



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Automobilio priekinės deformacinės zonos lonžerono tyrimas
Baigiamasis magistro projektas

Virgilijus Domarkas
Projekto autorius

Prof. Vaidas Lukoševičius
Vadovas

Kaunas, 2023



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Automobilio priekinės deformacinės zonos lonžerono tyrimas

Baigiamasis magistro projektas
Transporto priemonių inžinerija (6211EX021)

Virgilijus Domarkas

Projekto autorius

Prof. Vaidas Lukoševičius

Vadovas

Doc. Vytautas Dzerkelis

Recenzentas

Kaunas, 2023



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas
Virgilijus Domarkas

Automobilio priekinės deformacinės zonos lonžerono tyrimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad:

1. baigiamąjį projektą parengiau savarankiškai ir sąžiningai, nepažeisdama(s) kitų asmenų autoriaus ar kitų teisių, laikydamasi(s) Lietuvos Respublikos autorių teisių ir gretutinių teisių įstatymo nuostatų, Kauno technologijos universiteto (toliau – Universitetas) intelektinės nuosavybės valdymo ir perdavimo nuostatų bei Universiteto akademinės etikos kodekse nustatytų etikos reikalavimų;
2. baigiamajame projekte visi pateikti duomenys ir tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti teisėtai, nei viena šio projekto dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar elektroninių šaltinių, visos baigiamojo projekto tekste pateiktos citatos ir nuorodos yra nurodytos literatūros sąrašė;
3. įstatymų nenumatytų piniginių sumų už baigiamąjį projektą ar jo dalis niekam nesu mokėjęs (-usi);
4. suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo ar kitų asmenų teisių pažeidimo faktui, man bus taikomos akademinės nuobaudos pagal Universitete galiojančią tvarką ir būsiu pašalinta(s) iš Universiteto, o baigiamasis projektas gali būti pateiktas Akademinės etikos ir procedūrų kontrolieriaus tarnybai nagrinėjant galimą akademinės etikos pažeidimą.

Virgilijus Domarkas

Patvirtinta elektroniniu būdu



Kaunas technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Baigiamojo magistro projekto užduotis

Išduota studentui (-ei) – Virgilijui Domarkui

1. Projekto tema

Automobilio priekinės deformacinės zonos lonžerono tyrimas

(Lietuvių kalba)

Investigation of Longitudinal Member of a Car Frontal Crumple Zone

(Anglų kalba)

2. Projekto tikslas ir uždaviniai

Tikslas: Nustatyti pasirinktų lonžeronų deformacines savybes ir įvertinti, kokią įtaką sugeriamos energijos kiekiui turės pasikeitusi lonžerono forma ir medžiaga.

Uždaviniai:

1. Atlikti literatūros analizę ir apžvelgti automobilio deformacinės zonos elementus;
2. Pasirinktus automobilių priekinius lonžeronus ištirti laboratorijoje;
3. Naudojant programinę įrangą „SolidWorks“ sumodeliuoti pasirinktų automobilių priekinius lonžeronus ir atlikti baigtinių elementų analizę „Ansys LS-Dyna“ programa;
4. Baigtinių elementų metodu nustatyti lonžerono formos pasikeitimo įtaką sugertos energijos kiekiui;
5. Pakeisti lonžerono medžiagą ir nustatyti, kaip pasikeis absorbuotos energijos kiekis.

3. Pagrindiniai reikalavimai ir sąlygos

Atlikti laboratorinius bandymus automobiliuose naudojamų lonžeronų medžiagų savybėms nustatyti. Baigtinių elementu metodu atlikti lonžeronų tyrimus.

4. Papildomi reikalavimai projektui, ataskaitai ir jos priedams

Netaikoma

Projekto autorius	Virgilijus Domarkas <i>(Vardas, Pavardė)</i>	2023-02-14 <i>(Data)</i>
-------------------	---	-----------------------------

Projekto vadovas	Prof. Vaidas Lukoševičius <i>(Vardas, Pavardė)</i>	2023-02-14 <i>(Data)</i>
------------------	---	-----------------------------

Krypties studijų programų vadovas	Doc. Saulius Japertas <i>(Vardas, Pavardė)</i>	2023-02-14 <i>(Data)</i>
-----------------------------------	---	-----------------------------

Domarkas, Virgilijus. Automobilio priekinės deformacinės zonos lonžerono tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas prof. Vaidas Lukoševičius; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Studijų kryptis ir sritis (studijų krypčių grupė): Transporto inžinerija (E12), Inžinerijos mokslai.

Reikšminiai žodžiai: deformacinė zona, lonžeronas, gniuždymo jėga, absorbuota energija.

Kaunas, 2023. 67 p.

Santrauka

Baigiamojo darbo literatūros analizės dalyje siekiama susipažinti su automobilio pasyvios saugos elementais, konstrukcijų tipais ir deformacinėmis zonomis. Pateikiami pagrindiniai automobilių konstrukcijų tipai, bei būdai jų saugumui ir stiprumui įvertinti. Įvardinami pagrindiniai automobilio lonžeronų tipai ir formos, aprašomi gamybos principai bei medžiagos, naudojamos lonžeronų gamyboje. Literatūros analizės pabaigoje apžvelgiami lonžeronų gniuždymo bandymų tyrimai.

Baigiamojo darbo tiriamojoje dalyje analizuojamos pasirinktų automobilių priekinių lonžeronų deformacinės savybės. Atlikus tempimo bandymus laboratorijoje, nustatomos lonžeronų medžiagos ir pagrindinės jų mechaninės charakteristikos. Gauta, jog abu lonžeronai pagaminti iš aliuminio lydinių. Pirmojo lonžerono aliuminio lydinio takumo riba yra lygi 210 MPa, o antrojo lonžerono takumo riba – 270 MPa.

Nustačius didžiausias reakcijos jėgas ir absorbuotos energijos kiekius, vertinama vidinės lonžerono sienelės įtaka skaičiuojamiesiems rezultatams. Nustatyta, jog pirmasis lonžeronas turėdamas papildomą sienelę suklumpa sunkiau, o tuo pačiu geba sugerti didesnę energijos kiekį, kuris 0,1 m poslinkio taške padidėja nuo 6,55 kJ iki 9,58 kJ. Antrajam lonžeronui panaikinus vidinę sienelę gauta, jog lonžeronas tampa suklupdomas lengviau, o absorbuota energija atitinkamai sumažėja nuo 15,19 kJ iki 8,97 kJ.

Nustatinėjant naudojamos medžiagos įtaką rezultatams, tiriamiesiems lonžeronams yra keičiamos medžiagos ir stebima, kaip pasikeis absorbuotos energijos kiekis. Iš viso yra naudojamos trys medžiagos – du aliuminio lydiniai ir konstrukcinis plienas. Lonžeronams priskyrus plieno medžiagą, šie tampa sunkiau suklupdomi ir jų sugeriamas energijos kiekis išauga. Tačiau lyginant su aliuminio lydiniais, naudojant plieną stipriai padidėjo lonžeronų įtempiai.

Paskutinėje darbo dalyje atliekamas formų tyrimas, kurio metu keičiant originalias formas stebimas absorbuotos energijos pokytis. Gauta, jog geriausios formos absorbuotos energijos atžvilgiu yra šešiakampio forma su vidine sienele ir stačiakampio forma su dvejomis vidinėmis sienelėmis. Taip pat nustatyta, jog įprastą stačiakampio formą pakeitus šešiakampio arba apskritimo formomis, gaunamas absorbuotos energijos kiekis padidėja.

Domarkas, Virgilijus. Investigation of Longitudinal Member of a Car Frontal Crumple Zone. Masters's Final Degree Project / supervisor prof. Vaidas Lukoševičius; Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Study field and area (study field group): Transport Engineering (E12), Engineering Science.

Keywords: Crumple zone, longitudinal member, buckling force, absorbed energy.

Kaunas, 2023. 67 p.

Summary

In the literature analysis part of the final master's project, the target is to get to know about vehicle passive safety elements, construction types and vehicle deformation zones. The main types of car structures are presented, as well as ways to assess their safety and strength properties. The main types and shapes of vehicle longitudinal member, the principles of production and used materials are described. At the end of literature review, the vehicle crash boxes are overlooked.

In the research part of the final master's project analyses deformation properties of the front side longitudinal members of the selected vehicles. After carrying out tensile tests in the laboratory, the materials of the longitudinal members and their main mechanical characteristics are determined. It was found that both members are made of aluminum alloys. The yield strength of the first longitudinal member is 210 MPa, and the yield strength of the second longitudinal member is 270 MPa.

Using „SolidWorks“ software 3D models of selected crash boxes are created and transferred to „Ansys LS-Dyna“ software for finite element analysis. During the analysis, vehicle crash boxes are buckling by applied different analysis conditions. It was determined that first crash box deformed at 10 m/s velocity fails when a force of 132 kN is reached. The second crash box is stronger, deformed at the same speed, it fails at 346 kN reached force.

After determined the maximum reaction forces and the amount of absorbed energy, the influence of the inner crash box wall is evaluated. It was found that the first crash box with an additional wall bends harder and at the same time is able to absorb a higher amount of energy, which increases from 6,55 kJ to 9,58 kJ at the 0,1 m displacement point. After removing the inner wall of the second crash box, it was found that crash box bends easier and the absorbed energy decreases from 15,19 kJ to 8,97 kJ.

In the part of determining the influence of the using material, the crash box materials are changed and the amount of absorbed energy is calculated. There are three materials used – two aluminum alloys and structural steel. Using structural steel for crash boxes the results shown that amount of absorbed energy is increased. However, compared to aluminum alloys, the use of steel significantly increases stress of crash boxes.

In the last part of the work, the investigation of the crash box shapes is carried out. It was found that the most optimal shapes are the hexagonal shape with one inner wall and the rectangular shape with two inner walls. It was also found that replacing the usual rectangular shape with hexagonal or circular shapes the amount of absorbed energy increases.

Turinys

Lentelių sąrašas	8
Paveikslų sąrašas	9
Santrumpų ir terminų sąrašas	11
Įvadas.....	12
1. Literatūros analizė.....	13
1.1. Pasyvioji transporto priemonių sauga	13
1.1.1. Oro pagalvės	13
1.1.2. Saugos diržai	14
1.1.3. Kėbulo deformacinės zonos	14
1.1.4. Priekinė kėbulo deformacinė zona	14
1.1.5. Galinė kėbulo deformacinė zona	15
1.1.6. Šoninė automobilio konstrukcija	16
1.2. Automobilio laikančioji konstrukcija	16
1.2.1. Laikantysis rėmas	16
1.2.2. Laikantysis kėbulas	17
1.2.3. Vamzdinis laikantysis rėmas	17
1.3. Gamyboje naudojamos medžiagos	18
1.3.1. Plienas.....	18
1.3.2. Aliuminis	18
1.3.3. Korio formos aliuminio junginio koncepcija	18
1.3.4. Magnis	19
1.4. Ekstruzijos procesas	19
1.5. Kėbulo konstrukcijos medžiagos.....	20
1.6. Saugumo testai.....	20
1.6.1. Priekinio smūgio testas.....	21
1.6.2. Smūgio į dalį kėbulo testas.....	21
1.6.3. Šoninio smūgio testas	22
1.7. Lonžeronas	22
1.7.1. Lonžeronai automobiliuose	23
1.7.2. Automobilių lonžeronų formos ir tipai.....	24
1.8. Lonžerono stiprumo bandymas	26
1.9. Skirtingų formų lonžeronų deformacija smūgio metu.....	27
1.10. Plonasienių konstrukcinių elementų stabilumas.....	28
1.11. Baigtinių elementų metodas	31
2. Tiriamoji dalis.....	32
2.1. Tiriamųjų lonžeronų ir automobilių, iš kurių jie paimti, apžvalga.....	32
2.2. Lonžerono medžiagos charakteristikų nustatymas ir naudojama metodika	33
2.3. Lonžerono gniuždymo bandymas ir tyrimo metodika.....	40
2.4. Lonžeronų bandinių gniuždymas	42
2.5. Automobilių lonžeronų gniuždymas ir absorbuotos energijos skaičiavimas	49
2.6. Lonžeronų vidinės sienelės ir deformacinių vietų įtakos absorbuotos energijos kiekiui nustatymas	54

