



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

**Lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos
deformatyvumo tyrimas**
Baigiamasis magistro projektas

Justas Šateika
Projekto autorius

Dr. Danas Garuckas
Vadovas

Panevėžys, 2018



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

Lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos deformatyvumo tyrimas

Baigiamasis magistro projektas
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

Justas Šateika
Projekto autorius

Dr. Danas Garuckas
Vadovas

Recenzentas / Recenzentė

Panevėžys, 2018



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas
Justas Šateika

Lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos deformatyvumo tyrimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad mano, Justo Šateikos, baigiamasis projektas tema „Lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos deformatyvumo tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

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

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETO
PANEVĖŽIO TECHNOLOGIJŲ IR VERSLO FAKULTETO
TECHNOLOGIJŲ IR VERSLUMO KOMPETENCIJŲ CENTRAS**

TVIRTINU
TVKC vadovė
Nida Kvedaraitė

BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Diplomantui **Justui Šateikai, PMT-6 grupė**

Baigiamojo projekto tema (lietuvių kalba) Lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos deformatyvumo tyrimas

Baigiamojo projekto tema (anglų kalba) Investigation of Deformability of the Car Frame Traverse Beam

Patvirtinta 2018 m. kovo mėn. 30 d. dekanı potvarkiu Nr. V25-13-12-1.

Irišto baigiamojo projekto pateikimo į TVKC terminas iki 2018 m. gegužės 31 d.

Duomenys, reikalavimai ir sąlygos baigiamajam projektui

Ištirti pasirinkto lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos deformatyvumą skaitiniais metodais. Skaičiavimų rezultatus įvertinti ir palyginti su eksperimentais gautais rezultatais.

Tyrimo objektas – VW Passat apsauginė sija. Eksperimentinius tyrimus atlikti su naujomis ir atitiesintomis sijomis. Įvertinti skaitiniais metodais ir eksperimentiškai gautus duomenis.

Baigiamojo projekto turinys / struktūra (išvardinti pagrindines BP dalis / uždavinius / klausimus, kurie turi būti atskleisti baigiamajame projekte)

Literatūros apžvalgos skyriuje apžvelgti Lietuvoje ir užsienyje atliekamus aktualius deformatyvumo tyrimus. Antrame skyriuje atlikti VW Passat apsauginės sijos modeliavimą.

Nustatyti sijos mechanines charakteristikas, orientacines ribines apkrovų vertes analitiniu metodu ir baigtinių elementų metodu. Pasigaminti sijų bandymo stendą ir atlikti eksperimentus su realiomis sijomis. Trečiame skyriuje pateikti eksperimentinių tyrimų rezultatus ir juos aptarti. Ketvirtajame skyriuje atlikti eksperimentais ir skaitiniu metodu gautų rezultatų analizę. Pateikti išvadas.

Vadovas

dr. Danas Garuckas

(parašas, pareigos, vardas, pavardė)

Užduotį gavau

Justas Šateika

(studento parašas, vardas, pavardė)

2018 m. mėn. d.

Šateika, Justas. Lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos deformatyvumo tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas dr. Danas Garuckas; Kauno technologijos universitetas, Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas.

Studijų kryptis ir sritis: sausumos transporto inžinerija, technologijos mokslai.

Reikšminiai žodžiai: skersinė sija, lenkimas, deformacijos.

Panevėžys, 2018. 54 p.

SANTRAUKA

Senas autoparkas, nekvalifikuoti meistras ir noras sutaupyti saugumo sąskaita lemia, jog keliuose važinėja daug nesaugių automobilių. Po eismo įvykio tiesinamos ne tik apdailos detalės, bet ir apsauginės lengvojo automobilio kėbulo pusrėmio konstrukcijos.

Dažniausiai pasitaikantis eismo įvykis – smūgis į priekinę automobilio dalį. Pirmiausia yra apgadinama lengvojo automobilio kėbulo skersinė sija. Nepaisydami gamintojo rekomendacijų, meistras šiuos elementus tiesina ir vėl montuoja į automobilius. Dažniausiai niekas net nesusimąsto, kaip toks ištiesintas elementas atlaikytų pakartotinį smūgį.

Šio tyrimo metu nagrinėjamos buferio sijos konstrukcijos savybės pakartotinės deformacijos metu. Tyrimo objektas – vieno populiariausio automobilio Lietuvoje, *VW Passat* buferio apsauginė sija. Literatūros apžvalgos metu pasirinktas statinis buferio sijų tyrimo metodas matuojant deformacijų priklausomybę nuo veikiančios apkrovos. Pagal šio elemento 3D modelį atliktas apkrovos modeliavimas baigtinių elementų metodu, nustatytos teorinės maksimalios apkrovos bei įtvirtinimo įtaka galutiniams tyrimo rezultatams.

Pagrindiniai tyrimo duomenys gauti eksperimentiškai, atlikus pusrėmio skersinių sijų lenkimo bandymus. Lenkimo bandymas atliktas hidrauliniu presu *Walter bai*. Reikiamo įtvirtinimo standumui užtikrinti lenkimo metu panaudotas specialus sijų įtvirtinimo stendas, parinkta tinkama plieninė atrama. Pagal gautus eksperimento duomenis nustatyta, kaip pasikeitė šių smūgių sugeriančių elementų stiprumas. Kėbulo pusrėmio skersines lenkiant antrą kartą, maksimalios apkrovos 26–29 procentais mažesnės, negu lenkiant nedeformuotas sijas. Pakartotinis ištiesintų elementų panaudojimas dėl reikšmingai pasikeitusių savybių nerekomenduojamas, trumpalaikė ekonominė nauda padidina sužeidimų riziką ir gali atnešti didesnius nuostolius eismo įvykio metu.

Šateika, Justas. Investigation of Deformability of the Car Frame Traverse Beam. Master's Final Degree Project / supervisor dr. Danas Garuckas; Panevėžys Faculty of Technologies and Business, Kaunas University of Technology.

Study field and area: Overland Transport Engineering, Technology Sciences.

Keywords: traverse beam, bending, deformation.

Panevėžys, 2018. 54.

SUMMARY

Old car fleets, unskilled auto mechanics and the desire to save money at the expense of safety make the road run a lot of unsafe cars. After the traffic accident, not only the trim details are straightened, but also the protective car bumper frame parts.

The most common traffic accident is an impact to the front of the car. First of all, the transverse beam of the passenger car is damaged. Despite the manufacturer's recommendations, auto mechanics straighten and reinsert these elements into cars again. In most cases, nobody even contemplates how a straightened element would withstand a second impact.

This investigation examines the properties of the bumper structure during re-deformation. The object of the investigation is bumper beam of the *VW Passat*, one of the most popular car in Lithuania. In the literature review, a static method of modeling the buffer beams was chosen, measuring the deformation dependence on the working load. According to the 3D model of this element, load simulation was performed using finite element method, the theoretical maximum load and the effect of fixation on the final research results were determined.

The main findings of the study are obtained experimentally, after bending tests of bumper beams. Bending test carried out in a hydraulic press *Walter Bai*. For the stiffening of the required fastening, a special beam fixing bench has been used for bending, a suitable steel support has been selected. According to the experimental data obtained, the strength of these shock absorbing elements has been changed. Car beam traverse beam bending the second time, the maximum load of 26 to 29 percent lower than first time. Reuse of straightened elements due to significant changes in properties is not recommended, short-term economic benefits increase the risk of injuries and can lead to higher losses during a traffic accident.

TURINYS

Ižanga.....	7
1.Literatūros analizė.....	9
1.1 Automobilio kėbulo konstrukcija	9
1.2 Smūgio valdymo sistemos	10
1.3 Apsauginės buferio sijos paskirtis bei konstrukcija	12
1.4 Apsauginė buferio sijos irimo mechanika	15
1.5 Buferio sijos apkrovos modeliavimas	16
1.6 Eksperimento sąlygos	19
1.7 Literatūros analizės išvados	24
2. Tyrimo metodai ir įranga	25
2.1 Tyrimo objektas	25
2.2 Maksimalios apkrovos tyrimo metu	26
2.2.1 Projektinė jėga	27
2.2.2 Sijos įlinkio nustatymas	28
2.2.3 Sijos įlinkis išsitiesinant	28
2.2.4 Jėga, reikalinga sijos ištiesinimui	28
2.2.5 Jėgos impulsas ir jėga	28
2.2.6 Tampriosios deformavimo zonos ribinė apkrova	29
2.3 Atramos parinkimas.....	30
2.4 Apsauginės buferio sijos įtvirtinimo modeliavimas	33
2.5 Eksperimento stendo konstravimas	36
2.6 Eksperimento metu naudojama įranga	37
3. Tyrimo rezultatai	40
3.1 Eksperimento pradžia	40
3.2 Pirmojo lenkimo eksperimento rezultatai	44
3.3 Sijų ištiesinimas	47
3.4 Pakartotinio lenkimo eksperimentas	47
4. Rezultatų analizė	50
Išvados ir rekomendacijos	52
Literatūra	53

IŽANGA

Temos aktualumas. Lietuvos keliais važinėjantys automobiliai yra pakankamai seni, vidutinis jų amžius siekia 15 metų. Į eismo įvykį patekus naujam ar apynaujam automobiliui, jo remontas dažniausiai atliekamas oficialiose gamintojo atstovybėse, dėl tokio remonto kokybės abejonių nekyla. Tačiau kai eismo įvykyje dalyvauja senas automobilis, tinkamo remonto kaina dažniausiai viršija pačio vertę rinkoje.

Darbo problema. Eismo įvykyje nukentėjusio asmens automobilio techninė apžiūra panaikinama po draudimo ekspertų išvados, jog automobilio remontas yra netikslingas. Eismo įvykio kaltininko transporto priemonės likimas, jeigu ji neapdrausta kasko draudimu, yra tik jos savininko problema. Tokią transporto priemonę jis gali remontuoti pats arba patikėti neaiškios kvalifikacijos meistrui. Eismo įvykio metu padaroma žala, todėl žmonės stengiasi kuo labiau sumažinti finansinius nuostolius saugumo sąskaita – sugadintas detales bando tiesinti. Tiesinamos ne tik apdailos detalės (sparnai, variklio dangtis), bet ir smūgį sugeriantys elementai. Po tokio remonto nėra aišku, kaip šis elementas atliktų savo funkcijas pakartotinio eismo įvykio metu. Eismo įvykiuose dažnai pažeidžiama automobilio dalis – priekinio buferio apsauginė sija. Tai plieninė arba aliuminio lydinio konstrukcija, kuri pirmoji susiduria su kliūtimi.

Tyrimas atliekamas siekiant nustatyti tokio remonto patikimumą ir išsiaiškinti, ar trumpalaikės ekonominės naudos ieškojimas nekelia pavojaus saugumui bei netaps didesnės žalos priežastimi ateityje.

Darbo objektas. Tyrimo objektas – *VW Passat* (3B2 modelis) apsauginė buferio sija.

Darbo tikslas: ištirti buferio apsauginės sijos savybes pirmos deformacijos metu bei palyginti šiuos rezultatus esant pakartotinei deformacijai.

Siekiant tikslo reikėjo išspręsti šiuos **uždavinius:**

1. Išnagrinėti literatūroje pateiktą medžiagą apie buferio apsauginės sijos konstrukcijas, medžiagas, savybes bei jų tyrimo metodikas.
2. Pasirinkti automobilio modelį;
3. Pagal šio automobilio apsauginės sijos geometriją pasidaryti jos 3D modelį;
4. Apskaičiuoti planuojamas maksimalias apkrovas, kurias šis elementas gali atlaikyti;
5. Atlikti apkrovos modeliavimą sveikam elementui;
6. Parinkti tinkamą atramą elemento lenkimo bandymui po hidrauliniu presu;

7. Kuo tiksliau atkurti lenkiamo elemento įtvirtinimo standumą;
8. Bandymą atlikti su sveikomis apsauginėmis sijomis;
9. Bandymą pakartoti su ištiesintomis apsauginėmis sijomis.
10. Gautus rezultatus palyginti su teoriniais, nustatyti, kaip pasikeitė tiriamų sijų savybės jas lenkiant pakartotinai.
11. Pateikti išvadas bei rekomendacijas.

Darbą sudaro įžanga, 4 skyriai, išvados ir rekomendacijos, naudotos literatūros sąrašas, 52 paveikslai, 7 lentelės. Darbo apimtis – 54 puslapiai. Literatūros sąrašą sudaro 28 šaltiniai.

Konferencijose skaityti pranešimai:

Pranešimas tema „*Lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos deformatyvumo tyrimas*“ studentų mokslinėje konferencijoje „Technologijų ir verslo aktualijos – 2018“. Panevėžys: Kauno Technologijos Universitetas, 2018 m. gegužės 4 d.

1.LITERATŪROS ANALIZĖ

1.1 Automobilio kėbulo konstrukcija

Kėbulas – pagrindinė automobilio dalis, prie kurios tvirtinama pakaba, transmisija, variklis. Kėbulas suteikia estetinį vaizdą automobiliui, eismo įvykio metu turi apsaugoti keleivius bei padaryti kuo mažesnę žalą pėstiesiems.

Po automobilio kėbulo dizaino detalėmis yra sudėtinga pusrėmio konstrukcija. Inžinieriams, projektuojantiems automobilių kėbulus, tenka spręsti 2 pagrindinius uždavinius: kaip padidinti kėbulo saugumą, bet tuo pačiu metu sumažinti bendrą kėbulo svorį. Šiam tikslui pasiekti naudojamos įvairių lengvų medžiagų – dažniausiai aliuminio ar anglies pluošto konstrukcijos.

Automobiliai didžiąsą laiko dalį praleidžia važiuodami tiesiai, todėl eismo įvykiai, kurių metu smūgis tenka priekinei arba galinei transporto priemonės daliai yra dažniausi. Šiame darbe pagrindinį dėmesį skirsiu būtent priekinės automobilio kėbulo dalies smūgio metu tyrimui.

Automobilio priekyje sumontuotos sudėtingos smūgio valdymo sistemos vienu metu turi užtikrinti tiek pėsčiųjų, tiek automobilio keleivių saugumą.

1.1 pav. pateikiama suprastinta automobilio kėbulu perduodamos smūgio energijos schema: deformacinės zonos yra priekyje, gale bei šonuose, o salono erdvė yra tarsi saugus ir standus kevalas, turintis apsaugoti automobilio ekipažą.



1.1 pav. Smūgio energijos pasiskirstymas automobilio kėbule [1]

1.2 Smūgio valdymo sistemos

Projektuojant automobilius, svarbiausias uždavinys yra kaip įmanoma labiau sumažinti avarijos atsiradimo bei jos sukeltų padarinių pasekmes. Automobilių saugumo sistemos skirstomos į aktyvias ir pasyvas. Aktyvios sistemos dažniausiai yra įvairios elektroninės sistemos, kurios padeda išvengti eismo įvykio, o pasyvios sistemos skirtos švelninti jau įvykusios avarijos pasekmes.

Eismo įvykio pasekmių prioritetai skirstomi pagal tai, koku greičiu automobilis važiuo prieš įvykstant avarijai. Kai avarija įvyksta [2] :

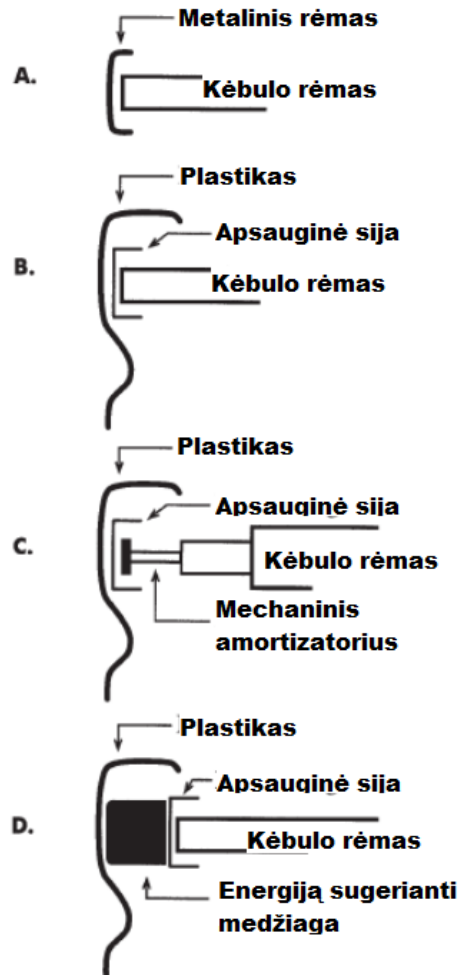
- Iki 15 km/h greičiu, pagrindinis tikslas yra sumažinti remonto išlaidas;
- 15–40 km/h greičiu, pagrindinis tikslas apsaugoti pėsčiuosius;
- Daugiau kaip 40 km/h greičiu, pagrindinis tikslas apsaugoti vairuotoją ir keleivius.

