



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS**  
**MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

Tomas Maskolaitis

**PRAMOGINIO BAGIO STABILUMO TYRIMAS**

Magistro baigiamasis projektas

**Vadovas**  
Doc. dr. D. Juodvalkis

**KAUNAS, 2016**

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS**  
**MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

**PRAMOGINIO BAGIO STABILUMO TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas  
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

**Vadovas**

(parašas) Doc. Dr. Darius Juodvalkis  
(data)

**Recenzentas**

(parašas) Doc. Dr. Ramūnas Skvireckas  
(data)

**Projektą atliko**

(parašas) Tomas Maskolaitis  
(data)

**KAUNAS, 2016**



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS**

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

(Fakultetas)

**Tomas Maskolaitis**

(Studento vardas, pavardė)

**Transporto priemonių inžinerija (621E20001)**

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Pramoginio bagio stabilumo tyrimas“

**AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA**

2016 \_\_\_\_ m. \_\_\_\_ gegužės \_\_\_\_ 22 d.  
Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Tomo Maskolaičio**, baigiamasis projektas tema „Pramoginio bagio stabilumo tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

\_\_\_\_\_  
(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

\_\_\_\_\_  
(parašas)

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS**  
**MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**  
**TRANSPORTO INŽINERIJOS KATDERA**

Suderinta:

2015 m. vasario mėn. 10 d.

**MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS**

Išduota studentui: *Tomas Maskolaitis*

1. Projekto tema:

„Pramoginio bagio stabilumo tyrimas“

Patvirtinta: 2016 m. gegužės mėn. 3 d. dekanų įsakymu Nr. V25-11-7

2. Projekto tikslas:

Ištirti savadarbio bagio stabilumą, važiuojant kreivalinijinėmis trajektorijomis.

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai:

1. Išanalizuoti transporto priemonių važiuoklių ir transmisijų konstrukcinius ypatumus ir jų įtaką stabilumui.
2. Apžvelgti transporto priemonių stabilumo kriterijus ir tyrimų metodikas.
3. Sudaryti savadarbio pramoginio bagio stabilumo tyrimo algoritmą.
4. Analitiškai apskaičiuoti kritinius stabilumo praradimo parametrus, bagiui judant keivalinijine trajektorija.
5. Natūriniais ir skaitiniais eksperimentais nustatyti bagio stabilumą.
6. Apibendrinus pateikti išvadas apie tyrimo rezultatus.

4. Užduoties išdavimo terminas: 2015 m. vasario mėn. 9 d.

Užbaigto projekto pateikimo terminas: 2016 m. gegužės mėn. 20 d.

Vadovas: \_\_\_\_\_

(vardas, pavardė)

\_\_\_\_\_

(parašas)

Užduotį gavau: \_\_\_\_\_

(studento vardas, pavardė)

\_\_\_\_\_

(parašas)

Maskolaitis, Tomas. Pramoginio bagio stabilumo tyrimas: *Magistro* baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Darius Juodvalkis; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Mokslo kryptis ir sritis: Technologijos mokslai, Transporto inžinerija (03T)

**Reikšminiai žodžiai:** bagis; bagio konstrukcija; bagio projektas; automobilio dinaminės charakteristikos; automobilio stabilumo charakteristikos; stabilumo testas.

Kaunas, 2016. 54 p. ir priedai.

## SANTRAUKA

Šiame darbe atliekami savadarbio pramoginio bagio stabilumo tyrimai. Sukonstruotas bagis varomas galiniais ratais, bet neturi varančios ašies diferencialo. Transporto priemonės, neturinčios varančios ašies diferencialo, draudžiama eksploatuoti bendrojo naudojimo keliais, nes tai nesaugu. Siekiant nustatyti tokios transporto priemonės galimybes judėti kreivalinijinėmis trajektorijomis, atlikti natūriniai eksperimentai. Gautus rezultatus patvirtina analitiniai tyrimai ir skaitinis modelis sudarytas Adams aplinkoje.

Maskolaitis, Tomas. *Stability Research of Recreational Buggy: Master's thesis* /supervisor assoc. dr. Darius Juodvalkis. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology. Research area and field: Technological Science, Transport Engineering (03T)

**Key words:** buggy; structure of the buggy; project of the buggy; vehicle dynamic characteristics; vehicle stability characteristics; stability test.

Kaunas, 2016. 54 p and accessory.

## SUMMARY

This paper discusses a project of research a buggy for recreational riding. The buggy is a one seat vehicle with a motorcycle engine built in the back. The engine powers the rear axle. The buggy has steering and breaking systems of a car. The frame of the buggy is made of tubular profile design steel pipes. The work carried out an analysis of stability characteristics of the buggy. Also stability characteristics were calculated with numerical model. The vehicle was tested in experimental studies, and the results were compared with theoretical stability characteristics of the buggy.

**Key words:** buggy; structure of the buggy; project of the buggy; vehicle dynamic characteristics; vehicle stability characteristics; stability test.

## TURINYS

IVADAS .....	9
1. KELIŲ TRANSPORTO PRIEMONIŲ TECHNINIŲ CHARAKTERISTIKŲ ANALIZĖ .....	10
1.1. Pakabų tipai .....	10
1.2. Kėbulo pokrypis.....	13
1.3. Transporto priemonės masės centro padėties įtaka jos stabilumui .....	15
1.3.1. Automobilio judėjimo įkalnėse šonu masės centro padėties įtaka .....	15
1.4. Rato riedėjimas .....	16
1.4.1. Rato riedėjimas apskritimu .....	16
1.5. Sukibimo koeficientas .....	17
1.5.1. Jėgos padangose atsirandančios dėl išilginio, perimetrinio arba šoninio praslydimo .....	17
1.5.2. Išilginių, šoninių ir slydimų jėgų kitimo parametrai .....	20
1.6. Diferencialai automobilių transmisijose .....	25
1.6.1. Diferencialų tipai .....	26
1.7. „Briedžio testas“ – kliūtis apvažiavimas.....	28
2. BAGIO STABILUMO PARAMETRŲ TYRIMO METODIKA.....	30
2.1. Tiriama transporto priemonė, jos konstrukcija ir pagrindiniai parametrai. ....	30
2.1.1. Savadarbio bagio masės centro nustatymas natūriniais eksperimentais.....	32
2.2. Stabilumo tyrimo metodika .....	33
2.2.1. Analitinių stabilumo tyrimų metodika.....	34
2.2.2. Natūrinių eksperimentų atlikimo metodika .....	40
2.2.3. Skaitinių eksperimentų tyrimų metodika.....	41
3. REZULTATŲ APŽVALGA .....	44
3.1. Natūriniai stabilumo tyrimai.....	44
3.2. Analitiniai stabilumo tyrimai.....	46
3.3. Skaitiniai stabilumo tyrimai.....	47
3.4. Rezultatų apibendrinimas .....	49
4. REZULTATŲ APIBENDRINIMAS IR PALYGINIMAS .....	51
IŠVADOS .....	52
INFORMACINIŲ ŠALTINIŲ SĄRAŠAS .....	53

PRIEDAI.....	55
P-1. Motociklų našumo analizatorius ir pavaros santykių skaičiuoklė.....	55
P-2. Pagaminto bagio ir testavimo nuotraukos .....	55
P-3. Straipsnio kopija .....	57



## IVADAS

Bagis – iš anglų kalbos (ang. buggy) kilęs žodis reiškiantis „lengvas vežimėlis“, kurio rėmo konstrukcija, siekiant jį padaryti kuo lengvesnį, dažniausiai gaminama iš vamzdinio profilio. Šios transporto priemonės skirtos sporto varžyboms arba pramoginiams pasivažinėjimams. Bagiai negaminami serijiniu būdu – dažniausiai gaminami vienetiniai modeliai, pritaikant kitų transporto priemonių agregatus. Tokias transporto priemones gamina ir mėgėjai, ir profesionalai. Kyla klausimas: ar šios transporto priemonės saugios ir ar jas galima eksploatuoti bendrojo naudojimo keliuose?

Darbe tiriamas savos gamybos bagio stabilumas, važiuojant kreivalinijinėmis trajektorijomis. Tiriamas savadarbis bagis, kaip ir daugelis kitų, turi laikantįjį rėmą, kuris pagamintas iš vamzdinio profilio. Variklis ir transmisija panaudoti iš motociklo KAWASAKI GPZ 1000. Bagio varančioji ašis galinė, o ratai sumontuoti ant vienos ašies ir neturi diferencialo. Transporto priemonių, kurių varančioji ašis yra galinė ir blokuota, vairavimas yra kompliktuotas. Vairavimo problematiškumas priklauso nuo dangos. Važiuojant žvyro dangomis transporto priemonė valdoma ir kontroliuojama pakankamai gerai. Tačiau, važiuojant keliais su asfaltbetonio dangomis, situacija kitokia – transporto priemonė nėra stabili netgi važiuojant tiesiai, o kreivalinijinių trajektorijų įveikimas ypač kompliktuotas. Važiuojant tokia transporto priemone kreivalinijinėmis trajektorijomis galimas dvejopas scenarijus – galinės ašies „užnešimas“ arba priekinės ašies slydimas į posūkio išorę. Visa tai priklauso nuo transporto priemonės parametų, kelio dangos būklės ir važiavimo režimo.

Tiriamąjį savadarbio bagio paskirtis yra tik pramoginiai pasivažinėjimai, tačiau ir šiuo atveju, kaip ir visoms kitoms transporto priemonėms, saugumas yra labai svarbu. Vienas iš svarbiausių saugumo parametų yra transporto priemonės stabilumas.

### **Darbo tikslas:**

Ištirti savadarbio bagio stabilumą, važiuojant kreivalinijinėmis trajektorijomis.

### **Darbo uždaviniai:**

1. Išanalizuoti transporto priemonių važiuoklių ir transmisijų konstrukcinius ypatumus ir jų įtaką stabilumui.
2. Apžvelgti transporto priemonių stabilumo kriterijus ir tyrimų metodikas.
3. Sudaryti savadarbio pramoginio bagio stabilumo tyrimo algoritmą.
4. Analitiškai apskaičiuoti kritinius stabilumo praradimo parametrus, bagiui judant keivalinijine trajektorija.
5. Natūriniais ir skaitiniais eksperimentais nustatyti bagio stabilumą.
6. Apibendrinus pateikti išvadas apie tyrimo rezultatus.

# 1. KELIŲ TRANSPORTO PRIEMONIŲ TECHNINIŲ CHARAKTERISTIŲ ANALIZĖ

## 1.1. Pakabų tipai

Pakabos paskirtis – mažinti smūgius, atsirandančius dėl kelio nelygumų. Pagal atsirandančius smūgius nustatomi pagrindiniai reikalavimai pakabai:

1. Pakabos kinematinė schema turi būti sudaryta taip, kad užtikrintų kiek įmanoma sklandesnį važiavimą, tačiau neturėtų jaustis smūgiai į eigos ribotuvus. Be to pakaba turi užtikrinti, kad posūkiuose transporto priemonė per daug nesvirtų, stabdant nesvyruotų priekine dalimi ir nepersikreiptų greitėjant.

2. Pakabos kinematinė schema turi būti parinkta taip, kad jai veikiant, kuo mažiau keistųsi erdvinė rato padėtis (provėža, išvirtimo ir suvedimo kampai) ir šerdeso padėties kampai.

Pakaba turi užtikrinti:

1. Optimalią virpesių slopinimo charakteristiką;
2. Rato išilginių ir skersinių apkrovų perdavimą kėbului ar rėmui.

Automobilių ir bagių važiuoklės pakabos skirstomos:

- Priklausoma pakaba (1.1.1.pav.) – tai tokia pakaba, kai vieno rato poslinkiai priklauso nuo kito rato poslinkių. Priklausomoje pakaboje abu ratai montuojami ant ištisinės tilto sijos, todėl esant kelio nelygumams vienam ratui pasislinkus vertikalia kryptimi, pasislenka ir kitas, bet mažiau.



1.1.1.pav. Priklausoma pakaba [11]

- Nepriklausoma pakaba (1.2.1.pav.) – tai tokia pakaba, kai atskirų ratų poslinkiai tarpusavyje nesusiję. Esant nepriklausomai pakabai, kiekvienas ratas prie tilto sijos prijungtas atskirai per svirčių ir amortizatorių sistemą. Užvažiavus ratui ant kliūtis, spyruoklė suspaudžiama, ratas pakyla vertikalia kryptimi, o kėbulas tik nežymiai pasvyra. Kitoje kėbulo pusėje esantis ratas išlieka toje pačioje vietoje.



1.1.2.pav. Nepriklausoma pakaba [12]

Nepriklausoma pakaba skirstoma:

- „McPherson” pakaba (1.1.3. pav.) – tai šiuo metu, labiausiai paplitusi nepriklausomos priekinės pakabos sistema. Sistemos pagrindą sudaro kombinuotas spyruoklės ir amortizatoriaus statramstis, kurio sukimosi ašis šarnyro pagalba prijungta prie apatinės svirties. Viršutinė sukimosi ašies dalis su kėbulu yra sujungta atraminiu guoliu, bei papildomais tvirtinimo elementais, kad statramstis neatitrūktų nuo rėmo. Statramstis yra apkrauto guolio sudėtinė dalis. Šis mazgas, su spyruokle ir slopinimo elementu, paprasčiausiai perduoda apkrovą ir laiko automobilį. Vairavimo mechanizmas taip pat jungiasi tiesiai į apatinę statramsčio dalį arba į bet kurią – priekinę ar galinę statramsčio svirtį. Kai vairas yra sukamas, pasisuka visas amortizatoriaus mazgas.



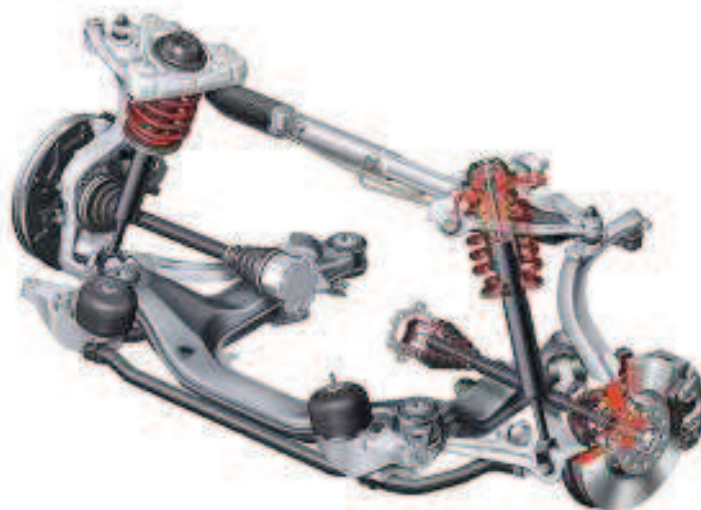
1.1.3.pav. „McPherson“ pakaba [15]

- Dviejų trikampių svirčių pakaba (1.1.4.pav.) – tai pakaba, kurioje ratų ašis palaiko viršutinė ir apatinė trikampės svirtys. Matome, kad tai labai fundamentali svirtinė sistema, leidžianti rato ašims judėti aukštyn – žemyn. Kai pakaba dirba, ji lengvai juda į vieną ir į kitą pusę lanku, kuri brėžia lanką aplink sukimosi tašką. Yra dar du kiti ratų judėjimo tipai, kurie veikia judant pakabai.



1.1.4.pav. Dviejų trikampių svirčių pakaba

- Daugiasvirtė priekinė pakaba (1.1.5.pav.) – tai pakaba, kuri iš dalies panaši į dviejų trikampių svirčių pakabą. Sistemą sudaro dvi apatinės svirtys, jungiančios rato ašies bloką apačioje, dvi viršutinės svirtys, jungiančios rato ašies bloką viršuje, amortizatoriaus sistema, kurios apatinė dalis sujungta su apatine svirtimi, o viršutinė – su transporto priemonės kėbulu. Visos keturios svirtys galuose turi po šarnyrą, todėl prie rato ašies bloko prijungta vairo svirtis, taip pat su šarnyru, tampoma pirmyn ar atgal analogiškai pasuka ratą į kairę ar dešinę.

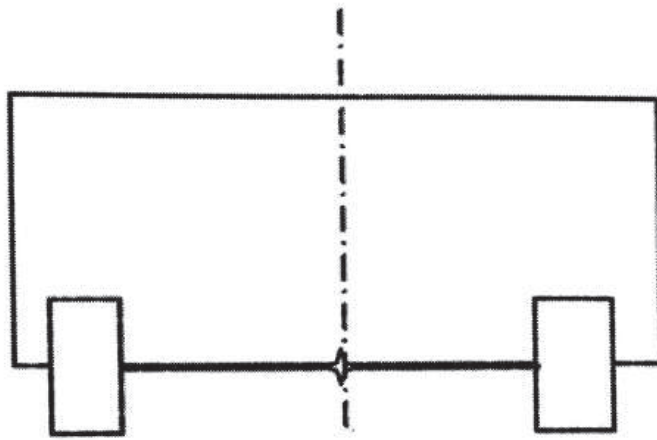


1.1.5.pav. Daugiasvirtė priekinė pakaba [15]

## 1.2. Kėbulo pokrypis

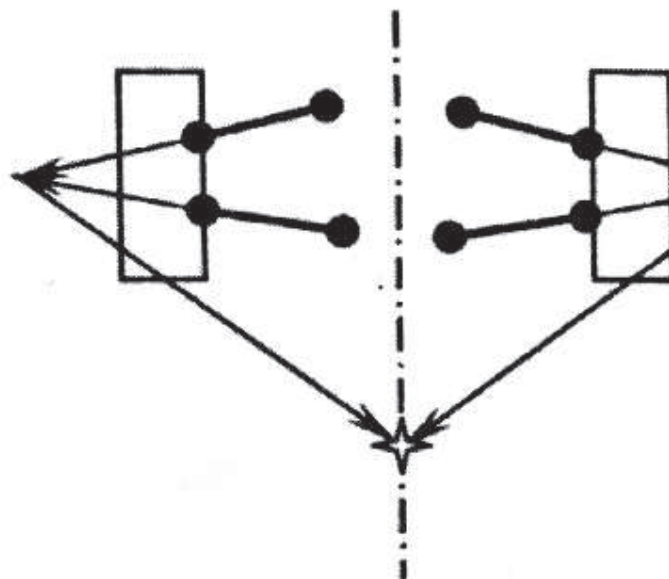
Realūs automobiliai turi deformuojamas (priklausomas ar nepriklausomas) pakabas, todėl daugiau apkrautos automobilio pusės (žemesnės skersinėje nuokalnėje) pakaba yra daugiau deformuojama, o mažiau apkrautos pusės pakabos deformacija sumažėja (pakaba paaukštėja) ir automobilis pasvyra. Šis reiškinys vadinamas automobilio kėbulo pokrypiu. Automobilių su skirtingais pakabos tipais pokrypių centrai pavaizduoti žemiau esančiuose paveikslėliuose (1.2.1 pav.), (1.2.2 pav.), (1.2.3 pav.), (1.2.4 pav.). Kėbulo pokrypis atsiranda ne tik važiuojant skersinėse nuokalnėse, bet ir atsiradus šoninių jėgų poveikiui. Pvz. važiuojant kreivėmis, dėl išcentrinų jėgų poveikio.

Krypstant automobilio kėbului pasislenka automobilio masės centras. Masės centras slenka dviejų ašių kryptimis: OY ir OZ. Dėl to automobilio svorio centras sukasi apie pokrypio centrą.



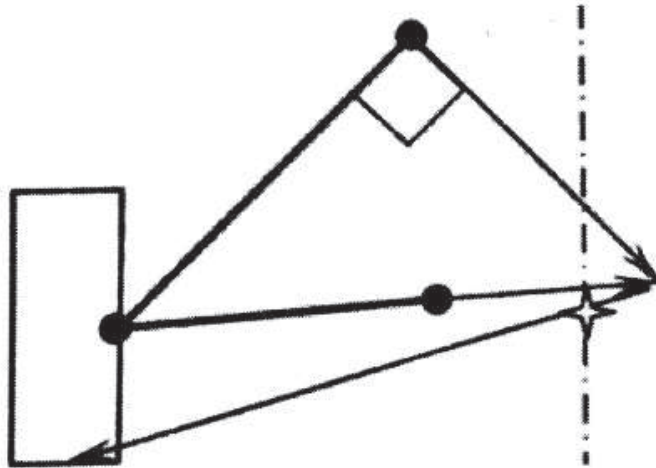
1.2.1.pav. Priklausomos pakabos pokrypio centras

Automobilio su priklausoma lingine važiuokle pokrypio centras yra išilginės vertikalios automobilio simetrijos plokštumos ir vertikalios plokštumos išvestos per tilto ašį sankirtoje ties pagrindinio lingės lapo neutralia linija (1.2.1. pav.).



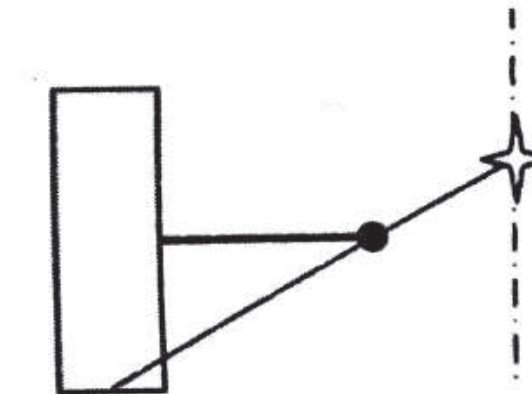
1.2.2.pav. Dvisvirtės pakabos pokrypio centras

Automobilio su nepriklausoma dvisvirte važiuokle pokrypio centras yra važiuoklės svyravimo plokštumoje, išilginės vertikalios automobilio simetrijos plokštumoje ir tiesės, jungiančios rato kontakto centrą ir jo posūkio akimirkos tašką (svirčių išilginių ašių sankirta), sankirtoje (1.2.2. pav).



1.2.3.pav. Makfersono pakabos pokrypio centras

Automobilio su nepriklausoma „McPherson“ važiuokle pokrypio centras yra važiuoklės svyravimo plokštumoje, išilginės vertikalios automobilio simetrijos plokštumos ir tiesės, jungiančios rato kontakto centrą su tašku, kuriame susikerta apatinės svirties tęsinys ir statmuo išvestas iš viršutinio amortizatoriaus tvirtinimo taško, sankirtoje (1.2.3.pav.).