2.7. Lonžerono medžiagos įtaka jėgai ir absorbuotai energijai	58
2.8. Pakeistos lonžeronų formos įtaka absorbuotos energijos kiekiui	61
Išvados	65
Literatūros sąrašas	66
Priedai.....	68
1 priedas. Gautas įtempių pasiskirstymas skirtingu laiko momentu, pirmąjį lonžeroną gniuždant skirtingomis užduotomis sąlygomis	68
2 priedas. Gautas įtempių pasiskirstymas skirtingu laiko momentu, antrąjį lonžeroną gniuždant skirtingomis užduotomis sąlygomis	69
3 priedas. Įtempių pasiskirstymas pirmajame lonžerone pakeitus originalią medžiagą.....	70
4 priedas. Įtempių pasiskirstymas antrajame lonžerone pakeitus originalią medžiagą	71
5 priedas. Įtempių pasiskirstymas pirmojo lonžerono modeliuose su pakeistomis formomis	72
6 priedas. Įtempių pasiskirstymas antrojo lonžerono modeliuose su pakeistomis formomis.....	73
7 priedas. Analizėse naudojamos kraštinės sąlygos	74

Lentelių sąrašas

1 lentelė. Bandymo metu gauti rezultatai [14]	27
2 lentelė. Smūgio bandymo metu gauti rezultatai [16]	28
3 lentelė. Galimi plokštelės parametrai pagal ISO standartą [21].....	34
4 lentelė. Pirmojo lonžerono medžiagos charakteristikos.....	39
5 lentelė. Antrojo lonžerono medžiagos charakteristikos	40
6 lentelė. Rezultatai, gauti gniuždant pirmąjį bandinį trimis skirtingais greičiais	46
7 lentelė. Rezultatai, gauti gniuždant antrąjį bandinį.....	49
8 lentelė. Pirmojo lonžerono gniuždymo rezultatai	52
9 lentelė. Antrojo lonžerono gniuždymo rezultatai.....	54
10 lentelė. Suminiai analizės rezultatai	56
11 lentelė. Antrojo lonžerono modelių suminiai rezultatai.....	58
12 lentelė. Rezultatai, gauti naudojant skirtingas medžiagas.....	60
13 lentelė. Rezultatai, gauti keičiant medžiagas antrajam lonžeronui	61
14 lentelė. Lonžeronų formų tyrimų rezultatai	63

Paveikslų sąrašas

1 pav. Pasyvioji automobilio sauga [1]	13
2 pav. Vairo oro pagalvės pagrindinės dalys [2]	13
3 pav. Kėbulo deformacinės zonos [4]	14
4 pav. Skirtingoms kėbulo dalims tenkanti smūgio energija [11]	15
5 pav. Galinė automobilio konstrukcijos dalis [8]	15
6 pav. Šoninė automobilio konstrukcija [8]	16
7 pav. Laikantysis rėmas [5]	16
8 pav. Laikantysis kėbulas [5] ir pagrindiniai elementai: 1 – priekiniai lonžeronai; 2 – priekiniai statramsčiai; 3 – centrinis statramstis; 4 – galiniai statramsčiai; 5 – transmisijos tunelis; 6 – stogo skersinis; 7 – galiniai lonžeronai.	17
9 pav. Vamzdinis laikantysis rėmas [5]	18
10 pav. Korio formos ląstelės [15]	19
11 pav. Ekstruzijos būdu gauti gaminiai [18]	19
12 pav. Automobilio kėbule naudojamos medžiagos [7]	20
13 pav. Automobilis po priekinio smūgio [9]	21
14 pav. Automobilis smūgio į dalį kėbulo metu [9]	21
15 pav. Šoninio smūgio testas [9]	22
16 pav. Priekiniai automobilio lonžeronai [10]	23
17 pav. Priekinė automobilio konstrukcija: 1 - nedeformuojama kabina; 2 – viršutinis priekinis skersinis; 3 – lonžeronas; 4 – buferio skersinis elementas; 5 – pagrindinis priekinis skersinis; 6 – rėmas [15]	23
18 pav. Lonžeronų formos [12]	24
19 pav. Kairėje lonžeronas iš aliuminio, o dešinėje iš plieno [13]	24
20 pav. Dviejų kamerų sulankstomas lonžeronas [13]	25
21 pav. Aliuminio lydinio EN 6063 lonžeronas [13]	25
22 pav. Įdėtinis lonžeronas [13]	25
23 pav. Gniuždymo mašina [14]	26
24 pav. Skirtingų formų bandiniai [14]	26
25 pav. Deformaciniai bandinių pokyčiai [14]	27
26 pav. Bandymui naudotų mėginių skerspjuviai [16]	27
27 pav. Nagrinėjami plonasieniai strypai [27]	29
28 pav. a) automobilis, iš kurio imamas bandinys [21]; b) tiriamasis lonžeronas	32
29 pav. a) antrasis automobilis, iš kurio paimtas bandinys [22]; b) antrasis tiriamasis lonžeronas..	32
30 pav. Paruošti bandiniai	33
31 pav. Bandinys pagal ISO standartą [21]	33
32 pav. Bandinio brėžinys su matmenimis	34
33 pav. Tempimui paruošti bandiniai	34
34 pav. Įtvirtintas bandinys su prijungtu ekstensiometru	35
35 pav. „Mercedes-Benz“ automobilio lonžerono nutraukti bandiniai	35
36 pav. „Audi“ automobilio lonžerono nutraukti bandiniai	36
37 pav. Pirmojo lonžerono įtempių priklausomybės nuo deformacijos diagrama	36
38 pav. Įtempiu priklausomybės nuo plastinių deformacijų kreivė	38
39 pav. Antrojo bandinio įtempių priklausomybės nuo deformacijos kreivė	39
40 pav. Antrojo lonžerono plastinės deformacijos kreivė	39

41 pav. Gniuždymo bandymo principinė schema [24]	40
42 pav. Klupdymo bandymui įtvirtintas bandinys	41
43 pav. Plieninio cilindro formos vamzdžio gniuždymo kreivė (a) ir vizualinis vamzdžio kitimas tam tikru metu pagal gautą kreivę (b) [24]	41
44 pav. Nepavykusio gniuždymo bandymo diagrama	42
45 pav. Bandiniai „SolidWorks“ aplinkoje: kairėje „Mercedes-Benz“ automobilio, o dešinėje „Audi“ automobilio	43
46 pav. Pirmojo bandinio tinklelis	43
47 pav. Pirmojo bandinio jėgos kitimo kreivės	44
48 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas <i>A</i> taške, kai bandinys deformuojamas 10 m/s greičiu	44
49 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas <i>B</i> taške, kai bandinys deformuojamas 10 m/s greičiu	44
50 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas <i>A</i> taške, kai bandinys deformuojamas 7 m/s greičiu ...	45
51 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas <i>B</i> taške, kai bandinys deformuojamas 7 m/s greičiu ...	45
52 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas <i>A</i> ir <i>B</i> taškuose, kai bandinys deformuojamas 4 m/s greičiu	46
53 pav. Antrojo bandinio tinklelis	47
54 pav. Antrojo bandinio jėgos kitimo kreivės	47
55 pav. Įtempių ir poslinkių pasiskirstymas bandinį deformuojant 10 m/s greičiu	48
56 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas bandinį deformuojant 7 m/s greičiu	48
57 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas bandinį deformuojant 4 m/s greičiu	49
58 pav. Sumodeliuoti automobilių lonžeronai	50
59 pav. Pirmojo lonžerono baigtinių elementų tinklelis	50
60 pav. Įtempių pasiskirstymas esant skirtingoms sąlygoms	50
61 pav. Jėgos kitimo kreivės	51
62 pav. Pirmojo lonžerono absorbuotos energijos kreivės	51
63 pav. Baigtinių elementų tinklelis ir įtempių pasiskirstymas	53
64 pav. Antrojo lonžerono jėgos kitimo kreivės	53
65 pav. Antrojo lonžerono absorbuota energija	54
66 pav. Analizėms naudojami pirmojo lonžerono modeliai su baigtinių elementų tinkleliais	55
67 pav. Kreivės, rodančios jėgos priklausomybę poslinkiui didėjant	55
68 pav. Absorbuotos energijos kreivės	56
69 pav. Antrojo lonžerono modeliai su sudarytu baigtinių elementų tinkleliu	57
70 pav. Antrojo lonžerono jėgos priklausomybės kreivės poslinkiui didėjant	57
71 pav. Antrojo lonžerono absorbuotos energijos kreivės	58
72 pav. Jėgos kitimas naudojant skirtingas bandinio medžiagas	59
73 pav. Absorbuotos energijos kreivės naudojant skirtingas medžiagas	59
74 pav. Jėgos priklausomybė pasikeitus lonžerono medžiagai	60
75 pav. Antrojo lonžerono absorbuotos energijos kreivės naudojant skirtingas medžiagas	61
76 pav. Lonžeronai su pakeistomis formomis	62
77 pav. Pirmojo lonžerono formų pakeitimo rezultatai	62
78 pav. Antrojo lonžerono formų pakeitimo rezultatai	63

Santrumpų ir terminų sąrašas

Santrumpos:

BEM – baigtinių elementų metodas;

1D – vienmatis vaizdas;

2D – dvimatis vaizdas;

3D – trimatis vaizdas.

Įvadas

Šiais laikais automobilių gamintojų naudojamos technologijos yra labai aukšto lygio. Gamindami automobilių kėbulus gamintojai atsižvelgia į daugelį aspektų. Kėbulą stengiasi daryti lengvą, bet tuo pačiu ir pakankamai stiprų, naudoja daug išmanių technologijų saugumui užtikrinti. Automobilio saugumas skirstomas į pasyvią ir aktyvią saugą.

Darbe pasirinkta nagrinėti ir tirti pasyvios saugos elementą – automobilio priekinį lonžeroną. Literatūros analizės metu siekiama surinkti informaciją apie automobiliuose esančius pasyvios saugos elementus, susipažinti su automobilio priekinės deformacinės zonos lonžeronų tipais bei medžiagomis naudojamomis gamyboje. Tyrimo daliai pasirinkta naudoti dviejų skirtingų automobilių priekinius lonžeronus, ištirti jų medžiagas ir nustatyti jų elgseną deformavimo metu. Keičiant lonžeronų originalią formą ir medžiagą, siekiama įvertinti šių pokyčių įtaką sugertos energijos kiekiui.

Darbo tikslas:

Nustatyti pasirinktų lonžeronų deformacines savybes ir įvertinti, kokią įtaką sugeriamos energijos kiekiui turės pasikeitusi lonžerono forma ir medžiaga.

Darbo uždaviniai:

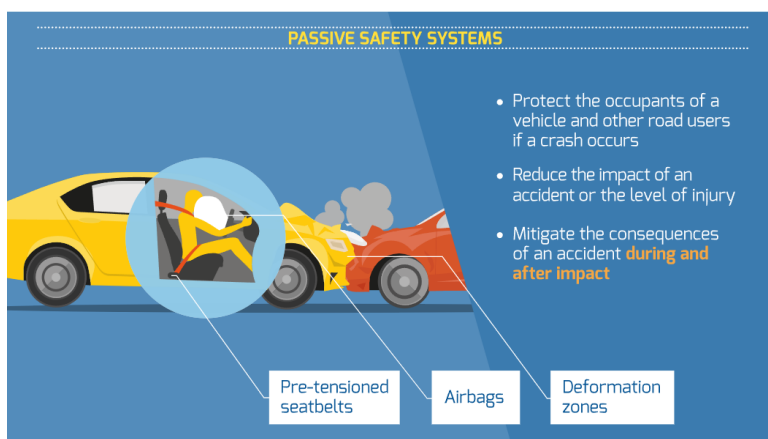
1. Atlikti literatūros analizę ir apžvelgti automobilio deformacinės zonos elementus;
2. Pasirinktus automobilių priekinius lonžeronus ištirti laboratorijoje;
3. Naudojant programinę įrangą „SolidWorks“ sumodeliuoti pasirinktų automobilių priekinius lonžeronus ir atlikti baigtinių elementų analizę „Ansys“ programa;
4. Baigtinių elementų metodu nustatyti lonžerono formos pasikeitimo įtaką sugertos energijos kiekiui;
5. Pakeisti lonžerono medžiagą ir nustatyti, kaip pasikeis absorbuotos energijos kiekis.

1. Literatūros analizė

Automobilių gamintojams vienas iš svarbiausių aspektų automobilių gamybos procese yra saugumo vairuotojams ir keleiviams užtikrinimas. Tikslas, kad eismo įvykių metu vairuotojui būtų padaryta kuo mažesnė žala ar visai jos išvengta. Pagrindinės saugos priemonės automobiliuose skirstomos į aktyviają ir pasyviają saugą. Darbe nagrinėjama pasyvioji automobilio sauga ir automobilio priekinės deformacinės zonos elementas – lonžeronas.

1.1. Pasyvioji transporto priemonių sauga

Pasyvios saugos sistemos yra tokios, kurios reaguoja įvykius eismo įvykiui. Jų tikslas yra sušvelninti eismo įvykio padarinius smūgio metu, iškart po patirto kontakto. 1 pav. pateiktos trys pagrindinės pasyvios saugos priemonės – saugos diržai, oro pagalvės ir konstrukcinės deformacinės zonos [1].

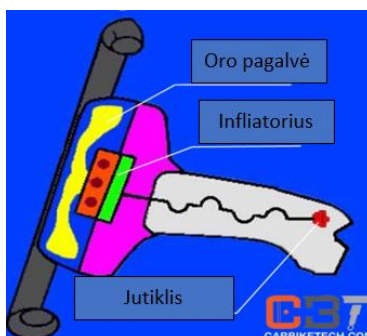


1 pav. Pasyvioji automobilio sauga [1]

Kiekvienos iš šių priemonių veikimas skirtinguose taškuose turi didelę įtaką keleivių saugumui.

1.1.1. Oro pagalvės

Oro pagalvės – tai pagalvės, kurios išsiskleidžia smūgio metu, o po to išsileidžia. Jos skirtos apsaugoti keleivius ir vairuotoją susidūrimo metu. Eismo įvykio metu oro pagalvės sukuria minkštą suvaržymą tarp keleivio ir salono detalių, o tai leidžia išvengti stiprių smūgių ir sumušimų. Anksčiau gamintuose automobiliuose oro pagalvės buvo montuojamos tik priekinėje automobilio salono dalyje ir padėdavo išvengti sužalojimų priekinio smūgio metu, o vėliau tobulėjant technologijoms pagalvės atsirado ir šoninėse automobilio dalyse, ties sėdynėmis ir statramsčiais [1].



2 pav. Vairo oro pagalvės pagrindinės dalys [2]

Pagrindiniai oro pagalvės komponentai pateikti 2 pav. Smūgio metu sureaguoja jutiklis ir perduoda signalą infliatoriui, kuriame susidarantys cheminis junginys sukuria spaudimą ir saugos oro pagalvė iššauna [2]. Atsižvelgiant į smūgio stiprumo jėgą, oro pagalvė išsiskleidžia maždaug per 25 milisekundes nuo gauto signalo iš jutiklių. Jeigu vairuotojas ar keleivis smūgio metu nėra prisisėgęs diržo, išsiskleidusi oro pagalvė gali ir sužaloti [8].

1.1.2. Saugos diržai

Saugos diržai – tai tvirtinimo sistemos, kurios nelaimingo eismo įvykio metu apsaugo vairuotoją bei keleivius nuo atsitrenkimo į automobilio panelę ar iškritimo iš sėdėjimo pozicijos. Tobulėjant technologijoms saugos diržai montuojami išmanesni, saugesni ir tiksliau veikiantys susidūrimo metu [1].

1.1.3. Kėbulo deformacinės zonos

Per paskutinius kelis dešimtmečius automobilio gamintojai stipriai patobulino kėbulo deformacijos, gniuždymo zonas, kurios skirtos sulaikyti smūgį eismo įvykio metu ir sumažinti smūgio poveikį keleiviams. Inžinieriai kurdami automobilius atsižvelgia į tokius veiksnius, kaip transporto priemonės dydis, masė, rėmo standumas, įtempių pasiskirstymas automobilio konstrukcijoje. Automobilio konstrukcija eismo įvykio metu yra veikiamą didelės kinetinės jėgos, kurios dydis priklauso nuo kūnų greičių ir masės. Visas automobilio kėbulas negali būti tamprus ir sugeriantis smūgius, kadangi kiltų pavojus keleiviams dėl besideformuojančių mazgų. Todėl šoninės automobilio konstrukcijos dalys yra gaminamos tokios, jog būtų standžios ir sunkiai gniuždomos [3]. Gniuždymo zonos 3 pav. pavaizduotos priekinėje ir galinėje automobilio kėbulo dalyse, o vidinė kėbulo dalis yra saugoma.



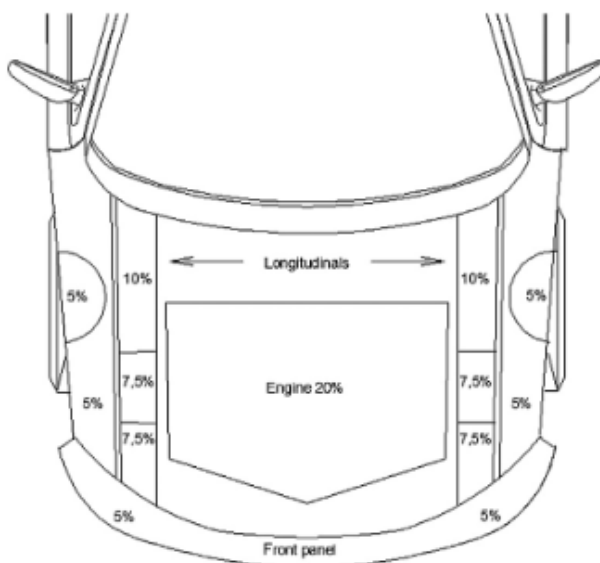
3 pav. Kėbulo deformacinės zonos [4]

Automobilių deformacinės zonas veikimo principas panašus į amortizatoriaus. Deformacinės zonos absorbuoja smūgius ir sulaiko susidariusią energiją, jog ši stipriai nepaveiktų tolimesnės automobilio konstrukcijos [4].

1.1.4. Priekinė kėbulo deformacinė zona

Ši zona yra atsakinga už energijos absorbciją priekinio smūgio metu. Priekinės zonos konstrukciją sudaro dvi viršutinės sijos, kurios absorbuoja didžiąją dalį smūgio. Kairė ir dešinė sijos yra sujungtos su priekiniu buferiu, kuris išlygina apkrovos paskirstymą abiem sijoms. Sijų, arba dar kitaip vadinamų lonžeronų, paviršius dažnai būna su skylėmis, kurios yra skirtos tam, kad veikiamas apkrovos

lonžeronas imtų linkti projektuotojų numatytoje vietoje. Automobiliuose, kuriuose variklis montuojamas priekyje, įprastai apie 20% patirtos smūgio energijos tenka varikliui [8].



4 pav. Skirtingoms kėbulo dalims tenkanti smūgio energija [11]

Aukštos klasės automobiliuose priekinė deformacinė zona dažniausiai gaminama iš aliuminio lydinių. Priekinės deformacinės zonos konstrukcija absorbuoja didžiąją dalį smūgio energijos [8]. 4 pav. pateiktas smūgio metu absorbuotos energijos kiekis procentais tenkantis priekinei automobilio konstrukcijai. Pasiskirstymas gautas 56 km/h greičiu važiuojančiam automobiliui atsitrenkus į standžią kliūtį [11].

1.1.5. Galinė kėbulo deformacinė zona

Eismo įvykių metu smūgiai į automobilio galinę dalį dažniausiai yra mažai pavojingi vairuotojui ar keleiviams. Tačiau naudojama konstrukcija yra panaši, kaip ir automobilio priekinės deformacinės zonos.



5 pav. Galinė automobilio konstrukcijos dalis [8]

Galinę kėbulo dalį sudaro dvi išilginės sijos sujungtos su buferio sustiprinimo sija. Smūgio metu sijos sulinksta tam tikrose vietose ir absorbuoja smūgio energiją [8].

1.1.6. Šoninė automobilio konstrukcija

Šios konstrukcijos tikslas – išlaikyti vidinę vairuotojo ir keleivių zoną kuo mažiau pažeistą.



6 pav. Šoninė automobilio konstrukcija [8]

Tam tikslui šoninė automobilio konstrukcija, statramsčiai yra suprojektuoti taip, kad būtų labai standūs, atsparūs gniuždymui. Tam naudojamas itin didelio stiprumo plienas. Didžiausią reikšmę saugumui turi šoninis centrinis statramstis, paveikslėlyje žymimas raudona spalva (žr. 6 pav.). Jis yra ypač atsparus kėbulo konstrukcijos komponentas su minimaliu leistinu poslinkiu deformacijos metu. Siekiant, kad keleivių zona būtų kuo mažiau pažeista, didelę įtaką turi ir stogo konstrukcija, kuri taip pat turi itin mažas leistinas poslinkio reikšmes deformacijos metu [8].

1.2. Automobilio laikančioji konstrukcija

Automobilio laikančiąją konstrukciją paprastai galima suskirstyti į du tipus – tai laikantysis rėmas ir laikantysis kėbulas.

1.2.1. Laikantysis rėmas

Šio tipo rėmas laikomas vienas iš pirmųjų rėmų, kuris buvo išrastas pradėjus gaminti pirmuosius automobilius. Įprastai toks rėmas turi dvi išilgines masyvias sijas, kurias tarpusavyje jungia dvi ir daugiau sijų (žr. 7 pav.).

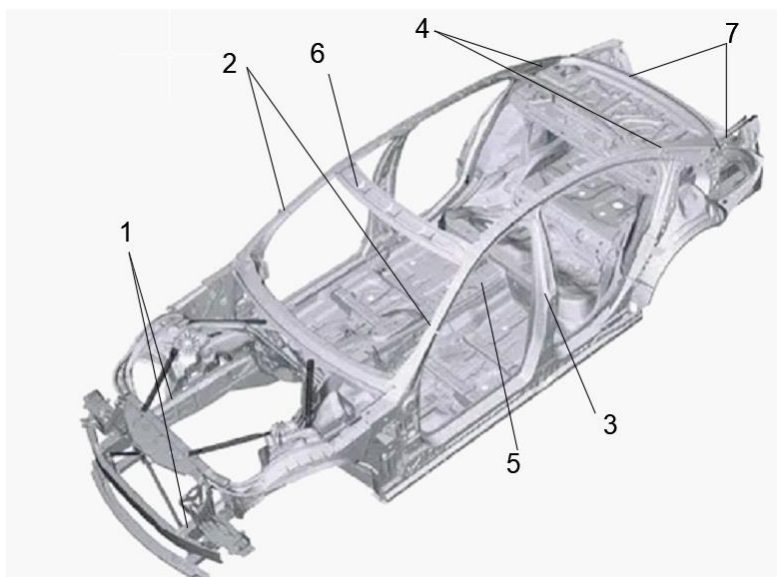


7 pav. Laikantysis rėmas [5]

Dėl palyginamai lengvos rėmo konstrukcijos, laikantįjį rėmą buvo nesunku pagaminti ir pradėti masinę jo gamybą. Šitoks sprendimas pirmaisiais automobilių gamybos metais buvo labai didelis šuolis į priekį. Šio tipo rėmas yra patogus agregatų tvirtinimui automobilio surinkimo proceso metu, o kadangi jis yra ir gana masyvus, bei sunkus, vis dar yra naudojamas transporto priemonėse, kurios skirtos vilkti sunkius objektus. Rėmo trūkumas – didelis sukimosi standumas, dėl kurio posūkių įveikimas tampa sudėtingesnis. Dėl didelio konstrukcijos svorio šis rėmas nebenaudojamas šiuolaikinių automobilių gamyboje [5].

1.2.2. Laikantysis kėbulas

Tai ganėtinai sudėtingos konstrukcijos junginys, kuris jungia važiuoklę ir rėmą vienoje visumoje. Tokio tipo laikantieji kėbulai dažniausiai naudojami šių laikų automobilių gamyboje ir turi daug pranašumų. Laikančiojo rėmo pavyzdys ir pagrindiniai jo elementai pateikti 8 paveiksle.

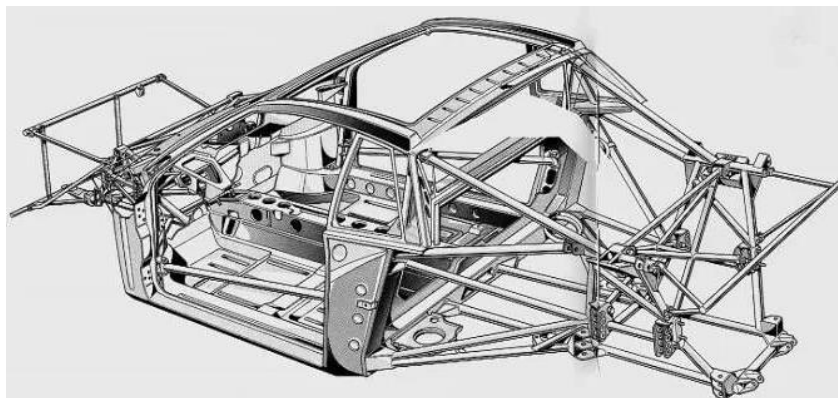


8 pav. Laikantysis kėbulas [5] ir pagrindiniai elementai: 1 – priekiniai lonžeronai; 2 – priekiniai statramsčiai; 3 – centrinis statramstis; 4 – galiniai statramsčiai; 5 – transmisijos tunelis; 6 – stogo skersinis; 7 – galiniai lonžeronai.

Laikančiojo kėbulo privalumas tas, jog jis yra saugus dėl jo uždaro tipo konstrukcijos, o pati konstrukcija standi ir stipri. Skirtingi kėbulo elementai dažnai sujungiami suvirinimo būdu. Kaip trūkumą galima išskirti, jog tokio tipo konstrukcija nėra efektyvi ne masinėje gamyboje [5].

1.2.3. Vamzdinis laikantysis rėmas

Vamzdinis laikantysis rėmas dažniausiai naudojamas sportiniams automobiliams gaminti, kadangi tokio tipo konstrukcija leidžia labiau apsaugoti vairuotojo sėdėjimo vietą (žr. 9 pav.).



9 pav. Vamzdinis laikantysis rėmas [5]

Kėbulas dažniausiai gaminamas iš plieninių vamzdžių, sujungtų tarpusavyje suvirinimo būdu. Lyginant su kitomis rėmo konstrukcijomis, šis pasiekia geresnius standumo rezultatus. Išlaikant ganėtinai mažą masę išgaunamos aukštos stiprumo charakteristikos. Dėl sudėtingos konstrukcijos šio tipo rėmą yra sunkiau pagaminti ir tai reikalauja daugiau laiko [5].

1.3. Gamyboje naudojamos medžiagos

Gamintojų tikslas – naudojant kuo lengvesnes ir pigesnes medžiagas išgauti geriausią gaminamo produkto kokybę. Šiame skyrelyje bus susipažinta su pagrindinėmis gamyboje naudojamomis medžiagomis.

1.3.1. Plienas

Renkantis medžiagą gamybai yra atsižvelgiama į tokius elementus ir charakteristikas kaip terminis, cheminis ar mechaninis atsparumas, gaminimo efektyvumas ir ilgaamžiškumas. Remiantis šiais kriterijais, plienas yra vienas pirmųjų pasirinkimų rinkoje. Vykstant tobulinimams ir plėtrai plieno industrijoje, plienas padaromas stipresnis, lengvesnis bei standesnis, nei anksčiau. Vienas didžiausių privalumų naudojant plieną kaip kėbulo konstrukcijos medžiagą yra tas, jog plienas natūraliai geba absorbuoti smūgio energiją, atsirandančią eismo įvykio metu [6].

1.3.2. Aliuminis

Aliuminis plačiai naudojamas automobilių pramonėje, gaminant kėbulo konstrukcijas. Naudojant aliuminį galima sumažinti transporto priemonės svorį. Mažas svoris, didelė savitoji energijos absorbcijos geba bei didelis stiprumas yra svarbiausios aliuminio savybės. Aliuminis yra atsparus korozijai, tačiau dėl mažo lankstumo modulio jis negali pakeisti plieninių dalių. Aliuminis naudojamas kėbulo konstrukcijoms, apdailai ir išorės tvirtinimams, pavyzdžiui, skersinėms sijoms, durims ar variklio dangčiams [6].

1.3.3. Korio formos aliuminio junginio koncepcija

Korio formos aliuminio junginio struktūra buvo pristatyta norint ištirti plonasienių lonžeronų gebėjimą absorbuoti smūgio energiją. Tyrimai buvo atliekami naudojant eksperimentinius ir skaitinius metodus. 10 pav. matomos dvi skirtingos medžiagų ląstelės.



10 pav. Korio formos ląstelės [15]

Kairėje paveikslėlio pusėje matoma šešiakampio formos ląstelė, kuri medžiagai suteikia mažesnį tankį. Dešinėje pusėje matoma stačiakampio formos ląstelė, kuri tam tikrame taške turi mažesnius priešingus kreivumus, kurie leidžia medžiagai lengviau formuotis „W“ kryptimi. Plokštumoje veikianti kirpimo jėga yra sumažinama dėl korio šerdies. Kai ląstelės plokštumoje atstumas tarp dalelių lyginant su sienelės storiu yra didelis, kirpimo įlinkis pasidaro nedidelis ir mažai reikšmingas [15].

1.3.4. Magnis

Magnis yra dar vienas lengvas metalas, kuris automobilių gamyboje vis labiau naudojamas šalia aliuminio. Magnis yra 33 % lengvesnis už aliuminį ir 75 % lengvesnis už plieninius elementus. Magnio komponentai turi daug mechaninių trūkumų, kuriuos reikia šalinti įvairiomis priemaisomis, jog būtų tinkamas naudoti gamyboje. Magnis turi mažesnę atsparumą tempimui ir nuovargiui lyginant su aliuminiu. Magnio lydiniai yra silpnesni už aliuminio, o šilumos plėtimosi koeficientas geresnis. Kad magnį galėtų panaudoti gamyboje, jis yra legiruojamas su papildomais elementais – manganu, aliuminiu ir cinku [6].

1.4. Ekstruzijos procesas

Ekstruzija – tai liejimo procesas, kurio metu išsilydžiusi medžiaga yra stumiama presu per iš anksto suprojektuotą matricą, dėl to gaunama tam tikra gaminio forma, skerspjūvis. Ekstruzija yra labai paplitusi pasaulyje, dėl šio proceso gaminiai gaunami ne tik iš metalų, bet ir plastikų, polimerų bei keramikinių medžiagų. Ekstruzijos naudojimas gamintojams suteikia galimybę sukurti net ir labai sudėtingo skerspjūvio gaminius [17]. Pradėjus naudoti aliuminio ekstruziją atsirado didesnės galimybės panaudoti aliuminį automobilių pramonėje. Šis būdas tapo ekonomiškai taupus masinėje gamyboje kuriant sudėtingų formų gaminius.

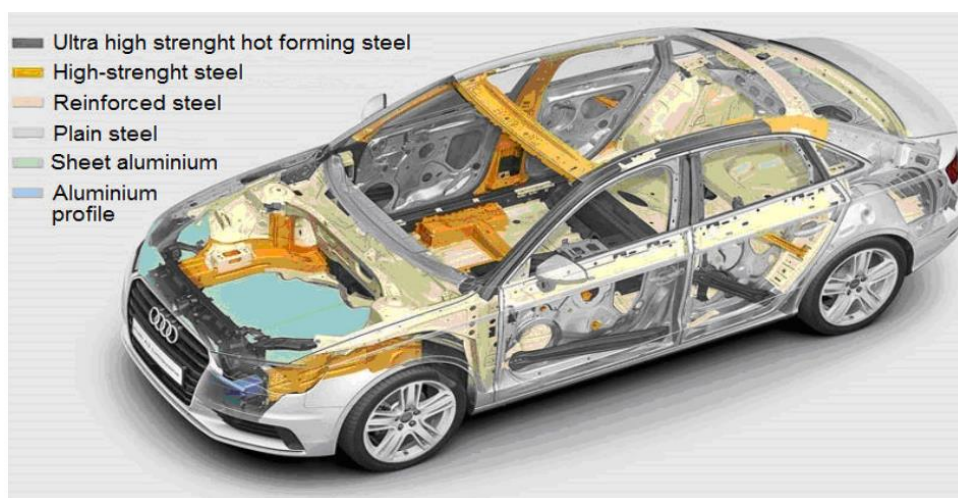


11 pav. Ekstruzijos būdu gauti gaminiai [18]

Vidutinio ir didelio stiprumo lydiniai buvo gaunami būtent ekstruzijos būdu. Jų formavimas ir galutinis stiprumas buvo kontroliuojamas gautus gaminius vėl pakaitinant ir atliekant sendinimo procesus. Aliuminio ekstruzijos būdu pradėtos gaminti automobilių buferių skersinės sijos ir lonžeronai, kurių pavyzdžiai pateikti 11 pav. Dabar tokių gaminių per metus pagaminama milijonais [18].

1.5. Kėbulo konstrukcijos medžiagos

Nepaisant to, jog automobilių gamybos industrijoje atsiranda vis naujesnių medžiagų, gaminant kėbulus plienas išlieka populiariausiu pasirinkimu. Plienas yra laiko patvirtinta medžiaga ir dėl savo stiprumo yra ilgą laiką naudojamas automobilių kėbulų gamyboje [7]. 12 paveikslėlyje pateiktas lengvojo automobilio pavyzdys, kuriame kėbulo rišančioji medžiaga yra plienas.



12 pav. Automobilio kėbule naudojamos medžiagos [7]

Renkantis medžiagą gamybai iškeliami pagrindiniai reikalavimai yra didelis medžiagos stiprumas, nesudėtingas apdirbimas, kuo mažesnė masė ir atsparumas korozijai. Dėl išsivysčiusios plieno gamybos, automobilių gamintojai gali pagaminti skirtingų rūšių plienus, kuriuos pagal jų paskirtį naudoja skirtingose kėbulo dalyse. Pavyzdžiui, ties statramsčiais, kur reikalingas didelis standumas, naudojamas labai didelio stiprumo karštai formuotas plienas, o lonžeronams naudojamas didelio stiprumo plienas, kuris gali deformuotis ir absorbuoti išorines jėgas, atsiradusias eismo įvykio metu. Daugumos automobilių kėbulai yra gaminami iš lakštinio plieno [7].

Šiais laikais automobilių kėbului vis dažniau pradedama naudoti ir aliuminį. Pagrindiniai aliuminio privalumai, kad iš jo galima nesunkiai padaryti įvairios formos dalis. Vienas ryškiausių privalumų, jog naudojant aliuminį automobilio kėbulas išgaunamas lengvesnis, nei naudojant plieną, o stiprumas beveik nepakinta. Taip pat aliuminis yra atsparus korozijai, o jo gamybos procesas nėra brangus. Tačiau yra ir trūkumų – detalės iš aliuminio yra sunkiai taisomos, o atskirų detalių sujungimui yra reikalingi brangūs metodai [7].

1.6. Saugumo testai

Saugumo testai yra vieni svarbiausių siekiant įvertinti sukurto naujo automobilio saugos sistemas, vairuotojų ir keleivių saugumą. Šių dienų automobilių gamintojai įprastai turi didžiulius testavimo įrengimus, su kuriais gali imituoti beveik kiekvieną įmanomą eismo įvykį [9].

1.6.1. Priekinio smūgio testas

Priekinio smūgio susidūrimas yra vienas iš dažniausiai pasitaikančių ir vienas pavojingiausių avarijos metu. Šio bandymo metu bandomas automobilis yra paleidžiamas priekine dalimi tiesiai į kliūtį tam tikru nustatytu greičiu. Dažniausiai naudojama kliūtis yra betoninė siena [9].



13 pav. Automobilis po priekinio smūgio [9]

Automobilių gamintojai šių bandymų metu bando pasiekti, kad į keleivio sėdimą zoną patektų kuo mažiau išorinių detalių, kurios galėtų sužaloti vairuotoją ar keleivius. Tos išorinės detalės, tai visokie automobilio kėbulo, važiuoklės elementai, stengiamasi, kad į vairuotojo zoną nepatektų net mažiausios detalės, kadangi esant dideliame greičiui ir mažos detalės gali sužaloti vairuotoją. Kad geriau būtų įvertinamas smūgio poveikis žmogui, bandymu metu yra naudojami manekenai su įmontuotais jutikliais, kurie leidžia išmatuoti ir apskaičiuoti, kokią smūgio jėgą ir sužalojimus gali patirti vairuotojas ir šalia sėdintys keleiviai. Kitas būdas atlikti priekinio smūgio testą yra naudojant du automobilius ir darant tiesioginį susidūrimą kaktomuša. Tokiu atveju galima gauti daug realesnius skaičius ir apskaičiuoti tikslesnes veikiančias jėgas avarijos metu, tačiau toks bandymo būdas yra brangesnis [9].

1.6.2. Smūgio į dalį kėbulo testas

Šis bandymas gana panašus į priekinio smūgio bandymą, bet skiriasi tuo, jog šio testo metu automobilis patiria smūgį ne tiesiai į priekinę dalį per visą plotą, bet tik į tam tikrą kėbulo dalį ar kampą. Smūgis nukreipiamas į mažesnę plotą, todėl tam plotui tenka didesnės jėgos.



14 pav. Automobilis smūgio į dalį kėbulo metu [9]

Panašiai, kaip ir priekinio smūgio metu, automobilis yra paleidžiamas į betoninę kliūtį, barjerą ar kitą automobilį. Šis bandymas, iš dalies, laikomas net svarbesnis už priekinio smūgio bandymą, kadangi smūgio jėga yra beveik tokia pati abiem atvejais, tačiau plotas, į kurį ji sukonzentruota, yra mažesnis. Todėl mažesnei automobilio daliai tenka didesnė jėga, o tuo pačiu tai patampa ir iššūkis gamintojams, kad šie sugebėtų suprojektuoti automobilio detales pakankamai stiprias vairuotojui apsaugoti. Tokio pobūdžio eismo įvykių metu atsiranda ne tik tiesinės, bet ir sukimo jėgos [9].

1.6.3. Šoninio smūgio testas

Šoninio smūgio testo metu imituojama šoninio smūgio situacija, eismo įvykis, kuris dažniausiai nutinka kelių sankirtose. Šio bandymo metu yra naudojami du automobiliai, vienas jų tam tikru greičiu trenkiasi į kito automobilio šoną. Šiam bandymui atlikti dažnai naudojama ir speciali plieninė konstrukcija su ratais, kuri imituoja įprastą automobilį.

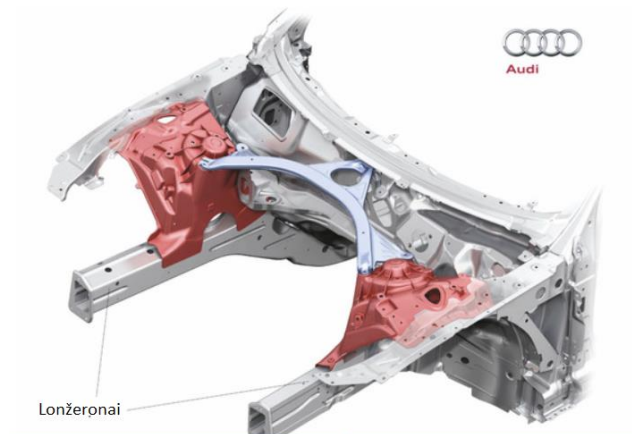


15 pav. Šoninio smūgio testas [9]

Tokio tipo smūgiai yra vieni iš pavojingiausių vairuotojams, kadangi gali sukelti stiprius ar net mirtinus sužalojimus. O tai yra todėl, jog šoninėje automobilio dalyje nėra elementų, kurie galėtų efektyviai absorbuoti energiją, atsiradusią šoninio smūgio metu. Labai didelis žingsnis į priekį saugumo srityje įvyko gamintojams pradėjus montuoti oro pagalves šalia šoninių statramsčių. Smūgio metu išsiskleidusios oro pagalvės leidžia apsaugoti vairuotojo kūno dalį virš liemens, o svarbiausia padeda išvengti galvos sumušimo [9].

1.7. Lonžeronas

Lonžeronas - tai išilginė sija, montuojama automobilio deformacinėse zonose. Lonžeronai gali būti gaminami, kaip viena vientisa detalė arba junginys, sudarytas iš kelių dalių suvirinimo būdu. Lonžeronams gaminti yra naudojami aliuminio ir titano lydiniai, plienas bei kompozitinės medžiagos [10].

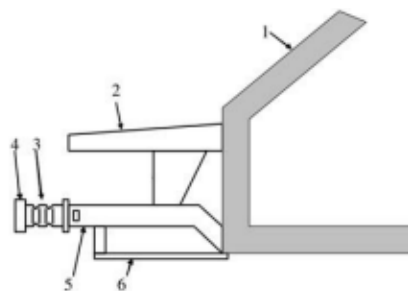


16 pav. Priekiniai automobilio lonžeronai [10]

Automobilio lonžeronai laiko dalį kėbulo ir variklio masės, o svarbiausia, kad jų veikimo principas yra panašus į amortizatorių. Absorbudami eismo įvykio metu atsiradusią energiją, lonžeronai sumažina energijos poveikį kitoms kėbulo dalims bei automobilyje sėdintiems keleiviams. Kad lonžeronas smūgio metu imtų linkti numatytoje vietoje ir sugertų didesnę energijos kiekį, jo konstrukcijoje, tam tikrose vietose, yra sumažinamas sienelės storis bei padaromos skylės [10].

1.7.1. Lonžeronai automobiliuose

Automobilių kūrėjai norėdami padidinti saugumo lygį automobiliuose turėjo galvoti apie konstrukcijos sugeriamos energijos kiekio didinimą. Norėdami padidinti keleivių saugumą ir sumažinti žalą priėjo išvados – automobilio deformacinėse zonose montuoti lonžeronus. Įprastai lonžeronai yra suprojektuoti taip, jog sumažintų smūgio energijos perdavimą vairuotojui ir keleiviams, o jo struktūra susilankstydamą sugertų didžiąją dalį energijos. Tipinio lonžerono pozicija automobilio priekiniame rėme yra pažymėta 17 paveikslėlyje 3 numeriu [15].



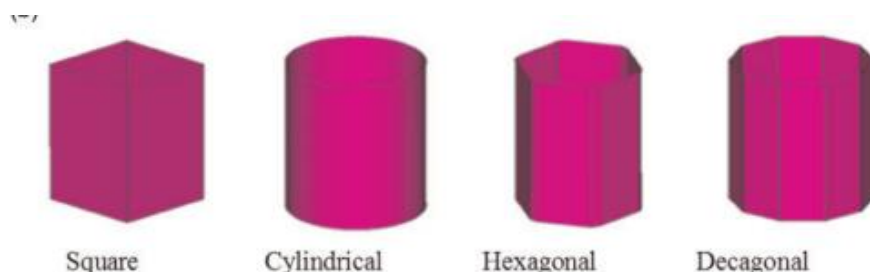
17 pav. Priekinė automobilio konstrukcija: 1 - nedeformuojama kabina; 2 – viršutinis priekinis skersinis; 3 – lonžeronas; 4 – buferio skersinis elementas; 5 – pagrindinis priekinis skersinis; 6 – rėmas [15]

17 pav. pateiktas lonžeronas yra sukurtas priimti kinetinę energiją smūgio metu, vadinasi sumažinti žalą priekiniam skersiniui, kuris paveikslėlyje žymimas numeriu 5 bei varikliui. Pirminė smūgio energija yra absorbuojama lonžerono, o vėliau perduodama į pagrindinį skersinį. Buferio skersinis elementas, 17 pav. žymimas numeriu 4, absorbuoja nedidelį, silpnų smūgių energiją ir neperduoda jos tolimesniems konstrukcijos elementams. Lonžerono konstrukcijos gebėjimas smūgio metu absorbuoti kinetinę energiją priklauso nuo skersinės sijos geometrijos, medžiagos storio, skerspjuvimo matmenų, konstrukcinių medžiagų naudojimo ir gamyboje naudojamo sujungimo būdo. Yra nustatyta, jog gamybos metu atskirų dalių sujungimui panaudojus specifinį klijavimo būdą arba

suvirinimą yra padidinamas gaminio, šiuo atveju lonžerono, absorbuojamas energijos kiekis. Plastiškai deformuodamasis lonžeronas visapusiškai sumažina automobilio žalą eismo įvykio metu [15].

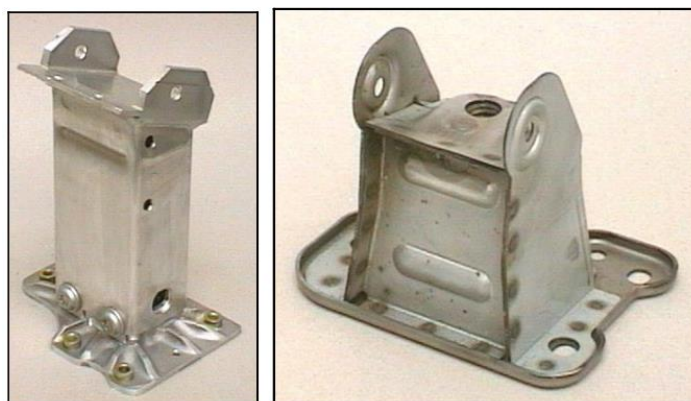
1.7.2. Automobilių lonžeronų formos ir tipai

Įprastai lonžeronai būna keturių skirtingų paviršiaus formų, kurios pateiktos 18 pav. [12].



18 pav. Lonžeronų formos [12]

Pirmoji yra kvadrato, stačiakampio formos, antroji – cilindrinė, trečioji – šešiakampio, o ketvirtoji yra dešimtkampio formos. Lonžeronai gali būti gaminami tiek iš valcuotų, tiek iš ekstruzijos būdu gautų ruošinių. Pagal gamybai naudojamą medžiagą, lonžeronai dažnai yra derinami su automobilio buferių sijomis, t.y. abu būna gaminami iš aliuminio, bet pasitaiko atveju, kai lonžeronas būna pagamintas iš plieno, o buferio sija iš aliuminio. 19 paveikslėlyje pateikti pavyzdiniai lonžeronai. Kairysis pagamintas iš aliuminio ekstruzijos būdu, o dešinysis iš plieno medžiagos [13].



19 pav. Kairėje lonžeronas iš aliuminio, o dešinėje iš plieno [13]

Lonžerono gamybos proceso metu, naudojant aliuminį, projektavimui yra suteikta didesnė laisvė. Pagrindinis tikslas yra atsižvelgus į gabaritų ir svorio limitus pagerinti smūgio metu sugeriamos energijos kiekį. Skaitiniais ir eksperimentiniais metodais tiriant lonžeronų formas buvo nustatyta, jog aštuoniakampio formos lonžeronas gali absorbuoti didesnę smūgio energijos kiekį nei stačiakampio ar šešiakampio formos lonžeronai. Tačiau praktika parodė, jog įmantresnių formų paviršius ekonomiško atžvilgiu yra nenaudingas, todėl gaminant lonžeronus dažniausiai pasirenkama naudoti stačiakampio formos paviršių. Skirtingų formų lonžeronai smūgio energiją absorbuoja ne vienodai. Yra specifinis reikalavimas, jog smūgio energija būtų absorbuojama esant pastoviam jėgos lygiui. 20 pav. pateiktas dviejų kamerų sulankstomas lonžeronas [13].



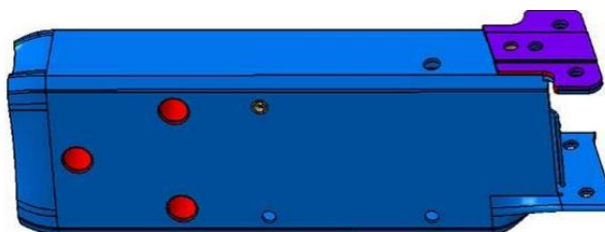
20 pav. Dviejų kamerų sulankstomas lonžeronas [13]

Šio tipo lonžeronas sudarytas iš dviejų vienodų formų vamzdžių, kurie tarpusavyje panaudojus aliuminio plokštelę sujungti suvirinimo būdu, o gautas junginys galiausiai privirinamas prie aliuminio pagrindo. Gavus smūgį iš priekio, dviejų kamerų vamzdis ima lankstytis ir tuo metu absorbuoja smūgio energiją. Gamybos ir formavimo proceso metu, lonžerono forma yra padaroma tokia, jog smūgio metu inicijuotų susilankstymą ir jis būtų tolygus pagal visą paviršių [13].



21 pav. Aliuminio lydinio EN 6063 lonžeronas [13]

21 pav. pateiktas lonžeronas, kuris pagal savo formą, esant pastoviam jėgos lygiui, smūgio energiją sugeria apatinėse ir viršutinėse sienelėse nupjaunant tvirtinimo varžtus [13]. Šių dienų pažangiausia lonžerono formos koncepcija pateikta 22 pav.



22 pav. Įdėtinis lonžeronas [13]

Įdėtinis lonžeronas varžtais yra tvirtinamas prie automobilio priekinėje dalyje esančios išilginės sijos galo. Naudojant šio tipo lonžeronus galima sumažinti priekinės automobilio deformacinės zonos konstrukcijos masę ir gamybos procesą padaryti ekonomišką [13].

1.8. Lonžerono stiprumo bandymas

Lonžeronų stiprumo bandymams atlikti gali būti panaudotos įvairios suspaudimo mašinos. Šiuo atveju, eksperimentinis bandymas buvo atliekamas naudojant specialiai gniuždymo testui paruoštą spaudimo mašiną. Gniuždymo bandymo mašina, kurios masė 800 kg, aukštis 12 m ir galimas pasiekti greitis iki 15 m/s gali sugeneruoti panašią energiją, kaip ir transporto priemonės smūgio metu (žr. 23 pav.) [14].



23 pav. Gniuždymo mašina [14]

Naudojant šią mašiną buvo atlikti bandymai su keturkampio, stačiakampio, šešiakampio ir apskritimo formų lonžeronais. Šio bandymo metu buvo siekiama nustatyti bandinių formų pasikeitimą, sugeriamos energijos kiekį ir plastinę deformaciją [14]. Bandymui paruošti bandiniai pateikti 24 pav.



24 pav. Skirtingų formų bandiniai [14]

Atlikto bandymo deformaciniai pokyčiai pateikti 25 pav., o gauti rezultatai pateikti 1 lentelėje.



25 pav. Deformaciniai bandinių pokyčiai [14]

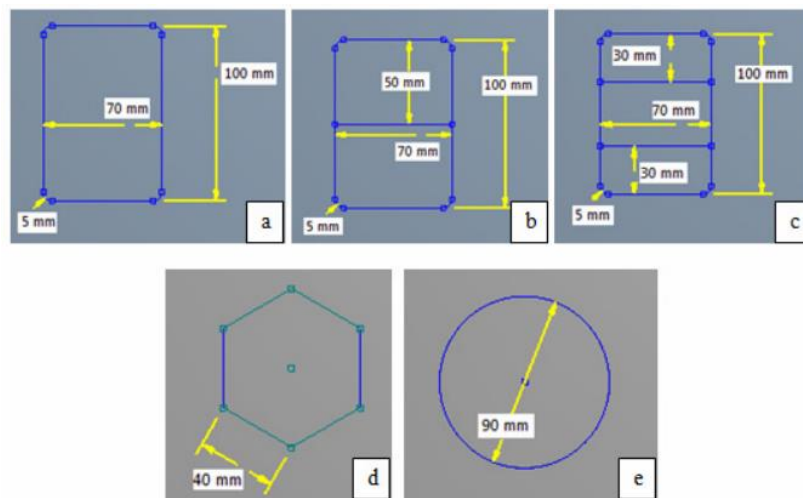
1 lentelė. Bandymo metu gauti rezultatai [14]

Lonžerono forma	Poslinkis, mm	Plastinė deformacija, mm/m	Absorbuota energija, J
Kvadratas	80	34,34	4510
Stačiakampis	81	27,10	3208
Apskritimas	74	54,30	5890
Šešiakampis	70	65,64	6711

Šio šaltinio rezultatuose pateikta, jog skirtingų formų bandiniai deformuojasi skirtingai ir geba sulaikyti nevienodą energijos kiekį. Nustatytas patvariausias iš šių keturių bandinių – šešiakampio formos bandinys. Lyginant su stačiakampio formos bandiniu, šis geba absorbuoti net dvigubai didesnę energijos kiekį [14].

1.9. Skirtingų formų lonžeronų deformacija smūgio metu

Norint sužinoti lonžerono formos įtaką smūgio atsparumui, buvo naudojama kompiuterinė programa „Ansys“. Tyrime naudoti penkių skirtingų formų bandiniai, kurių skerspjūviai pateikti 26 pav.



26 pav. Bandymui naudotų mėginių skerspjūviai [16]

Tiriamiesiems bandiniams buvo parinktas skirtingas sienelės storis. Tų, kurių formą sudaro tik viena sienelė, storis parinktas 2 mm. Bandiniui, kuris turi vieną papildomą sienelę viduje, parinktas sienelės storis yra 1,5 mm. O likusiam bandiniui, kurį sudaro dvi vidinės sienelės, storis priimtas lygus 1,2 mm. Visi šie bandiniai buvo vienodo aukščio – 200 mm. Bandiniams pasirinkta naudoti aliuminio lydinio medžiagą, kurios takumo riba lygi 210 MPa. Parinkta sprendimo sąlyga – įvirtinti bandiniai deformuojami 636 kg masės plieninio kūno 10 km/h greičiu. Atliktų bandymų rezultatai pateikti 2 lentelėje [16].

2 lentelė. Smūgio bandymo metu gauti rezultatai [16]

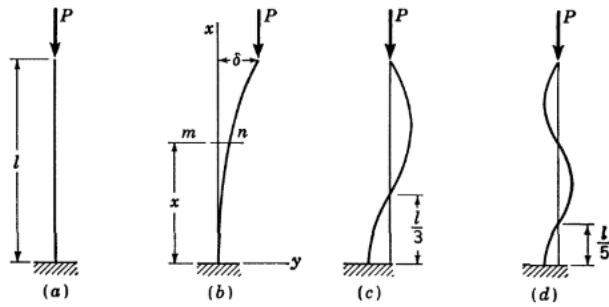
Modelio forma	Poslinkis, mm	Plastinė deformacija, mm/mm	Įtempiai, MPa
Stačiakampė su viena kamera	76,33	0,941	449,86
Stačiakampė su dvejomis kameromis	80,58	0,946	483,82
Stačiakampė su trejomis kameromis	27,07	0,459	8508,88
Šešiakampė	54,45	0,882	665,07
Apskritimo	45,54	0,669	390,85

Iš gautu duomenų matoma, jog mažiausias poslinkis gautas naudojant stačiakampio formos su trejomis kameromis bandinį, o didžiausias poslinkis – stačiakampio formos su dvejomis kameromis. Apskritimo formos mėginio gniuždymo įtempiai yra mažiausi. Stačiakampio formos bandinio su trejomis kameromis įtempiai gauti didžiausi, todėl jog gniuždymas vyko ne per visą kūno paviršių, kai kituose bandiniuose visas paviršius buvo veikiamas tolygiai [16].

1.10. Plonasienių konstrukcinių elementų stabilumas

Plonasienių konstrukcinių elementų stabilumas yra svarbus aspektas projektavimo procese, kadangi šie elementai veikiami gniuždymo apkrovų gali sulinkti. Sulinkimas atsiranda tada, kai plonasienis konstrukcinis elementas praranda atsparumą ašiniam spaudimui ir staiga suklumpa dėl atsiradusio didelio įlinkio vienoje iš ašių. Suklumpimas gali įvykti net tada, kai taikoma gniuždymo apkrova yra mažesnė už medžiagos ribinį stiprumą. Plonasienių konstrukcinių elementų stabilumui įtakos turi tokie veiksniai, kaip skerspjūvio forma, elemento ilgis, medžiagos savybės ir ribinės sąlygos. Pavyzdžiui, stačiakampio skerspjūvio elementas, kurio pločio ir ilgio santykis yra didelis, yra labiau linkęs sulinkti, nei apskritimo skerspjūvio elementas, kurio plotas yra toks pat. Norėdami nustatyti plonasienio konstrukcinio elemento stabilumą, inžinieriai taiko analitinius ir skaitinius metodus, tokius kaip Oilerio lenkimo teorija ir baigtinių elementų analizė. Naudojant šiuos metodus yra atsižvelgiama į elemento geometriją, medžiagos savybes ir ribines sąlygas, kad būtų galima apskaičiuoti ribinę apkrovą, ties kuria elementas suklumpa [27].

Kritinę spaudžiamo strypo apkrovą, pagal Oilerio teoriją, galima gauti vertinant idealiai tiesios kolonos elgseną, kai ši yra spaudžiama centrine kryptimi nukreipta apkrova. Pirmasis nagrinėjamas atvejis, kai lygus plonas strypas yra tvirtinamas prie pagrindo, o viršutinė jos dalis yra laisva ir jis yra veikiamas ašinės jėgos P (žr. 27 pav. (a)). Šiuo atveju daroma prielaida, jog kolona yra visiškai elastinga, o įtempiai yra neviršijantys proporcingumo ribos [27].



27 pav. Nagrinėjami plonasieniai strypai [27]

Kai apkrova P yra mažesnė už kritinę vertę, strypas išlieka tiesus ir patiria tik ašinį spaudimą. Ši elastinės pusiausvyros forma vadinama stabilia, o tai reiškia, jog net atsiradus šoninei jėgai, atsiradę įlinkiai išnyksta, kai šoninė jėga yra pašalinama ir strypas grįžta į savo pradinę padėtį. Jeigu apkrova P palaipsniui didinama, strypas pasiekia būseną, kai tiesi pusiausvyros forma tampa nestabili. Tuo atveju, net nedidelė šoninė jėga sukuria įlinkį, kuris neišnyksta šią jėgą pašalinus. Esant tokioms sąlygoms, kritinė apkrova apibrėžiama, kaip ašinė jėga, kuri išlaiko strypą šiek tiek sulenkteje pozicijoje [27].

Kritinė jėga gali būti apskaičiuojama ir diferencialine lygtimi. Kai koordinatinių ašys yra priimamos, kaip 27 (b) pav. ir strypas yra lengvai palinkęs, lenkimo momentas skerspjūvyje mn gali būti apskaičiuojamas pagal (1) formulę [27]:

$$M = -P \cdot (\delta - y); \quad (1)$$

čia:

P – ašinė jėga (N);

δ – nuokrypis nuo ašies (m).

Tuomet diferencialinė lygtis tampa tokia [27]:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2 \cdot y}{d \cdot x^2} = P \cdot (\delta - y); \quad (2)$$

čia:

E – tamprumo modulis (Pa);

I – inercijos momentas (kg/m^2);

δ – nuokrypis nuo ašies (m).

Mažiausia kritinė 27 (a) pav. pavaizduoto strypo apkrova, galinti išlaikyti strypą šiek tiek palenkta, apskaičiuojama pagal (3) formulę [27]:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot l^2}; \quad (3)$$

čia:

E – tamprumo modulis (Pa);

I – inercijos momentas (kg/m^2);

l – strypo ilgis (m).

27 (c) pav. pavaizduotos formos strypui sulenkti yra reikalinga devynis kartus didesnė jėga, nei apskaičiuojama mažiausia kritinė jėga, o 27 (d) pav. pavaizduoto strypo sulenkimui jėga turi būti net dvidešimt penkis kartus didesnė, nei kritinė jėga. Tokios lenkimo formos gali būti sukuriamos naudojant labai ploną strypą ir taikant išorinius suvaržymus išlinkimo taškuose, kad būtų išvengta šoninių jėgų poveikio. Tačiau šios lenkimo formos yra nestabilios ir mažai reikšmingos praktikoje, kadangi tokio tipo konstrukcijose atsiranda dideli įlinkiai apkrovai pasiekus kritinę vertę [27].

27 (a) pav. pateikto strypo kritiniai įtempiai apskaičiuojami naudojant (4) formulę [27]:

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(2 \cdot \frac{l}{r}\right)^2}; \quad (4)$$

čia:

E – tamprumo modulis (Pa);

l – strypo ilgis (m);

r – sukimosi spindulys (m).

Oilerio formulė galioja skaičiuojant ilgų strypų lenkimo apkrovą, tačiau vidutiniams strypams pritaikius šia formulę apskaičiuojama labai didelė apkrova, kuri neatspindi praktikoje gaunamos lenkimo apkrovos. Siekiant atsižvelgti į tai, vidutinėms kolonomis yra naudojama Džonsono parabolinė formulė [28, 29]:

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{K \cdot l}{r} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{E} \right); \quad (5)$$

čia:

F_{kr} – kritinė klupimo jėga (N);

A – skerspjūvio plotas (m^2);

E – tamprumo modulis (Pa);

K – efektyvus ilgio faktorius;

l – strypo ilgis (m);

r – spindulys (m);

S_y – dalis medžiagos takumo ribos reikšmės (Pa).

Plonasieniai konstrukciniai elementai yra linkę įlinkti, kai juos veikia gniuždymo apkrovos arba įtempiai. Taip pat tokio tipo elementuose gali atsirasti nedideli plyšiai, kurie susilpnina bendrą

konstrukciją. Nepaisant trūkumų plonasieniai konstrukciniai elementai pasižymi dideliu stiprumo ir svorio santykiu, kas reiškia jie gali atlaikyti dideles apkrovas lyginant su jų mase, dėl to jie yra tinkami naudoti automobilių pramonėje [30].

1.11. Baigtinių elementų metodas

Baigtinių elementų metodas – tai skaitinis sprendimo metodas, kuriuo yra sprendžiami inžineriniai ir matematiniai fizikiniai uždaviniai, kurių elgsena išreiškiama integralais ir diferencialinėmis lygtimis. Naudojant šį metodą, diferencialinės lygtis yra išsprendžiamos aproksimacijos metodu į baigtinių elementų lygtis. Pirmiausia, valdančioji diferencialinė lygtis yra paverčiama į integralinę formą. Antruoju žingsniu sprendžiamas uždavinys yra išskaidomas į elementus. Vienmačiuose 1D uždaviniuose elementą sudaro tik tam tikro ilgio tiesė. Dvimačiuose 2D uždaviniuose elementai sudaryti iš trikampio, stačiakampio ir keturkampio formų, turinčių tiesias arba išlenktas ribas. Trimačiuose 3D uždaviniuose elementas sudarytas iš tetraedro ir gretasienio formų. Skaičiuojamosios bandinio srities išdalinimas į elementus vadinamas tinkleliu. Išdalinta uždavinio sritis yra sujungiamama mazgais. Mazgų skaičius ir išsidėstymas priklauso nuo elementų formų ir tankumo. Baigtinių elementų metodai yra randami tokiose programose, kaip „Ansys“, „LS-Dyna“, „Abaqus“ ir pan. [31].

2. Tiriamoji dalis

Tiriamajoje dalyje pasirenkama tirti automobilio priekinės deformacinės zonos elementą – lonžeroną. Pasirinktus automobilių lonžeronus nuspręsta modeliuoti naudojant programinę įrangą „SolidWorks“, o jų tyrimą atlikti „Ansys“ programa. Tyrimui atlikti pasirinkti du skirtingos formos ir medžiagos lonžeronai. Prieš pradėdant skaitinį tyrimą kompiuteriu, buvo nuspręsta atlikti tyrimus laboratorijoje, kad sužinoti kiekvieno iš lonžeronų medžiagos charakteristikas ir nustatyti jų elgseną gniuždant.

2.1. Tiriamųjų lonžeronų ir automobilių, iš kurių jie paimti, apžvalga

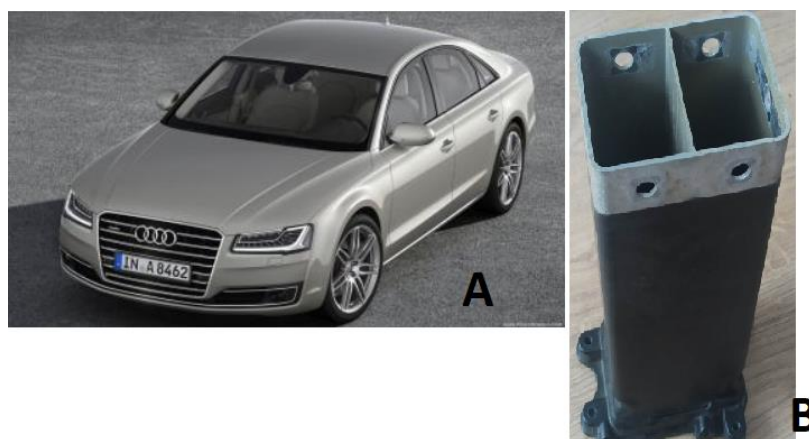
Pirmasis lonžeronas paimtas iš Mercedes-Benz W211 automobilio. Šis modelis buvo gaminamas 2002-2009 m.



28 pav. a) automobilis, iš kurio imamas bandinys [21]; b) tiriamasis lonžeronas

Mercedes-Benz automobilio lonžerono ilgis yra 275 mm, medžiaga - aliuminio lydinys, o sienelės storis 3 mm. Lonžeronas yra vientisos stačiakampio formos, su paviršiuje padarytomis skylėmis ir išlenkimais, viename gale kniedėmis tvirtinamas prie laikiklio.

Antrasis lonžeronas paimtas iš Audi A8 automobilio, gaminto 2009-2017 m.



29 pav. a) antrasis automobilis, iš kurio paimtas bandinys [22]; b) antrasis tiriamasis lonžeronas

„Audi“ automobilio lonžeronas taip pat pagamintas iš aliuminio lydinio medžiagos ir yra su išorine 3 mm storio sienele, tačiau jo forma šiek tiek skiriasi. Nors abu lonžeronai yra stačiakampio formos, tačiau šis turi skiriamąją 2 mm storio sienele viduje. Bendras lonžeronų ilgis lygus 325 mm.

Abiejų įsigytų lonžeronų kraštinės buvo nevienodo ilgio, todėl iš jų buvo padaryti bandiniai lygiais galais, kad juos būtų galima įtvirtinti bandymų mašinoje. Bandymams laboratorijoje paruošti lonžeronai pateikti 30 pav.



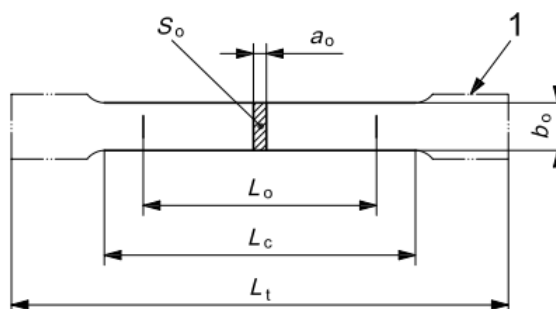
30 pav. Paruošti bandiniai

Pirmojo automobilio lonžeronų bandinio ilgis 181 mm, o antrojo - 122 mm. Tačiau, kaip buvo sužinota vėliau, šių bandinių su laboratorijoje turima bandymų mašina sugniuždyti nepavyko.

2.2. Lonžeronų medžiagos charakteristikų nustatymas ir naudojama metodika

Norint nustatyti bandinio medžiagą ir gauti jos mechanines charakteristikas, vienas iš pagrindinių būdų tai padaryti yra atliekant tempimo bandymą. Specialia bandymo mašina tempiant bandinius yra nustatomi tamprumo, stiprumo ir plastiškumo rodikliai. Bandinį, tai yra plokštelę, įtvirtinus tarp griebtuvų, jis yra tempiamas tam tikru greičiu. Didėjant jėgai bandinys ilgėja, kol galiausiai nutrūksta. Bandymo mašina tempdama piešia plokštelės pailgėjimo nuo jėgos diagramą, pagal kurią vėliau yra nustatomos medžiagos mechaninės savybės [20].

Atliekant tempimo bandymą, naudojamas bandinys turi būti paruoštas pagal LST EN ISO 6892-1-2009 standartą. Bandinio pavyzdys su reikiama parametrais pateiktas 31 pav.



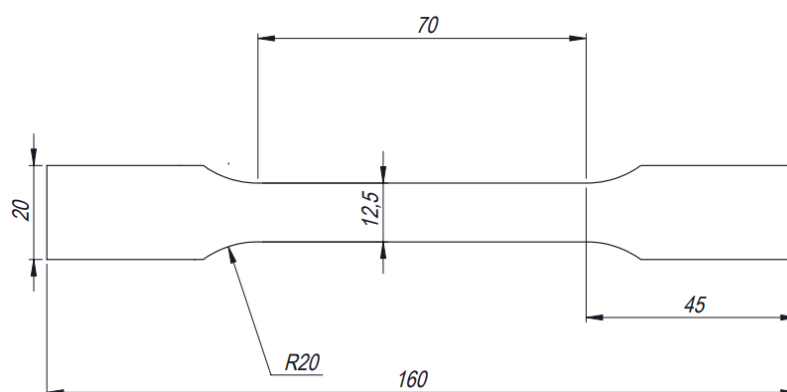
31 pav. Bandinys pagal ISO standartą [19]

Pagal minėtą ISO standartą parenkami reikiami parametrai bandinio plokštelei pagaminti. Galimi dydžiai, kai metalinė plokštelė yra iki 3 mm storio, pateikti 3 lentelėje.

3 lentelė. Galimi plokštelės parametrai pagal ISO standartą [19]

Tipas	Plotis b_0 , mm	Ilgis L_0 , mm	Ilgis iki praplatėjimo L_c , mm		Ilgis tarp griebtuvų
			Minimalus	Rekomenduojamas	
1	12,5	50	57	75	87,5
2	20	80	90	120	140
3	25	50	60	-	-

Bandiniui gaminti pasirenkama naudoti pirmojo tipo parametrus, pagal kuriuos nubraižytas bandinio brėžinys (žr. 32 pav.).



32 pav. Bandinio brėžinys su matmenimis

Naudojant šį brėžinį iš kiekvieno lonžerono 3 mm storio sienelės buvo išpjauta po 4 bandinius. Pirmojo ir antrojo lonžerono bandiniai pateikti 33 pav. Bandinių tiriamoji zona L_0 lygi 50 mm, o tiriamosios zonos plotis b_0 lygus 12,5 mm.



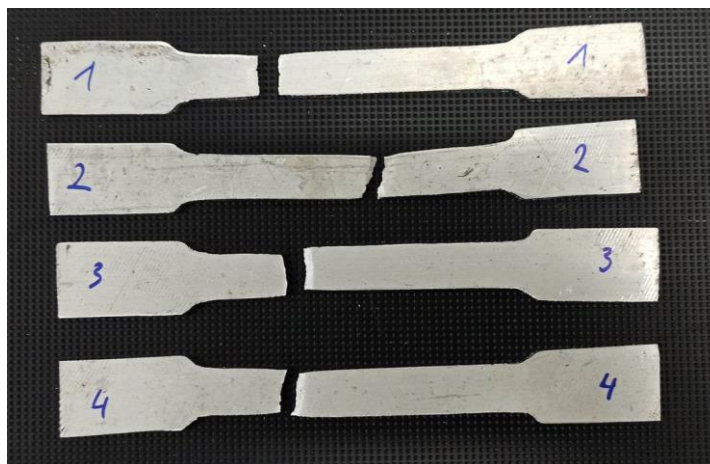
33 pav. Tempimui paruošti bandiniai

Tempimo tyrimas buvo atliekamas Kauno Technologijos Universiteto laboratorijoje su universalia 10 tonų tempimo – gniuždymo mašina, turinčia HBM jutiklį ir programinę įrangą duomenims rinkti – „Catman“. Tempiamo bandinio deformacijų matavimui buvo prijungtas ekstensiometras. Nustatytas tempimo greitis lėta eiga – 10 m/s. Tarp griebtuvų įtvirtintas bandinys su prijungtu ekstensiometru pateiktas 34 pav.



34 pav. Įtvirtintas bandinys su prijungtu ekstensiometru

Pirmojo lonžerono paviršius buvo gana šiurkštus, todėl tempimo bandymui pagaminti bandiniai tvirtai laikėsi tarp griebtuvų ir neslydo. Antrojo lonžerono paviršius buvo slidesnis, jį įtvirtinus tarp griebtuvų, bandinys pamažu slydo ir galiausiai nutrūko ne visai taisyklingai. Todėl likusių bandinių paviršius buvo pašiauštas, kad tvirtai laikytųsi tarp griebtuvų ir neslystų. Nutrauktų bandinių nuotraukos pateiktos 35 ir 36 pav.

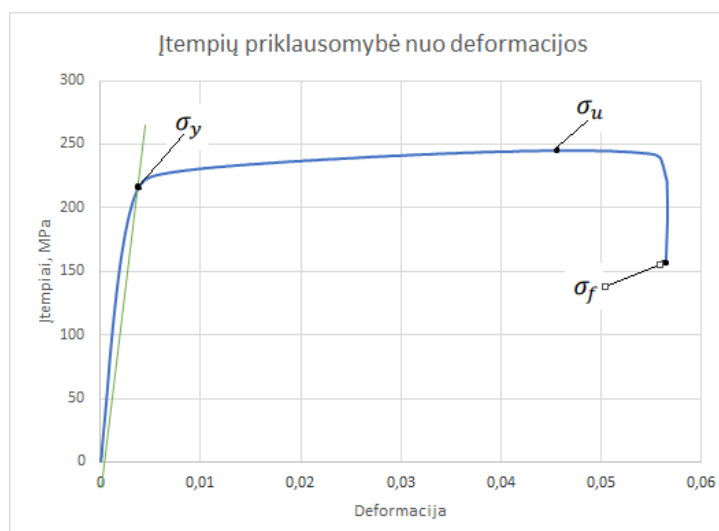


35 pav. „Mercedes-Benz“ automobilio lonžerono nutraukti bandiniai



36 pav. „Audi“ automobilio lonžerono nutraukti bandiniai

Gauti tempimo bandymo rezultatai yra išsaugojami „Excel“ programoje. Panaudojant formules, duomenys yra perskaičiuojami ir pagal gautas reikšmes sudaromos įtempių priklausomybės nuo deformacijos kreivės. Sudarius diagramas yra randamos medžiagos takumo ir stiprumo ribos. Pirmoji pateikta „Mercedes-Benz“ lonžerono įtempių priklausomybės kreivė (žr. 37 pav.).



37 pav. Pirmojo lonžerono įtempių priklausomybės nuo deformacijos diagrama

Braižant diagramą ant abscisių ašies yra atidedamos deformacijos išmatuotos ekstensiometru. O ant ordinačių ašies atidedami įtempiai, apskaičiuojami pagal (6) formulę:

$$\sigma = \frac{F}{A_0} = \frac{F}{b_0 \cdot a_0}; \quad (6)$$

čia:

F – tempimo metu veikianti jėga (N);

A_0 – pradinis bandinio skerspjūvio plotas (m^2);

b_0 – tiriamosios bandinio zonos plotis (m);

a_0 – bandinio storis (m).

Pagal tiesinės deformacijos zoną, ant gautos diagramos (37 pav.) brėžiama tiesi linija. Vietoje, kurioje kreivė linksta, gaunama medžiagos takumo riba. Takumo ribos įtempiai apskaičiuojami pagal (7) formulę:

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A_0}; \quad (7)$$

čia:

F_y – jėga, kuri atitinka takumo ribą (N);

A_0 – pradinis bandinio skerspjūvio plotas (m^2).

Takumo ribą pasiekusią medžiagą tempiant toliau, kreivė linksta, deformacijos didėja ir yra pasiekama stiprumo riba σ_u , kuri apskaičiuojama pagal (8) formulę:

$$\sigma_u = \frac{F_u}{A_0}; \quad (8)$$

čia:

F_u – didžiausia tempimo metu pasiekta jėga (N);

A_0 – pradinis bandinio skerspjūvio plotas (m^2).