Terminas „Smūgio valdymo sistema“ dažniausiai naudojamas apibūdinti automobilio priekyje ir gale esantį struktūrinį modelį, sudarytą iš buferio ir atitinkamų priedų, sujungtų prie išilginės pusrėmio sijos. Tiek tarp priekinio, tiek tarp galinio buferio ir rėmo išilginės sijos montuojamas smūgį sugeriantis elementas „Crash box“. Ši sistema turi būti optimizuota, atsižvelgiant į visą pusrėmio konstrukciją, deformacijos charakteristikas, saugos elementus bei gniuždymo zonas. Šios priekinio (galinio) buferio sistemos tikslas:

- Absorbuoti energiją smūgio pradžioje ir nukreipti likusias jėgas į kitas, tam suprojektuotas pusrėmio vietas;
- Esant mažam ar vidutiniam greičiui, kuo labiau sumažinti bendrą žalos sumą, padarytą automobiliui;
- Avarijos metu, kai greitis didelis, jėgas nukreipti į tokias pusrėmio vietas, kad nesuirtų bendra kėbulo konstrukcija, sauganti vairuotoją ir keleivius;
- Užtikrinti, kad transporto priemonė atitiks keliamus saugumo reikalavimus, be kurių negalėtų būti parduodama daugelyje išsivysčiusių šalių.

Automobilio buferiai standartine įranga automobiliuose tapo 1925 m. [3]. Prieš 25-30m. automobilio priekiniai buferiai buvo tarsi atskira kėbulo dalis, aiškiai išlindę toliau nuo bendros kėbulo struktūros. Smūgį sugeriančių elementų beveik niekas nemontuodavo, tiesiog būdavo tarsi

metalinė sija automobilio priekyje. Šiais laikais automobilių buferiai yra tarsi kėbulo tęsinys, o jau po plastikinėmis detalėmis yra sumontuotos smūgio valdymo sistemos. Pagrindiniai buferių projektavimo principai:



1.2 pav. Pagrindiniai buferių tipai [2]

1.2 pav. A pateikta jau aptarta konstrukcija. Ji yra pati pavojingiausia pėstiesiams, be to, didelės jėgos, beveik nenuslopintos, perduodamos į automobilio kėbulą. 2 pav. B atraminė sija paslėpta po apdaila. Šiuolaikiniuose automobiliuose naudojama C arba D schema, kur smūgį absorbuoja metalinė konstrukcija arba tam skirta medžiaga. Taigi abibendrinant galima išskirti šias dalis, naudojamas šiuolaikinių automobilių smūgio valdymo sistemoje:

- Sija, kuri linksta ir plastiškai deformuojasi;
- Smūgį sugeriantis elementas, dar vadinamas „*crash box*“;
- Galimas ir hidraulinis dempferis, kuris po smūgio visiškai ar iš dalies atsistato;

- Elementų tvirtinimo taškai, atsižvelgiant į projektavimo metu pateiktus specifinius reikalavimus, gali deformuotis, bet gali ir išlikti nepakitę;
- Galimi putplasčio ar kitos energiją susugeriačios medžiagos intarpai.

1.3 Apsauginės buferio sijos paskirtis bei konstrukcija

Lengvojo automobilio skersinė pusrėmio sija turi būti suprojektuota taip, jog eismo įvykiui įvykus mažu greičiu žala kitoms detalėms būtų kuo mažesnė arba jos nebūtų [4]. Buferio sistemos visų pirma buvo sukurtos apsaugoti transporto priemonės variklį ir radiatorių. Šiuolaikinėse smūgio valdymo sistemose ši dalis turi atitikti žymiai daugiau keliamų reikalavimų. Pagrindinė buferio sijos paskirtis – transporto priemonės apsauga, kai eismo įvykis vyksta nedideliu greičiu, siekiant nepalikti jokių plastinių deformacijų, arba bent jau minimalias, taip išvengiant nereikelingų išlaidų remontui. Kita, ne mažiau svarbi šios dalies paskirtis – apsaugoti pėsčiuosius, o konkrečiau – padaryti kuo mažesnę žalą pėsčiojo kojoms. (1.3 pav).



1.3 pav. Buferio sijos tyrimas susidūrimo su pėsčiuoju atveju [5]

Nepaisant individualių gamintojo sprendimų, buferio sija turi atitikti Europoje galiojančias teisės aktų nuostatas ECE R-42. Atliekamas testas važiuojant ne didesniu nei 8 km/h greičiu ir trenkiamasi į sieną arba stulpą [2]. Deformuotis ir smūgį absorbuoti turi tik ši sija, kiti elementai turi išlikti nepakitę.

Nuo 2010m. draudimo kompanijų iniciatyva atliekamas dar vienas testas, kurio metu matuojama, kokia žala yra padaroma transporto priemonei, kai ši, važiuodama 10 km/h greičiu

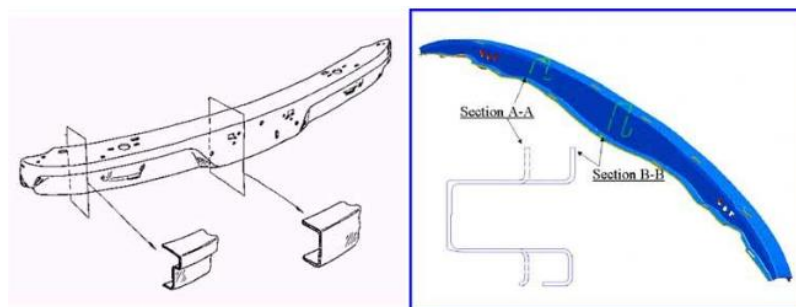
trenkiasi į 100mm pločio užtvarą. Šio testo tikslas-absorbuoti smūgio energiją kliučiai nepatekus į automobilio kėbulo ribą. Šio testo metu apkrova tenka taip pat būtent buferio sijai.



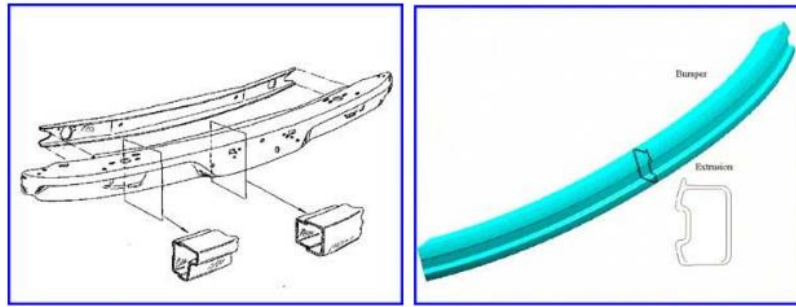
1.4 pav. Buferio sijos testas, įvertinama žala automobiliui [6]

Važiuojanti daugiau kaip 64 km/h greičiu, pėsčiųjų saugumui keliamus reikalavimus reglamentuoja Euro NCAP [2]. Eismo įvykiui įvykus važiuojant tokiu greičiu žala yra neišvengiama, tačiau priekinė buferio sija turi užtikrinti, jog žala būtų padaroma kaip įmanoma mažiau kitoms kėbulo dalims, pvz. nesugadintas variklio gaubtas ar sparnai.

Buferių sijos formos būna labai skirtingos, tačiau galima išskirti 2 pagrindinius tipus: uždaro ir atviro tipo. Europoje dažniausiai naudojamos atviro tipo buferių sijos, o JAV – uždaro.



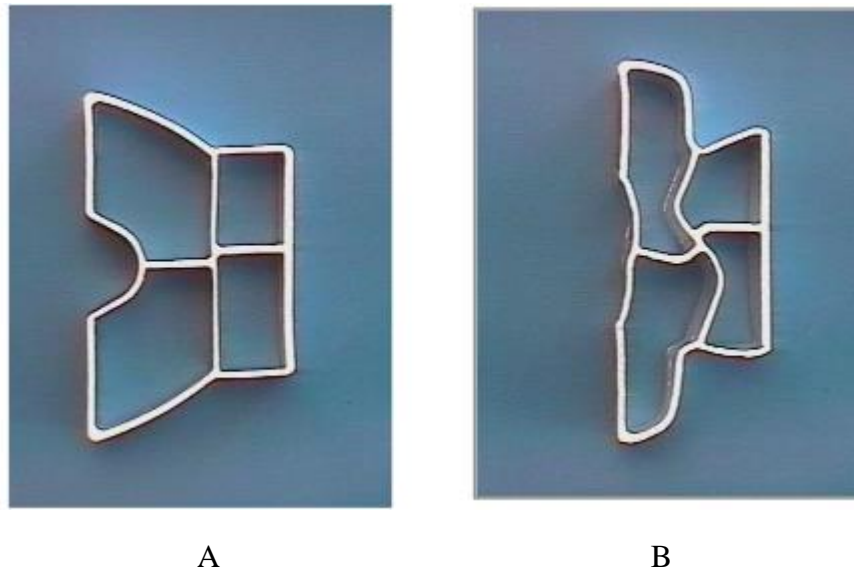
1.5 pav. Atvirojo tipo buferio apsauginė sija [2]



1.6 pav. Uždarojo tipo buferio apsauginė sija [2]

Buferio sijos skerspūvio forma dažniausiai priekinėje dalyje bei kraštuose būna skirtinga, taip pasiekiamas maksimalus stiprumas įvairių smūgių metu.

Kitas variantas – daugiakamerinės sijos. Uždaroje sijoje yra ne tuščia erdvė, o speciali struktūra. Tokiu atveju sija mažiau deformuojasi, nes jos viduje esanti struktūra absorbuoja energiją. Tokia sijos konstrukcija prisideda prie griežtų saugumo reikalavimų įgyvendinimo. Pasinaudojus kompiuterinėmis projektavimo programomis, gali būti parenkama individuali struktūra, kuri specialiuose testuose pasirodys žymiai geriau, negu sijos be tokios struktūros. Taip pat papildomos sekcijos užtikrina sijos tvirtumą ir esant projektavimo metu nenumatytiems, sudėtingiems smūgiams. Tačiau tokių sijų gamyba žymiai sudėtingesnė (reikalingos sudėtingos formavimo bei lankstymo procedūros) bei būtinas specialus aliuminio lydinys (EN AW-6008 arba EN AW-6082).

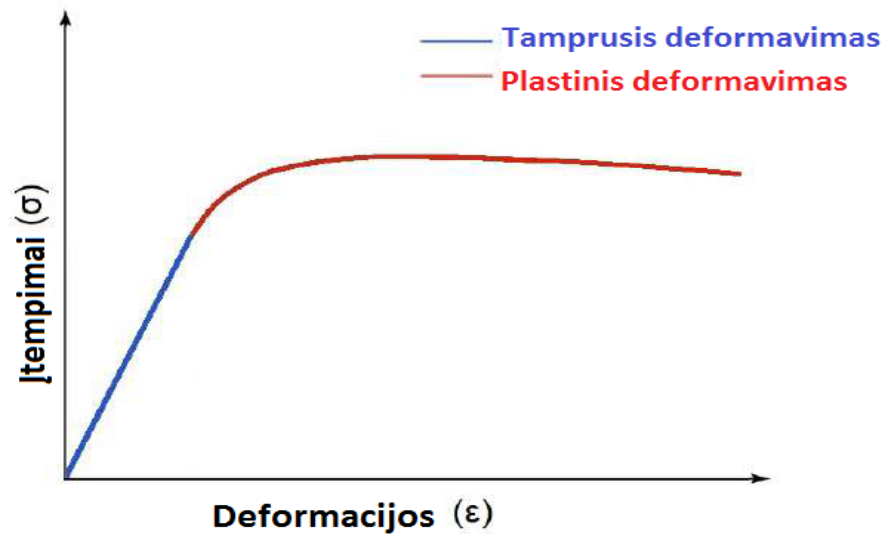


1.7 pav. Daugiakamerinės sijos skerspjūvio profilis prieš smūgį (A) ir po jo (B) [2]

1.4 Apsauginė buferio sijos irimo mechanika

Eismo įvykio metu arba atliekant eksperimentą, tiriamas objektas bus deformuojamas 3 etapais [7]:

1. Tamprus deformavimas;
2. Pusiau tamprus, pusiau plastinis deformavimas;
3. Plastinis deformavimas.



1.8 pav. Sijos deformacijos [6]

Tampriojo deformavimo metu smūgio kinetinė energija K_i beveik be nuostolių perduodama buferio apsauginei sijai. Šiame etape objektas neatlieka savo funkcijos absorbuoti smūgio energiją. Prasidėjus plastinėms deformacijoms, kinetinė energija sunaudojama buferio sijos konstrukcijai suardyti, todėl į kitus kėbulo elementus patenka jau mažesnis kinetinės energijos K_f kiekis.

1 lentelė

Kinetinės energijos perdavimas [7]

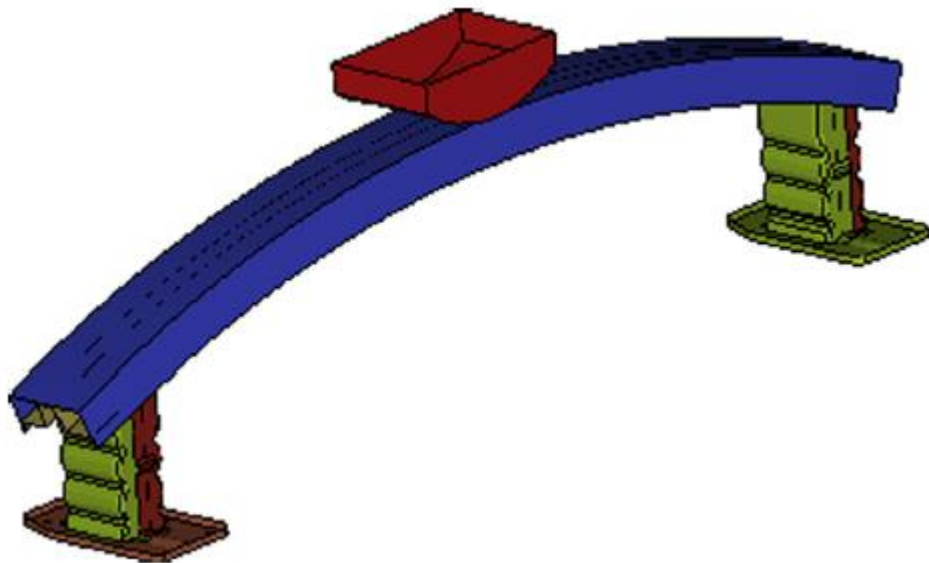
Deformacijos tipas	Sąlygos
Tamprus	$K_i = K_f$
Plastinis	$K_i < K_f$
Pusiau tamprus	$K_i < K_f$ ir $\Delta K = K_i - K_f$

1.5 Buferio sijos apkrovos modeliavimas

Literatūroje pateikta įvairių buferio sijos apkrovos modeliavimo pavyzdžių. Dažniausiai modeliavimas atliekamas norint parinkti optimaliausią sijos konstrukciją, medžiagas ar užpildymą. Pagrindiniai skaitinio modeliavimo etapai [8]:

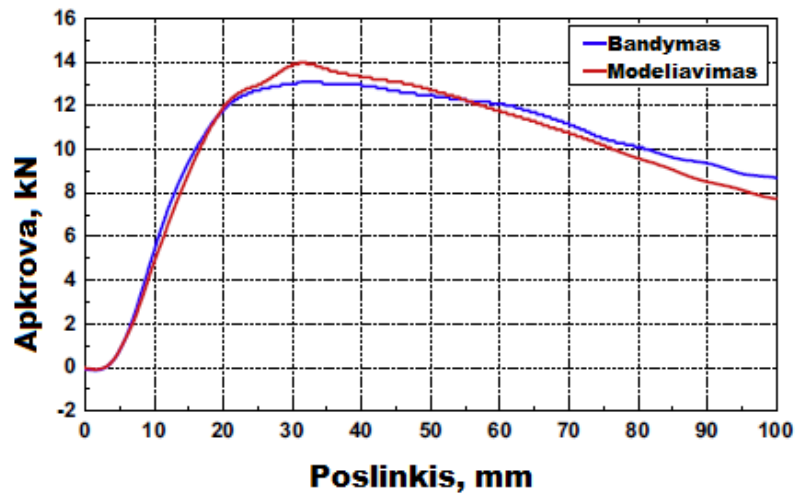
1. Sudaromas tiriamo objekto modelis;
2. Parenkamos apkrovos bei kitos tyrimo sąlygos;
3. Gautų rezultatų analizė.

Smūgis į centrinę buferio sijos dalį yra pavojingiausias, šioje vietoje nėra atramų į kėbulą. Nagrinėjant apsauginės sijos savybes, nereikėtų modeliuoti susidūrimo su siena, tokiu atveju svarbesnė kėbulo konstrukcija bei jos deformacinės zonos. Sijos modeliavimui geriausia naudoti apvalią kliūtį (stulpą, medį).



1.9 pav. Buferio sijos bandymo modelis [9]

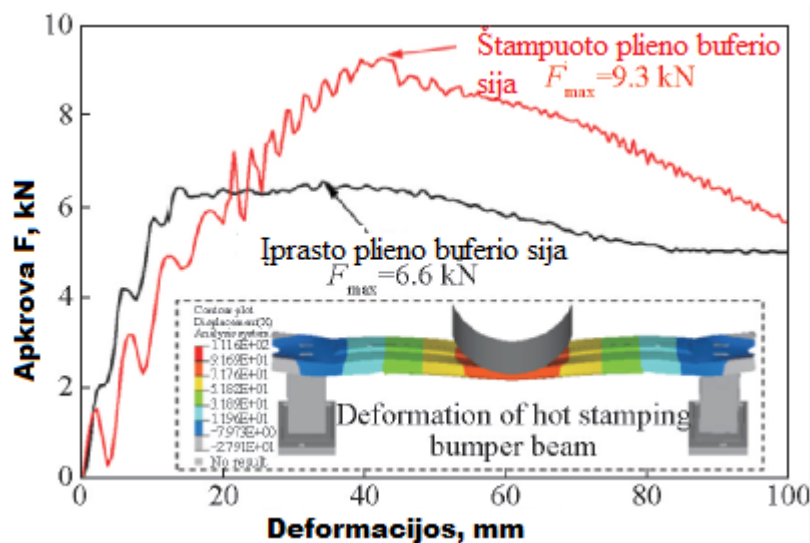
Atliekant virtualų modeliavimą ne visos aplinkybės gali būti įvertintos ir modeliavimas idealiai neatitiks realiose sąlygose vykstančio proceso. Jei yra galimybė, reikėtų atlikti eksperimentą ir rezultatus palyginti, ar nėra didelio nesutapimo. 1.9 pav. pavaizduoto buferio sijos modelio lenkimo bandymo rezultatas pateiktas 1.10 pav. grafike. Rezultatai tiksliai nesutampa, tačiau žymaus skirtumo taip pat nėra. Grafike pateikta poslinkio priklausomybė nuo apkrovos. Apkrovai didėjant iki 12 kN priklausomybė yra beveik tiesinė, galioja Huko dėsnis, vyksta tamprusis deformavimas. Viršijus 12 kN ribą prasideda plastinės deformacijos.



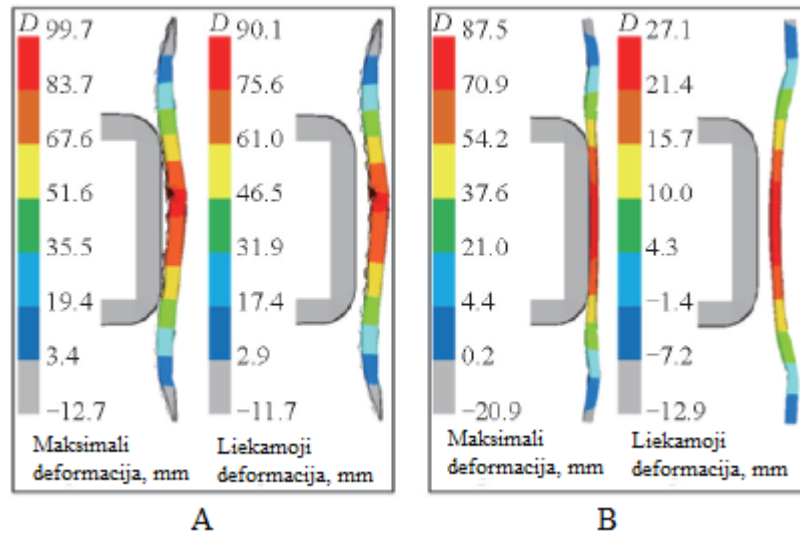
1.10 pav. Buferio sijos lenkimo modeliavimo bei eksperimento rezultatų grafikas [9]

Buferio sijos medžiagos savybės turi reikšmingą įtaką modeliavimo rezultatams.

Būtina kuo tiksliau nustatyti, iš kokio metalo lydinio bei koku būdu pagamintas tiriamas objektas. Neteisingai parinkus metalo lydinį galima gauti didelių paklaidų. Iš 1.11 pav. grafike pateiktų lenkimo modeliavimo rezultatų matyti, jog pakeitus sijos medžiagos gamybos technologiją, maksimali apkrova, kurią gali atlaikyti tiriamą buferio apsauginė sija, gali padidėti beveik 40 %. Be to, bandymo metu sija deformuojasi kitaip. 1.12 pav. A pateikta buferio sijos iš įprasto plieno lenkimo modeliavimo schema, sijos viduryje atsiranda pavojingas skerspjūvis, apkrova sijai perduodama tik jėgos pridėjimo kraštuose. Po apkrovos sijos geometrija beveik neatsistato. 1.12 pav. B analogiškais sąlygomis tiriamą buferio sija iš štampuoto plieno, veikiant apkrovai jos paviršius prisitaiko prie imituojamos kliūtis, o pašalinus apkrovą sijos geometrija beveik atsistato į pradinę formą.

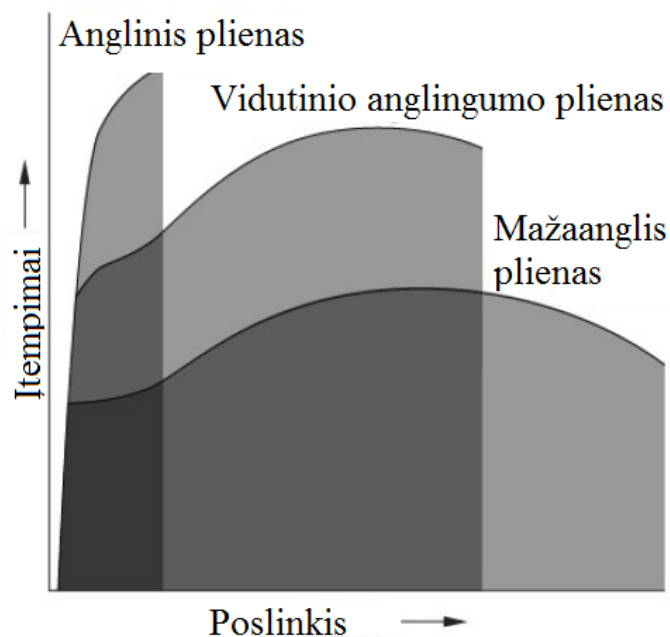


1.11 pav. Buferio sijos medžiagos įtaka tyrimo rezultatams [10]



1.12 pav. Buferio sijos medžiagos įtaka tyrimo rezultatams [10]

Plieninės skersinės kėbulo pusrėmio sijos yra vis dar dažniausiai gaminamos iš plieno [11], tačiau dėl automobilių gamintojų tikslų mažinti bendrą transporto priemonės svorį, ieškoma lengvesnių alternatyvų. Kompozitinės medžiagos kartais gali būti tinkamesnės šio elemento gamybai nei metalai: jos puikiai sugeria smūgio energiją, konstrukcija nesuyra. Teoriškai geriausias yra anglinis plienas, jis yra stipriausias, tačiau realiomis sąlygomis efektyviausios mažaanglio plieno konstrukcijos (1.13 pav.), kurios ne tik apsaugo automobilio konstrukcijas, bet ir sukelia mažiau žalos pėstiesiems eismo įvykių metu. Buferio sijos iš kompozitinių medžiagų dažniausiai naudojamas prabangių automobilių gamyboje, nes jų kaina yra gerokai aukštesnė, negu analogiškos plieninės sijos.



1.13 pav. Plieno savybės [13]

Automobilių pramonėje vis daugiau naudojama aliuminio bei jo lydinių. Skirtingi aliuminio lydiniai pasižymi nevienodomis savybėmis, todėl gali būti naudojami įvairių mazgų gamybai: apdailos detalėms, kėbului, pakabai, variklio blokui ir žinoma smūgį sugeriantiems elementams. Aliuminio lydiniai skirstomi į grupes (2 lentelė) pagal tai, kokios priemaišos naudojamos to lydinio gamybai. Buferio apsauginių sijų gamybai dažniausiai naudojami aliuminio lydiniai iš 6 bei 7 grupės [6]. Buferių sijų gamyboje vienas dažniausiai naudojamas EN AW 6036 lydinys [14], [12]. Šie lydiniai yra labai tvirti, puikiai sugeria smūgio energiją, konstrukcijai deformuojantis nesuyra. Be to, sudėtingos formos gaminius iš aliuminio pagaminti yra pakankamai lengva, lyginant su kompozitinėmis medžiagomis.

2 lentelė

Aliuminio lydiniai [6]

Lydinio aprašymas	Grupė
Aliuminis sudaro 99,00% ir daugiau	1XXX
Pagrindinis papildomas elementas, panaudotas gaminant aliuminio lydinį:	
Varis, Cu	2XXX
Manganas, Mn	3XXX
Silicis, Si	4XXX
Magnis, Mg	5XXX
Magnis ir Silicis (Mg + Si)	6XXX
Cinkas (Zn)	7XXX
Kiti elementai (Fe, Li, ...)	8XXX

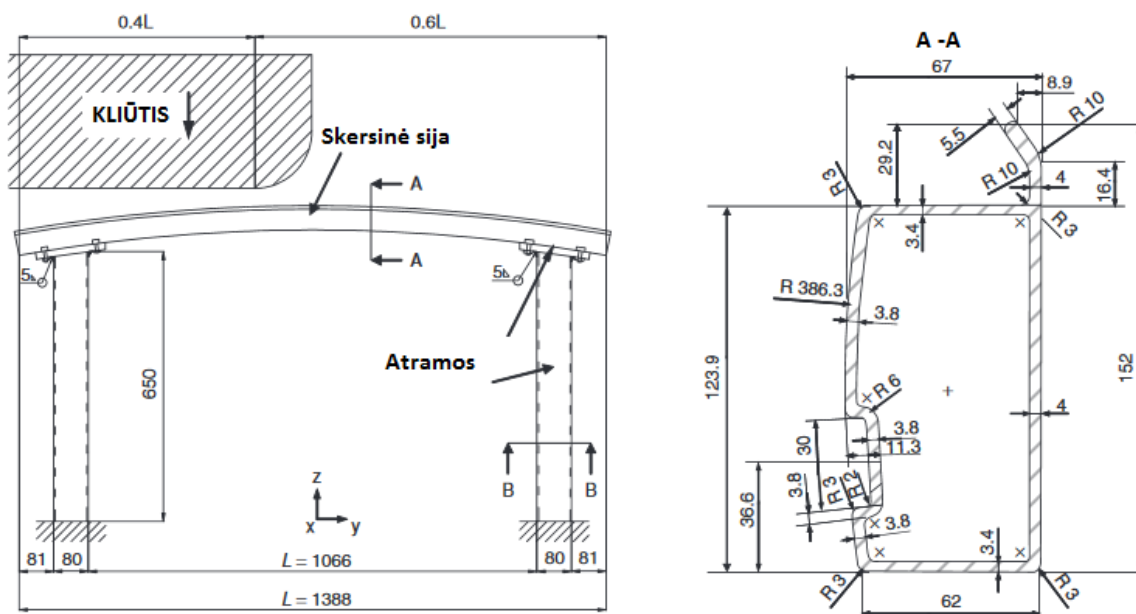
1.6 Eksperimento sąlygos

NHTSA, IIHS, Euro NCAP ir kitos organizacijos atlieka įvairius automobilių saugumo bandymus. Automobiliai tiriami pavojingiausių eismo įvykių sąlygomis: priekinio bei šoninio smūgių, virtimo ant stogo ir pan. [15]. Vien priekinio smūgio testų įvairovė yra labai plati, imituojami viso automobilio priekio tik jo dalies, pvz. 40 procentų, susidūrimai su kliūtimi, susidūrimai su stulpu, susidūrimai su pėsčiaisiais. Atliekant kėbulo skersinės sijos deformatyvumo tyrimą, galima atsižvelgti į šių organizacijų patirtį ir buferio siją tirti tokiomis pat sąlygomis.



1.14 pav. NASS-CDS atliekamų priekinio smūgio testų schema [16]

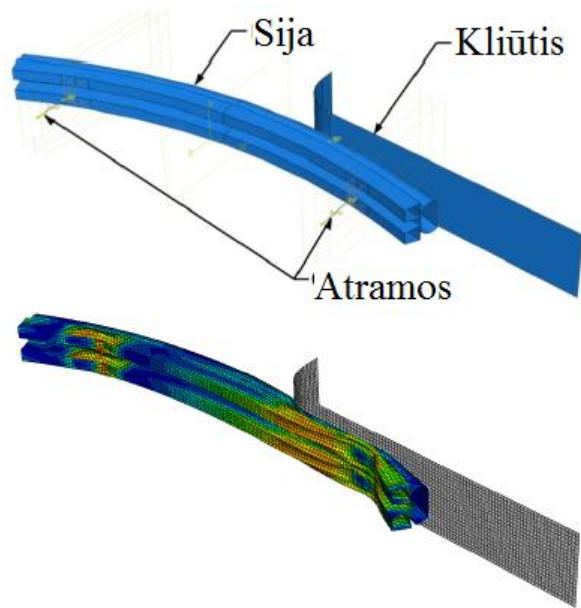
Atliekant skaitinį buferio sijos modeliavimą, reikalingas tikslus šios sijos modelis ir įtvirtinimo tipas. Dažniausiai šie duomenys gaunami eksperimentiškai, t.y. matuojant gabaritinius matmenis. Žemiau pateikiama sudaryta schema, kokių duomenų reikia norint tirti kėbulo pusrėmio skersinės sijos stiprumą, kai su kliūtimi susiduria tik jos dalis, lygi 40 procentų ilgio.



1.15 pav. Buferio sijos tyrimo schema [17]

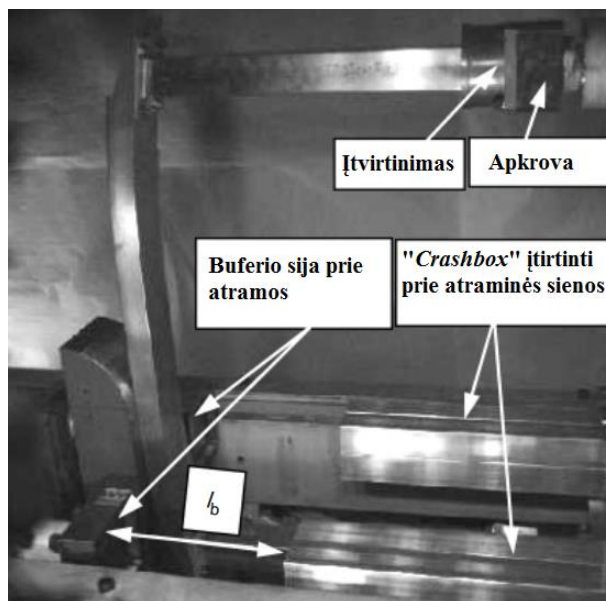
Jeigu tyrimo metu bus atliekamas skaitinis modeliavimas ir realus eksperimentas, skaitinio modeliavimo sąlygas reikia taikyti prie turimos eksperimentinės įrangos, lyginant rezultatus bus mažesnės paklaidos. Jeigu planuojamas eksperimentas yra dinaminis, tai skaitiniu metodu reiktų tirti taip pat dinaminį modelį. Buferio sija dažniausiai tiriama mažu greičiu, pvz. 4 km/h [18]. Tiriant dinaminį modelį baigtinių elementų metodu, svarbiausi gaunami duomenys:

- Bet kurios buferio sijos taško poslinkiai;
- Bet kurį sijos tašką veikiančios jėgos;
- Sijoje atsirandantys įtempimai;
- Kliūties pagreičiai ir greičiai.



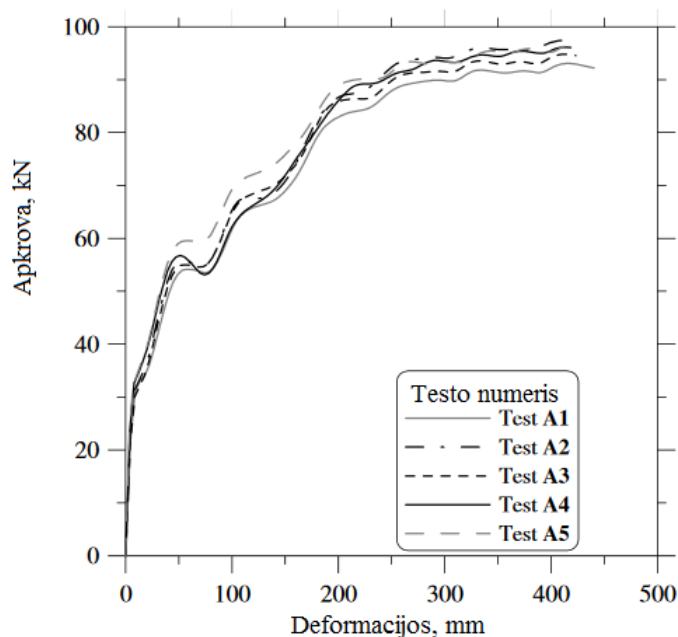
1.16 pav. Dinaminis buferio sijos tyrimo modelis [13]

Atliekant realų eksperimentą, svarbu kuo tiksliau atkurti tiriamo elemento įtvirtinimą. Universalus stendo dažniausiai nėra, skirtinguose automobilio skersinės pusrėmio sijos skirtingai įtvirtintos, skiriasi jų geometrija. Atliekant konkretaus automobilio buferio sijos stiprumo eksperimentą, tenka gamintis stendą. Stendo konstrukcija priklausys nuo turimos įrangos, siekiamų tikslų ir tiriamų sijos parametrų. Dažniausiai atliekami statinio arba dinaminio stiprumo tyrimai. Statinio stiprumo tyrimui naudojama paprastesnė įranga, pvz. įtvirtinimo stendas ir hidraulinis presas. Norint atlikti dinaminio stiprumo tyrimą, reikalingas smūgį generuojantis mechanizmas. Pagal 1.15 pav. pateiktą schemą, sukonstruotas dinaminio sijos stiprumo tyrimo stendas (1.17 pav.):



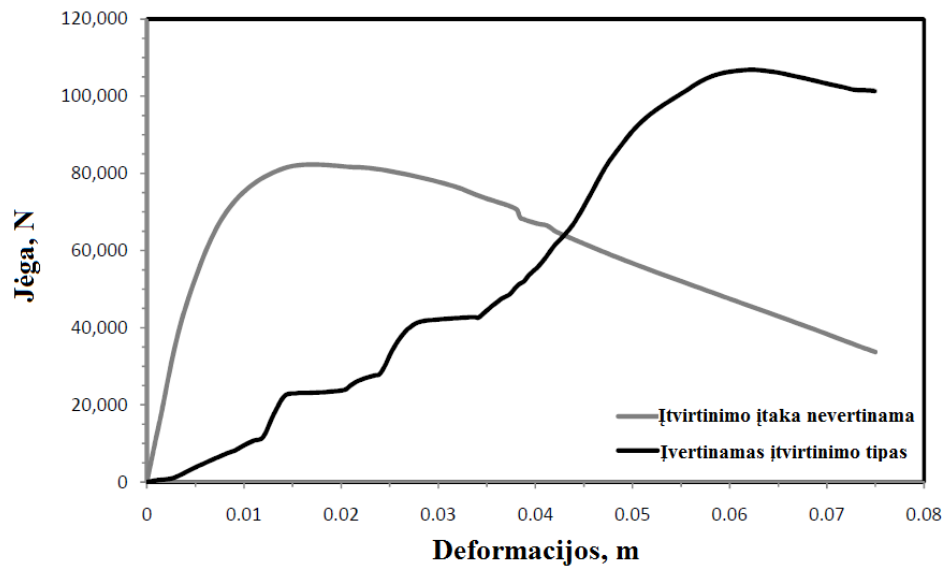
1.17 pav. Eksperimento stendo modelis [17]

Atliekant eksperimentą, gali atsirasti nenumatytų kliūčių: brokuotas ar pažeistas tiriamas objektas, klaidingai atliktas matavimas, gamybos metu leidžiami tiriamo objekto geometrijos nuokrypiai. Norint išvengti klaidingų rezultatų, eksperimentą reikia kartoti. Kiek kartų kartoti, priklauso nuo norimo gauti tikslumo, laiko bei finansinių galimybių. Buferio sijos dinaminio stiprumo bandymui buvo naudoti 5 bandiniai (1.18 pav.). Gauti rezultatai nors ir panašūs, bet nėra identiški, todėl tolimesniam tyrimui reikia naudoti ne pavienio bandinio rezultatus, o visų bandinių rezultatų vidurkį.



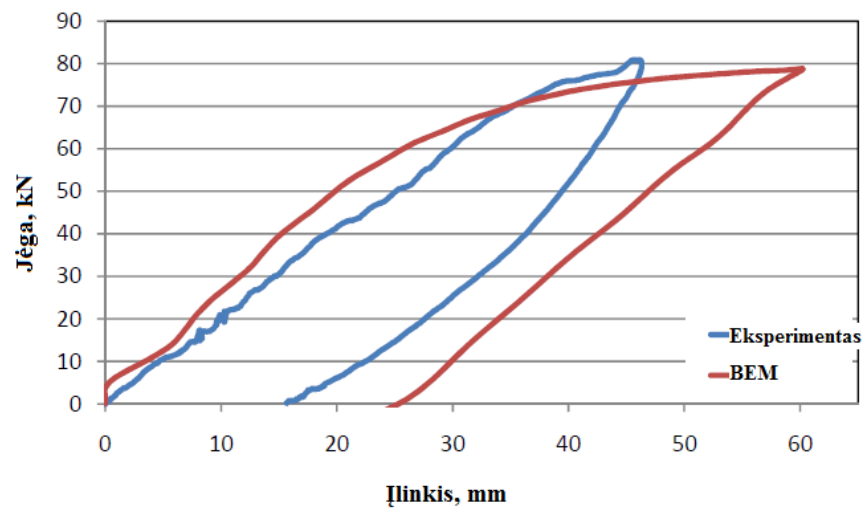
1.18 pav. Eksperimento 5-ių bandinių rezultatai [17]

Dažniausiai skaitiniu metodu atlikto tyrimo rezultatai yra panašūs į realaus eksperimento rezultatus, tačiau nėra vienodi. Atliekant sijos lenkimo modeliavimą baigtinių elementų metodu (BEM) ir siekiant suprastinti uždavinio skaičiavimus neįvertinama papildomų elementų įtaka. Pavyzdžiui, žemiau pateiktame grafike (1.19 pav.) yra matomas žymus rezultatų nesutapimas, kai skersinė pusrėmio sija yra tirama kaip atskiras objektas, o kito tyrimo metu įvertinamas jos įtvirtinimas energiją sugeriančiuose įtvirtinimuose. Antruoju atveju galutiniuose rezultatuose atsispindi ne tik tiriamos buferio sijos savybės lenkimo metu, bet ir įtvirtinimų deformacijos.



1.19 pav. Sijos įtvirtinimo įtaka galutiniams tyrimo rezultatams [14]

Tačiau net ir stengiantis atkartoti realaus įtvirtinimo sąlygas mažai tikėtina, jog skirtumo tarp rezultatų nebus. BEM gauti rezultatai neįvertina struktūros mikrodefektų, skaičiuojamas idealus modelis. 1.20 pav.. maksimalios apkrovos reikšmės beveik identiškos, bet grafikų kreivės viena kitos nedengia. Atlikus lenkimo bandymą, sijos geometrija iš dalies atsistato pati.



1.20 pav. BEM ir eksperimento metu gautų rezultatų nesutapimas [13]

1.7 Literatūros analizės išvados

Atlikus literatūros analizę buvo nustatyta, jog vienas populiariausių metodų tiriant buferio apsauginės sijos savybes yra 3 taškų lenkimo bandymas. Apkrova didinama palaipsniui ir fiksuojamas tiriamo objekto įlinkis. Tiksliausi tyrimo rezultatai gaunami, kai objekto tyrimas atliekamas ne tik taikant skaitinius metodus, bet ir realaus eksperimento pagalba. Skaitinio tyrimo metu svarbu nustatyti, iš kokio metalo ar jo lydinio pagaminta buferio sija, taip pat reikalingas kuo tikslesnis tiriamo objekto modelis. Dinaminio sijos deformatyvumo tyrimo tikslumas didesnis, tačiau tokiam eksperimentui atlikti reikalinga sudėtingesnė įranga.

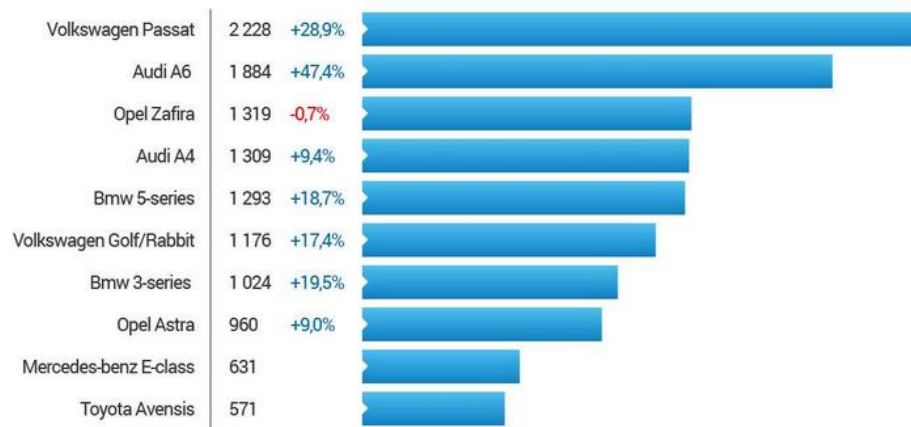
Atliekant eksperimentą, labai svarbu užtikrinti tinkamas pusrėmio skersinės sijos įtvirtinimo sąlygas. Neteisingai parinktas įtvirtinimas gali reikšmingai paveikti galutinius tyrimo rezultatus.

Buferio apsauginių sijų tyrimas yra ganėtinai populiarus – nagrinėjama medžiagos ar konstrukcijos pakeitimų įtaka rezultatams, panaudojamos ertmės užpildančios medžiagos ir pan. Nepavyko rasti jau atlikto analogiško tyrimo, kuriame atliekama ištiesintų lengvojo automobilio pusrėmio skersinių sijų analizė, todėl šios tyrimo dalies rezultatų negalėsiu palyginti. Galimi tyrimo rezultatai paremti tik asmenine subjektyvia nuomone, jog kėbulo pusrėmio skersinių sijų pakartotinio lenkimo metu veikianti apkrova gali būti apie 50 procentų mažesnė, negu lenkiant jas pirmą kartą.

2. TYRIMO METODAI IR ĮRANGA

2.1 Tyrimo objektas

Tyrimo objektu pasirinktas *VW Passat* smūgį sugeriančio elemento tyrimas. Šis automobilis labai dažnai sutinkamas gatvėse, vidinėje Lietuvos rinkoje dažniausiai parduodamas būtent *VW Passat* automobilis (2.1 pav), taip pat turėtų būti lengviau gauti populiaraus automobilio dalis bandymui.

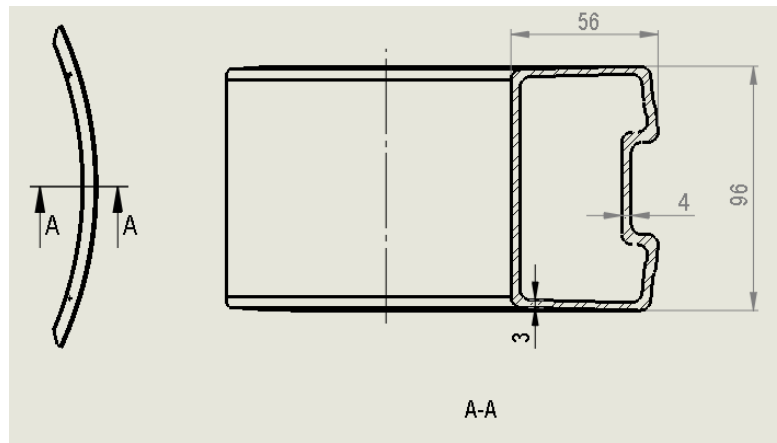


2.1 pav. Lietuvoje populiariausi parduodami naudoti automobiliai [19]

Pagal geometrinius duomenis padaromas šios sijos 3D modelis *Solidworks* programoje (2.2 pav., 2.3 pav.).



2.2 pav. VW Passat apsauginės sijos 3D modelis



2.3 pav. VW Passat apsauginės sijos geometrija

Sudaroma apsauginės sijos pagrindinių skerspjūvio parametrų lentelė:

3 lentelė

Apsauginės sijos skerspūvio duomenys

Parametras	Reikšmė
Skerspjūvio plotas A_1	$1,172 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$
Ašinis inercijos momentas I_{x1}	$6,91675 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$
Atstumas nuo masės centro iki labiausiai nutolusio skerspjūvio taško i_{y1}	31,84mm
Ašinis atsparumo momentas W_{x1}	$2,172 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$

Iš kokio aliuminio lydinio padaryta nagrinėjama apsauginė sija, oficialios informacijos rasti nepavyko. Viename informacijos šaltinyje [2] nagrinėjama šio automobilio priekinio buferio apsauginė sija, pagaminta iš lydinio EN AW-7108. Lydinys yra tvirtas, savo savybėmis atitinka priekinio buferio sijoms keliamus reikalavimus, todėl atliekant modeliavimą bus naudojamos šios aliuminio lydinio mechaninės charakteristikos: $\sigma_u=310 \text{ MPa}$, $\sigma_y=260 \text{ MPa}$, $E=70 \text{ GPa}$ [20].

2.2 Maksimalios apkrovos tyrimo metu

Prieš atliekant modeliavimą ir eksperimentą, reikia nustatyti, kokios maksimalios apkrovos gali veikti. Jas apskaičiuoti būtina, kad būtų galima parinkti tinkamas medžiagas stendo gamybai, užtikrinti, kad stendo konstrukcijoje atsirandančios deformacijos neturėtų reikšmingos įtakos eksperimento rezultatams. Maksimalios skaičiuojamos taip pat ir nevertinant plastinio deformavimo, taip bus gauta pakankama atsarga dėl iš anksto nenumatytų tiriamo objekto konstrukcijos savybių.

Maksimalios apkrovos skaičiuojamos 2 atvejais:

- kai sija yra lanko formos(nedeformuota), atstumas tarp atramų $L_{fix}=890$ mm;
- kai sija yra tiesi (lankas ištiesintas), lanko ilgis $L_{lanko}=904$ mm .

2.2.1 Projektinė jėga

1. Projektinė jėga pagal stiprumo sąlygą, kai imamas atstumas tarp atramų:

$$F_{fix} = \frac{4W_{x1}}{L_{fix}} \sigma_u = 30,2 \text{ kN} \quad [21] \quad (1)$$

2. Projektinė jėga pagal stiprumo sąlygą, kai imamas lanko ilgis:

$$F_{lanko} = \frac{4W_{x1}}{L_{lanko}} \sigma_u = 30,0 \text{ kN} \quad [21] \quad (2)$$

3. Projektinė jėga pagal stiprumo sąlygą:

$$F_u = 31 \text{ kN}$$

4. Projektinė jėga pagal takumo sąlygą, kai imamas atstumas tarp atramų:

$$F_{fix} = \frac{4W_{x1}}{L_{fix}} \sigma_y = 25,4 \text{ kN} \quad [21] \quad (3)$$

5. Projektinė jėga pagal takumo sąlygą, kai imamas lanko ilgis:

$$F_{lanko} = \frac{4W_{x1}}{L_{lanko}} \sigma_y = 25,0 \text{ kN} \quad [21] \quad (4)$$

6. Projektinė jėga pagal takumo sąlygą:

$$F_u = 26 \text{ kN}$$

2.2.2 Sijos įlinkio nustatymas

1. Sijos įlinkis pagal stiprumo ribos jėgą:

$$v_u = \frac{F_u L_{\text{fix}}^3}{48EI_{x1}} = 0,0124 \text{ mm} \quad [22] \quad (5)$$

2. Sijos įlinkis pagal stiprumo ribos jėgą:

$$v_y = \frac{F_y L_{\text{fix}}^3}{48EI_{x1}} = 0,085 \text{ mm} \quad [22] \quad (6)$$

2.2.3 Sijos įlinkis išsitiesinant

Sijos įlinkis norint ją ištiesinti išmatuojamas pagal sijos geometrinius parametrus,

$$v_{\text{tiesus}} = 80 \text{ mm}$$

2.2.4 Jėga, reikalinga sijos ištiesinimui

Jėga, kuria reikia apkrauti tiriamą siją nustatoma iš dviatramės sijos poslinkio formulės.

$$F_{\text{tiesus}} = \frac{48EI_{x1}}{L_{\text{fix}}} v_{\text{tiesus}} = 291 \text{ kN} \quad [21] \quad (7)$$

2.2.5 Jėgos impulsas ir jėga

Maksimali sijai tenkanti jėga taip pat patikrinama pagal realaus smūgio metu atsirandančias apkrovas. Pilnai pakrauto automobilio masė $m=1825\text{kg}$ [23], automobilio greitis priimamas $v_{\text{auto}}=4 \text{ m/s}$ (18km/h).

1. Jėgos impulsas:

$$FE = \frac{mv_{\text{auto}}^2}{2} = 14,6 \text{ kNs} \quad [24] \quad (8)$$

2. Smūgio jėga:

$$F_{\text{smūgio}} = \frac{FE}{v_{\text{tiesus}}} = 183 \text{ kN} \quad [24] \quad (9)$$

2.2.6 Tampriosios deformavimo zonos ribinė apkrova

Sijos lenkimo metu turėtų būti viršyta tampriojo deformavimo riba ir prasidės plastinės deformacijos.

$$F_{\text{pl}} = \frac{24\sigma_y W_{\text{pl}}}{14L_{\text{fix}}} = 37,4 \text{ kN} \quad [25] \quad (10)$$

čia: W_{pl} – plastinis ašinis atsparumo momentas

2.2.7 Maksimali eksperimentui reikalinga apkrova

Eksperimentui reikalinga maksimali apkrova parenkama pagal apskaičiuotas maksimalias reikšmes. Eksperimento stendo projektavimo maksimali apkrova:

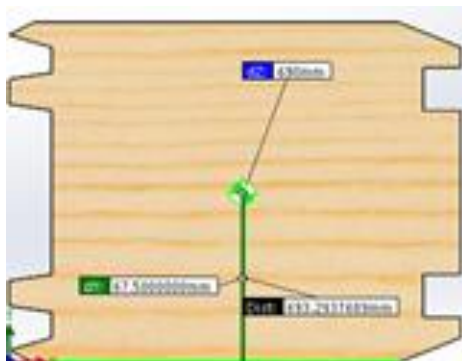
$$F_{\text{max}} = F_{\text{tiesus}} = 291 \text{ kN} \approx 300 \text{ kN} \approx 30 \text{ T}$$

Įvertinus plastinio šarnyro atsivėrimą sijos konstrukcijoje, maksimali apkrova eksperimento metu neturėtų viršyti:

$$F_{\text{pl}} = 37,4 \text{ kN} \approx 3,8 \text{ T}$$

2.3 Atramos parinkimas

Lenkimo bandymą geriausia atlikti mažesniuoju hidraulinio presu, kurio padas 280 mm x 280 mm, nes šis presas tikslesnis. Tačiau įvertinus tiriamos sijos konstrukciją (tiriamo balkio atstumas tarp atramų 890 mm) ir eksperimentui reikalingą stendą, pirmiausia tikrinama, ar atrama tinkama atlikti bandymą po didžiuoju hidraulinio presu, kurio padas 440 x 440 mm. Norint gauti kuo tikslesnius rezultatus, reikia parinkti tinkamą atramą. Atrama bus orientuojama preso pado įstrižainės kryptimi. Iš pradžių dėl patogumo, ekonomiško, transportavimo patogumo (svorio) tikrinamas jau turimas medinis balkis. Gabaritiniai matmenys 135 x 180 mm. Nusibraižomas medinio balkio modelis, gaunami reikalingi skerspjūvio parametrai.



2.4 pav. Turimos medinės atramos skerspjūvio parametrai.

3 lentelė

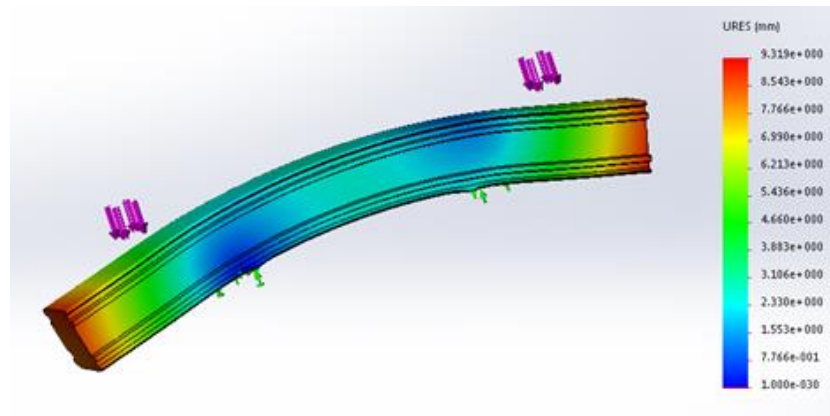
Medinio balkio skerspūvio duomenys

Parametras	Reikšmė
Skerspjūvio plotas A_2	$2,188 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$
Ašinis inercijos momentas I_{x2}	$3,302 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$
Atstumas nuo masės centro iki labiausiai nutolusio skerspjūvio taško i_{y2}	67,5 mm
Ašinis atsparumo momentas W_{x2}	$2,446 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$

Pagal magistro darbo vadovo rekomendacijas, jog atramos atsparumo momentas W_{x2} turi būti kelis kartus didesnis už bandomos sijos atsparumo momentą W_{x1} , patikrinu šią sąlygą:

$$\frac{W_{x2}}{W_{x1}} = 11,3 \quad (11)$$

Turėdamas maksimalią apkrovą, jos pridėjimo taškus, *Solidworks* programoje patikrinu, kokio dydžio deformacijos atsiras medinėje atramoje, medinės atramos ilgis $L_{med}=1,2m$:



2.5 pav. Medinės atramos įlinkis

Atramos galuose, kur turėtų būti dedami bandomos sijos įtvirtinimai, įlinkis gali siekti $v_1=9,32mm$. Bandymo metu tokia atramos deformacija gali lemti paklaidą, kurios dydis:

$$\frac{v_1}{v_{tiesus}} \cdot 100\% = \frac{9,32}{80} \cdot 100\% = 11,7\% \quad (12)$$

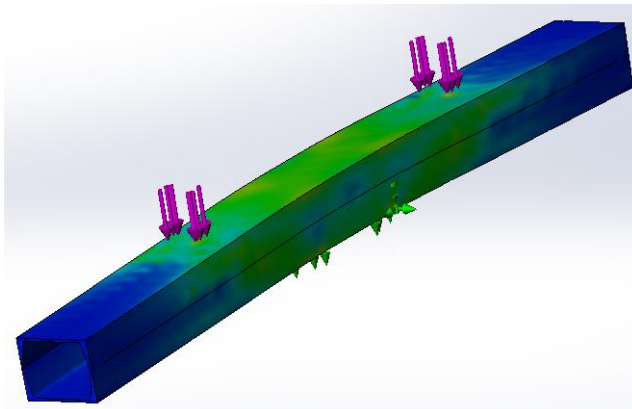
11,7 procento paklaida yra pakankamai didelė, nors net nebuvo įvertinti medžio struktūros defektai. Be to, atramoje atsirandantys įtempimai $\sigma_{max2}=236 MPa$ yra kelis kartus didesni, negu leidžiamieji pušies įtempimai $\sigma_{pušies}=33,1 MPa$ [26]. Priimamas sprendimas nenaudoti medinės atramos, jog bandymo rezultatai nebūtų pernelyg iškreipti. Bandymui atlikti bus ieškoma didelio standumo plieninė atrama.

Toliau tikrinama plieninė atrama, sudaryta iš suvirintų dviejų lovinių profilių GOST 8240-72 16 nr., bendras ilgis 1,9m. Loviniai profiliai sudėti vienas ant kito briaunomis, briaunos suvirintos. Iš pradžių patikrinamas šios atramos ir lenkiamos sijos atsparumo momentų santykis. Atramos atsparumo momentas $2W_{xNr16}=14,44 \cdot 10^4 mm^4$.

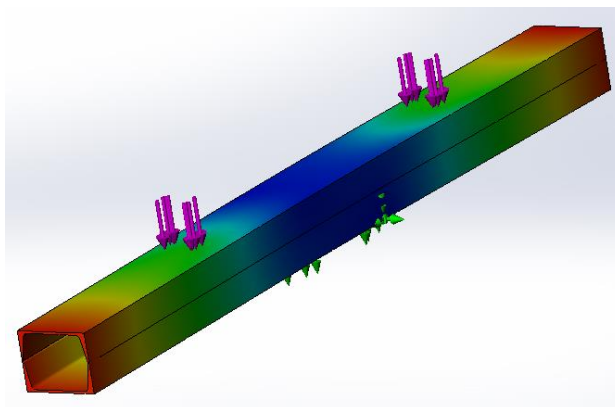
$$\frac{2W_{xNr16}}{W_{x1}} = 6,6 \quad (13)$$

Atsparumo momentų santykis tinkamas eksperimentui. Nubraižomas plieninės atramos 3D modelis ir patikrinama, kokio dydžio įlinkis atramoje atsiras bandymo metu. Taip pat patikrinama, ar atsirandantys įtempimai σ_{nr16} neviršys leistinųjų $\sigma_{yIC45} = 390 MPa$.

Plieninę atramą patikrinus analogiškai kaip ir medinę, gauti rezultatai tenkina bandymui keliamus uždavinius. Kaip jau buvo minėta anksčiau, didesnis hidraulinio presu tikslumas pasiekiamas, kai naudojama dalis su 280 mm. x 280 mm. padu, šios dalies maksimali apkrova 200 kN. Kadangi apskaičiuota maksimali apkrova F_{pl} neviršija 40 kN ir yra daugiau nei 5 kartus mažesnė už šios presu dalies maksimalią apkrovą, patikrinamas plieninės atramos tinkamumas eksperimentui po šiuo presu.



2.6 pav. Plieninės atramos įtempimai



2.7 pav. Plieninės atramos įlinkis

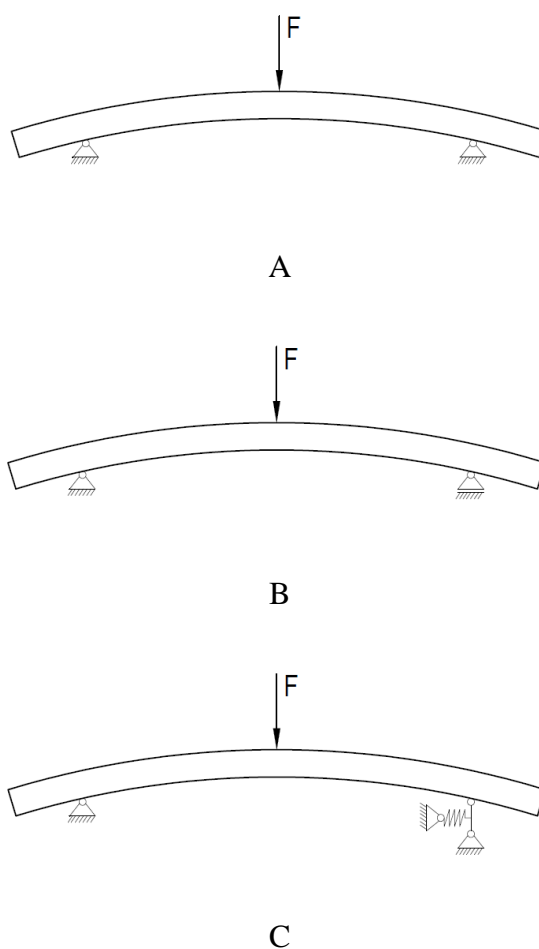
Didžiausias įlinkis $v_2=3,33$ mm. yra atramos galuose, kur bus planuojama konstruoti tiriamos sijos atramos konstrukciją, todėl siekiant išvengti papildomo netikslumo, paklaida tikrinama pagal didžiausią įlinkio reikšmę:

$$\frac{v_2}{v_{tiesus}} \cdot 100\% = \frac{3,33}{80} \cdot 100\% = 4,2\% \quad (14)$$

2.4 Apsauginės buferio sijos įtvirtinimo modeliavimas

Tyrimo pradžioje reikia nustatyti, kaip įtvirtinti buferio siją, siekiant gauti kuo tikslesnius rezultatus. Tiriama sija nėra tiesi, automobilyje ji įtvirtinta su suvaržymu skersine kryptimi. 3D modeliavimo tikslas – nustatyti sijos įtvirtinimo įtaką lenkimo bandymo rezultatams. Modeliavimas bus atliekamas 3 atvejais:

- Buferio sija standžiai įtvirtinta (2.8 pav. A);
- Buferio sijos vienas įtvirtinimas laisvai juda skersine kryptimi (2.8 pav. B);
- Buferio sija suvaržyta skersine kryptimi spyruokle (2.8 pav. C).



3.8 pav. Sijos įtvirtinimo schemas

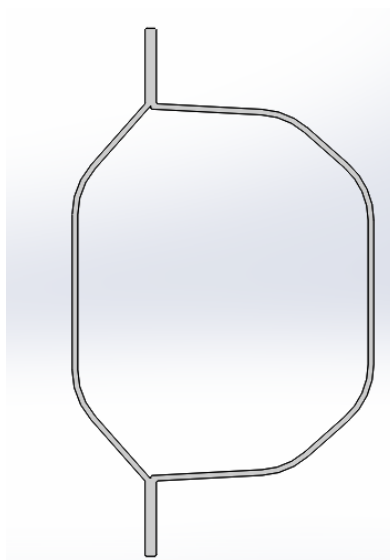
Apsauginės sijos bandymo metu reikia užtikrinti panašias jos įtvirtinimo sąlygas, kaip ir automobilyje. Daroma prielaida, jog automobilio lonžeronas yra gembinė sija. *Solidworks* programoje atkartojamas lonžerono skerspjūvis (gabaritiniai matmenys 140 mm x 80 mm) (3.10 pav.) bei nustatomas šio profilio inercijos momentas. Pagal literatūroje pateikiamą kėbulo struktūrą [27] priimame, jog lonžerono konstrukcija yra pagaminta iš plieno 37 Cr4, kurio $E_2 = 210$ Gpa.

Vieno lonžerono įlinkis lygus $0,5(L_{lanko}-L_{fix})$, o nagrinėjamas ilgis $L_L = 450$ mm (dydis nustatytas matuojant kėbulo matmenis, nuo pat variklio ir salono pertvaros iki visiškai sustumto sijos laikiklio).

4 lentelė

Lonžerono skerspūvio duomenys

Parametras	Reikšmė
Ašinis inercijos momentas I_{x3}	$4,4353 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$



2.9 pav. VW Passat lonžerono skerspūvis

Jėga, kuri teoriškai gali veikti lonžeroną skersine kryptimi, kai bandoma sija išsitiesina:

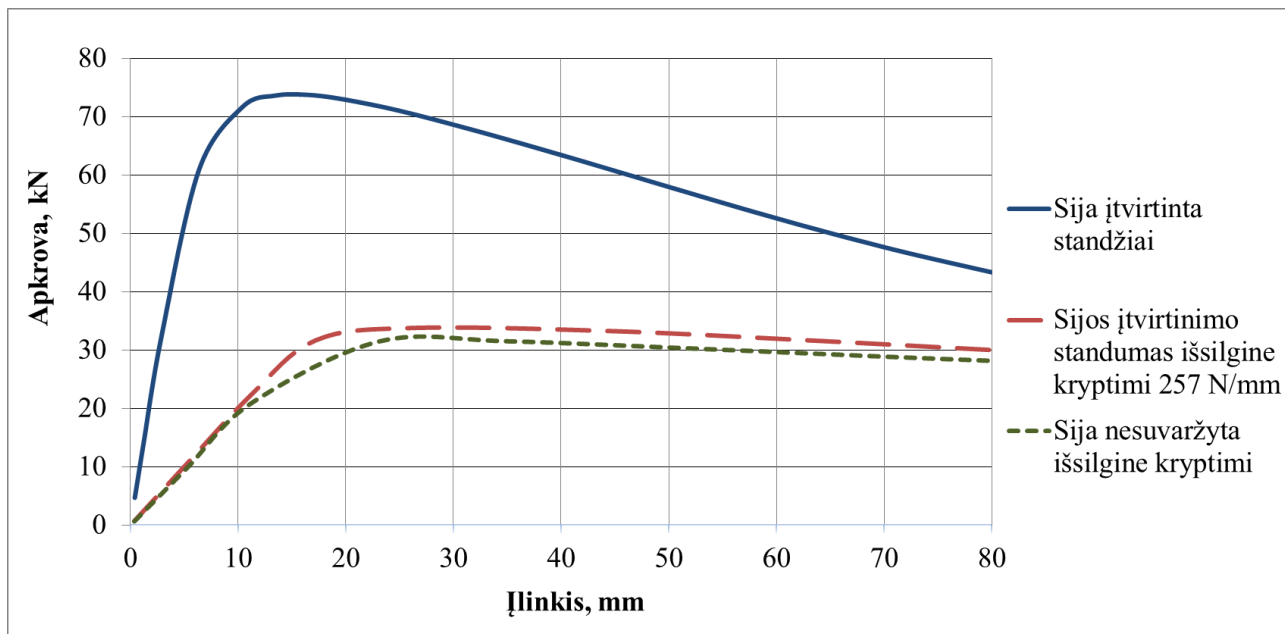
$$F_L = \frac{3E_2 I_{x3} 0,5(L_{lanko}-L_{fix})}{L_L^3} = 3,6 \text{ kN} \quad [25] \quad (15)$$

Iš Huko dėsnio randu reikalingą balkio atramų suvaržymo standumą skersine kryptimi.

Įvertinamas visas sijos pailgėjimas (14mm):

$$k = \frac{F}{x} = \frac{F_L}{(L_{lanko}-L_{fix})} = 257 \text{ N/mm} \quad [28] \quad (16)$$

Pagal nustatytas įtvirtinimo sąlygas atliekamas buferio sijos įlinkio modeliavimas *Solidworks* programoje. Sijos įlinkio priklausomybės nuo apkrovos pateikiamos grafikuose:

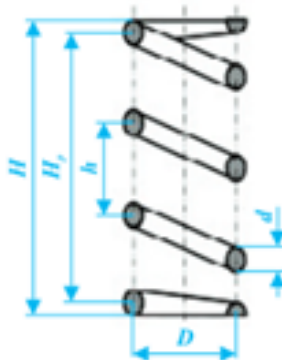


2.10 pav. Modeliavimo rezultatai

Atlikus modeliavimą su skirtingais tiriamos sijos įtvirtinimais nustatyta, jog didžiausią apkrovą (74 kN) atlaikyti gali standžiai įtvirtinta buferio sija. Ši maksimali apkrova yra daugiau nei 2 kartus didesnė už maksimalią apkrovą, kai sija nesuvaržyta išilgine kryptimi (32 kN) ar užtikrintas suvaržymas (34 kN). Standus sijos įtvirtinimo tipas eksperimentui netinkamas, nes rezultatai bus netikslūs. Eksperimento metu tikslingiausia siją įtvirtinti su suvaržymu skersine kryptimi, toks įtvirtinimo tipas bus panašiausias į realias sąlygas automobilyje ir tyrimas paklaidos bus mažesnės.

2.5 Eksperimento stendo konstravimas

Atlikus tiriamos sijos modeliavimą nustatyta, jog norint gauti tikslius rezultatus, reikia sijos įtvirtinimą daryti suvaržytą išilgine kryptimi. Pasinaudoju literatūroje [28] randama spyruoklės skaičiavimo metodika.



2.11 pav. Spyruoklės skaičiavimo schema [28]

Pagal geometrinius parametrus stendo gamybai tinkamiausios, kokias pavyko rasti, yra Honda Accord priekinės pakabos spyruoklė. Spyruoklės geometriniai parametrai:

$$D=87,5\text{mm}$$

$$d=12,5\text{mm}$$

$n=3$ – darbinių vijų skaičius.

Nustatomas šios spyruoklės standumas:

$$k_{sp} = \frac{Gd^4}{8D^3n} = 122 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad [28] \quad (17)$$

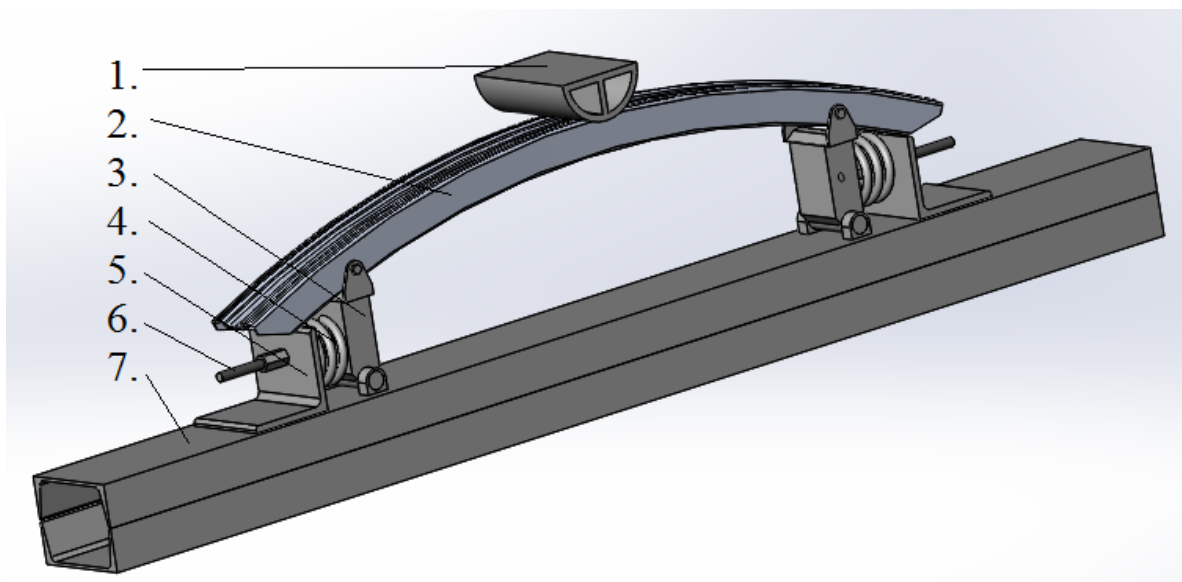
2.4 skyriuje buvo apskaičiuota lonžeroną veikianti jėga F_L . Apskaičiuoju, kiek reikia įveržti spyruoklę norint užtikrinti F_L jėgos dydžio suvaržymą.

$$x_{sp} = \frac{F_L}{k_{sp}} = 29,5 \text{ mm} \quad [28] \quad (18)$$

Buferio sijos lenkimo bandymą atliekant hidrauliniu presu, apkrovos pridėjimo vietoje atsiranda papildomas įtvirtinimas, kuris neleidžia tiriamajai sijai judėti išilgine kryptimi. Su spyruokle suvaržius tik vieną atramą, tyrimo rezultatai gali būti netikslūs, nes pusė tiriamo elemento bus įtvirtinta standžiai, o kita pusė su apskaičiuotu suvaržymu. Šią problemą galima išspręsti dviem būdais:

- Stendo ir preso pado kontakto vietoje naudoti paslankų šarnyrą;
- Gaminant stendą, abi tiriamos buferio sijos atramas suvaržyti apskaičiuoto standumo spyruoklėmis.

Eksperimentui labiau tinkamas modelis su abiejų atramų suvaržymu spyruoklėmis. Nusibraižomas planuojamo gaminti stendo modelis, patikrinamas atramų stiprumas:



2.12 pav. Stendo schema (1-apvalios kliūties imitacija, 2-buferio sija, 3-šarnyrinė atrama, 4-spyruoklė, 5-spyruoklės atrama, 6-spyruoklės įveržimo varžtas, 7-atraminis balkis)

2.6 Eksperimento metu naudojama įranga

Eksperimentui naudojamos įrangos bei priemonių sąrašas:

- Hidraulinis presas *Walter bai ag* su testų programa *PROTEUS* (2.13 pav.);
- Poslinkio matuoklis (2.15 pav.);
- Sijos lenkimo bandymo stendas (2.14 pav.);



2.13 pav. Hidraulinis presas *Walter bai ag*



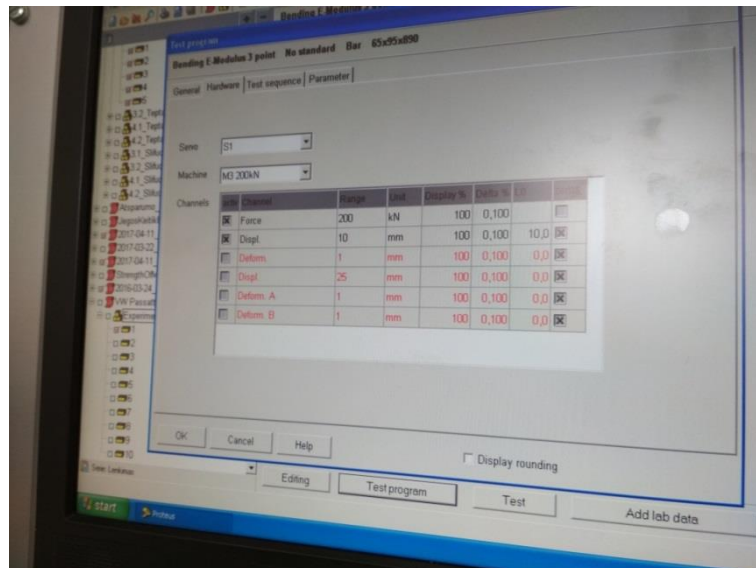
2.14 pav. Eksperimentinio stendo konstrukcija

Pačioje eksperimento pradžioje teko pritaikyti turimą įrangą eksperimentui. Poslinkio matuoklis, priklausomai nuo naudojamos svirtelės, gali matuoti įlinkį iki 10 mm arba iki 25 mm, t.y. mažiau, negu planuojamas 80 mm įlinkis. Norint matuoti didesnę įlinkį, reikia pasigaminti ilgesnę svirtelę. Buvo nustatyta ir eksperimentiškai patikrinta, jog naudojant 120 mm ilgio svirtelę, matuoklio parodymai yra 10 kartų mažesni už realų poslinkį. Gautas įlinkio korekcijos koeficientas $k_{ij}=10$.



2.15 pav. Eksperimentui pritaikytas poslinkio matuoklis

PROTEUS programoje yra suvedami eksperimentui reikalingi duomenys: bandinio gabaritai, nustatomas apkrovos didėjimo greitis, pradinis įveržimas, maksimalus įlinkis.



2.16 pav. Darbas su *PROTEUS* programa

3. TYRIMO REZULTATAI

3.1 Eksperimento pradžia

Skaitinio modeliavimo metu nebuvo įvertintos tikslios medžiagos charakteristikos, o pasinaudota suprastintomis *Solidworks* programoje pateiktomis modeliavimo sąlygomis. Todėl prieš atliekant eksperimentą reikia nustatyti, ar pasirinktas 80 mm įlinkis yra tinkamas, ar šios konstrukcija lenkiant nesuirs bei neatsiras kitokių struktūros defektų, dėl ko eksperimentas netektų prasmės. Lenkimo sąlygų patikrinimui buvo panaudotas vienas iš devynių bandinių. Bandinys buvo įtvirtintas stende ir paruoštas lenkimo bandymui atlikti. Pasirinkta, jog pirmą kartą bandinys bus lenkiamas iki 50mm įlinkio, vizualiai apžiūrimas ir tik tada sprendžiama tolimesnė eksperimento eiga.



3.1 pav. Buferio sijos lenkimo eksperimento eiga

Atlikus 50mm įlinkio bandymą, programa sugeneruoja grafiką, kuriame pateikiama poslinkio priklausomybė nuo apkrovos:



3.2 pav. PROTEUS programoje pateikiami eksperimento rezultatai



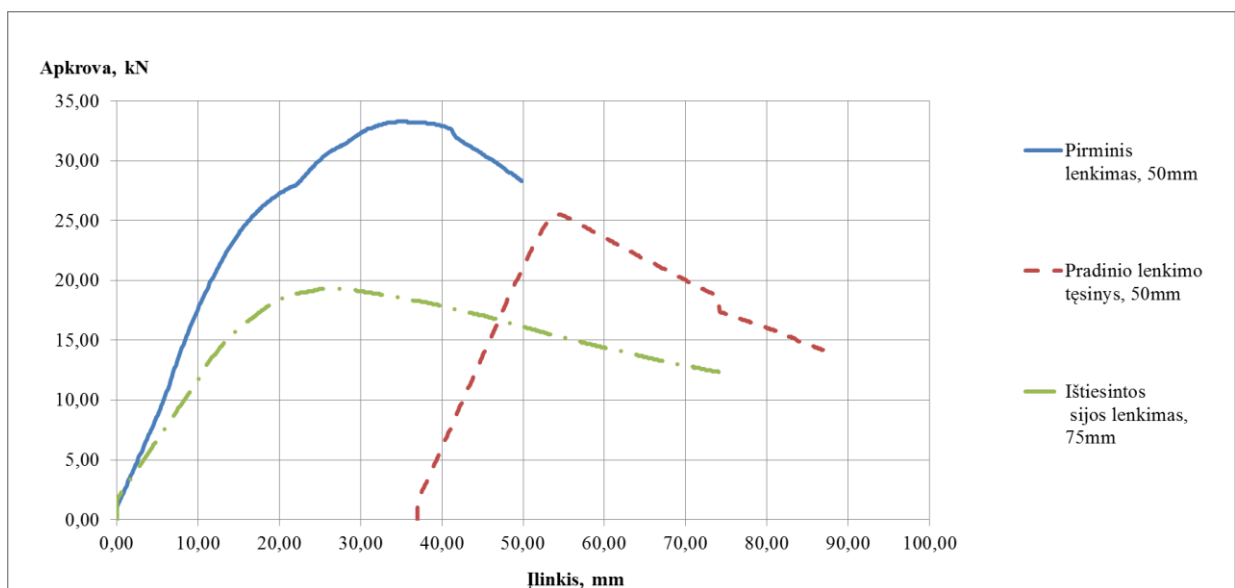
3.3 pav. 50 mm lenkimo bandymo rezultatas

Atlikus 50 mm sijos lenkimo bandymą, sijos konstrukcija nesuiro ir netrūko (3.3 pav.), tačiau sija akivaizdžiai nebuvo išsitiesinusi ir neatitiko pradinių tyrimo sąlygų. Priimtas sprendimas dar kartą atlikti 50 mm lenkimo bandymą. Lenkiant antrą kartą, sija išsitiesino, bet jos konstrukcija lenkimo bandymo pabaigoje įtrūko.



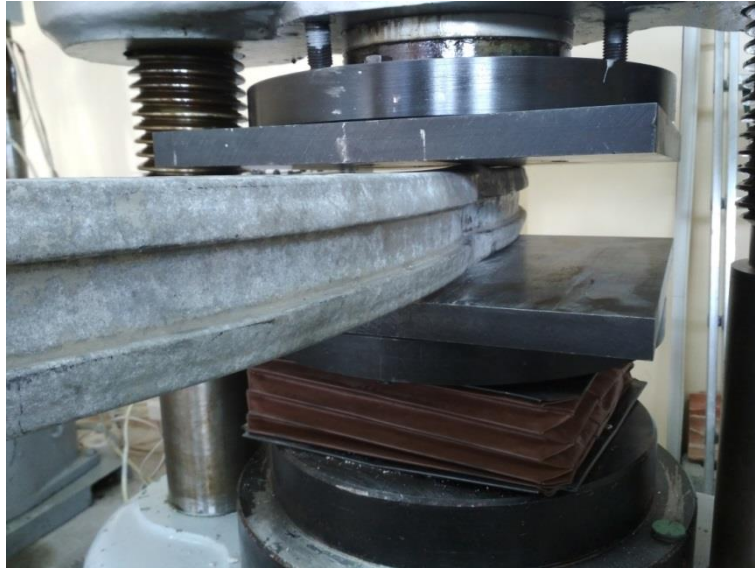
3.4 pav. Išsitiesinusi tiriamos sijos konstrukcija

Maksimalus eksperimento įlinkis buvo nustatytas pagal 3.5 pav. grafiką. Po pirmo lenkimo sijos geometrija iš dalies atsistatė, todėl pakartotinis 50 mm lenkimas prasidėjo esant liekamajam 37 mm įlinkiui po pradinio bandymo. Antrą kartą lenkiant ir pasiekus 74 mm bendrą įlinkį sija trūko (3.5 pav. grafike matosi staigus apkrovos sumažėjimas).



3.5 pav. 1-osios sijos lenkimo eksperimento rezultatai

Nors pirmos nagrinėjamos sijos konstrukcija įtrūko, eksperimento eiga buvo tikrinama toliau. Hidraulinio preso pagalba sija buvo tiesinama, jog atgautų pradinę formą (3.6 pav.).



3.6 pav. Buferio sijos ištiesinimo procedūra

Įvertinus tai, jog konstrukcija lenkiama jau antrą kartą ir trūko esant 74 mm įlinkiui, tolimesniam eksperimentui buvo pasirinktas 75mm maksimalus įlinkis, kuris yra 5 mm mažesnis, negu nagrinėtas teoriniu atveju (80 mm).

Ištiesinus buferio siją, jos lenkimo bandymas buvo pakartotas, gauti rezultatai pateikti 3.5 pav. grafike. Maksimalios apkrovos, kurią atlaiko buferio sija, reikšmės skiriasi beveik 2 kartus lenkiant pirmą kartą – 34 kN ir ištiesinus – 19 kN, tačiau šio bandinio rezultatai tolimesniame tyrime nebus įvertinti, nes iš viso buvo atlikti 3 lenkimo bandymai ir konstrukcija suiro dar prieš buferio siją ištiesinant. Po ištiesintos sijos lenkimo atsirado dideli plyšiai jo konstrukcijoje (3.7 pav.).



3.7 pav. Plyšiai buferio sijos konstrukcijoje

3.2 Pirmojo lenkimo eksperimento rezultatai

Pirmojo bandinio lenkimo metu buvo pastebėta, jog apkrovos pridėjimo vietoje atsiranda papildomos vietinės deformacijos, kurios prisideda prie buferio sijos konstrukcijos stiprumo mažėjimo. Nuspręsta eksperimento eigą šiek tiek pakeisti ir eksperimentą atlikti skirtingomis sąlygomis:

- Apkrova prie sijos pridinama tiesiogiai(sijų nr. 2-5);
- Apkrovos pridėjimo vietoje panaudojama papildoma medžiaga, kuri turėti sumažinti įtempimų koncentraciją (sijų nr. 6-9) (3.8 pav.).



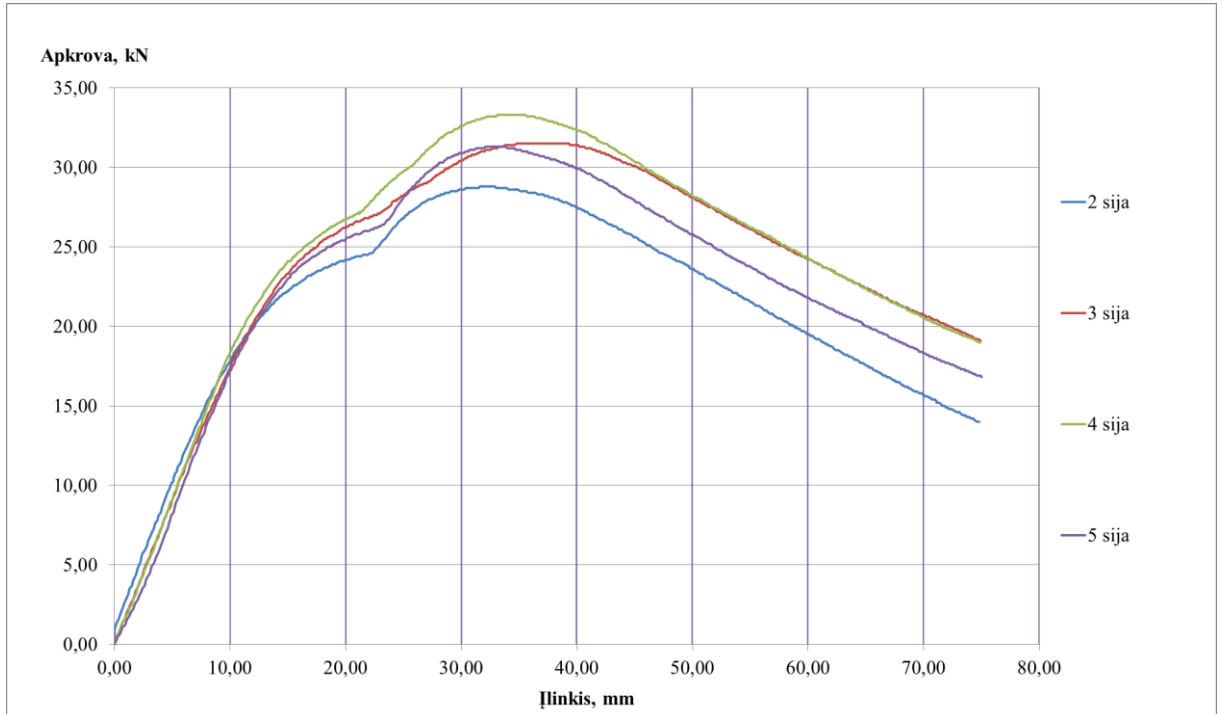
3.8 pav. Apkrovos pridėjimo vietoje panaudotas gumos sluoksnis

Atsitiktinai parenkama po 4 buferio sijos abiem nagrinėjamais atvejais. Eksperimento eiga analogiška pirmojo bandinio lenkimui:

- Bandymo stendas padedamas ant hidraulinio preso;
- Stende įtvirtinama skersinė pusrėmio sija;
- Hidraulinio preso programinėje įrangoje pasirenkama po 4 bandymus skirtingomis sąlygomis
- Maksimalus įlinkis – 75 mm.

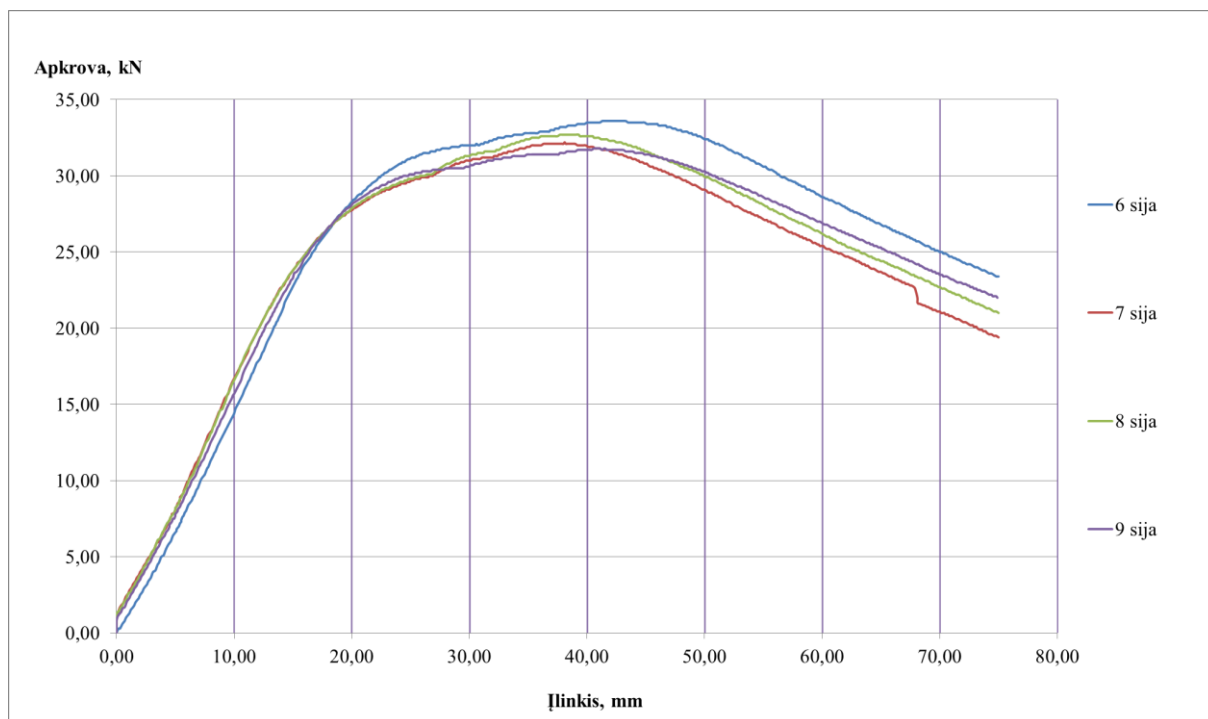
Pirmiausia atliekamas 4–ių sijų lenkimo bandymas, kai apkrova pridėta tiesiogiai prie paviršiaus, kitiems 4–iems bandiniams panaudojamas gumos sluoksnis apkrovos pridėjimo vietoje. *PROTEUS* testų programa rezultatus gali pateikti grafiškai realiu laiku bei sugeneruoti duomenų

tekstinį failą. Tyrimo aprašyme patogiau apdoroti skaitines vertes, todėl grafikai tyrimo aprašyme yra sugeneruoti ne pačios programos, o sudaryti iš naujo pasinaudojant duomenų rezultatais. Maksimalios apkrovos vertės, kurias gali atlaikyti tiriamos buferio sijos, pateikiamos 6-oje lentelėje.



3.9 pav. Pradinio sijų lenkimo rezultatai (apkrova pridėta tiesiogiai prie paviršiaus)

Atlikus 2–5-os sijų pradinį lenkimo bandymą nustatyta, jog maksimali apkrova, kuri buvo pasiekta bandymo metu – 31,2 kN yra 9 procentais mažesnė už baigtinių elementų metodu gautą apkrovą – 34 kN. Bandinių rezultatai pastebimai skirtingi, stipriausia 4-a , o silpniausia 2-a, skirtumas tarp maksimalių šiuos elementus veikusių apkrovų – 4,5 kN. Tampriojo deformavimo metu, kol apkrova neviršija 20 kN, visų sijų tyrimo rezultatai beveik identiški.



3.10 pav. Pradinio sijų lenkimo rezultatai (apkrova pridėta panaudojant gumą)

Tyrimas tęsiamas atliekant 6–9-os sijų lenkimo eksperimentą. Maksimali eksperimento metu reikalinga apkrova–32,6 kN didesnė 4 procentais, negu 2–5-os sijų lenkimo eksperimento metu. Skirtingų bandinių rezultatai idealiai nesutampa, tačiau skirtumas mažesnis lyginant su pirmąja tyrimo dalimi. Stipriausia 6-a sija, silpniausia 9-a, skirtumas tarp maksimalių šių elementų veikusių apkrovų – 1,8 kN. Apkrovos pridėjimo vietoje panaudojus gumos sluoksnį pasikeitė ne tik maksimalios apkrovos vertės, bet ir eksperimento rezultatai toliau didinant sijų įlinkį. Papildoma medžiaga padėjo sumažinti įtempimų koncentracijas apkrovos pridėjimo vietoje, todėl toliau didinant sijos įlinkį, apkrova mažėjo tolygiau. 7-os sijos konstrukcija eksperimento metu įtrūko, 3.10 pav. grafike matomas staigus apkrovos sumažėjimas pasiekus 68 mm įlinkį. Kodėl konstrukcija įtrūko, nustatyti nepavyko, tačiau buvo padarytos kelios galimos prielaidos:

- Konstrukcijoje jau buvo plika akimi nepastebimų įtrūkimų;
- 7-as elementas buvo labiausiai paveiktas oksidacijos, dėl to konstrukcija galėjo susilpnėti;
- Tyrimo objektas nebuvo naujas ir nežinomas jo kilmės šaltinis, galbūt tai neoriginali detalė.

Maksimalios apkrovos pradinio lenkimo eksperimento metu

	Maksimalios apkrovos dydis, kN							
	Apkrova pridėta tiesiogiai				Apkrova pridėta panaudojant gumos sluoksnį			
Sijos Nr.	2	3	4	5	6	7	8	9
Pradinis lenkimas (Vidurkis)	28,8	31,5	33,3	31,3	33,6	32,2	32,7	31,8
	(31,23)				(32,58)			

3.3 Sijų ištiesinimas

Atlikus pusę eksperimento, visi 8-i bandiniai buvo ištiesinti hidraulinio presu pagalba, kad atgautų savo geometrinę formą (3.11 pav.). Vietinės deformacijos nebuvo tiesinamos.

**3.11 pav.** Ištiesintos sijos**3.4 Pakartotinio lenkimo eksperimentas**

Pakartotinio lenkimo eksperimentas tęsiamas identiškais sąlygomis, tik šįkart bus bandomos jau ištiesintos skersinės buferio sijos. Bandinių numeriai išlieka tie patys, apkrovos pridėjimo sąlygos taip pat. 2–5-os sijų pakartotinio lenkimo eksperimento rezultatai pateikti 3.13 pav., maksimalios apkrovos akivaizdžiai mažesnės – 22,3 kN, negu pirmojo lenkimo metu.

Maksimali apkrova, kurią gali atlaikyti buferio sija, sumažėjo 29 procentais. Kaip ir pradinio lenkimo metu, silpniausia lenkiant pakartotinai yra 2-a sija, o stipriausia 4-a. Antrą kartą lenkiant, visų sijų konstrukcija įtrūko, atsirado plyšiai.



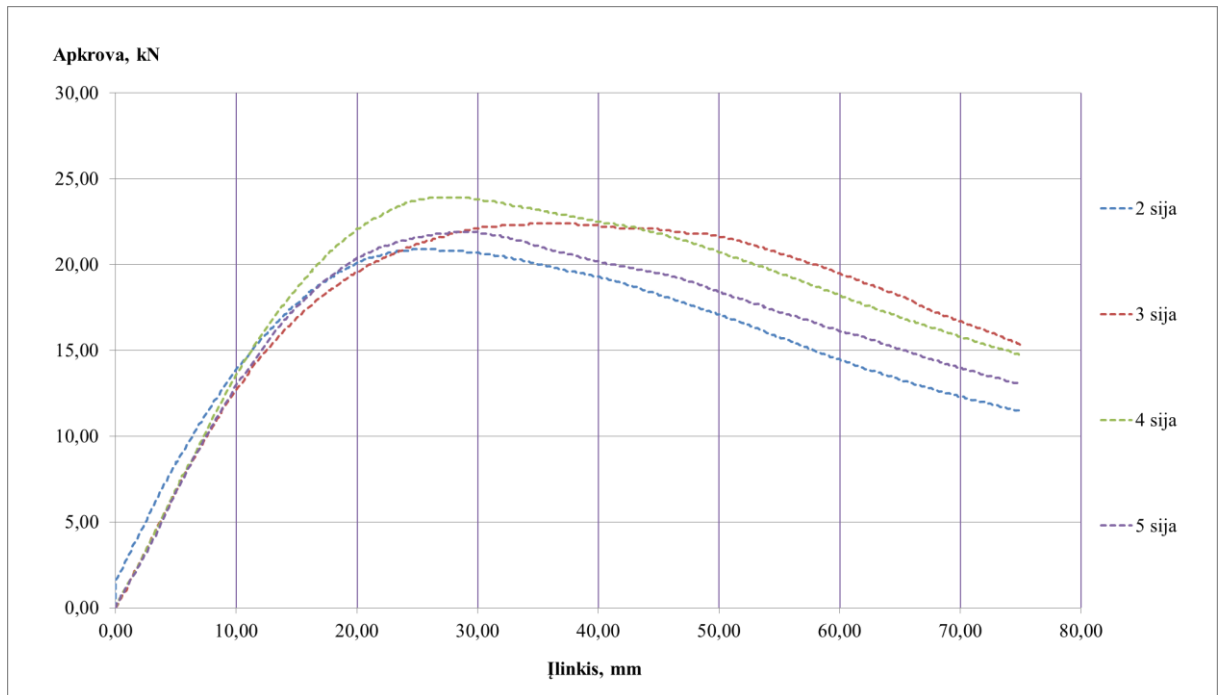
3.12 pav. Suirusi buferio sijos konstrukcija po pakartotinio lenkimo

6–9-o bandinių rezultatai geresni, maksimali apkrova eksperimento metu buvo didesnė 8 procentais ir siekė 24,2 kN. Gautas rezultatas yra 26 procentai mažesnis, negu sijas lenkiant pirmą kartą. Šio bandymo rezultatų vidurkį pastebimai sumažino 7-as bandinys, kuris įtrūko lenkiant jį pirmą kartą, jeigu nevertintumėme šio sijos lenkimo rezultatų, pakartotinio lenkimo eksperimento metu reikalinga apkrova siektų 25 kN. Kaip ir pradinio lenkimo metu, stipriausia 6-a sija. Šioje eksperimento dalyje taip pat visų sijų konstrukcija įtrūko.

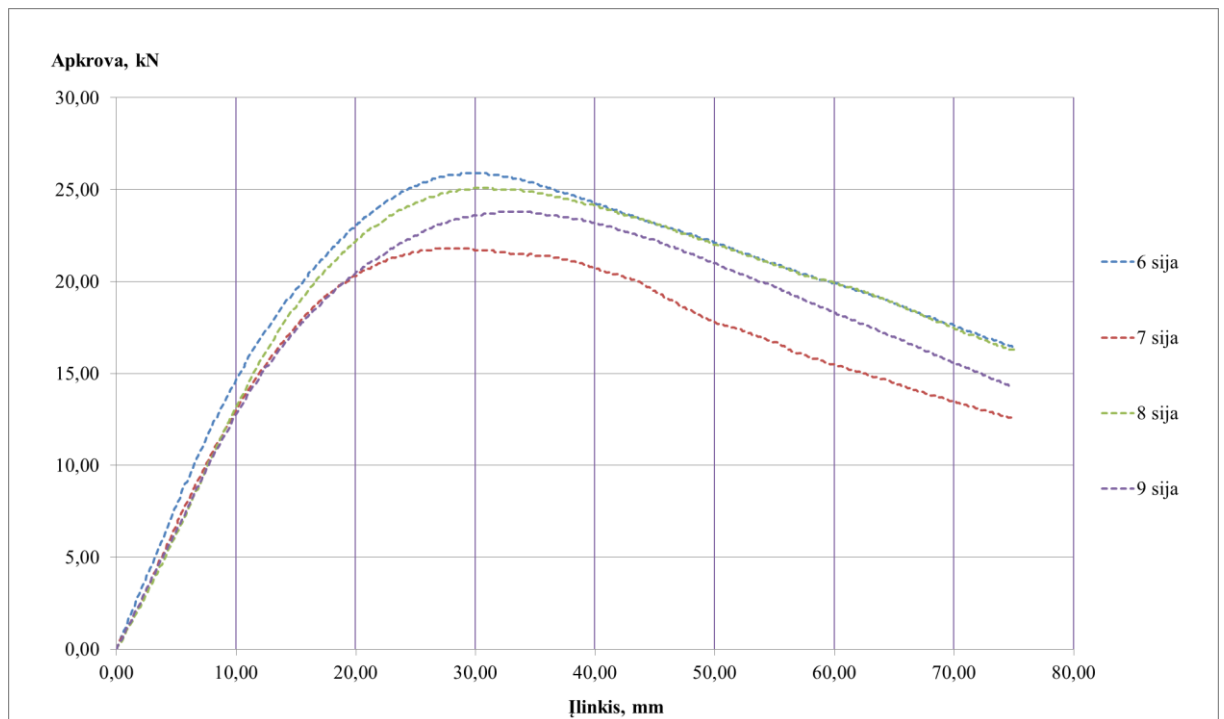
7 lentelė

Maksimalios apkrovos pakartotinio lenkimo eksperimento metu

	Maksimalios apkrovos dydis, kN							
	Apkrova pridėta tiesiogiai				Apkrova pridėta panaudojant gumos sluoksnį			
Sijos Nr.	2	3	4	5	6	7	8	9
Pakartotinis lenkimas (Vidurkis)	20,9	22,4	23,9	21,9	25,9	21,8	25,1	23,8
	(22,28)				(24,15)			



3.13 pav. Pakartotinio sijų lenkimo rezultatai (apkrova pridėta tiesiogiai prie paviršiaus)



3.14 pav. Pakartotinio sijų lenkimo rezultatai (apkrova pridėta panaudojant gumą)

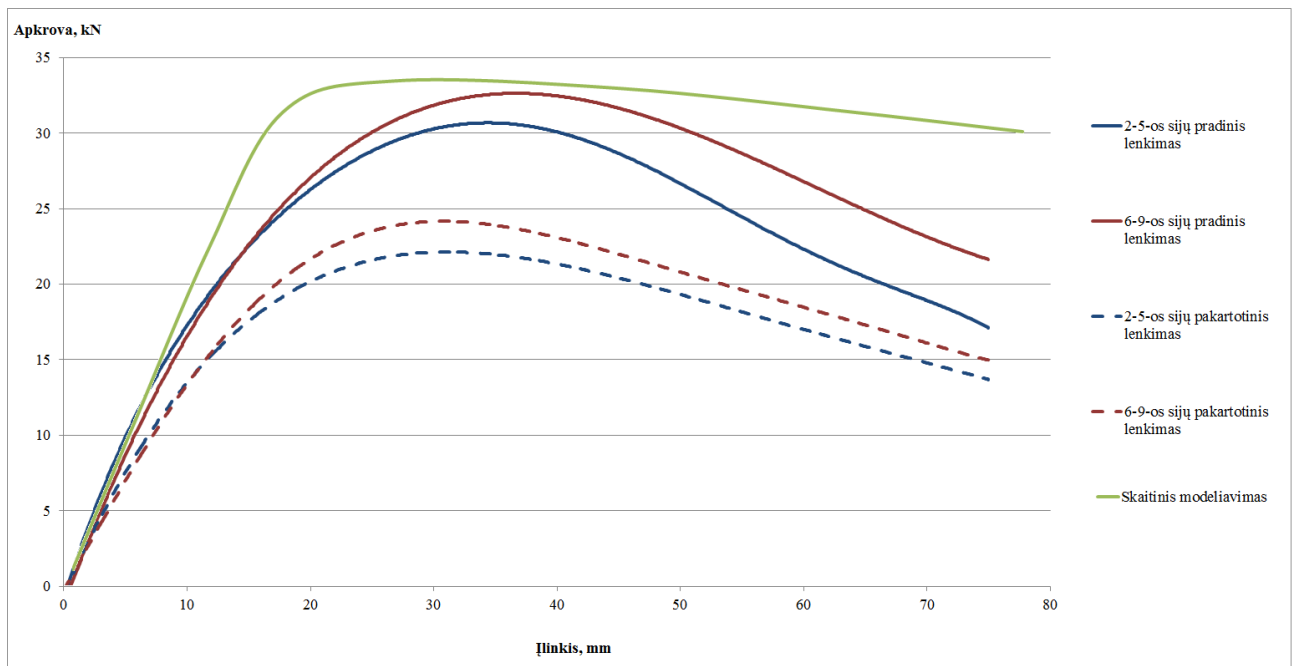
4. REZULTATŲ ANALIZĖ

Atlikus eksperimentą nustatyta, jog pakartotinio lenkimo metu lengvojo automobilio skersinės pusrėmio sijos stiprumas sumažėja 26 – 29 procentais, maksimali apkrovą, kurią atlaiko ištiesinta buferio sija sumažėja 8,5-8,9 kN. Panaudojus papildomą medžiagą apkrovos pridėjimo vietoje, sijų konstrukcija išliko stipresnė lenkiant ją tiek pirmą kartą, tiek antrą. Pradinio lenkimo metu 7-ių sijų konstrukcija išliko vientisa, o jas lenkiant pakartotinai atsirado kelių centimetrų dydžio įtrūkimai ir plyšiai. Galutiniai viso eksperimento rezultatai pateikiami 4.2 pav. Sijas lenkiant antrą kartą, beveik nebeliko tiesinės įlinkio nuo apkrovos priklausomybės, ištiesinta sija nuo pat eksperimento pradžios deformuojasi plastiškai.

Skaitinio modeliavimo metu gauta įlinkio priklausomybė nuo įlinkio atitinka literatūroje pateiktus pavyzdžius (1.8 pav., 1.10 pav.). Eksperimento metu, nepriklausomai nuo apkrovos pridėjimo sąlygų, ši priklausomybė nėra identiška: tampriojo deformavimo metu kreivės beveik idealiai sutampa, tačiau prasidėjus plastinėms deformacijoms įlinkis didėja sparčiau. Apkrovai pasiekus piką, dėl įtempimų koncentracijos apkrovos pridėjimo vietoje atsiranda papildomos deformacijos, todėl apkrova mažėja pastebimai greičiau, negu teoriniu atveju. Papildomai panaudotas gumos sluoksnis iš dalies padėjo pašalinti šį efektą.



4.1 pav. Eksperimentui atlikti panaudos buferio sijos



4.2 pav. Galutiniai tyrimo rezultatai

Teoriškai apskaičiuota tampriosios deformavimo zonos ribinė apkrova $F_{pl}=37,4$ kN yra artima skaitinio modeliavimo metu pasiektai 34 kN apkrovai bei 13 – 14 procentų viršija eksperimento metu gautus dydžius.

IŠVADOS IR REKOMENDACIJOS

1. Literatūros analizės metu nustatyta, kokios konstrukcijos bei metalų lydiniai yra dažniausiai naudojami buferio sijų gamyboje. Literatūroje dažniausiai nagrinėjamas statinis lengvojo automobilio pusrėmio skersinės sijos tyrimo būdas.
2. Tyrimo metu buvo įvertinta tiriamos sijos įtvirtinimo tipo įtaka galutiniams rezultatams. Atlikus skaičiavimus bei skaitinį modeliavimą buvo nustatyta, jog norint gauti tikslesnius rezultatus eksperimento metu, reikės pasigaminti specialų stendą, kuris užtikrintų 257 N/mm sijos laikiklių standumą.
3. Eksperimentui atlikti reikėjo pritaikyti turimą įrangą: perdaryti poslinkio matuoklį, jog būtų galima išmatuoti įlinkį iki 100mm; sijų lenkimo bandymo stendo gamyboje parinkti tinkamą atramą, sudarytą iš dviejų GOST 8240-72 16 nr. profilių.
4. Maksimalios apkrovos pradinio lenkimo metu gautos šiek tiek mažesnės už skaitinio modeliavimo metu gautą maksimalią 34kN apkrovą. Apkrovą prie sijų pridėjus tiesiogiai gauta vidutinė maksimali reikšmė siekia 31,2kN (8 procentais mažiau), o panaudojus gumos sluoksnį rezultatas yra dar arčiau teorinės ribos – 32,6kN(4 procentais mažiau). Atliekant analogiškus buferio sijų lenkimo bandymus tikslinga panaudoti medžiagą, kuri sumažintų įtempimų koncentracijas apkrovos pridėjimo vietoje.
5. Pakartotinio lenkimo bandymo metu bandinių, prie kurių apkrova buvo pridėjama tiesiogiai, maksimali apkrova sumažėjo 29 procentais ir siekė 22,3kN. Be to, lenkiant antrą kartą visų sijų konstrukcija sutrūko, atsirado plyšiai.
6. Pakartotinio lenkimo bandymo metu bandinių, prie kurių apkrova buvo pridėjama panaudojant gumą, maksimali apkrova sumažėjo 26 procentais ir siekė 24,2 kN. Šių sijų konstrukcija taip pat suiro lenkiant jas antrą kartą.
7. Lenkiant 7-ąjį bandinį, jo konstrukcija įtrūko pirmojo eksperimento metu. Ištiesinus šią siją, jos pakartotinio lenkimo rezultatas buvo pats prasčiausias grupėje – maksimali apkrova 21,8 kN (9 procentais mažiau, negu grupės vidurkis).
8. Naudoti ištiesintą elementą pavojinga ir ekonomiškai nenaudinga, atsižvelgiant į pradines jo deformavimo sąlygas, stiprumas sumažėjęs beveik 30 procentų. Trumpalaikė ekonominė nauda ateityje gali virsti žymiai didesne žala, kuomet dėl susilpnėjusios sijos konstrukcijos smulkaus eismo įvykio metu būtų apgadinta daugiau detalių, negu naudojant nedeformuotą elementą. Trečdaliu silpnesnė sijos konstrukcija gali sutrikdyti visos smūgio valdymo sistemos efektyvumą, todėl atsiranda papildoma ekipažo bei pėsčiųjų sužeidimo rizika. Konstrukciją ypač susilpnina nors ir vos matomas įtrūkimas.
9. Tyrimas buvo atliktas su uždarojo tipo buferio sijomis. Eksperimentą galima tęsti su atvirojo tipo sijomis ir nagrinėti mažesnę įlinkį. Atvirojo tipo buferio sijas lengviau ištiesinti ir galima tiksliau atstatyti pradinę geometrinę formą, o mažesnis nagrinėjamas įlinkis pašalins netikėto konstrukcijos suirimo tikimybę.

LITERATŪRA

1. *Mercedes-Benz TecDay – Occupant protection* [interaktyvus]. 2008 [žiūrėta 2017-11-05]. Prieiga per : <https://www.benzinsider.com/2008/11/mercedes-benz-tecday-occupant-protection>
2. *Applications–Car body –Crash Management Systems* [interaktyvus]. 2013, 2-13 [žiūrėta 2018-13-12]. Prieiga per : http://european-aluminium.eu/media/1548/4_aam_crash-management-systems1.pdf
3. SRIKANTH , V.Mohan, K.Venkateswara RAO and M.Sri Rama MURTHY. *Impact Analysis of a Car Bumper For Various Speeds Using Carbon Fiber Reinforced Poly Ether Imide and S2 Glass Epoxy Materials By Solid Works software*. International Journal of Research in Mechanical Engineering and Technology, 2013, 1. ISSN 22495762.
4. RAMYASREE , Lingam, D. VENKATARAMANIAH and G. Naveen KUMAR. *Impact Analysis of Frontal Car Bumper using Long Fibre Reinforced Thermoplastics*. International Journal of Applied Engineering Research, 2014, 1. ISSN 09734562
5. MARK, Steve. *Pedestrian safety upper legform bumper impact simulation*. JAV, Honda R&D Americas, 1-4.
6. NUNES, Tiago Migueis Encarnação. *Multi-objective design optimization of a frontal crash energy absorption system for a road-safe vehicle*. 2017, 13-19.
7. RAO, S.Srinivasa, K.VISWATEJ and S. ADINARAYANA. *Design and Sensitivities Analysis on Automotive Bumper Beam Subjected to Low Velocity Impact*. International Journal of Engineering Trends and Technology, 2016, 110-112. ISSN 22315381.
8. BALAJI, M., S. M. VIGNESH, M. SRINIVASAGAN, J. THIYAGARAJAN, and S. Rajesh KUMAR. *Impact Behavior of Automotive Bumper Beam under Crashes*. Indian Journal of Science and Technology, 2016, 2. ISSN 09745645.
9. JIANGUANG FANG, Zhi Xiao and GUANGYONG SUN, Qing Li . *Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam*. 2015,4-5. Prieiga per: doi: 10.1016/j.advengsoft.2015.03.005
10. JINGWE, Zhang, Ma MINGTU, Fan TIQIANG, Zhao QINGJIANG and Li YANG. *Light weight replacement and the optimization design of bumper beam based on crash safety*. 2014, 69-70. Prieiga per: doi: 10.15302/J-ENGI-2014022
11. SUNEETHA, K, A. Ramanjaneya REDDY and P. HUSSAIN. *Design and analysis of car bumper*. International Journal of Mechanical Engineering Research and Technology, 2016, 4. ISSN 2454535X.
12. RAO, P. Sampath and S.SAIKUMAR. *Design analysis of bumper beam subjected to offset impact loading for automotive applications*. International journal of mechanical engineering and technology, 2015, 65-66. ISSN 09766359.
13. BAUTISTA, Garret, Chad HARDIN and Ben TAYLOR . *Best-In-Class Global Bumper Reinforcement Beam*. San Luis Obispo, 2009, 17-18, 30-34, 44-45.

14. REDDY, P. Ravinder, Thota HARISH . *Design and Crash Analysis of Passenger Car Frontal Bumper Beam Using Hypermesh and Radioss*. International Journal of Emerging Research in Management & Technology, 2015, 2. ISSN 2279359.

15. *National Highway Traffic Safety Administration* [interaktyvus]. 2008 [žiūrėta 2018-03-07].

Prieiga per: <https://www.nhtsa.gov/ratings>

16. MORGAN, Richard M, Chongzhen CUI, Dhafer MARZOUGUI, Kennerly H. DIGGES and Libo CAO. *Frontal Pole Impacts*. 2012, 157.

17. KOKKULA, S, M. LANGSETH, O. S. HOPPERSTAD and O. G. LADEMO. *Offset impact behaviour of bumper beam-longitudinal systems: Experimental investigations*. International Journal of Crashworthiness, 2005, 2-8. Prieiga per: doi: 10.1533/ijcr.2005.0122

18. KUSEKAR, Sambhaji Kashinath and Chunge Abhijit BALASAHEB. *Review of design & analysis of bumper beam in low speed frontal crashes*. International Journal of Industrial Electronics and Electrical Engineering, 2014, 6. ISSN 23476982.

19. *Ketvirtinė automobilių rinkos apžvalga* [interaktyvus]. 2017 [žiūrėta 2017-10-22]. Prieiga per: <https://autoplus.lt/tyrimai/ketvirtine-automobiliu-rinkos-apzvalga-2017m-1-ketvirtis>

20. *Nedal aluminium. Alloy data sheet* [interaktyvus]. 2017 [žiūrėta 2017-11-12]. Prieiga per: <https://www.nedal.com/wp-content/uploads/2018/02/Nedal-alloy-Datasheet-EN-AW-7108A.pdf>

21. DRAGŪNAS, B., K. PILKAUSKAS, A. STASIŪNAS ir R. STASIŪNAS. *Inžinieriaus mechaniko žinytas*. Vilnius: Mokslas, 1998. ISBN 5420000288.

22. BAREIŠIS, J. *Konstruktinių elementų atsparumas*. Šiauliai, 2003, 27, 229.

23. *Automobilio.Info* [interaktyvus]. [žiūrėta 2017-12-28]. Prieiga per: <http://automobilio.info/en/Volkswagen/Passat/Passat-B5/1.8-20V-125-AG/6289>

24. *Forces in Car Crashes* [interaktyvus]. [žiūrėta 2017-02-16]. Prieiga per: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/carc.html>

25. BAREIŠIS, J. *Medžiagų mechanika*. Šiauliai, 2000, 11.

26. *The wood database* [interaktyvus]. [žiūrėta 2017-02-19]. Prieiga per: <http://www.wood-database.com/eastern-white-pine/>

27. *Steel 'debate' guest column: The future for steel in the automotive industry* [interaktyvus]. 2015, [žiūrėta 2017-04-02]. Prieiga per: <http://www.repairerdrivennews.com/2015/07/08/steel-debate-guest-column-the-future-for-steel-in-the-automotive-industry/>

28. BOGDEVIČIUS, M., R. JUNEVIČIUS, .V. VANSKAUSKAS. *Transporto priemonių dinamika*. Vilnius: Technika, 2012, 6-12.