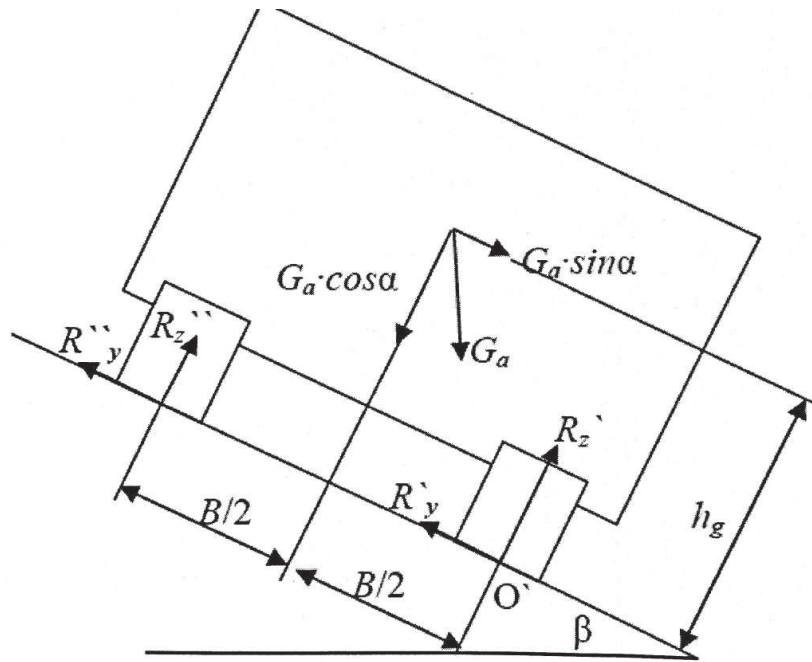
1.2.4.pav. Su viena skersine svirtimi pakabos pokrypio centras

Automobilio pokrypio ašis yra tiesė jungianti priekinės ir galinės ašių pokrypių centrus. Statmuo išvestas iš masės centro į automobilio pokrypio ašį yra pokrypio petys (1.2.4 pav.). [2]

### 1.3. Transporto priemonės masės centro padėties įtaka jos stabilumui

#### 1.3.1. Automobilio judėjimo įkalnėse šonu masės centro padėties įtaka

Automobiliui važiuojant įkalne, t.y. pasvirus, svarbu yra tai, kad automobilis pirmiau pradėtų slysti, o ne virstų. Tokią sąlygą tenkinantis automobilis laikomas saugiu. Šiai sąlygai įrodyti sudarome jėgų schemą (1.3.1.1 pav.) ir ieškome momentų sumos apie labiau apkrauto rato ir kelio sąlyčio taško.



Pav.1.3.1.1 Jėgų schema [5]

$R'_z, R''_z$  - suminė vienos ir kitos pusės ratų normalinė reakcija;

$R'_y, R''_y$  - suminės vienos ir kitos pusės ratų šoninės reakcijos;

$G_a$  – transporto priemonės svoris;

$B$  – tarpvėžė;

$h_g$  – svorio centro atstumas nuo žemės;

Sąlyga  $R''_z = 0$ . Apvirtimas apie ašį  $O'$ :

$$\sum T_{O'} = R''_z \cdot B + G_a \cdot \sin\beta \cdot h_g - G_a \cdot \cos\beta \cdot \frac{B}{2} \quad (1.3.1.1)$$

Pertvarkę sąlygą iš jos gauname:

$$\beta = \arctg \frac{B}{2 \cdot h_g}; \quad (1.3.1.2)$$

$\beta$  – kritinis apvirtimo kampas;

Sąlyga:

$$R'_y + R''_y = G_a \cdot \sin\beta_1; \quad (1.3.1.3)$$

$$R'_y = R'_z \cdot \varphi_{y_i}; \quad R''_y = R''_z \cdot \varphi_{y_i} \quad (1.3.1.4)$$

Įstatę narius ir sutvarkę sąlygą gauname:

$$\varphi_{y_i} = \operatorname{tg}\beta_1; \quad (1.3.1.5)$$

$\varphi_{y_i}$  – šoninio praslydimo koeficientas;

$\beta_1$  – kritinis praslydimo kampas;

Išraiškose matyti, kad automobilio virtimo kritinis kampas priklauso nuo masės centro padėties, kuo aukščiau jis yra, tuo mažesnis kritinis virtimo kampas. Tam kad automobilis būtų saugus kritinis praslydimo kampas turi būti mažesnis už kritinį apvirtimo kampą. [2]

## 1.4. Rato riedėjimas

Pagrindinė rato dalis yra ant ratlankio sumontuota padanga. Ratlankiai gali būti suvirinti iš plieno lakšto arba nulieti iš aliuminio lydinių. Lieti ratai gražiau atrodo, yra lengvesni ir geriau aušina stabdžius.

Padangos dalis, kuri tiesiogiai liečiasi su keliu, vadinama protektoriumi.

Automobilio rato funkcijos:

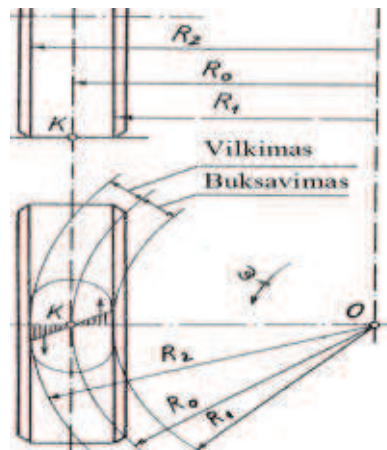
- transformuoti variklio sukurtą sukimo momentą į traukos jėgą;
- stabdymo jėgos momentą transformuoti į stabdymo jėgą;
- varžyti automobilio slydimą visomis kryptimis (varžo šoninį slydimą, suteikia važiavimo/riedėjimo kryptį);
- tampriai absorbuoti kelio nelygumus (švelnina kelio nelygumų sukeltus smūgius).

Svarbiausia rato savybė yra ta, kad jis palyginti lengvai juda (rieda) sukimosi plokštumos kryptimi ir sunkiai slysta. Šias savybes ratas turi tol kol gali suktis. Kai ratas suktis jau negali, jis nustoja buvęs ratu ir trinties jėga ratui vilkti bet kuria kryptimi yra beveik vienoda. Minėti reiškiniai vyksta, liečiantis padangai su kelio danga, todėl šiam kontaktui tirti skiriama daug dėmesio.

### 1.4.1. Rato riedėjimas apskritimu

Rato riedėjimas apskritimu, kurio centras  $O$ , pavaizduotas toliau esančiame paveikslėlyje (1.4.1.1.pav.) Tarkime, kad padangą sudaro ant ratlankio užmauti skrituliai. Centrinis skritulys, einantis per kontakto centrą  $K$ , neslysdamas rieda apskritimo lanku, kurio spindulys yra  $R_0$ .





1.4.1.1.pav. Rato slydimas riedant apskritimu [2]

Kontakto zonoje  $R_0 - R_1$  rato skrituliai turi įveikti mažesnę kelią nei  $R_0$ , o padangos kampinis greitis visame plote yra vienodas, todėl šiame ruože ratas buksuoja. Kontakto zonoje  $R_2 - R_0$  rato skrituliai turi įveikti ilgesnę kelią nei  $R_0$ , todėl šiame ruože ratas yra velkamas. Dėl buksavimo ir vilkimo skirtinguose padangos protektoriaus ruožuose padanga deformuojama tangentiškai ir tampriosios deformacijos jėgos sukulia sukimo momentą  $M$ . Dėl išvardintų priežasčių apskritimu riedančio rato pasipriešinimo riedėjimui jėga yra didesnė nei judančio tiesia trajektorija, greičiau dyla padangos. [2][8]

## 1.5. Sukibimo koeficientas

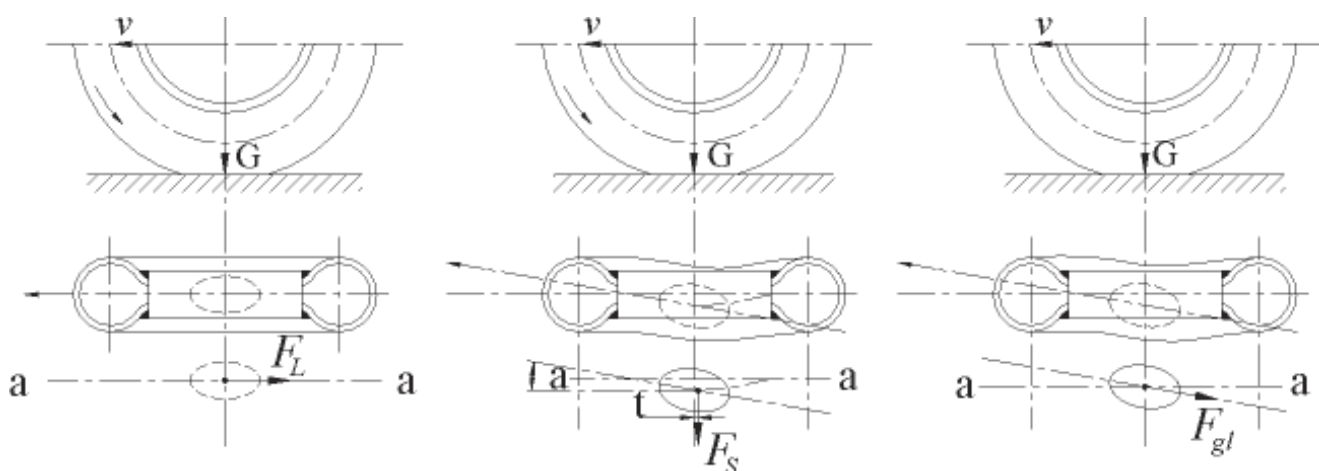
Padangos ir kelio dangos kontakto zonoje ratą veikianti jėga, išreikšta formule, yra: koeficiento  $\times$  nominaliosios rato apkrovos sandauga = tarp kelio dangos ir padangos zonoje veikianti jėga. Nominalioji rato apkrova – statmenai kelio dangos plokštumai veikianti jėga. Koeficientas žymimas raide  $\mu$ , kai yra vieno atskiro rato šoninis ar perimetrinis praslydimas. Praslydimo koeficientas gali būti vadinamas ir jėgų sukibimo koeficientu, apkrova. Kartais šiam tikslui naudojamas ir simbolis  $f$  (pvz., stabdymo jėgų pasiskirstymo diagramoje:  $f_{HA}$  ir  $f_{VA}$ ). Tačiau įprastai simbolis  $f$  naudojamas ne kaip „kokybinė“ padangos ir kelio dangos trinties išraiška, bet kaip pasipriešinimų poveikio visam automobiliui koeficientas: koeficientas  $\times$  automobilio masė = automobilį dažniausiai lėtinanti pasipriešinimo jėga; be to, koeficientas  $f$  nesuteikia tiesioginės informacijos apie tai, kokiam kurios padangos jėgų sukibimo koeficientui esant gaunama tokia pasipriešinimo jėga. [1][7]

### 1.5.1. Jėgos padangose atsirandančios dėl išilginio, perimetrinio arba šoninio praslydimo

Oro pripūstos automobilio padangos lemia tarp padangų ir kelio dangos veikiančių jėgų atsiradimą; šių jėgų kryptis ir skaitinė reikšmė pirmiausia priklauso nuo praslydimo pobūdžio ir dydžio; jėgų poveikis susidaro maždaug delno dydžio kontakto zonoje – ten, kur padanga remiasi į kelio dangą. Praslydimo jokia būdu nereikėtų maišyti su trinties žinomumu slydimo koeficientu (kuris pasireiškia tik tuomet, kai ratas užblokuotas). Priešingai nei paprastų fizikinių trinties procesų atveju,

kuriems būdingos tik „sukibimo“ ar „slydimo“ būsenos, oro pripildytos guminės padangos fizikoje greta palyginti konstantiškos užsiblokavimo būsenos egzistuoja ir kintama jėgų sukibimo koeficiento priklausomybė praslydimo zonoje – nuo visiško riedėjimo iki užsiblokavimo. Padangos praslydimo variantai gali pasireikšti po vieną ar keli iš karto. Tai: išilginis praslydimas (stabdymas ar greitėjimas) pasireiškia, jeigu padanga verčiama riedėti lėčiau ar greičiau, bet ne greičiu, atitinkančiu automobilio greitį; šoninis praslydimas – kai padanga būna priversta judėti įstrižu kampu rato plokštumai. Skirtingos praslydimo rūšys skiriasi ir sukiamų padangų jėgų kryptimis (1.5.1.1 pav.). Stabdymo ar greitėjimo praslydimas kontakto zonoje sukelia perimetrines jėgas, veikiančias priešingai besisukančio rato perimetrui (1.5.1.1 pav. kairėje), o šoninis praslydimas sukelia šonines jėgas, nukreiptas statmenai rato plokštumai (1.5.1.1 pav. viduryje). Jeigu užsiblokuoja vienas ratas – o kritinius atveju jis pradeda buksuoti 100 % – tuomet sukelta padangų jėga veikia tiesiogiai priešingai momentinei padangos judėjimo kryptčiai (1.5.1.1 pav. dešinėje). Paveiksluose be kitų faktorių įvesti proporcingumo faktoriai, būtent: išilginės arba tangentinės jėgos koeficientas (stabdymo):

$$\mu_L = \frac{F_L}{G}; \quad (1.5.1.1)$$



1.5.1.1 pav. Tarp padangos ir kelio veikiančios jėgos: kairėje – išilginis praslydimas; viduryje – šoninis praslydimas; dešinėje – kai yra išilginis praslydimas (blokavimo momentas) [1]

šoninės jėgos koeficientas:

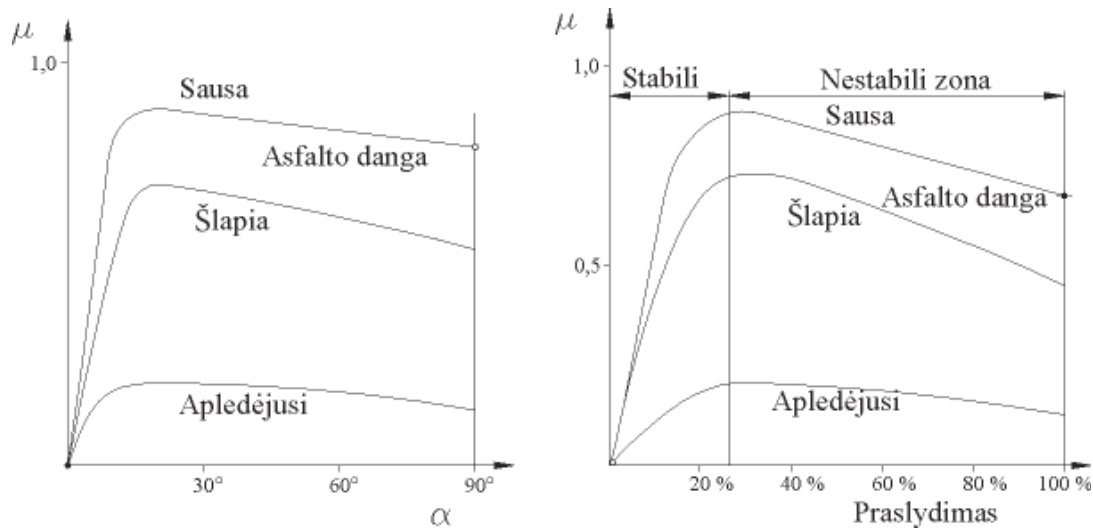
$$\mu_s = \frac{F_S}{G}; \quad (1.5.1.2)$$

slydimo trinties koeficientas:

$$\mu_{gl} = \frac{F_{gl}}{G}; \quad (1.5.1.3)$$

Tai pirmiausia buksavimo  $\sigma$  arba nuokrypio į šoną kampo  $\alpha$  funkcijos. Pagrindinės eigos charakteristikos matyti 1.5.1.2 pav., kur kaip parametras jau įtraukta ir kelio dangos savybės. Tangentinės jėgos koeficientų priklausomybė nuo buksavimo yra gana panaši į šoninių jėgų

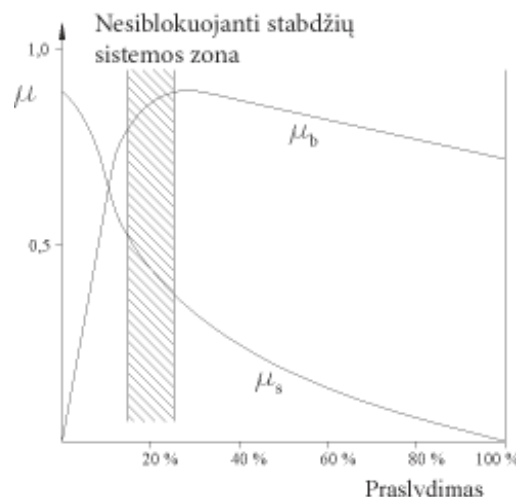
koeficientų priklausomybę nuo ratų skersridės; didėjant buksavimui arba ratų nuokrypiui į šoną jie iš pradžių labai staigiai didėja ir pasiekia maksimumą esant 15–25 % buksavimui ir 10° arba 15° įstrižam kampui ir tuomet vėl šiek tiek sumažėja iki reikšmės, tangentinės jėgos koeficiento (buksavimo kreivėje), pagal apibrėžimą



1.5.1.2 pav. Išilginių ir šoninių jėgų koeficientų priklausomybė nuo buksavimo ir rato nuokrypio į šoną kampo [1]

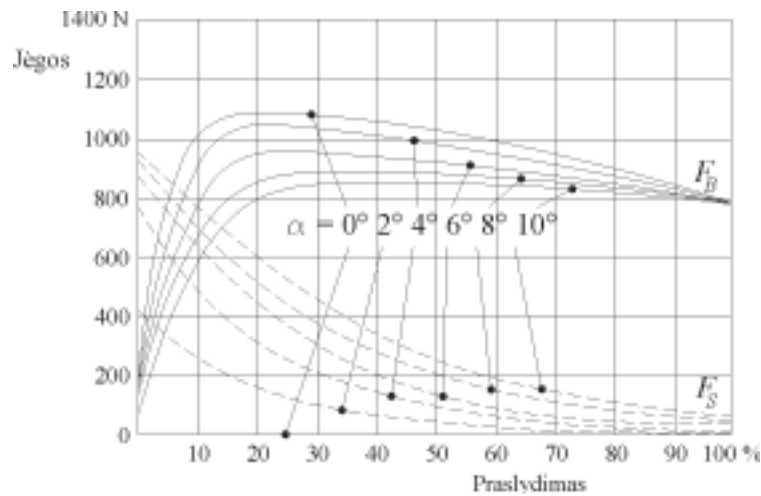
sutampančio su slydimo rodikliu, ir šoninių jėgų koeficiento. Išilginės jėgos koeficiento iki pat maksimumo yra stabili zona, t. y. bet kurią praslydimo reikšmę iki tangentinės jėgos koeficiento maksimumo galima išlaikyti nuolat ir ilgai. Viršijus maksimumą, pasiekiamą nestabili zona, t. y. ratas nebus ties kuria nors buksavimo reikšme šiame diapazone, bet buksuotų iki 100 % ir tik jam užsiblokavus reikšmės vėl taptų normalios. 1.5.1.3 ir 1.5.1.4 pav. rodikliai parodyti sugrupavus ir matosi, kurie šoniniai jėgų koeficientai dar yra įmanomi, jeigu dėl tam tikro praslydimo rodiklio jau maksimaliai išnaudojamos padangų tangentinės jėgos.

Užbrūkšniuotoje 1.5.1.3 pav. zonoje schemiškai parodyta zona, kurioje veikia ratams užsiblokuoti neleidžianti stabdymo sistema visiškai stabdant; nors ir išnaudojus kiek įmanoma tangentinės jėgos koeficientus dar yra pakankamai dideli šoninių jėgų koeficientai, taigi galima visiškai išvengti pavojingų nestabilių būsenų.



1.5.1.3 pav. Galimas šoninės jėgos koeficiento išsekimas  $\mu_s$  esant tuo pat metu reikiamam stabdymo jėgos koeficientui  $\mu_b$  [1]

Buksavimą ir ratų pasisukimą į šono kampą bei jų intensyvumą pirmiausia sukelia vairuotojas priversdamas veikti stabdžių sistemą, reguliuodamas intensyvumą ir vairuodamas. Bet jei stabdant išeinama už stabilios zonos ribų ar jei lanku važiuojantį automobilį nubloškia į šalį, tuomet vairuotojas jau nebevaldo šių dydžių.



1.5.1.4 pav. Šoninės jėgos tempimo charakteristikos priklausomybė nuo buksavimo stabdant. [1]

Kokio didžio buvo tiriamojo judėjimo ratų stabdymo praslydimas kiekvieną važiavimo akimirką, galima apskaičiuoti panaudojus bandomąsias mašinas ir sudėtingus matavimo prietaisus. Pagal buksavimo sąlyga:

$$\sigma = \frac{v - \omega \cdot r}{v} \cdot 100\%;$$

Tyrinėjant eismo įvykius ši problema paprastėja, kai ratai staigiai stabdant per kelias dešimtąsias sekundes dalis peršoka per stabilią zoną ir tada užsiblokuoja ir tai, kad jie buvo užsiblokavę, galima nustatyti pagal padangų žymes. Be to, tik pritaikius labai sudėtingus posūkių ir važiavimo posūkiu matavimo įrenginius būtų galima nustatyti, koks buvo kiekvieno rato posūkio kampas tiriamojo judesio metu, dar nepasiekus nubloškimo zonos. Praktiškai pagal žymes galima pakankamai gerai apriboti esamus ratų pasukimo kampus. Toliau bus nuodugniai išanalizuota, koku laiku ir koku intensyvumu prie padangų iš tikrųjų suveikia vairuotojo valdomi stabdymo, greitėjimo ir vairavimo procesai; tačiau būtina nurodyti, kad didžiausios galimų greitėjimo, stabdymo ar šoninių jėgų reikšmės pirmiausia priklauso ne nuo transporto priemonės komponentų galios, bet nuo maksimalios galimos padangos standžios kinematinės jungties su kelio danga esant visoms jos konstrukcinėms ir klimato sąlygų nulemtoms savybėms. [1][4]

### 1.5.2. Išilginių, šoninių ir slydimų jėgų kitimo parametrai

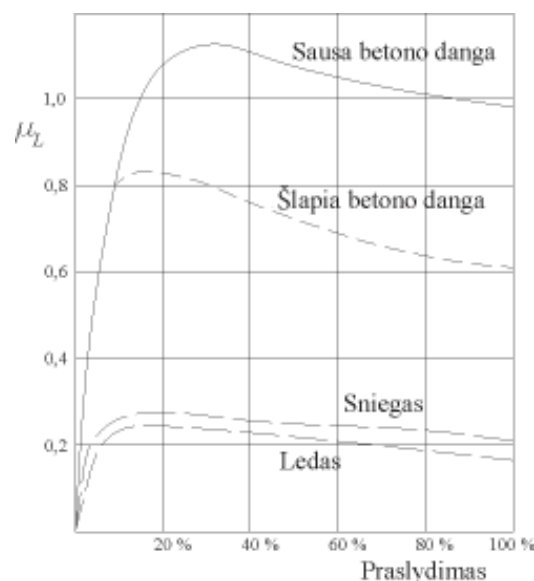
Skirtumui įtakos turi ne tik maksimalus jėgos buksavimas, bet ir tai, kad einamoji tangentinių jėgų priklausomybė kinta pagal stabdymo ir greitėjimo, buksavimo arba šoninių jėgų poveikį, be to, įtakos turi ratų pasisukimo į šoną kampas ir automobilio būklės, padangų ir kelio dangos savybės:

- eksploataavimo sąlygos (greitis, ratų apkrova, oro slėgis padangose);

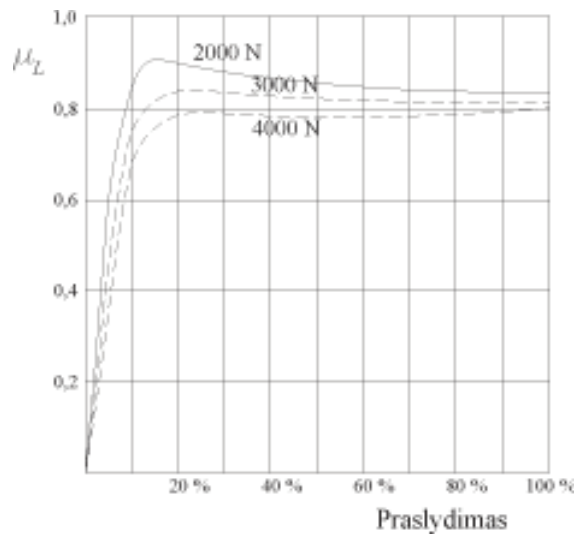
- konstrukcinės padangų savybės (matmenys, karkaso konstrukcija, važiavimo paviršius);
- kelio dangos savybė (dangos medžiaga, būklė dėl oro sąlygų).

Kai kurių iš šių rodiklių po avarijos išvis nebūna įmanoma nustatyti iš esamų dokumentų; tačiau šis trūkumas nėra labai blogas, nes padangų jėgų priklausomybė nuo daugumos parametrų palyginti su pagrindiniais veiksniais nedaug svyruoja, kad ją reikia analizuoti tik gaminant padangas ir pakabas ar atliekant sudėtingus mokslinius transporto priemonių judėjimo tyrimus. Tačiau yra ir pagrindinių lemiančių veiksnių, į kuriuos būtina atsižvelgti visada. Tai yra: kelio danga (svarbu diferencijuoti, ar tai betonas, asfaltas, akmenų grindinys, žvyras ir pan.); kelio dangos būklė (sausas, drėgnas, šlapia, apsnigta, apledėjusi ir pan.); kiti pageidaujami rodikliai dar suteikia žinių apie: padangų slėgį; ar automobilio padangos radialinės, ar diagonalinės; padangų protektoriaus gylį. Šie pagrindiniai parametrai leidžia pakankamai įvertinti svarbiausias automobilio naudojimo savybes: jo elgseną važiuojant: važiavimo tiesia linija ir kreive stabilumą bei vairavimo tikslumą pagal šoninės jėgos kitimus atsižvelgiant į ratų pasukimo kampą; važiavimo saugumą: jėgų sujungimą esant įvairioms kelio sąlygoms, taigi ir padangų akvaplanavimą, jų tinkamumą važiuoti žiemą, pasipriešinimą protektoriaus atsisluoksniavimui, nukritimui nuo ratlankio kritinėmis sąlygomis.

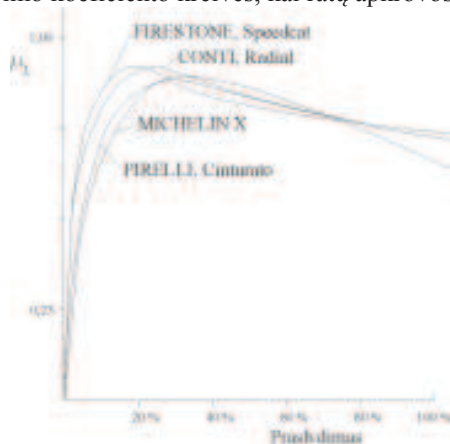
Toliau pateiktose išilginių ir šoninių jėgų priklausomybės nuo buksavimo arba nuo ratų posūkio kampo diagramose esant įvairiausiems rodikliams arba tiesiogiai nurodyta konkreti jėga, arba nurodytas su rato apkrova susietas sukibimo koeficientas  $\mu$ . 1.5.2.1 – 1.5.2.11 pav. nurodyti tokie išilginės jėgos parametrai: skirtinga kelio dangos būklė; skirtingos ratų apkrovos; skirtingos padangų rūšys. 1.5.2.1 – 1.5.2.3 pav. parodyta slystančios padangos išilginės jėgos koeficiento priklausomybė nuo greičio atsižvelgiant į skirtingo profilio kordus. 1.5.2.6 pav. yra apibendrinti slydimo trinties koeficiento matavimai.



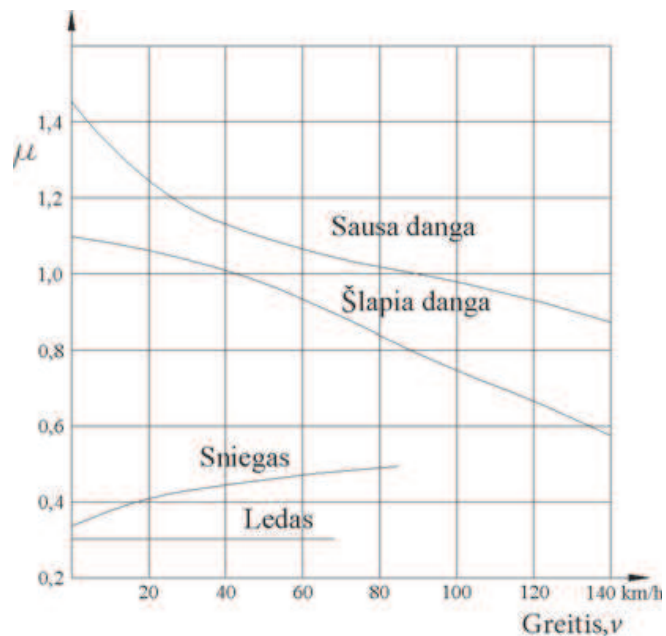
1.5.2.1 pav. Sukibimo koeficiento kreivė. [1]



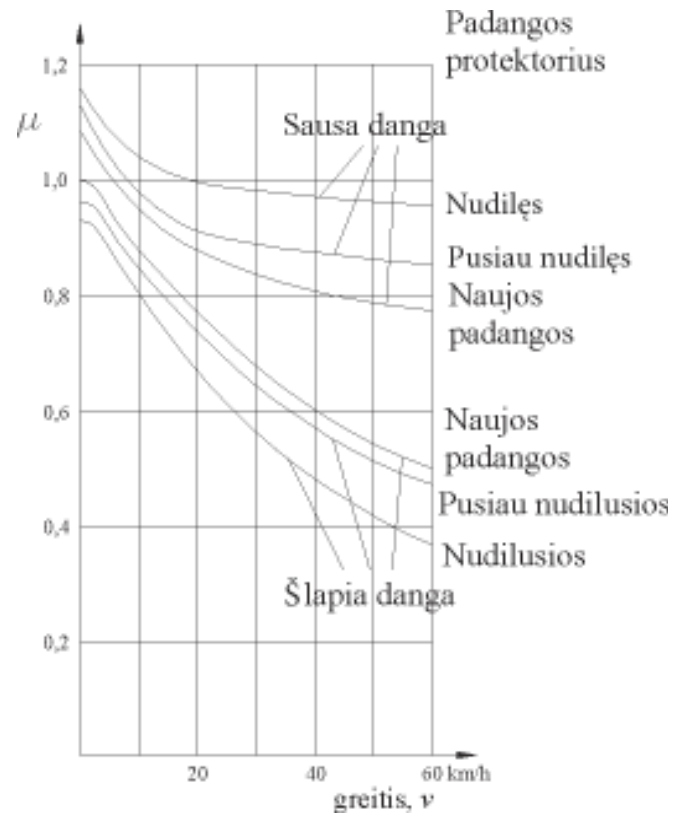
1.5.2.2 pav. Sukibimo koeficiento kreivės, kai ratų apkrovos skirtingos [1]



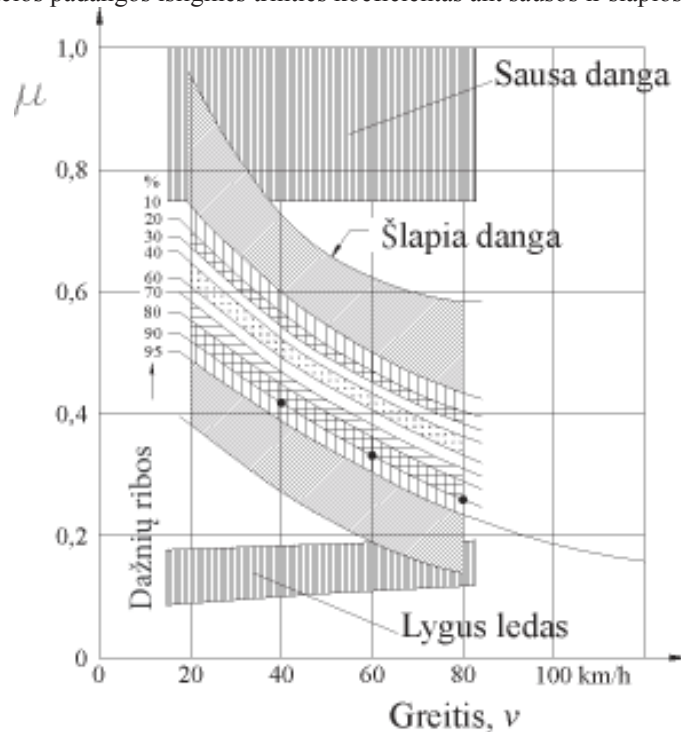
1.5.2.3 pav. Skirtingų rūšių padangų sukibimo koeficiento kreivės[1]



1.5.2.4 pav. Slystančios padangos išilginės trinties koeficiento priklausomybė nuo važavimo greičio ir kelio būklės [1]



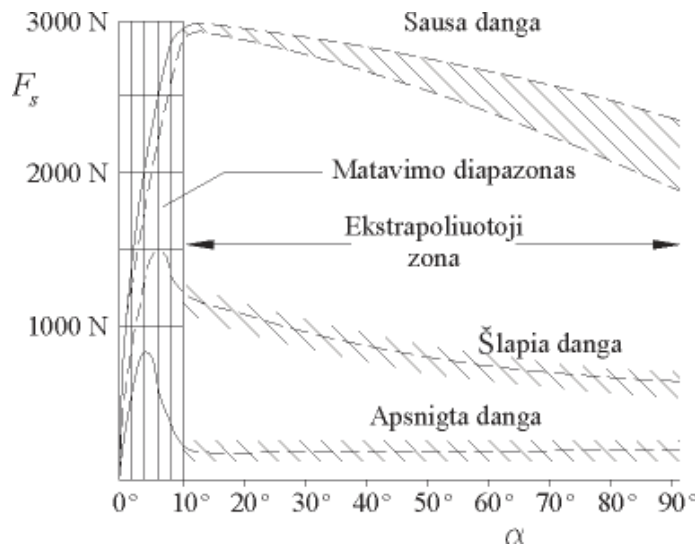
1.5.2.6 pav. Slystančios padangos išilginės trinties koeficientas ant sausos ir šlapios kelio dangos [1]



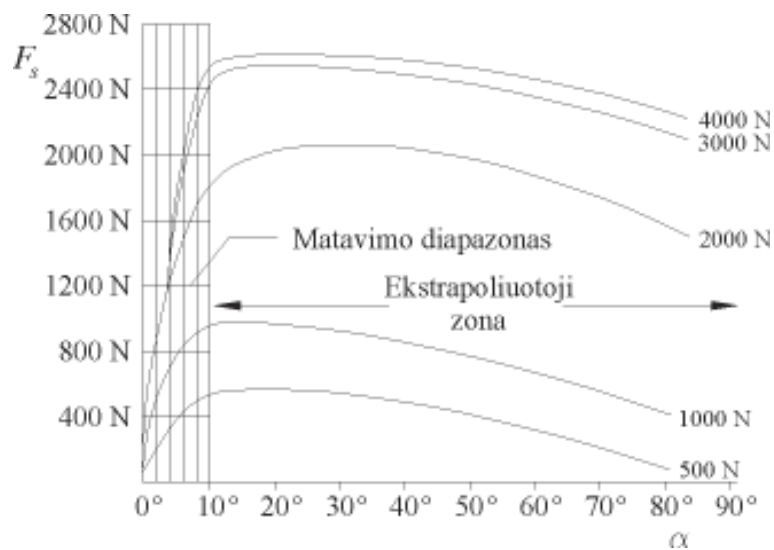
1.5.2.7 pav. Šlapio ir sauso kelio paviršiaus trinties matavimų rezultatai [1]



1.5.2.8 pav. Šoninės krypties sukibimo koeficientai pagal ratų pasukimo kampą ir kelio dangą [1]

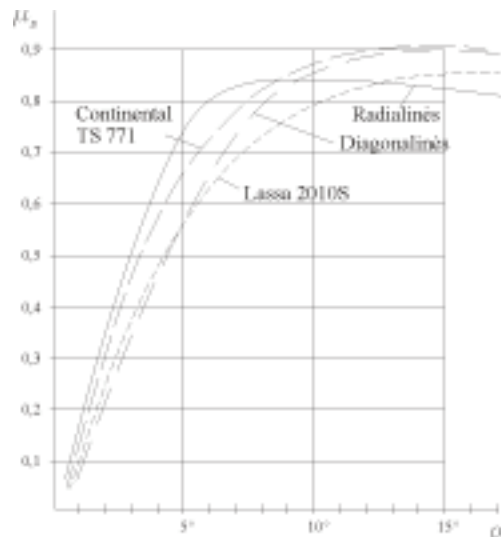


1.5.2.9 pav. Šoninės jėgos priklausomybė nuo rato pasukimo kampo vertinant pagal kelio būklę [1]



1.5.2.10 pav. Šoninės jėgos priklausomybė nuo ratų posūkio kampo vertinant pagal rato apkrovą [1]





1.5.2.11 pav. Šoninės krypties sukibimo koeficiento priklausomybė nuo ratų pasukimo kampo ir padangos rūšies [1]

Taigi apibendrinant galime teigti, kad:

- kai kelio danga sausa, tada slydimo trinties koeficientas išlieka didelis;
- kai kelio danga apsnigta, ar apledijusi, tada slydimo trinties koeficientas išlieka mažas;
- kai kelio danga šlapia slydimo trinties koeficientas yra kintantis.

## 1.6. Diferencialai automobilių transmisijose

Visi automobilio ratai sukasi skirtingais greičiais. Jei kelio danga būtų idealiai lygi, o trajektorija tiesi visi jie judėtų vienodai, tačiau įprastomis sąlygomis taip nėra. Tai ypač gerai pastebima posūkiuose – vidiniai ratai nurieda mažesnę atstumą nei išoriniai, kadangi atstumai įveikiami per tą patį laiką, išoriniai ratai privalo sukis greičiau. Problemą išsprendusio mechaninio diferencialo išradėju laikomas Prancūzijos laikrodžių meistras Onésiphore'as Pecqueuras savąjį išradimą užpatentavo dar 1827 metais, t.y. daug anksčiau negu keliuose pasirodė pirmieji vidaus degimo varikliais varomi automobiliai.

Pagrindinė diferencialo automobiliuose paskirtis yra perduoti variklio generuojamą sukimo momentą į ratus, taip pat suteikiant galimybę jiems sukis skirtingais greičiais. Važiuojant posūkiu važiavimo trukmė yra vienoda visiems ratams, o tai reiškia, kad mažesnę atstumą nuriedėjęs ratas sukasi lėčiau. Be to, priekiniai ratai nurieda skirtingą atstumą lyginant su galiniais. Ratams, kurie nėra mechanškai sujungti su varikliu, tai nėra problema. Jie sumontuojami ant ašies ir gali nepriklausomai sukis, skirtingai nuo kitų ratų. Tačiau varantieji ratai yra priklausomi vienas nuo kito, nes to reikia, kad vienas variklis ir pavara galėtų sukis abu ratus iškart. Jeigu transporto priemonėje nebūtų diferencialo, važiuoti posūkiu būtų sudėtinga, o automobiliui tektų papildomas mechaninė apkrova. Šiuolaikinės padangos turi gerą sukibimą su kelio danga ir jiems slysti reikalinga didelė jėga - šią jėgą papildomai tektų perduoti į ratus, taip be reikalo apkraunant ašis ir kitus agregatus.

### 1.6.1. Diferencialų tipai

Pagal veikimo principą ir konstrukcijos skirtumus diferencialai skirstomi: simetrinis, blokuojamas, savaimė blokuojantis, savaimė blokuojantis su elektroniniu valdymu ir aktyvus.

Simetrinis diferencialas (1.6.1.1 pav.) – padalina sukimo momentą į dvi ašis, kiekviena sugeba sukis skirtingu greičiu. Šio diferencialo trūkumas, kad kai ratas praranda sukibimą, sukimo momentas priešingame rate taip pat krenta, t.y. užstrigusio automobilio vienas ratas laisvai sukasi, o kitam trūksta jėgos. Šiuolaikinės valdymo sistemos tai bando kompensuoti laisvo rato stabdymu.



1.6.1.1 pav. Simetrinis diferencialas [17]

Blokuojamas diferencialas (1.6.1.2 pav.) – esant šiam tipui ratai sukasi vienodu pastoviu greičiu. Užstrigus ratams sniege, smėlyne blokuotas diferencialas užtikrina, kad sukimo momentas bus perduodamas ratams su didesne jėga. Tačiau neužblokuotas veikia kaip laisvasis diferencialas. Diferencialo blokavimas esant geroms ratų sukibimo su danga sąlygoms gali pakenkti automobilio transmisijai.



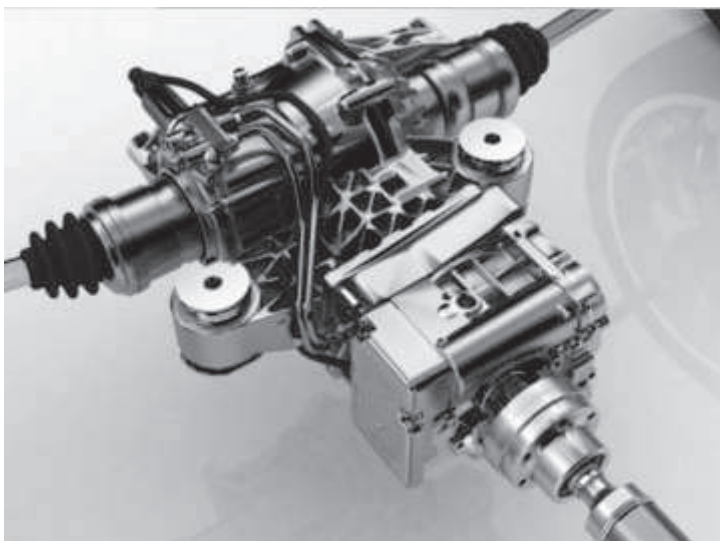
1.6.1.1 pav. Blokuojamas diferencialas [17]

Savaime blokuojantis diferencialas (1.6.1.3 pav.) – šis diferencialas suderina laisvąjį ir blokuojamąjį diferencialus. Dauguma laiko veikia kaip laisvasis, tačiau ratui praslydus automatiškai blokuojasi. Trūkumas šio mechanizmo, kad blokavimasis vyksta mechaniškai, t.y. negalima blokuoti kol neįvyko ratų praslydimas.



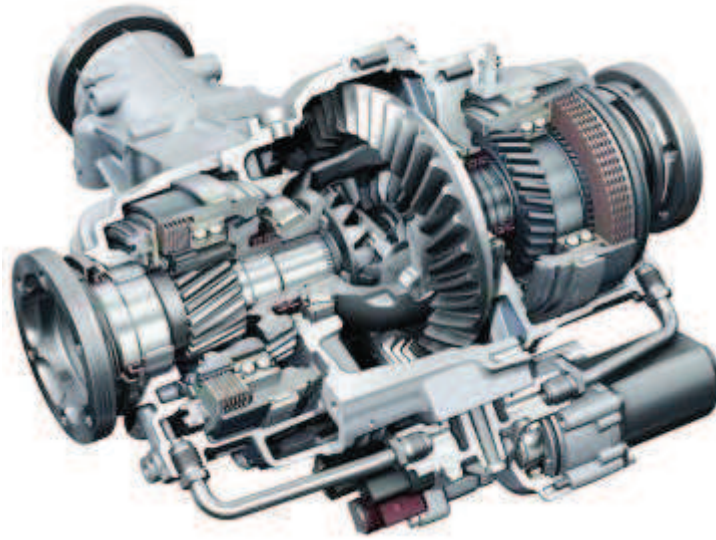
1.6.1.3 pav. Savaime blokuojantis diferencialas [17]

Savaime blokuojantis diferencialas su elektroniniu valdymu (1.6.1.4 pav.) – tokio diferencialo privalumas traukos padidėjimas posūkyje ir galimas norimas diferencialo blokavimo lygis. Pavyzdžiui posūkyje automobilio kompiuteriui užfiksavus per didelį automobilio pasukimą, jis gali blokavimo pagalba stabilizuoti automobilį. Šio diferencialo trūkumas kaip ir paprastame diferenciale sukimo momentas orientuotas į lėčiau besisukantį ratą.



1.6.1.4 pav. Savaime blokuojantis diferencialas su elektroniniu valdymu [17]

Aktyvus diferencialas (1.6.1.5 pav.) – naudoja papildomus reduktorius, kurie įsijungia gavę elektronikos komandas.



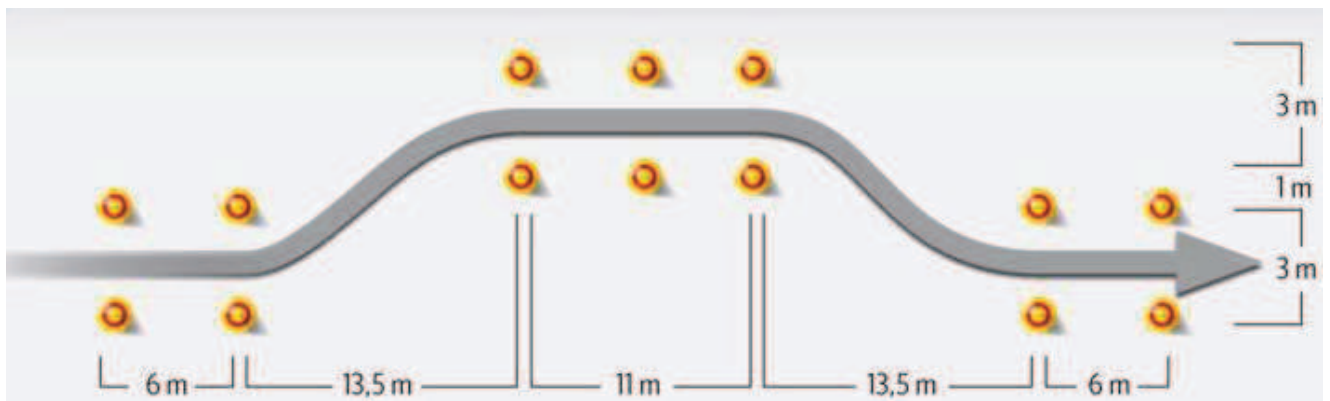
1.6.1.5 pav. Aktyvus diferencialas [17]

Elektronika fiksuoja greičio, ratų sukimosi, naudojamos pavaros, vairo pasukimo kampo ir kitus parametrus. Sugeba dozuotai paskirstyti sukimo momentą į kiekvieną ratą. Su aktyviu diferencialu automobilis posūkius gali įveikti maksimaliu greičiu. Tokio diferencialo trūkumai, kad jie yra sunkūs, sudėtingi ir brangūs.

### 1.7. „Briedžio testas“ – kliūties apvažiavimas

Atliekant „briedžio testą“ (žinomas dar kaip „elnio testas“) tiriamas transporto priemonės stabilumas, kai reikia apvažiuoti netikėtai kelyje pasirodžiusią kliūtį (1.7.2 pav.). Žinoma, ją pamačius būtų galima staigiai stabdyti, bet norint stabdant jos išvengti reikėtų didesnio atstumo, nei ją aplenkti (įprastai būna situacijų, kai kliūties aplenkti nepavyksta, nes ji juda ta kryptimi, kuria reikėtų apvažiuoti kliūtį).

Testo metu, kai imituojamas briedžio ar kito objekto staigus atsiradimas kelyje, reikia išvažiuoti į priešpriešinę eismo juostą ir greitai vėl grįžti atgal į savo važiavimo juostą, stengiantis nesusidurti su iš priekio galimai atvažiuojančiomis transporto priemonėmis. Važiuojant dideliu greičiu šis staigus manevras yra pavojingas, bet tai labai gerai atspindi transporto priemonės elgesį ir stabilumą.



1.7.1 „Briedžio testo“ važiavimo trajektorijos schema. [13]

„Briedžio testas“ atliekamas ant sauso asfalto, kai sustatomos trys stulpelių eilės, apribojančios dviejų eismo juostų kelią ir imituojama netikėtai kelyje atsiradusi kliūtis. 13,5 metro – toks yra pasirenkamas atstumas prieš pastebėtą kliūtį. Testo eigoje automobilis negreitėdamas ir nestabdydamas privalo staigiai persirikiuoti iš savo eismo juostos į kitą ir grįžti atgal (tai padaryti vairuotojui skirta 38 metrų). Viskas daroma tik vairo pagalba. Važiavimo trajektorija ir kūgelių išdėstymas su matmenimis parodytas žemiau esančiame paveiklėlyje (1.7.1 pav.).



1.7.2 pav. Staiga kelyje pasirodžiusios kliūtis momentas [14]

„Briedžio testas“ išlaikomas tada, kai visi stulpeliai išlieka stovėti savo vietoje, o automobilis sugeba sugrįžti ir išsilaikyti savo kelio juostose, neapvirsta ar nepakyla ant dviejų šoninių ratų. Pradžioje bandymas vyksta transporto priemonei važiuojant 50 km/h greičiu, tada greitis didinamas iki 60 km/h ir 70 km/h. Toks greičio padidinimas tampa iššūkiu ne vienam naujam automobiliui. [18]

## 2. BAGIO STABILUMO PARAMETRŲ TYRIMO METODIKA

### 2.1. Tiriama transporto priemonė, jos konstrukcija ir pagrindiniai parametrai.

Šiame skyrelyje bus apžvelgta tiriamos transporto priemonės pagrindiniai parametrai, naudojama įranga ir supažindinta su bandymo atlikimo metodika.

Testuojamas bagis yra savadarbė transporto priemonė, pagaminta namų sąlygomis, kurią projektavau ir konstravau pats (2.1.1 pav.).



2.1.1 pav. Bagio konstravimas ir baigtas bagis

Ši transporto priemonė skirta naudoti uždaroje vietovėse ar specialiai tam įrengtose trasose, nes neatitinka „Valstybinės kelių transporto inspekcijos prie susisiekimo ministerijos“ įsakyme Nr. 2B-290 „Dėl techninių motorinių transporto priemonių ir jų priekabų reikalavimų“ [9], taip pat Nr. 3-169 „Dėl motorinių transporto priemonių, priekabų ir šių transporto priemonių sudedamųjų dalių atitikties įvertinimo atlikimo taisyklių patvirtinimo“ pakeitimo“ [10] numatytų techninių reikalavimų transporto priemonei. Kadangi bagis buvo projektuotas ir konstruotas pramoginiams pasivažinėjimams, todėl jis neatitinka daugelio saugaus kelių transporto reikalavimų (pvz. neturi apšvietimo ir signalinių žibintų, neturi stovėjimo stabdžio, konstrukcija suvirinta naudojant paprastas, o ne sertifikuotas medžiagas ir pan.) Pagrindiniai bagio parametrai (2.1.1, 2.1.2, 2.1.3 lentelės):

Bagio pagrindiniai matmenys

2.1.1 lentelė

Matmuo	Žymėjimas	Reikšmė	Matavimo vienetai
Bagio ilgis	$L_a$	3100	mm
Bagio plotis	$B_a$	1000	mm
Bagio aukštis	$H_a$	1600	mm
Bagio bazė	$L$	2550	mm
Bagio tarpvežė	$B$	2050	mm
Masės centras nuo žemės	$h_g$	534	mm
Masės centras nuo priekinio rato ašies	$L_1$	1545	mm
galinio rato ašies	$L_2$	1005	

Bagio variklio techniniai duomenys

2.1.2 lentelė

Charakteristika	Reikšmė (aprašas)	Matavimo vienetai
Naudojamas variklis	Motociklo Kawasaki GPZ 1000RX	
Cilindrų skaičius	4	vnt.
Variklio darbinis tūris	997	cm <sup>3</sup>
Maksimali galia	92	kW prie 9500 aps/min
Maksimalus sukimo momentas	99	Nm prie 8500 aps/min
Kuro tipas	benzinas	

Padangų ir važiuoklės parametrai

2.1.3 lentelė

Charakteristika	Išmatavimai (aprašymas)
Priekinė padanga	205/70 R14
Galinė padanga	175/60 R14
Priekine ir galinė pakaba	Nepriklausoma dviejų trikampių svirčių pakaba
Varančioji ašis	Galinė

Bagio svoris gautas pasvėrus jį naudojant elektronines svarstyklas „Longacre Accuset“ (2.10.4 lentelė).

Bagio svorio pasiskirstymas įvairiais atvejais

2.1.4 lentelė

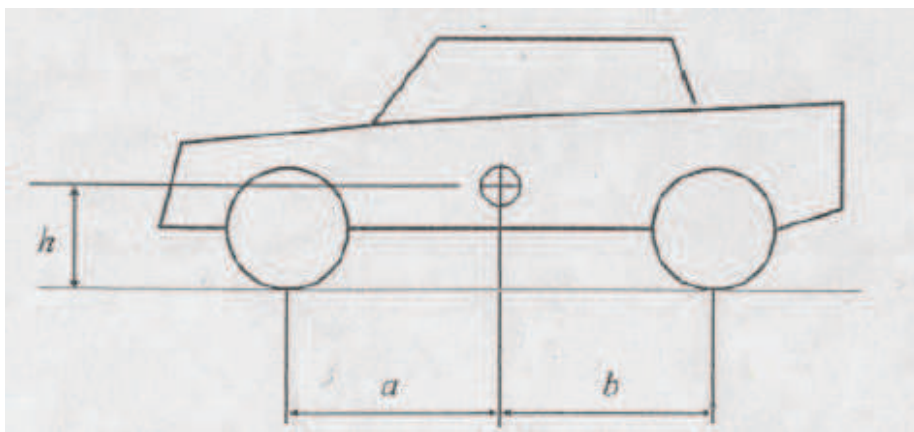
Nepakrauta m, kg				Nepakrauta, %			
Priekis kairė	112,3	Galas kairė	173,3	Priekis kairė	19,87	Galas kairė	30,66
Priekis dešinė	98,2	Galas dešinė	181,4	Priekis dešinė	17,37	Galas dešinė	32,09
Priekinės ašies apkrova	210,5	Galinės ašies apkrova	354,7	Priekinės ašies apkrova	37,24	Galinės ašies apkrova	62,76
Bendra masė	565			Bendra masė	565		
Su vairuotoju m, kg				Su vairuotoju, %			
Priekis kairė	134,9	Galas kairė	201,3	Priekis kairė	20,28	Galas kairė	30,27
Priekis dešinė	127,2	Galas dešinė	201,7	Priekis dešinė	19,12	Galas dešinė	30,33
Priekinės ašies apkrova, m <sub>pa</sub>	262,1	Galinės ašies apkrova, m <sub>ga</sub>	403	Priekinės ašies apkrova	39,41	Galinės ašies apkrova	60,59
Bendra masė, m <sub>b</sub>	665			Bendra masė	665		
Su vairuotoju įkalnėje m, kg				Su vairuotoju įkalnėje, %			
Priekis kairė	129,1	Galas kairė	205,2	Priekis kairė	19,41	Galas kairė	30,85

Priekis dešinė	126,7	Galas dešinė	204,1	Priekis dešinė	19,05	Galas dešinė	30,69
Priekinės ašies apkrova, $m_{pi}$	255,8	Galinės ašies apkrova, $m_{gi}$	409,3	Priekinės ašies apkrova	38,46	Galinės ašies apkrova	61,54
Bendra masė, $m_b$	665			Bendra masė $m$ , kg	665		

### 2.1.1. Savadarbio bagio masės centro nustatymas natūriniais eksperimentais

Šioje dalyje bus ieškomas bagio masės centras, naudojant elektronines svarstyklas „Longacre Accuset“. Šių svarstyklių pagalba bus nustatomos realios apkrovos ratams, keliais atvejais, ir iš gautų duomenų apskaičiuotos masės centro koordinatės. Transporto priemonė buvo pasverta dviem atvejais stovint lygiai su vairuotoju ir priekinius ratus kartu su svarstyklių padais pakėlus nuo žemės 300 mm. (sukuriant  $6,8^\circ$  statumo įkalnę) su vairuotoju.

Iš gautų svėrimo rezultatų duomenų ieškome masės centro padėties transporto priemonėje. Pirmiausiai randame atstumo dedamąsias  $a$  ir  $b$ , tarp svorio centro ir bagio ašių, po to ieškosime atstumo  $h$ , nuo žemės iki svorio centro, kurie nurodyti brėžinyje (2.1.1.1 pav.).



2.1.1.1 pav. Transporto priemonės svorio centro padėtis [3]

Taigi, atstumo dedamoji nuo priekinės rato ašies iki svorio centro (2.1.1.1 išraiška):

$$b = \frac{m_{pa}}{m_b} \cdot l_r; \quad (2.1.1.1)$$

čia:

$b$  – transporto priemonės atstumo dedamoji, tarp galinės ašies ir svorio centro;

$m_{pa}$  – su vairuotoju transporto priemonės priekinės ašies apkrova;

$m_b$  – su vairuotoju transporto priemonės bendra masė;

$l_r$  – bagio bazė;

Atstumo dedamoji nuo priekinės rato ašies iki svorio centro (2.1.1.2 išraiška):

$$a = \frac{m_{ga}}{m_b} \cdot l_r; \quad (2.1.1.2)$$

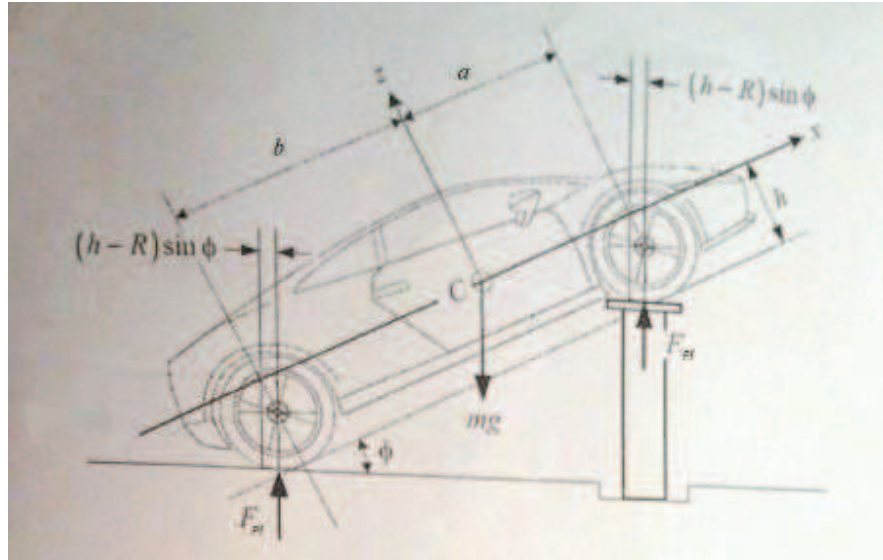


čia:  $a$  – transporto priemonės atstumo dedamoji, tarp priekinės ašies ir svorio centro;

$m_{ga}$  – su vairuotoju transporto priemonės galinės ašies apkrova;

$m_b$  – su vairuotoju transporto priemonės bendra masė;

Kai nustatėme  $a$  ir  $b$  atstumus, taip pat turime ašių apkrovas, kai bagis stovi įkalnėje, tai iš šių duomenų surandame atstumą  $h$ , pagal brėžinį (2.1.1.2 pav.):



2.1.1.2 pav. Transporto priemonės stovint įkalnėje schema [3]

Tam, kad surasti atstumą  $h$  reikia sudaryti momentų lygtį apie  $y$  ašį (2.1.1.3 išraiška):

$$M_y = F_{gi}(b \cdot \cos \phi - (h - R) \cdot \sin \phi) - F_{pi}(a \cdot \cos \phi + (h - R) \cdot \sin \phi) = 0; \quad (2.1.1.3)$$

čia:  $\phi$  – dirbtinos įkalnės kampas;

$R$  – rato spindulys;

$F_{gi}$  – galinės ašies apkrova įkalnėje (N) (2.1.1.4 išraiška);

$F_{pi}$  – priekinės ašies apkrova įkalnėje (N) (2.1.1.5 išraiška);

$$F_{gi} = m_{gi} \cdot g; \quad (2.1.1.4)$$

$$F_{pi} = m_{pi} \cdot g; \quad (2.1.1.5)$$

čia:  $g$  – laisvojo kritimo pagreitis;

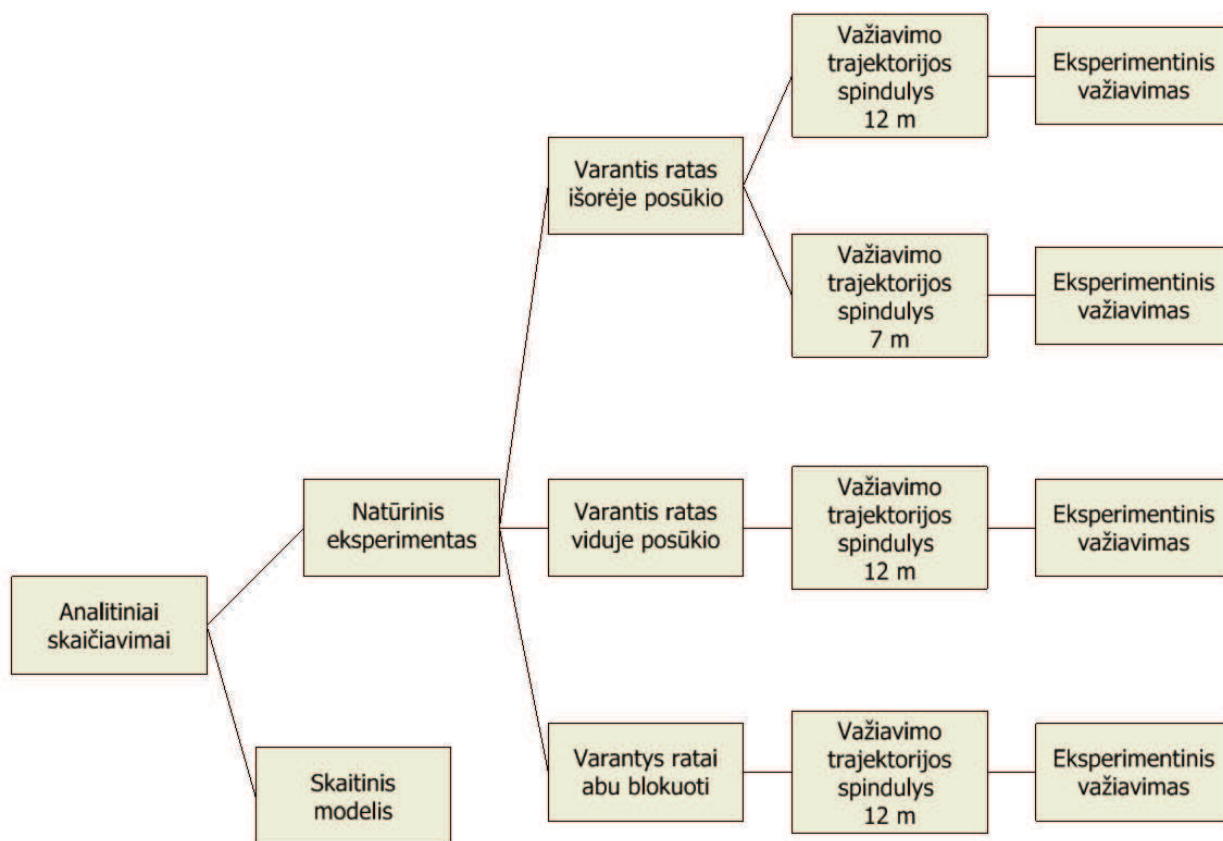
Išreiškus iš šios formulės ieškomą dydį  $h$  gauname (2.1.1.6 išraiška):

$$h = \operatorname{ctg} \phi \cdot \frac{F_{gi} \cdot b - F_{pi} \cdot a}{F_{gi} + F_{pi}} + R; \quad (2.1.1.6)$$

## 2.2. Stabilumo tyrimo metodika

Bagio stabilumo tyrimo eiga buvo atliekama pagal schemeje nurodytą seką (2.2.1 pav.). Pirmiausia buvo nustatyti teoriniai bagio stabilumo parametrai, įvertintas teorinis jo stabilumas ir saugumas

važiuojant posūkyje. Tada įvertinus gautus rezultatus nuspręsta natūrinio eksperimento pradiniai duomenys (apskritimo dydis ir pan.).

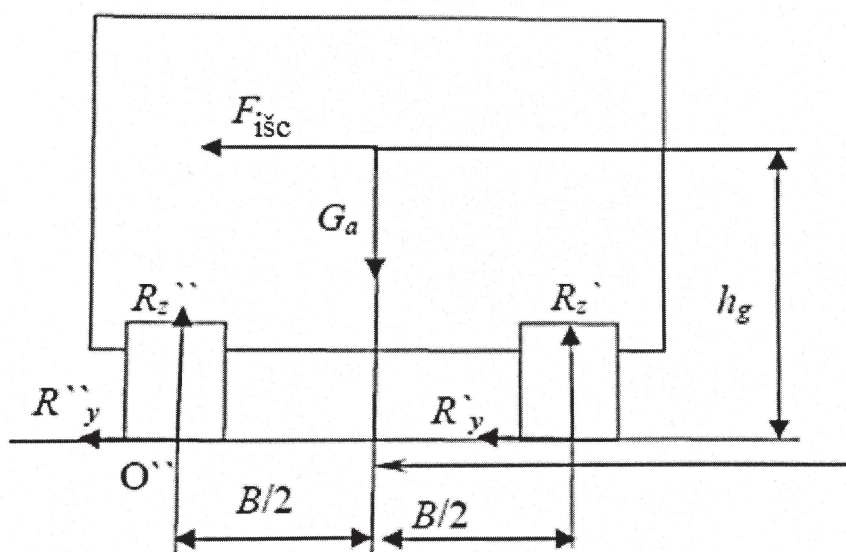


2.2.1 pav. Bagio stabilumo tyrimo seka

Natūrinio eksperimento metu, kiekvieno skirtingos modifikacijos bandymo buvo atlikta po tris važiavimus, siekiant, kad rezultatai būtų kuo labiau tikslūs.

### 2.2.1. Analitinių stabilumo tyrimų metodika

Pagal pateiktą jėgų schemą (2.2.1.1 pav.) sudarome sąlygas šoninio užnešimo ir šoninio apvirtimo.



2.2.1.1 pav. Jėgų schema [5]

Šoninio stabilumo užnešimui sąlyga (2.2.1.1 išraiška):

$$R'_y + R''_y \geq F_{isc}; \quad (2.2.1.1)$$

Šoninio stabilumo apvirtimui sąlyga (2.2.1.2. išraiška):

$$G_a \cdot \frac{B}{2} \geq F_{isc} \cdot h_g; \quad (2.2.1.2)$$

Norint rasti kritinį užnešimo greitį posūkyje reikia žinoti:

- Išcentrinę jėgą (2.2.1.3 išraiška):

$$F_{isc} = m \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{G_a \cdot v^2}{g \cdot R}; \quad (2.2.1.3)$$

$v$  – transporto priemonės greitis;

$R$  – judėjimo trajektorijos spindulys;

$g$  – laisvojo kritimo pagreitis;

$m$  – transporto priemonės masė;

Šonine reakciją rato ir kelio dangos su lietimosi taške (2.2.1.4 ir 2.2.1.5 išraiškos):

$$R'_y = R'_z \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.4)$$

$$R''_y = R''_z \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.5)$$

Kadangi vertikalių rato reakcijų suma lygi svorio jėgai (2.2.1.6 išraiška),

$$R'_z + R''_z \geq G_a; \quad (2.2.1.6)$$

tai įstatę pertvarkytas išraiškas 2.2.1.4 ir 2.2.1.5 į 2.2.1.6 išraišką gauname (2.2.1.7 išraiška):

$$R'_y + R''_y = (R'_z + R''_z) \cdot \varphi_y = G_a \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.7)$$

Tada gauname, kad (2.2.1.8):

$$\frac{G_a \cdot v^2}{g \cdot R} = G_a \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.8)$$

Iš čia kritinis visų ratų užnešimo greitis (2.2.1.9 išraiška):

$$v_{kr}^{užnešimo} = \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi_y}; \quad (2.2.1.9)$$

Transporto priemonės apvirtimo posūkyje sąlyga:  $R'_z = 0$ ;

Momentų suma apie aši  $O''$  turi būti lygi nuliui (2.2.1.10):

$$R'_z \cdot B + \frac{G_a \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot h_g - G_a \cdot \frac{B}{2} = 0; \quad (2.2.1.10)$$

Iš čia (2.2.1.11 išraiška):

$$R'_z = \frac{G_a}{B} \cdot \left( \frac{B}{2} + \frac{h_g \cdot v^2}{g \cdot R} \right) = 0; \quad (2.2.1.11)$$

Iš jėgų schemas (2.2.1.1 pav.) matome, kad (2.2.1.12 išraiška):

$$\frac{B}{2} = \frac{h_g \cdot v^2}{g \cdot R}; \quad (2.2.1.12)$$

Pergrupavus gauname, kad (2.2.1.13):

$$\frac{g \cdot B}{2 \cdot h_g} = \frac{v^2}{R}; \quad (2.2.1.13)$$

Kritinis apvirtimo posūkyje greitis lygus (2.2.1.14 išraiška):

$$v_{kr}^{apvirtimo} = \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot R}{2 \cdot h_g}}; \quad (2.2.1.14)$$

Kad automobilis posūkyje nevirstų, o pirma pradėtų slysti šonu, turi būti išpildyta sąlyga (2.2.1.15 išraiška):

$$\left(\frac{v^2}{R}\right)_{apvirtimo} > \left(\frac{v^2}{R}\right)_{užnešimo} \quad (2.2.1.15)$$

Automobilį posūkyje veikianti suminė šoninė jėga, tenkanti ašims, pasiskirsto netolygiai (tai priklauso nuo masės centro vietos). Dėl to vienos ašies užnešimui gali būti dar atsarga, o kita ašis gali jau pradėti slysti. Surasime šoninės reakcijos atsargą slydimui.

Kiekvienas automobilio ratas gali priimti tokią tolygiai veikiančią reakcijos jėgą (2.2.1.16 išraiška):

$$R_{zr}^2 \cdot \varphi^2 = R_{yr}^2 + R_{xr}^2 \Rightarrow R_{yr}^{\max} = \sqrt{R_{zr}^2 \cdot \varphi^2 - R_{xr}^2}; \quad (2.2.1.16)$$

Suminė šoninė reakcija tenkanti ašiai (2.2.1.17 išraiška):

$$R_{yr} = R_{yr}' \cdot R_{yr}''; \quad (2.2.1.17)$$

Kai šoninė apkrova pasidaro lygi reakcijos atsargai, prasideda ašies slydimas. Slydimo sąlyga (2.2.1.18 išraiška):

$$F_{yi} = R_{yi}^{\max}; \quad (2.2.1.18)$$

$F_{yi}$  – ašiai tenkanti šoninė jėga.

Kadangi varantiesiems ratams tenkanti reakcija  $R_x$  yra didesnė, todėl dažniausiai slysti pradeda būtent varančioji ašis.

Priekinės ir galinės ašių užnešimas automobilio stabilumui turi skirtingas įtakas:

- Priekinės ašies užnešimas savaime mažina šoninę jėgą (didėja posūkio spindulys – mažėja išcentrinė jėga);
- Galinės ašies užnešimas priešingai, nei priekinės, didina šoninę jėgą, nes mažėja posūkio spindulys – užnešimas progresuoja.

Vadinasi, galine ašimi varomi automobiliai pavojingesni užnešimui, negu priekine ašimi varomi.

Norint įvertinti automobilio stabilumą užnešimui, reikia apskaičiuoti:

- Normalines ratų reakcijas  $R_{zr}$ ;

- Liečiamąją reakciją  $R_{xr}$ ;
- Vieno rato ir visos ašies šoninės reakcijos atsargą;
- Šoninę jėgą;
- Sulyginti šoninę jėgą su ašies šoninės reakcijos atsarga (nustatyti ašies atsargą užnešimui).

Ašių normalinės reakcijos, nevertinant automobilio išilginio greitėjimo pagreičio (2.2.1.19 ir 2.2.1.20 išraiškos):

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{L}; \quad (2.2.1.19)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{L}; \quad (2.2.1.20)$$

$L_1$  – atstumas dedamoji nuo masės centro iki priekinės ratų ašies;

$L_2$  – atstumas dedamoji nuo masės centro iki galinės ratų ašies;

$L$  – automobilio bazė.

Bagio normalinių reakcijų persiskirstymą, dėl išcentrinės jėgos poveikio randame suminę mometų lygtį apie rato, esančio išorinėje posūkio pusėje, ir kelio dangos sąlyčio tašką, prilyginę nuliui. Atitinkamai galinei (2.2.1.21 išraiška) ir priekinei ašims (2.2.1.24 išraiška):

$$-R''_{z2} \cdot B - F_{isc} \cdot \frac{L_1}{L} \cdot h_g + G_a \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \frac{B}{2} = 0; \quad (2.2.1.21)$$

$R''_{z2}$  - važiuojant posūkiu vidinio galinio rato reakcija;

Iš čia (2.2.1.22 išraiška):

$$R''_{z2} = \frac{\left( G_a \cdot \frac{B}{2} - F_{isc} \cdot h_g \right) \cdot \frac{L_1}{L}}{B} = 0; \quad (2.2.1.22)$$

Išorinio galinio rato reakciją randame iš visos ašies reakcijos atėmus vidinio rato reakciją (2.2.1.23 išraiška):

$$R'_{z2} = R_{z2} - R''_{z2}; \quad (2.2.1.23)$$

$R'_{z2}$  - važiuojant posūkiu išorinio galinio rato reakcija;

$$-R''_{z1} \cdot B - F_{isc} \cdot \frac{L_2}{L} \cdot h_g + G_a \cdot \frac{L_2}{L} \cdot \frac{B}{2} = 0; \quad (2.2.1.24)$$

$R''_{z1}$  - važiuojant posūkiu vidinio priekinio rato reakcija;

Iš čia (2.2.1.25 išraiška):

$$R''_{z1} = \frac{\left( G_a \cdot \frac{B}{2} - F_{isc} \cdot h_g \right) \cdot \frac{L_2}{L}}{B} = 0; \quad (2.2.1.25)$$

Išorinio priekinio rato reakciją randame iš visos ašies reakcijos atėmus vidinio rato reakciją (2.2.1.26 išraiška):

$$R'_{z1} = R_{z1} - R''_{z1}; \quad (2.2.1.26)$$

$R'_{z1}$  - važiuojant posūkiu išorinio priekinio rato reakcija;

Kiekvieno rato skersinės reakcijos  $R_y$  randamos (2.2.1.27, 2.2.1.28, 2.2.1.29, 2.2.1.30 išraiškos):

$$R'_{y1} = R'_{z1} \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.27)$$

$$R''_{y1} = R''_{z1} \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.28)$$

$$R'_{y2} = R'_{z2} \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.29)$$

$$R''_{y2} = R''_{z2} \cdot \varphi_y; \quad (2.2.1.30)$$

Priekinės (varomos) ašies išilginės reakcijos (2.2.1.31, 2.2.1.32 išraiškos):

$$R'_{x1} = R'_{z1} \cdot f_r; \quad (2.2.1.31)$$

$$R''_{x1} = R''_{z1} \cdot f_r; \quad (2.2.1.32)$$

$R'_{x1}$  - važiuojant posūkiu išorinio priekinio rato išilginė reakcija;

$R'_{x2}$  - važiuojant posūkiu vidinio priekinio rato išilginė reakcija;

$f_r$  - rato riedėjimo pasipriešinimo koeficientas;

Diferencialui perduodamas sukimo momentas  $T_0$  (2.2.1.33 išraiška):

$$T_0 = \left( G_a \cdot f_r + \frac{C_d \cdot A_m \cdot \rho \cdot v^2}{2} \right) \cdot r_k; \quad (2.2.1.33)$$

$C_d$  - transporto priemonės aerodinaminis pasipriešinimo koeficientas;

$A_m$  – transporto priemonės midelio plotas;

Ratams tenkantys sukimo momentai  $T'$  ir  $T''$  (2.2.1.34 ir 2.2.1.35 išraiškos):

$$T' = T_0 \cdot \frac{1}{K_{bl} + 1}; \quad (2.2.1.34)$$

$$T'' = T_0 \cdot \frac{1}{K_{bl} + 1}; \quad (2.2.1.35)$$

$K_{bl}$  – diferencialo blokavimo koeficientas;

Išilginės galinės (varančiosios) ašies reakcijos (2.2.1.36 ir 2.2.1.37 išraiškos):

$$R'_{x2} = \frac{T' - R'_{z2} \cdot f_r \cdot r_k}{r_k}; \quad (2.2.1.36)$$

$$R''_{x2} = \frac{T'' - R''_{z2} \cdot f_r \cdot r_k}{r_k}; \quad (2.2.1.37)$$

Didžiausia šoninė reakcija, kurią gali perduoti ratas (2.2.1.38 išraiška):

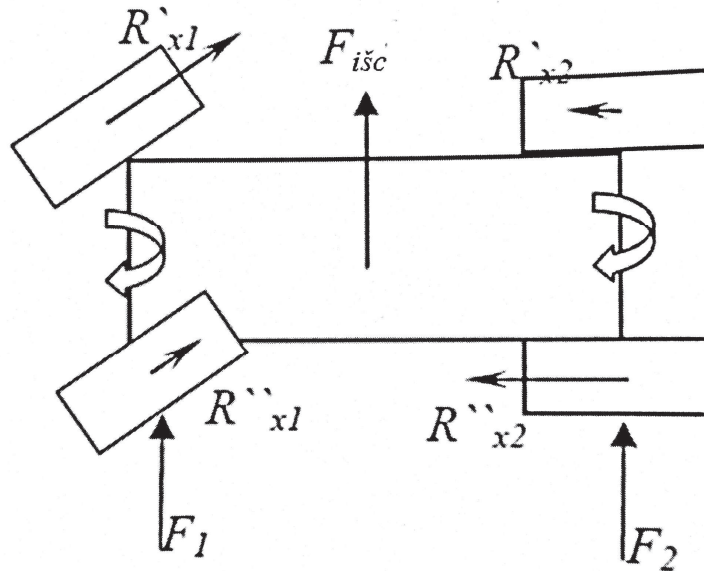
$$R_{yr}^{\max} = \sqrt{R_{zr}^2 \cdot \varphi^2 - R_{xr}^2}; \quad (2.2.1.38)$$

Tada visos ašies šoninės reakcijos atsarga (2.2.1.39 ir 2.2.1.40 išraiškos):

$$R_{y1}^{\max} = (R'_{z1} + R''_{z1}) \cdot \sqrt{(\varphi^2 - f_r^2)}; \quad (2.2.1.39)$$

$$R_{y2}^{\max} = \sqrt{(R'_{z2})^2 \cdot \varphi^2 - (R'_{x2})^2} + \sqrt{(R''_{z2})^2 \cdot \varphi^2 - (R''_{x2})^2}; \quad (2.2.1.40)$$

Šoninių reakcijų  $R_x$  persiskirstymas atskiriems šonams nevienodas: varomos ašies didesnė reakcija tenka išoriniam ratui, o varančios ašies didesnė reakcija tenka vidinės pusės ratui.



2.2.1.2. Jėgų schema [5]

Išcentrinės priekinės ir galinės ašies jėgos (2.2.1.41 ir 2.2.1.42 išraiškos):

$$F_{išc1} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{L_2}{L}; \quad (2.2.1.41)$$

$$F_{išc2} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{L_1}{L}; \quad (2.2.1.42)$$

Kadangi išilginės reakcijos  $R'_{x1} > R''_{x1}$ , o  $R'_{x2} < R''_{x2}$ , tai atsiranda sukimo momentas, kuris automobilį suka apie vertikalią ašį (2.2.1.43 išraiška):

$$T_z = [(R'_{x1} + R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2})] \cdot \frac{B}{2}; \quad (2.2.1.43)$$

Tada suminė šoninė jėga (2.2.1.44 ir 2.2.1.45 išraiškos):

$$F_{y1} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{L_2}{L} + [(R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2})] \cdot \frac{B}{2 \cdot L}; \quad (2.2.1.44)$$

$$F_{y2} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{L_1}{L} - [(R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2})] \cdot \frac{B}{2 \cdot L}; \quad (2.2.1.45)$$

Norint, kad automobilis neslystų, turi būti įvykdyta  $F_{y1} < R_{y1}$  ir  $F_{y2} < R_{y2}$  sąlyga. Atsargos koeficientai priekinės ir galinės ašies užnešimui (2.2.1.46 ir 2.2.1.47 išraiškos):

$$K_1 = \frac{R_{y1} - F_{y1}}{R_{y1}}; \quad (2.2.1.46)$$

$$K_2 = \frac{R_{y2} - F_{y2}}{R_{y2}}; \quad (2.2.1.47)$$

$K_1$  ir  $K_2$  – priekinės ir galinės ašies atsargos užnešimui koeficientai;

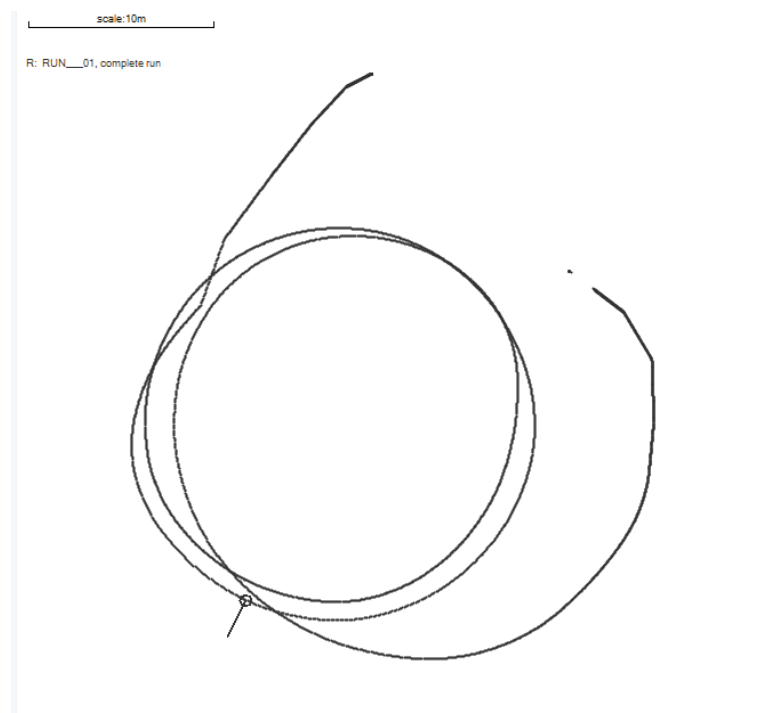
### 2.2.2. Natūrinių eksperimentų atlikimo metodika

Bagio testas buvo atliekamas asfaltuotoje uždaroje aikštelėje (2.2.2.1 pav.) naudojant „DL1 Mk2“ [6] duomenų registratorių ir programą „Analysis V8.5“ įrašytiems duomenims tyrinėti.



2.2.2.1 pav. Bagio bandymo aikštelė

Važiavimo trajektorija buvo apie 14 m ir 24 m skersmens apskritimas.

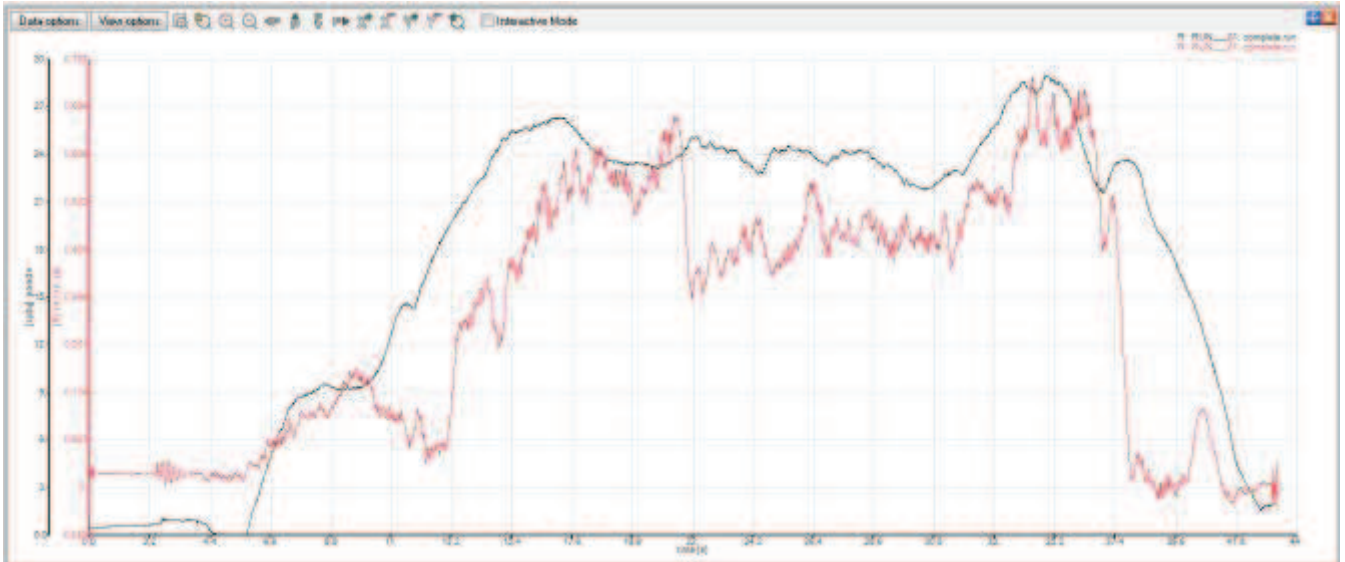


2.2.2.2 pav. Pirmo važiavimo trajektorija



Važiuojant vienodo spindulio apskritimu buvo po truputį, nesudarant didelio išilginio pagreičio, didinamas greitis tol kol bagio ratai praslys. Kai ratai praslysta važiavimas stabdomas, nustatomas didžiausias greitis ir šoninis pagreitis, kuriuos fiksuoja duomenų registratorius. Toliau pagal darbų seką buvo atliekami kiti bandymai, atitinkamai keičiant pradinius duomenis. Pirmo važiavimo trajektorija pavaizduota 2.2.2.2 paveikslėlyje, kurioje pažymėta praslydimo vieta.

Pirmojo važiavimo rezultatų grafikas gautas naudojant „Analysis V8.5“ programą pateiktas paveikslėlyje (2.2.2.3 pav.).



2.2.2.3 pav. Važiavimo rezultatų grafikas

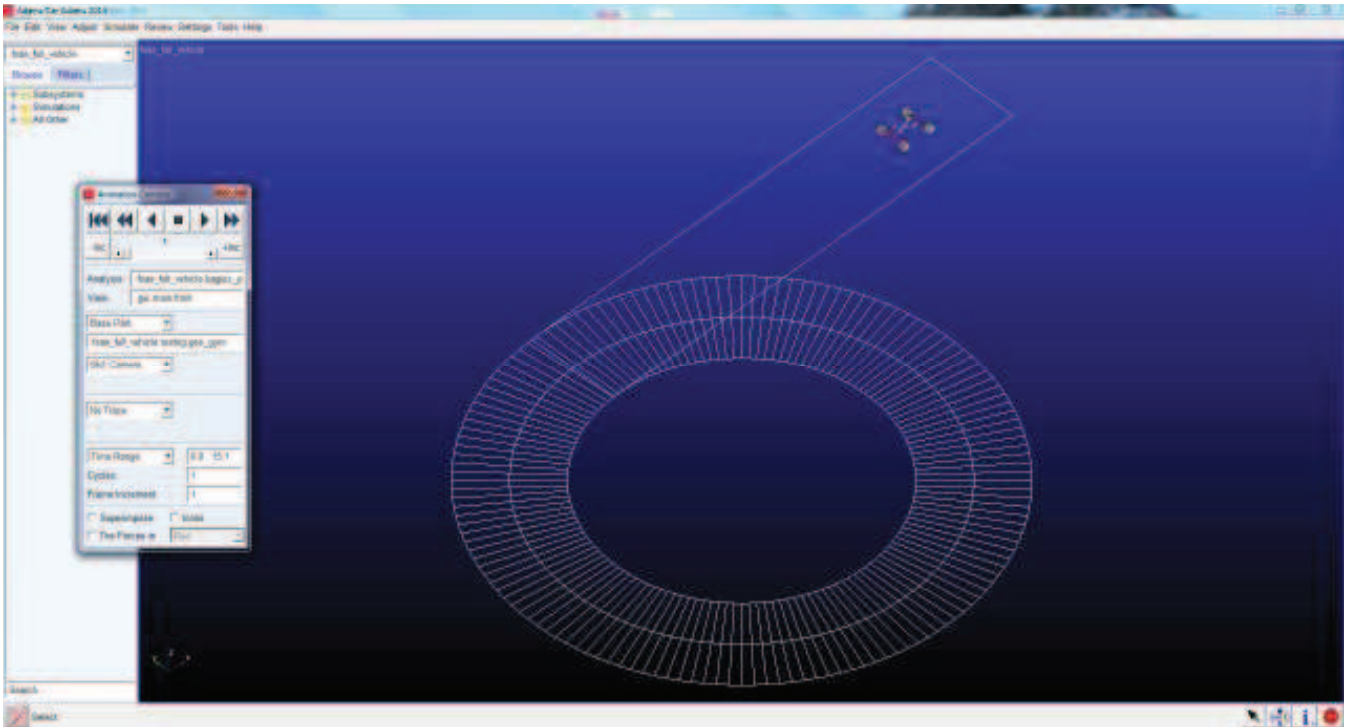


2.2.2.4 pav. Bandymo eiga

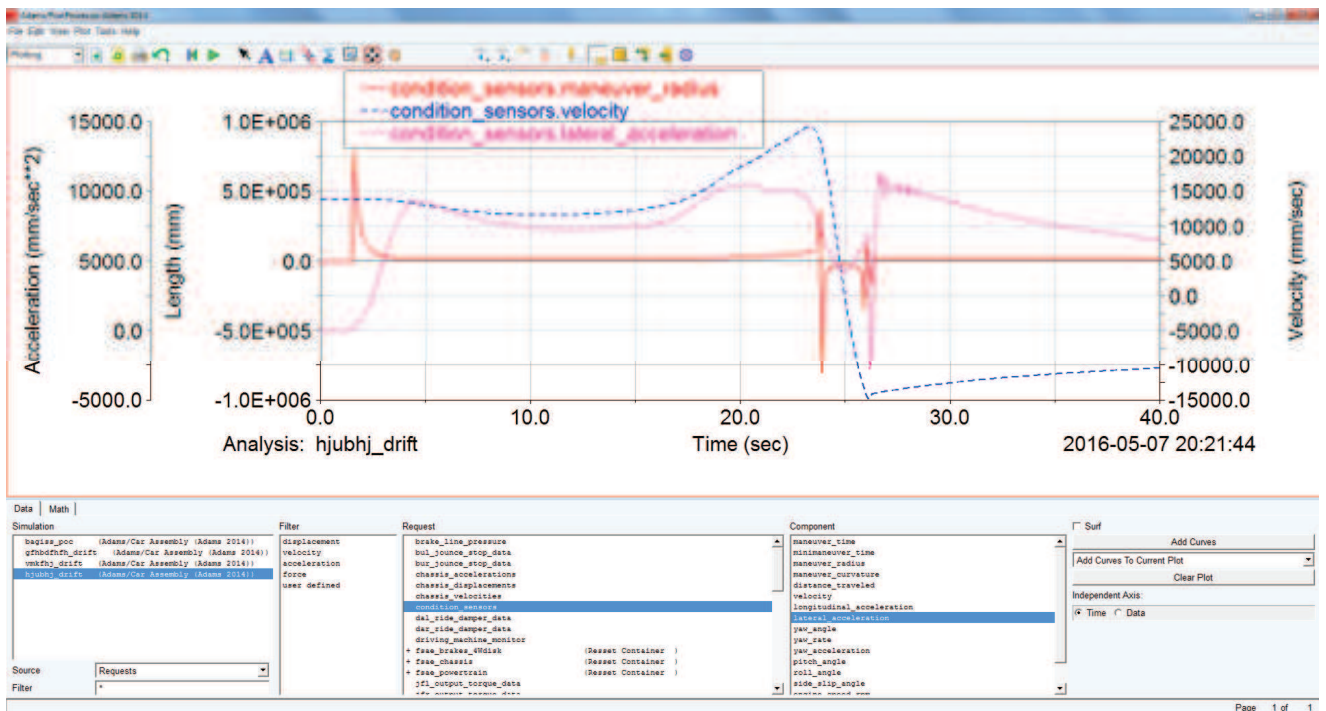
### 2.2.3. Skaitinių eksperimentų tyrimų metodika

Bagio skaitinis modelis naudojant programą „Adams/Car“ buvo sumodeliuotas važiuoti apskritimu siekiant atkartoti natūrinio bandymo sąlygas. Modelis buvo sumodeliuotas važiuoti 12 m skersmens apskritimu didinant greitį kol praras stabilumą (2.2.3.1 pav). Naudojant šią programą važiavimo bandymo metu yra įrašinėjami modelio greičio, pagreičio, trajektorijos kitimo, svyravimų duomenys ir

pan. Šiuos atitinkamo važiavimo metu gautus duomenis apdorojame programos „Adams/PostProcessor“ pagalba. Naudojant šia programą iš turimų duomenų galime gauti atitinkamus grafikus (2.2.3.2 pav).

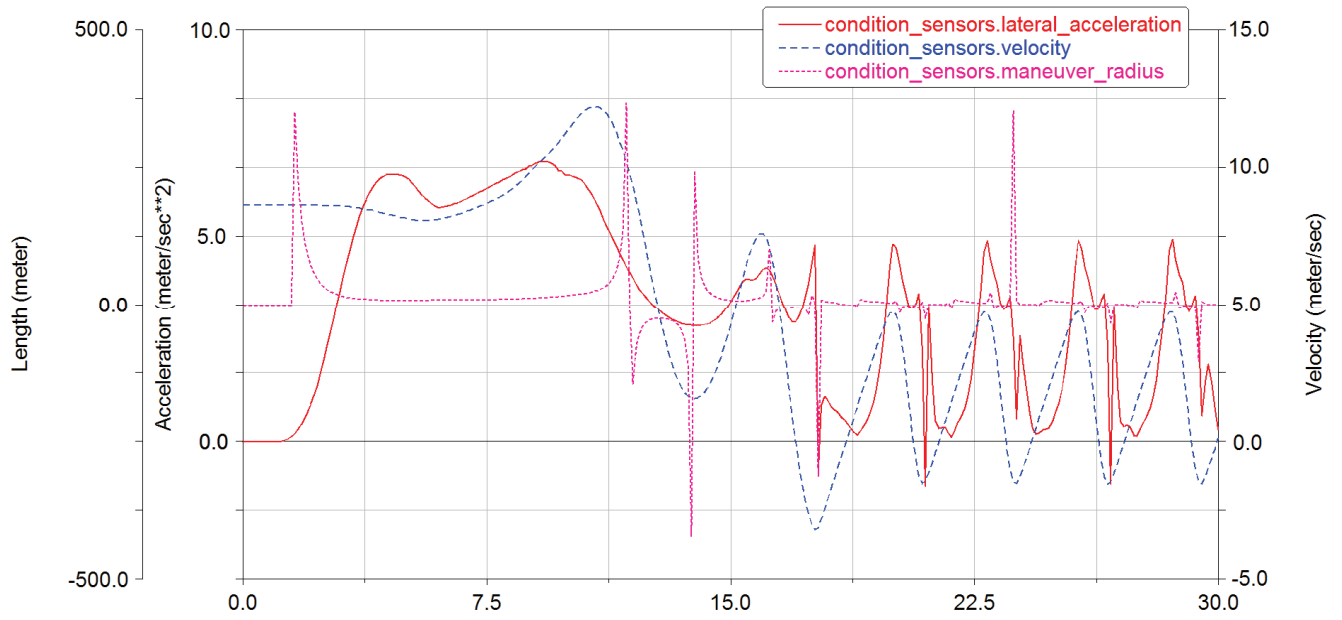


2.2.3.1 pav. Programos „Adams/Car“ darbalaukis ir sumodeliuoto bagio bandymo trajektorija



2.2.3.2 pav. Programos „Adams/PostProcessor“ darbalaukis su bandymo metu gautais grafikai

Bagio bandymo rezultatams tyrinėti yra reikalingi greičio, šoninio pagreičio ir trajektorijos kitimo nuo laiko grafikai (2.2.3.3 pav).



2.2.3.3 pav. Skaitinio modelio bandymo metu gautas rezultatų grafikas

Šiame grafike esančius skaitinio modelio bandymo rezultatus toliau naudosime analizuojant ir lyginant su kitais būdais gautus bagio stabilumo rezultatus.

### 3. REZULTATŲ APŽVALGA

#### 3.1. Natūriniai stabilumo tyrimai

Atlikus natūrinius eksperimentus gauti duomenys, kuriuos išanalizavus sudaryti grafikai. Eksperimentų eilės numeris ir pradinių duomenų skirtumai pateikti 3.1.1 lentelėje.

3.1.1 lentelė

Eil. Nr.	Važiavimo trajektorijos spindulys (m)	Varančių ratų padėtis
1	12	Vienas varantis išorėje posūkio
2	7	Vienas varantis išorėje posūkio
3	12	Vienas varantis viduje posūkio
4	12	Abu varantys ratai

Per pirmąjį bandymą, kuris buvo atliktas važiuojant 24 m apskritimu vienu varomu ratu esančiu išorinėje posūkio pusėje gautas rezultatų grafikas (3.1.1 pav.).



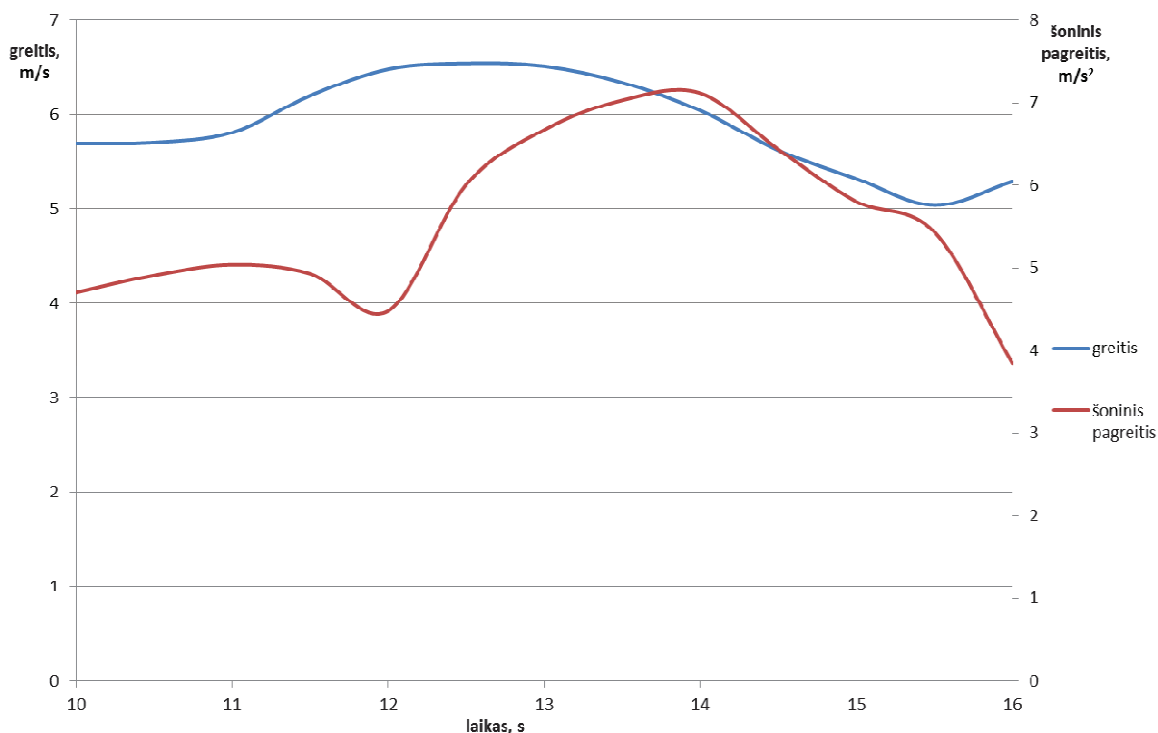
3.1.1 pav. Pirmojo eksperimento greičio ir šoninio pagreičio priklausomybės nuo laiko grafikas

Iš šio grafiko matyti, kad didžiausias greitis, pasiektas pirmuoju eksperimento važiavimu, prieš praslystant galinei bagio ašiai, buvo 8,8 m/s, o didžiausias šoninis pagreitis 6,7 m/s<sup>2</sup>.

Antrojo eksperimento, kuris atliekamas važiuojant 14 m skersmens apskritimu, vienu varančiu ratu posūkio išorėje, rezultatai pateikti grafike (3.1.2 pav).

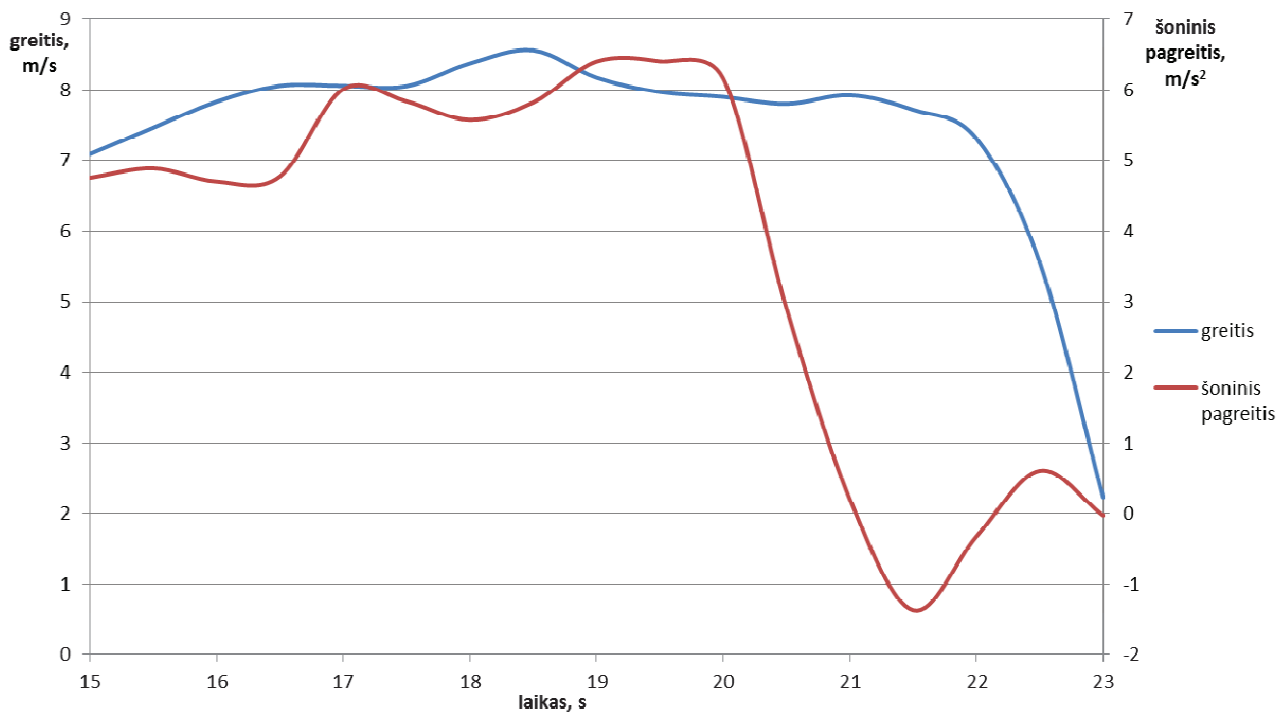
Iš šio grafiko matyti, kad didžiausias antrojo eksperimento važiavimo greitis prieš praslystant galinei bagio ašiai buvo 6,5 m/s, o didžiausias šoninis pagreitis 7,1 m/s<sup>2</sup>.

Trečiojo eksperimento, kuris buvo važiuojant 24 m skersmens apskritimu, vienu varančiu ratu vidinėje posūkio pusėje, metu rezultatų kai bagio galinė ašis praslysta gauti nepavyko. Taip atsitiko todėl, kad vidinėje posūkio pusėje esantis galinis ratas, dėl jėgų persiskirstymo prarado dalį prispaudimo jėgos, todėl ratas pradėjo buksuoti dar nepasiekus kritinio praslydimo greičio. Didžiausias greitis, kurį pavyko pasiekti bandymo metu buvo 7,8 m/s.



3.1.2 pav. Antrojo eksperimento greičio ir šoninio pagreičio priklausomybės nuo laiko grafikas

Ketvirtojo eksperimento, kuris buvo važiuojant 24 m skersmens apskritimu abiem varančiais ratais, rezultatai pateikti grafike (3.1.3 pav).



3.1.3 pav. Ketvirtojo eksperimento greičio ir šoninio pagreičio priklausomybės nuo laiko grafikas

Iš šio grafiko matyti, kad didžiausias ketvirtojo eksperimento važiavimo greitis prieš praslystant priekiniai bagio ašiai buvo 8,6 m/s, o didžiausias šoninis pagreitis 6,4 m/s<sup>2</sup>.

### 3.2. Analitiniai stabilumo tyrimai

Panaudojus 2 skyriuje nurodytą skaičiavimo metodiką, apskaičiuoti bagio stabilumo parametrai. Apskaičiuotos masės centro koordinatės, kritinis užnešimo ir apvirtimo greitis, ašių ir ratų reakcijų dedamosios važiuojant posūkiu, rato ir ašies šoninės reakcijos atsarga.

Taigi apskaičiavus masės centro koordinatės yra:

$L_1 = 1545\text{mm}$ , atstumo dedamoji nuo priekinio rato ašies iki masės centro;

$L_2 = 1005\text{mm}$ , atstumo dedamoji nuo galinio rato ašies iki masės centro;

$h_g = 534\text{mm}$ , atstumas nuo kelio dangos iki masės centro.

Kadangi didžiausias šoninis pagreitis natūrinių eksperimentų metu buvo  $\sim 7,0 \text{ m/s}^2$ , vadinasi didžiausias padangos sukibimas šonine kryptimi buvo  $\varphi_y = 0,7$ , tada kritinis užnešimo greitis  $v_{kr}^{\text{užnešimo}} = 9,0 \text{ m/s}$ , važiuojant 12 m spindulio apskritimu ir  $v_{kr}^{\text{užnešimo}} = 6,9 \text{ m/s}$ , važiuojant 7 m spindulio apskritimu. Kritinis apvirtimo greitis važiuojant 12 m spindulio apskritimu yra  $v_k^{\text{apvirtimo}} = 15,0 \text{ m/s}$ , o važiuojant 7 m spindulio apskritimu –  $v_k^{\text{apvirtimo}} = 11,5 \text{ m/s}$ .

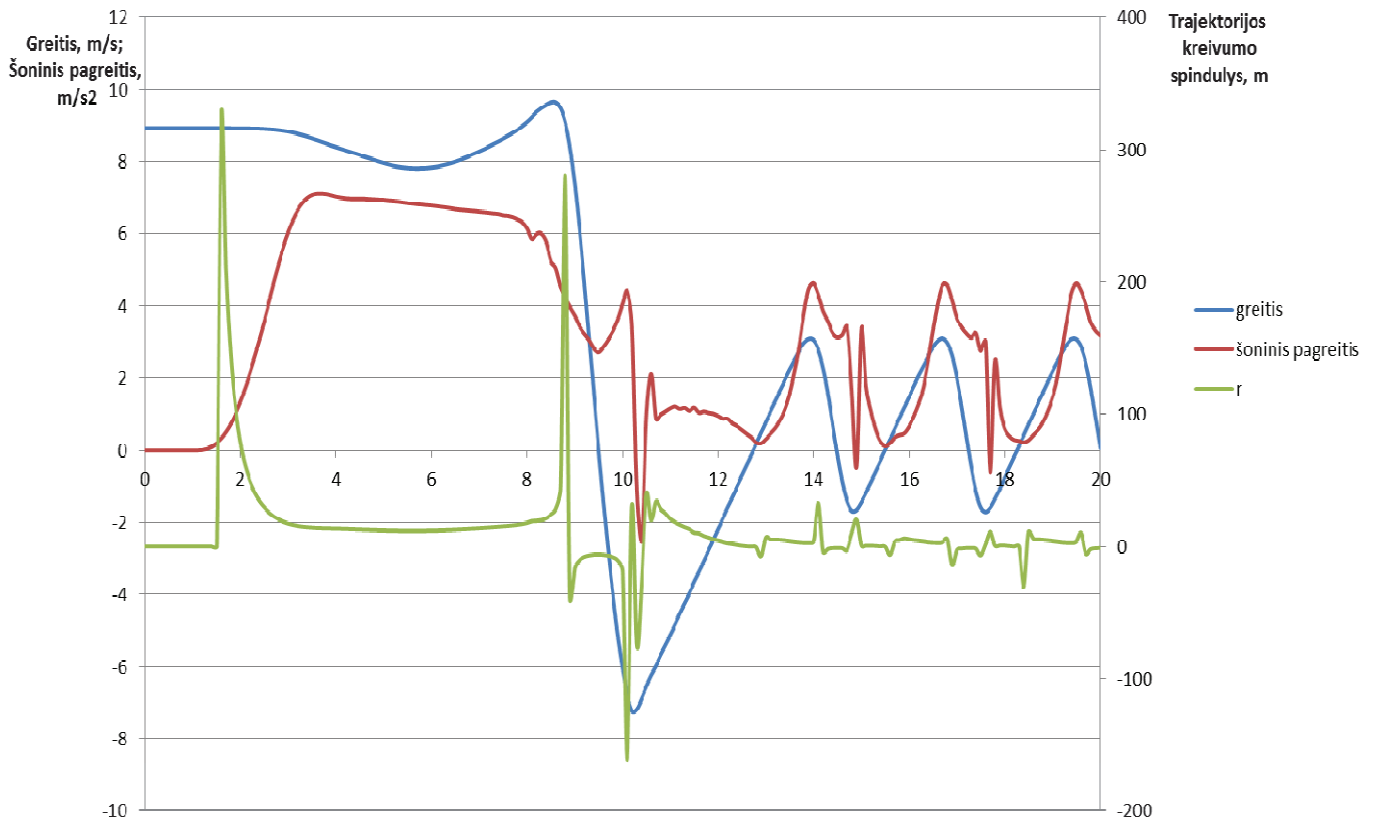
Ieškomas dydis	Sąlygos	Bagis juda 9,0 m/s greičiu, 12 m spindulio posūkiu į kairę, naudojant simetrinį diferencialą	Bagis juda 9,0 m/s greičiu, 12 m spindulio posūkiu į kairę, naudojant galinį dešinįjį varantį ratą	Bagis važiuoja 8,7 m/s greičiu, 12 m spindulio posūkiu į kairę, naudojant blokuotą diferencialą
	Ratų reakcijų dedamosios, N			
Priekinio kairiojo rato prispaudimo reakcija, $R''_{z1}$		829	829	885
Priekinio dešiniojo rato prispaudimo reakcija, $R'_{z1}$		1742	1742	1686
Galinio kairiojo rato prispaudimo reakcija, $R''_{z2}$		1263	1263	1315
Galinio dešiniojo rato prispaudimo reakcija, $R'_{z2}$		2690	2690	2638
Priekinio kairiojo rato išilginė reakcija, $R''_{x1}$		12,4	12,4	13,3
Priekinio dešiniojo rato išilginė reakcija, $R'_{x1}$		26,1	26,1	25,3
Galinio kairiojo rato išilginė reakcija, $R''_{x2}$		36,2	36,2	90,6
Galinio dešiniojo rato išilginė reakcija, $R'_{x2}$		14,8	14,8	-150
Kiekvieno rato atsargos reakcijų reikšmės, N				
Didžiausia priekinio dešiniojo		1219	1219	1180

rato išvystoma šoninė reakcija, $R'_{yr1}$			
Didžiausia priekinio kairiojo rato išvystoma šoninė reakcija, $R''_{yr1}$	580	580	619
Didžiausia galinio dešiniojo rato išvystoma šoninė reakcija, $R'_{yr2}$	1883	1881	1840
Didžiausia galinio kairiojo rato išvystoma šoninė reakcija, $R''_{yr2}$	884	884	920
Priekinės ir galinės ašių atsargos reakcijų reikšmės, N			
Didžiausia priekinės ašies išvystoma šoninė reakcija, $R^{max}_{y1}$	1799	1799	1799
Didžiausia galinės ašies išvystoma šoninė reakcija, $R^{max}_{y2}$	2767	2765	2760
Priekinės ir galinės ašių šoninės jėgos dėl išcentrinės jėgos ir momento apie vertikalią ašį, N			
Didžiausia priekinės ašies išvystoma šoninė jėga, $F_1$	1764	1673	1752
Didžiausia priekinės ašies išvystoma šoninė jėga, $F_2$	2724	2815	2437
Atsargos koeficientai ašių užnešimui			
Priekinės ašies atsargos koeficientas užnešimui prie kritinio greičio, $K_1$	0,02	0,05	0,02
Galinės ašies atsargos koeficientas užnešimui prie kritinio greičio, $K_2$	0,01	-0,02	0,12

### 3.3. Skaitiniai stabilumo tyrimai

Atlikus bandymus naudojant „Adams/Car“ programą gauti rezultatai. Išanalizavus duomenis nubraižyti grafikai, kuriuose atsispindi bandymų rezultatai. Bandymų pradiniai duomenys modeliuoti atitinkamai, kaip natūrinių eksperimentų eilės tvarka.

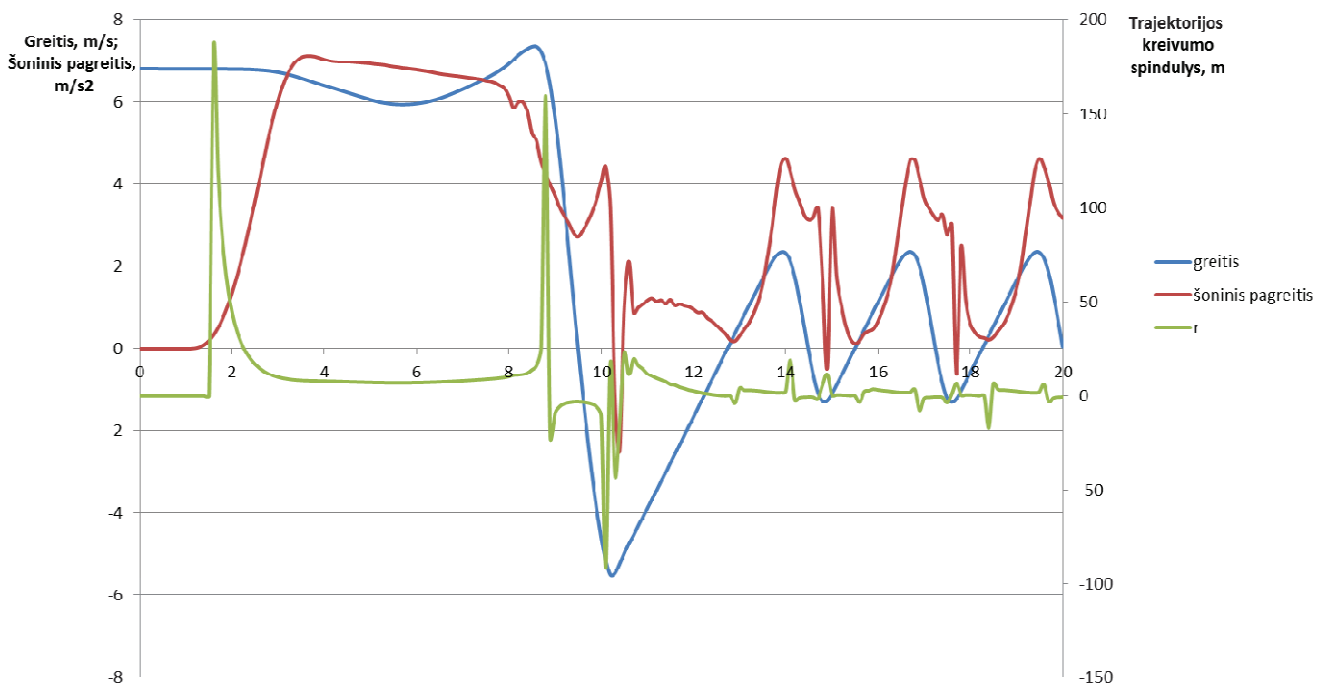
Pirmojo bandymo rezultatų grafikas pavaizduotas 3.3.1 paveikslėlyje.



3.3.1 pav. Pirmojo bandymo rezultatų grafikas

Atlikus šį bandymą nustatyta, kad modelis praslysta  $8,9$  m/s greičiu važiuodamas  $12$  m kreivumo spindulio trajektoriją pasiekęs  $6,6$  m/s<sup>2</sup> šoninį pagreitį.

Antrojo bandymo metu gautų rezultatų grafikas pavaizduotas 3.3.2 paveikslėlyje.

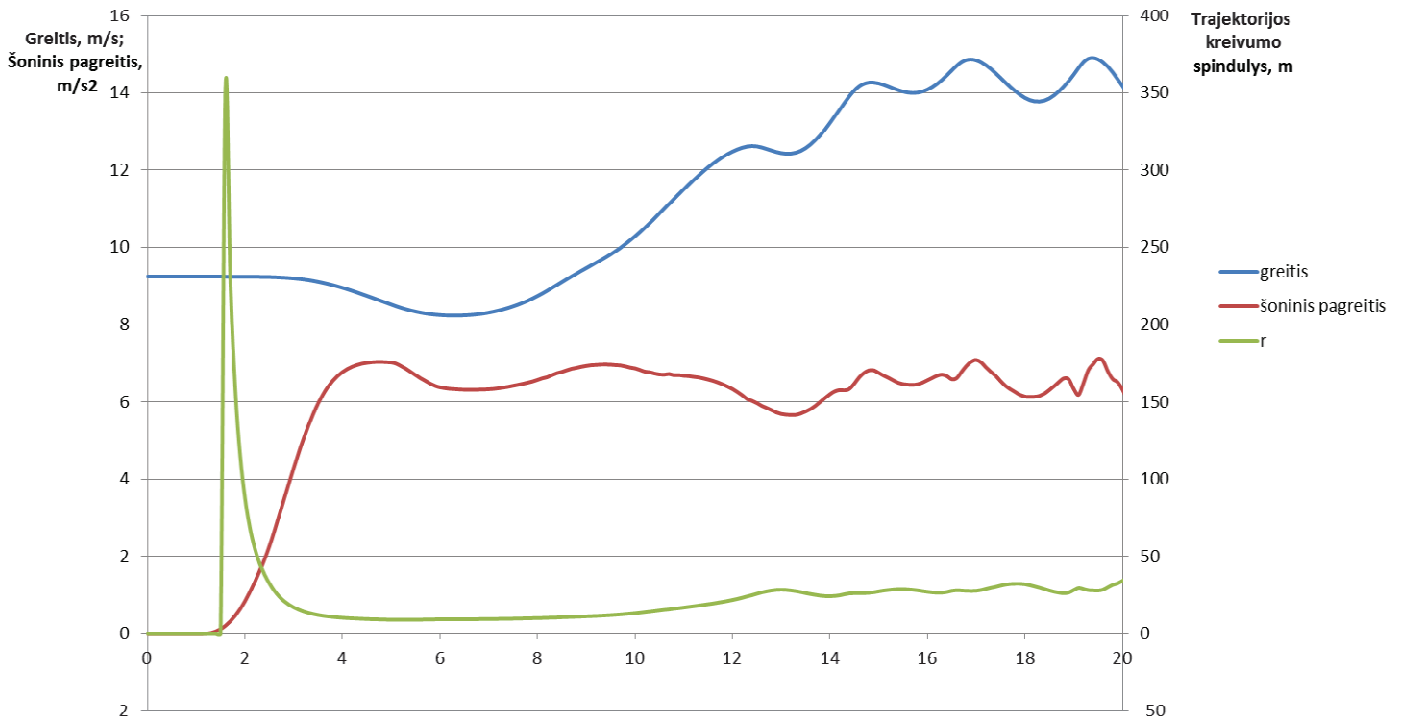


3.3.2 pav. Antrojo bandymo rezultatų grafikas

Atlikus šį bandymą nustatyta, kad modelis praslysta  $6,8$  m/s greičiu važiuodamas  $7$  m kreivumo spindulio trajektoriją pasiekęs  $6,7$  m/s<sup>2</sup> šoninį pagreitį.

Trečiojo bandymo metu gautų rezultatų grafikas pavaizduotas 3.3.3 paveikslėlyje.





3.3.3 pav. Trečiojo bandymo rezultatų grafikas

Atlikus šį bandymą nustatyta, kad modelis praslysta 9,2 m/s greičiu važiuodamas 12 m kreivumo spindulio trajektoriją pasiekęs 7,0 m/s<sup>2</sup> šoninį pagreitį.

### 3.4. Rezultatų apibendrinimas

Atlikus skaičiavimus ir eksperimentus gauti rezultatai. Analitinių skaičiavimų metu gauti rezultatai pateikiami lentelėje 3.4.1.

3.4.1 lentelė

Pradinė sąlyga varantiems ratams	Posūkio spindulys, m	Greitis, m/s	Praslydimo atsargos coef. priekinei ašiai	Praslydimo atsargos coef. galinei ašiai
Simetrinis diferencialas	12	9	0,02	0,01
Varantis ratas išorinėje posūkio pusėje	12	9	0,05	-0,02
Blokuotas diferencialas	12	8,7	0,02	0,12

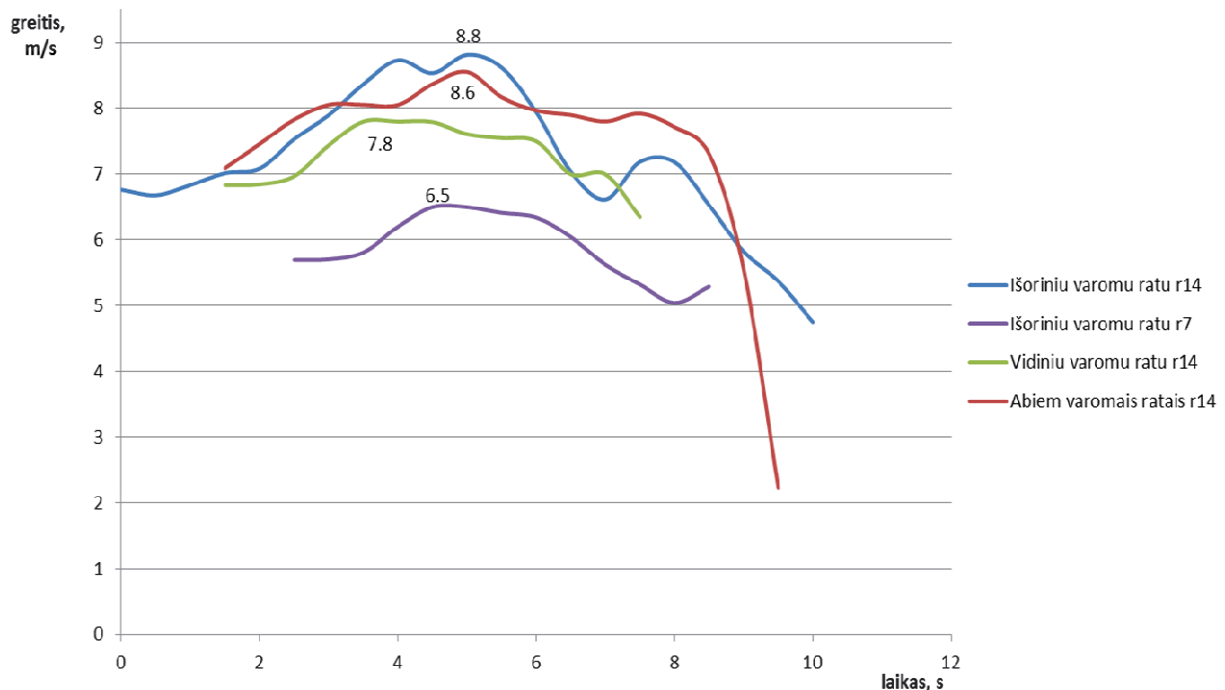
Iš pateiktų rezultatų matome, kad naudojant simetrinį diferencialą, pasiekus 9 m/s kritinį greitį 12 m spindulio posūkyje abi ašys dar turi po minimalų atsargos koeficientą praslydimui, tačiau galinės ašies koeficientas mažesnis, vadinasi galinė ašis pradės slysti pirmiau.

3.4.2 lentelė

Pradinė sąlyga varantiems ratams	Posūkio spindulys, m	Greitis, m/s	Šoninis pagreitis, m/s <sup>2</sup>	Važiavimo baigtis
Varantis ratas išorinėje posūkio pusėje	12	8,8	6,7	Praslydo galinė ašis
Varantis ratas išorinėje posūkio pusėje	7	6,5	7,1	Praslydo galinė ašis
Blokuotas diferencialas	12	8,6	6,4	Praslydo priekinė ašis

Kai varantysis ratas yra posūkio išorėje galinės ašies koeficientas yra mažesnis už priekinės ir net neigiamas, vadinasi galinė ašis jau yra praradusi sukibimą.

Kai galinė varančioji ašis turi blokuotą diferencialą pasiekus kritinį greitį pradės slysti priekinė ašis. Natūrinio eksperimento metu gauti rezultatai (3.4.2 lentelė ir 3.4.1 pav.).



3.4.1 pav. Bandyminių važiavimų greičio priklausomybės nuo laiko grafikas

Iš pateiktų duomenų matome, kad varant vienam galiniam ratui, esančiam išorinėje posūkio pusėje, praslysta bagio galinė ašis pasiekus apie  $7 \text{ m/s}^2$  šoninį pagreitį ir atitinkamą kritinį greitį pagal posūkio spindulį. Kai buvo važiuojama abiem varančiais, blokuotą perdavimą turinčiais, galiniais ratais, tai pasiekus kritinį greitį pradeda slysti priekinė ašis, nes dėl jėgų persiskirstymo abu galinės ašies varantys ratai nustumia priekinę ašį tiesiai. Natūrinio eksperimento metu, kai bagis buvo varomas vienu galiniu ratu, esančiu vidinėje posūkio pusėje, nebuvo gauti reikiami rezultatai, nes bagio nei priekinė, nei galinė ašis nepraslydo. Taip atsitiko dėl apkrovų ratams persiskirstymo važiuojant posūkiu. Pasiekus  $7,8 \text{ m/s}$  greitį varančiajam ratui sumažėjo prispaudimo jėga prie kelio dangos, kurios nebeužteko, kad ratas turėtų pakankamą sukibimą ir stumtų bagį į priekį, todėl ratas pradėjo buksuoti ir kritinis praslydimo greitis nebuvo pasiektas.

Atlikus eksperimentą naudojant skaitinį modelį gauti rezultatai pateikti 3.4.3 lentelėje.

3.4.3 lentelė

Pradinė sąlyga varantiems ratams	Posūkio spindulys, m	Greitis, m/s	Šoninis pagreitis, $\text{m/s}^2$
Varantis ratas išorinėje posūkio pusėje	12	8,9	6,6
Varantis ratas išorinėje posūkio pusėje	7	6,8	6,7
Varantis ratas vidinėje posūkio pusėje	12	9,2	7,0

Skaitinio modelio pagalba buvo atlikti eksperimentai, kai varantis ratas išorinėje, o po to vidinėje posūkio pusėje. Iš gautų rezultatų matome, kad jie minimaliai skiriasi nuo natūrinio eksperimento rezultatų. Taip pat matome, kokį greitį reikėjo pasiekti varančiam ratui esant vidinėje posūkio pusėje.

Natūrinio eksperimento metu varantysis ratas pradėjo buksuoti todėl, kad tikroji jėga reikalinga bagiui stumti į priekį yra didesnė nei skaitinio modelio. Viena iš tokio rezultato priežasčių neteisingas bagio priekinių ratų pasukimo „Ackerman‘o“ kampas.

#### **4. REZULTATŲ APIBENDRINIMAS IR PALYGINIMAS**

Šio tyrimo metu gauti rezultatai rodo, kad bagis neturintis diferencialo varančiojoje ašyje, yra nestabilus. Tai reiškia, kad judant kreivalinijinėmis trajektorijomis, bagio valdumą apsunkina atsirandančios papildomos jėgos varančiojoje ašyje. Šios jėgos stengiasi transporto priemonę išlaikyti tiesioje trajektorijoje, todėl važiuojant posūkiu prie tam tikro kritinio greičio bagio priekiniai ratai praranda sukibimą su kelio danga. Todėl transporto priemonės su galine varančiąja ašimi be diferencialo eksploatuoti bendro naudojimo keliuose yra draudžiama. Šį faktą patvirtina Lietuvos Respublikos susisiekimo ministro įsakyme Nr. 3-523 „Dėl Lietuvos Respublikos susisiekimo ministro 2009 m. balandžio 28 d. įsakymo Nr. 3-169 „Dėl motorinių transporto priemonių, priekabų ir šių transporto priemonių sudedamųjų dalių atitikties įvertinimo atlikimo taisyklių patvirtinimo“ pakeitimo“ nurodytas reikalavimas, kuris teigia: „Galinių varomųjų ratų reduktoriuje privalo būti diferencialas“[10]. Kad blokuotas diferencialas yra nesaugu patvirtina ir Lietuvos automobilių sporto federacija, nes techniniuose reikalavimuose nurodo: „Leidžiamas tik riboto praslydimo diferencialas“[21].

## IŠVADOS

1. Išanalizavus transporto priemonių konstrukcinius ypatumus ir jų įtaką stabilumui, nustatyta, kad savadarbiu bagiu, kuris neturi varančios ašies diferencialo, važiavimas kreivalinijinėmis trajektorijomis, gali būti problemiškas dėl vairavimo netolygumo.
2. Siekiant eksperimentiniais tyrimais nustatyti savadarbio bagio stabilumą, sudarytas darbų sekos algoritmas - pirmiausiai nustatyti stabilumo kriterijus ir ribines sąlygas analitiniais skaičiavimais, toliau, panaudojant skirtingas varančios ašies modifikacijas, atlikti natūrinius eksperimentus ir juos patvirtinti skaitiniu eksperimentu programos „Adams“ aplinkoje.
3. Analitiškai nustatyta, kad, tiriamajam bagiui važiuojant 12 m spindulio apskritimu, kritinis visų ratų praslydimo greitis yra 9,0 m/s, o apvirtimo – 15 m/s. Pasiekus kritinį greitį ir, esant simetriniam diferencialui, priekinės ašies slydimo atsargos koeficientas yra 0,02, galinės – 0,01. Esant varančiajam ratui posūkio išorėje, priekinės ašies – 0,05, galinės – 0,02. Važiuojant 8,7 m/s greičiu ir, esant blokuotam diferencialui, priekinės ašies slydimo atsargos koeficientas – 0,02, galinės – 0,12.
4. Natūrinio eksperimento metu, važiuojant 12 m spindulio kreivumo trajektorija ir, esant varančiajam ratui išorinėje posūkio pusėje, galinė ašis praslydo pasiekus 8,8 m/s linijinį greitį. Esant varančiajam ratui vidinėje pusėje, ratas pradėjo buksuoti pasiekus 7,8 m/s linijinį greitį ir šoninis praslydimas neįvyko dėl per mažo greičio. Naudojant blokuotą diferencialą ir pasiekus 8,6 m/s linijinį greitį, praslydo priekinė ašis.
5. Atliekant skaitinius eksperimentus gautas praslydimo linijinis greitis 8,9 m/s, važiuojant 12 m spindulio kreivumo trajektorija ir, esant vienam varančiajam ratui išorinėje posūkio pusėje, o, esant vienam varančiajam ratui vidinėje posūkio pusėje, praslydimo linijinis greitis 9,2 m/s.
6. Apibendrinus visus gautus tyrimų rezultatus, patvirtinta, kad savadarbį bagį, be diferencialo varančiojoje ašyje, eksploatuoti vietose kur yra geras sukibimas su kelio danga yra nesaugu. Tai patvirtina faktą, kad šis savadarbis bagis yra skirtas tik pramoginiams važinėjimams specialiose trasose.

## INFORMACINIŲ ŠALTINIŲ SĄRAŠAS

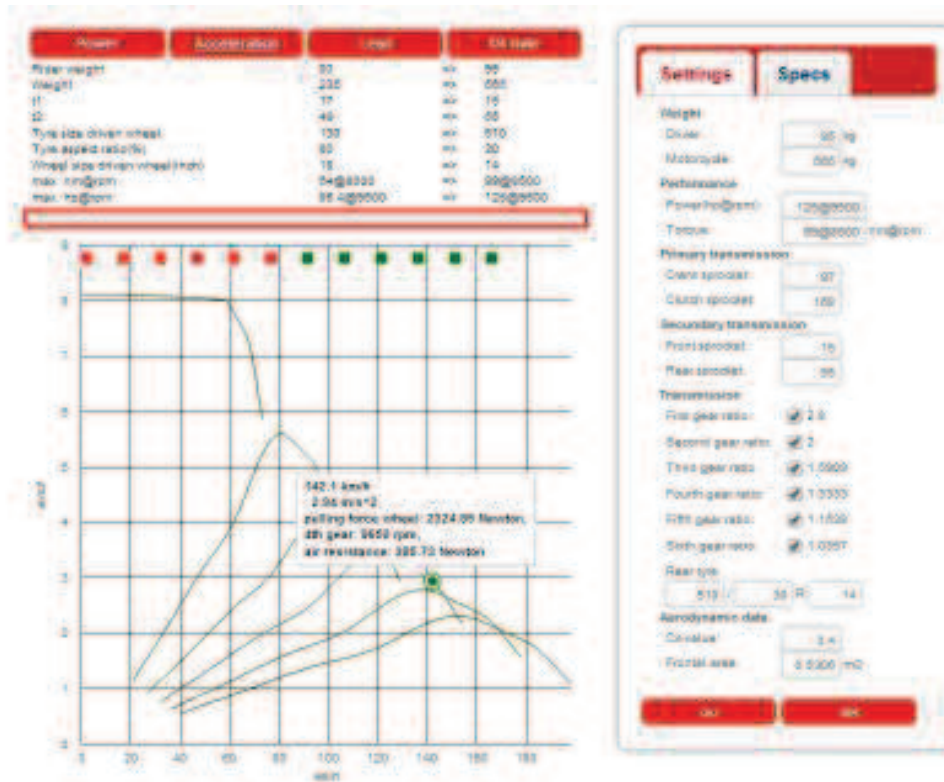
1. Robertas Pečeliūnas, Edgar Sokolovskij „Automobilių dinamika“ Vilnius, 2012. 47p.
2. Marijonas Bogdevičius, Raimundas Junevičius, Vidmantas Vansauskas „Transporto priemoniu dinamika“ Vilnius, 2012. 155p.
3. Donald E. Malen. Fundamentals of Automobile Body Structure Design. Warrendale, PA: SAE International. 2011. 213 p.
4. Behrooz Mashadi, David Crolla „Vehicle powertrain systems“ Wiley, 2012 387 p.
5. Thomas D. Gillespie „Fundamentals of vehicle dynamics“ Warrendale, 1992. 335p.
6. Automobilių judėjimo dinamikos tyrimo įranga  
[https://apcis.ktu.edu/lt/site/katalogas?cat\\_id=132&more=6661](https://apcis.ktu.edu/lt/site/katalogas?cat_id=132&more=6661)
7. Automobilio ir kelio sąveikos modeliavimas [žiūrėta 2016-04-12] Prieiga per internetą:  
[http://www.lvb.lt/primu\\_library/libweb/action/display.do?tabs=detailsTab&ct%2C%20%20&gathStatIcon=true](http://www.lvb.lt/primu_library/libweb/action/display.do?tabs=detailsTab&ct%2C%20%20&gathStatIcon=true)
8. Padangų įtaka automobilio stabilumui posūkyje [žiūrėta 2016-04-14] Prieiga per internetą:  
[http://www.lvb.lt/primu\\_library/libweb/action/display.do?tabs=detailsTab&ctpadangos&gathStatIcon=true](http://www.lvb.lt/primu_library/libweb/action/display.do?tabs=detailsTab&ctpadangos&gathStatIcon=true)
9. VALSTYBINĖS KELIŲ TRANSPORTO INSPEKCIJOS PRIE SUSISIEKIMO MINISTERIJOS VIRŠININKO ĮSAKYMAS. Dėl techninių motorinių transporto priemonių ir jų priekabų reikalavimų. 2008 m. liepos 29 d. Nr. 2B-290, Vilnius [žiūrėta 2016-05-02] Prieiga per internetą:  
<https://www.e-tar.lt/portal/lt/legalAct/TAR.677E0A63A536>
10. LIETUVOS RESPUBLIKOS SUSISIEKIMO MINISTRO ĮSAKYMAS. Dėl Lietuvos Respubliko susisiekiimo ministro 2009 m. balandžio 28 d. įsakymo Nr. 3-169 „Dėl motorinių transporto priemonių, priekabų ir šių transporto priemonių sudedamųjų dalių atitikties įvertinimo atlikimo taisyklių patvirtinimo“ pakeitimo. 2013 m. spalio 14 d. Nr. 3-523, Vilnius [žiūrėta 2016-05-02] Prieiga per internetą:  
<https://www.e-tar.lt/portal/lt/legalAct/TAR.085128A9EFA7>
11. Priklausoma pakaba. [žiūrėta 2016-02-05] Prieiga per internetą:  
[http://www.landroverclub.net/Club/Mods/Sean\\_RoverRampant.jpg](http://www.landroverclub.net/Club/Mods/Sean_RoverRampant.jpg)
12. Nepriklausoma pakaba. [žiūrėta 2016-02-05] Prieiga per internetą:  
[http://www3.telus.net/public/hwward/albums/new-pics-for-text/td\\_tire\\_up.sized.jpg](http://www3.telus.net/public/hwward/albums/new-pics-for-text/td_tire_up.sized.jpg)
13. „Briedžio testo“ schema. [žiūrėta 2016-03-10] Prieiga per internetą:  
<http://i.kinja-img.com/gawker-media/image/upload/s--xlGdIa91--/19bbn6i3c6hii.jpg.jpg>
14. „Briedžio testo“ schema. [žiūrėta 2016-03-10] Prieiga per internetą:  
<http://static.motorstop.asia/blog/images/guide-to-choosing-a-safe%20car-to-buy-3.jpg>
15. Pakabų tipai. [žiūrėta 2016-02-04] Prieiga per internetą:

<http://ausegra.lt/pakabos-skirstymas/>

16. Automobilio diferencialas [žiūrėta 2016-04-03] Prieiga per internetą:  
[http://www.technologijos.lt/n/technologijos/automobiliai\\_ir\\_motociklai/straipsnis-8598/straipsnis/Kaip-veikia-automobilio-diferencialas?-Video](http://www.technologijos.lt/n/technologijos/automobiliai_ir_motociklai/straipsnis-8598/straipsnis/Kaip-veikia-automobilio-diferencialas?-Video)
17. Diferencialų tipai. [žiūrėta 2016-03-04] Prieiga per internetą:  
<http://www.de2.lt/naudinga-informacija/lentel%C4%97s/3571-automobilio-diferencial%C5%B3-tipai>
18. „Briedžio testo“ atlikimo metodika [žiūrėta 2016-03-08] Prieiga per internetą:  
<http://www.98.lt/briedzio-testas>
19. Šiuolaikinės automobilinės sistemos [žiūrėta 2016-03-10] Prieiga per internetą:  
<http://www.autoreviu.lt/portal/categories/6/1/0/1/article/679/siuolaikines-automobilines-sistemas>
20. Diferencialinė pavara, arba diferencialas [žiūrėta 2016-05-10] Prieiga per internetą:  
[http://panbalsas.lt/naujienos/autopanorama/padedu\\_lengvai\\_iveikti\\_posukius](http://panbalsas.lt/naujienos/autopanorama/padedu_lengvai_iveikti_posukius)
21. LIETUVOS AUTOMOBILIŲ SPORTO FEDERACIJA. Lietuvos automobilių “Drag” lenktynių čempionato priedas Nr. 2 techniniai reikalavimai [žiūrėta 2016-05-10] Prieiga per internetą:  
[http://www.lasf.lt/wp-content/uploads/2013/11/2013\\_DRAG\\_Techniniai\\_reikalavimai.pdf](http://www.lasf.lt/wp-content/uploads/2013/11/2013_DRAG_Techniniai_reikalavimai.pdf)

## PRIEDAI

### P-1. Motociklų našumo analizatorius ir pavaros santykių skaičiuoklė



1.1 pav. Motociklų našumo analizatoriaus ir pavaros santykių skaičiuoklės rezultatai

### P-2. Pagaminto bagio ir testavimo nuotraukos



2.1 pav. Pagamintas bagis



2.2 pav.Registratorius bagyje



2.3 pav. Bagio testavimas



ISSN 1822-296X (print)  
ISSN 2351-7034 (online)

**KAUNAS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY  
KLAIPĖDA UNIVERSITY  
JSC “LIETUVOS GELEŽINKELIAI” (LITHUANIAN RAILWAYS)  
IFTOMM NATIONAL COMMITTEE OF LITHUANIA  
LITHUANIAN SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS  
THE DIVISION OF TECHNICAL SCIENCES  
OF LITHUANIAN ACADEMY OF SCIENCES  
VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY  
BESTFACT (BEST PRACTICE FACTORY FOR FREIGHT TRANSPORT)**

# **TRANSPORT MEANS 2015**

PROCEEDINGS OF THE 19<sup>th</sup> INTERNATIONAL SCIENTIFIC  
CONFERENCE

Dedicated to 25<sup>th</sup> anniversary of Klaipeda University

October 22 – 23, 2015  
Kaunas University of Technology, Lithuania

**CONFERENCE IS ORGANIZED BY**

Kaunas University of Technology,  
In cooperation with  
Klaipeda University  
JSC “Lietuvos geležinkeliai” (Lithuanian railways),  
IFTtoMM National Committee of Lithuania,  
Lithuanian Society of Automotive Engineers  
The Division of Technical Sciences of Lithuanian Academy of Sciences,  
Vilnius Gediminas Technical University,  
BESTFACT (Best Practice Factory for Freight Transport)

**CONFERENCE IS SPONSORED BY**

JSC “Lietuvos geležinkeliai” (Lithuanian railways)

The proceedings of the 19<sup>th</sup> International Scientific Conference Transport Means 2015 contain selected papers of 6 topics: Intelligent Transport Systems; Infrastructure, Vehicles/Modes and Flows; Mobility, Safety, Economics; Sustainable Transport Solutions; Defence Technologies; Waterborne Transport.

All published papers are peer reviewed.

The style and language of authors were not corrected. Only minor editorial corrections may have been carried out by the publisher.

All rights preserved. No part of these publications may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording or otherwise, without the permission of the publisher.

## Research of Dynamic Characteristics of an Improvised Entertainment Buggy

T. Maskolaitis\*, D. Juodvalkis\*\*, A. Dargužis\*\*\*

\*Kaunas University of Technology, Studentų 56, 51424, Kaunas, Lithuania, E-mail: [maskolaitis.tomas@gmail.com](mailto:maskolaitis.tomas@gmail.com)

\*\*Kaunas Technical College, Tvirtovės av. 35, 50155, Kaunas, Lithuania, E-mail: [djuodvakis@yahoo.com](mailto:djuodvakis@yahoo.com)

\*\*\*Kaunas Technical College, Tvirtovės av. 35, 50155, Kaunas, Lithuania, E-mail: [adarguzis@gmail.com](mailto:adarguzis@gmail.com)

### Abstract

The article gives an overview of phases of design, development and production of an improvised buggy. Frame of the buggy is made of round tube of standard profile and the engine was used of the motorcycle KAWASAKI GPZ1000rx. After setting of parameters of the buggy theoretical calculations of dynamic characteristics of the buggy were carried out. After producing the buggy and after the experimental runs the real dynamic characteristics were determined and then compared with the theoretical ones. It has been noticed that for more precise results of the theoretical calculations is necessary to adjust the values of certain coefficients.

**KEY WORDS:** *buggy, engine, car dynamic characteristics*

### 1. Introduction

A buggy is a four-wheel special-purpose vehicle with the engine. Buggies are made for various purposes. A design of the buggy depends on its. Normally, all the buggies have holding frame of the canopy which is produced mostly from closed profiles - pipes, square or rectangular. Engines are often used of the motorcycles or small displacement cars. Buggies are intended for off-road (large SUV), mountainous areas (long-travel chassis), desert (specific weight distribution), cross-country sports competitions (corresponding to certain standards and requirements) or pleasure riding. For a relatively simple construction and a small supply from factories of that type of cars, buggies are often of improvised design. Producing of the buggy of the optimal design requires the special knowledge and practical skills. The buggy made must have sufficiently strong, safe and lightweight frame. The engine must be powerful enough the buggy to be dynamic.

The article gives an overview of design, structure and production of the buggy already made and running. The buggy made by the author (T. Maskolaitis) was presented at the annual exhibition of works of young scientists „Technorama 2014“ organized by KTU. During the designing, before the buggy has been made theoretical calculations of dynamics of buggy were carried out. Later, when the designed buggy has been already produced and tested situ experiments were performed, which allowed to define dynamic parameters of the car and compare with theoretical ones.

### 2. Review of design of an improvised buggy

Power plant with transmission is one of the most important units of any vehicle. It was decided for an improvised buggy to use the engine of the motorcycle KAWASAKI GPZ 1000Rx with displacement of one liter. The motorcycle engine is combined with six-speed gearbox. Characteristics of the engine and transmission of the motorcycle KAWASAKI GPZ 1000Rx are given in Table 1 [1].

Table 1

Characteristics of the engine and transmission

Engine Kawasaki GPZ 1000 Rx	
Number of cylinders and displacement	4 pcs. 997 cm <sup>3</sup>
Maximum power	92 kW at 9500 rpm
Maximum torque	99 Nm at 8500 rpm
Gearbox	
Number of gear	Ratio
1 st' gear	$u_{g1} = 2.800$
2 st' gear	$u_{g2} = 2.000$
3 st' gear	$u_{g3} = 1.891$
4 st' gear	$u_{g4} = 1.333$
5 st' gear	$u_{g5} = 1.154$
6 st' gear	$u_{g1} = 1.036$

The main gear was used also of this motorcycle, which is of chain type, and its ratio  $u_{fd} = 3.667$ .

Taking into account the main units already selected and fixing spaces and places they need a bearing frame of tubular construction was designed. An overall view of the frame model and mounting points of the main aggregates are presented in Fig. 1.

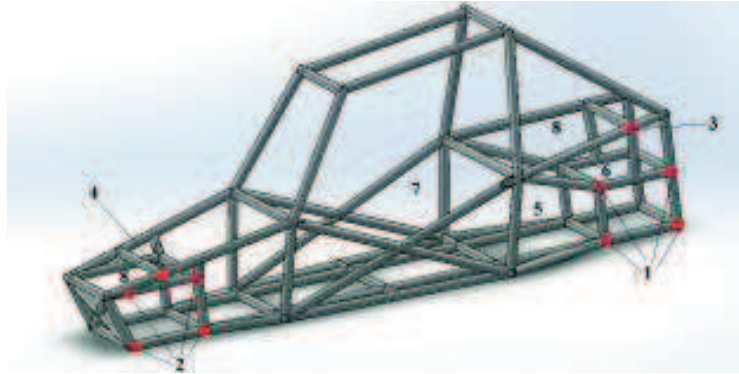


Fig. 1 Model of a frame of improvised buggy, 1, 2 - fixing places of rear and front suspension, 3, 4 - attachment point of shock absorber of rear and front suspension, 5 - place for engine mounting, 6 - mounting place for chain and shaft drive and the mechanism of rear axle brake, 7 - location of installation of the driver's seating and all buggy control components around, 8 - location of installation of additional engine components

Frames for buggies are often made of circular or square tubular profile; there are also cases when the frame is composed of a few profiles of different geometry and dimensions. Produced entertainment buggy frame is all of uniform, round tubular profile. Profile is round steel, cold formed, and tube is made of steel (S235JRH) according to standard EN 10219 [2]. In order to achieve the frame as light as possible and strong enough and safe, in software package Solid works COSMOS Works environment, with given actual loads the frame strength analysis was performed in Fig. 2.

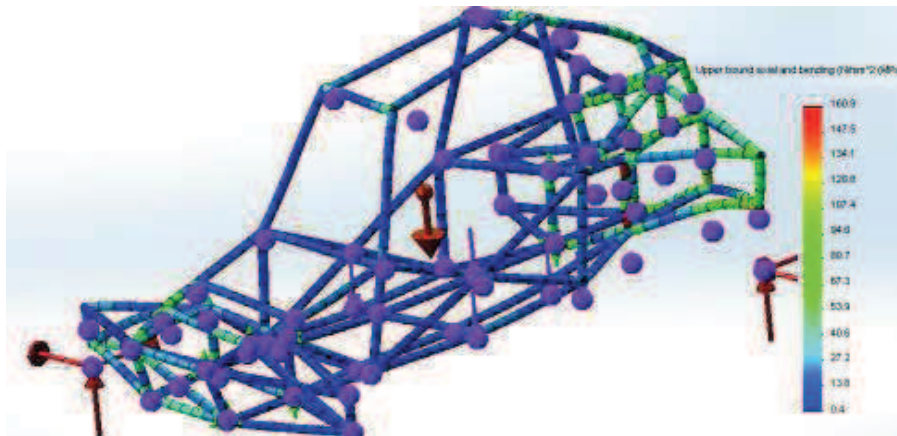


Fig. 2 Strength analysis of the frame of improvised buggy loaded with actual loads

The analysis of the results of the strength of the frame shows that the tubular profile and frame geometric parameters are selected properly. The maximum achievable stress is 161 MPa, and yield strength of material of the profile selected is 235 MPa.

A rear and front suspension of two triangular levers was designed to an improvised buggy (Fig. 3.).

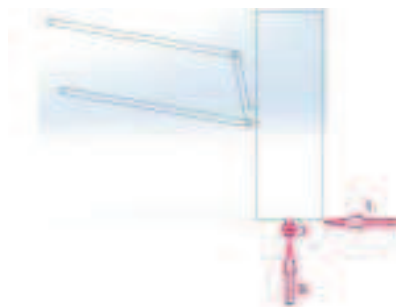


Fig. 3 Kinematic scheme of suspension of two triangular levers

Geometric and other parameters of the improvised buggy made are given in Table 2.

Table 2

Characteristics of improvised buggy

Mass, kg	535
Length, mm	3100
Width, mm	2000
Height, mm	1600
Base, mm	2600
Mass center height, mm	600
Mass distribution, front/rear, %	37/63
The designed maximum speed, km/h	190

Car tires for cross-country sports were adapted to the buggy (Fig. 4). Front tire dimensions are 205/70R14, and rear - 255/60R14.



Fig. 4 The improvised buggy

### 3. Theoretical and experimental research of dynamic features of the improvised buggy

Still during design based on theoretical calculations dynamic parameters for the future buggy were determined. Energy equation of linear movement was developed [3]:

$$P_{tr} - (F_{aer} + F_r + F_{in}) = 0; \quad (1)$$

where  $P_{tr}$  – thrust force;  $F_{aer}$  – air drag force;  $F_r$  – total wheels rolling resistance force;  $F_{in}$  – inertia.

Thrust force, knowing engine torque, and transmission ratios of individual gears, is calculated according to the formula [3]:

$$F_{tr} = \frac{M_e \times u_{fd} \times u_{gi} \times \eta_{tr}}{r_{st}} \quad (2)$$

where  $M_e$  – engine torque;  $u_{fd}$  – final drive ratio;  $u_{gi}$  – ratio of gear  $i$ ;  $\eta_{tr}$  – total coefficient of efficiency of transmission;  $r_{st}$  – static radius of a wheel.

Total wheels rolling resistance force, depending on driving speed, is calculated according to the formula [4]:

$$F_r = m \times g \times f_0 \times \left( 1 + \frac{v^2}{1800} \right) \quad (3)$$

where  $m$  – car mass;  $g$  – gravity;  $v$  – car driving speed;  $f_0$  – wheels rolling resistance coefficient.

Air drag force is calculated according to the formula [4]:

$$F_{aer} = \frac{C_d \times A_m \times \rho \times v^2}{2} \quad (4)$$

where  $C_d$  – aerodynamic drag coefficient;  $A_m$  – car middle part area;  $\rho$  – air density;  $v$  – car speed.

Inertia, which during acceleration is drag force, is calculated by the formula:

$$F_{in} = m \times a \quad (5)$$

where  $a$  – acceleration.

By inserting expressions of formulas 5, 4, 3 and 2 into the energy equation of linear movement (1), buggy acceleration is calculated. To define theoretical thrust characteristic it is necessary to know car driving speed at some point. Buggy driving speed is calculated:

$$v = \frac{0.105 \times n \times r_{st}}{u_{gt} \times u_{fd}} \quad (6)$$

where  $n$  – engine revolutions (rpm).

When the improvised buggy was manufactured and tested, experimental runs to measure the dynamic parameters were performed. During experimental testing, in order to define car's dynamic parameters, it is necessary at the same time to record details of the acceleration, and speed. After analyzing the data collection devices with the ability to monitor the motion parameters (acceleration, speed), [5] due to the wide data recording and storage options the data storage unit „Race-technology“ DL1 (Fig. 5) has been selected. This device is equipped with GPS system, accelerometers, and the additional inputs for compatible sensors. Acceleration sensors are installed inside the device.



Fig. 5 Data collection device DL1 and its installation place in the buggy

Main characteristics of data collection block are given in Table 3.

Table 3

Technical data of the device [5]

Supply voltage, V	12
Power voltage for sensors, V	5
The 3 axes acceleration, g	2
Number of analogical entrances	7
Number of frequency entrances	4
Operating Frequency, Hz	100

Theoretical and actual dependences of acceleration achieved by the buggy driving at different gears (determined during nature experiments) on driving speed are presented in Fig. 6.

Analysis of dependences presented in Fig. 6 shows difference between theoretical and experimental results. For example, maximum acceleration achieved at first gear during experiments is  $7 \text{ m/s}^2$  and theoretical received is  $8 \text{ m/s}^2$ . The same types of differences were observed while driving at other gears. The nature of curves of theoretical and experimental thrust characteristics was similar. In order to achieve better correlation between theoretical and experimental results, you need to adjust the values of coefficients and determine the actual dependence of engine torque on the crankshaft revolutions because for these calculations it was presented by the manufacturer of the motorcycle.

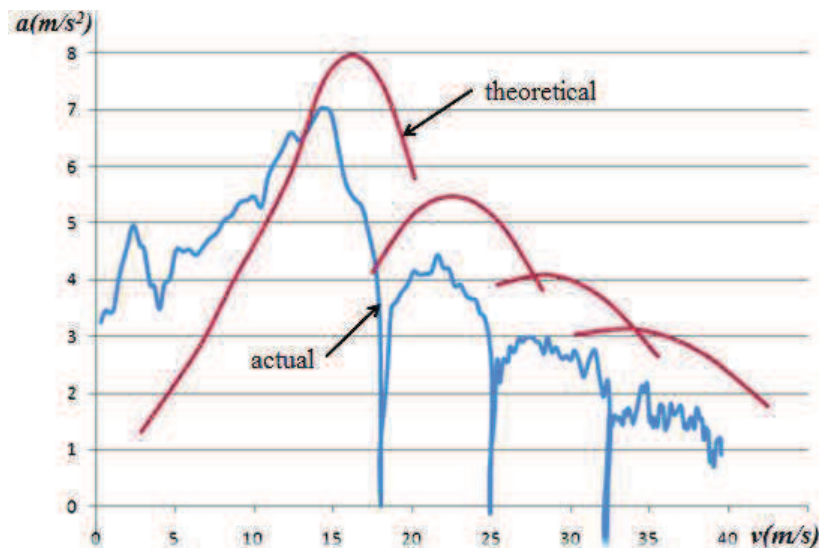


Fig. 6 Dependence of acceleration on driving speed at different gears (experimental and theoretical)

#### 4. Conclusion

1. The improvised buggy has been designed and made, with mass of 535 kg and maximum achieved speed of 180 km/h. Frame for the buggy made of standard pipe of round profile is sufficiently strong and reliable.

2. Based on the theoretical dependences the theoretical thrust characteristic of the improvised buggy was formed. Theoretically it was established that using the selected engine KAWASAKI GPZ 1000Rx, on acceleration the buggy will be able to achieve acceleration of  $8 \text{ m/s}^2$ .

3. The actual thrust characteristic was formed after nature experiments. During the experiments the maximum achieved acceleration was  $7 \text{ m/s}^2$ . The nature of curves of theoretical and experimental thrust characteristics was similar.

4. In order to achieve more precise results of theoretical calculations, it is necessary to adjust the values of coefficients ( $f_0$ ,  $C_d$ ,  $\eta_{tr}$ ) and to determine the actual dependence of engine torque on the crankshaft speed.

#### References

1. Internet source [Cited: 15 Sep, 2015]: [http://www.motorcyclespecs.co.za/model/kawasaki/kawasaki\\_gpz1000rx%2086.htm](http://www.motorcyclespecs.co.za/model/kawasaki/kawasaki_gpz1000rx%2086.htm)
2. Internet source [Cited: 20 Sep, 2015]: <http://www.czyichuan.com/images/BSEN10210.pdf>
3. **Jazar R. N.** Vehicle dynamics: Theory and Application, Springer 2008, p. 1015. ISBN 978-0-387-74243-4
4. **Mitschke M., Wallentowitz H.** Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer 2004, p. 799. ISBN 3-540-42011-8
5. Internet source [Cited: 28 Sep, 2015]: [https://race-technology.com/upload/DL1\\_Dsheet.pdf](https://race-technology.com/upload/DL1_Dsheet.pdf)