikant matematinio modeliavimo metodą*“ Daktaro disertacijos santrauka/VGTU. Vilnius, 1996, 24 p.
11. Mitunevičius V. „*Skersinės automobilių dinamikos kriterijų tyrimo kryptis*“ Transportas, 2000, 15 (5) p.
12. Momiyama F., Kitazawa K., Miyazaki K., Soma H., Takahashi T. „*Gravity center height estimation for the rollover compensation system of commercial vehicles*“ JSAE Apžvalga 20, 1999, 493–497 p.
13. Pacejka B. Hans „*Tyre and Vehicle Dynamics*“ Delf University of Technology, Netherlands, 2005, 622 p.
14. Pečeliūnas R. „*A mathematical model of the vibrating system equivalent to the vehicle in the mode of emergency braking*“ VGTU-Transportas, Vilnius, 2003, 136–142 p.
15. Pečeliūnas R. „*Automobilio svyravimai ekstremalaus stabdymo metu*“ Santrauka iš daktaro disertacijos, Vilnius, 2004, 32 p.

16. Petrovas D. ir Bartulis V. „Savivarčių automobilių statinio stovumo palyginimas“ VGTU-Transportas, Vilnius, 2007, 275–281 p.
17. Ragelis D. „Devynviečio autovežio stovumo tyrimas“ Transportas XV t. Nr.5, 2007, 243 p.
18. Rajesh Rajamani „Vehicle Dynamics and Control“ Springer, University of Minnesota, United States, 2006, 485 p.
19. Reimpell J., Stoll H., Betzler W. Jurgen „The Automotive Chassis: Engineering Principles. Second edition“ Butterworth-Heinemann, United Kingdom, 2001, 456 p.
20. Rill Georg „Vehicle dynamics“ Lektoriaus užrašai, Regensburgas, University of applied science, 2005, 153 p.
21. Schiehlen Werner „Dynamical Analysis of Vehicle Systems“ Springer, Vokietija, Štutgarto universitetas, 2007, 309 p.
22. Seluga J. Kristopher, Baker L. Lowell, Ojalvo U. Irving „A parametric study of golf car and personal transport vehicle braking stability and their deficiencies“ United States, 2009, 848 p.
23. Sol David, Shunso F. Watanabe „Vehicle inertia and center of gravity estimator“ United States Patent, 1992, 8 p.

Interneto šaltiniai

1. Tikslaus masės centro nustatymo privalumai. 2010.04.10. <http://www.centergravity.co.uk/>
2. Automobilio svėrimo ir pakabos reguliavimo stendas. 2010.04.10. <http://www.mkivsupra.net/vbb/showthread.php?t=118573-Center-Gravity-chassis-tuning-experience>
3. Masės centro apskaičiavimas. 2010.05.03. <http://www.pirate4x4.com/forum/showthread.php?t=758409>
4. Kintamas važiavimo aukštis. Statinio stabilumo faktoriaus apskaičiavimas. 2010.05.03. <http://www.safercar.gov/Vehicle+Shoppers/Rollover/Variable+Ride-Height#ssf>
5. „Machinery’s handbook – 26th Edition“. Masės centro aukštis. 2010.11.10. http://www.therangerstation.com/Magazine/winter2007/4_link_tech.htm#CenterofGravity
6. Automobilio virtimo bandymai. 2011.02.04. http://www.car.go.kr/jsp/kncap_eng/wayOverthrow.jsp
7. Masės centro nustatymo stendas. 2011.02.04. http://fl-dictionary.110mb.com/centre_of_gravity_machine.html
8. Automobilio pakabos modeliavimas, įvertinant masės centro padėtį. 2011.02.04. http://farnorthracing.com/autocross_secrets5.html

Priedai: