

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS**

VYTAUTAS DZERKELIS

**AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS SAUGOS RĖMO  
PRIEKINIO STATRAMSČIO STIPRUMO TYRIMAS**

Daktaro disertacija  
Technologijos mokslai, transporto inžinerija (03T)

2015, Kaunas

Disertacija rengta 2010–2014 metais Kauno technologijos universiteto Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakulteto Transporto inžinerijos katedroje.

Mokslinis vadovas:

prof. dr. Žilvinas BAZARAS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, transporto inžinerija – 03T).

Mokslinis konsultantas:

Doc. dr. Vaidas LUKOŠEVIČIUS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, transporto inžinerija – 03T).

## Turinys

|   |           |
|---|-----------|
| ŽYMĖJIMAI.....  | 5         |
| Įvadas .....  | 7         |
| <b>1. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS STIPRUMO TYRIMŲ APŽVALGA .....</b>  | <b>10</b> |
| 1.1. Automobilių laikančiųjų konstrukcijų gamybai naudojamos medžiagos  | 10        |
| 1.2. Automobilio aktyvioji ir pasyvioji sauga, ją užtikrinantys elementai, prevencijos priemonės                            | 14        |
| 1.3. Automobilio stogo konstrukcijos geometrijos parametų įtaka pasyviajai saugai automobiliui verčiantis                   | 15        |
| 1.4. Automobilių kėbulų konstrukciniai pažeidimai   | 16        |
| 1.5. Automobilių apsvertimo eismo įvykiuose, žūčių ir sužeidimų statistika  | 19        |
| 1.6. Automobilio, jam verčiantis, saugos rėmo elementų standumo reikšmės pasyviajai saugai nustatymas                       | 22        |
| 1.7. Automobilio pasyviosios saugos jam verčiantis nustatymo metodikos  | 23        |
| 1.8. Kvazistatinės apkrovos orientavimas  | 31        |
| 1.9. Normatyvai, įvertinantys automobilio stogo konstrukcijos pasyviają saugą   | 32        |
| 1.10. Uždavinių formulavimas  | 33        |
| <b>2. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS PRIEKINIO STATRAMSČIO STIPRUMO TYRIMO METODIKA.....</b>                               | <b>35</b> |
| 2.1. Automobilio stogo laikančiosios konstrukcijos skaičiavimo metodika   | 35        |
| 2.2. Apvirtusio automobilio atramos reakcijų nustatymas   | 37        |
| 2.3. Automobilio laikančiosios konstrukcijos supaprastinimas modeliavimui BE metodu   | 38        |
| 2.4. Automobilio stogo konstrukcijos aprašas ir stogo laikančiosios konstrukcijos tyrimas                                   | 39        |
| 2.5. Automobilio stogo konstrukcijos taškų koordinatų nustatymas fotogrametriniu metodu                                     | 43        |
| 2.6. Automobilio priekinio statramsčio konstrukcijos išardymo metodika ir priemonės   | 46        |
| 2.7. Baigtinių elementų metodo taikymas sprendžiant plonasienių elementų deformavimo uždavinius                             | 48        |
| 2.8. Antrojo skyriaus išvados   | 52        |
| <b>3. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS MEDŽIAGŲ IR JOS ELEMENTŲ MECHANINIŲ CHARAKTERISTIKŲ EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI.....</b> | <b>53</b> |
| 3.1. Medžiagų mechaninių charakteristikų, reikalingų skaitiniam modeliavimui atlikti, nustatymas                            | 53        |
| 3.2. Suvirinimo siūlės zonų mechaninių charakteristikų prognozavimas  | 56        |
| 3.3. Automobilio stogo konstrukcijos gniuždymo apkraunant statišškai tyrimas  | 59        |

|  |     |
|--|-----|
| 3.4. Stogo konstrukcijos taškų poslinkių nustatymas fotogrametriniu metodu   | 68  |
| 3.5. Trečiojo skyriaus išvados ir apibendrinimai   | 70  |
| 4. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS PRIEKINIO STATRAMSČIO<br>ELGSENOS, VEIKIANT AVARINĖMS APKROVOMS, SKAITINIS<br>TYRIMAS ..... | 71  |
| 4.1. Automobilio stogo konstrukciniams elementams tenkančios apkrovos<br>pasiskirstymas  | 71  |
| 4.2. Automobilio stogo priekinio statramsčio medžiagų skaitinio modelio<br>sudarymas   | 73  |
| 4.3. Automobilio priekinio statramsčio skaitinio modelio sudarymas   | 75  |
| 4.4. Automobilio stogo priekinio statramsčio kvazistatinio apkrovimo tyrimas   | 78  |
| 4.5. Automobilio stogo priekinio statramsčio konstrukcijos kinetinės energijos<br>sugėrimo įvertinimas                         | 83  |
| 4.6. Automobilio stogo konstrukcijos elementų įtakos jos stiprumui tyrimas   | 86  |
| 4.7. Automobilio stogo konstrukcijos statinis apkrovimas   | 89  |
| 4.8. Automobilio stogo konstrukcijos dinaminis apkrovimas  | 90  |
| 4.9. Automobilio stogo konstrukcijos gniuždymo bandymų skaitinių ir<br>eksperimentinių rezultatų patikimumo analizė            | 90  |
| 4.10. Ketvirtojo skyriaus išvados ir apibendrinimai  | 92  |
| 5. BENDROSIOS IŠVADOS.....   | 93  |
| LITERATŪRA.....  | 94  |
| MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS .....  | 102 |
| PRIEDAI .....  | 104 |

## ŽYMĖJIMAI

### Simboliai

$E_p$  – stogo konstrukcijos deformavimosi metu sugeriamas energijos kiekis

$M$  – momentas

$\varphi$  – pasisukimo kampas

$F$  – veikianti ašinė jėga

$\delta$  – pailgėjimas

$L_0$  – pradinis bandinio ilgis

$\varepsilon$  – deformacija

$L$  – bandinio ilgis

$A_0$  – pradinis skerspjūvio plotas

$\sigma$  – įtempiai

$\sigma_y$  – takumo riba

$\sigma_u$  – stiprumo riba

$\sigma_f$  – trūkimo įtempiai

$\sigma_{tikr}$  – tikrieji įtempiai

$\varepsilon_{tikr}$  – tikroji vidutine deformacija

$\delta_y$  – takumo riba

$\delta_e$  – tamprumo riba

$C$  – elastingumą ribojantis faktorius

$n_e$  – apkrovos stiprumo eksponentė

$[K]$  – konstrukcijos standumo matrica

$[u]$  – poslinkio vektorius

$[F]$  – struktūrą veikiančių išorinių apkrovų vektorius

$AP$  – automobilio variklio dangčio priekio ir grindinio susidūrimo vietoje veikianti atramos reakcija

$AU$  – automobilio stogo konstrukcijos priekinės dalies ir grindinio susidūrimo vietoje veikianti atramos reakcija

$\beta$  – kampas tarp stogo priekio profilio ir priekinio statramsčio (žiūrint iš automobilio priekio)

$\beta_1$  – kampas tarp stogo šoninio profilio ir priekinio statramsčio (žiūrint iš automobilio šono)

$\alpha$  – kampas tarp stogo priekio profilio ir jėgos  $F$  (žiūrint iš automobilio priekio)

$\varepsilon$  – kampas tarp stogo šoninio profilio ir jėgos  $F$  (žiūrint iš automobilio šono)

$F_1$  – ašinė jėga, veikianti stogo konstrukcijos priekinį profilį

$F_2$  – jėgos  $F$  projekcija automobilio šoninių stiklų plokštumoje

$F_5$  – jėgos, kuria apkraunama automobilio konstrukcija, projekcija automobilio priekinio lango plokštumoje

$a_n$  – mazgų pagreičiai  $n$ -ajame integravimo žingsnyje

$[M]$  – masių matrica

$F_n^{ex}$  – išorinių apkrovų vektorius  $n$ -ajame integravimo žingsnyje

$F_n^{in}$  – vidinių apkrovų vektorius  $n$ -ajame integravimo žingsnyje

$\Delta t_n$  – integravimo žingsnio trukmė

$\Delta t_{max}$  – maksimali integravimo žingsnio trukmė

$v$  – kvazistatinio apkrovimo greitis

$\bar{x}$  – aritmetinis vidurkis

$n$  – bandinių / bandymų skaičius

$x_i$  –  $i$ -ojo bandinio eksperimentinio matavimo rezultatas

$s$  – vidutinis kvadratinis nuokrypis

$S$  – eksperimentinių tyrimų rezultatų dispersija

$C_v$  – rezultatų variacijos koeficientas

$L_0$  – bandomos dalies ilgis

$b_0$  – bandomos dalies plotis

$S_o$  – bandinio galimo suirimo vietoje skerspjūvio plotas

$a$  – bandinio galimo suirimo vietoje skerspjūvio storis

$L_c$  – ilgis iki praplatėjimo

$L_t$  – bandinio ilgis iki griebtuvų

## **Santrumpos**

UHSS – Itin didelio stiprumo plienas (angl. Ultra high strength steel)

HSS – didelio stiprumo plienas (angl. High strength Steel)

EHSS – papildomai padidinto stiprumo plienas (angl. Extra High Strength Steel)

CEESAR – Europos saugumo ir rizikos analizės studijų centras (prans. Centre Européen d'Etudes de Sécurité et d'Analyse des Risques)

NHTSA – nacionalinė greitkelių eismo saugumo administracija (angl. The National Highway Traffic Safety Administration)

CRIS – kontroliuojamo apsisvertimo sistema (angl. Controlled Rollover Impact System)

JRS – Jordan apsisvertimo sistema (angl. Jordan Rollover System)

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

SWR – stiprumo ir svorio santykis (angl. strength-to-weight ratio)

IIHS – greitkelių saugumo institutas (angl. The Insurance Institute for Highway Safety)

## ĮVADAS

2009 metais buvo apibrėžti pasyviojo saugumo reikalavimai, apibūdinantys automobilio stogo stiprumą. Įvertinti automobilio apsvertimo žalą tapo vienu svarbesnių saugumo kriterijų. Apsivertimas – tai eismo įvykis, kurio metu transporto priemonė apsverčia ant šono ar stogo. Pagrindinė automobilių apsvertimo priežastis yra automobilio pasisukimo metu atsirandanti jėga. Pasitaiko ir nenumatytų atvejų, nesusijusių su nelaimingais atsitikimais. Pastaruoju metu apsvertimo avarių skaičius išaugo ir netgi priartėjo iki priekinio, šoninio ar galimo susidūrimo įvykių skaičiaus. Siekdami sumažinti pastarųjų eismo įvykių skaičių, automobilių gamintojai, transporto saugumo institutai ir universitetai atlieka daugybę tyrimų [48].

Realių apsvertimų statistikos analizė rodo, kad automobilio stogo įlinkis vertimosi metu gerokai sumažina keleivio galvai tenkančią saugos rėmo erdvę ir padidina sužalojimo tikimybę. Tai turi labai didelę įtaką sužeidimų sunkumo lygiui. Tyrimai parodė, kad esant stogo ir grindinio susidūrimui labiausiai apkraunami priekinio statramsčio ir stogo priekiniai elementai [11].

Norėdami vartotojams suteikti išsamią informaciją apie pasirinkto automobilio pasyviosios saugos lygį, tyrėjai vis dar mėgina sudaryti išsamią vertinimo sistemą [14]. Ypač sunku nustatyti saugos lygį automobiliui verčiantis, kai keleiviai yra neprisisegę diržų [70]. Siekiant bandymams panaudoti kuo mažiau realių automobilių pradiniam projektavimo etape, atliekama skaitinio modeliavimo konstrukcijų analizė [54]. Analizuodami duomenis, tyrėjai akcentuoja galimą pasyviosios saugos lygio padidėjimą laikančiojoje konstrukcijoje panaudojant itin stiprius plieno lydinius, užpildus ir kompozitines medžiagas [5] bei sukuriant veiksmingą transporto priemonės ergonomikos sukūrimo metodiką [71–74].

Darbe sudarytos supaprastintos matematinių ir eksperimentinių tyrimų metodikos, siekiant numatyti galimą automobilio laikančiosios konstrukcijos elgseną tam tikrose eksploatacijos metu pasitaikančiose avarinėse situacijose.

Išvadose aptariami teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatai.

**Darbo tikslas** – nustatyti automobilio stogo priekinio statramsčio remonto metu suvirinamų siūlių išdėstymo ir konstrukcijos ertmių užpildymo plastiko putomis įtaką automobilio, jam verčiantis, saugos rėmo stiprumui.

### Uždaviniai:

1. Išanalizuoti automobilio stogo konstrukcijos deformacijos vertinimo metodikas.
2. Sudaryti automobilio stogo konstrukciją veikiančios apkrovos pasiskirstymo kėbulo elementuose matematinį modelį.
3. Išanalizuoti automobilio stogo konstrukcijos elementų deformacijas ir įtaką bendrajai automobilio pasyviajai saugai automobiliui verčiantis.
4. Nustatyti automobilio stogo konstrukcijos elementų pažeidimus, atsirandančius apsvertimo metu.
5. Nustatyti suvirinimo siūlių ir jų išdėstymo įtaką automobilio priekinio statramsčio ir stogo konstrukcijos stiprumui.

## **Mokslinis naujumas**

Sukurtas matematinis modelis, kurį naudojant galima nustatyti, kaip pasiskirsto automobilio stogo konstrukcijos elementams tenkančios apkrovos, atsižvelgiant į automobilio geometrinius parametrus.

Sudarytas skaitinis modelis, leidžiantis BEM numatyti automobilio stogo priekinio statramsčio elgseną avarinių apkrovų, sukeliančių dideles plastines deformacijas, metu.

Parengta metodika, kurią taikant galima įvertinti automobilio priekinio statramsčio remonto metu suvirinamų siūlių išdėstymo pastarojo konstrukcijoje ir jos ertmių užpildymo putų plastiko užpildu įtaką pasyviajam saugumui, automobiliui verčiantis.

## **Praktinė vertė**

Remiantis pasyviają saugą apibrėžiančių charakteristikų pokyčiais, nustatyti pavojingiausi suvirinimo siūlių išdėstymo ir veiksmingiausi priekinio automobilio statramsčio ertmių užpildymo variantai.

Sukurta metodika gali būti taikoma remiantis objektyviais kriterijais, apibrėžiančiais lengvųjų automobilių stogo priekinio statramsčio remontuotos konstrukcijos patikimumą ir tinkamumą tolimesnei automobilio eksploatacijai po avarinių apkrovų.

## **Autoriaus indėlis į nagrinėjamą problematiką**

Sukurta skaitinė metodika remontuotų plonasienių profilių, naudojamų automobilių stogo konstrukcijose, kvazistatinio apkrovimo deformacijoms numatyti.

Tuo tikslu:

- sudarytas matematinis modelis, kurį naudojant galima nustatyti avarinės apkrovos pasiskirstymą automobilio stogo elementuose vertimosi metu, atsižvelgiant į automobilio geometrinius parametrus;
- įvertintas suvirinimo siūlių išsidėstymas automobilio stogo konstrukcijos standumui;
- sudaryti skaitiniai pažeidimų modeliai;
- kvazistatiniais bandymais patikrintas modelių adekvatumas realių profilių elgsenai.

## **Ginamieji teiginiai**

Suvirinimo siūlių išsidėstymas analizuojamos konstrukcijos ilgyje turi reikšmingą įtaką automobilio stogo pasyviosios saugos lygiui.

Gautas skaitinis modelis gali būti taikomas skirtingos geometrijos remontuoto priekinio automobilio stogo statramsčio standumui įvertinti, veikiant avarinėms apkrovoms.



Pasiūlytas universalus matematinis modelis, leidžiantis nustatyti, kaip pasiskirsto apkrova automobilio stogo elementuose, atsižvelgiant į apkrovimo kryptį ir automobilio geometrinius parametrus.

### **Tyrimų objektas**

Automobilio stogo konstrukcijos remonto metu atliktų suvirinimo siūlių išdėstymo įtaka konstrukcijos standumui, veikiant avarinėms apkrovoms vertimosi metu.

### **Darbo naujumas**

Automobilio priekinio stogo statramsčio pasyviosios saugos pokyčio, atsiradusio dėl konstrukcijos remonto metu suvirinamų siūlių išdėstymo pastarojo ilgyje, įvertinimas.

### **Darbo aktualumas**

Darbo metu gauti rezultatai ir išvados leidžia numatyti suremontuoto automobilio stogo priekinio statramsčio elgseną ir pasyviosios saugos pokytį (kaitą), veikiant avarinėms apkrovoms automobiliui verčiantis.

### **Disertacijos apimtis ir struktūra**

Disertaciją sudaro įvadas, 4 skyriai, bendrosios išvados, literatūros ir mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašai, priedai. Disertacijos apimtis 109 puslapių, iš jų 6 puslapius sudaro priedai, tekste panaudota 27 numeruotų formulių, 78 paveikslai ir 10 lentelių. Literatūros sąrašą sudaro 117 šaltiniai.

### **Prielaidos ir idealizavimas**

Skaitinis modeliavimas atliekamas automobilio stogo konstrukciją deformuojant absoliučiai kietu kūnu.

# 1. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS STIPRUMO TYRIMŲ APŽVALGA

## 1.1. Automobilių laikančiųjų konstrukcijų gamybai naudojamos medžiagos

Sparti gamybos technologijų plėtra ir medžiagų įvairovė daro įtaką daugeliui automobiliams taikomų reikalavimų, tokių kaip sauga, komfortas, vairavimo tikslumas, kokybė, patikimumas ir pritaikomų sprendimų įvairovė.

Pradiniu automobilio kėbulo kūrimo momentu iškyla daugybė inžinerinių klausimų. Šis procesas tampa itin sudėtingas pirmą kartą panaudojant pasirinktas medžiagas automobilio laikančiajai konstrukcijai gaminti. Siekiant sumažinti darbo ir laiko sąnaudas, atrinkti reikalingas medžiagas, jau pradiniame projektavimo etape atliekami konstrukcijų iš pasirinktų medžiagų rinkinių bandymai. Medžiagos pagal joms numatomą pritaikomumą skirstomos pagal šiuos kriterijus:

- energijos sugėrimą,
- struktūrinį vientisumą,
- standumą,
- formavimo savybes,
- paviršiaus kokybę.

Vadovaujantis pastaraisiais kriterijais yra numatomas pasirinktų medžiagų pritaikomumas, atsižvelgiant į jų mechanines charakteristikas, ir galimi naudojamų medžiagų rinkiniai.

Kitame etape medžiagos vertinamos atsižvelgiant į:

- kainą,
- ilgaamžiškumą,
- skaitinės analizės galimybes,
- koroziją,
- tarpusavio sujungimą,
- produktyvumą.

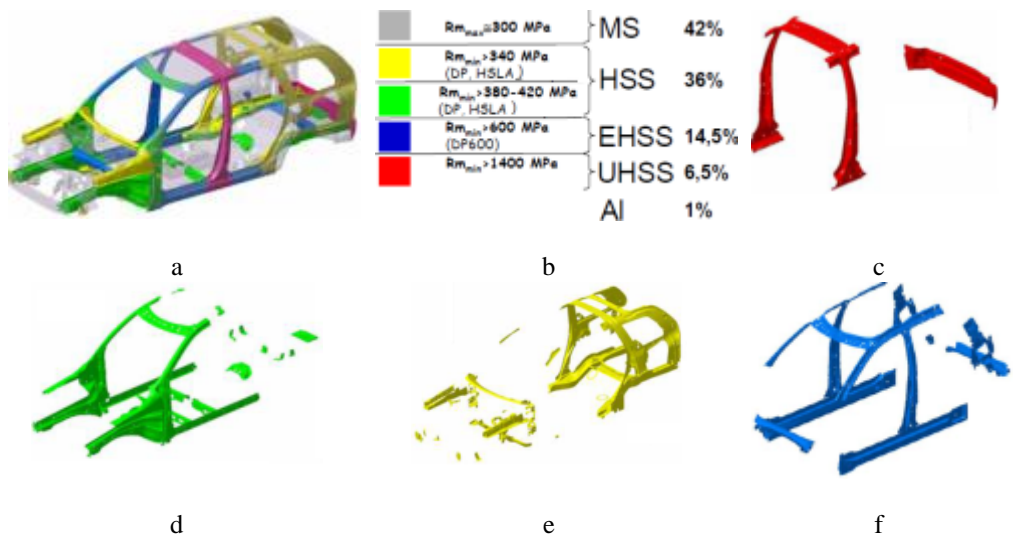
Šiuo metu inžinieriai jau išstobulino įvairių automobilių tipų laikančiųjų konstrukcijų geometriją, kuri, naudojant tradicines medžiagas, yra optimali stiprumo ir standumo požiūriu. Tačiau nuolat ieškoma sprendimų siekiant suderinti mažą masę ir didelį stiprumą bei standumą. Technologai naudoja vis pažangesnius apdirbimo ir sujungimo būdus, ieško naujų konstrukcinių mažos masės, pakankamai standžių ir stiprių medžiagų, kurioms būdingas technologiškumas, reikiamos eksploatacinės savybės ir ne itin aukšta kaina.

Automobilių pramonėje naudojama daug įvairių rūšių plienų [87]. Pagrindiniams konstrukciniams elementams naudojami mažai anglies turinčių plienų skardos lakštai. Specialiai pagaminti silpnai legiruoti plienai naudojami didelį plotą sudarantiems elementams. Panaudojus storesnius plieno lakštus, atlikus taškinį suvirinimą ir įdiegus papildomus saugumo elementus konstruktoriams buvo pasiektas pakankamas laikančiųjų konstrukcijų standumas ir stiprumas saugumo požiūriu, tačiau visa tai labai padidino laikančiosios konstrukcijos masę.

Be plieno, naudojamas ir aliuminis. Šiuolaikiniame pasaulyje projektuojant automobilių kėbulus šios dvi medžiagos tarpusavyje keičia viena kitą. Aliuminio

tankis yra 2,5 karto mažesnis nei plieno, jis plastiškas, atsparesnis aplinkos poveikiui, tačiau, palyginus su plienu, aliuminio tamprumo modulis yra trigubai mažesnis, be to, aliuminio kaina yra kelis kartus didesnė. Mažesnis aliuminio tamprumo modulis lemia, kad kėbului pagaminti reikia storesnių aliuminio lakštų ir didesnių gabaritų profilių, o tai mažina aliuminio pranašumą, lyginant su plienu. Didelė problema, išskylanti naudojant aliuminį, – sunkus suvirinimas, tad tenka naudoti įvairias klijavimo medžiagas. Inžinieriams suprojektavus automobilio konstrukciją naudojant aliuminį, tyrimo institutai ir pramonė automobilių gamybai pasiūlo stipresnį nei prieš tai buvęs plieno lydinį, ir atvirkščiai.

Šiuo metu, išnaudojus esamų aliuminio lydinų konstrukcines galimybes, grįžtama prie plieno lydinų [89]. Pastarieji visiškai skiriasi nuo tų, kurie laikančiųjų konstrukcijų gamyboje buvo naudoti anksčiau. Naujieji plieno ir boro lydiniai yra gerokai stipresni (1.1 pav.).



**1.1 pav.** Boro plienu sustiprintas kėbulas [13]: a – medžiagų panaudojimo schema; b – medžiagų panaudojimas (procentinė dalis); c – UHSS; d – HSS; e – HSS; f – EHSS

Netradicinių automobilių laikančiųjų konstrukcijų gamyboje naudojamos labai įvairios konstrukcinės medžiagos: stiprūs plienai, aliuminio lydiniai, plastikai ir kompozitai. Pastarosios naudojamos dėl to, kad mažomis serijomis gaminamiems automobiliams nėra keliami griežti medžiagų perdirbimo reikalavimai.

Dėl paprastesnės gamybos ir konstrukcijų surinkimo automobilių pramonėje plačiai naudojami vidiniai kėbulo elementuose esantys plieniniai sustiprinimai [57, 58]. Tuo siekiama, nepadidinus statramsčių geometrinių parametrų, padidinti jų stiprumą [59]. Nors šiuo metu didžioji dalis laikančiųjų konstrukcijų gaminamos iš metalų ir įvairių jų lydinų, vis dažniau pradeda naudoti įvairias plastmases ir kompozicines medžiagas.

Panaudojant naujas medžiagas, tokias kaip didelio stiprumo plienai su plastiko užpildais, galima pasiekti, kad stogo stiprumas būtų padidintas, išlaikant pradinę konstrukcijos masę [17]. 1.2 paveiksle pavaizduoti tipiški kompozitiniai

laikančiosiose konstrukcijose naudojami sustiprinimai [96]. Norint, kad automobilio kėbulo konstrukcijos masė nepadidėtų, stengiamasi nustatyti minimalų putų užpildų panaudojimo kiekį reikiamose sustiprinimo vietose [12].

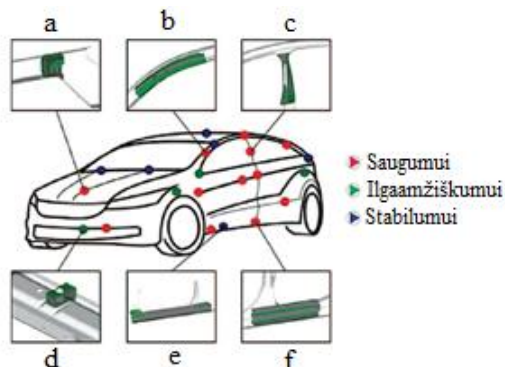
Kaip vienas iš galimų itin veiksmingų energijos sugėrimo deformacinėse zonos būdų laikomas metalų putų panaudojimas [40]. Putų užpildai sumažina profilio deformacijas, kartu padidina konstrukcijos atsparumą galimai apkrovai [30].

Vienas geriausių profilių formos užpildymo atžvilgiu įvardijamas stačiakampio formos vamzdis. Pastarųjų gamyba, lyginant su kitais, yra paprasčiausia ir artimiausia automobilių pramonėje naudojamų struktūrinių elementų skerspjūvio geometrija. Tačiau ir tai ne visada užtikrina didesnę konstrukcijos stiprumą, dėl to numatoma mišrios konstrukcijos koncepcija [4].

Užpildžius profilius tokiomis putomis, energijos sugerama iki 6 kartų daugiau [38, 39]. Keletas tyrėjų akcentuoja galimybę sustiprinimams naudoti tokius užpildus kaip poliuretano putas [60 - 63, 57, 58]. Šiuos užpildus rekomenduojama naudoti tose vietose, kur reikia užtikrinti gretimų profilių sienelių tarpusavio atstumo pastovumą [64, 65, 93].

Buvo nustatyta, kad pastarasis profilis yra kur kas efektyvesnis energijos sugėrimo atžvilgiu nei profilis, turintis tik išorinę sienelę ir skerspjūvį, užpildytą putomis [30]. Atliktų tyrimų analizės metu nustatyta, kad, statiškai lenkiant konstrukcinius elementus, profiliai, sudaryti iš dviejų, vienas į kitą sumautų, vamzdžių, užpildant tarpą tarp jų putomis, yra itin efektyvi konstrukcija energijos sugėrimo ir konstrukcijos masės įvertinimo atžvilgiu [28, 29].

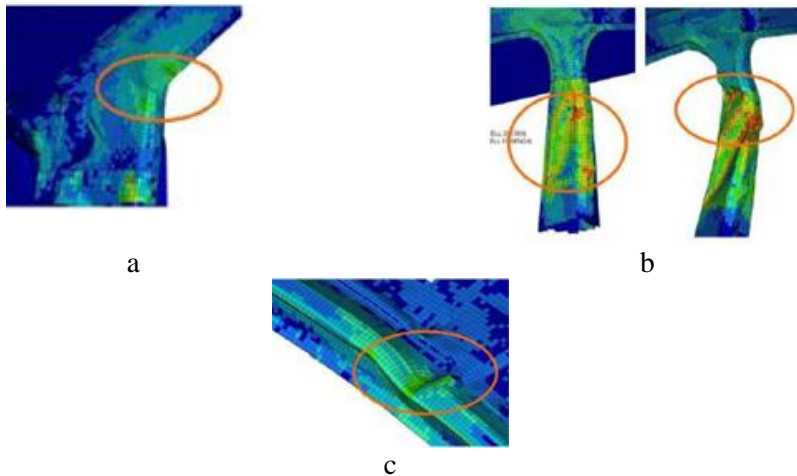
Galimybė naudoti poliuretano putas transporto priemonių gamyboje laikoma itin efektyvia technologija. Putos gali būti panaudojamos pagal poreikį, parenkant pastarųjų tankį. Technologiniu požiūriu pastarosios lengvai apdirbamos, dažomos, turi puikias sukibimo savybes. Kėbulo surinkimo metu jos įpurškiamos į konstrukcinių elementų vidų, kur puikiai užpildo ertmės turį ir per transporto priemonės eksploataavimo laiką išlieka nepakitusi (1.2 pav.) [93].



**1.2 pav.** Vidiniai automobilio konstrukcijos užpildymai [96]: a – variklio gaubtas; b – priekinis statramstis; c – vidurinis statramstis; d – priekinė sija; e – slenkstis; f – slenkstis ties viduriniu statramsčiu

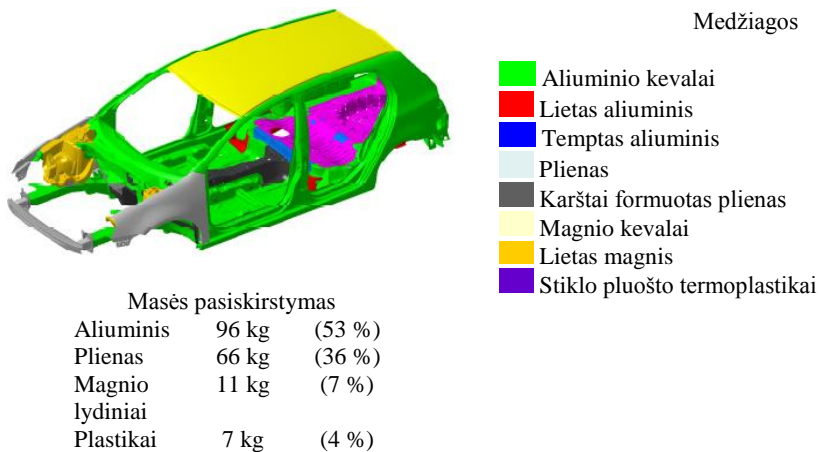
Užpildžius B statramstį putomis ties stogu (1.3 pav.) jo stiprumas padidėjo 72 % [93]. Atlikus tyrimus, nustatyta, kad užpildžius profilių vidinę ertmę

poliuretano putomis padidėja dviejų sienelių profilio stiprumas, o didesnis putų tankis suteikia didesnę konstrukcijos standumą ir stiprumą, tačiau padidina pastarosios svorį [93].



**1.3 pav.** Vidurinio automobilio statramsčio užpildyto plastiko putomis deformacijų pasiskirstymas automobilio kėbule [12]: a – apatinė priekinio A statramsčio vieta; b – vidurinis B statramstis; c – priekinio A statramsčio viršutinė dalis

Vienas iš geriausių labai lengvų automobilių kėbulų gamybos pavyzdžių pateiktas 1.4 pav. Čia aliuminio, t. y. iš aliuminio lakštų ir iš aliuminio lietu konstrukcinių elementų, panaudojama 53 % bendros automobilio laikančiosios konstrukcijos masės, o plieno, įskaitant ir karštai formuotus plieno konstrukcinius elementus, – 36 %. Apie 7 % bendros kėbulo masės tenka magnio lydiniams ir maždaug 4 % masės – kompozitinėms medžiagoms ir plastikams.



**1.4 pav.** Mišrios koncepcijos automobilio kėbulas [45 ]

Pritaikius pastarąsias medžiagas, automobilio svoris, lyginant su prieš tai gamintu modeliu, sumažėjo 37 % [45].

Apžvelgus automobilių laikančiųjų kėbulų konstrukciją ir naudojamas medžiagas, aiškėja dvi pagrindinės optimizavimo kryptys. Siekiant sumažinti laikančiosios konstrukcijos masę, reikia tobulinti medžiagas, naudoti sudėtingas gamybos technologijas, o tam būtina tikslinti laikančiųjų konstrukcijų skaičiavimo metodiką.

## **1.2. Automobilio aktyvioji ir pasyvioji sauga, ją užtikrinantys elementai, prevencijos priemonės**

Automobilių saugumas – tai dizaino, konstrukcijos, įrangos, kelių eismo taisyklių ir galiojančių įstatymų tyrimas bei diegimas, siekiant sumažinti nelaimingų įvykių skaičių kelyje ir jų pasekmes. Anot CEESAR (Centre Européen d'Etudes de Sécurité et d'Analyse des Risques) instituto mokslininkų, atlikusių tyrimą, automobilių saugumas per pastaruosius tris dešimtmečius išaugo apie 50 % [44].

Priemonės, užtikrinančios automobilio saugumą, yra skirstomos į aktyviasias ir pasyviasias. Naudojant aktyviosios saugos priemones, vairuotoją pasiekia informacija apie padėtį kelyje, gerinamos vairavimo sąlygos, o iškilus avarijos grėsmei šios priemonės veikia tam, kad susidūrimo būtų išvengta. Stabilumo palaikymo sistema vis dar yra viena iš svarbiausių avarių prevencijos priemonių. Ši sistema yra pagrindinė priemonė mažinant išorinių veiksnių įtaką automobilio valdomumui. Darna veikimo pasekmes galima išskirti į dvi dalis: numatomos važiavimo krypties grąžinimą ir automobilio apsvertimo prevenciją. Pastaroji ima veikti tik tuomet, kai nukrypimas nuo kurso yra maksimalus ir stipriai padidėja šoninės jėgos. Šioms jėgoms pasiekus kritines vertes, didelė stabdymo jėga ima veikti reikiamos pusės ratus ir taip išvengiama apsvertimo. Vertimosi rizika taip pat gali kilti kliudžius kokį nors nelygumą. Jei jis yra kliudomas tik viena automobilio puse, sukuriama jėgos momentas apie automobilio svorio centrą. Šiam momentui pasiekus kritinį dydį, automobilis apsverčia. Siekiant užkirsti tam kelią, be prieš tai minėtų priemonių, ima veikti aktyvi pakaba, kuri, priklausomai nuo situacijos ir kilusios grėsmės, gali keisti techninius parametrus.

Pažangios aktyviosios saugos priemonės avarijos tikimybę sumažina, tačiau jos nepanaikina. Įvykus avarijai, smūgio metu saugumą užtikrinti turi pasyviosios saugos priemonės, kurios yra kuriamos ir naudojamos tam, kad žmonės neiškristų iš automobilio, kuo labiau sumažėtų smūgio metu atsirandančio neigiamojo pagreičio vertė ir trukmė, žmonės automobilyje būtų apsaugoti nuo antrinių kėbulo deformacijų.

Pirminis uždavinys, diegiant pažangias pasyviojo saugumo priemones, – įrengti veiksmingą patogių ir paprastai naudojamų saugos diržų sistemą. Avarijos metu suveikia automatiniai diržų įtemptuvai, kurie prispaudžia žmogų prie sėdynės. Tai įvyksta per 22 ms. Kitos salono saugumą padidinančios konstrukcijos yra energiją sugeriančios vairo kolonėlės, galvos suvaržymai, durų užraktų savaiminio atsirakinimo apsauga ir vairo galimybė savaimė išsilyginti. Saugiai uždarytos durys yra svarbus veiksnys, užkertantis kelią iškristi iš automobilio. Paminkštinimai įvairiose salono vietose, o ypač ant vairo, sumažina sunkių galvos ar krūtinės traumų grėsmę [88].

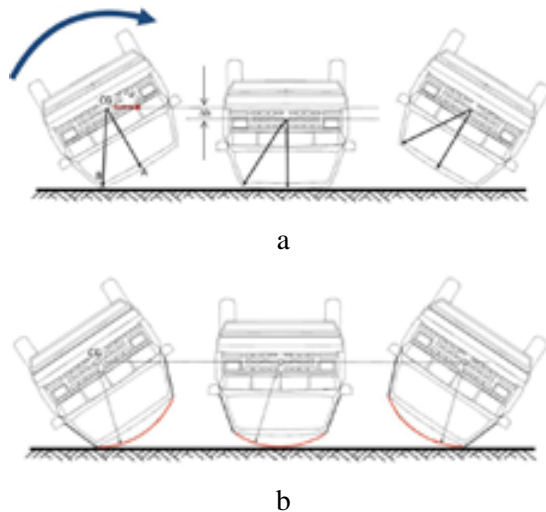
Automobilio deformacijos, vykstančios smūgio metu, yra nukreipiamos konkrečiomis, iš anksto numatytomis, kryptimis, taip užtikrinant optimalų jų pasiskirstymą visame kėbule. Kiekviename žingsnyje energija perduodama į vis didesnę elementų skaičių, todėl santykinai mažėja ir, kai pasiekia saloną, ji turi būti išskirstyta gana plačiai, kad sutvirtinimai atlaikytų apkrovas ir toliau nebesideformuotų.

Norint smūgio energiją nukreipti konkrečiomis kryptimis, kai kurie elementai gaminami iš medžiagų, kurios yra minkštesnės už metalą. Kita šių deformavimosi zonų funkcija – sulėtinti automobilį elementams deformuojantis tam tikru greičiu, taip sušvelninant automobilio keleivių patiriamą smūgį ir neigiamojo pagreičio vertę. Papildomą apsaugą šoninio susidūrimo metu suteikia prieš tai aprašyti durų sustiprinimai ir sustiprintos statramsčių jungimosi vietos su stogu bei dugnu. Langai ir priekinis stiklas yra pavojingi elementai ir sudužę gali padaryti didelę žalą, todėl stiklas gaminamas taip, kad sudužtų į kuo didesnę kiekį smulkių dalių, taip išvengiant sunkių, aštrius kraštus turinčių gabalų.

### 1.3. Automobilio stogo konstrukcijos geometrijos parametru įtaka pasyviajai saugai automobiliui verčiantis

Automobilio pasyvioji sauga pastarajam verčiantis priklauso ne tik nuo apkrovos veikimo krypties, bet ir nuo automobilio stogo konstrukcijos geometrinių parametru.

R. Grzebieta su bendraautoriais aprašė, kaip galima apsaugoti automobilio, pastarajam verčiantis, stogą eismo įvykio metu. Tyrėjai pasiūlė naudoti stogo sustiprinimo konstrukciją, kuri efektyviai sugeba išskirstyti stogui apsvertimo metu tenkančias apkrovas (1.5 pav.) [41].



**1.5 pav.** Automobilio vertimosi pobūdis priklausomai nuo stogo geometrijos [41]: a – su dviem vertimosi spinduliais; b – su vienu vertimosi spinduliu

Norint padidinti specialios paskirties ir specialiųjų tarnybų automobilių pasyvųjų saugumą, buvo pasiūlytas stogo sustiprinimo elementas HALO<sup>tm</sup> (1.6 pav.). Atlikus tyrimus nustatyta, kad konstrukcijos efektyvumas pasitvirtino: sumažėjo stogo deformavimosi greitis ir sugniuždymo mastai bei apkrovos [41].



**1.6 pav.** Stogo sustiprinimo elementas HALO<sup>tm</sup> [53]

Rezultatai parodė, kad ši konstrukcija pakeičia vertimosi spindulį, kuris sąveikaudamas su masės centru pastebimai sumažina vertimosi metu stogo konstrukcijai tenkančias apkrovas [41]. Atlikus tyrimus paaiškėjo, kad stogo deformacijos labai priklauso nuo didžiausio bei mažiausio spindulio tarp automobilio vertimosi ašies bei arčiausio ir tolimiausio stogo konstrukcijos taškų, žiūrint iš automobilio priekio [53].

Padidinto pravažumo automobiliuose, skirtuose beklėlės sportui, labai padidėja apsvertimo tikimybė. Siekiant apsaugoti sportininkus, yra naudojamas išorinis kėbulo konstrukciją saugantis rėmas [52].

Nustatyta, kad HALO<sup>tm</sup> sumažina stogo sugniuždymą priekinio statramsčio atžvilgiu daugiau kaip 270 mm, B statramsčio atžvilgiu – daugiau nei 160 mm [23].

Automobilio stogo konstrukcijos geometrija turi ryškų indėlį galimoms pasekmėms apsvertimo metu. Tačiau geometrijos parametrai negali turėti tiek daug įtakos, kad kompensuotų konstrukcinių elementų stiprumo trūkumą [53].

#### **1.4. Automobilių kėbulų konstrukciniai pažeidimai**

Eksploduojant automobilį visada pasitaiko įvairių gedimų. Rimčiausi gedimai yra tie, dėl kurių automobilis gali tapti nesaugus ir kelti pavojų pačiam vairuotojui ar kitiems eismo dalyviams. Tokie gedimai yra susiję su korozija, detalių suirimu, kinematinių ryšių sutrikimu dėl išorinių pažeidimų, išdilimo ar nuovargio. Kai gedimai yra susiję su kėbulu, ar verta remontuoti, yra sprendžiama remiantis dviem pagrindiniais rodikliais: saugumu ir ekonomiškumu. Kėbulas dažnai neremontuojamas dėl to, kad jis yra per daug pažeistas ir automobilis gali būti nesaugus, arba dėl to, kad automobilis yra per senas ir jo neverta remontuoti.

Automobilių kėbulų gedimai gali būti skirstomi į:

- konstrukcinius (dėl projektavimo klaidų),
- gamybinius (dėl technologinio proceso ar taisymo klaidų),
- atsiradusius dėl eismo įvykių,



- eksploatacinius.

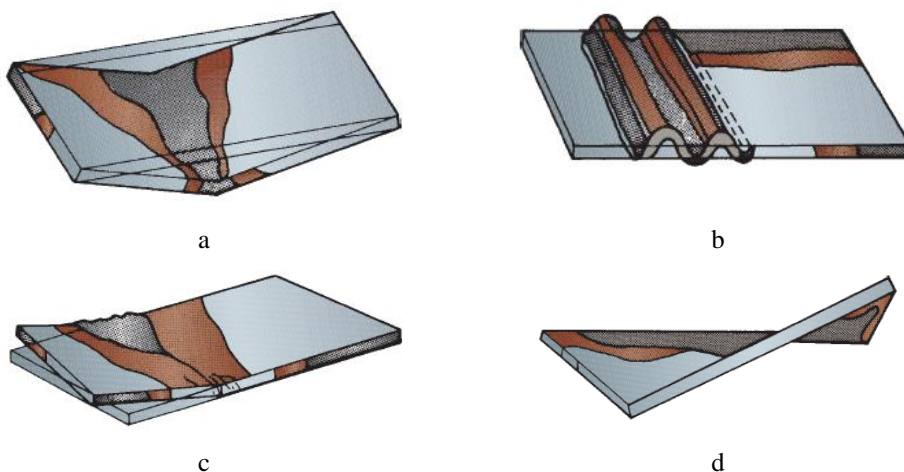
Didžiausią visų automobilio kėbulo gedimų dalį sudaro gedimai eismo įvykio metu. Šie gedimai gali būti skirstomi į tiesioginius ir netiesioginius. Tiesioginiai (pirminiai) – tai pažeidimai, atsiradę tiesiogiai smūgio vietoje, t. y. toje vietoje, kur automobilis susidūrė su kitu objektu. Netiesioginiai (antriniai) atsiranda zonoje, supančioje pirminį pažeidimą, nors tam tikrais atvejais gali būti ir nutolę nuo smūgio zonos. Tiesioginiai ir netiesioginiai kėbulo pažeidimai dar gali būti matomi (esantys smūgio zonoje) ir paslėpti (matomi tik automobilį bent iš dalies išardžius). Taip pat pagal dydį pažeidimai gali būti skirstomi į smulkius (nedideli įlenkimai, įbrėžimai), ir stambius (stiprūs įlenkimai, kėbulo geometrijos iškraipymai). Priklausomai nuo to, koks buvo susidūrimas, kėbulo gedimai gali būti skirstomi į kelias grupes:

- priekio pažeidimas – tai smūgio rezultatas, kai yra sugadinami elementai nuo bamperio iki pagrindinės kėbulo dalies (salono);
- trijų ketvirčių priekinis pažeidimas – tai priekinio susidūrimo kampu rezultatas, tokio susidūrimo metu yra sugadinamas priekinis sparnas, buferis, variklio dangtis, taip pat gali būti pasukami lonžeronai;
- galinės dalies pažeidimas – tai smūgio tiesiai arba šiek tiek kampu į automobilio galą rezultatas, kurio metu yra sugadinamas galinis buferis, bagažinės dangtis ir galiniai sparnai;
- lygiagretus šoninis pažeidimas – šis pažeidimas sukiamas lygiagrečiai automobiliui judančio objekto, susidūrimo metu sugadinama automobilio priekinis ir galinis sparnai, durelės;
- tiesioginis šoninis pažeidimas – šio susidūrimo metu objektas smogia į automobilio šoną, gali būti sugadinamos durelės, priekinis arba galinis sparnai, stipriai pažeidžiama laikančioji konstrukcija;
- apsisvertimo pažeidimas – šis pažeidimas atsiranda automobiliui apsisiverčiant, dažniausiai tai sugadina didžiąją dalį automobilio elementų;
- visiškas automobilio pažeidimas – automobilis yra arba visiškai sumaitotas ir neberemontuojamas, arba jo remonto kaina viršija paties automobilio kainą.

Automobilio kėbulo elementai eismo įvykio metu gali įvairiai deformuotis. Kiek ir kaip bus deformuotas kėbulas, priklauso nuo: kliūties dydžio ir formos, automobilio greičio susidūrimo metu, susidūrimo kampo, krypties ir nuo keleivių skaičiaus, sėdimosios vietos. Susidūrimo metu kėbulo konstrukciniai elementai gali sulinkti, būti gniuždomi, praplatėti, suklupti, pasisukti (1.7 pav.).

Šiuolaikinių automobilių laikantieji kėbulai eismo įvykio metu tipiskai deformuojasi tam tikra tvarka.

1. Sulinkimas. Pirmosiomis susidūrimo mikrosekundėmis smūgio banga stengiasi sutrumpinti struktūrą, taip sukeldama šoninį arba vertikalų lenkimą centrinėje struktūroje. Visos jėgos, kurios paveikia elementus, nutolusius nuo smūgio vietos, paveikia juos būtent šiuo momentu. Bet dėl to, kad „unibody“ tipo kėbulai yra labai standūs ir tvirti, jie yra linkę sugrįžti į savo pradinę padėtį.



**1.7 pav.** Deformacijų tipai: a – sulinkimas; b - gniuždymas arba suklupimas; c – praplatėjimas; d - pasisukimas [43]

2. Gniuždymas, suklupimas. Susidūrimo metu konstrukcijos gniuždomos. Smūgio energija absorbuojama deformuojant kėbulą – tai padeda apsaugoti keleivius salone. Gniuždymas paprastai įvyksta smūgio vietoje ir nedideliu atstumu nuo jos. Kėbulo elementai, esantys toliau nuo smūgio vietos, taip pat gali sulinkti, plyšti arba visai atitrūkti. Kadangi visas automobilio kėbulas yra sudarytas iš metalinių lakštų, sujungtų tarpusavyje, smūgio banga gali keliauti toli. Tam, kad būtų sumažinta žala kėbului, kartu užtikrinant saugumą keleiviams, kėbule yra gniuždymo zonos, kurios riboja maksimalią smūgio jėgą.

3. Praplatėjimas. Gerai suprojektuotuose automobilio laikančiuosiuose kėbuluose jėgos, pasiekusios saloną, negali būti perduotos keleiviams. Šios jėgos deformuoja kėbulą taip, kad jis praplatėja, jo elementai (stogas, dugnas, šoninis statramstis) išlinksta į išorę (1.8 pav.). Šie elementai privalo linkti į išorę tam, kad apsaugotų keleivius, kitu atveju keleiviai būtų prispausti automobilyje.



**1.8 pav.** Chevrolet Cobalt kėbulo deformacija, atliekant saugumo testą [90]

4. Susisukimas. Kėbulo iškraipymas, kai vienas jo kampas yra aukščiau negu turėtų būti, priešingas kampas gali būti žemiau. Tokia kėbulo deformacija įvyksta, kai kėbulo kampas yra ne tik stumiamas, bet ir keliamas į viršų, taip pat gali atsirasti antrinio smūgio metu. Kėbulas gali pasisukti automobiliui atsitrenkus į bortelį, taip pat tokia deformacija yra būdinga smūgio į galinį kampą ir apsvertimo metu [43, 42, 92].

## 1.5. Automobilių apsvertimo eismo įvykiuose, žūčių ir sužeidimų statistika

Europos Sąjungoje daugiau kaip 40 000 žmonių žūsta ir 1,6 mln. yra sužeidžiama eismo įvykiuose. Apsivertimų metu sužeidžiama kur kas daugiau keleivių nei priekinio ar šoninio susidūrimo metu [31 - 33]. 4 % jų sudaro vertimosi eismo įvykiai, iš kurių 20 % yra mirtini [6]. Dažniausios būna galvos ir kaklo traumos [34].

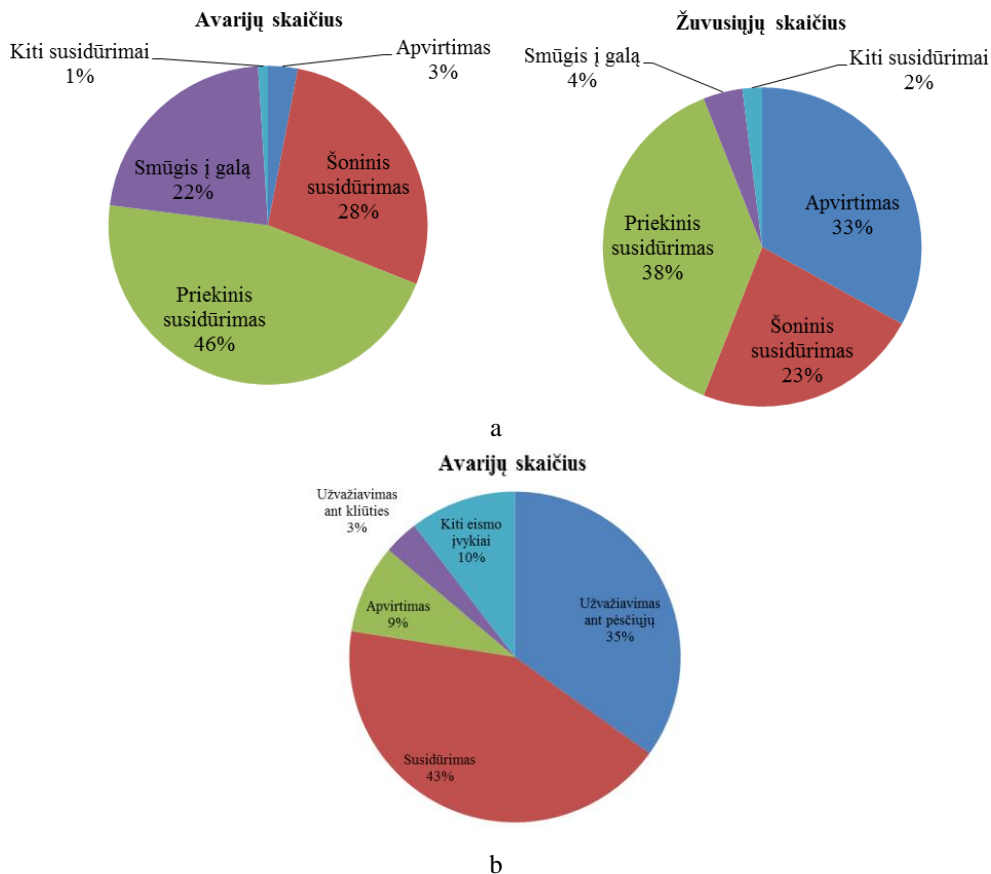
Skirtingai nuo priekinių, šoninių ir galinių susidūrimų, apsvertimo eismo įvykiai labai skiriasi. Realybėje automobilio apsvertimai yra kompleksiniai įvykiai, kuriems įtakos turi itin daug veiksnių. Pastarieji gali būti suskirstyti pagal eismo įvykio išprovokavimo pobūdį ir konstruktorių priimtus sprendimus [11].

Išanalizavus Vokietijos automobilių vertimosi avarijų statistiką, nustatyta, kad 58 % apsvertimų įvyksta automobiliui slystant, 32 % – dėl susidūrimo su kita transporto priemone [107]. 90 % įvykusių apsvertimų metu automobilis apsverčia apie išilginę ašį [7], dažniausiai patiriami vienas ar du smūgiai [8]. K. Digges [104] nustatė kad 95 % apsvertimų, kurių metu patiriamos sunkios traumos, sudaro ne daugiau kaip 2 apsvertimai. Du trečdaliai apsvertimų sudaro mažiau nei vieną apsvertimą [67]. Pavojingiausias momentas yra tas, kai automobilio stogas pirmą kartą yra paveikiamas susidūrimo su grindiniu. K. Digges nurodė, kad skaudžiausi apsvertimai yra, kai automobilis apsverčia ore 180 laipsnių ir nusileidžia ant priekinio statramsčio [7]. D. Friedmanas [105] nustatė, kad nedideli sužeidimai būdingi tada, kai vidutinis stogo sugniuždymas yra mažesnis nei 102 mm.

1998 metais SAE konferencijos metu [112] apibrėžta, kad 63 % apsvertimo avarijų nebuvo patirta galvos, veido, kaklo sužeidimų. Vidutinis stogo įlinkis siekė 152 mm. 4 % avarijų baigėsi mirtimi. Maždaug 90 % visų apsvertimų vienija tai, kad apsverčiama ne daugiau kaip vieną kartą. Pagrindinės traumų priežastys: per silpna stogo konstrukcija, iškritimas per langus ir neužsirakinantys saugos diržai [112, 5]. Šie du atvejai buvo išskirti automobilių saugumo specialistų jau 1960 metais.

Amerikos eismo avarijų statistikos, kurią skelbia Nacionalinė greitkelių eismo saugumo administracija (NHTSA), duomenimis, 2003 metais įvyko daugiau kaip 6,3 mln. motorinių transporto priemonių įvykių. Jų metu daugiau kaip 42 000 žmonių žuvo ir beveik 2,9 mln. žmonių buvo sužeisti. Vertimosi eismo įvykiai buvo išskirti į atskirą kategoriją. 2003 metais beveik 3 % iš visų keleivinio transporto priemonių avarijų buvo apsvertimo įvykiai (1.9 pav. a).

Tai, lyginant su bendra eismo informacijos statistika, sudaro mažumą [54]. Analizuojant Lietuvos keliuose įvykusių eismo įvykių statistiką pastebima, kad automobilių apsvertimo dalis, atsižvelgiant į bendrą eismo įvykių skaičių, sudaro 9–10 % [55]. Lietuvos automobilių kelių direkcijos pateiktais duomenimis, 2013 metais Lietuvos keliuose automobilių apsvertimai sudarė 8,7 % (1.9 pav. b).

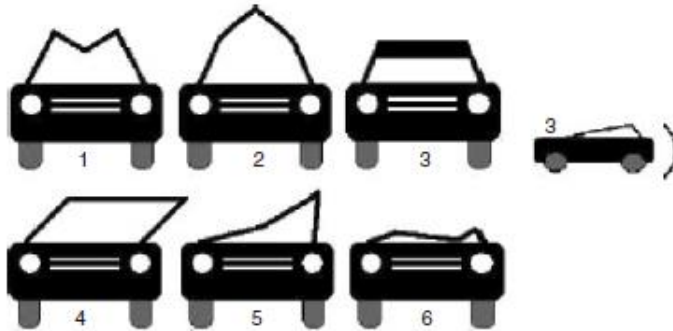


**1.9 pav.** Eismo įvykių statistika: a – Amerikos eismo avarijų statistika (2003 m.) [54], b – Lietuvos eismo avarijų statistika (2013 m.) [58]

Analizuodami apsvertimo įvykius, tyrėjai išskyrė 6 pagrindinius vertimosi atvejus (1.1 lentelė) [66]. Pastarieji skirstomi pagal stogo konstrukcijos deformavimo pobūdį ir deformuotus struktūrinius elementus (1.10 pav.).

**1.1 lentelė.** Automobilio vertimosi atvejai

| Stogo konstrukcijos deformavimosi pobūdis | Eismo įvykių ( <i>n</i> ) automobiliui verčiantis pasiskirstymas, % |
|---|---|
| 1   | 12 (19)   |
| 2   | 4 (6)   |
| 3   | 27 (44)   |
| 4   | 8 (13)  |
| 5   | 12 (20)   |
| 6   | 2 (4)   |
| Nesideformavo                             | 24 (38)   |
| Kiti atvejai                              | 11 (17)   |
| Iš viso                                   | 100 (161)   |



**1.10** pav. Automobilio stogo deformavimosi tipai: 1 - deformuojamas priekinis stogo profilis; 2 - deformuojamas stogo priekinis statramsčio išgaubiant pastarąjį į automobilio išorę; 3 - stogo konstrukcijos įlinkis baigiasi už priekinių sėdynių; 4 – konstrukcija pasislenka į šoną; 5 - deformuojamas priekinis stogo profilis bei vienas stogo A statramsčio; 6 - 100 % stogo konstrukcijos deformacija

27 % (3 atvejais) apsvetimimų metu stogo konstrukcijos įlinkis baigiasi už priekinių sėdynių. Tai reiškia, kad stogo statramsčiai yra visiškai deformuoti. Šio tipo stogo deformacija išlikimo erdvę sumažina iki minimumo. Apie 12 % (1 atvejis) apsvetimimų yra deformuojamas priekinis stogo profilis. Taip pat 12 % (5 atvejais) deformuojamas priekinis stogo profilis ir vienas stogo A statramsčio. Šiuo stogo deformavimosi atveju sužeidimai itin priklauso nuo keleivių pozicijos automobilyje. 6 atvejis išsiskiria tuo, kad 100 % deformuojama stogo konstrukcija, o tai lemia didžiausią sužeidžiamumo riziką. 2-ojo apsvertimo atveju deformuojamas stogo priekinis statramsčio, išgaubiant pastarąjį į automobilio išorę. 24 % apsvetimimų įvyksta išvengiant stogo deformacijos [66].

Eksperimentiniai [15] ir empiriniai [16] duomenys atskleidžia, kad automobilio vertimuisi ir galimoms pasekmėms didelę įtaką turi automobilio geometriniai parametrai, netgi varantieji ratai, nuo kurių priklauso transporto priemonės pasukamumas. Automobilio pasukamumo spindulys turi itin didelę reikšmę galutinei automobilio vertimosi trajektorijai, kuri daro įtaką stogo deformavimosi pobūdžiui. Mažiausiai saugūs yra automobiliai priekiniais varomais ratais [14]. Visureigiai turi didžiausią apsvertimo tikimybę ir sužeidimų verčiantis reitingą. Automobiliuose, kuriais važiuojant patenkama į apsvertimą, tačiau segimas saugos diržas, sužeidimų tikimybė sumažėja 50 % [17].

C. E. Nashas [9] išanalizavo 273 apsvertimo atvejus ir nustatė, kad daugelio automobilių stogo konstrukcijos pagrindiniai elementai buvo per silpni. Viena silpniausių vietų buvo įvardytas priekinio stogo statramsčio, stogo šoninių ir priekinio profilio sujungimo vieta. Šios konstrukcijos stabilumo trūkumo pasekmė – apie 75 % automobilių eismo įvykio metu patyrė dideles stogo konstrukcijos deformacijas.

Labai sunku nustatyti tikrąjį automobilio stogo konstrukcijos atsparumą gniuždymui, nes yra labai daug deformavimosi atvejų, kuriems įtakos turi tik tuo metu susiklosčiusios aplinkybės [20].

### **1.6. Automobilio, jam verčiantis, saugos rėmo elementų standumo reikšmės pasyviajai saugai nustatymas**

Vertinant tai, kad esant priekiniam ir galiniam smūgiams keleiviai yra patikimai apsaugomi naudojant deformacines zonas, esančias saugos rėmo išorėje, šoninio susidūrimo ir apsvertimo prevencijai užtikrinti konstrukcijoje tiesiog nėra galimybės įdiegti panašią deformacinę zoną [99]. Analizuojant Europos automobilių virtimo avarijų statistiką, nustatyta, kad pagrindinis stogo konstrukcijos stabilumo praradimas yra vietinės struktūrinių elementų deformacijos lenkiant. Šie pažeidimai dažnai aptinkami statramsčiuose bei stogo šoniniuose ir skersiniuose profiliuose [66].

Apsivertimo metu pagrindinis aspektas, norint sumažinti sužeidimo riziką ar jo pasekmes, – tai automobilio priekinio statramsčio tvirtumas [23, 24], apkraunant stogo konstrukciją pastarasis suklumpa [26]. Nustatyta, kad 90 % automobilio konstrukcijos elementų deformuojasi lenkiant [27].

Dar 1974 metais K. Stone [56] pasiūlė naudoti kėbulo konstrukcijas, pagamintas iš dviejų, suvirintų ir sujungtų per siūlę, profilių. Tai lėmė, kad stogo konstrukcijos stiprumas padidėjo. Be to, plonasieniai uždari profiliai gali sugerti labai daug kinetinės energijos [95]. Itin geras energijos sugėrimas būdingas daugiasieniams profiliams [94]. Plonasienių elementų projektavimas ir analizė šiuo metu yra puikiai išvystyti, sukaupta didelė kolektyvinė patirtis.

Verčiantis priekinis statramstis yra apkraunamas nuo susidūrimo su grindiniu. Siekiant užtikrinti pasyviają saugą, nedarant žalos svoriui, buvo pasiūlyta panaudoti išsiplečiančius priekinius statramsčius, nes nuo skerspjūvio ploto tiesiogiai priklauso sugeriamos energijos kiekis [22]. Siūlomas elementas buvo standesnis, pastarojo masė buvo sumažinta 8 %. Taikant šį būdą, statramsčio užstojamas matomumo kampas buvo sumažintas 25 % [22].

Šiuo metu vis dar nenustatoma, kiek įtakos automobilio stogo konstrukcijos tvirtumui turi priekinis stiklas, kuris skyla stogui nepasiekus maksimalios apkrovos [37]. Atliktų tyrimų metu nustatyta, kad stiklas stogo stiprumui turi įtakos tik senesniuose automobiliuose, ir tai nedidelę. Be to, priekinis stiklas stogo konstrukcijai prideda 28–30 % stiprumo [36, 68, 25]. Išsiaiškinta, kad stiklas skyla ir praranda įtaką bendram stiprumui, esant 51–76 mm poslinkiui [113].

Problemiška yra tai, kad tik maža dalis stogo struktūroje esančių elementų patiria plastines deformacijas. Atsparumas gniuždymui sumažėja tuo momentu, kai suklumpa vienas iš stogo konstrukcijos elementų [96].

Siekiant padidinti automobilio apsvertimo metu galimą keleivių saugumą, reikia stiprinti saugos rėmą ir užtikrinti galvai skirtą saugumo erdvę. Malibu bandymai parodė, kad lemiamas saugumo veiksnys apsverčiant yra stogo tvirtumas [113].

Bandant padidinti stogo stiprumą, buvo dirbama trimis kryptimis:

- keičiama medžiaga;
- naudojami sustiprinimai;
- taikomi nauji suvirinimo metodai.

Siekiant įvertinti siūlomus tris būdus, kaip užtikrinti stogo stiprumą, kurie būtų naudojami kaip rekomendacijos stogo konstrukcijos stiprumui padidinti, buvo atlikta daug tyrimų. Analizuojant gautus duomenis, buvo siekiama nustatyti siūlomos metodikos, tokios kaip kėbulo restruktūrizavimo, naujų, itin stiprių, medžiagų ir galimų konstrukcijos sustiprinimų panaudojimo veiksmingumą. Tai daroma naudojant didelio stiprumo plienus, šiuolaikines suvirinimo galimybes ir diegiant naujas plokščių konstrukcijas.

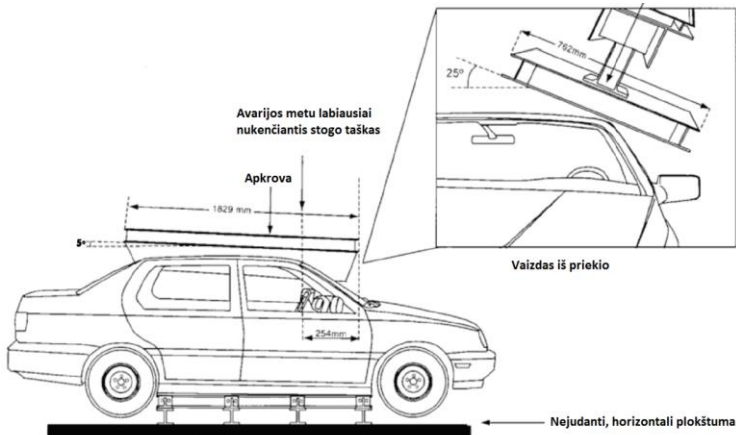
Vienas iš svarbesnių tyrimo veiksnių yra priimami sprendimai, naudojant papildomus sustiprinimus, kurie, kaip žinia, padidina bendrą kėbulo masę. Siekiant to išvengti, optimizuojant konstrukciją, ieškoma veiksmingiausių sustiprinimų formų geometrijos. Tačiau siekiant galutinio tyrimo tikslo būtina įvertinti daugelio veiksnių įtaką, norint taikyti rezultatus. Dėl to pasiekti rezultatai turėtų būti priimami kaip rekomendacijos [48].

### **1.7. Automobilio pasyviosios saugos jam verčiantis nustatymo metodikos**

Šiais laikais, kai padaugėjo avarijų, apsiverčiant automobiliui, yra kuriama vis daugiau testų, sistemų, kuo tiksliau atkuriančių realų apsivertimą, kad būtų galima spręsti silpnų automobilio konstrukcijos vietų modernizavimo klausimus.

Testų istorijos pradininkas Hugh DeHaven's 1952 metais SAE pasiūlė pirmuosius automobilių apsivertimo testus [50]. Didžiausių pasaulio automobilių pramonės koncernai ir automobilių pasyviosios saugos tyrimų institutai taiko pagrindinius tris apsivertimo simulatorių metodus (neskaitant metodų, atliekamų su rampomis ar kitomis kliūtėmis važiuojant pačiam automobiliui): statinis ir du dinaminiai patentuoti metodai CRIS (*Controlled Rollover Impact System*) ir JRS (*Jordan Rollover System*).

Plačiausiai paplitęs bandymas yra statinis automobilio stogo stiprumo tyrimas (*Static Roof Crush Test*) (1.11, 1.12 pav.). Šiuo metu taikomas stogo gniuždymo bandymo metodas (FMVSS 216) buvo sukurtas prieš 30 metų „General Motors“. Dabartinė motorinių transporto priemonių saugos standartų federacija (FMVSS – *Federal Motor Vehicle Safety Standard*), kuri įsigaliojo nuo 1971 m., reikalauja, kad lengvųjų automobilių stogo konstrukcija atlaikytų 3 kartus didesnę apkrovą, nei sveria transporto priemonė. Tačiau esant tokiai apkrovai stogo konstrukcijos poslinkis neturi viršyti 125 mm. Tas pats standartas taikomas lengviems sunkvežimiams ir furgonams, kurių masė 2 722 kg arba mažiau. Šis standartas buvo kritikuojamas dėl to, kad atliekant statinį bandymą neparodomas realus virtimas. Tačiau tai pats paprasčiausias tokio tipo metodas ir dažniausiai taikomas automobilio stogo konstrukcijos atsparumą tikrinantis bandymas [85].



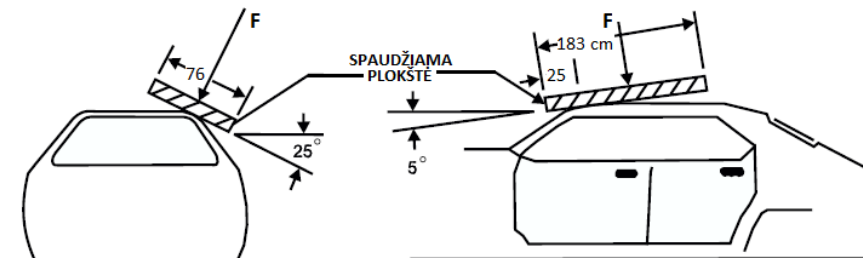
**1.11 pav.** Statinis automobilio stogo konstrukcijos testas (Static Roof Crush Test) [85]

Šio metodo atlikimo sąlygos:

- naudojama kieta, didelės apkrovas atlaikanti metalo plokštė (762 mm x 1829 mm);
- ši plokštė yra orientuota išilgai tiriamojo objekto su horizontalia plokštuma  $5^\circ$  kampu;
- šoninis kampas su horizontale sudaro  $25^\circ$ .

Ši procedūra yra skirta imituoti stogo sąlytį su faktine apsisvertimo vieta. Įrenginys, imituojantis apsisvertimą, juda 13 mm/s greičiu.

2009 metų gegužės mėnesį buvo priimtas FMVSS 216a reglamentas [19, 24, 41]. Pastarajame buvo apibrėžti nauji reikalavimai automobiliams iki 2 722 kg: SWR koeficientą padidinti nuo 1,5 iki 3, testą atliekant iš abiejų pusių, taikant 5 ir  $25^\circ$  kampus. Automobiliams, kurių masė 2 722–4 536 kg, numatyta taikyti 1,5 SWR.



**1.12 pav.** Statinis automobilio stogo stiprumo tyrimas [100]

Modifikuotas M216 bandymų stendas parodytas 1.13 pav. Pastarąjį sudaro dvi plokštės, kurios išilgai automobilio stogo plokštumos orientuotos  $10^\circ$  kampu, žiūrint iš priekio – viename šone orientuota  $25^\circ$ , kitame  $40^\circ$  kampais [14].





**1.13 pav.** Modifikuotas M216 bandymų standas [14]

Be M216 bandymų metodikos, buvo pasiūlytas FMVSS 208 testas. Pastarasis sukurtas siekiant įvertinti keleivio izoliavimą, apsaugą nuo susidūrimo su laikančiąja konstrukcija bei nuo galimo išsviedimo pro langą verčiantis. Atliekant FMVSS 208 apsisvertimo testus su tipiniais lengvaisiais automobiliais buvo nustatyta, kad kaklui tenkanti ašinė apkrova siekė 7 000 N [10], kas gerokai viršija vidutinę 3 400 N kaklo apkrovą [17]. Vis dėlto šis testas buvo pripažintas kaip nepakankamai informatyvus, norint nustatyti konstrukcijos pasyviojo saugumo lygį [116].

Moksliniai tyrimai ir bandymai rodo, kad statinis transporto priemonės stogo atsparumas gniuždymui, vertinant pagal dabartinę FMVSS 216 bandymo procedūrą, labai priklauso nuo priekinio stiklo vientisumo ir apkrovos taikymo kampų. Didelę įtaką rezultatams daro priekinio stiklo sutrūkimo momentas, po kurio pastebima, kad gerokai sumažėja stogo konstrukcijos struktūrinis atsparumas apkrovai. Automobilių stogo konstrukcijos elementų stiprumo ir energijos sugėrimo geba yra labai svarbi, numatant ir ribojant automobilio stogo konstrukcijos sugniuždymą apsisvertimų metu [66]. Manoma, kad FMVSS 216 stogo konstrukciją apkrauna tik 73 % realiai jai tenkančios apkrovos [73].

Nustatyta, kad realus stogo tvirtumas yra kur kas mažesnis nei yra deklaruojamas, atliekant FMVSS 216 bandymus, ir testuotos mašinos negali tinkamai apsaugoti keleivių joms verčiantis. Taigi, reikia bent du kartus didinti SWR koeficientą ir patikslinti apkrovimo kampus. Taip pat reikia nuspręsti, kaip nustatyti stogo konstrukcijos stiprumą: su priekiniu stiklu ar be jo [113].

IIHS (*Insurance Institute for Highway Safety*) [106] teigia, kad sužalojimų ir traumų tikimybę galima sumažinti 25 % per vieną padidinus SWR kriterijų.

Pagrindiniai skirtumai tarp FMVSS 216 (FMVSS – *Federal Motor Vehicle Safety Standards*) ir IIHS stogo stiprumo testų yra [48]:

- IIHS bandymo metu deformuojama tik viena automobilio stogo pusė;
- IIHS neįvertina galvai skirtos saugios erdvės įvertinimo kriterijų;
- IIHS nurodo bandymų metu nustatytą konstrukcijos poslinkį, esant tam tikram apkrovimui;
- IIHS numato, kaip nustatyti automobilio posvyrio kampą, remiantis prieš tai nustatytu posvyrio į kelią kampu.

Be paminėtų bandymų testų, šiuo metu siūlomas dar vienas [11]. Pastarasis buvo kuriamas norint kaip įmanoma tiksliau, atliekant kvazistatinį apkrovimą, pakartoti galimą stogo konstrukcijos pažeidimą ir automobilio kinematiką.

Buvo apibrėžti reikalavimai, kaip atlikti bandymą:

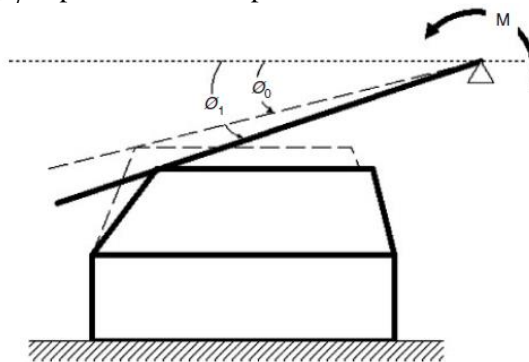
- imitavimas – būtina kuo tiksliau imituoti realaus apsisvertimo metu esančią stogo ir grindinio sąveiką;
- pakartojamumas – paprastas įvesties parametrų išlaikymas;
- kintamumas – skirtingų apkrovos kampų parinkimo užtikrinimas;
- paprastumas – lengvas valdymas;
- stabilumas – mažai jautrus aplinkos įtakai;
- tikslumas – bandymo duomenų patikimumas;
- konstrukcijos stiprumas ir standumas;
- ekonomiškumas – pigus pagaminimas.

Šio bandymų metodo esmė – apkrovos automobilio stogui perdavimo pobūdis. Nuo kitų kvazistatinių testų jis skiriasi tuo, kad apkrova stogui perduodama ne pastarąją orientuojant nustatyto vektoriaus kryptimi, bet rotacijos principu (1.14 pav.). Šis kvazistatinis bandymas išsiskiria tuo, jog jį atliekant keičiasi apkrovos kryptis. Gniuždant automobilio stogo konstrukciją, apkrovos plokštuma prisitaiko prie deformuojamo kėbulo formos, taip užtikrindama sąlyginai realų stogo deformavimosi atvejį. Automobilis pagal pateiktą schemą yra įtvirtinamas  $6^\circ$  kampu su horizontale. Plokštė, skirta perduoti apkrovą stogo konstrukcijai, yra pridedama  $8^\circ$  kampu su automobilio stogo konstrukcijos priekiniu profiliu (1.15 pav.). Plokštės pasisukimo kampas bandymo metu kinta. Atliekant bandymus yra registruojami gniuždymo jėgos ir plokštės būdingų taškų poslinkiai. Šio bandymo metu, išmatuojant sukimosi momentą ir pasisukimo kampus, nustatomas stogo konstrukcijos deformavimosi metu sugeriamas energijos kiekis [11]:

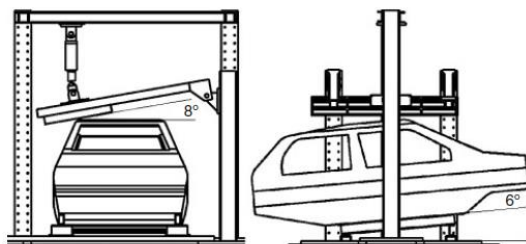
$$E = \int_{\phi_0}^{\phi_1} M(\phi) d\phi \quad (1.1.)$$

čia:

$M$  – momentas, Nm;  $\phi$  – pasisukimo kampas.



1.14 pav. Automobilio stogo konstrukcijos apkrovimo schema

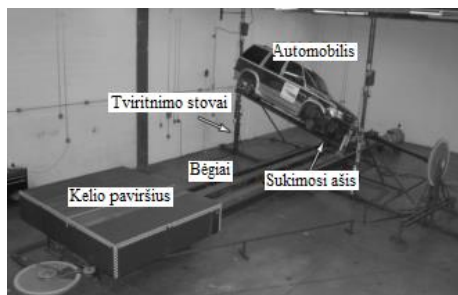


**1.15 pav.** Automobilio ir jį gniuždančios plokštės orientavimas

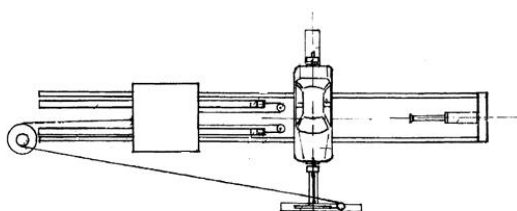
Dinaminiai testai pranašesni tuo, kad galima įvertinti kampų įtaką susidūrimo su grindiniu metu, stogo konstrukcijos sugražinimą į pradinę padėtį po apsvertimo, aktyviosios saugos sistemas ir nustatyti, kokią įtaką turi stogo geometrijos parametrai stogo deformacijai [20].

Siekiant išsiaiškinti kelių imituojančios plokštės, judėjimo greičio, vertimosi kampo ir automobilio kritimo aukščio įtaką, bandymams atlikti buvo pasirinktas JRS testas [97]. Palyginus tarpusavyje gautus rezultatus buvo nustatytas pastarųjų parametru kitimo jautrumas galutiniam rezultatui.

Įrangą, naudojamą JRS bandymui atlikti, sudaro pneumatiniai bėgiai, prie kurių pritvirtinta platforma, atstojanti kelio paviršių (1.16 pav. a, b). Pneumatinė sistema suteikia judesį stūmokliams, kurie yra sujungti su kabeliais, traukiančiais platformą ir sukančiais automobilį, įtvirtintą jo galuose tam tikrame aukštyje. Automobilio kampinis greitis yra reguliuojamas per skriemulių sistemą, jungiančią stūmoklius su varikliu, kuris išjudina visą sistemą. Smūgio metu stūmokliai atjungiami nuo variklio, taip simuliuojamas natūralus, nepriverstinis vertimasis.



a



b

**1.16 pav.** JRS sistemos konstrukcija: a – vaizdas iš šono [46]; b – vaizdas iš viršaus [16]

JRS bandymas atliekamas automobilį pakabinant ant ašies, kuri yra orientuota iš anksto numatytu kampu su grindinio plokštuma. Bandomas automobilis pradedamas sukti, paleidžiamas kristi ir kelių imituojanti plokštuma pradeda judėti reikiama kryptimi. Testą galima pakartoti, jei parametrai lieka tokie patys [1].

Pradinės smūgio sąlygos reguliuojamos nustatant ir suderinant rotacinę ir pneumatinę sistemas. Automobilio paleidimas žemyn yra kontroliuojamas elektromechaniškai, taip užtikrinamas norimas smūgio kampas ir tiksli vieta.

Potenciometrais, pritvirtintais prie bėgių, sužinomas priekinės ir galinės automobilio dalių greitis, sukimosi kampinis greitis ir platformos greitis smūgio metu matuojamas optiniu matuokliu. Didelis šio bandymo privalumas – galimybė matuoti apkrovos, veikiančios stogą smūgio metu, dydį. Norimas išilginis smūgio kampas gali būti nustatomas keičiant automobilio pritvirtinimo taškų tarpusavio padėtį. Skersinis smūgio kampas tarp stogo ir platformos gali būti nustatomas reguliuojant aukštį, į kurį pakeliamas automobilis, taigi tiesiogiai atliekant bandymą šios funkcijos nėra. Priklausomai nuo automobilio dydžio ir masės, gali būti naudojama skirtingo dydžio platforma, o automobilio maksimali masė negali viršyti 2 727 kg. Naudojant ilgą platformą, galima padidinti susidūrimų su ja skaičių, taip imituojant visą vertimąsi [102].

Taikant JRS testo metodiką atsiranda galimybė nustatyti, kokia jėga automobilio stogas trenkiasi į grindinį, gravitacijos centrą, deformavimosi greitį ir pagreitį. Testas atliekamas keičiant automobilio vertimosi apie savo išilginę ašį greitį, „kelio“ judėjimo greitį, kritimo aukštį, pasvirimo kelio atžvilgio kampus. Testas nesunkiai pakartojamas, išlaikant esamus pradinis parametrus [18, 53].

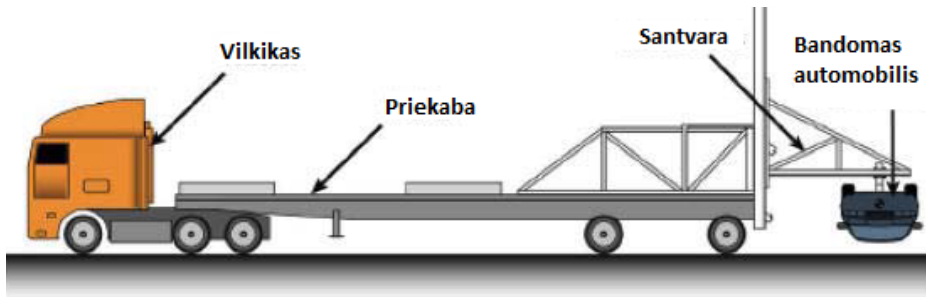
Kitas, labiau realybėje įvykusį eismo įvykį apsverčiant atkuriantis patentuotas metodas – reguliuojama virtimo poveikio sistema CRIS (1.17 pav.). CRIS bandymas atliekamas naudojant vilkiką su priekaba, kurios gale yra įrengta konstrukcija, laikanti automobilį.

CRIS bandymas išsiskiria tuo, kad automobilis yra vežamas ant sunkvežimio platformos iki to momento, kol pasiekiamas numatytas greitis. Tuomet automobilis iš reikiamo aukščio yra paleidžiamas ir jis trenkiasi į grindinį. Automobilis verčiasi tol, kol sustoja [1, 46].

Santvara, prie kurios pritvirtintas automobilis, gali būti pakeliama į pageidaujamą aukštį, tokiu būdu pasiekiant norimą automobilio kritimo greitį, nors tikslus greitis susidūrimo su grindiniu metu ir nėra matuojamas. Horizontalus greitis priklauso nuo to, kokių greičiu juda vilkikas, traukiantis šią konstrukciją.

Pradedant bandymą, automobilis yra sukamas apie savo išilginę ašį, o vilkikas pradeda važiuoti. Prieš paleidžiant automobilį į žemę, turi būti pasiektas norimas horizontalus greitis ir automobilio sukimosi kampinis greitis. Taip pat dėl esamų nelygumų ir važiuojant atsirandančių virpesių reikia sulaukti, kol stabilizuosis galinė dalis, prie kurios pritvirtinta santvara, laikanti automobilį. Įvykdžius visas pradines sąlygas ir stabilizavus priekabą, automobilis metamas žemyn tam tikru kampu. Kampas gali būti apskaičiuojamas tik įvertinus greičio sąlygas ir automobilio padėtį konkrečiu metu, jokia įranga tam nustatyti prieš susidūrimą su grindiniu šioje sistemoje nėra įrengta. Prijungus automobilį prie santvaros, jis turi būti subalansuotas išilgai, priešingu atveju sūksis netolygiai. Atskirais atvejais gali būti pridodamas papildomas sutvirtinimas važiuoklei, tačiau tai padidina automobilio masę ir dėl to atsiranda paklaida. Šis bandymas atliekamas automobiliams, kurių masė neviršija 2 865 kg. Bandymas nėra pritaikytas tiesiogiai matuoti stogą veikiančias apkrovas. Po automobilio susidūrimo su grindiniu jis ridenasi ir toliau, pakartotiniai smūgiai neišvengiami, todėl liekamosios deformacijos gali būti išmatuojamos tik įvertinus keletą smūgių, o ne konkretų vieną smūgį. Kai kurie bandytojai pritaikė papildomą struktūrą, kuri automobilį pagauna konkrečiu metu,

įvykus tam tikram skaičiui susidūrimų, tačiau plačiai šis būdas dar nėra naudojamas [103].

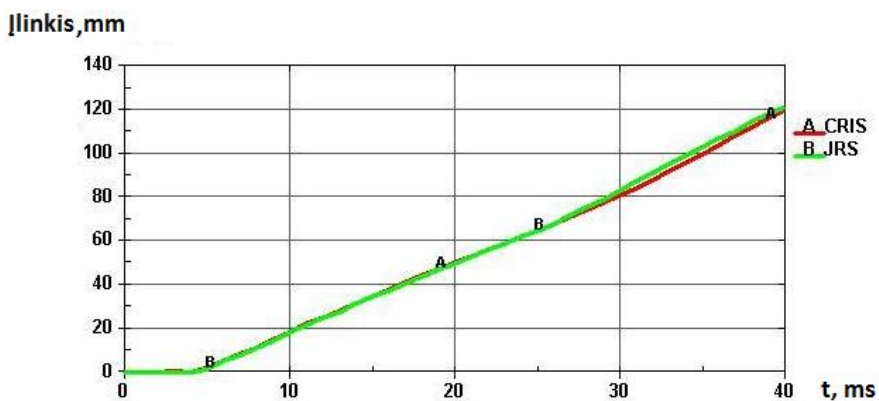


1.17 pav. Reguliuojama vartimo poveikio sistema [46, 83, 81]

Šio proceso metu transporto priemonė gali sukis daug kartų. Kai greitis ir virpesiai nusistovi, transporto priemonė numetama taip, kad kritimo kampas prieš susiliečiant su grindiniu atitiktų realų atvejį. Sistema negalima nustatyti tiesioginio vartimo kampo, tai daroma išnagrinėjus tam tikrus atvejus.

Remiantis CRIS patentų sistema teigiama, kad automobilis, paleistas iš įtaiso, pats prisitaiko virsdamas. Norint atlikti testą, prie transporto priemonės reikia mechaniškai pritvirtinti laikiklius, kurie galėtų būti tvirtinami prie aparato rotorinės sistemos. Transporto priemonė turi būti išcentriškai subalansuota prieš darant bandymą. CRIS sistema buvo naudojama atliekant bandymus su transporto priemonėmis, kurių masė siekė iki 2 865 kg. Be to, CRIS sistemoje negalima valdyti automobilio susidūrimo su grindiniu, dėl to nėra galimybės išnagrinėti likutinę žalą, padarytą kėbului.

Testas yra palyginti komplikuoatas, nes beveik neįmanoma užtikrinti, kad testus bus galima pakartoti, pakartojant judėjimo kinematiką ir susidūrimą su grindiniu pradines sąlygas [116].



1.18 pav. Automobilio stogo konstrukcijos virš vairuotojo galvos įlinkio priklausomybė nuo laiko [84]

Atlikus daugiau nei 100 bandymų visais trimis metodais, tiksliausiai apsvertimą ant stogo atkuria JRS, tačiau JRS ir CRIS bandymų rezultatai tesiskiria 5 % (1.18 pav.), todėl galima teigti, kad tik pirmasis, statinės apkrovos, bandymas yra primityvus ir mažai ką parodantis, bet dažniausiai naudojamas dėl to, kad galima būtų pigiau atlikti tyrimą.

Dinaminiai apsvertimo bandymų metodai buvo plačiai kritikuojami, nes jų nebuvo galima pakartoti. Visi bandymai turėjo vieną neigiamą savybę – netikslumai bandymo pradžioje (dar paruošimo stadijoje) galėjo turėti didelę įtaką galutiniam rezultatui. Pavyzdžiui, netiksliai parinkus laiko momentą bandymui pradėti, automobilio stogas su grindiniu susiduria nenumatytoje vietoje ir pakeičia tolimesnę automobilio vertimosi kinematiką. Šie pokyčiai gali lemti skirtingą konstrukcijos apkrovą, susidūrimo vietą, pakeisti deformacijos vietą. Tokiu atveju rezultatai įvertinami atliekant pakartotinius testus su to paties tipo transporto priemonėmis, atsižvelgiant į prieš tai aptartus bandymų netikslumus. Net jei ir bandymų atlikimo pradiniai parametrai yra vienodi, jie negali užtikrinti vienodos automobilio judėjimo trajektorijos [49].

Mokslininkai Keithas Freidmanas ir Johnas Hutchinsonas atliko tyrimą taikydami baigtinių elementų metodą, kurio metu lygino šias dvi sistemas. Baigtinių elementų metodas, sprendžiant sudėtingų struktūrų uždavinius, taikomas jau 50 metų. Simuliuojant apsvertimus šis metodas taikomas labai dažnai. Tyrimo išvadose teigiama, kad ryškiausias skirtumas, pastebėtas lyginant šiuos bandymus, buvo stogo įlinkis, kuris, praėjus 100 ms nuo smūgio, skyrėsi 25 mm. Šių skirtumų, kaip ir kitų, mažiau žymių, galima nepaisyti, nes tyrimo metu buvo nustatyta, kad manekeno galva ir automobilio stogas susidūria praėjus 20 ms nuo smūgio. Analizėje taip pat buvo palygintas šių dviejų testų funkcionalumas ir nustatyta, kad JRS bandymas pranašesnis už CRIS, nes suteikia galimybę automobilį pakreipti išilgai šoninės plokštumos ir išilgai platformos smūgio metu, taip pat automobiliui krentant galima jam suteikti kampinį greitį šoninėje plokštumoje. JRS bandymu galima įvertinti konkretaus smūgio ar kelių pasikartojančių smūgių padarytą žalą, tiesiogiai išmatuoti apkrovą smūgio metu, jam atlikti reikia mažiau vietos [81].

Kitas tų pačių mokslininkų tyrimas buvo atliktas padarius prielaidas, kad JRS bandymo metu gaunami netikslumai dėl automobilio įtvirtinimo jo galuose ir dėl to, kad judanti platforma smūgių metu neatitinka automobilio judėjimo kelio. Taikant baigtinių elementų metodą, paaiškėjo, kad, esant vienodoms pradinėms sąlygoms, trys stogo įlenkimai, gauti JRS bandymo metu, beveik nesiskyrė nuo įlenkimų, atsiradusių verčiantis neįtvirtintam automobiliui. Judant nebuvo pastebėtas skirtumas, ar automobilis pats ridenasi keliu, ar tai yra simuliuojama naudojant judančią platformą [101].

Tyrimų metu buvo įvertinta pradinių sąlygų įtaka vertimosi rezultatams. Pradinės sąlygos turi didelę įtaką automobilio stogo apkrovai ir automobilio judėjimo dinamikai. Nustatyta, kad parinkti parametrai didžiausią įtaką turi  $\frac{3}{4}$  apsvertimo [97].

Nepaisant to, kad pirminis šio tyrimo tikslas buvo ištirti, kokią įtaką jėgai, tenkančiai stogo konstrukcijai pasiskirstymui, turi skirtingi apkrovos kampai, į

konstrukcijos optimizavimo tyrimą buvo įtraukti ir kiti šeši tipiniai pasyviojo saugumo lygio nustatymo bandymai:

- smūgis į stulpą;
- šoninis smūgis;
- stogo stiprumo;
- mažo greičio smūgis į galą (centruotas);
- didelio greičio smūgis į galą;
- dalinis priekinis smūgis į deformuojama barjerą [47].

### **1.8. Kvazistatinės apkrovos orientavimas**

Tyrimai atskleidė, kad FMVSS 216 bandymo testas yra palyginti jautrus įvertinant automobilio langus ir naudojant apkrovos kampus. Dėl šių aspektų ir dėl atlikimo metodikos jis yra dažnai kritikuojamas [25]. Kritikos sulaukiama dėl neapibrėžtos stiklų įtakos stogo tvirtumui ir būdingos vertikalios gniuždymo krypties, kuri neatspindi realių vertimosi sąlygų. Pastebima, kad taikoma apkrova yra nepakankama norint nustatyti stogo stiprumo lygį [36]. Manoma, kad pagrindinis atliekamo kvazistatinio testo atlikimo netikslumas yra netinkami apkrovos orientavimo kampai [71, 74, 76–79, 68]. Atlikus daugybę tyrimų, galima teigti, kad pavojingiausi kampai turėtų būti: 10° posvyrio kampas ir 45° vertimosi kampas [80]. Tačiau kiti tyrėjai savo darbų išvadose siūlo atlikti testus naudojant atitinkamai 15° ir 45° kampus [37]. D. Friedmanas ir C. E. Nashas [36] pasiūlė FMVSS naudoti 7,5° ir 45° kampus.

Atliekant stogo stiprumo tyrimus, kurių metu atitinkamu žingsniu keičiami apkrovos orientavimo kampai, nustatyta, kad stogo stiprumas yra mažiausias posvyrio kampui esant 5°–20° ribose. Esant posvyrio kampui 5°–10° stogo stiprumas buvo mažiausias taikant 10°–45° vertimosi kampą. Kaip rekomendacija siūloma atlikti gniuždymo testą iš abiejų stogo pusių nustatant 10° posvyrio ir 45° vertimosi kampus [68]. Analizuojant [51] tyrimo duomenis, nustatyta, kad kvazistatinius testus rekomenduojama atlikti iš abiejų automobilio šonų, taikant 1,5 SWR bei 10° ir 25° jėgos orientavimo kampus. 2009 metų balandžio mėnesį buvo atnaujintas FMVSS 216 bandymų reglamentas, kuriuo nustatyta padidinti SWR iki 3 bei stogą gniuždyti nuosekliai iš abiejų konstrukcijos šonų [69].

2012 metais pradėti atlikinėti FMVSS 216 bandymai naudojant 3 SWR ir gniuždant automobilio stogo konstrukciją iš abiejų šonų nuosekliai orientuojant apkrovą 2° bei 25° kampais. Netrukus buvo priimta rekomendacija numatyti 10° posvyrio ir 45° vertimosi kampus [69]. Tačiau šiuo metu vis dar nėra nustatyti apkrovos orientavimo kampų, kurie atspindėtų ekstremaliausią stogo deformacijos atvejį [80].

Nustatyta, kad, siekiant padidinti pasyviają saugą verčiantis, būtina nustatyti sąsają tarp vertimosi kampų ir automobilio geometrijos parametrų [75]. Atlikus daugybę tyrimų, nustatyta, kad labai sudėtinga nusakyti keleivių poziciją vertimosi metu [35].

## 1.9. Normatyvai, įvertinantys automobilio stogo konstrukcijos pasyviają saugą

Atlikdami automobilių apsvertimo testus ir tyrimus bei siekdami įvertinti gautus rezultatus, darbų autoriai vis tikslina ir siūlo apsvertimo testų įvertinimo kriterijus bei jų klasifikaciją. Kvizistatinių bandymų metu stogo konstrukciją deformuojant tik iš vienos pusės, gauti rezultatai skirstomi pagal apkrovos ir masės santykį (SWR).

Atlikdami tyrimus, darbo autoriai pasiūlė savitą gniuždomo automobilio stogo konstrukcijos įlinkio vertinimo sistemą. Įvertinimas savitas tuo, kad pasyvioji sauga vertinama atsižvelgiant į automobilio apsvertimų skaičių. Kai automobilis versdamasis atlieka tik ketvirtį viso apsvertimo arba vieną kartą visiškai apsverčia, rezultatai skirstomi pagal normas, pateiktas lentelėje (1.2 lentelė) [14].

### 1.2 lentelė. Normos, taikomos vieno apsvertimo rezultatams įvertinti

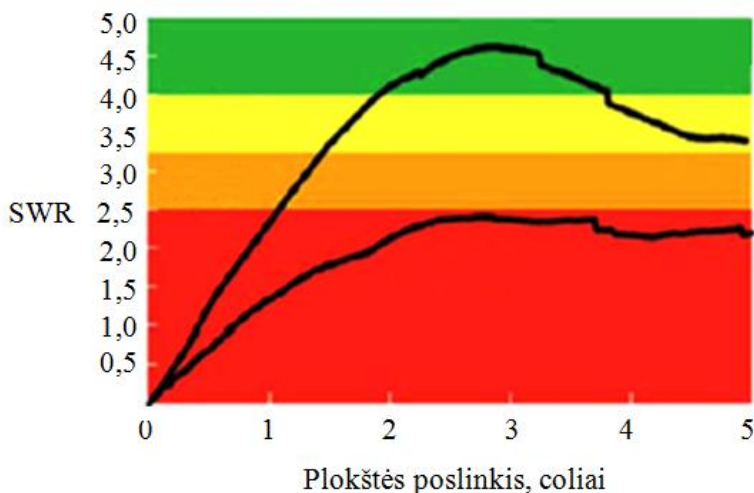
| Įvertinimas             | Gerai    | Priimtinas | Ribinis  | Blogas   |
|-------------------------|----------|------------|----------|----------|
| Verčiantis ¼ apsvertimo | < 50 mm  | < 100 mm   | < 150 mm | > 150 mm |
| Visiškas apsvertimas    | < 100 mm | < 150 mm   | < 200 mm | > 200 mm |

Tolimesnių testų metu, atliekant tik vienos stogo konstrukcijos pusės gniuždomo bandymus, vertikaliosios stogo konstrukcijos deformacijos skirstomos į šešias grupes [35]: 30–80 mm, 80–150 mm, 150–300 mm, 300–460 mm, 460–610 mm ir daugiau nei 610 mm.

Atliekant daugybę tyrimų, buvo siūloma perskirstyti kriterijų grupes ir keisti apkrovos, tenkančios deformuojamai konstrukcijai, dydį. Kvizistatinis bandymas FMVSS 216 buvo atliekamas tam tikra jėga pastoviu greičiu į stogo konstrukciją įspaudžiama plokšte [114]. Buvo nustatyta, kad jėga negali būti didesnė nei 1,5 karto už automobilio svorį, o stogo konstrukcijos įlinkis negali viršyti 127 mm. Pastarasis reglamentas buvo taikomas nuo 1991 metų lengviesiems automobiliams, kurių masė ne didesnė kaip 2 700 kg [115, 111].

2008 metais buvo atlikta keletą FMVSS 216 bandymų rezultatų įvertinimo metodikos pakeitimų. Vertimas atliekamas skirstant bandomus automobilius pagal pastarųjų masę. Pasiūlyta, kad nuo 1,5 iki 3,0 SWR būtų taikomas automobiliams, kurių bendroji masė neviršija 2 700 kg. Bendrajai masei esant 2 700–4 500 kg ribose, taikomas 1,5 SWR. Šių reikalavimų laikomasi, naudojant dvipusį automobilio stogo klūpdymo testą, kurio metu abi stogo pusės nuosekliai apkraunamos. Ankstesnių bandymų metu buvo atsižvelgiama tik į maksimalaus 127 mm stogo konstrukcijos įlinkio atsiradimą. Nuo 2009 metų gegužės mėnesio SWR buvo padidintas iki 3 kartų, konstrukcija bandoma nuosekliai deformuojant abi jos puses [116]. Pagal 2009 metais IIHS sudarytą reglamentą bandymų metu automobilio saugumo klasė jam verčiantis nustatoma pagal 1.19 pav. [48].





**1.19 pav.** Automobilio saugumo klasės vertimosi atvejui nustatymas [48]

Šiuo metu stebima, kad galva nesusiliestų su stogo konstrukcija, ir konstrukcija nesideformuotų daugiau nei 127 mm. Vertinama pagal tai, kas įvyksta greičiau. Pasak IIHS organizacijos, stogo stiprumas įvertinamas gerai, jei atlaiko 4 kartus didesnę nei automobilis svorio jėgą ir susispaudžia ne daugiau kaip 127 mm (1.3 lentelė) [48,14, 3, 111].

**1.3 lentelė.** SWR reikšmės ir įvertinimas [48,14, 3, 111]

| Reikšmė               | Įvertinimas |
|-----------------------|-------------|
| $SWR \geq 4,0$        | Gerai       |
| $3,25 \leq SWR < 4,0$ | Priimtinas  |
| $2,5 \leq SWR < 3,25$ | Ribinis     |
| $SWR < 2,5$           | Prastas     |

Išanalizavus pateiktus rezultatų įvertinimo kriterijus ir atlikus pastarųjų analizę pastebėta, kad 2014 metais vis dar nėra patvirtintų kriterijų, kuriais būtų galima įvertinti automobilių apsvertimus pasyvosios saugos atžvilgiu.

### 1.10. Uždavinių formulavimas

Iš atliktų mokslinių darbų analizės matyti, kad automobilio stogo konstrukcijos elgsena ir jos pasyviojo saugumo įvertinimas vis dar yra gana komplikotas. Tai pastebima jau nagrinėjant įvairių medžiagų ir jų rinkinių panaudojimą automobilių laikančiųjų konstrukcijų pradinuose tyrimų etapuose bei gamyboje. Kitas žingsnis, keliantis nemažai diskusijų, yra automobilio stogo konstrukcijos geometriniai parametrai. Nėra tiksliai nustatyta, kokią įtaką pastarieji daro automobilio stogo konstrukcijos deformavimosi pobūdžiui automobiliui verčiantis. Trečiasis tyrimų aspektas – kvazistatinių stogo konstrukcijos bandymų metu veikiančios gniuždymo jėgos orientavimo kampai. Neapsisprendžiama ir dėl deformavimo kiekybinio aspekto. Nagrinėjant automobilio apsvertimo testų metodikas pastebėta, kad visi

nagrinėti tyrimų metodai turi tam tikrų neigiamų savybių, dėl kurių testo rezultatai gali būti priimami tik kaip pasyviosios saugos lygio palyginamosios reikšmės. Daugelis tyrėjų nesutaria ir dėl pastarųjų testų rezultatų normatyvų. Išanalizavus moksliniuose darbuose pateiktus eismo įvykių statistinius duomenis ir apžvelgus galimus kėbulo pažeidimus, kai norima nustatyti automobilio stogo konstrukcijos, galimo remonto metu atsirandančių konstrukcijos defektų ir jų įtakos eliminavimui, užpildant ertmes poliuretano putomis, įtaką pasyviajam saugumui, reikia:

1. Išnagrinėti automobilio stogo konstrukcijos deformacijos vertinimo schemas.
2. Sudaryti apsvertimo metu veikiančios apkrovos pasiskirstymo automobilio stogo konstrukcijos elementuose matematinį modelį.
3. Išanalizuoti automobilio stogo konstrukcijos deformacijas ir jos elementų pažeidimų įtaką bendrajai automobilio pasyviajai saugai automobiliui verčiantis.
4. Nustatyti automobilio stogo konstrukcijos pažeidimus, atsirandančius apsvertimo metu.
5. Nustatyti remonto metu atlikto suvirinimo siūlių ir jų išdėstymo įtaką priekinio statramsčio ir stogo konstrukcijos stiprumui.

## 2. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS PRIEKINIO STATRAMSČIO STIPRUMO TYRIMO METODIKA

### 2.1. Automobilio stogo laikančiosios konstrukcijos skaičiavimo metodika

Projektuojant šiuolaikinių transporto priemonių laikančiąsias konstrukcijas kyla daug sudėtingų uždavinių. Pagrindinė vystoma kryptis – kuo tiksliau įvertinti laikančiosios konstrukcijos eksploatacinius parametrus, atsižvelgiant į tai, kad automobilių laikančiosios konstrukcijos yra sudarytos į automobilio karkasą integruojant rėmą.

Egzistuoja keletas metodų, kurie gali būti sėkmingai taikomi atliekant pradinis konstrukcijų skaičiavimus. Pastarieji naudojami prieš pradėdant sudėtingus tyrimus, norint nustatyti, ar siūloma pradinė konstrukcija atitinka keliamus reikalavimus.

Šių metodų tikslas – iš anksto nustatyti, ar automobilio laikančioji konstrukcija suderinama su automobiliui numatytais agregatais, ir nustatyti kėbulo eksploatacijos galimybių ribas.

Tyrimų metu taikant skaitinius metodus, gerokai padidinami skaičiavimo pajėgumai. Kita vertus, atlikti išsamią analizę pradiniam skaičiavimų etape tampa sudėtinga, nes dauguma informacijos, reikalingos tiksliam tyrimui atlikti, nustatoma kur kas vėliau. Atlikti skaitmeninį tyrimą sunkiau ir dėl to, kad, be kėbulo skaičiavimo, atliekami ir kėbulo dizaino bei aerodinamikos tyrimai.

Pradinių skaičiavimų privalumas tas, kad lygiagrečiai atliekamų tyrimų metu gauta nauja informacija ar projektavimo etape pasikeitusios eksploatacijos sąlygos gali būti greitai ir paprastai įvertinamos.

Pirminiams skaičiavimams atlikti dažniausiai taikomi struktūrinių paviršių ir strypų modeliavimo metodai.

Preliminarus projektavimo metu, norint atlikti greitą laikančiosios konstrukcijos charakteristikų tyrimą, kėbulo struktūra idealizuojama. Kėbulas skaidomas į erdvinį rėmą, šonuose esančius strypus sujungiant panelėmis. Šis metodas labai dažnai taikomas vertinant laikančiąsias konstrukcijas. Siekiant supaprastinti modelį, uždavinį sprendžiant struktūrinių paviršių metodu, daroma labai daug prielaidų.

Naudojant šio tipo struktūrinę analizę, matematiniai modeliai yra apibrėžiami remiantis baigtinių elementų metodu (BEM). Jeigu bus suvaržyti poslinkiai, bus galima nustatyti jėgų ir poslinkių santykius:

$$[K]\{u\} = \{F\}, \quad (2.1)$$

čia:

$[K]$  – konstrukcijos standumo matrica;

$\{u\}$  – poslinkio vektorius;

$\{F\}$  – struktūrą veikiančių išorinių apkrovų vektorius.

Iš pirminio projektavimo modelių daugiausiai naudojamas sijų BEM modelis. Sija – pats paprasčiausias elementas. Tai atkarpa, jungianti du po šešis laisvės laipsnius turinčius taškus, apibūdinama skerspjūvio plotu ir inercijos momentais. Sijos yra matematiniai objektai, kurie leidžia, atsižvelgiant į įtempius ir deformacijas, paprasčiau aprašyti išorės apkrovomis ir ryšiais veikiamos transporto priemonės laikančiąją konstrukciją.

Naudojant šio tipo elementus, bendra erdvinė laikančioji konstrukcija gali būti aprašyta sudarant ją iš strypų, o tamprumo ir geometrinės charakteristikas apibrėžiant strypų skerspjūvių charakteristikomis. Šis metodas yra paprastesnis nei kiti, norint analizuoti sunkiasvorių transporto priemonių kėbulus ir lengvųjų automobilių porėmius [86].

Automobilio erdvinė laikančioji konstrukcija, sudaryta iš strypų, apibrėžiama taip:

- nusakomas kiekvienas strypas: tai jungtis tarp dviejų po šešis laisvės laipsnius turinčių mazgų, kuri apibūdinama skerspjūvio plotu, lenkimo ir sukimo inercijos momentais. Plokščių įtaka sistemai atmetama arba įtraukiama į strypų charakteristikas;
- pasirenkamas strypų sujungimo tipas, modeliuojant standžias ar lanksčias jungtis.

Atliekant naujo automobilio pirminį projektavimą, turimi duomenys apie jo struktūrą dažniausiai būna minimalūs. Tai ratų bazė, kėbulo ir pakabos elementai, kurie naudojami iš jau eksploatuojamų automobilių. Atliekant pirminius skaičiavimus, yra neįtraukiamos išorinės automobilio panelės (durys, stoglangiai, variklio dangtis) ir stiklai, kas taip pat daro įtaką galutiniams kėbulo skaičiavimo rezultatams. Ši informacija paprastai įtraukiama į kompiuterinio modeliavimo matematinį modelį CAS [86].

Strypinio modeliavimo sintezė pradedama taip:

- sudaromas CAS modelis, kuriame paviršiai ir kėbulo angos adaptuotos prie erdvinio rėmo;
- aprašomi esamų modelių elementai;
- numatomi struktūriniai skerspjūviai. Jei tokių nėra, galima pritaikyti jau esamo automobilio tam tikro segmento arba iš skaičiuoti parengtos skerspjūvių bazės.

Strypinio modeliavimo skaičiavimo etapai:

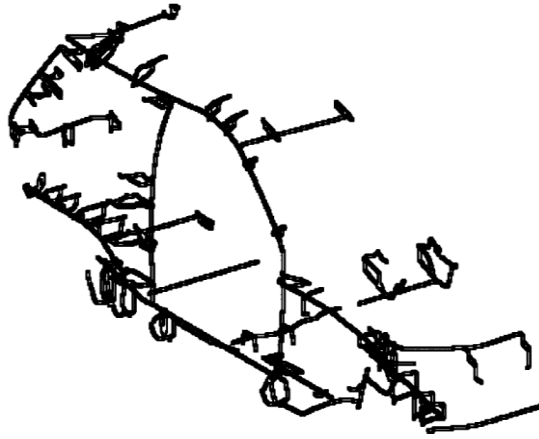
- senos struktūros profilių panaudojimas naujai struktūrai sukurti;
- perkeltų profilių matmenų pritaikymas;
- mazgų nustatymas naujoje struktūroje;
- profilių centrinių linijų nustatymas;
- strypų skerspjūvio ploto ir inercijos momentų aprašas;
- apkrovų ir ryšių nustatymas.

Šis procesas pavaizduotas 2.1 pav. (sudaroma lengvojo automobilio kėbulo skaičiuotė).

Šio metodo universalumą pabrėžia:

- profilio dizainas gali būti pakeistas, naudojant naujos formos profilį arba redaguojant esamo profilio geometriją;

- geometrinius matmenis galima greitai pakeisti, redaguojant skerspjūvio lenteles;
- mazgo standumą galima lengvai pakeisti, redaguojant jo aprašymo lentelę.



**2.1 pav.** Lengvojo automobilio kėbulo struktūra paruošta analizei

Taikant šį metodą galima įvertinti, kaip įvairūs laikančiosios konstrukcijos pakeitimai daro įtaką bendram rezultatui, ir atlikti pirminį svorio optimizavimą. Keičiant tam tikros dalies vieną matmenį, galima kardinaliai paveikti bendrą sistemą ir atrasti keletą kartų veiksmingesnius matmenis. Metodas išsiskiria ir tuo, kad skaičiavimai atliekami neatsižvelgiant į elementų grupių vaidmenį. Metodas turėtų būti taikomas projektuojant pirminės kėbulo struktūros koncepciją. Jo privalumas – per trumpą laiką galima įvertinti daug alternatyvų.

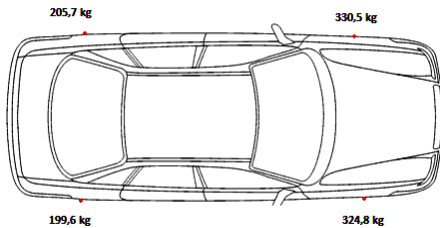
## **2.2. Apvirtusio automobilio atramos reakcijų nustatymas**

Skaičiuojant automobilio masės pasiskirstymą automobilio ašims ir automobilio masės centro koordinatas, būtina įvertinti tuos elementus, kurie turi didelę įtaką automobilio masei. Skaičiuojant įvertinama, kad automobilyje sėdi du žmonės po 75 kg (vairuotojas ir šone esantis keleivis), be to, būtina įvertinti ne mažiau kaip 20 elementų ar jų mazgų. Pastarųjų masės centrai nustatomi apytiksliai įsivaizduojant elemento konstrukciją. Parenkant elementų masę, būtina, kad jų suma būtų panaši į techninėse charakteristikose nurodytą arba pasverto pasirinkto tiriamojo automobilio masę [82].

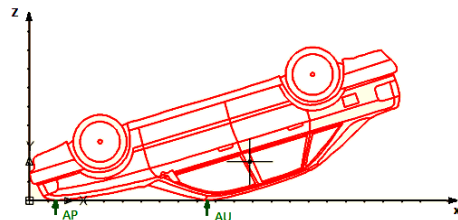
Pasvėrus tiriamąjį lengvąjį automobilį buvo gauti rezultatai (2.2 pav.). Rezultatai naudojami siekiant palyginti juos su rezultatais, gautais skaičiuojant programa MAS-1, nes programoje keičiant vieno ar kito automobilio agregato apytikslį svorį galima kuo labiau priartėti prie realių rezultatų.

Žinant realią automobilio masę ir jos pasiskirstymą, toliau atliekami skaičiavimai MAS-1 programa. Ši programa yra skirta horizontalioje padėtyje esančių automobilių masėms, masių centrums ir atraminėms reakcijoms skaičiuoti, tačiau tiriamajame darbe ji naudota apversto automobilio atraminėms reakcijoms *AP* ir *AU* skaičiuoti (2.3 pav.).

Siekiant nustatyti apvirtusio automobilio variklio dangčio konstrukcijos priekinei daliai ir stogo konstrukcijos priekiniam statramsčiui tenkančią apkrovą, naudojant MAS-1 programą, būtina kuo tiksliau nustatyti automobilio agregatų masių centrų koordinatas, nes nuo to tiesiogiai priklauso skaičiavimo rezultatai. Skaičiuojant MAS-1 programa, nurodomos apvirtusio automobilio variklio dangčio ir stogo konstrukcijų lietimosi su grindiniu  $x$  koordinatės  $AP$  ir  $AU$  koordinatinių pradžių atžvilgiu (2.4 pav.). Agregatų masių centrų koordinatės nurodomos taikant įprastinę metodiką.



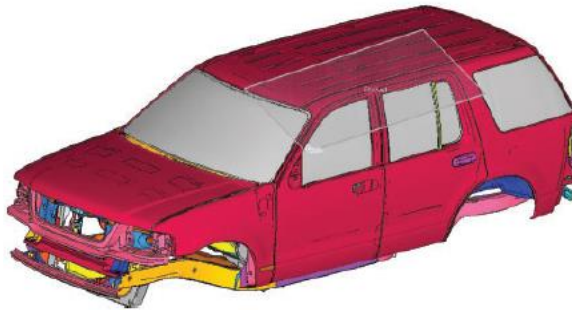
**2.2 pav.** Automobilio masės pasiskirstymas



**2.3 pav.** Apvirtusio automobilio reakcijos į stogo ir variklio dangčio konstrukcijas

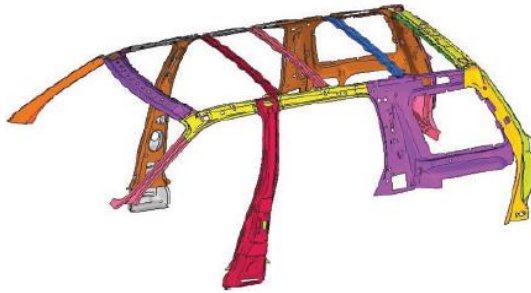
### 2.3. Automobilio laikančiosios konstrukcijos supaprastinimas modeliavimui BE metodu

Sudarant supaprastintus automobilių modelius, skirtus skaitiniams tyrimams, siekiant pagreitinti skaičiavimus, iš automobilio modelio pašalinami visi elementai (pvz. pakaba bei transmisija su varikliu), neturintys įtakos automobilio stogo konstrukcijos standumui [68] (2.4 pav.). Atsižvelgiant į apkraunamus kėbulo konstrukcijos elementus, iš pastarosios eliminuojami kėbulo elementai, neturintys įtakos galutiniam skaičiavimo rezultatui [91] (2.5 pav.).



**2.4 pav.** Automobilio konstrukcija be pakabos ir jėgos agregatų [2]

Atliekant natūrinius bandymus ir siekiant nustatyti smūginių apkrovų pasiskirstymą stogo konstrukcijoje, naudojami supaprastintos konstrukcijos automobilių modeliai su pakeičiama stogo konstrukcija [18]. Tai leidžia supaprastinti stogo konstrukciją, t. y. sudaryti ją iš standartinių strypinių elementų.

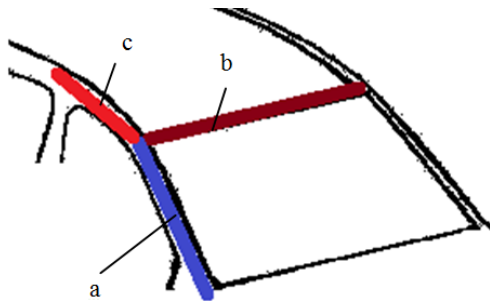


**2.5 pav.** Automobilio stogo konstrukcija [2]

Atliekant automobilio konstrukcijos skaitinį modeliavimą, siekiant taupyti laiką, skirtą skaičiuoti, ir nedarant įtakos stogo konstrukcijos įtvirtinimo pradinėms sąlygoms, automobilio kėbulo dalis, esanti žemiau automobilio šonų langų apatinės linijos, pakeičiama itin standžiais standartiniais strypiniais elementais [21].

**2.4. Automobilio stogo konstrukcijos aprašas ir stogo laikančiosios konstrukcijos tyrimas**

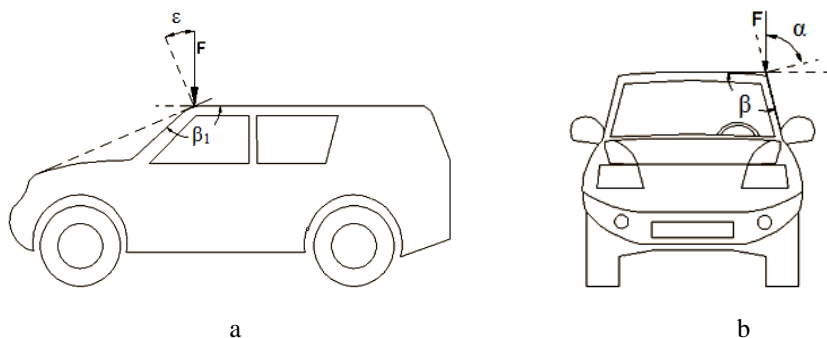
Tipinė stogo konstrukcija pateikta 2.6 pav. Jame išskiriami trys automobilio stogo konstrukcijos elementai: priekinis statramstis (mėlyna), stogo plokštumos priekinis profilis (ruda) ir stogo šoniniai „bėgiai“ (raudona). Atlikta supaprastinta lengvojo tiriamojo automobilio kėbulo analizė parodė, kad, apkraunant stogo konstrukciją, būtent šie jos elementai labiausiai deformuojasi.



**2.6 pav.** Tipinė automobilio stogo konstrukcija: a – priekinis statramstis (mėlyna); b – stogo plokštumos priekinis profilis (ruda); c – stogo šoniniai „bėgiai“ (raudona)

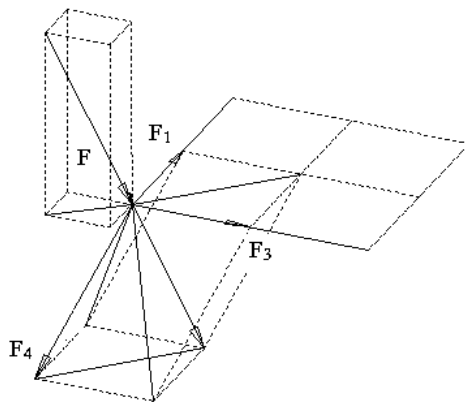
Analizės metu nustatyta, kad pirmasis atsparumą lenkimui praranda priekinis automobilio statramstis, paskui deformuojasi stogo priekinis profilis ir stogo šoniniai profiliai. Pirmieji du elementai, nagrinėjant pasirinkto tipo konstrukciją, patiria didžiausias apkrovas ir yra silpniausia stogo konstrukcijos vieta lyginant su šoniniais stogo profiliais. Atlikus konstrukcijų ir jų gamybos apžvalgą, nustatyta, kad pastarieji yra sustiprinami numatant laikančiosios konstrukcijos šoninį susidūrimą su kliūtimi.

Norint nustatyti stogo konstrukcijos elementus, veikiančius lenkimo momentus, nustatomos elementus veikiančios ašinės jėgos. Tuo tikslu sudaroma laikančiosios konstrukcijos skaičiuojamoji schema. Taikant stogo statinio bandymo metodiką, sudaroma apkrovimo schema (2.7 pav.).



**2.7 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos apkrovimo schema: a - vaizdas iš šono; b - vaizdas iš priekio

Laikančiosios konstrukcijos projektavimo stadijoje vertinant konstrukcijos dizainą, gamybos galimybes, numatant stogo geometriją, nustatomi kampai  $\beta$  (kampas tarp stogo priekio profilio ir priekinio statramsčio, žiūrint iš automobilio priekio) ir  $\beta_1$  (kampas tarp stogo šoninio profilio ir priekinio statramsčio, žiūrint iš automobilio šono). Eismo įvykio metu automobiliui verčiantis, numatomi apkrovos orientavimo automobilio laikančiosios konstrukcijos atžvilgiu kampai  $\alpha$  (kampas tarp stogo priekio profilio ir jėgos  $F$  (žiūrint iš priekio)) bei  $\varepsilon$  (kampas tarp stogo šoninio profilio ir jėgos  $F$  (žiūrint iš šono)). Stogo laikančiosios konstrukcijos skaičiuojamoji vektorinė schema pateikta 2.8 pav.



**2.8 pav.** Automobilio stogo laikančiosios konstrukcijos skaičiuojamoji vektorinė schema

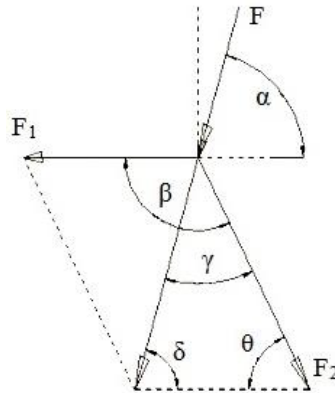
Remiantis pateikta schema, sudaroma skaičiuojamoji schema (2.9 pav.), esanti plokštumoje, kuri yra statmena automobilio stogo plokštumai, šiai plokštumai priklauso vektoriai  $F_1$  ir  $F_2$ . Jėga  $F_2$  – jėgos  $F$  projekcija automobilio šoninių stiklų plokštumoje. Žinant kampus  $\alpha$  ir  $\beta$ , nustatomi ieškomi parametrai:

$$\delta = \alpha, \tag{2.2}$$

$$\theta = 180^\circ - \beta, \tag{2.3}$$



$$F_2 = (F \sin \delta) / \sin \theta. \quad (2.4)$$



**2.9 pav.** Apkrovos  $F$  dalies, tenkančios  $F_2$  apkrovos veikimo kryptimi, nustatymo skaičiuojamoji schema

Nustačius ieškomą apkrovos  $F$  projekcijos  $F_2$  dydį, atliekami skaičiavimai plokštumoje lygiagrečioje šoninių automobilio langų plokštumai (2.10 pav.). Žinant kampus  $\varepsilon$  ir  $\beta_1$ , ieškomi dydžiai surandami pagal pateiktas išraiškas:

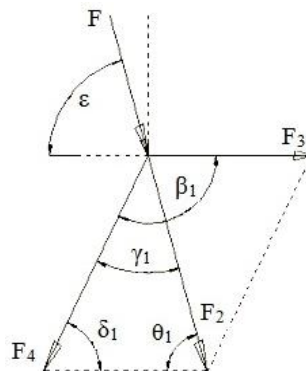
$$\delta_1 = 180^\circ - \beta_1 \quad (2.5)$$

$$\theta_1 = \varepsilon \quad (2.6)$$

$$\gamma_1 = 180^\circ - \delta_1 - \theta_1 \quad (2.7)$$

$$F_3 = (F_2 \sin \gamma_1) / \sin \delta_1 \quad (2.8)$$

$$F_4 = (F_2 \sin \theta_1) / \sin \delta_1 \quad (2.9)$$



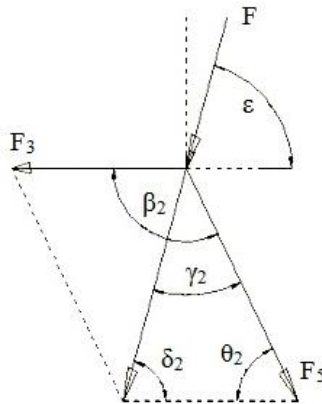
**2.10 pav.** Apkrovos dalies  $F_2$  pasiskirstymo  $F_3$  ir  $F_4$  vektorių kryptimis nustatymo skaičiuojamoji schema

Ašinė jėga  $F_1$ , veikianti stogo konstrukcijos priekinį profilį, randama pagal prieš tai pateiktą skaičiavimo metodiką. Plokštumoje, kuri yra statmena automobilio stogo plokštumai ir išilgai kerta automobilio konstrukciją, suformuojama skaičiuojamoji schema (2.11 pav.). Šioje plokštumoje sudaromi vektoriai  $F_3$  ir  $F_5$ . Jėga  $F_5$  yra jėgos, kuria apkraunama automobilio konstrukcija, projekcija automobilio priekinio lango plokštumoje. Žinant automobilio geometrijos parametrus bei jėgos  $F$  orientavimo kampus, randama  $F_5$  reikšmė:

$$\theta_2 = 180^\circ - \beta_2 \quad (2.10)$$

$$\delta_2 = \varepsilon \quad (2.11)$$

$$F_5 = (F \sin \delta_2) / \sin \theta_2 \quad (2.12)$$



**2.11 pav.** Apkrovos  $F$  dalies veikiančios  $F_5$  orientavimo kryptimi nustatymo skaičiuojamoji schema

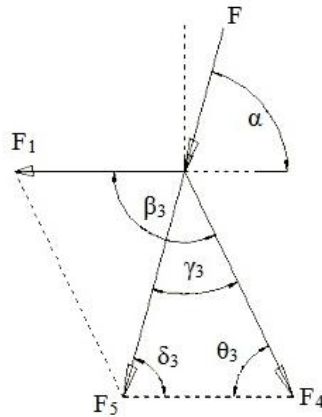
Nustačius ieškomą apkrovos projekcijos  $F_5$  dydį, atliekami skaičiavimai automobilio priekinio lango plokštumoje (2.12 pav.). Žinant kampus  $\alpha$  ir  $\beta_3$ , ieškomi dydžiai surandami pagal pateiktas išraiškas:

$$\delta_3 = \alpha \quad (2.13)$$

$$\theta_3 = 180^\circ - \beta_3 \quad (2.14)$$

$$\gamma_3 = 180^\circ - \delta_3 - \theta_3 \quad (2.15)$$

$$F_1 = (F_5 \sin \gamma_3) / \sin \theta_3 \quad (2.16)$$

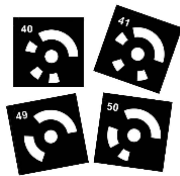


**2.12 pav.** Apkrovos dalies  $F_5$  tenkančios  $F_1$  veikimo kryptimi nustatymo skaičiuojamoji schema

Žinant automobilio stogo geometrinius parametrus (kampus  $\beta$  ir  $\beta_1$ ) ir jėgos, kuria yra apkraunama laikančioji konstrukcija, orientavimo kampus automobilio kėbulo atžvilgiu ir pasitelkus prieš tai aptartas skaičiavimo schemas bei išraiškas, naudojant *Matlab* programavimo kalbą, buvo sudaryta programa, jėgos orientavimo kampų įtakai ašinių jėgų, tenkančių konstrukciniams elementams, pasiskirstymui nustatyti.

### 2.5. Automobilio stogo konstrukcijos taškų koordinatinių nustatymas fotogrametriniu metodu

Ekspirimentinių bandymų metu, siekiant nustatyti stogo konstrukcijos būdingų taškų poslinkius, bus naudojama TRITOP bekontaktė trimatė pažymėtų taškų koordinatinių nustatymo sistema. Naudojant įrangą galima lengvai nustatyti kelius tūkstančių matavimo taškų padėtį 15  $\mu\text{m}$  tikslumu. Tikslui pasiekti naudojami koduoti (2.13 pav.) ir nekoduoti juodos / baltos spalvos žymekliai (2.14 pav.).

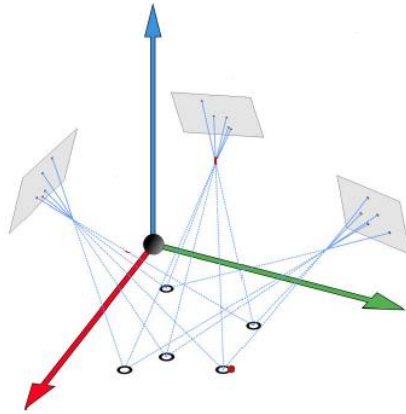


**2.13 pav.** Koduoti žymekliai



**2.14 pav.** Nekoduoti žymekliai

Matavimų metu nustatomas pikselių skaičius, jų santykis tarp juodos bei baltos spalvos, ir nustatomas balto apskritimo arba elipsės centrinis taškas. Pastarieji vadinami vaizdo taškais. Taškai, kurie yra matomi padarytoje nuotraukoje yra susiejami tarpusavyje fiksuotu ryšiu. Darant keletą nuotraukų iš skirtingų pozicijų, matuojamo bandinio atžvilgiu, šie taškai dalinai kartojami ir yra surišami su sekančiais vaizdo taškais (2.15 pav.).



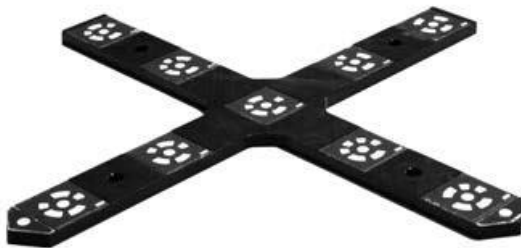
**2.15 pav.** Taškų žymeklių tarpusavio padėties nustatymo spinduliai trijų nuotraukų metodu

Taip sudaromas nuotraukų su vaizdo taškais rinkinys. Sudarant šiuos rinkinius ypač svarbu padaryti nuotraukas iš kelių krypčių, užtikrinant galimai didžiausią fotografavimo kampų imtį. Kiekvienas žymeklis turi būti užfiksuotas ne mažiau nei trijose nuotraukose iš trijų skirtingų fotografavimo pozicijų. Duomenys apdorojami GOM *Inspect Professional* programine įranga.

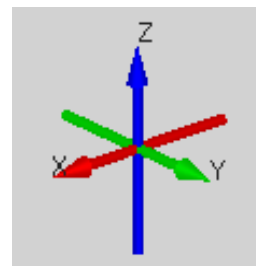
Matavimo įrangą sudaro šios pagrindinės dalys: fotoaparatas, WiFi siustuvas, kalibruotos matavimo liniuotės, koduoti ir nekoduoti taškų žymekliai, kompiuteris su TRITOP programine įranga.

Matuojama fotoaparatus judant aplink matuojamą objektą ir darant nuotraukas iš skirtingų pozicijų. Nuotraukos bevieliu ryšiu iš fotoaparato perkeliama į kompiuterio atmintį. Pirmojo paveikslo įkėlimo metu pradeda žymeklių atpažinimo ir registravimo procedūra. Padarius ne mažiau kaip aštuonias nuotraukas nustatoma automatinė žymeklių orientacija vienas kito atžvilgiu ir 3D koordinatinių apskaitos taškai.

Ruošiantis atlikti matavimus naudojami orientavimo kryžiai (2.16 pav. a). Vienas jų yra su pažymėtais X ir Y simboliais. Pagal pastarojo kryžiaus orientaciją yra nustatomos koordinatinių ašiu (XYZ) kryptys (2.16 pav. b). Visi kiti orientavimo kryžiai naudojami taškų žymeklių tarpusavio padėčiai ir orientacijai erdvėje nustatyti.



a

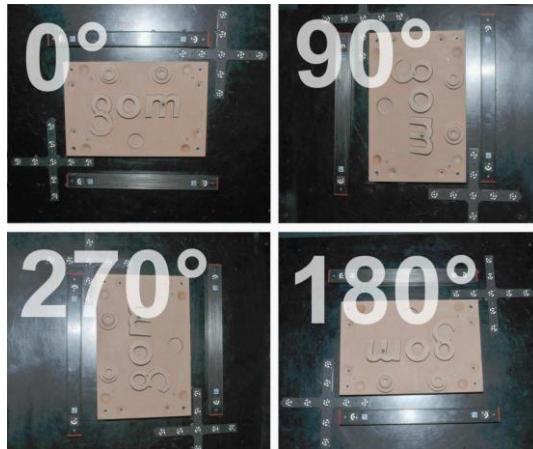


b

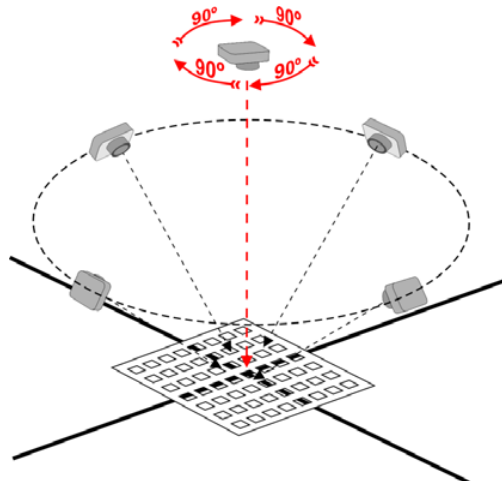
**2.16 pav.** Pasirinktų taškų koordinatinių nustatymo priemonės

Kiekvieną kartą rengiant matavimų objektą, turi būti naudojamos matmenų liniuotės – etalonai. Pastarieji privalo būti kalibruojami metrologijos laboratorijoje. Prieš pateikiant pastaruosius programinėje įrangoje nurodoma aplinkos, kurioje atliekami matavimai, temperatūra. Dėl rezultatų tikslumo, siekiant išvengti netikslumo tarp matuojamo objekto paviršiaus ir matavimo liniuočių temperatūros poslinkių, matuojamas objektas ir etalonišės liniuotės privalo tam tikrą laiką tarpą pabūti vienoje patalpoje, kur ir bus atliekami matavimai.

Matavimai pradedami atliekant 4 fotografijas iš viršaus, pasukant kamerą po  $90^\circ$  (2.17 pav.).



2.17 pav. Keturių fotografijos atliekamos kas  $90^\circ$  žiūrint į objektą iš viršaus



2.18 pav. Keturių nuotraukos iš visų pusių  $45^\circ$  kampu

Idealiomis sąlygomis matavimo liniuotės ilgis turėtų būti mažesnis arba lygus matuojamo objekto ilgiausiai kraštinei, ir bent viena nuotrauka privalo būti su visais matuojamų taškų koordinatėmis bei jų sistemą apibrėžiančiais etalonais. Atliekant

analizės kontrolę stebima, kaip nuo pat pradžių susidaro 3D taškų debesis, atsiranda nauji taškai reikiamose vietose fotografuojant. Matuojant plokščius objektus dažniausia užtenka bent 8 fotografijų (4 fotografijos atliekamos kas 90° žiūrint į objektą iš viršaus (2.17 pav.) ir 4 fotografijos atliekamos kas 90° žiūrint į objektą 45° kampu (2.18 pav.)).

Labai svarbu fotografuojant viena nuotrauka užfiksuoti kuo daugiau analizei numatytų taškų. Akcentuotina tai, kad svarbiausi yra baziniai taškai, todėl reikėtų vengti užfiksuoti papildomą erdvę nuotraukose, nes dėl to nuotraukose gali atsirasti parazitinių taškų ir veikti numatytų žymeklių poslinkių analizę gautame 3D debesyje.

## **2.6. Automobilio priekinio statramsčio konstrukcijos išardymo metodika ir priemonės**

Automobiliui patekus į avariją, deformacinės zonos didesniu ar mažesniu laipsniu yra sugadinamos. Jų sutaisymas iki nominalaus lygio yra problemiškas dalykas, nes gamintojai ne visada pateikia kėbulo suremontavimo darbams sudarytas kiekybines išraiškas. Galioja griežti reikalavimai, neleidžiantys lyginti ar kitais būdais atkurti pagrindinių elementų (priekinių ir galinių lonžeronų ir kitų saugos rėmo elementų). Juos galima tiksliai keisti, griežtai laikantis gamintojų nustatytų elementų jungimo reikalavimų. Keičiant deformacines zonas dalimis, kadangi jos tarpusavyje virinamos, jų standumas gali padidėti.

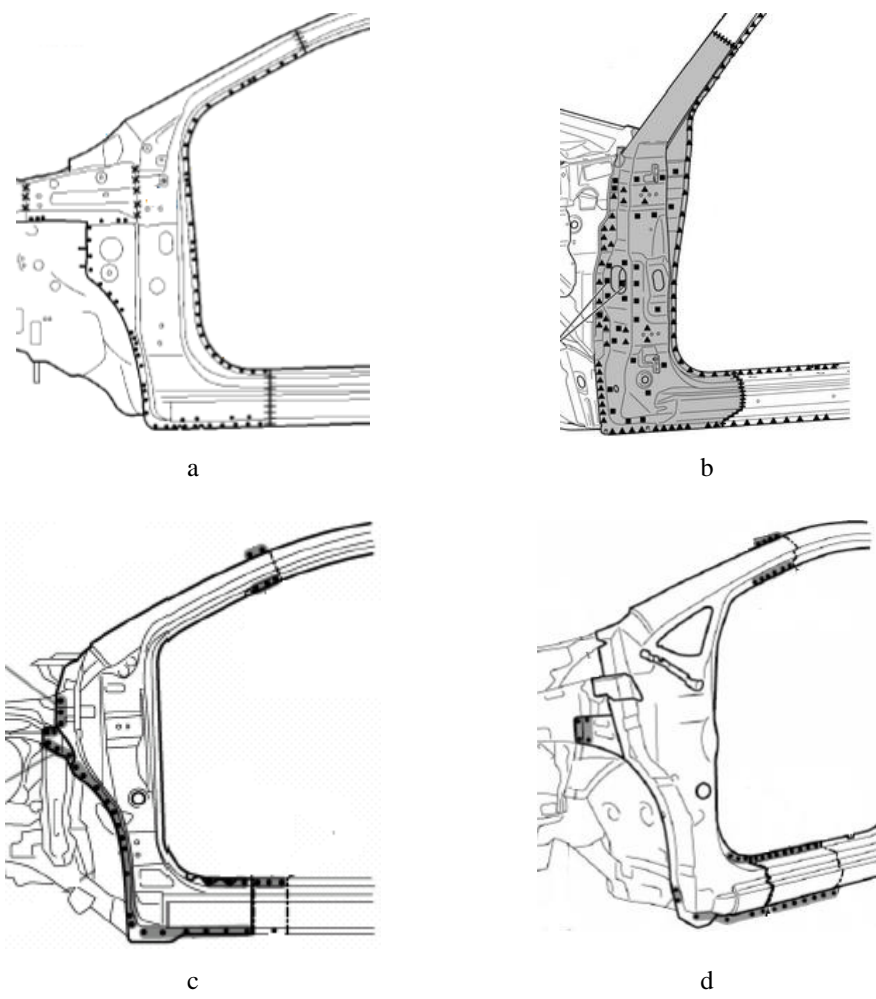
Šiuo atveju, nagrinėjant saugos rėmo elementų pakeitimą (2.19 pav.), įvykus pakartotinam automobilio apsivertimui, remontuota konstrukcijos dalis gali sugerti mažiau kinetinės energijos nei jai buvo numatyta projektavimo stadijoje, t. y. automobilio ekipažą veiks didesnės apkrovos. Taip pat padidėja tikimybė, kad gali labiau deformuotis automobilio salonas.

Visgi, atliekant automobilio kėbulo remonto darbus, reikia atsižvelgti į gamintojo nurodomas šios procedūros atlikimo normas. Tačiau pastarosios ne visada būna pateiktos arba jų tiesiog nebūna. Atlikus gamintojų pateiktų automobilių (Hyundai Getz, Mitsubishi Pajero, Toyota Yaris, Toyota Prius) kėbulo darbų atlikimo norminių šaltinių apžvalgą, pastebėta, kad kiekvieno automobilio kėbulo remontas yra aprašomas individualiai (2.20 pav.), skiriasi atliekamų pjūvių, skirtų atskirti kėbulo elementus arba jų dalis, vietos. Tačiau išanalizavus pateiktas schemas matyti, kad nagrinėjamu atveju priekinio stogo statramsčio elementų dalys yra atskiriamos atliekant skersinius pjūvius ir išgręžiant taškinio suvirinimo vietas.

Pjovimo būdas parenkamas atsižvelgiant į esamas aplinkybes ir priklauso nuo atskyrimo vietos prieinamumo, lakštinės detalės formos, lakšto storio, reikiamos atskyrimo vietos kokybės, pjūvio formos.

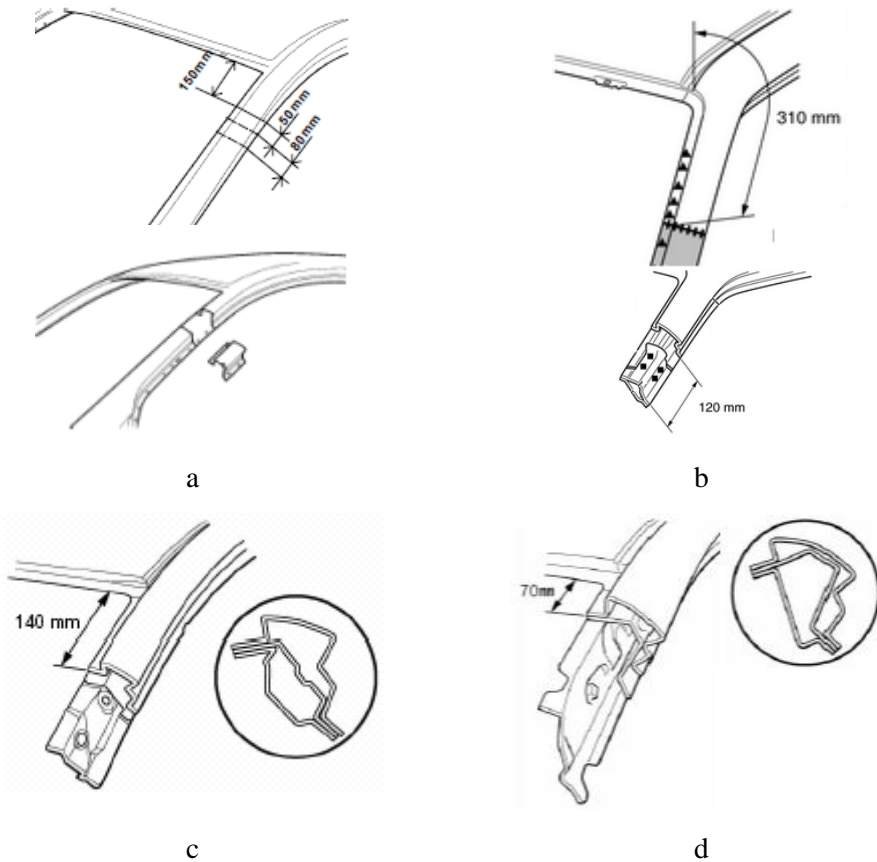
Jeigu atskyrimo siūlei nekeliama jokių formos ir išvaizdos reikalavimų, tai dalys gali būti atskiriamos kirtikliu. Darbas gali būti atliekamas rankiniu būdu arba pneumatiniu kalnu.

Lygiems, švarems pjūviams atlikti tinka žirklys, pjūklai ir diskiniai pjovimo įrankiai. Su apvaliuoju kėbulų pjūklų ir diskiniu pjovimo įtaisu galima atskirti ir dvigubas detales. Naudojant kėbulų pjūklus, pjovimo gylis gali būti tiksliai reguliuojamas.



**2.19 pav.** Automobilio priekinio statramsčio keitimo schemas: a - Hyundai Getz; b - Mitsubishi Pajero; c - Toyota Yaris; d – Toyota Prius

Gręžiant dažniausiai yra atskiriamos detalės, sujungtos taškinio suvirinimo būdu. Suvirinimo taškai išgręžiami suvirinimo taškų grąžtu. Nereikalingas joks tiesinimas. Jeigu suvirinimo taškų negalima pasiekti grąžtu, tai jie gali būti nušlifuojami šlifavimo mašina, kartu juos sumažinant. Paskui detalė, kurią reikia atskirti, nuplėšiama.



**2.20 pav.** Automobilio priekinio statramsčio išardymo schemas: a - Hyundai Getz; b - Mitsubishi Pajero; c - Toyota Yaris; d – Toyota Prius

Ardant tokius automobilio laikančiosios konstrukcijos elementus kaip statramsčius susiduriama su problema. Pastarieji daugeliu atveju yra kompleksiniai elementai, sudaryti iš kelių profilių. Remonto metu, keičiant detales, būtina suvirinti ne tik išorines, bet ir vidines dalis (kėbulo sustiprinimus). Norint kokybiškai atlikti remonto darbus išoriniuose konstrukcijos paviršiuose (2.20 pav.) išpjaujami maždaug 50 mm ilgio segmentai. Pastarieji skirti atverti priėjimą prie vidinių priekinio statramsčio elementų paviršių, kurie remonto metu privalo būti suvirinti ištisinėmis siūlėmis. Kiekvienas pjūvis atliekamas numačius tarpusavio prasilenkimą (2.20 pav.). To reikia norint surinkti konstrukciją remonto metu prie automobilio konstrukcijos priderinant naują detalę.

## **2.7. Baigtinių elementų metodo taikymas sprendžiant plonasienių elementų deformavimo uždavinius**

Siekdami sumažinti natūrinių bandymų skaičių, automobilių gamintojai automobilių projektavimo metu naudoja skaitinį modeliavimą. Deformuojamos stogo konstrukcijos elementų elgsena statinio ir dinaminio apkrovimo atvejais



analizuota naudojant skaitinius modelius. Darbui atlikti pasirinkta skaitinio modelio sudarymo metodika ir sukurti skaitiniai modeliai patikrinami palyginus su natūrinių kvazistatinių bandymų rezultatais.

Siekiant tinkamai suprojektuoti automobilio konstrukcijos deformacines zonas ir saugos rėmą automobilių pramonėje, nuo 1960 metų pradėtas taikyti BE metodas. Iš pradžių pastarasis buvo taikomas laikančiųjų konstrukcijų statinei analizei atlikti. Naudojant struktūrinius baigtinius elementus, konstrukcijos elgsena ir savybės numatomos remiantis klasikinėmis mechanikos priklausomybėmis, pakanka žinoti medžiagos mechanines charakteristikas, konstrukcijos geometriją, pradines ir baigtines sąlygas.

BEM taikomos neišreikštinės (implicit) ir išreikštinės (explicit) skaitinio integravimo schemas. Šie analizės metodai skiriasi integravimo laike algoritmu [110].

Taikant neišreikštinę skaitinio integravimo schemą, skaičiuojama atvirkštinė globalinė standumo matrica, kuri dauginama iš išorinių jėgų vektoriaus, siekiant apskaičiuoti mazgų poslinkių prieaugį. Netiesinės sistemos lygtys turi būti pasikartojančiai sprendžiamos kiekviename žingsnyje, o tai daug laiko sąnaudų reikalaujanti operacija. Sprendžiant smūginius uždavinius apkrovos kinta ekstremaliai greitai, todėl, siekiant tikslių skaičiavimo rezultatų, tenka labai didinti integravimo žingsnių skaičių. Modeliuojant smūginių apkrovų veikiamas konstrukcijas, dažnai susiduriama su kontaktiniais, fizinio (plastinis deformavimas) ir geometrinio (didelės ir netolygios deformacijos) netiesiškumo uždaviniais. Sprendžiant tokį uždavinį neišreikštinės analizės metodu, kiekviename žingsnyje pagal iš anksto numatytą leidžiamąją nuokrypą turi būti tenkinama konstrukcijos netiesinė statinės pusiausvyros lygtis. Neišreikštinės analizės metodo privalumas yra tas, kad integravimo žingsnio trukmė pasirenkama laisvai ir ji gali būti iki 10 000 kartų didesnė nei taikant išreikštinės analizės metodą. Todėl šis metodas dažniausiai taikomas sprendžiant statinius ir kvazistatinius uždavinius.

Smūginiams uždaviniams spręsti dažniausiai yra taikoma išreikštinė (explicit) skaitinio integravimo schema (centrinių skirtumų metodas). Taikant šį metodą, kiekviename mazge veikiančios vidinės ir išorinės jėgos yra sumuojamos, o padalinus jas iš mazgo masės gaunamas mazgo pagreitis [110]:

$$\{a_n\} = [M]^{-1} \cdot (\{F_n^{ex}\} - \{F_n^{in}\}), \quad (2.17)$$

čia:

$\{a_n\}$  – mazgų pagreičiai  $n$ -ajame integravimo žingsnyje;

$[M]$  – masių matrica;

$\{F_n^{ex}\}$  – išorinių apkrovų vektorius  $n$ -ajame integravimo žingsnyje;

$\{F_n^{in}\}$  – vidinių apkrovų vektorius  $n$ -ajame integravimo žingsnyje.

Pereinant į kitą žingsnį naudojama centrinių skirtumų schema:

$$v_{n+\frac{1}{2}} = v_{n-\frac{1}{2}} + \frac{a_n}{2} \cdot \left( \Delta t_{n+\frac{1}{2}} + \Delta t_{n-\frac{1}{2}} \right) \quad u_{n+1} = u_n + v_{n+\frac{1}{2}} \cdot \Delta t_{n+\frac{1}{2}}, \quad (2.18)$$

čia  $\Delta t_n$  – integravimo žingsnio trukmė.

Modelio geometrija atnaujinama prie pradinės geometrijos pridodant poslinkių prieaugį:

$$x_{n+1} = x_n + u_{n+1}. \quad (2.19)$$

Sprendimas priimamas integruojant mazgų pagreičius tam tikru laiko momentu. Maksimali integravimo žingsnio trukmė  $\Delta t_{max}$  ribojama kritine reikšme, kuri lygi minimaliam laikui, per kurį deformacijos sklidimo greitis, prilygintas garso bangų sklidimo greičiui medžiagoje, įveikia trumpiausio konstrukcijos baigtinio elemento atstumą [110]. Būtent dėl šios sąlygos modeliuojant ilgą laiką trunkančius procesus netinka taikyti *explicit* metodą. Kadangi kėbulų deformavimo metu susiduriama su kontaktiniais bei fizinio (plastinis deformavimas) ir geometrinio (didelės deformacijos) netiesiškumo uždaviniais, tai sprendžiant tokius uždavinius nerekomenduotina taikyti *implicit* metodą, nes dažnai sprendinys nekonverguoja. Atsižvelgiant į tai, pasirinktas BE *explicit* analizės metodas.

Šiame darbe elementams modeliuoti pasirinkta BE programa LS-DYNA V.971 [110], sukurta dr. J. O. Hallquist'o iniciatyva. Ši programa plačiai naudojama sprendžiant kontaktinius, didelių deformacijų netiesinius mechanikos uždavinius. Pastaroji skirta transporto priemonių kėbulų ir jų konstrukcinių elementų elgsenai modeliuoti esant avarinėms apkrovoms.

Programoje LS-DYNA įdiegtas išreikštinės (*explicit*) analizės metodas paprastai taikomas trumpalaikiams procesams skaičiuoti. Naudoti apkrovimo greitį, buvusį kvazistatinių bandymų metu ( $v = 3 \text{ mm/s}$ ), taikant *explicit* metodą, negalima. Darbe skaitiniai kvazistatinio klupdymo modeliai sudaryti naudojant gerokai didesnį deformavimo greitį. Remiantis pasauline skaitinio modeliavimo praktika, teigiama, kad galima lyginti *explicit* metodo sprendinius su kvazistatiniais klupdymo eksperimentų metu gautais sprendiniais. Tam apibrėžiama sąlyga, kad pasirenkamas 5 m/s deformavimo greitis. Esant šiai sąlygai inercijos jėgų įtaka gautiems skaičiavimo rezultatams yra nežymi ir tokį skaitinį modelį galima laikyti kvazistatiniu.

Kvazistatiniams eksperimentams modeliuoti pagal natūriniuose eksperimentuose naudoto bandomojo automobilio geometrijos parametrus parenkamas adekvačios konstrukcijos ir geometrinių parametrų automobilio BE modelis. Tiek tiriamojo priekinio stogo statramsčio, tiek visos automobilio stogo laikančiosios konstrukcijos apačioje esantys mazgai įtvirtinti visomis kryptimis: x, y ir z. Analizuojama konstrukcija deformuojama pastarąją veikiant absoliučiai kietu

kūnu „RIGID BODY“. Priimama prielaida, kad apsvėrimo metu galimo susidūrimo su grindiniu vieta sudaryta iš absoliučiai kietos medžiagos, kurios paviršiaus tamprumo ir smūgio slopinimo savybių nepaisoma. Sprendžiant kvazistatinį uždavinį, plokštės elementams komanda „BOUNDARY\_PRESCRIBED\_MOTION\_RIGID“ [108] nustatytas pastovus judėjimo greitis ( $v = 5$  m/s) vertikalia y kryptimi ir maksimalus galimas poslinkis. Deformavimo metu elemento tarpusavyje kontaktuojantiems paviršiams modeliuoti naudota „CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE“ [108] komanda.

Taikant metodą smūgio energijos sugėrimo uždaviniui spręsti, naudojama komanda „INITIAL\_VELOCITY\_RIGID\_BODY“ (2 m/s). Kadangi mūsų pasirinkto sprendimo metu automobilio konstrukcija yra įtvirtinta, o deformacijas sukelia sukamuoju judesiu judanti absoliučiai kieta plokštė, norint neprarasti galimos automobilio inercijos įtakos dedamosios gaunamiems rezultatams, plokštės sąlyčio su automobilio konstrukcija zonos centre pridedama koncentruota masė „MASS“.

Modelyje taškinio suvirinimo jungtys sukurtos naudojant „SECTION\_BEAM“ bei „MAT\_SPOT\_WELD“ komandas, nurodomos medžiagos mechaninės charakteristikos ir geometriniai parametrai. Modelyje vieną taškinio suvirinimo jungtį sudaro strypinis elementas, jungiantis du mazgus.

Modeliuojant šiame darbe nagrinėtų plonasienių konstrukcinių elementų klupimą, buvo naudojami kevaliniai (*Shell*) baigtiniai elementai. Programoje LS-DYNA įdiegta per 20 skirtingų kevalinių baigtinių elementų tipų [110]. Iš jų, atmetus trikampių elementus, 8 elementų tipai galėtų būti naudojami plonasienių konstrukcijų klupdymui modeliuoti. Darbe pasirinkti tiesiniai, keturių mazgų, plokšti *Belytschko-Tsay* kevaliniai (*Shell*) baigtiniai elementai, skaičiuojami pagal storasienių *Mindlin-Reissner* plokščių teoriją, įvertinant elemento storio kitimą deformavimo metu, turintys 1 integravimo tašką elemento plokštumoje ir 5 integravimo taškus elemento storyje. Didinant deformavimo greitį, modelyje gali pasireikšti nulinės deformacijos energijos (*Hourglassing*) efektas, kuriam išvengti elementams nustatyta papildoma kontrolė.

Skaitinių modelių rezultatų tikslumui nemažą įtaką gali turėti baigtinių elementų tinklelio tankumas (baigtinio elemento dydis). Šių bandinių atskiros detalės tarpusavyje jungiamos taškinio suvirinimo būdu. Skaitiniuose modeliuose šios jungtys modeliuojamos sujungiant tarpusavyje atskirų detalių tam tikrus mazgus. Naudojant jau pasirinkto taškinio suvirinimo elementų modelį, galima keisti baigtinių elementų tinklelio tankį tam tikru žingsniu, išlaikant taškinio suvirinimų jungtis tose pačiose vietose. Plonasienėms konstrukcijoms modeliuoti pasirinktas kvadrato formos baigtinis elementas. Atliekant pradinių rezultatų analizę, nustatyta, kad bandinio deformavimo formai baigtinių elementų tinklelio tankis neturi esminės įtakos.

Esant tankesniai baigtinių elementų tinkleliui (mažesniai elementai), padidėja baigtinių elementų skaičius modelyje. Padidėjęs elementų skaičius gerokai padidina skaičiavimo laiko sąnaudas.

Remiantis atliktais tyrimais, tolimesniems modeliams sudaryti parenkamas 3 mm dydžio baigtinis elementas. Baigtinio elemento dydis parinktas pagal šiuos kriterijus:

- modeliais gauti rezultatai ir natūrinių eksperimentų rezultatai yra labai panašūs;
- suteikia galimybę, kiek įmanoma tiksliau išdėstyti technologinių sujungimų jungtis;
- priimtina kompiuterinio skaičiavimo trukmė.

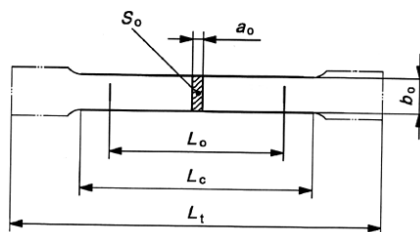
## **2.8. Antrojo skyriaus išvados**

1. Automobilio ratų atramos reakcijos nustatymo metodika pritaikyta apsivertusio automobilio variklio dangčio priekinės dalies ir automobilio stogo priekio atramos reakcijoms nustatyti numatomo susidūrimo su grindiniu vietoje.
2. Pasiūlyta automobilio ir jo stogo laikančiosios konstrukcijos supaprastinimo eiga, išskirti tipiniai automobilio stogo konstrukciją sudarantys laikantieji elementai.
3. Sudarytas matematinis modelis, kuris, žinant automobilio stogo geometrinius parametrus (kampus  $\beta$  ir  $\beta_1$ ) bei jėgos, kuria yra apkraunama laikančioji konstrukcija, orientavimo kampus automobilio kėbulo atžvilgiu, skirtas nustatyti, kokią įtaką daro jėgos orientavimo kampai ašinių jėgų, tenkančių konstrukciniams elementams, pasiskirstymui.
4. Deformuojamos automobilio stogo konstrukcijos taškų poslinkiui nustatyti pasirinktas fotogrammetrinis metodas.
5. Tiriant plonasienių elementų kvazistatinį ir dinaminį automobilio stogo konstrukcijos apkrovimą pasirinktas baigtinių elementų metodas.

### 3. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS MEDŽIAGŲ IR JOS ELEMENTŲ MECHANINIŲ CHARAKTERISTIKŲ EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

#### 3.1. Medžiagų mechaninių charakteristikų, reikalingų skaitiniam modeliavimui atlikti, nustatymas

Tyrimo metu buvo atlikti eksperimentiniai tempimo ir gniuždymo bandymai. Aliuminio ir plieno bandiniai buvo paruošti pagal LST EN ISO 6892-1:200 standartą. Metalo bandinio matmenys, remiantis bandinių geometrinius parametrus reglamentuojančiu standartu, pateikti 3.1 pav.



3.1 pav. Metalo bandinių geometrinių parametrų nustatymo schema

3.1 lentelė. LST EN ISO 6892-1:200 standartas

| Bandinio tipas | Bandomos dalies plotis $b_0$ , mm | Bandomos dalies ilgis $L_0$ , mm | Ilgis iki praplatėjimo, mm |                 | Bandinio ilgis iki griebtuvų, mm |
|----------------|-----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|-----------------|----------------------------------|
|                |                                   |                                  | Mažiausias                 | Rekomenduojamas |                                  |
| 1              | 12,5                              | 50                               | 57                         | 75              | 87,5                             |
| 2              | 20                                | 80                               | 90                         | 120             | 140                              |
| 3              | 25                                | 50 <sup>a</sup>                  | 60                         | -               | -                                |

Atsižvelgiant į 3.1 lentelėje pateiktus galimus bandinių geometrinius matmenis, reikiami matmenys nustatomi pagal pateiktas išraiškas:

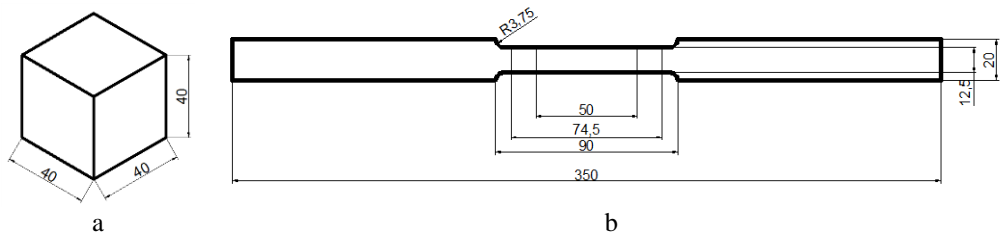
$$L_c = L_0 + b_0/2, \quad (3.1)$$

$$L_t = L_0 + 2b_0. \quad (3.2)$$

Bandinio galimo suirimo vietoje skerspjūvio plotas nustatomas išmatuojant pradinius bandinio matmenis:

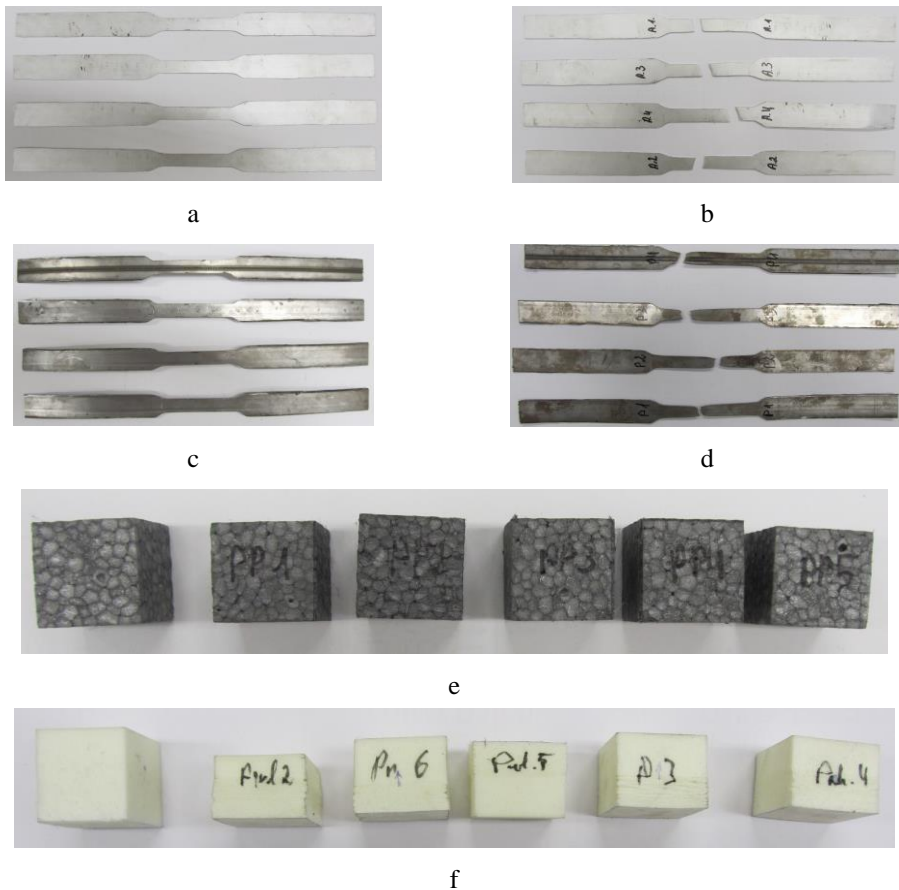
$$S_0 = ab_0. \quad (3.3)$$

Norint nustatyti pasirinktų putų plastikų mechanines charakteristikas, buvo paruošti kubo formos bandiniai (3.2 pav. a). Metalo medžiagų mechaninėms charakteristikoms nustatyti buvo pasirinktas 1-ojo bandinių tipo variantas (3.2 pav. b) (pagal LST EN ISO 6892-1:200).



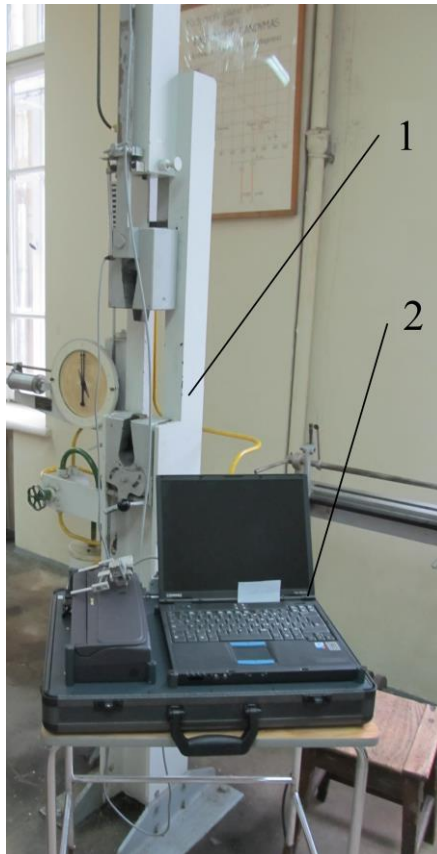
**3.2 pav.** Naudojamų bandinių matmenys: a - putų plastikų bandinių; b - metalo medžiagų bandinių

Bandymams atlikti buvo paruošta po 4 plieno DC01 ir aliuminio AA 6063T6 bandinius bei po 6 polistireno ir poliuretano putų bandinius (3.3 pav.). Tai tipinės automobilių kėbulų pramonėje naudojamos medžiagos. Pasirinktų medžiagų mechaninės charakteristikos buvo nustatomos atliekant tempimo ir gniuždymo bandymus.



**3.3 pav.** Pasirinktų medžiagų bandiniai: a - aliuminio bandiniai; b - aliuminio bandiniai (po nutraukimo); c - plieno bandiniai; d - plieno bandiniai (po nutraukimo); e – putų polistirolo; f - poliuretano

Tempimo ir gniuždymo bandymai buvo atliekami naudojant universalią 10 kN bandymų mašiną, nustačius 2 mm/min griebtuvų judėjimo laiką. Matavimo sistemą sudarė kompiuteryje įdiegta programinė įranga, daugiakanalis matavimo stiprintuvas su matuojamų dydžių keitikliais (3.4 pav.). Jėga buvo matuojama slėgio nustatymo jutikliu HBM C2 10 kN. Pastarojo tikslumo klasė – 0,1, matavimo tikslumas –  $\pm 20$  N, mažiausia išmatuojama vertė – 100 N. Bandymų metu poslinkis buvo nustatomas naudojant induktyvų poslinkio nustatymo keitiklį WA 50 mm Pastarojo tikslumo klasė – 0,2, matavimo tikslumas –  $\pm 0,1$  mm.



**3.4 pav.** Medžiagų mechaninių charakteristikų nustatymo eksperimentinių bandymų sistema:  
1 – universali bandymų mašina; 2 – kompiuteris su duomenų registravimo sistema

Atlikus bandymus bei išanalizavus gautas įtempimų ir deformacijų kreives, buvo nustatomos mechaninės charakteristikos. Jų ryšiui nustatyti sudaromos įtempimų ir deformacijų diagramos.

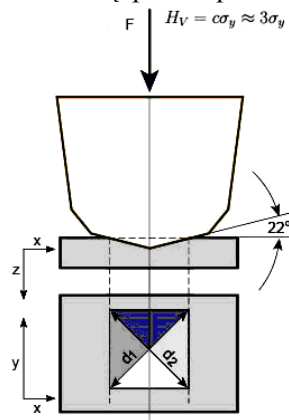
Pailgėjimas  $\delta$  apskaičiuojamas išmatavus  $L$ , t. y.  $\delta = L - L_0$ , o  $F$  jėgos vertė fiksuojama bandymo metu. Žinant  $F$  jėgą ir pradinį  $A_0$  skerspjūvio plotą, apskaičiuojami įtempiai  $\sigma = \frac{F}{A_0}$  ir vidutinės deformacijos  $\varepsilon = \frac{\delta}{L_0}$ . Įtempimų ir deformacijų diagrama sudaroma, atidedant deformacijas absčių ašyje, o įtempius –

ordinačių ašyje. Diagramos pobūdis priklauso nuo medžiagos, temperatūros, tamprumo modulio ir apkrovimo greičio. Atliekant bandymus, pasireiškus medžiagos takumui, pasiekiamas takumo įtempis  $\sigma_y$ , kuris vadinamas takumo riba. Toliau deformuojant bandinį, apkrova padidėja ir pasiekama stiprumo riba  $\sigma_u$ . Vėliau bandinyje susidaro kaklelis ir įtempiai sumažėja, nes mažėja apkrova, o į sumažėjusį skerspjūvį neatsižvelgiama. Dar toliau deformuojamas bandinys nutrūksta. Įtempis  $\sigma_f$ , kuriam esant bandinys suyra, vadinamas trūkimo įtempiu.

Gautos medžiagų mechaninės charakteristikos, reikalingos parenkant medžiagos modelį skaitiniam modeliavimui atlikti, pateiktos ketvirtame skyriuje (4.1 ir 4.2 lentelės).

### 3.2. Suvirinimo siūlės zonų mechaninių charakteristikų prognozavimas

Vikerso metodas plačiai naudojamas metalinių medžiagų tikslių mechaninių charakteristikų nustatymui. Matuojant kietumą Vikerso metodu, į metalą įspaudžiama keturkampio pagrindo deimantinė piramidė, kurios viršūnės kampas  $136^\circ$ , o sienelės kampas su horizontalia plokštuma sudaro  $22^\circ$ . Kietumo vienetai apskaičiuojami spaudimo jėgą dalinant iš įspausto paviršiaus ploto.

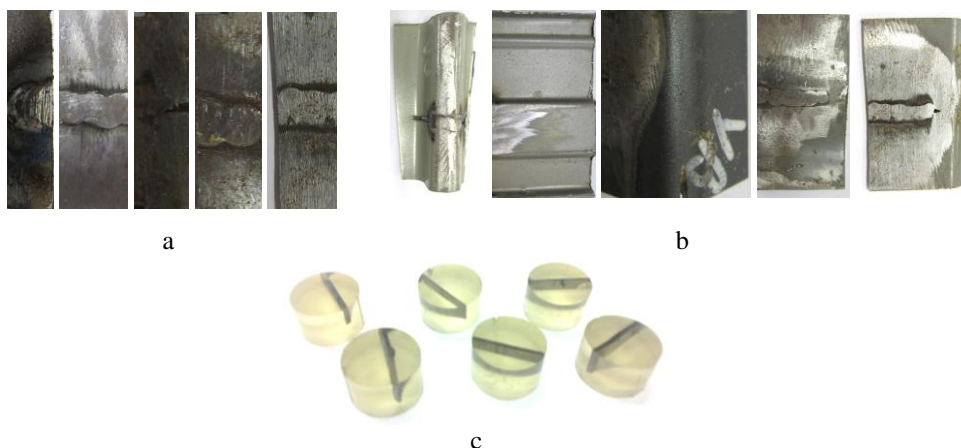


3.5 pav. Vikerso metodas (principinė schema)

Suvirinimo siūlės modelis suvirinimo vietoje sudaromas remiantis Vikerso būdu nustatyto medžiagos kietumu. Kietumas nustatomas pagal tyrimui parengtus 6 mikrošlifų bandinius.

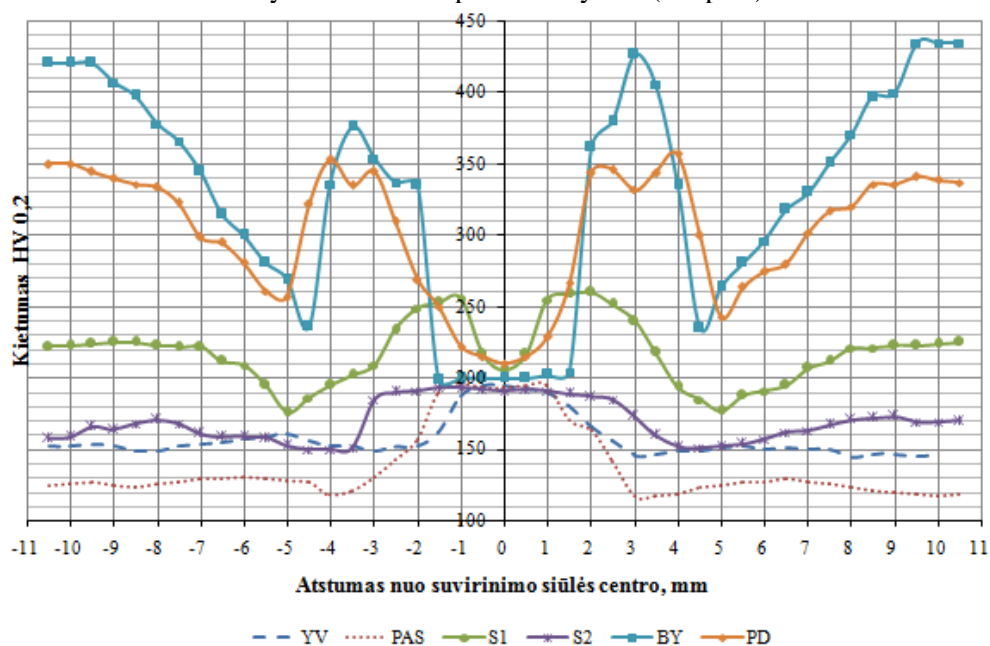
Pastarieji paruošiami išpjaunant iš automobilių kėbulų laisvai pasirinktų vietų tipinių plienu rūošinius (3.6 pav. a). Vienodų savybių plieno dalys tarpusavyje suvirinamos (3.6 pav. b). Iš rūošinių išpjaujami (be terminio poveikio medžiagai) 28 mm ilgio ir 10 mm pločio bandiniai. Pastarieji, siekiant nustatyti suvirinimo siūlės kietumą, yra įliejami į epoksidinę dervą. Paruošti bandiniai aptekinami (statmenumui bandymų metu užtikrinti), paruošiami mikrošlifai (3.6 pav. c).



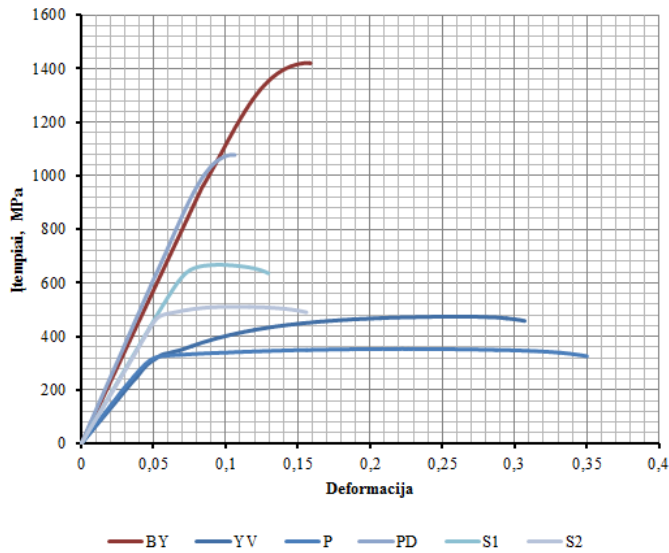


**3.6 pav.** Medžiagos kietumo nustatymui skirti mikrošlifų bandiniai: a – plienų ruošiniai; b – suvirinti ruošiniai; c – paruošti mikrošlifai

Taikant 2.3 skyriuje pateiktą metodiką nustatomos tyrimui pasirinktų plieno lydinių suvirinimo siūlių medžiagos kietumo ir atstumo nuo suvirinimo siūlės centro priklausomybės (3.7 pav.). Pagrindinių konstrukcijos medžiagų mechaninės charakteristikos nustatytos atlikus tempimo bandymus (3.8 pav.).

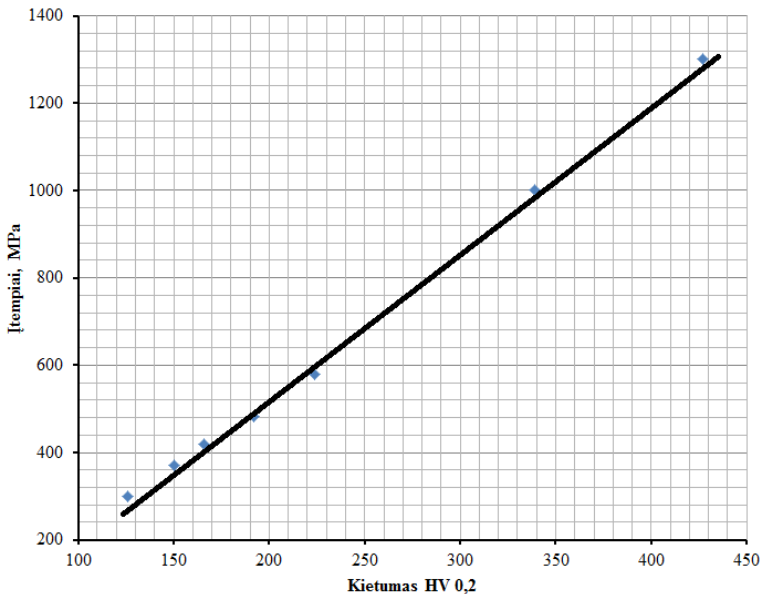


**3.7 pav.** Kietumo pasiskirstymas kontrolinės linijos, statmenos suvirinimo siūlės centrinei linijai, taškuose: BY – priekinė sija (Toyota Yaris); YV – vidurinio statramsčio vidinis profilis (Toyota Yaris); P – stogo sustiprinimas (VW Passat); PD – priekinių durų apsauginė sija (VW Polo); S1 – vidurinio statramsčio pirmas sustiprinimo profilis (Toyota Yaris); S2 – vidurinio statramsčio antras sustiprinimo profilis (Toyota Yaris)

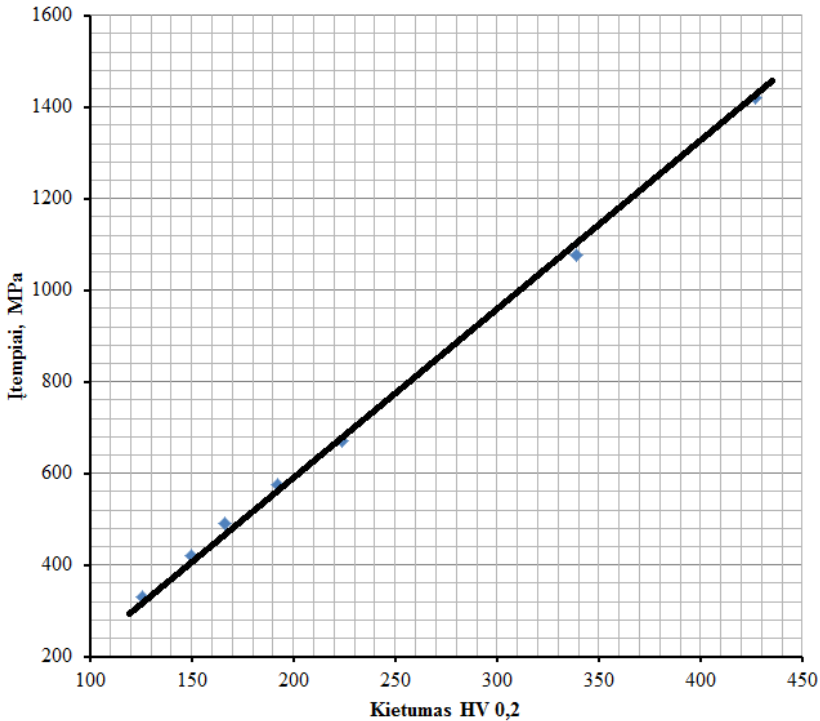


**3.8 pav.** Pasirinktų konstrukcijos plienų mechaninės charakteristikos: BY – priekinė sija (Toyota Yaris); YV – vidurinio statramsčio vidinis profilis (Toyota Yaris); P – stogo sustiprinimas (VW Passat); PD – priekinių durų apsauginė sija (VW Polo); S1 – vidurinio statramsčio pirmas sustiprinimo profilis (Toyota Yaris); S2 – vidurinio statramsčio antras sustiprinimo profilis (Toyota Yaris)

Darbo metu, siekiant nustatyti suvirinimo siūlėms būdingų zonų mechanines charakteristikas, sudaromi takumo (3.9 pav.) ir stiprumo (3.10 pav.) ribų prognozavimo grafikai.



**3.9 pav.** Medžiagos takumo ribos priklausomybė nuo paviršiaus kietumo



**3.10 pav.** Medžiagos stiprumo ribos priklausomybė nuo paviršiaus kietumo

Analizuojant 3.7 pav. pateiktą grafiką, galima išskirti 3 būdingas suvirinimo siūlės zonas. Pirmojoje zonoje, suvirinimo siūlės centre, suvirinimo metu yra išlydyta naudojamo elektrodo medžiaga; antrojoje zonoje – terminio poveikio zona; trečiojoje zonoje – suvirinimo metu nepaveiktos automobilio kėbulo medžiagos.

Skaitiniams suvirinimo siūlės modeliams sudaryti nustatomos numatomos suvirinimo siūlės zonų charakteristikos. Kadangi suvirinimo elektrodo ir pagrindinės medžiagos charakteristikos yra žinomos, pagal pateiktas priklausomybes (3.9–3.10 pav.) nustatomos numatomos terminio poveikio zonos takumo ir stiprumo ribos. Visais atvejais, remiantis medžiagos kietumo tyrimų rezultatais, suvirinimo siūlės terminio poveikio zonos medžiagos pailgėjimas traktuojamas kaip artimas suvirinimo elektrodo medžiagos charakteristikai. Sudarant skaitinį suvirinimo siūlės modelį terminio poveikio zonoje, priimama, kad bus taikoma šioje zonoje esanti mažiausia takumo  $\sigma_y$  ir stiprumo  $\sigma_u$  ribų reikšmė.

### **3.3. Automobilio stogo konstrukcijos gniuždymo apkraunant statiškai tyrimas**

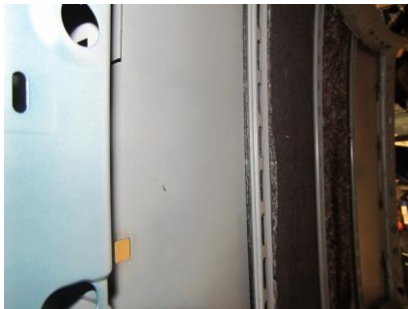
Darbo metu, norint patikrinti automobilio stogo konstrukcijos priekinio statramsčio pažeidimo įtaką konstrukcijos stabilumui ir nustatyti remontuotos bei gamykinės konstrukcijų mechaninių charakteristikų skirtumus pasyviosios saugos atžvilgiu, buvo atlikti eksperimentiniai konstrukcijų tyrimai.

Tyrimui atlikti buvo naudojamos trys ekvivalentiškos tipinio tiriamojo automobilio stogo konstrukcijos (3.11 pav.).



**3.11 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos

Išanalizavus konstrukcijos sudedamąsias dalis nustatyta, kad pastaroji yra adekvati apibrėžtai tyrimo objekto sąlygai. Išanalizavus konstrukcijas (3.12 pav. a, b) pastebėta, kad konstrukcijose su stoglangiu (3.12 pav. b), jos sustiprinimui gamintojas integravo papildomą rėmą su standumo briaunomis.



a



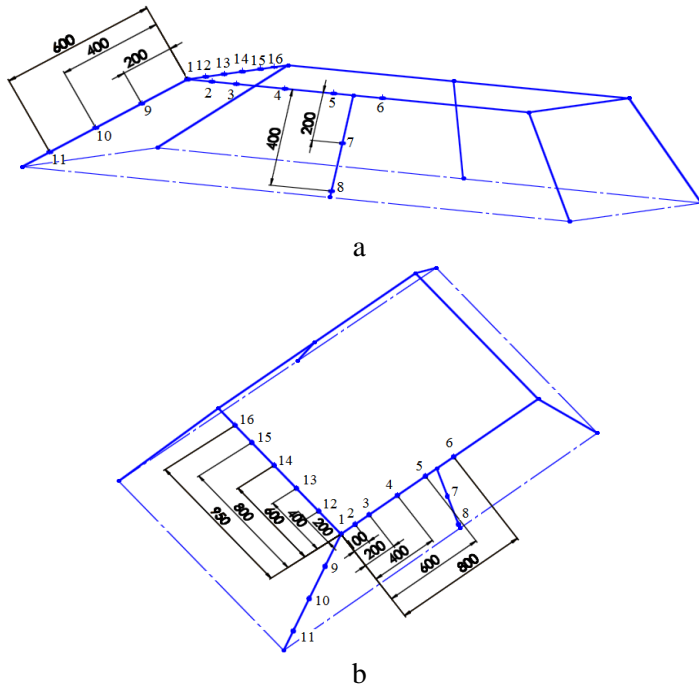
b

**3.12 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos sustiprinimai: a – be stoglangio; b – su stoglangiu

Ruošiant kiekvieną stogo konstrukciją bandymui, visi konstrukcijos statramsčiai buvo nupjaunami ties automobilio langų apatine linija. Prie statramsčių apačios, numatant jų tvirtinimą bandymų metu, buvo privirinamos plieno plokštės. Pastarosios orientuojamos taip, kad bandymų metu numatoma apkrova su statramsčio ir tvirtinimo plokštės centrine linija sudarytų plokštumą. Plokštelėse paruošiamos 16 mm skersmens skylės tvirtinimo elementui. Privirinant plokšteles prie konstrukcijų visais trimis atvejais išlaikomos vienodos plokštelių orientacijos stogo konstrukcijos atžvilgiu. Tam tikslui naudojamas etalonas.

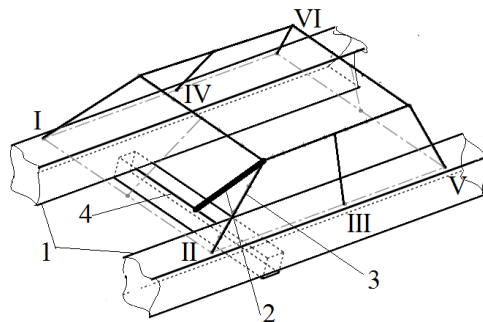
Konstrukcija be stoglangio paliekama nepažeista ir numatoma gautus rezultatus vertinti kaip šio atvejo pasyviojo saugumo ribines vertes. Kitos dvi konstrukcijos yra paruošiamos atskirai pagal 4.3 skyriuje (4.5 pav.) pateiktas suvirinimo siūlių išdėstymo atvejus. Tai atliekama nurodytose vietose padarant 3 mm pločio pjūvius skersai statramsčio. Kadangi skaitinio BEM modeliavimo metu taškinio suvirinimo elementai buvo vienodi, atliekant skaičiavimus nevertinamas rankinis taškinio pusiau automatinio suvirinimo atvejis, stogo konstrukcijose numatyta palikti gamyklinį taškinį suvirinimą. Norint bandymų metu, apkraunant kvazistatiškai, nustatyti konstrukcijos įlinkį, pasižymimi pastarosios būdingi taškai. Pastarųjų

poslinkiai nustatomi naudojant fotogeometrinę sistemą TRITOP. Dėl patogumo, pastebėjus, kad konstrukcijos gamyklinio taškinio suvirinimo vietos sutampa visose trijose bandomose konstrukcijose, ieškomų taškų poslinkių indikatoriai klijuojami taškinio suvirinimo vietose (3.13 pav.).



**3.13 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos matuojamų taškų išdėstymo schema: a – išdėstymas, žiūrint iš automobilio šono; b – išdėstymas, žiūrint iš automobilio viršaus

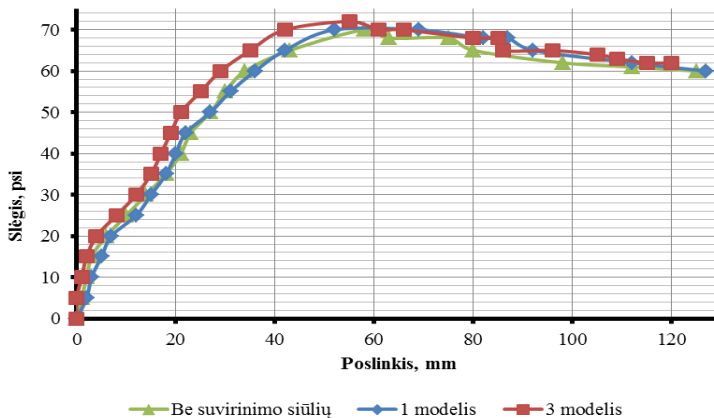
Konstrukcijos apkrovimo schema ir apkrovos orientacija pateikta 3.14 pav. Atliekant bandymus, stogo konstrukcija I–VI taškuose yra pritvirtinama prie horizontalios plokštumos 1, apribojant po šešis tvirtinimo vietas laisvės laipsnius.



**3.14 pav.** Konstrukcijos apkrovimo schema bei apkrovos orientacija: I, II, III, IV, V, VI – konstrukcijos tvirtinimo prie pagrindo taškai; 1 – pagrindas; 2 – hidraulinis tempimo cilindras; 3 – bandoma stogo konstrukcija; 4 – sija skirta hidraulinio cilindro tvirtinimui bei tempimo cilindro orientavimui

Konstrukcija 3 apkraunama naudojant hidraulinį tempimo cilindrą 2. Pastarasis yra pritvirtinamas prie sijos 4, skirtos konstrukciją veikiančiai apkrovos kryptčiai nustatyti.

Stogo gniuždymo jėga orientuojama, nustatant kampus, apibrėžtus 2.8 skyriuje. Atliekant bandymus, matuojamas cilindro susitraukimas, nustatomi manometro rodmenys, sudaroma slėgio hidraulinėje sistemoje priklausomybė nuo cilindro eigos (3.15 pav.)



**3.15 pav.** Slėgio hidraulinėje sistemoje priklausomybė nuo cilindro eigos

Gautose priklausomybėse matyti, kad visos trys konstrukcijos apkrovos metu deformuojasi sąlyginai vienodai. Skirtumai tarp kreivių gali atsirasti dėl tvirtinimo elementų poslinkių apkrovimo metu ir matavimo priemonių paklaidų. Analizuojant duomenis pastebima, kad, kvazistatiškai apkraunant konstrukciją, pastarosios struktūriniai elementai ir ji pati išlieka stabili, kol pasiekiamas 55–60 mm apkrauto stogo kampo poslinkis. Konstrukciją deformuojant toliau 60–85 mm poslinkio ribose, konstrukcijos apkrova nekinta. Šiose ribose konstrukcijoje atsiranda vietinės stogo konstrukcijos profilių deformacijos, tačiau konstrukcija išlieka stabili. Poslinkiui augant nuo 85 iki 127 mm, konstrukcijos apkrovos reikšmė pradeda mažėti. Tai byloja apie konstrukcinių elementų suklupimą lenkiant, o tai turi įtakos prarandant konstrukcijos stabilumą. Išanalizavus duomenis, pastebėta, kad pagal trečiąjį suvirinimo siūlių išdėstymo modelį suremontuoto priekinio statramsčio atramos reakcija yra 7,8 % didesnė lyginant su gamykinės konstrukcijos atveju.

Analizuojant vaizdinę medžiagą (3.16 pav.), galima patvirtinti, jog bandymams naudoti konstrukcijų (konstrukcijų su ir be stoglangio) elementai yra lygiaverčiai.

Apkrovus konstrukciją vidurinis statramstis suklumpa greta konstrukcijos tvirtinimo prie pagrindo vietos (3.16 pav. b, d, f), pastebima, kad konstrukcija išsigaubia į automobilio vidų. Statramsčio viršutinėje dalyje, sujungimo su stogo konstrukciniais elementais, pastebimas įstrižinis konstrukcijos įlinkis (3.16 pav. a, c, e). Pastarasis yra įstrižai, t. y. 45° kampu, stogo išilginio profilio paviršiaus, nuo galinio šoninio lango viršutinio kampo link stogo struktūrinius elementus jungiančios panelės. Įlinkis įrodo, kad, apkraunant priekinį stogo kampą,

konstrukciją veikianti apkrovos dedamoji, veikianti automobilio galinės dalies kryptimi, tiriamuoju atveju koncentruojasi ties viduriniu statramsčiu.



a



b



c



d



e



f

**3.16 pav.** Automobilio viduriniojo statramsčio deformacijos: a, b – gamyklinė konstrukcija; c, d – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis apačioje; e, f – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį

Vertinant stogo konstrukcijos priekinio skersinio profilio deformacijas, matyti, kad visų bandytų konstrukcijų atvejais šio konstrukcinio elemento įlinkio vietos ir pobūdžiai artimi vienas kitam. Visais nagrinėjamais atvejais, apkrovus konstrukciją,

pastarasis suklupto per konstrukcijos vidurį. Stogo konstrukcijos be stoglangio atveju pastebima nežymi šio elemento deformacija, esanti tarp automobilio stogo vidurio išilginės linijos ir neapkrauto stogo šono krašto (3.17 pav. a, b).



a



b



c



d



e



f

**3.17 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos priekinio profilio deformacijos: a, b – gamybinė konstrukcija; c, d – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis apačioje; e, f - konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį



Nagrinėjant kvazistatinės apkrovos pridėjimo vietą (3.18 pav.), galima teigti, kad stogo konstrukcijos paviršiaus deformavimosi pobūdis yra panašus galimam automobilio stogo susidūrimo su grindiniu atvejui vertimosi metu. Taigi, esant konstrukcijos gniuždymui, įlinkiai priklausomai nuo stogo konstrukcijos elementų koncentruojasi apkrovos pridėjimo vietoje, tačiau ryški vietinė deformacija nenustatyta, dėl to galima spręsti, kad, didėjant sąlyčio su plokšte plotui, įlinkiai pasiskirsto stogo elementuose.



a



b



c

**3.18 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos kampo deformacijos kvazistatinės apkrovos pridėjimo vietoje: a – gamyklinė konstrukcija; b – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis apačioje; c - konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį

Nagrinėjant automobilio priekinių vairuotojo pusės durų prigludimo prie kėbulo ertmės paviršius, visais atliktų bandymų atvejais matomas įlinkis, esantis stogo šoninio išilginio profilio ir vidurinio statramsčio sujungimo vietos kampe (3.19 pav.).



a



b



c

**3.19 pav.** Automobilio priekinių vairuotojo pusės durų prigludimo rėmas: a – gamyklinė konstrukcija; b – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis apačioje; c - konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį

Apibendrinant vaizdinės medžiagos analizę ir siekiant nustatyti bandytų automobilio stogo konstrukcijų lygiavertiškumą, pastebėta, kad defektų pobūdis ir deformavimosi kryptis visų bandytų konstrukcijų atvejais sutampa.

Atlikus klūpdyimo bandymus visų trijų stogų atvejais nustatytas vienodas priekinio stogo statramsčio deformacijos pobūdis (3.20 pav.). Gniuždymo metu pastebėta, kad priekinis statramstis stogo elementų sandūros vietoje pridėtą statinę apkrovą tolygiai, t. y. lenkiamos sijos, įtvirtintos vienu galu, principu, perduoda konstrukcijos tvirtinimo taškų link. Dėl to visais atvejais matomas statramsčio vidinio profilio dalies ties tvirtinimu suklūpimas, vidinės taškinio suvirinimo siūlės įsigaubimas į priekinio statramsčio vidų. Analogiško pobūdžio deformacija pastebima ir išorinio profilio šono dalies (paviršiaus, prie kurio priglunda tarpinė, skirta užsandarinti tarpą tarp vairuotojo durų ir kėbulo), esančios greta tvirtinimo vietos. Čia paviršius ir briaunos, konstrukcijai prarandant stabilumą, suklumpa priekinio statramsčio skerspjuvio centro kryptimi. Atliekant remontuotų statramsčių suvirinimo siūlių apžiūrą, visais atvejais pastarųjų matomų defektų nenustatyta.



a



b



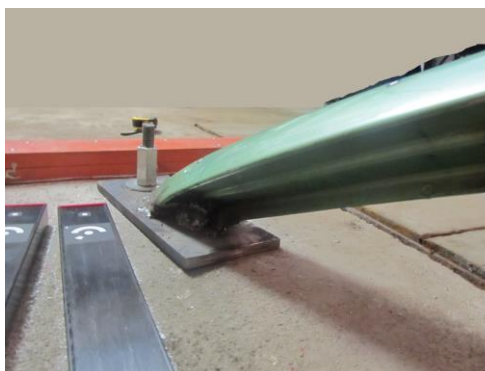
c



d



e



f

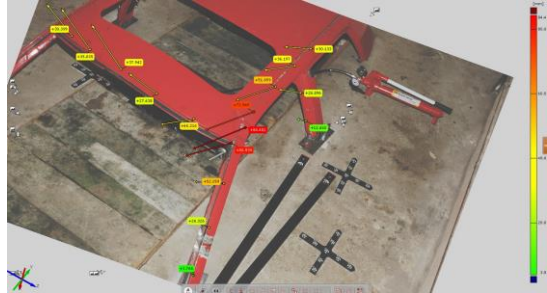
**3.20 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos priekinio startramsčio deformacijos: a, b – gamyklinė konstrukcija; c, d – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis apačioje; e, f – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį

### 3.4. Stogo konstrukcijos taškų poslinkių nustatymas fotogrametriniu metodu

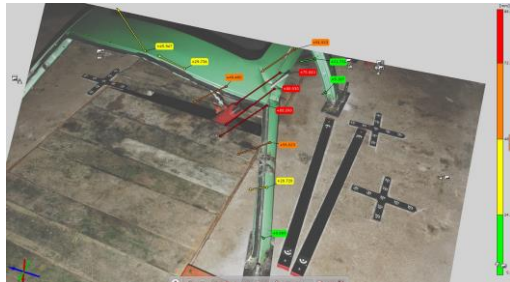
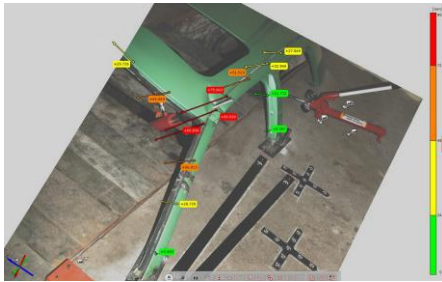
Atliekant automobilio stogo konstrukcijos gniuždymo natūrinius bandymus, siekiant nustatyti ir išanalizuoti stogo konstrukcijos standumą, buvo atliekami fotogrametriniai matavimai. Pastarųjų metu buvo matuojami būdingų stogo konstrukcijos taškų poslinkiai (3.21 pav.).



a



b



c

**3.21 pav.** Būdingų automobilio stogo konstrukcijos taškų poslinkiai: a – gamyklinė konstrukcija; b – konstrukcija su suvirinimo siūlėmis apačioje; c - konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį

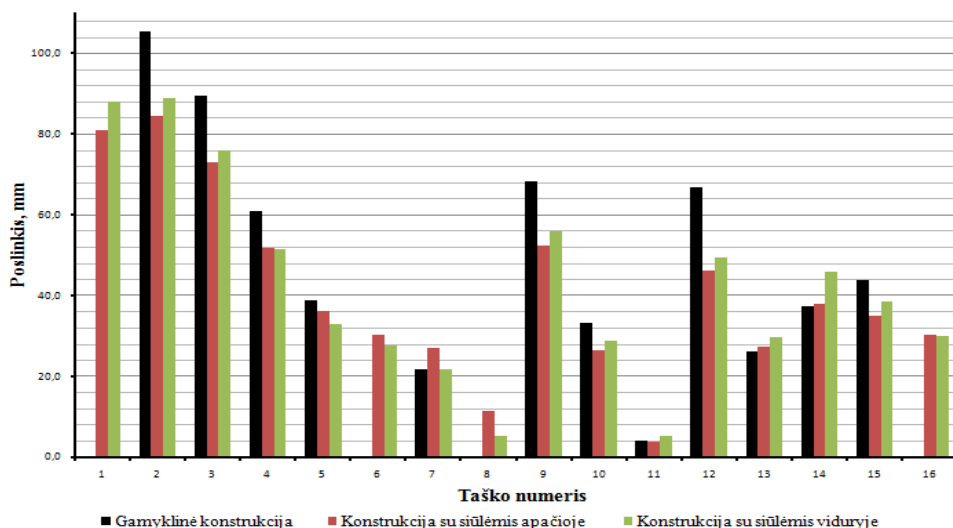
Analizuojant bandymų metu gautus duomenis sudaryta taškų poslinkių 3.2 lentelė ir grafikas (3.22 pav.).

**3.2 lentelė.** Automobilio stogo konstrukcijų būdingų taškų poslinkiai

| Taško numeris | Taško poslinkis, mm    |                                   |                                   |
|---------------|------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
|               | Gamyklinė konstrukcija | Konstrukcija su siūlėmis apačioje | Konstrukcija su siūlėmis viduryje |
| 1             | -                      | 80,9                              | 88,1                              |
| 2             | 105,3                  | 84,4                              | 88,9                              |
| 3             | 89,5                   | 72,9                              | 75,8                              |
| 4             | 60,8                   | 51,7                              | 51,5                              |
| 5             | 38,8                   | 36,2                              | 32,9                              |
| 6             | -                      | 30,1                              | 27,6                              |

|    |      |      |      |
|----|------|------|------|
| 7  | 21,7 | 26,9 | 21,7 |
| 8  | -    | 11,4 | 5,3  |
| 9  | 68,2 | 52,3 | 56,0 |
| 10 | 33,2 | 26,3 | 28,7 |
| 11 | 4,0  | 3,8  | 5,1  |
| 12 | 66,6 | 46,2 | 49,4 |
| 13 | 26,0 | 27,4 | 29,7 |
| 14 | 37,4 | 37,9 | 45,9 |
| 15 | 43,9 | 35,0 | 38,4 |
| 16 | -    | 30,4 | 30,1 |

Iš grafiko (3.22 pav.) matyti, kad taškų, esančių arčiausiai apkrovos uždėjimo vietos arba jos vietoje, poslinkiai yra didžiausi. 1-ojo taško vidutinis poslinkis visų konstrukcijų atvejais yra 85 mm; 2-ojo taško – 86,5 mm; 3-ojo taško – 74 mm. Tolstant nuo apkrovos pridėjimo vietos, šoninio stogo profilio ir priekinio stogo statramsčio orientavimo krypčių atvejais analizuojamų taškų poslinkiai mažėja. Nagrinėjant stogo priekinio profilio taškų poslinkius, pastebėta, kad pastarieji pasiskirsto netolygiai. Tarp 12-ojo ir 13-ojo taškų poslinkis sumažėja, tačiau, lyginant 13-ojo ir 14-ojo taškų poslinkius, matyti, kad 14-ojo taško poslinkis padidėja, o konstrukcijos 15-ojo taško poslinkis išlieka panašus kaip ir 14-ojo taško poslinkis, 16-ojo taško poslinkis vėlgi sumažėja. Išanalizavus vaizdinę medžiagą, pastebima, kad tarp 13-ojo ir 14-ojo konstrukcijos taškų poslinkio vektorius keičia kryptį. Krypties pasikeitimas į priešingą (atvirkščią konstrukcijos apkrovimui) kryptį matomas analizuojant 14-ojo, 15-ojo, 16-ojo taškų poslinkius ir jų krypties vektorius.



3.22 pav. Automobilio stogo konstrukcijų būdingų taškų poslinkiai

Analizuojant gautus duomenis, nustatyta, kad didžiausi buvo 1-ojo, 2-ojo, 3-ojo taškų poslinkiai (visais bandytų konstrukcijų atvejais). Pastebėta, kad remontuotų konstrukcijų taškų poslinkiai yra panašūs, tačiau 17 % mažesni lyginant su gamyklinės konstrukcijos analizės rezultatais. Adekvatus rezultatas gaunamas nagrinėjant ir 9-ojo bei 12-ojo taškų poslinkius. Pastarųjų taškų remontuotų konstrukcijų, lyginant su gamyklinės konstrukcija, poslinkiai yra 79 % bei 72 % mažesni. Išnagrinėjus 12–16-ųjų taškų poslinkių dydį ir kryptį galima pastebėti, kad šio elemento deformacijai nebūdingos vietinės deformacijos. Stogo priekinio profilio elementas, veikiamas gniuždymo apkrovos, turi pastebimą tendenciją – prarasti konstrukcinį standumą, kuris būdingas klupdomoms konstrukcijoms.

Visų trijų bandytų konstrukcijų adekvačių taškų poslinkiai buvo panašūs. Pastebėta, kad poslinkiai tolygiai pasiskirstė ir mažėjo konstrukcijos elementų įtvirtinimo arba susikirtimo su kitu elementu vietos. Dėl to galima daryti išvadą, kad automobilio stogo konstrukciją būtų galima nagrinėti kaip erdvinį rėmą, sudarytą iš strypinių elementų, gaunamų supaprastinus realius stogo profilius, apkrautus lenkiamos sijos principu.

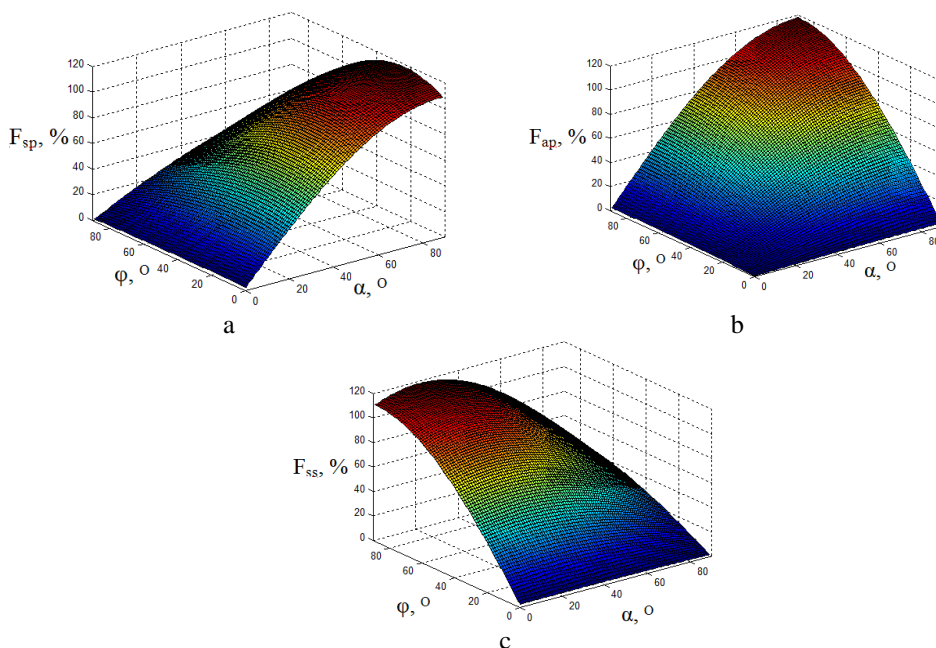
### **3.5. Trečiojo skyriaus išvados ir apibendrinimai**

1. Nustatytos medžiagų mechaninės charakteristikos. Išanalizavus gautus duomenis buvo nuspręsta skaitiniam medžiagų modeliavimui programa LSDYNA pasirinkti:
  - a) metalinėms medžiagoms taikytiną MAT24-tą medžiagos aprašymo modelį;
  - b) putų plastikams taikyti MAT57-tą medžiagos aprašymo modelį.
2. Apibendrinant vaizdinės medžiagos analizę, pastebėta, kad defektų pobūdis ir deformavimosi kryptis visų bandytų konstrukcijų atvejais sutampa.
3. Nustatyta, kad priekinio statramsčio suvirinimo siūlės ir jų dislokacijos vietos reikšmingos įtakos konstrukcijos stiprumui ją kvazistatiškai klupdant neturėjo.
4. Nustatytas vienodas visų trijų stogų priekinio stogo statramsčio deformacijos pobūdis. Gniuždymo metu pastebėta, kad priekinis statramstis, stogo elementų sandūros vietoje pridėtą statinę apkrovą tolygiai, t. y. lenkiamos sijos įtvirtintos vienu galu principu, perduoda konstrukcijos tvirtinimo taškų link.
5. Visų trijų bandytų konstrukcijų adekvačių taškų poslinkiai buvo panašūs. Poslinkiai tolygiai pasiskirstė ir mažėjo iki konstrukcijos elementų įtvirtinimo arba susikirtimo su kitu elementu vietos. Galima daryti išvadą, kad automobilio stogo konstrukciją būtų galima nagrinėti kaip erdvinį rėmą, sudarytą iš strypinių elementų, gaunamų supaprastinus realius stogo profilius, apkrautus lenkiamos sijos principu.

## 4. AUTOMOBILIO STOGO KONSTRUKCIJOS PRIEKINIO STATRAMSČIO ELGSENOS, VEIKIANT AVARINĖMS APKROVOMS, SKAITINIS TYRIMAS

### 4.1. Automobilio stogo konstrukciniam elementams tenkančios apkrovos pasiskirstymas

Naudojant *Matlab* aplinkoje sudarytą skaičiavimo programą ir pasirinkto nagrinėti tiriamojo automobilio konstrukcijos geometrinius parametrus ( $\beta$  ir  $\beta_i$ ), nustatomos stogo konstrukcijos tiriamuosius elementus veikiančios ašinės jėgos. Analizė atliekama apibrėžiant apkrovos orientavimo kampus. Nagrinėjamu atveju nustatoma, kaip ašinės jėgos pasiskirsto, tariant, kad konstrukciją galima apkrauti jėgą orientuojant  $\varepsilon$  ir  $\alpha$  kampais, kurie kinta  $0^\circ$ – $90^\circ$  ribose (4.1 pav.).



**4.1 pav.** Apkrovos, tenkančios automobilio stogo konstrukciniam elementams, pasiskirstymas: a - stogo piekiniam elementui; b - priekiniam statramsčiui; c - stogo šoniniam profiliui

Atlikus gautų rezultatų analizę, nustatyta, kad priekinį automobilio statramsčių veikianči ašinė apkrova (4.1 pav. b) yra didžiausia kampams  $\varepsilon$  ir  $\alpha$  esant  $90^\circ$ . Iš pateikto grafiko matyti, kad tiriamajam elementui tenkanti apkrovos procentinė dalis tolygiai didėja kampams  $\varepsilon$  ir  $\alpha$  didėjant nuo  $0^\circ$  iki  $90^\circ$ .

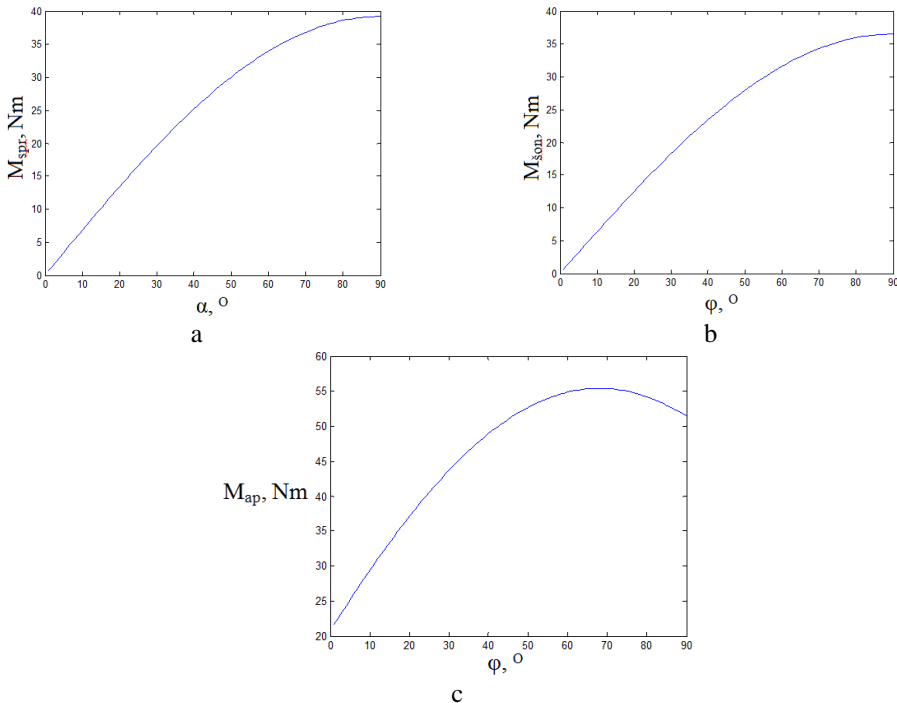
Stogo šoniniai bėgiai didžiausios ašinės jėgos (4.1 pav. c) yra veikiami kampo  $\varepsilon$  reikšmei esant  $86^\circ$ – $90^\circ$ . Pastebėta, kad, didėjant kampo  $\varepsilon$  reikšmei  $0^\circ$ – $86^\circ$  ribose, procentinė apkrovos dalis didėja tolygiai visoje imtyje. Analizuojant kampo  $\alpha$  kitimo įtaką apkrautam elementui, nustatyta, kad veikianti apkrova tolygiai padidėja 6,8 %, kol kampo  $\alpha$  reikšmė pasiekia  $21^\circ$ . Kampui  $\alpha$  esant  $21^\circ$ , ašinė jėga, veikianti

elementą, pasiekia didžiausią galimą stogo šoniam profiliui tenkančios apkrovos dalies reikšmę. Kampui  $\alpha$  viršijus  $21^\circ$ , apkrovos procentinė dalis, tenkanti stogo šoniam elementui, pradeda tolygiai mažėti ir iki  $90^\circ$  sumažėja 62 %.

Analizuojant 4.1 pav. a pateiktą stogo konstrukcijos priekiniam profiliui tenkančios apkrovos procentinės dalies kitimo grafiką, pastebėta, kad, didėjant kampo  $\alpha$  reikšmei nuo  $0^\circ$  iki  $86^\circ$ , procentinė apkrovos dalis didėja tolygiai, pasiekdama didžiausią galimą reikšmę, kampui  $\alpha$  esant  $86^\circ$ – $90^\circ$ . Nagrinėjant kampo  $\varepsilon$  kitimo įtaką apkrovos procentinei daliai, nustatyta, kad esant  $23^\circ$  ašinė elementą veikianti jėga yra didžiausia. Nuo pradinio apkrovimo kampo, kuris lygus  $0^\circ$ , apkrova padidėja 8 %. Pastarajam viršijus  $23^\circ$ , apkrovos procentinė dalis, tenkanti stogo šoniam elementui, tolygiai sumažėja 57 %.

Darbo metu buvo sudarytas supaprastintas tiriamojo automobilio stogo laikančiosios konstrukcijos fragmento modelis, apibūdinti stogo konstrukcijos elementai, kurie yra veikiami pradiniu vertimosi momentu, ir pasiūlyta automobilio stogo fragmento apkrovos pasiskirstymo metodika. Tyrimo metu, analizuojant tiriamojo automobilio konstrukciją, buvo nustatyti kampai  $\varepsilon$  ir  $\alpha$ . Atliekant rezultatų analizę nustatyti atskirų konstrukcijos elementų apkrovimo būdingi kampai.

Automobilio stogo konstrukciją veikiant avarinėms apkrovoms stogo konstrukcinius elementai apkraunami lenkimo momentais (4.2 pav.).



**4.2 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos elementus veikiančių lenkimo momentų priklausomybės nuo apkrovimo krypties: a – stogo priekinio elemento; b – stogo šoninio elemento; c – priekinio statramsčio



Įvertinus automobilio stogo konstrukcijos geometrinius parametrus ir avarinės apkrovos orientavimo kampus, automobilio stogo plokštumos atžvilgiu nustatyta, kaip pasiskirsto elementus veikiantys lenkimo momentai. Analizės metu nustatyta, kad didžiausią lenkimo momentą patiria priekinis automobilio stogo statramsčio. Didžiausia lenkimo momento reikšmė pasiekama esant 65°–70°. Automobilio stogo priekinio ir šoninio profilio atvejais lenkimo momentai tolygiai didėja kampams  $\varepsilon$  ir  $\alpha$  tolygiai didėjant.

#### 4.2. Automobilio stogo priekinio statramsčio medžiagų skaitinio modelio sudarymas

Tyrimo metu, norint sudaryti skaičiuojamuosius stogo konstrukcijos modelius, reikia parinkti geriausiai eksperimentinių bandymų metu nustatytus ir literatūroje rekomenduojamus medžiagų modelius, skirtus BEM modeliuoti. Siekiant pasitikrinti medžiagų modelių mechanines charakteristikas, atliekami natūriniai tempimo ir gniuždymo bandymai. Darbai atliekami naudojantis universaliomis tempimo ir gniuždymo staklėmis.

Bandymams atlikti paruošiami bandiniai. Bandymo metu gautos metalų charakteristikos nurodytos 4.1 lentelėje.

4.1 lentelė. Mechaninės charakteristikos (metalų)

| Medžiaga<br>(Mat_plastic_kinematic) | $\rho$ ,<br>kg/m <sup>3</sup> | $E$ ,<br>GPa | Nu   | $\sigma_y$ ,<br>MPa | $E_{tan}$ ,<br>MPa |
|-------------------------------------|-------------------------------|--------------|------|---------------------|--------------------|
| Plienas DC01                        | 7860                          | 205          | 0,28 | 311                 | 92                 |
| Aliuminis AA 6063 T6                | 2700                          | 68,9         | 0,33 | 156                 | 267                |

Nustatant eksperimentų metu naudotų bandinių medžiagos charakteristikas, eksperimentiniai rezultatai buvo apdoroti taikant matematinės statistikos metodą. Sudarant skaitinius modelius naudotos vidutinės eksperimentinės charakteristikos. Jų sklaidai įvertinti nustatyti šie statistiniai rodikliai [109]:

1. Aritmetinis vidurkis (eksperimente vadinamas matavimo rezultatu)  $\bar{x}$ :

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (4.1)$$

čia:

$n$  – bandinių skaičius;

$x_i$  –  $i$ -ojo bandinio eksperimentinis matavimo rezultatas.

2. Vidutinis kvadratinis nuokrypis  $s$ :

$$s = \pm \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad (4.2)$$

3. Eksperimentų metu gautų rezultatų dispersija  $S^2$ :

$$S^2 = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}. \quad (4.3)$$

4. Rezultatų variacijos koeficientas  $C_v$ :

$$C_v = \frac{S}{x} \cdot 100\%. \quad (4.4)$$

Bandymų rezultatų sklaidos įvertinimo rezultatai – 4.2 lentelėje. Kadangi variacijos koeficientas  $C_v < 10\%$ , tai laikoma, kad rezultatų sklaida nedidelė.

**4.2 lentelė.** Medžiagų mechaninių charakteristikų tyrimų rezultatų sklaidos įvertinimas

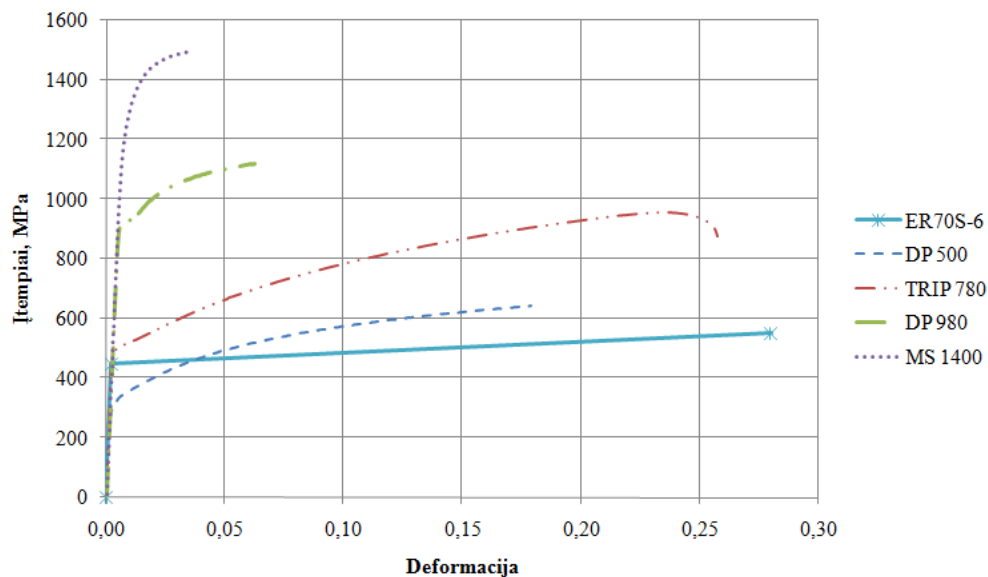
| Medžiaga                             | Vidurkis $\bar{x}$ | Kvadratinis nuokrypis, $s$ | Variacijos koeficientas $C_v$ , % |
|--------------------------------------|--------------------|----------------------------|-----------------------------------|
| Plieno DC01 $\sigma_y$ , MPa         | 311                | 4                          | 1                                 |
| Aliuminio AA6063 T6 $\sigma_y$ , MPa | 156                | 13                         | 8                                 |

Siekiant nustatyti galimų užpildų mechanines charakteristikas, buvo atlikti gniuždymo bandymai. Rezultatai pateikiami 4.3 lentelėje.

**4.3 lentelė.** Užpildyti naudotinių putų plastikų mechaninės charakteristikos

| Medžiaga<br>(Mat_low_density_foam) | $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> | $E$ , GPa | HU   | DAMP | SHAPE |
|------------------------------------|----------------------------|-----------|------|------|-------|
| Poliuretanas                       | 40                         | 20        | 0,01 | 0,75 | 30    |
| Putų polistirenas                  | 12,5                       | 4,32      | 0,1  | 0,1  | 10    |

Pasirinkus ir patikrinus medžiagų skaitinius modelius užpildo medžiagos modeliai bus naudojami su mūsų nustatytomis mechaninėmis charakteristikomis, o modeliuojant konstrukcijos medžiagos (nagrinėjamu atveju plieno) – su automobilių gamintojų naudojamų plienų mechaninėmis charakteristikomis (4.3 pav., 4.4 lentelė).



4.3 pav. BEM analizei naudojami plienai [98]

4.4 lentelė. Plienų mechaninės charakteristikos

| Medžiaga | $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> | $\sigma_y$ , MPa | $\sigma_u$ , MPa | $E$ , GPa | $E_{tan}$ , MPa | $\nu$ |
|----------|----------------------------|------------------|------------------|-----------|-----------------|-------|
| DP 500   | 7860                       | 310              | 641              | 205       | 1891            | 0,3   |
| TRIP 780 | 7860                       | 505              | 957              | 205       | 1991            | 0,3   |
| DP 980   | 7860                       | 907              | 1135             | 205       | 3694            | 0,3   |
| MS 1400  | 7860                       | 1237             | 1495             | 205       | 9809            | 0,3   |

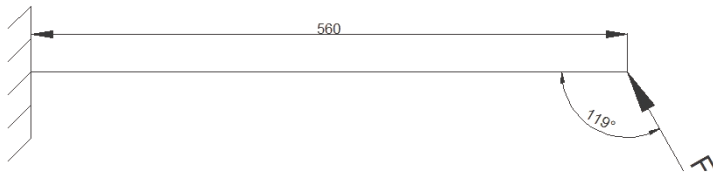
Išanalizavus naudojamus plienus ir tai, kaip jie panaudojami rekomenduojamuose konstrukcijos vietose, pasirinktos keturios plieno markės: DP 500, TRIP 780, DP 980 ir MS 1400.

### 4.3. Automobilio priekinio statramsčio skaitinio modelio sudarymas

Norint užtikrinti automobilio pasyviąją saugą verčiantis, nustatomas stogo konstrukcijos atsparumas gniuždymui. Pasirinktu variantu tiriamas automobilio priekinis statramsčio ir pastarojo remonto metu padarytų suvirinimo jungčių bei jų išsidėstymo įtaka konstrukcinio elemento stiprumui. Tyrimui atlikti sudaroma pradinių sąlygų schema (4.4 pav.).

Vienas sijos galas įtvirtinamas, suvaržant visus 6 laisvės laipsnius. Sijos ilgis – 0,56 m. Antrasis sijos galas yra apkraunamas veikiant pastarąjį idealiai kietu kūnu, jam suteikus masę ir greitį (sprendžiant dinaminį uždavinį) arba apibrėžus pastarojo poslinkį y kryptimi (sprendžiant kvazistatinį uždavinį).

Tyrimo metu apkrova, veikianti siją, orientuojama kampu, kuris nustatomas pagal pateiktą 4.4 pav. schemą ir kiekvieno tiriamojo automobilio atveju turi būti nustatomas individualiai. Nagrinėjamu atveju nustatomas 119 laipsnių orientavimo kampas.

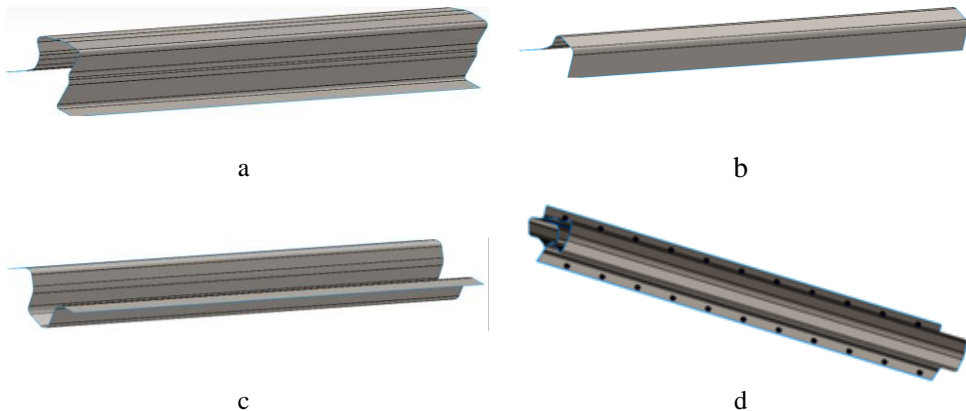


**4.4 pav.** Automobilio priekinio statramsčio įtvirtinimo bei apkrovimo sąlygos

Sudarant baigtinių elementų modelį, išnagrinėjama tiriamojo statramsčio konstrukcijos sudedamosios dalys. Vienu dažniausiai pasitaikančiu atveju šį stogą laikantį konstrukcinį elementą sudaro 3 dalys (4.5 pav.).

4.5 pav. a pavaizduota dalis, esanti automobilio išorėje, priskiriama A klasės paviršiams – ją vadinsime išorine dalimi. 4.5 pav. b pateikta vidurinioji statramsčio dalis, 4.5 pav. c – vidinė dalis. Tarpusavyje konstrukcijos elementai sujungiami taškiniu suvirinimu kas 50 mm (4.5 pav. d). Suvirinimo taško skersmuo – 6 mm.

Numatant suvirinimo vietas, atsižvelgiama į automobilių kėbulų remonto specifiką. Automobilio stogo keitimo metu priekinis automobilio statramstis yra sujungiamas taip, kad automobilio ir keičiamos detalės elementai tarpusavyje prasilenktų. Norint sujungti viduriniąją dalį, viršutinėje statramsčio dalyje yra išpjauamas „langas“. Pastarosios suvirinimo vieta dažniausiai yra viršutinėje dalyje esančio lango viduryje. Vidinė statramsčio dalis virinama maždaug 100 mm atstumu nuo vidurinių dalių suvirinimo vietos. Konstrukcijos tyrimui atlikti numatomos elemento dalių suvirinimo vietos ir jų tarpusavio padėtys (4.6 pav.). Tam sudaromi 4 modeliai.



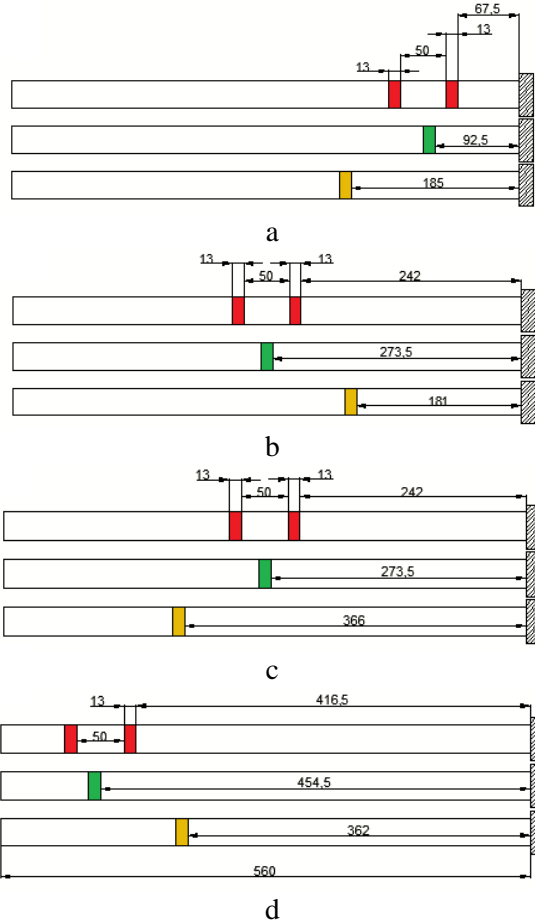
**4.5 pav.** Priekinio stogo statramstį sudarantys elementai: a – išorinė dalis; b – vidurinioji dalis; c – vidinė dalis; d – priekinis statramstis su taškiniu suvirinimu

Pirmasis CAD modelis (4.6 pav. a) sudaromas viršutinių statramsčio dalių sujungimą bei „langą“ numatant 67,5 mm atstumu nuo įtvirtinimo vietos. Vidurinių dalių suvirinimo vieta numatoma viršutiniosios dalies lango viduryje. Vidinės statramsčio dalies sujungimas numatomas 185 mm nuo įtvirtinimo vietos.

Antrasis CAD modelis (4.6 pav. b) sudaromas viršutinių statramsčio dalių sujungimą bei „langą“ numatant, konstrukcijos viduryje. Vidurinės dalies

sujungimas taip pat atliekamas konstrukcijos viduryje. Vidinės dalies sujungimas numatomas 181 mm atstumu nuo vidurinės dalies suvirinimo vietos arčiau įtvirtinimo.

Trečias CAD modelis (4.6 pav. c) sudaromas analogiškai antrajam, tačiau vidinės dalies sujungimas numatomas 366 mm atstumu nuo vidurinės dalies suvirinimo vietos arčiau apkrovos pridėjimo vietos.



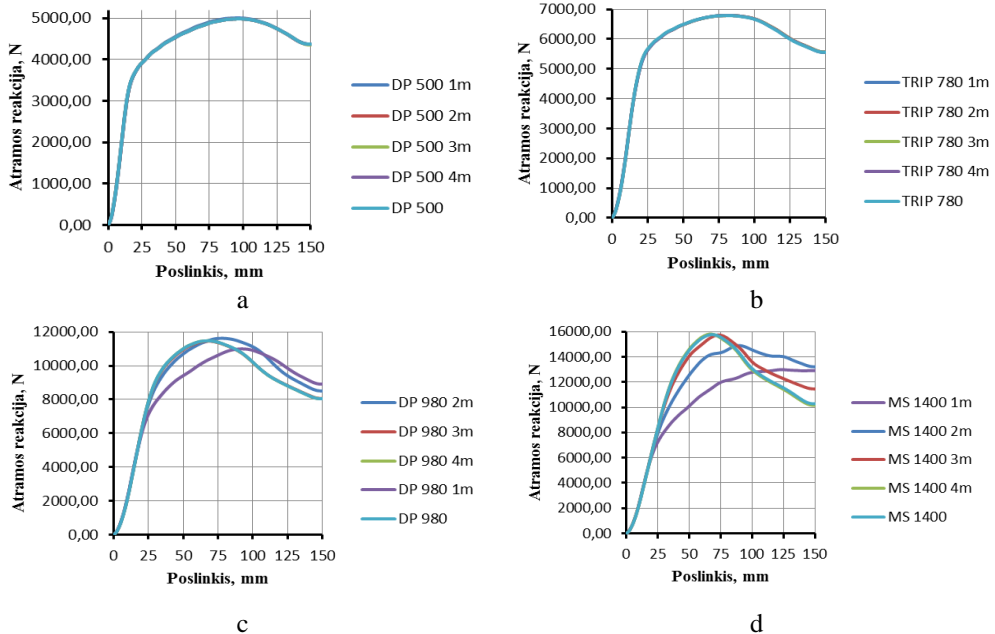
**4.6 pav.** Suvirinimo siūlių išdėstymo schemas (■ - viršutinio profilio siūlė, ■ - vidurinio profilio siūlė, ■ - apatinio profilio siūlė): a – pirmas modelis; b – antras modelis; c – trečias modelis; d – ketvirtas modelis

Ketvirtasis CAD modelis (4.6 pav. d) sudaromas viršutinių statramsčio dalių sujungimą ir „langą“ numatant 416,5 mm atstumu nuo įtvirtinimo vietos. Viduriniųjų dalių suvirinimo vieta prognozuojama viršutiniosios dalies lango viduryje. Vidinės statramsčio dalies sujungimas numatomas 362 mm nuo įtvirtinimo vietos.

#### 4.4. Automobilio stogo priekinio statramsčio kvazistatinio apkrovimo tyrimas

Kvazistatinių BE modelių analizės metu nustatyta, kad konstrukcija, kurios elementai pagaminti iš DP 500 ir TRIP 780 grupių plienų, suvirinimo siūlių įtaka visų prieš tai aprašytų modelių atveju, lyginant su gamykline konstrukcija, yra minimali, konstrukcijos susilpnėjimo kvazistatinio apkrovimo metu nenustatyta (4.6 pav. a, b). Naudojant DP 500 plieną (4.6 pav. a) didžiausia atramos reakcija buvo 5 000 N, esant 95 mm konstrukcijos apkraunamo galo poslinkiui. Konstrukcijos suklypimas apkraunant pastebėtas esant 15 mm konstrukcijos apkraunamo galo poslinkiui, atramos reakcijai pasiekus 3 500 N.

Naudojant TRIP 780 plieną (4.6 pav. b) didžiausia atramos reakcija 6 800 N pasiekama esant 80 mm apkrauto galo poslinkiui. Konstrukcija, pagaminta iš pastarojo plieno, lyginant su konstrukcija, pagaminta iš DP 500 plieno, yra 36 % stipresnė.



4.7 pav. Atramos reakcijų priklausomybės nuo naudojamos medžiagos (plieno) charakteristikų: a – DP 500; b – TRIP 780; c – DP 980; d - MS 1400

Nagrinėjant rezultatus gautus apkraunant konstrukciją pagaminta iš DP 980 plieno (4.7 pav. c) pastebėta, jog suvirinimo siūlės mechaninėms charakteristikoms esant mažesnėms už konstrukcijos medžiagos mechanines charakteristikas, tarp analizuojamų prieš tai išvardintų modelių atsiranda konstrukcijos atsparumo lenkimui pakitimai. Lyginant su gamykline konstrukcija, apkrovimo metu, pagal didžiausią atramos reakciją, silpniausias esti 1 konstrukcijos sujungimo tipo modelis. Apkrovos metu didžiausia apkrova 11000 N pasiekama, ir yra 2 % didesnė už gamykinės konstrukcijos apkrovą, esant 92 mm apkrauto galo poslinkiui. Analizuojant nustatyta, kad apkraunant gamykinę konstrukciją didžiausia atramos

reakcija buvo 11500 N esant 66 mm poslinkiui. Lyginant gamyklinės konstrukcijos bei konstrukcijos sujungtos pagal 1 konstrukcijos sujungimo schemas pastebima, jog remontuotos konstrukcijos atramos reakcija yra 4,4 % mažesnė už gamyklinės konstrukcijos. Visų nagrinėtų modelių atsparumas lenkimui esti vienodas iki pasiekiamą 6000 N atramos reakcija, esant 20 mm poslinkiui. Didinant konstrukcijos apkrauto galo poslinkį iki 66 mm pastebima, jog 1 ir 2 modelio atramos reakcijos, lyginant su gamykline konstrukcija, yra vidutiniškai 2,8 % ir 14,4 % mažesnės. Esant 66 mm poslinkiui sveikos konstrukcijos apkrova pasiekia didžiausia galimą 11500 N reikšmę, kuri iki 127 mm poslinkio ribos sumažėja 23 %. Antrojo sujungimo tipo konstrukcija patiria didžiausią 11600 N apkrovą, esant 78 mm apkrauto galo poslinkiui, lyginant su gamykline konstrukcija apkrova esti 3 % didesnė. Konstrukcijos apkrautam galui pasiekus 127 mm poslinkį, atramos reakcija sumažėja 19,5 %, tačiau lyginant su gamyklinės konstrukcijos apkrova, pastaroji 6 % didesnė.

Analizuojant duomenis, gautus apkraunant statramsčio konstrukciją, pastebėta, kad, konstrukcijos medžiagos mechaninėms charakteristikoms augant ir vis labiau nutolstant nuo suvirinimo siūlės mechaninių charakteristikų, tiriami konstrukcijos sujungimo modeliai pastebimai daro įtaką didesniai atsparumo apkrovos sumažėjimui (4.7 pav. d). Esant 20 mm poslinkiui visi nagrinėti modeliai pasiekia 6000 N apkrovą. Esant 68 mm poslinkiui, sveikos konstrukcijos apkrovimo atveju, atramos reakcija esti didžiausia ir siekia 15800 N. Adekvatus apkrovimo poveikis konstrukcijai pastebimas ir 4 modelio atveju. Esant 20 – 68 mm poslinkiui pastebimas kitų tiriamų modelių poveikio apkrovai padidėjimas. Pirmojo modelio analizės atveju šiose poslinkio ribose konstrukcija, lyginant su gamykline, yra 31 % silpnesnė. Antrojo analizuoto modelio atveju šis stiprumo sumažėjimas lygus 12,3 %, trečiojo modelio atveju – 3,3 %. Trečiojo modelio atveju, esant 74 mm poslinkiui, pasiekiamą didžiausia galimą atramos reakcijos reikšmę lygi 15617 N. Pirmojo sujungimo tipo modelio apkrova didėja iki pasiekiamas 116 mm poslinkis. Poslinkiui didėjant, atramos reakcijos reikšmė nusistovi ties 12900 N. Antrojo modelio lenkimo metu atramos reakcija įgauna didžiausią 14900 N reikšmę, esant 90 mm poslinkiui. Poslinkiui padidėjus iki 127 mm, apkrovos reikšmė sumažėja 6 %. Trečiojo konstrukcijos suvirinimo atveju didžiausia apkrovos reakcijos reikšmė, esant 74 mm poslinkiui, yra lygi 15600 N. Poslinkį padidinus iki 127 mm, apkrovos reakcijos reikšmė sumažėja 22 %. Analizuojant pateiktus grafikus pastebėta, kad esant 127 mm poslinkiui, mažiausia atramos reakcija yra veikiama konstrukcija. Panašius rezultatus matome analizuodami ir 4 – ojo modelio atramos reakcijos kreivę. Likusių 3 suvirinimo modelių apkrovos kreivės parodo, jog atramos reakcijos, pasiekus 127 mm poslinkio reikšmę, yra didesnės už sveikos konstrukcijos. Pirmojo modelio atveju skirtumas siekia 13 %, 2 - ojo modelio atveju – 22 %, 3 - ojo modelio – 6,5 %.

Tyrimo metu, nustačius, kokią įtaką atramos reakcijai ir sugeriamam energijos kiekiui turi konstrukcijos suvirinimo jungčių išsidėstymas, numatyta išanalizuoti galimus deformavimosi atvejus, konstrukcijos ertmes užpildžius plastiko putomis. Siekiant nustatyti galimų konstrukcijos sustiprinimų, užpildant pastarosios ertmes

plastiko putomis, atlikta automobilio priekinio statomsčio ertmių užpildytų putų plastiku (poliuretano putomis) skaitinių modelių analizė.

Užpildymui pasirenkamos poliuretano putos. Pastarosios yra technologiškesnės nei putų polistirolas: paprastesnis konstrukcijos ertmių užpildymo procesas, tikslesnis medžiagos dozavimas bei ertmių užpildymas, užpildo prisiklijavimas prie konstrukcijos sienelių, aptarumas aplinkos poveikiui, ilgaamžiškumas.

Atliekant rezultatų analizę, pastarieji suskirstomi pagal naudojamą medžiagą, suvirinimo siūlių išdėstymo atvejus, užpildymo vietą. Tiriami 3 konstrukcijos užpildymo atvejai: užpildomos abi ertmės atskirai bei pilnai užpildomos abi konstrukcijos ertmės.

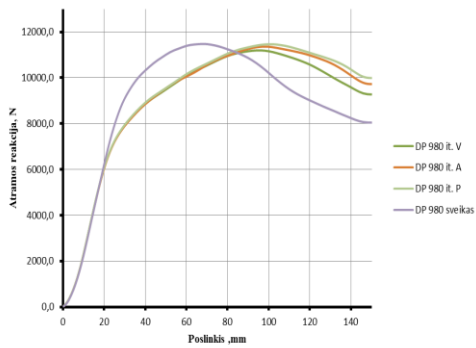
Tyrimui, remiantis prieš tai gautais rezultatais, pasirinkti DP 980 ir MS 1400 grupės plienai, bei 1 – 3 suvirinimo siūlių išdėstymo modeliai.

Nagrinėjant pirmąjį siūlių išdėstymo modelį (4.8 pav. a) pastebėta, kad bendru atveju konstrukciją užpildžius pasirinktais atvejais, pastaroji, ją apkraunant, esti silpnesnė už sveiką neužpildytą konstrukciją. DP 980 klasės plieno naudojimo atveju, gamyklinė konstrukcija apkrovos metu pasiekia 11477 N atramos reakciją esant 68 mm poslinkiui. Esant 127 mm apkraunamo konstrukcijos galo poslinkiui, atramos reakcija yra lygi 8690 N. Vertinant pateiktas kreives, matyti, jog esant 20 mm konstrukcijos poslinkiui, pasiekus 6000 N atramos reakcijos reikšmę, grafikai išsiskiria, pastebimas atramos reakcijų kitimo nevienodumas. Užpildžius viršutiniąją konstrukcijos dalį, didžiausia atramos reakcija 11194 N pasiekama esant 96 mm poslinkiui. Užpildant apatinąją konstrukcijos dalį, atramos reakcija esant 98 mm siekia 11360 N, užpildant visą konstrukciją, esant 100 mm, atramos reakcija siekia 11464 N. Šiuos atvejus lyginant tarpusavyje matome, kad 96 -100 mm poslinkio ribose visi nagrinėti atvejai pasiekia maksimalias galimo apkrovimo reikšmes. Pastebėta, kad naudojant pasirinktą konstrukcijos medžiagą bei jos užpildymo variantus, geriausius rezultatus gausime užpildydami visą konstrukciją. Tačiau nepaisant mažesnio nei 1 % atramos reakcijos sumažėjimo, remontuotos konstrukcijos poslinkis, pasiekus didžiausią atramos reakcijos reikšmę, esti 32 mm didesnis.

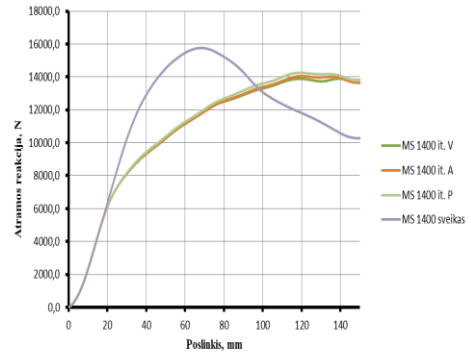
Analizuojant užpildomos konstrukcijos iš MS1400 plieno atsparumą apkrovimui, pastebėti analogiški tik kur kas ryškesni atramos reakcijos pokyčiai (4.8 pav. b). Gamyklinė neužpildyta konstrukcija didžiausią galimą 15766 N apkrovą patiria esant 68 mm poslinkiui. Analizuojant pateiktas atramų reakcijų kreives, pastebimas tik nežymus 1 % nesiekiantis skirtumas tarp atramos reakcijų didžiausių reikšmių. Visais atvejais didžiausia vidutinė atramos reakcija yra lygi 14253 N, esanti 120 mm konstrukcijos apkrauto galo poslinkiui. Ši poslinkio reikšmė esti tik 7 mm mažesnė už leistiną pagal šiai dienai galiojančias automobilio stogo deformavimosi, vertimosi metu, normas, tačiau vertinant atramos reakcijos skirtumą, matoma, kad šiuo atveju visi nagrinėti modeliai 9,6 % silpnesni už gamyklinę konstrukciją.

Analizuojant antrojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio bei konstrukcijos ertmių užpildymo efektyvumą statiškai apkraunant, pastebėta, kad atramos reakcijos reikšmės priartėja prie sveikos konstrukcijos apkrovimo rezultatų (4.8 pav. c, d).

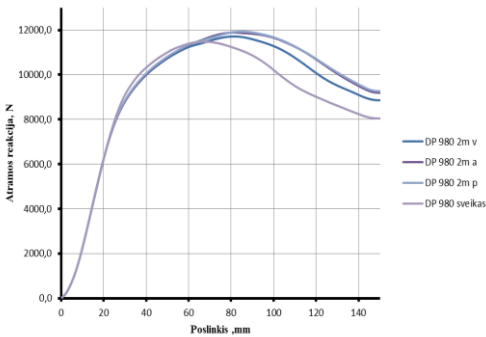




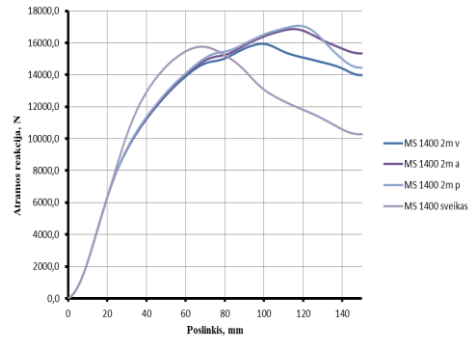
a



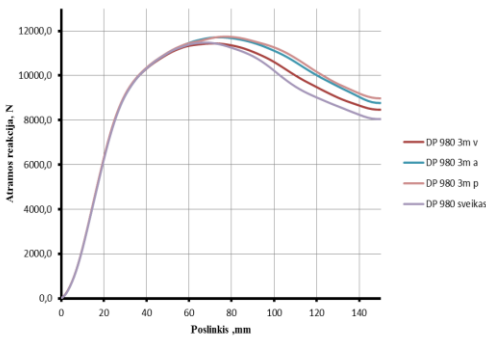
b



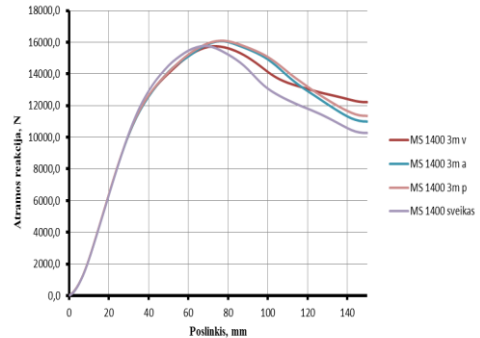
c



d



e



f

**4.8 pav.** Atramos reakcijų priklausomybės nuo konstrukcijai naudojamos medžiagos, siūlių išdėstymo variantai bei jos ertmių užpildymo: a – DP 980 (1 modelis); b – MS 1400 (1 modelis); c – DP 980 (2 modelis); d – MS 1400 (2 modelis); e – DP 980 (3 modelis); f – MS 1400 (3 modelis)

Nagrinėjant pastarojo modelio atvejį, kai konstrukcija pagaminta iš DP 980 klasės plieno (4.8 pav. c), matyti, kad, statiškai pakraunant, apkrovos reakcijos kreivės, žyminės atskirus užpildymo variantus ir gamyklinę konstrukciją, išsiskiria esant 22 mm apkrauto konstrukcijos galo poslinkiui, atramos reakcijai pasiekus 7 000 N. Konstrukcijos poslinkiui didėjant iki 66 mm, visais galimais konstrukcijos

ertmių užpildymo atvejais atramos reakcijos yra vidutiniškai 2,5 % silpnesnės už sveiką konstrukciją. Esant 66 mm konstrukcijos apkrauto galo poslinkiui, kai konstrukcija yra gamyklinė, pasiekama didžiausia galima 10 477 N atramos reakcija.

Nagrinęjant užpildytas konstrukcijas geriausi rezultatai gaunami užpildant tik apatinę arba abi konstrukcijos ertmes. Kai konstrukcijos ertmės užpildytos visiškai, pasiekama didžiausia 11 900 N atramos reakcija, esant 84 mm poslinkiui. Užpildant tik apatinę konstrukcijos ertmę, gauti rezultatai lyginant su visiškai užpildyta konstrukcija skiriasi mažiau nei 1 %. Užpildant viršutinįją dalį konstrukcija, esant toms pačioms apkrovos sąlygoms, yra 2 % silpnesnė už kitus du užpildymo atvejus. Esant 127 mm apkrauto konstrukcijos galo poslinkiui, gamyklinės konstrukcijos atveju atramos reakcija siekia 8 690 N, kai užpildoma konstrukcijos viršutinė ertmė, – 9 605 N, visiškai užpildomos konstrukcijos ir užpildant tik konstrukcijos apačioje esančią ertmę – 10 220 N.

Konstrukcijos, pagamintos iš MS 1400 grupės plieno (4.8 pav. d), lyginant su konstrukcija, pagaminta iš DP 980 plieno, atramos reakcijų skirtumas tarp gamyklinės ir remontuotos konstrukcijos yra ryškesnis. Kaip ir konstrukcijos, pagamintos iš DP 980 plieno, atveju, matyti, kad atramos reakcijos kreivės turi panašią kitimo tendenciją, kol pasiekama 7 000 N atramos reakcija, esant 22 mm poslinkiui. Gamyklinė konstrukcija didžiausią galimą 15 766 N atramos reakciją pasiekia esant 68 mm apkraunamo konstrukcijos galo poslinkiui. Užpildant konstrukcijos ertmes pastebimas 766 N atramos reakcijos skirtumas tarp skirtingų konstrukcijos ertmių užpildymo variantų. Didžiausia apkrovos reakcija, kuri siekia 17 100 N, būdinga visiškai užpildytai konstrukcijai. Pastarosios atramos reakcija yra 8,5 % didesnė nei gamyklinės konstrukcijos, tačiau ji pasiekama esant 118 mm apkrautos konstrukcijos vietos poslinkiui, kuris siūlomose saugumo normose rekomenduojamas ne didesnis kaip 127 mm.

Nagrinęjant pateiktus trečiojo siūlių išdėstymo modelio ir konstrukcijos ertmių užpildymo atvejus (4.8 pav. e, f), pastebimas panašus remontuotos ir gamyklinės konstrukcijų atsparumas apkrovai. Nagrinėjant konstrukciją, pagamintą iš DP 980 grupės plieno (4.8 pav. e), pastebėta, kad visi ertmių užpildymo atvejai, siekiant sustiprinti remontuotą konstrukciją, yra tvirtesni už gamyklinę. Gamyklinė ir su viršutine ertme užpildyta konstrukcijos pasiekia didžiausia 11 477 N atramos reakciją esant 68 mm apkraunamo konstrukcijos galo poslinkiui. O putomis užpildžius tik apatinįją konstrukcijos ertmę arba abi ertmes, pastebima, kad konstrukcija sustiprėja. Atramos reakcijos šiais atvejais yra identiškas gamyklinės konstrukcijos apkrovimo atvejui, tačiau, pasiekus 11 477 N atramos reakciją ir konstrukcijos apkrovos taško poslinkį padidinus iki 76 mm, atramos reakcija padidėja 2,5 % ir siekia 11 743 N. Esant 127 mm apkrauto konstrukcijos galo poslinkiui, sveikos konstrukcijos atramos reakcija siekia 8 768 N, kai konstrukcija užpildyta visiškai – 9 823 N, kai užpildyta konstrukcijos tik apatinioji ertmė – 9607 N. Pastebima, kad 102–127 mm intervale, kai konstrukcija užpildyta visiškai, atramos reakcija yra 12 % didesnė nei gamyklinės konstrukcijos.

Naudojant MS 1400 grupės plieną atramos reakcijos kitimas yra beveik analogiškas prieš tai analizuotam modeliui (4.8 pav. f). Gamyklinės konstrukcijos

didžiausia 15 766 N atramos reakcija pasiekama esant 68 mm apkrovos taško poslinkiui. Kai konstrukcijos ertmės visiškai užpildytos, didžiausia atramos reakcija siekia 16 093 N, esant 76 mm apkrovos taško poslinkiui. Užpildžius tik apatiniają konstrukcijos ertmę gaunamas panašus rezultatas kaip ir visiškai užpildytų konstrukcijos ertmių atveju, tačiau pasiekus 127 mm konstrukcijos poslinkį pastaroji yra šiek tiek silpnesnė. Esant šiam poslinkiui, gamyklinės konstrukcijos atramos reakcija siekia 11 486 N, o konstrukcijos, kurios ertmės visiškai užpildytos, – 12 682 N. Šis skirtumas pastebimas 90–127 mm poslinkio ribose.

#### **4.5. Automobilio stogo priekinio statramsčio konstrukcijos kinetinės energijos sugėrimo įvertinimas**

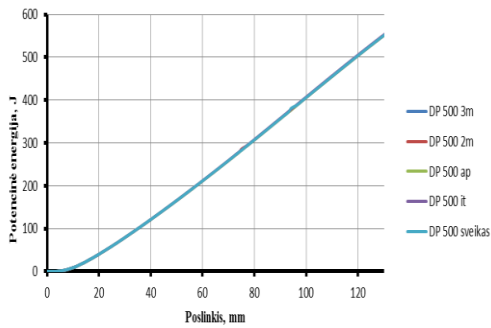
Nagrinėjant gautus naudojamų medžiagų modelių kinetinės energijos sugėrimo rezultatus pastebėta, kad konstrukcijos elgsena panaši kaip ir nustatant atramos reakciją.

Taigi, tiriant konstrukcijų, pagamintų iš DP 500 ir TRIP 780 plieno, pasirinktus suvirinimo vietų atvejus, pastebima, kad pastarųjų kinetinės energijos sugėrimo galimybės yra panašios kaip ir deformuojantis sveikam modeliui. Konstrukcijos, pagamintos iš TRIP 780 klasės plieno, kol pasiekiamas 127 mm laisvo konstrukcijos galo poslinkis (4.9 pav. b), geba absorbuoti 36,8 % daugiau kinetinės energijos lyginant su konstrukcijomis, pagamintomis iš DP 500 klasės plieno (4.9 pav. a). Energijos sugėrimo skirtumo tarp modelių nepastebėta. Kaip ir analizuojant atramos reakcijas ryškaus skirtumo nenumatyta dėl to, kad suvirinimo siūlės medžiagos mechaninės charakteristikos ir pasirinktų konstrukcinių medžiagų charakteristikos panašios.

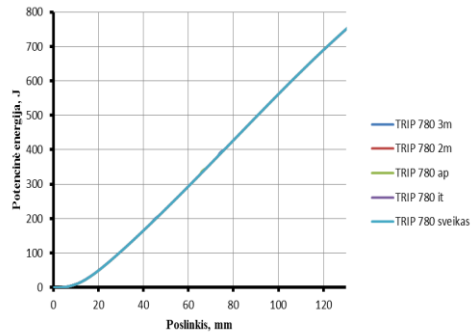
Nagrinėjant konstrukcijos suvirinimo variantus, kai pati konstrukcija pagaminta naudojant DP 980 ir MS 1400 klasės plienus, pastebimas ryškesnis skirtumas tarp modelių, kuriems numatytos skirtingos suvirinimo vietos.

Lyginant konstrukciją, pagamintą iš DP 980 klasės plieno, (4.9 pav. c) su gamykline konstrukcija išsiskiria 1 ir 2 modeliai. Gamyklinė konstrukcija deformacijos metu geba absorbuoti iki 1160 J. Pirmojo modelio atveju, kai konstrukcija suvirinama, jungtis koncentruojant prie įtvirtinimo, pastebima, kad sumažėja kinetinės energijos sugėrimas. Lyginant su gamykline konstrukcija, esant 127 mm poslinkiui, pastebimas 3,5 % skirtumas. Antrojo modelio atveju pastebima, kad 2,6 % padidėja kinetinės energijos sugėrimas. 3 ir 4 modeliai, lyginant su gamykline konstrukcija, gebėjimu sugerti energiją neišsiskiria.

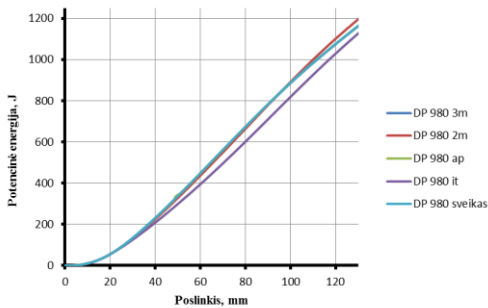
Nagrinėjant konstrukcijos, pagamintos iš MS 1400 klasės plieno, kinetinės energijos sugėrimo galimybes (4.9 pav. d), pastebėta, kad, kaip ir konstrukcijos iš DP 980 klasės plieno, išsiskiria 1 ir 2 modeliai. Šiuo atveju gamykline konstrukcija deformuodamasi absorbuoja iki 1448 J kinetinės energijos. Pirmojo suvirinimo siūlių išdėstymo atveju konstrukcija, lyginant su sveikąja, absorbuoja 16,6 % mažiau energijos, antrojo modelio atveju energijos sugerama 2,8 % mažiau. 3 ir 4 suvirinimo siūlių išdėstymo modelių ir gamyklinės konstrukcijos atvejai kinetinės energijos sugėrimo kiekiu yra panašūs.



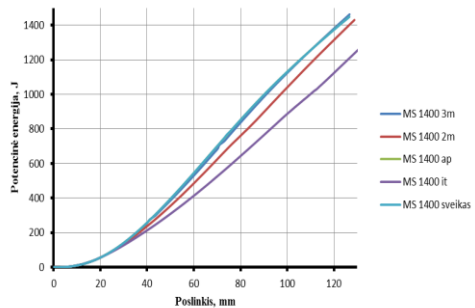
a



b



c



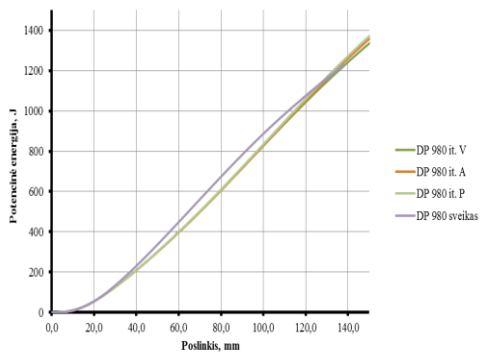
d

**4.9 pav.** Kinetinės energijos sugėrimas priklausomai nuo pasirinkto statramsčio medžiagos (plieno): a - DP 500; b – TRIP 780; c – DP 980; d – MS 1400

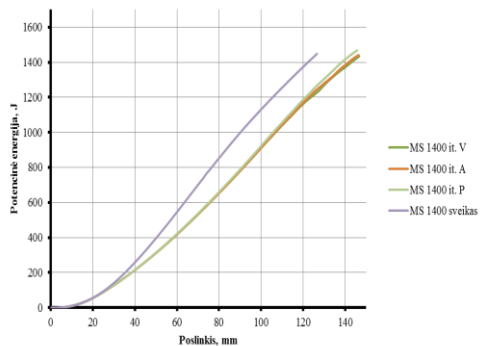
Siekiant eliminuoti ar bent jau sumažinti remonto metu atsiradusių priekinio stogo statramsčio konstrukcinių defektų neigiamą įtaką kinetinės energijos sugėrimui, konstrukcijos ertmės užpildomos numatyta tvarka. Atliekant kinetinės energijos sugėrimo analizę, pastebima kur kas ryškesnė konstrukcijos remonto metu išdėstytų suvirinimo siūlių atveju įtaka. Konstrukcijos, pagamintos iš DP 980 klasės plieno, suvirinimo siūles išdėstant prie įtvirtinimo, konstrukciniai pažeidimai turi didžiausia neigiamą poveikį energijos sugėrimui iš visų su šiuo plienu nagrinėtų modelių (4.10 pav. a). Nustatyta, kad, esant 127 mm apkrauto galo poslinkiui, konstrukcija geba sugerti iki 1 130 J kinetinės energijos.

Šis rezultatas yra panašus kaip ir gamyklinės konstrukcijos kinetinės energijos sugėrimo atveju, tačiau, jei konstrukcija remontuota 40–127 mm apkrauto konstrukcijos galo poslinkio ribose, ji geba sugerti vidutiniškai 8,5 % mažiau energijos lyginant su sveikąja.

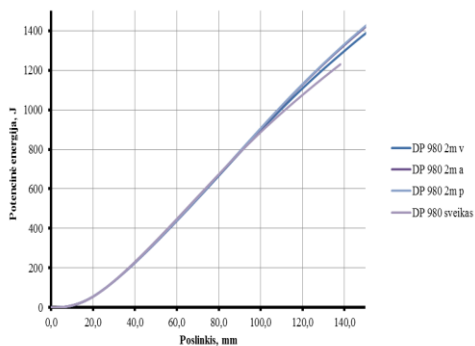
Antrojo (4.10 pav. c) ir trečiojo (4.10 pav. e) modelių ir gamyklinės konstrukcijos rezultatai yra panašūs, skirtumai pastebimi esant didesniai nei 90 mm poslinkiui. Kinetinės energijos sugėrimas apkrovimo pabaigoje, esant 127 mm poslinkiui, yra 6 % didesnis, kai užpildomos visos konstrukcijos ertmės arba tik apatinė.



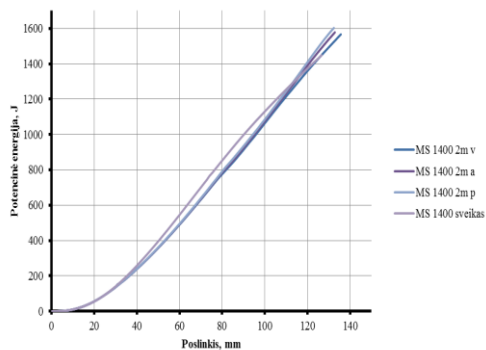
a



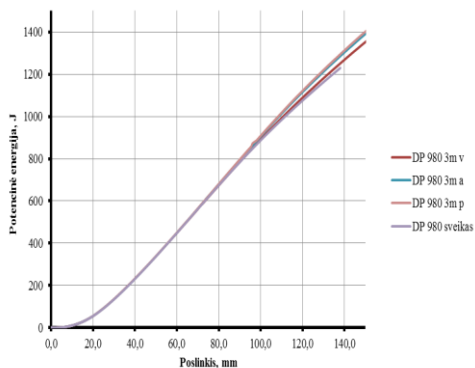
b



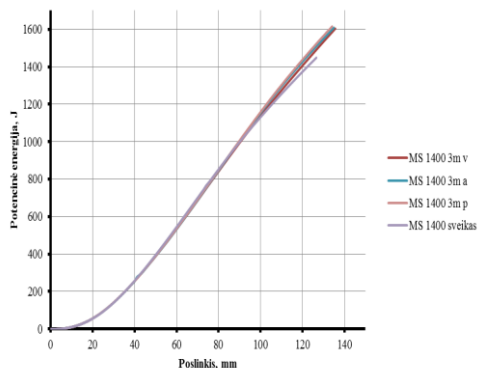
c



d



e



f

**4.10 pav.** Kinetinės energijos sugėrimas priklausomai nuo konstrukcijos ertmių užpildymo, pasirinkto plieno bei suvirinimo siūlių išdėstymo: a - DP 980 (1 modelis); b – MS 1400 (1 modelis); c - DP 980 (2 modelis); d – MS 1400 (2 modelis); e - DP 980 (3 modelis); f – MS 1400 (3 modelis)

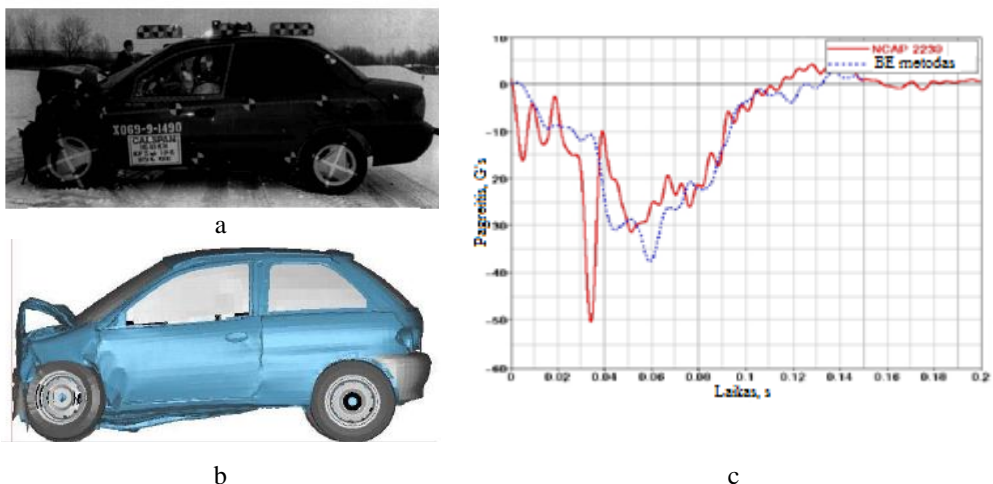
Nagrinėjant konstrukcijos, pagamintos iš MS 1400 klasės plieno, tarp siūlių išsidėstymo atvejų pastebimi ryškesni energijos sugėrimo skirtumai. Suvirinimo siūles išdėstant greta įtvirtinimo (4.10 pav. b), visais konstrukcijos ertmių užpildymo

atvejais, lyginant su gamykline konstrukcija, esant 127 mm poslinkiui, sumažėja 12,7 % kinetinės energijos kiekis. Skirtumas tarp ertmių užpildymo atvejų yra mažesnis nei 1 %. Analizuojant antrąjį siūlių išdėstymo atvejį (4.10 pav. d), labiausiai išsiskiria visiškai užpildytų ertmių atvejais. Pastarojo, kol pasiekiamas 110 mm poslinkis, kinetinė energija sumažėja mažiau. Tačiau, pasiekus 127 mm apkrauto taško poslinkį, konstrukcija geba absorbuoti 5 % kinetinės energijos lyginant su gamykline konstrukcija.

Trečiojo suvirinimo siūlių išdėstymo atveju (4.10 pav. f) pastebimas analogiškas remontuotos ir gamyklinės konstrukcijos kinetinės energijos sugėrimo pobūdis. Esant ribiniam konstrukcijos apkrovos taško poslinkiui, remontuotos ir visiškai užpildytos konstrukcijos atveju, lyginant su gamykline konstrukcija, kinetinės energijos sugerama 5,1 % daugiau.

#### 4.6. Automobilio stogo konstrukcijos elementų įtakos jos stiprumui tyrimas

Norint atlikti išsamią lengvojo automobilio stogo konstrukcijos elementų įtakos bendram konstrukcijos stiprumui analizę, buvo sprendžiami skaitinio modeliavimo uždaviniai.

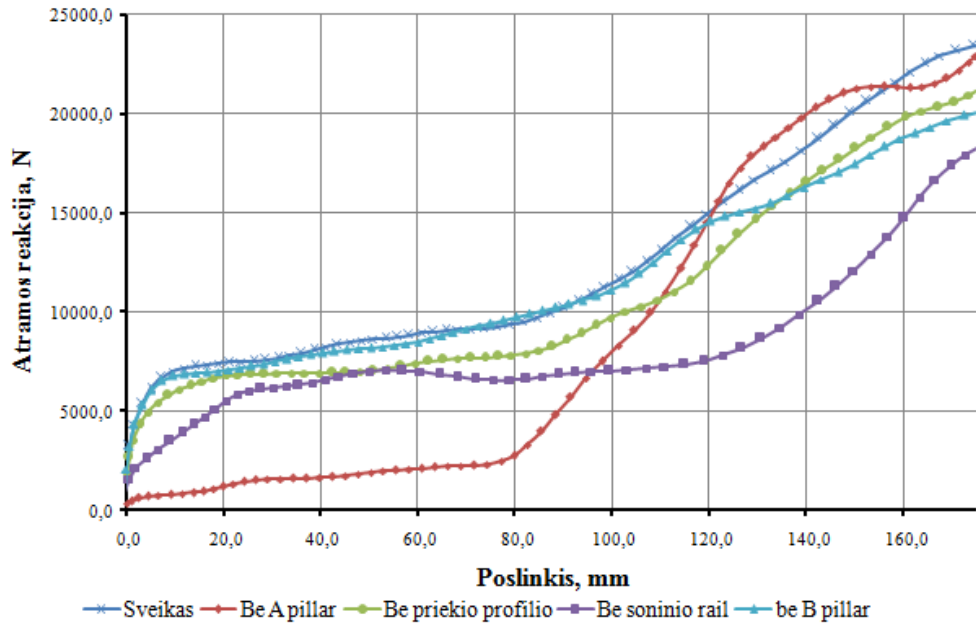


**4.11 pav.** Tiriamojo automobilio pripažinimas tinkamu priekiniam susidūrimui analizuoti: a – eksperimentinis bandymas; b – BEM analizė; c – eksperimentinio bei skaitinio tyrimų metu gautų rezultatų palyginimas (vidurinio stratramsčio apatinės dalies pagreitis) [117]

Analizei atlikti tyrejai dažnai naudoja automobilio Geo Metro skaitinį modelį (4.11 pav. b). Pastarasis pasirinktas dėl to, kad šis modelis yra pripažintas tinkamu analizuoti smūgiams iš priekio (4.11 pav. a, c) ir iš šono.

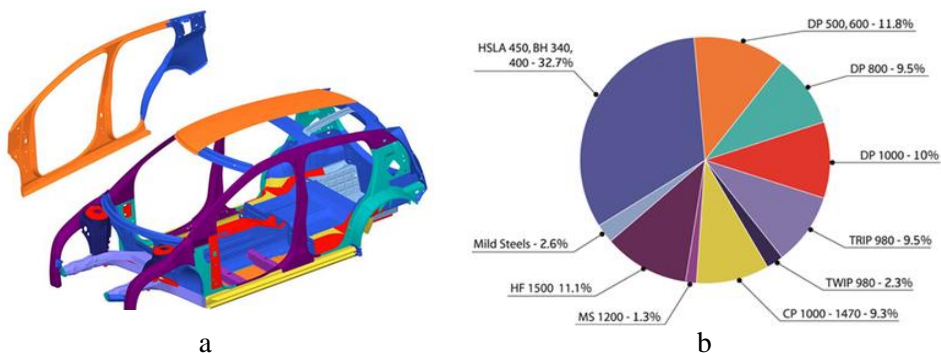
Abiejų išanalizuotų automobilio tinkamumo BEM patvirtinimo atvejais yra deformuojami automobilio stogo laikančiosios konstrukcijos elementai, kurių įtakos dalį bendram stogo stiprumui automobiliui verčiantis ir siekiama nustatyti. Tuo tikslu iš supaprastinto tiriamojo automobilio skaitinio modelio buvo atskirai eliminuojami laikantieji stogo konstrukcijos elementai. Buvo atlikti trys skaitinio modeliavimo skaičiavimai: panaikinant priekinio stogą laikančio statramsčio

viršutiniąją dalį, priekinį stogo skersinį ir stogo šono ties priekinėmis durimis esančius elementus. Atlikus skaitinį modeliavimą buvo gauti rezultatai (4.12 pav.).



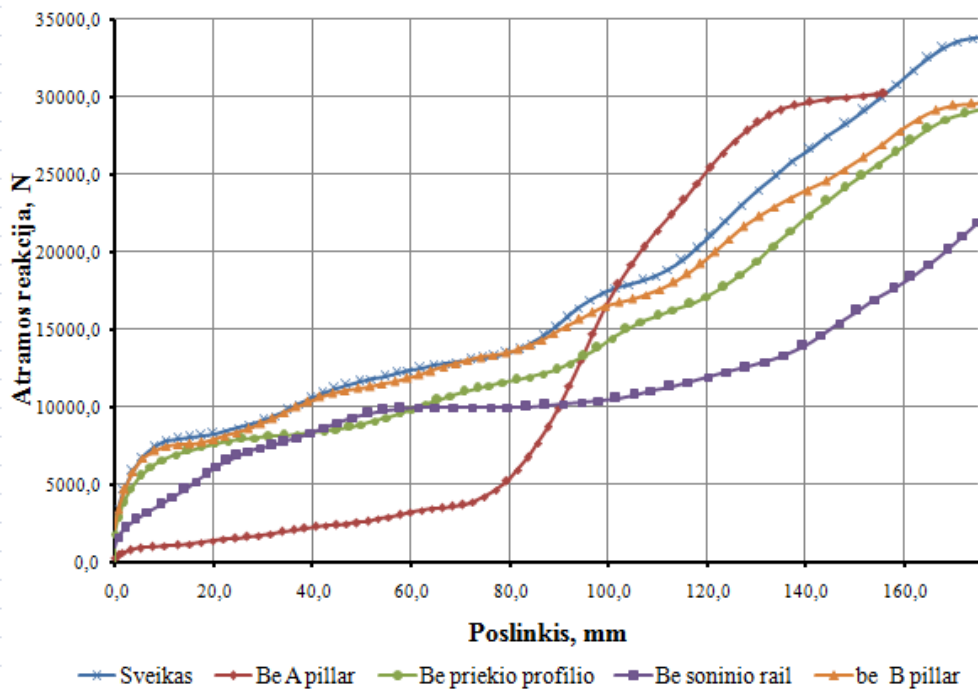
4.12 pav. Automobilio stogo konstrukcijos elementų įtaka, konstrukciją apkraunant kvazistatiškai

Siekiant nustatyti šiuolaikinių automobilių laikančiųjų konstrukcijų elementų ir naudojamų šių dienų plienų įtaką automobilio stogo konstrukcijos stiprumui, tiriamojo automobilio kėbulo elementams, naudojami plienai buvo pakeičiami pagal 4.13 pav. schemą. Remiantis šia schema, jau dabar gaminami pirmieji serijiniai automobiliai.



4.13 pav. Plienų panaudojimo vietos šiuolaikinių automobilių laikančiose konstrukcijose: a – automobilio kėbulo konstrukcija; b – plieno lidinių kiekis automobilio konstrukcijoje [111]

Pakeitus konstrukcijų elementų medžiagas pastebėta panaši tiriamojo automobilio kėbulo elgsena kvazistatiškai apkraunant. Vizualiai palyginus 4.12 pav. ir 4.14 pav. esančias kreives, galima teigti, kad konstrukcijos elementų medžiagos buvo pakeistos teisingai.



**4.14 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos elementų įtaka, konstrukciją apkraunant kvazistatiškai

Analizuojant 4.14 pav. pateiktus duomenis nustatyta, kad panaikinus priekinio stogo statramsį automobilio stogo konstrukcija susilpnėja 78 %. Šis skirtumas pastebimas nuo pat apkrovimo pradžios, kol pasiekiamas 75 mm stogo kampo poslinkis. Toliau apkraunant atramos reakcija pradeda didėti. Čia pasireiškia viduriniojo statramsčio įtaka konstrukcijos stiprumui. Tai nustatyta iš konstrukcijos eliminavus pastarojo viršutinįją dalį. Iš grafiko matyti, kad poslinkiui esant didesniai nei 80 mm gamyklinio kėbulo ir kėbulo be vidurinio statramsčio apkrovų kitimo kreivės išsiskiria, atramos reakcija sumažėja.

Iš laikančiosios stogo konstrukcijos pašalinus priekinį skersinį stogo profilį, atramos reakcija, lyginant su visa konstrukcija, yra pastebimai mažesnė, o stogo kampo poslinkiui esant daugiau kaip 40 mm, sumažėja vidutiniškai 18 %.

Iš konstrukcijos pašalinus stogo šono konstrukcinius elementus nustatyta, kad nuo apkrovos pradžios iki 55 mm poslinkio atramos reakcija, lyginant su visa konstrukcija, yra vidutiniškai 14 % mažesnė, o esant 127 mm poslinkiui atramos reakcija sumažėja 45 %.

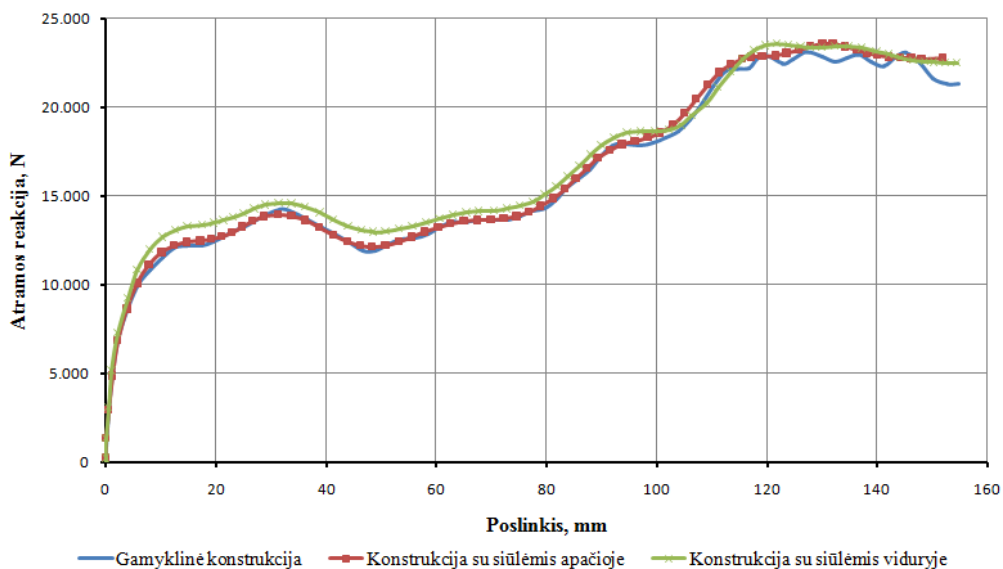
Analizuojant galimai remontuotos konstrukcijos atvejį, skaitinis modelis papildomas į priekinius stogo statramsčius integruojant suvirinimo siūlės modelius.



Siūlės išdėstomos remiantis prieš tai atlikta priekinio statramsčio siūlių išdėstymo įtakos jo stiprumui analizės metu nustatytu efektyviausiu variantu. Analizuojant konstrukcijos atsparumą gniuždymui, pastebėta, gniuždymo metu apkrovos reakcija yra artima sveikos konstrukcijos atvejui ir tik esant 122 mm poslinkiui pastaroji vidutiniškai sumažėja 4,8 %.

#### 4.7. Automobilio stogo konstrukcijos statinis apkrovimas

Siekiant patikrinti skaitinio modelio atitikmenį eksperimentiniams tyrimams atlikta automobilio stogo konstrukcijos apkrovos analizė naudojant BEM analizę. Apkrovus stogo konstrukciją kvazistatiškai pasirinktų siūlių išdėstymo atvejais, gauti veikiančios atramos reakcijos nuo poslinkio priklausomybės (4.15 pav.).



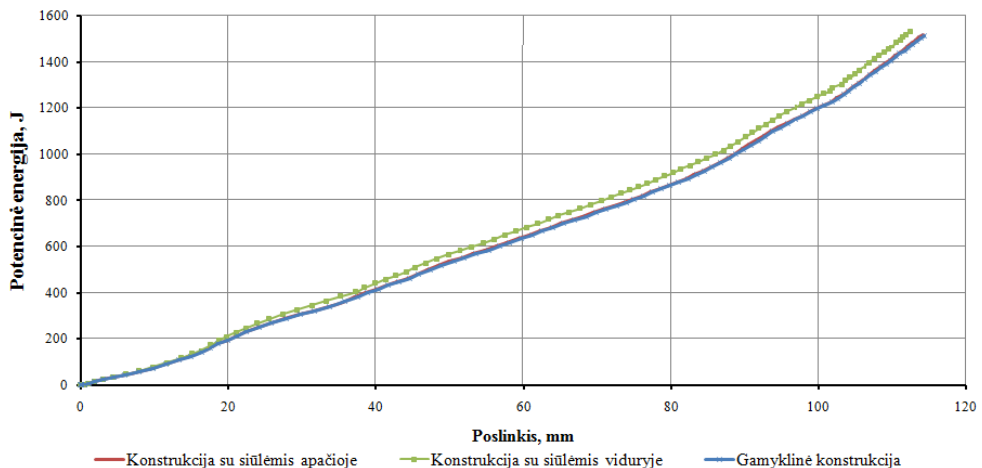
4.15 pav. Atramos reakcija stogo konstrukcija apkraunant kvazistatiškai

Analizuojant gautus rezultatus, nustatyta, kad gamykinės ir konstrukcijos su suvirinimo siūlėmis priekinio statramsčio apačioje atvejais gautos atramos reakcijos nuo poslinkio priklausomybės yra adekvačios. Lyginant priklausomybes, gautas konstrukcijos su suvirinimo siūlėmis statramsčio viduryje su gamykinės konstrukcijos apkrovimo atvejais, pastebimas konstrukcijų nelygiavertiškumas. Apkrovos pradžioje, esant 2,5 mm poslinkiui, gautos priklausomybės neviršija 7 300 N. Konstrukcijos deformacijai pasiekus 10 mm poslinkį, pastebimas gautų konstrukcijų klupdymo priklausomybių skirtumas. Gamyklinė konstrukcija šiame taške pasiekia 11 600 N, konstrukcijos su siūlėmis per vidurį atramos reakcija, esant šiam poslinkiui, yra 9,5 % didesnė lyginant su gamyklina konstrukcija. Analogiškas skirtumas tarp šių dviejų priklausomybių matomas ir esant 20 mm konstrukcijos poslinkiui. Konstrukcijos poslinkiui pasiekus 30 mm, esant 14 500 N atramos reakcijai, apkrovos skirtumas tarp gamykinės ir konstrukcijos su suvirinimo siūlėmis per statramsčio vidurį sumažėja iki 3,8 %. Poslinkiui padidėjus iki 50 mm,

skirtumas tarp analizuojamų priklausomybių išauga iki 8,8 %. Čia gamyklinės konstrukcijos atramos reakcija sumažėja iki 11 900 N. Apkrovimo metu pasiekus 60 mm poslinkį gamyklinė konstrukcija pasiekia 13 000 N atramos reakciją. Čia remontuota konstrukcija yra 3,1 % stipresnė. Šis skirtumas išlieka tęsiant abiejų konstrukcijų apkrovimą iki 80 mm poslinkio (gamyklinė konstrukcija pasiekia 14 500 N atramos reakciją) ir 95 mm poslinkio (gamyklinė konstrukcija pasiekia 18 000 N atramos reakciją). Poslinkio reikšmių, esančių didesnių už 100 mm, nebeanalizuojame, nes čia atramos reakcijai gana didelę įtaką daro viduriniojo automobilio statramsčio standumas.

#### 4.8. Automobilio stogo konstrukcijos dinaminis apkrovimas

Atlikus kvazistatinio apkrovimo analizę ir nustačius atramos reakcijų pokyčius bei skirtumus tarp bandomų konstrukcijų, kartu norint numatyti galimą konstrukcijų elgseną apsvėrimo metu sugeriamos smūgio energijos atžvilgiu, atliekami skaitiniai kinetinės energijos sugėrimo tyrimai (4.16 pav.).



4.16 pav. Automobilio stogo konstrukcijos kinetinės energijos sugėrimas

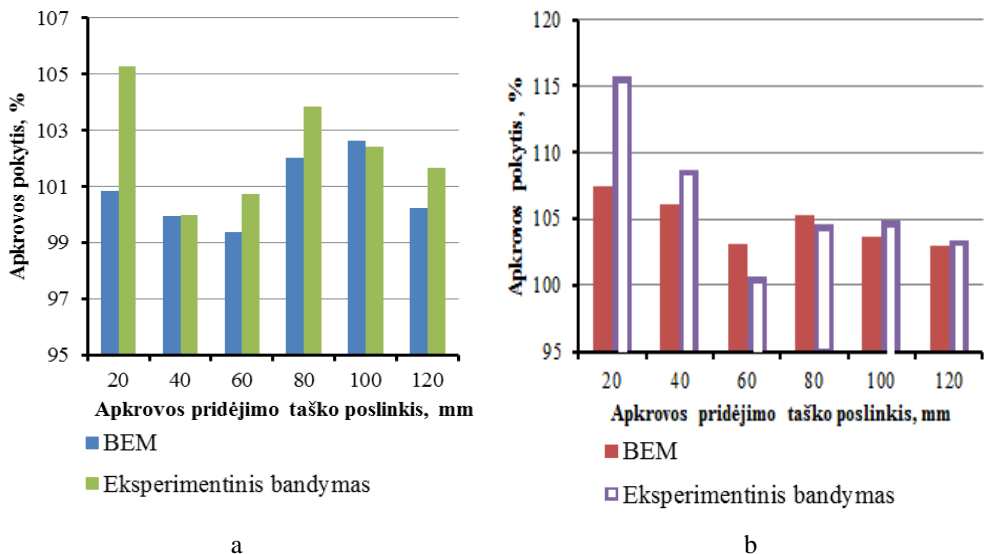
Analizuojant pateiktas kreives, matyti, kad visų konstrukcijų atvejais iki 15 mm poslinkio kinetinės energijos sugėrimas yra adekvatus. Pradiniai skirtumai pastebimi tik konstrukcijai deformuojantis daugiau nei 20 mm. Tačiau čia, kaip ir kvazistatinio apkrovimo atveju, gamyklinės konstrukcijos ir konstrukcijos su suvirinimo siūlėmis apačioje pateiktos priklausomybės kinta adekvačiai, pasižymi tiesine priklausomybe. Analizuojant pateiktą grafiką, galima pastebėti, kad išsiskiria tik konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį. Pastaroji, pradedant 20 mm poslinkiu, baigiant 100 mm poslinkiu, sugeria tolygiai didėjančiai nuo 0 iki 10 % kinetinės energijos lyginant su gamykline konstrukcija.

#### 4.9. Automobilio stogo konstrukcijos gniuždymo bandymų skaitinių ir eksperimentinių rezultatų patikimumo analizė

Atlikus skaitinius ir eksperimentinius automobilio stogo konstrukcijos gniuždymo bandymus bei norint nustatyti, ar pasiūlytą metodiką galima pritaikyti

nagrinėjamai problemai spręsti, rezultatai palyginami tarpusavyje. Analizei atlikti darome prielaidą, kad gamyklinės konstrukcijos apkrovimo metu gauti rezultatai yra naudojami kaip kraštinė sąlyga, dėl ko gautas dydis priliginamas 100 %. Nuo šios vertės yra nustatomas apkrovimo metu veikiančios atramos reakcijos pokytis procentais (4.17 pav.).

Iš grafiko (4.17 pav. a) matyti, kad automobilio priekinio statramsčio remonto metu taikant 1-ąjį siūlių išdėstymo modelį atramos reakcija yra vidutiniškai 2 % didesnė už atramos reakciją, gautą apkraunant gamyklinę konstrukciją. Esant 40 mm apkrovos pridėjimo taško poslinkiui, taikomos apkrovos vektoriaus kryptimi, atramos reakcija yra mažesnė nei gamyklinės konstrukcijos atveju. Nagrinėjant taikomos metodikos korektiškumą, galima pastebėti, kad rezultatai tarp BEM taikymo ir natūrinių bandymų skiriasi 1,5 %.



**4.17 pav.** Automobilio stogo konstrukcijos gniuždymo apkrovos pokytis priklausomai nuo nustatymo būdo bei suvirinimo siūlių išdėstymo: a – 1 siūlių išdėstymo modelis; b - 3 siūlių išdėstymo modelis

Nagrinėjant antrąjį (4.17 pav. b) grafiką, galima pastebėti, kad automobilio priekinio statramsčio remonto metu taikant 3-ąjį siūlių išdėstymo modelį atramos reakcija, lyginant su gamyklinės konstrukcijos apkrovimo atveju, vidutiniškai padidėja 4 %. Tik esant 20 mm apkrovos pridėjimo taško poslinkiui matomas didesnis – 11 % – atramos reakcijų skirtumas tarp BEM taikymo ir eksperimentinio bandymo. Kadangi šis skirtumas nepasikartoja, galima daryti išvadą, kad tokie rezultatai paklaidai įtakos galėjo turėti momentinis apkrovimo-matavimo įrangos tvirtinimo elemento pradinis įtempimas. Nustatant pasiūlytos metodikos korektiškumą, tarp BEM taikymo ir natūrinių bandymų rezultatų pastebimas 2,6 % skirtumas.

Kadangi abiem išnagrinėtais atvejais gautų rezultatų skirtumas yra mažesnis nei 5 %, galima teigti, kad darbe pasiūlyta automobilio stogo konstrukcijos priekinio

statramsčio remonto įvertinimo metodika gali būti taikoma adekvačiam uždaviniui pasyviosios saugos atžvilgiu spręsti.

#### **4.10. Ketvirtojo skyriaus išvados ir apibendrinimai**

Atlikus skaitinio modeliavimo rezultatų analizę:

1. Nustatyta, kad apkrovos, pasiskirstančios automobilio stogo konstrukcijos priekiniuose elementuose, yra didžiausios automobilio stogą veikiant avarinėms apkrovoms, kurių kryptis laikančiosios konstrukcijos atžvilgiu yra artima automobilio vertimuisi per šoną, pažeidžiant variklio dangčio ir stogo priekines dalis.
2. Sudaryti skaitiniam modeliavimui reikalingų medžiagų modeliai.
3. Parengta metodika, numatanti priekinio automobilio stogo statramsčio konstrukcijos analizės metodiką, remiantis technologinėmis galimybėmis pasiūlyti statramsčio suvirinimo siūlių išdėstymo atvejai.
4. Skaitinio modeliavimo metu apkraunant remontuotą automobilio stogo priekinio statramsčio konstrukciją, geriausi rezultatai, artimi gamyklinei konstrukcijai, gauti trečiojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio atveju. Užpildant konstrukciją plastiko putomis, geriausi rezultatai pasiekti užpildžius abi konstrukcijos ertmes.
5. Apkraunant automobilio stogo konstrukciją kvazistatiškai, atvejais, kai suvirinimo siūlės išdėstomos pagal 3-iąją pasiūlytą modelį, atramos reakcija yra vidutiniškai 9 % didesnė lyginant su gamykline konstrukcija.

## 5. BENDROSIOS IŠVADOS

1. Sukurtas matematinis modelis, kuris, žinant automobilio stogo geometrinius parametrus ir konstrukciją veikiančios jėgos orientavimo kampus, skirtas nustatyti ašinių jėgų, tenkančių konstrukciniams elementams, pasiskirstymą.

2. Nustatyta, kad, apkraunant automobilio stogo konstrukciją, esmines deformacijas patiria priekinis statramstis, stogo plokštumos priekinis profilis ir stogo šoniniai „bėgiai“. Iš pradžių atsparumą lenkimui praranda priekinis automobilio statramstis, toliau deformuojasi stogo priekinis profilis ir stogo šoniniai profiliai.

3. Nustatyta, kad priekinio stogramsčio panaikinimas automobilio stogo konstrukciją susilpnina 78 %, priekinio skersinio stogo profilį – iki 18 %, pašalinus stogo šono konstrukcinius elementus, atramos reakcija sumažėja 45 %.

4. Nustatyta, kad veikiant avarinėms apkrovoms poslinkiai tolygiai pasiskirsto ir mažėja konstrukcijos elementų įtvirtinimo arba susikirtimo su kitu elementu vietose. Todėl automobilio stogo konstrukciją galima nagrinėti kaip erdvinį rėmą, sudarytą iš strypinių elementų, gaunamų supaprastinus realius stogo profilius, apkrautus lenkiamos sijos principu.

5. Iširta, kad visos trys konstrukcijos apkrovos metu deformuojasi sąlyginai vienodai. Apskaičiuota, kad pagal trečiąjį suvirinimo siūlių išdėstymo modelį suremontuoto priekinio statramsčio atramos reakcija yra 7,8 % didesnė lyginant su gamykinės konstrukcijos atveju. Atliekant remontuotų statramsčių suvirinimo siūlių apžiūrą, visais atvejais pastarųjų vizualių suvirinimo siūlių defektų nenustatyta.

6. Nustatyta, kad, lyginant su gamykline konstrukcija, daugiausia konstrukcijos stiprumo prarandama pirmojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio atveju. Trečiojo suvirinimo siūlių išdėstymo atveju stiprumas neprarandamas, jis gali net padidėti:

- atramos reakcija pirmojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio atveju sumažėja 14,4–31 %, trečiojo suvirinimo siūlių išdėstymo atveju padidėja 6–6,5 %. Kinetinės energijos sugėrimas pirmojo suvirinimo siūlių išdėstymo atveju sumažėja 3,5–16 %, trečiojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio atveju išlieka panašus kaip ir gamykinės konstrukcijos.
- užpildant visas konstrukcijos ertmes atramos reakcija pirmojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio atveju sumažėja 1–9,6 %, trečiojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio atveju padidėja 12 – 15 %. Kinetinės energijos sugėrimas pirmojo suvirinimo siūlių išdėstymo atveju išlieka panašus kaip ir gamykinės konstrukcijos (MS1400 plieno panaudojimo atveju 12,7 % sumažėja), trečiojo suvirinimo siūlių išdėstymo modelio atveju kinetinės energijos sugėrimas padidėja 5,1–6 %.

7. Gauti rezultatai rodo, kad gamykinės ir konstrukcijos su suvirinimo siūlėmis priekinio statramsčio apačioje atvejais gautos atramos reakcijos nuo poslinkio priklausomybės yra adekvačios. Konstrukcijos su suvirinimo siūlėmis statramsčio viduryje atramos reakcija yra 3,1–9,5 % didesnė lyginant su gamykline konstrukcija. Konstrukcija su suvirinimo siūlėmis per vidurį sugeria tolygiai didėjančiai nuo 0 iki 10 % kinetinės energijos lyginant su gamykline konstrukcija.

## LITERATŪRA

1. Friedman, K., *et al.* Review of Existing Repeatable Vehicle Rollover Dynamic Physical Testing Methods. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, November 2008. (IMECE2008-68751).
2. Jeong, S. B., *et al.* Structural optimization of an automobile roof structure using equivalent static loads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, 2008, vol. 222 (11), p. 1985–1995.
3. Insurance Institute of Highway Safety. *Press Release Roof strength is focus of new rating system*. March 24, 2009. [žiūrėta 2010-12-11]. Prieiga per internetą: <http://www.iihs.org/news/rss/pr032409.html>.
4. Strano, M.; Villa, M.; Mussi, V. Design and manufacturing of anti-intrusion bars made of aluminium foam fill. *International Journal of Material Forming*, March 2013, vol. 6 (1), p. 153–164.
5. Friedman, D.; Nash, C. E.; Caplinger, J. *Results from Two Sided Quasi-Static (m216) and Repeatable Dynamic Rollover Tests (JRS) Relative to FMVSS 216 Tests*. Lyon, France, June 18–21, 2007.
6. Eastman, A. B., *et al.* Rollovers Configuration, Kinematics, and Injury. *San Diego CIREN, Children's Hospital, Palomar Medical Center, Scripps Memorial Hospital, Scripps Mercy Hospital, Sharp Memorial Hospital, University of California, San Diego Medical Center*, 2004.
7. Digges, K. *Develop improved roof crush test procedure: proposed research plan and milestones*, 2001, The George Washington University – Virginia Campus, School of Engineering and Applied Science, FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center, June 12, 2001.
8. Fay, P.; Sferco, R.; Frampton, R. *Vehicle rollover – an important element in multiple impact crashes*, 2003, 18 ESV Conference Paper No. 254.
9. Nash, C. E.; Paskin, A. *A study of NASS rollover cases and the implication for federal regulation*, 2005, ESV 2001 Conference Paper No. 05-0415.
10. Bidez, W.; Cochran J. E.; King, D. *Roof Crush as a Source of Injury in Rollover Crashes. An Independent Analysis of Autoliv SUV Rollover Tests B190043, B190042, B180220, B180219*, Bidez and Associates, Inc., Birmingham, AL, USA, 2005.
11. Chen, T.; Chirwa, E. C.; Mao, M.; Latchford. J. Rollover far side roof strength test and simulation. *International Journal of Crashworthiness*, 2007, vol. 12, iss. 1, p. 29–39.
12. Pathare, R.; Mansour, M. Automotive Roof Crush, Structural Foam Enhancement Solution. *SAE Technical Paper 2009-01-0371*, 2009.
13. Bernquist, J. *Safety Cage Design in the Volvo XC90*. [žiūrėta 2011-10-11]. Prieiga per internetą: <http://www.citizen.org/documents/acf48dd.pdf>.
14. Friedman, D.; Grzebieta, R. A proposed rollover and comprehensive rating system. *Proceedings of the 21st (esv) International Technical Conference on the enhanced safety of vehicles*, held June 2009, Stuttgart, Germany Monograph.
15. Friedman, D.; Grzebieta, R. H. Vehicle Roof Geometry and its Effect on Rollover Roof Performance. *21st International Technical Conference on the*

*Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, 2009, Stuttgart, Germany, Paper Number 07-0361.

16. Nash, C.; Paskin, A. Rollover Cases with Roof Crush in NASS. *Summer Bioengineering Conference*. 2005, Vail, Colorado, June 22–26.

17. Friedman, D.; Nash, C. E.; Bish, J. Observations from repeatable dynamic rollover tests. *International Journal of Crashworthiness*, 2006, vol. 12(1), p. 67–76, DOI: 10.1533/ijcr.2006.01682006.

18. Bish, J., *et al.* Repeatability of a Dynamic Rollover Test System. *ICRASH International Crashworthiness Conference*. Kyoto, Japan, 2008.

19. Federal Motor Carrier Safety Administration, *Federal Motor Vehicle Safety Standards: Part 571, Standard 216a – Roof crush resistance* (May 2009). [žiūrėta 2011-03-15]. Prieiga per internetą: <http://www.fmcsa.dot.gov/rules-regulations/administration/fmcsr/fmcsrruletext.aspx?reg=571.216a>.

20. Stephenson, R. R. The case for a dynamic rollover test. *International Journal of Crashworthiness*, 2012, vol. 17, iss. 2, p. 119–124.

21. Botkin, M. E. Modelling and Optimal Design of a Carbon Fibre Reinforced Composite Automotive Roof. *Engineering with Computers*, April 2000, vol. 16, iss. 1, p. 16–23.

22. Pipkorn, B.; Lundström, J.; Ericsson, M. Improved car occupant safety by expandable A-pillars. *International Journal of Crashworthiness*, 2012, vol. 17, iss. 1, p. 11–18.

23. Brumelow, M. L.; Teoh, E. Roof strength and injury risk in rollover crashes of passenger cars and SUVs. *21st Conference on Enhanced Safety of Vehicles*. Stuttgart, Germany, 2009.

24. Brumelow, M. L.; Teoh, R. R.; Zuby, D. S. Roof strength and injury risk in rollover crashes. *Traffic Inj.*, 2009, Prev. 10, p. 252–265.

25. Friedman, D.; Nash, C. E. Advanced Roof Design for Rollover Protection. *ESV Conference*, 2001, Paper 01-s12-w94

26. Mao, M., *et al.* Static and dynamic roof crush simulation using LS-DYNA3D. *International Journal of Crashworthiness*, 2004, vol. 9, iss. 5, p. 495–504

27. Kallina, I., *et al.* The offset crash against a deformable barrier, a more realistic frontal impact. *14th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles*. Munich, Germany, 1994, vol. 2, p. 1300–1304.

28. Santosa, S.; Wierzbicki, T.; Effect of an ultralight metal filler on the bending collapse behavior of thin-walled prismatic columns. *Int. J. Mech. Sci.*, 1999, vol. 41, p. 995–1019.

29. Santosa, S.; Banhart, J.; Wierzbicki, T. Experimental and numerical analyses of bending of foam-filled sections. *Acta Mech.*, 2001, vol. 148, p. 199–213.

30. Guo, L. W.; Yu, J. L.; Li, Z. B. Experimental studies on the quasi-static bending behavior of double square tubes filled with aluminum foam. *Acta Mechanica*, September 2010, vol. 213, iss. 3–4, p. 349–358. Date: 04 Mar 2010.

31. Rivara, F. P.; Cummings, P.; Mock, C. Injuries and death of children in rollover motor vehicle crashes in the United States. *Inj. Prev.*, 2003, vol. 9, p. 76–80.

32. Fre'che' de B., *et al.* Characteristics of single vehicle rollover fatalities in three Australian states (2000–2007). *Accid. Anal. Prev.*, 2011, vol. 43, p. 804–812.

33. Jehle, D.; Kuebler, J.; Auinger, P. Risk of injury and fatality in single vehicle rollover crashes: danger for the front seat occupant in the “outside arc”. *Acad. Emerg. Med.*, 2007, vol. 14, p. 899–902.
34. Yoganandan, N.; Haffner, M.; Maiman, D.; Nichols, H., *et al.* Epidemiology and Injury Biomechanics of Motor Vehicle Related Trauma to the Human Spine. *SAE Technical Paper 892438*, 1989.
35. Freeman, M. D., *et al.* Serious head and neck injury as a predictor of occupant position in fatal rollover crashes. *Forensic Sci Int.*, 2012 Oct 10; vol 222 (1–3), p. 228–233. doi: 10.1016/j.forsciint.2012.06.003. Epub 2012 Jun 27.
36. Friedman, D.; Nash, C. E. Enhanced Safety Vehicles. *Proc. Int. Tech. Conf.*, 2001, p. 10.
37. Mao, M., *et al.* Numerical analysis of a small European vehicle under rollover condition. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering December 1*, 2005, vol. 219, no. 12, p. 1369–1379.
38. Kathryn, A. D.; James, L. J. High strain rate compression of closed-cell aluminium foams. *Mater. Sci. Eng.*, 2000, A, 293, p. 157–164.
39. Liu, Y.; Gong, L. X. Compressive behavior and energy absorption of metal porous polymer composite with interpenetrating network structure. *Trans. Nonferrous Met. Soc. China*, 16 (2006), p. 439–443.
40. Liu, H.; Yao, G.; Cao, Z. *Energy Absorption of Aluminum Foam-Filled Tubes under Quasi-Static Axial Loading*, in *Light Metals*, 2012 (ed C. E. Suarez), John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA. doi: 10.1002/9781118359259.ch87.
41. S Bozzini; Jimenez, J.; Mattos, G.; Grzebieta, R.; Paver, J. Commercial, Police, and Military Vehicle Rollover Protection and Evaluating the Effectiveness of Geometry and Retrofit Rollover Testing. *International Crashworthiness Conference*, September 22–24, 2010, Washington, DC USA.
42. Markšaitis, D.; Žukauskas, A. *Naujausios kėbulų remonto technologijos*. 2006. 125 p.
43. Duffy, E. *Auto body repair technology*. 2008. 480 p.
44. Mogodin, S., Berholon, N., Cuny, S., Simon, M. France. Evaluation of the car safety enhancements during the last three decades. *International Technical Conference On The Enhanced Safety Of Vehicles (ESV)*, Washington, 2011.
45. Berger, L.; Lesemann, M.; Sahr, C.; Hart, S.; Taylor, R. SuperLIGHT-CAR - the Multi-Material Car Body. *7<sup>th</sup> European LS-DYNA Conference*. 2009. 8 p.
46. Friedman, D.; Mattos, G. A. Matched Pair Testing of Injury Potential in Repeatable Rollover Tests with the CRIS and JRS. *Proceedings of International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Vancouver, BC, November 12–18, 2010.
47. Yuen, S. C. K.; Nurick, G. N.; Strake, R. A. The energy absorption characteristics of double-cell tubular profile. *Latin American J of Solid and Structures*, 2008, vol. 5, p. 289–317.
48. Cho, Y. H.; Han, B. K. Roof strength performance improvement enablers. *International Journal of Automotive Technology*, August 2012, vol. 13, iss. 5, p. 775–781.



49. Friedman, D., *et. al.* Repeatable Dynamic Rollover Roof Test Fixture *ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2003-43076*, p. 269–270.
50. DeHaven, H. Accident Survival – Airplane and Passenger Car. *Society of Automotive Engineers Annual Meeting*. Detroit, Michigan, 1952.
51. *Federal Register*, January 6, 1971, vol. 36, no. 3.
52. Richardson, S., *et. al.* Design and testing of effective Rollover Protective Structures for Light Vehicles. *International Journal of Crashworthiness*, 2008, July Kyoto, Japan.
53. Friedman, D.; Grezebieta, R. Vehicle Roof Geometry and Its Effect on Rollover Roof Performance. *Proceedings of the 21st (ESV) International Technical Conference on the enhanced safety of vehicles*, held June 2009, Stuttgart, Germany. Monograph, 2009.
54. Linstromberg; Scholpp, M.; Scherf, G.; Oliver Test and Simulation Tools in a Rollover Protection Development Process. *Proceedings – 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Washington, D.C., June 6–9, 2005, p. 10.
55. *Eismo įvykių statistika* [žiūrėta 2012-02-18]. Prieiga per internetą: [http://www.lakd.lt/lt.php/eismo\\_saugumas/eismo\\_ivykiu\\_statistika/27#content\\_412](http://www.lakd.lt/lt.php/eismo_saugumas/eismo_ivykiu_statistika/27#content_412)
56. Stone, K. Occupant protection during vehicle rollover'. *5th ESV Conference*, London, England, June 4–7, 1974.
57. Herbst, B.; Forrest, S.; Mayer, S. E. Strength improvements to automotive roof components, *SAE 980209*.
58. Forrest, S.; Mayer, S.; Herbst, B. The relationship of roof crush and head clearance on neck injuries in rollovers. *10th International Conference on Biomedical Engineering*, Singapore, December 2000.
59. Murakami, T. *United States Patent 4,355,843*, October 26, 1982.
60. Sironic, E.; Grzebieta, R. Should car roof pillars be epoxy-filled for increased rollover strength? *15th ESV Conference*, Melbourne, Australia, May 13–17, 96-S5-O-15.
61. Lilley, K.; Mani, A. Roof-crush strength improvement using rigid polyurethane foam. *Journal of Materials Engineering and Performance*, August 1998, vol. 7, iss. 4, p. 511–514.
62. Grzebieta, R.; Kilner, A.; Murray, N. Gross bending deformation of hollow and void filled square tubes. *Structural Stability and Design*, 1995, Rotterdam, Balkema, p. 397–403.
63. Herbst, B., *et al.* Reinforcing automotive roofs with composite materials. *ISATA 2000*, Dublin, Ireland, September 25–27, 2000, Paper No. 00SAF008.
64. Herbst, B., *et al.* Improving rollover crashworthiness through inverted drop testing. *SAE 2001-01-3213*.
65. Herbst, B., *et. al.* Vehicle crashworthiness in vertical drop tests. *International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, Orlando, FL, USA, November 2000, American Society of Mechanical Engineers (ASME).

66. Mao, M.; Chirwa, E. C.; Chen, T. Reinforcement of vehicle roof structure system against rollover occupant injuries. *International Journal of Crashworthiness*, 2010, vol. 12, iss. 1, p. 41–55.
67. Digges, K. H.; Malliaris, A. C.; DeBlois, H. J. Opportunities for casualty reduction in rollover crashes. Proceedings of the *14th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles*, Paper 9435-0-1 1. 1994.
68. Peng, Q., *et al.* Virtual testing for the assessment of a double-sided roof crush based on the newly updated Federal Motor Vehicle Safety Standard 216, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering February 29*, 2012.
69. NHTSA FMVSS 216, *Final ruling*, Docket No. NHTSA- 2009-0093, RIN 2127-AG51, U.S. Government, Washington, DC, 2009.
70. James, R. F., *et al.* Occupant ejection trajectories in rollover crashes: Full scale testing and real world cases, SAE Paper No. 2008-01-0166, SAE World Congress, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 2008.
71. Batzer, S. A.; Hooker, R. M. Dynamic roof crush intrusion in inverted drop testing, *Proceedings of the 19th ESV International Conference, Washington, DC*, 2005.
72. Brumbelow, M. L.; Teoh, E. R. Roof strength and injury risk in rollover crashes of passenger cars and SUVs, SAE, *Insurance Institute for Highway Safety*, Arlington, VA, 2009, Paper No. 09-0502,
73. Brumbelow, M. L., *et al.* *Roof strength and injury risk in rollover crashes*, IIHS Report (Docket No. NHTSA-2008–0015), Arlington, VA, 2008.
74. Chirwa, E. C., *et al.* Flaws in Malibu I and II interpretation of test results that have influenced many poor rollover roof designs, ICRASH 2006, *Proceedings of the fifth Bi-annual International Crashworthiness Conference*, 2006, Athens, Greece.
75. Mao, M.; Chirwa, E. C.; Wang, W. Assessment of vehicle roof crush test protocols using FE models: Inverted drop tests versus updated FMVSS 216, *Crashworthiness*, 2006, no. 11, p. 49–63.
76. Chirwa, E. C.; Stephenson, R.; Batzer, S. Review of the Jordan Rollover System (JRS) vis-a-vis other dynamic crash test devices, *Crashworthiness*, 2010, no. 15, p. 553–569.
77. EU Rollover Fifth Framework, *Improvement of rollover safety for passenger vehicles – Rollover scenarios in Europe work package 2 results: In depth accident analysis*, Contract No. G3RD-CT-2002-00802, European Union, Brussels, 2005.
78. Mao, M.; Chirwa, E. C.; Chen, T. Vehicle roof crush modelling and validation. *Proceedings of the 5th European LSDYNA 3D User's Conference*, ARUP, 2005 Paper 6c-19, Birmingham, UK.
79. Mao, M.; Numerical analysis of small European vehicle under rollover condition. *Proc. Inst. Mech. Eng. D J. Automobile Eng.* 219 (2005), p. 1369–1380.
80. Peng, Q.; Chirwa, E. C.; Yang, J. The newly updated FMVSS 216 roof crush modelling and analysis. *International Journal of Crashworthiness*, 2012, vol. 17, iss. 2, p. 195–207.
81. Friedman, K. and Hutchinson, J. Review of Existing Repeatable Vehicle Rollover Dynamic Physical Testing Methods. *ASME International Mechanical*

*Engineering Congress and Exposition*. October 31-November 6, 2008, Boston, Massachusetts, USA, 2008, 9. IMECE2008-68751. [žiūrėta 2012-02-18] [http://safetytestingintl.com/safetytestingintl.com/Resource\\_papers/Review\\_Existing.pdf](http://safetytestingintl.com/safetytestingintl.com/Resource_papers/Review_Existing.pdf)

82. Makaras, R. *Transporto inžinerijos studijų programos, automobilių ir traktorių teorijos metodiniai nurodymai*. Kaunas, 2010.

83. Apparatus and method for vehicle rollover crash testing. Inventors: Edward MOFFATT, Eddie COOPER. US patent US6651482 B1. 2003-11-25. [žiūrėta 2011-10-27]. Prieiga per internetą: <http://www.google.com.ar/patents/US6651482>

84. Friedman, K., Mihora, D., Hutchinson, J. Vehicle Roof Structure Design Evaluation Under Rollover Impact Conditions. *6th IASTED International Conference on Modeling, Simulation, and Optimization (MSO 2006)*, Gaborone, Botswana, 09/2006.

85. Mohan, P., Nagabhushana, V., Cing-Dao S., Riley, K.,J. Innovative Approach for Improving Roof Crush Resistance. *LS-dyna Anwenderforum*. Ulm, 2006, 10. [žiūrėta 2011-10-29]. Prieiga per internetą: <http://www.dynamore.de/en/downloads/papers/06-forum/papers/material-validation/innovative-approach-for-improving-roof-crush/view>

86. Genta, G. and Morello, L. *The Automotive Chassis vol.1: Components Design*. Torino: Springer, 2009. ISBN 978-1-4020-8674-8.

87. *Plieno lydinių apžvalga*. [žiūrėta 2012-02-18]. Prieiga per internetą: <http://www.autofieldguide.com/articles/070007.html>.

88. Yuen, S. C. K.; Nurick, G. N.; Strake, R. A. The energy absorption characteristics of double-cell tubular profile. *Latin American J of Solid and Structures*, 2008. Vol. 5, p. 289–317.

89. Dan Holt Automotive engineering Steel launches offensive 1995 november 20-21 104

90. *Priekinio susidūrimo testas*. [žiūrėta 2014-05-09]. Prieiga per internetą: <http://autogeeze.techgeezecom.netdna-cdn.com/wp-content/uploads/2014/03/Chevrolet-Cobalt-Crash-Test.jpg?37e5c3>.

91. Schmitt, A. Independent Research *Investigation of different roof strengthening methods to gain an elastically responding roof in static and dynamic rollover tests*, Aug. 31, 2009, NCAC library.

92. Scarff, R.; Mullen, K.; Corinchock, J. A. *Complete automotive estimating*.

93. Mani, A.; Lilley, K. Roof-crush strength improvement using rigid polyurethane foam. *Journal of Materials Engineering and Performance*, v7n4Springer-Verlag1998 511-514.

94. Toksoy, A. K.; Güden, M. The optimisation of the energy absorption of partially Al foam-filled commercial 1050H14 and 6061T4 Al crash boxes. *International Journal of Crashworthiness*, 2011, vol. 16, iss. 1, p. 97–109.

95. Kallina, I., et. al. The offset crash against a deformable barrier, a more realistic frontal impact. *The 14th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles*, Munich, Germany, 1994.

96. Chung-Kyu Park, *et. al.* Crashworthiness of composite inserts in vehicle structure. *International Journal of Crashworthiness*, 2012, vol. 17, iss. 6, p. 665–675.
97. Tahan, F.; Digges, K.; Mohan, P. Study of Vehicle Rollovers to Various Initial Conditions. *National crash analysis center*. April 2010. 14 p.
98. *Steels*. [žiūrēta 2011-10-11]. Prieiga per internetą: [http://www.steel.org/sitecore/content/Autosteel\\_org/Web%20Root/Research/AHSS%20Data%20Utilization.aspx](http://www.steel.org/sitecore/content/Autosteel_org/Web%20Root/Research/AHSS%20Data%20Utilization.aspx).
99. Bloch, B. On the safe side. *Crash Test Technology International*: 4–8. 2009.
100. Henderson, M., Paine, M. Passenger Car Roof Crush Strength Requirements. 1998. [žiūrēta 2012-02-11]. Prieiga per internet1: [https://www.infrastructure.gov.au/roads/safety/publications/1998/pdf/Roof\\_Crush.pdf](https://www.infrastructure.gov.au/roads/safety/publications/1998/pdf/Roof_Crush.pdf)
101. Friedman, K. and Hutchinson, J. Comparison of the jordan rollover system with an over the ground rollover. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. October 31-November 6, 2008, Boston, Massachusetts, USA, 2008, 6. IMECE2008-68751. Prieiga per internetą: <http://science.fire.ustc.edu.cn/download/download1/paper/proceedings/ASME2008/data/pdfs/trk-18/IMECE2008-68876.pdf>
102. Vehicle rollover test fixture. Inventors: Donald FRIEDMAN, Acen JORDAN. US patent US 7373801 B2. 2008-05-20. [žiūrēta 2011-10-27]. Prieiga per internetą: <http://www.google.com.tr/patents/US7373801>.
103. Vehicle rollover test fixture. Inventors: Donald FRIEDMAN, Acen JORDAN. US patent US7950268 B2. 2011-05-31. [žiūrēta 2011-10-27]. Prieiga per internetą: <http://www.google.com.ar/patents/US7950268>
104. Digges, K. H.; Eigen, A. M. Crash attributes that influence the severity of rollover crashes. *18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, 2003
105. Friedman, D.; Chng, D. Human subject experiments in occupant response to rollover with reduced headroom. *SAE*, 1998
106. Brumbelow, M. L.; Teoh, E. R. Roof strength and injury risk in rollover crashes of passenger cars and suvs. *ESV*, 2009.
107. Hight, P.; Siegel, A.; Nahum, A. Injury Mechanisms in Rollover Collisions. *Procc. 16\* Stapp Car Crash Conference*, Michigan, 8–10 Nov., 1972.
108. Livermore Software Technology Corporation. LS-DYNA Keyword User's Manual, 2006. 2500 p.
109. Леонтьев, Н. Л. *Техника статистических вычислений*. Москва: Лесная промышленность, 1966. 249 с.
110. Livermore Software Technology Corporation. LS-DYNA Theoretical Manual, 1998. 498 p.
111. DOE offers Severstal a \$730M conditional loan commitment for project to manufacture automotive advanced high strength steel. *Green Car Congress*. 13 July 2011. [žiūrēta 2012-11-21]. Prieiga per internetą: <http://www.greencarcongress.com/2011/07/doe-offers-severstal-a-730m-conditional-loan-commitment-for-project-to-manufacture-automotive-advanc.html>.

112. Cooper, E. R., *et. al.* Repeatable Dynamic Rollover Test Procedure with Controlled Roof Impact. *Society of Automotive Engineers*. Paper No. 2001- 01-0476. Exponent Failure Analysis Associates, Inc., Phoenix: 2001.
113. Friedman, D.; Nash, C. E. Measuring rollover roof strength for occupant protection. *International Journal of Crashworthiness*, 2003, vol. 8, iss 1, p. 97–105.
114. Office of the Federal Register. 1971. Federal Register, vol. 36, no. 236, pp. 23299–23300. National Highway Traffic Safety Administration – Final rule. Docket no. 2-6, Notice 5; 49 CFR Part 571 – Motor Vehicle Safety Standards. Washington, DC: National Archives and Records Administration.
115. Office of the Federal Register. 1991. Federal Register, vol. 56, no. 74, pp. 15510–15517. National Highway Traffic Safety Administration – Final rule. Docket no. 89-22, Notice 03; 49 CFR Part 571 – Federal Motor Vehicle Safety Standards, Roof Crush Resistance. Washington, DC: National Archives and Records Administration
116. Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 216 - Roof Crush Resistance. 49 CFR Parts 571 and 585, May 12, 2009 – Federal Motor Vehicle Safety Standards, Roof Crush Resistance. Washington, DC: National Archives and Records Administration
117. Technical Summary. Development & Validation of a Finite Element Model for the 1997 Geo Metro Passenger Sedan. NCAC 2007-T-008, December, 2008. [žiūrēta 2013-01-09]. Priēiga per internetu: <http://www.ncac.gwu.edu/research/pubs/NCAC-2007-T-008.pdf>

## MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS

### STRAIPSNIAI

#### Mokslinės informacijos instituto (isi) pagrindinio sąrašo leidiniuose

1. Dzerkelis, Vytautas; Bazaras, Žilvinas; Sapragonas, Jonas; Lukoševičius, Vaidas. Investigation of the experimental car body in static bending and torsion // *Mechanika / Kauno technologijos universitetas, Lietuvos mokslų akademija, Vilniaus Gedimino technikos universitetas*. Kaunas : KTU. ISSN 1392-1207. 2012, T. 18, nr. 4, p. 392-397. [Science Citation Index Expanded (Web of Science); INSPEC; Compendex; Academic Search Complete; FLUIDEX; Scopus; 0,250].
2. Dzerkelis, Vytautas; Bazaras, Žilvinas; Lukoševičius, Vaidas. Investigation of the influence of A-pillar on passive safety of a vehicle in case of rollover// *Transport/ (Accepted)*

#### **Kituose Mokslinės informacijos instituto (ISI) duomenų bazėse referuojamuose leidiniuose [Proceedings ir kt.]**

1. Dzerkelis, Vytautas; Sapragonas, Jonas. Defining of vehicle rollover parameters // *Transport Means - 2011 : proceedings of the 15th international conference, October 20-21, 2011, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, IFToMM National Committee of Lithuania, SAE Lithuanian Branch, The Division of Technical Sciences of Lithuanian Academy of Sciences, Klaipėda University, Vilnius Gediminas Technical University*. Kaunas : Technologija. ISSN 1822-296X. 2011, p. 229-235. [Conference Proceedings Citation Index; 0,500].
2. Dzerkelis, Vytautas; Bazaras, Žilvinas; Zelenius, Vytautas. Investigation of the hardness of the welded joints of the car's construction // *Intelligent technologies in logistics and mechatronics systems, ITELMS'2012 : proceedings of the 7th international conference, May 03-04, 2012, Panevėžys, Lithuania / Kaunas University of Technology Panevezys Institute, Panevezys Technology and Science Park, Intelligent Transport Systems, Poland, Tallin University of Technology, Riga Technical University*. Kaunas : Technologija, 2012. ISBN 9786090205716. p. 62-65. [Conference Proceedings Citation Index; 0,333].
3. Dzerkelis, Vytautas; Zelenius, Vytautas; Bazaras, Žilvinas. Investigation of car roof a-pillar repair // *Transport Means - 2012 : proceedings of the 16th international conference, October 25-26, 2012, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, IFToMM National Committee of Lithuania, Lithuanian Society of Automotive Engineerings, The Division of Technical Sciences of Lithuanian Academy of Sciences, Klaipėda University, Vilnius Gediminas Technical University*. Kaunas : Technologija. ISSN 1822-296X. 2012, p. 259-262. [0,333].
4. Šležas, Antanas; Dzerkelis, Vytautas. Research of A-pillar reinforcement structure in rollover crashes // *Transport Means - 2012 : proceedings of the 16th*

international conference, October 25-26, 2012, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, IFToMM National Committee of Lithuania, Lithuanian Society of Automotive Engineerings, The Division of Technical Sciences of Lithuanian Academy of Sciences, Klaipėda University, Vilnius Gediminas Technical University. Kaunas : Technologija. ISSN 1822-296X. 2012, p. 270-272. [0,500].

### **Kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose**

#### **Konferencijų pranešimų medžiagoje**

1. Dzerkelis, Vytautas; Bazaras, Žilvinas. Research of loads distribution on a car roof elements with changing operating angles // ITS 2013 : proceedings in Intelligent Transportation Systems 2013, August 26-30, 2013 (virtual conference). Zilina : University of Zilina, 2013. ISBN 9788055407630. p. 53-56. [0,500].

## PRIEDAI

### P.1 Matlab programa automobilio stogo elementų veikiančioms apkrovoms nustatyti

```
close all
clear all
clc
F=100; %Jėga veikianti stogą
beta= 114; %Kampas tarp stogo priekio profilio ir priekinio statramsčio ziurint is
automobilio priekio
gama=112; %Kampas tarp stogo soninio profilio ir priekinio statramsčio ziurint is
automobilio sono
for alfa=1:1:90; %Kampas tarp stogo priekio profilio ir ir jegos F (ziurint is priekio)
    for fi=1:1:90; %Kampas tarp stogo soninio profilio ir ir jegos F (ziurint is sono)
        K_alfa(alfa)=alfa;
        K_fi(fi)=fi;
        %pirmas etapas
        beta1=alfa;
        gama1=180-beta;
        alfa1=180-beta1-gama1;
        Fson=(F*sin(beta1*3.14/180))/sin(gama1*3.14/180);
        %antras etapas
        alfa2=gama-fi;
        beta2=180-gama;
        omega2=fi;
        Fss(alfa,fi)=(Fson*sin(alfa2*3.14/180))/sin(beta2*3.14/180);
        Fap(alfa,fi)=(Fson*sin(omega2*3.14/180))/sin(beta2*3.14/180);
        %trečias etapas
        alfa3=fi;
        beta3=gama-fi;
        omega3=180-alfa3-beta3;
        Fstikloprojekcija=(F*sin(alfa3*3.14/180))/sin(omega3*3.14/180);
        %ketvirtas etapas
        omega4=alfa;
        alfa4=beta-alfa;
        beta4=180-omega4-alfa4;
        Fsp(alfa,fi)=(Fstikloprojekcija*sin(alfa4*3.14/180))/sin(beta4*3.14/180);
        Fap(alfa,fi)=(Fstikloprojekcija*sin(omega4*3.14/180))/sin(beta4*3.14/180);
    end
end
F_ss=Fss
F_ap=Fap
F_sp=Fsp
alfa=K_alfa
```



```

fi=K_fi
surf(alfa,fi,F_ss)
axis([0 90 0 90 0 120])
xlabel('alfa, laipsniais');
ylabel('fi, laipsniais');
zlabel('F_ss, %');
figure
surf(alfa,fi,F_ap)
axis([0 90 0 90 0 120])
xlabel('alfa, laipsniais');
ylabel('fi, laipsniais');
zlabel('F_ap, %');
figure
surf(alfa,fi,F_sp)
axis([0 90 0 90 0 120])
xlabel('alfa, laipsniais');
ylabel('fi, laipsniais');
zlabel('F_sp, %');

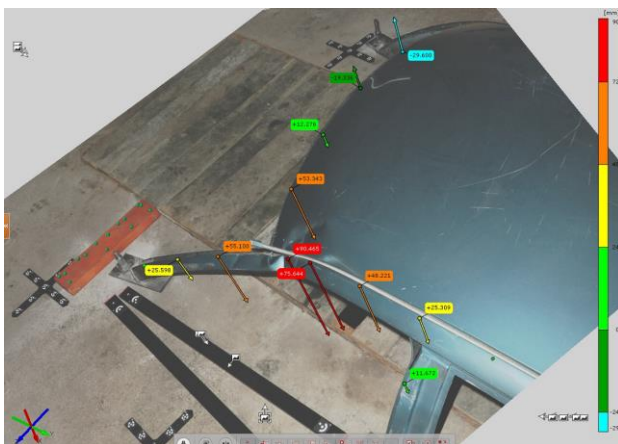
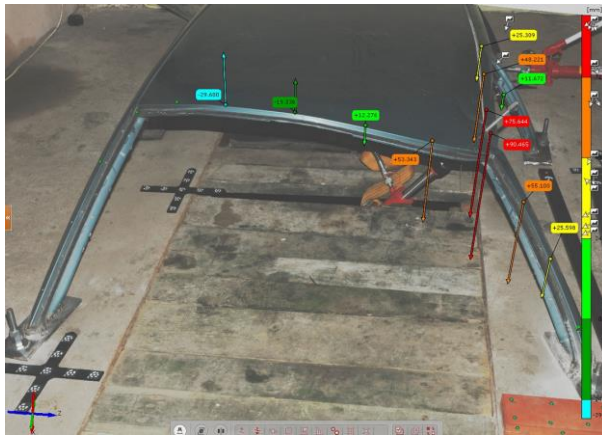
```

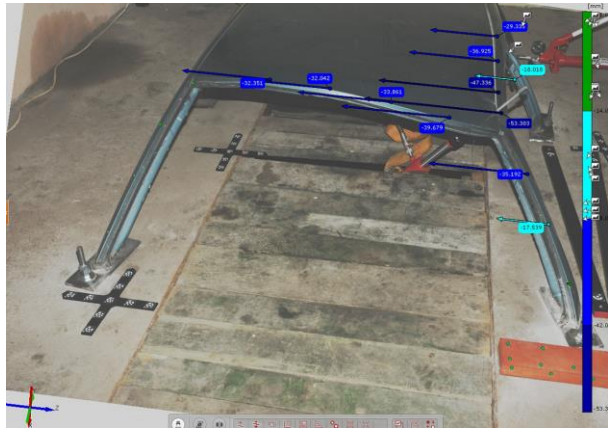
**P.2 lentelė. Kvazistatinio automobilio stogo deformavimo slėgio ir poslinkio vertės**

| Pirmas bandymas |               | Antras bandymas |               | Trečias bandymas |               |
|-----------------|---------------|-----------------|---------------|------------------|---------------|
| Slėgis          | Poslinkis, mm | Slėgis          | Poslinkis, mm | Slėgis           | Poslinkis, mm |
| 0               | 0             | 0               | 0             | 0                | 0             |
| 5               | 1             | 5               | 2             | 5                | 0             |
| 10              | 2             | 10              | 3             | 10               | 1             |
| 15              | 3             | 15              | 5             | 15               | 2             |
| 20              | 6             | 20              | 7             | 20               | 4             |
| 25              | 10            | 25              | 12            | 25               | 8             |
| 30              | 14            | 30              | 15            | 30               | 12            |
| 35              | 18            | 35              | 18            | 35               | 15            |
| 40              | 21            | 40              | 20            | 40               | 17            |
| 45              | 23            | 45              | 22            | 45               | 19            |
| 50              | 27            | 50              | 27            | 50               | 21            |
| 55              | 30            | 55              | 31            | 55               | 25            |
| 60              | 34            | 60              | 36            | 60               | 29            |
| 65              | 43            | 65              | 42            | 65               | 35            |
| 70              | 58            | 70              | 52            | 70               | 42            |
| 68              | 63            | 70              | 69            | 72               | 55            |
| 68              | 75            | 68              | 82            | 70               | 61            |

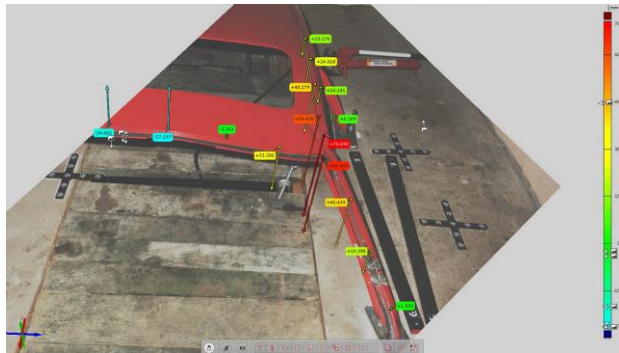
|    |     |    |     |    |     |
|----|-----|----|-----|----|-----|
| 65 | 80  | 68 | 87  | 70 | 66  |
| 62 | 98  | 65 | 92  | 68 | 80  |
| 61 | 112 | 62 | 112 | 68 | 85  |
| 60 | 125 | 60 | 127 | 65 | 86  |
|    |     |    |     | 65 | 96  |
|    |     |    |     | 64 | 105 |
|    |     |    |     | 63 | 109 |
|    |     |    |     | 62 | 115 |
|    |     |    |     | 62 | 120 |

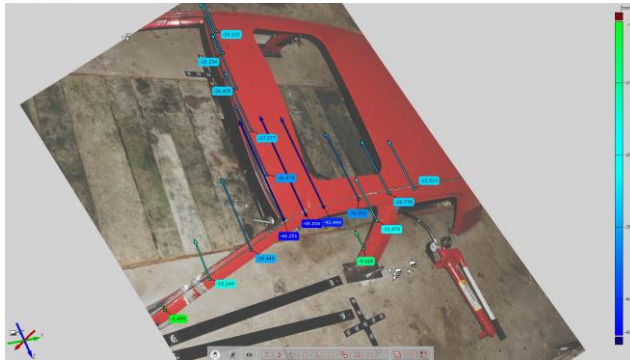
**P.3 pav. Deformuotų automobilio stogų būdingų taškų poslinkiai (gamyklinė konstrukcija)**





**P.4 pav. Deformuotų automobilio stogų būdingų taškų poslinkiai (konstrukcija su suvirinimo siūlėmis išdėstytomis pagal 1 modelį)**





**P.5 pav. Deformuotų automobilio stogų būdingų taškų poslinkiai (konstrukcija su suvirinimo siūlėmis išdėstytomis pagal 3 modelį)**