Tęsiant medžiagos tempimą po pasiektos stiprumo ribos, bandinyje pamažu susidaro kaklelis ir bandinys nutrūksta – gaunami trūkio įtempiai σ_f . Trūkio įtempiai apskaičiuojami pagal (9) formulę:

$$\sigma_f = \frac{F_f}{A_f}; \quad (9)$$

čia:

F_f – jėga, prie kurios bandinys nutrūko (N);

A_f – trūkusio bandinio skerspjūvio plotas (m^2).

Šio bandymo metu gaunami inžineriniai įtempiai ir deformacijos, tačiau skaitiniams skaičiavimams „Ansys“ programoje atlikti reikalinga žinoti tikruosius įtempius ir deformacijas, esančius netiesinėje kreivės dalyje. Tam tikslui inžineriniai rezultatai yra perskaičiuojami. Tikroji deformacija skaičiuojama pagal (10) formulę:

$$\varepsilon_{true} = \ln(1 + \varepsilon); \quad (10)$$

čia:

ε – inžinerinė deformacija tempimo bandymo metu.

Gavus tikrąją deformaciją ε , toliau apskaičiuojami tikrieji įtempiai pagal (11) formulę:

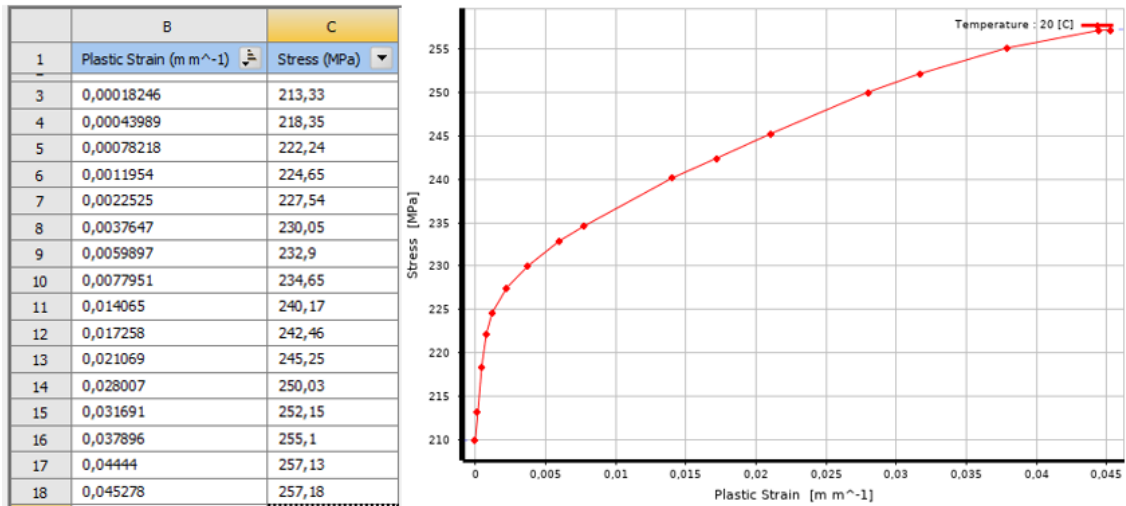
$$\sigma_{true} = \sigma(1 + \varepsilon); \quad (11)$$

čia:

σ – inžineriniai įtempiai, gauti bandymo metu (Pa);

ε – inžinerinė deformacija tempimo bandymo metu.

„Excel“ programoje perskaičiavus įtempius ir deformacijas į tikruosius, gauti duomenys yra susisteminti ir aprašomi programoje „Ansys“. Taip yra gaunama tikroji plastinių deformacijų kreivė, pateikta 38 pav.



38 pav. Įtempiu priklausomybės nuo plastinių deformacijų kreivė

Pagal Huko dėsnį, galiojantį tiesinėje kreivės dalyje, naudojant (12) formulę yra apskaičiuojamas tamprumo modulis:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}; \quad (12)$$

čia:

σ – įtempis, iki kurio nepastebima plastinių deformacijų (Pa);

ε – deformacija įtempio taške.

Tangentiniai įtempiai apskaičiuojami turint tikrąją įtempių priklausomybės nuo deformacijos kreivę, pagal (13) formulę:

$$E_T = \frac{\sigma_{u,true} - \sigma_y}{\varepsilon_{u,true} - \varepsilon_y}; \quad (13)$$

čia:

$\sigma_{u,true}$ – tikrasis stiprumo ribos įtempis (Pa);

σ_y – takumo ribos įtempis (Pa);

$\varepsilon_{u,true}$ – tikroji stiprumos ribos deformacija;

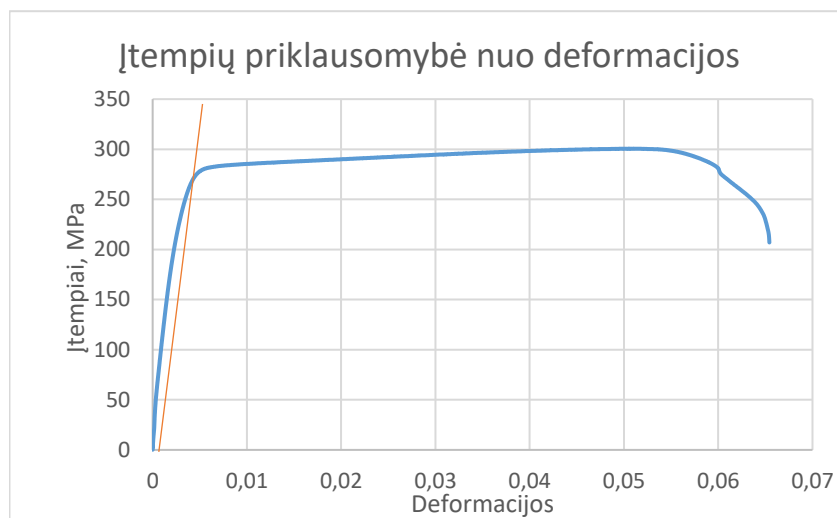
ε_y – takumo ribos deformacija.

Nubraižius pirmojo bandinio įtempių priklausomybės nuo deformacijos kreivę ir atlikus skaičiavimus, gauti duomenys, kurie suvedami „Ansys“ programoje, pateikti 4 lentelėje.

4 lentelė. Pirmojo lonžerono medžiagos charakteristikos

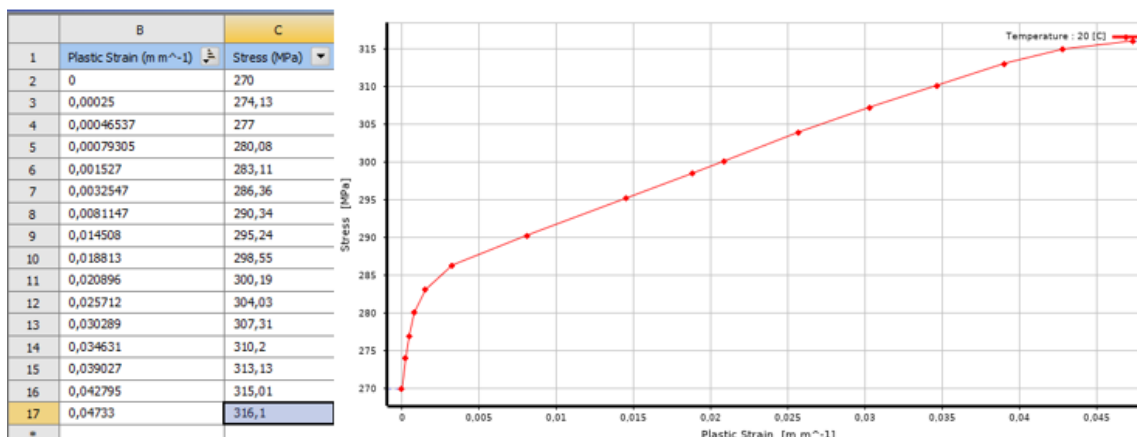
Medžiaga	σ_y , MPa	$\sigma_{u,true}$, MPa	E , GPa	E_T , MPa
Aluminio lydinys	210	257	63	790

Antrojo lonžerono bandinių tempimo bandymo rezultatai perskaičiuojami naudojant tą pačią metodiką, o gauta inžinerinė įtempių priklausomybės nuo deformacijos kreivė pateikta 39 pav.



39 pav. Antrojo bandinio įtempių priklausomybės nuo deformacijos kreivė

Iš šios kreivės pastebima, jog antrojo lonžerono medžiagos takumo riba yra didesnė. Vadinasi naudojamas aliuminio lydinys atlaiko didesnes jėgas. Suskaičiavus tikruosius įtempius bei deformacijas, duomenys susistemunami. Gauta plastinių deformacijų kreivė pateikta 40 pav.



40 pav. Antrojo lonžerono plastinės deformacijos kreivė

Antrojo lonžerono tempimo bandymo rezultatai pateikti 5 lentelėje.

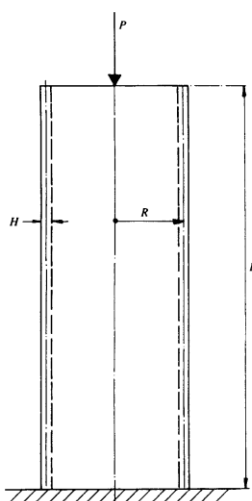
5 lentelė. Antrojo lonžerono medžiagos charakteristikos

Medžiaga	σ_y , MPa	$\sigma_{u,true}$, MPa	E , GPa	E_T , MPa
Aluminio lydinys	270	316	65	965

Iš tempimo bandymo metu gautų rezultatų matoma, jog antrasis lonžeronas yra pagamintas iš stipresnio aliuminio lydinio. Gautos charakteristikos yra naudojamos lonžeronų medžiagų aprašymui programinėje įrangoje „Ansys“.

2.3. Lonžerono gniuždymo bandymas ir tyrimo metodika

Atliekant lonžerono gniuždymo bandymą laboratorijoje, paruoštas lonžerono bandinys yra įtvirtinamas tarp dviejų plokščių. Principinė įtvirtinimo schema pateikta 41 pav.



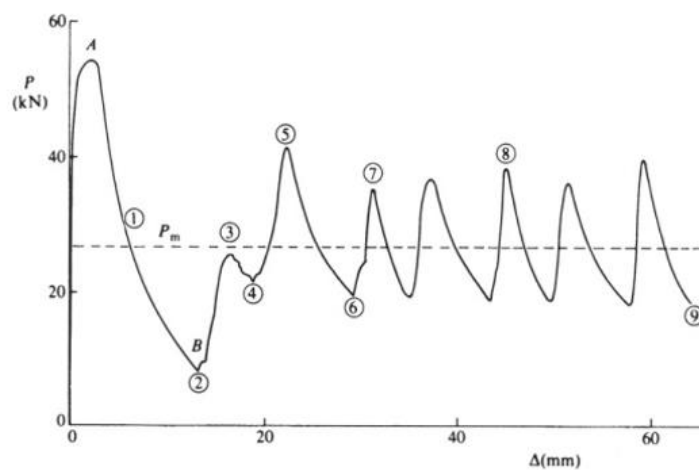
41 pav. Gniuždymo bandymo principinė schema [24]

Paveikslėlyje pavaizduotas cilindro formos bandinys, kuris apačioje yra standžiai įtvirtintas, o iš viršaus yra veikiamas ašine jėga P . Tokiu pačiu principu yra įtvirtinamas ir tyrime naudojamo „Mercedes-Benz“ automobilio lonžerono bandinys. Tyrimui naudojama ta pati Kauno Technologijos universitete esanti 10 tonų universali tempimo – gniuždymo mašina, turinti programinę įrangą „Catman“. Įtvirtintas pirmasis lonžeronas pavaizduotas 42 pav.

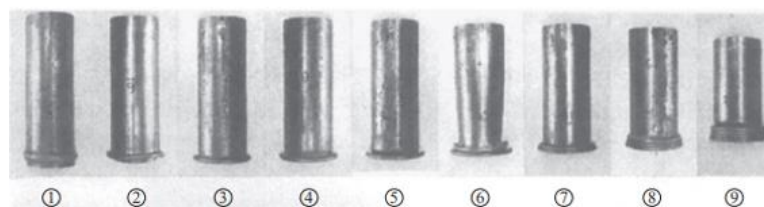


42 pav. Klūpdymo bandymui įtvirtintas bandinys

Plonasienį bandinį veikiant tam tikra ašine jėga šis ima glamžytis ir tuo metu sudaroma poslinkio priklausomybės nuo veikiančios jėgos kreivė. Žemiau pateikiama pavyzdinė plonasienio cilindro formos vamzdžio gniuždymo kreivė ir vaizdinės nuotraukos parodančios, kaip keitėsi vamzdžio sienelės vientisumas gniuždymo metu [24].



(a)

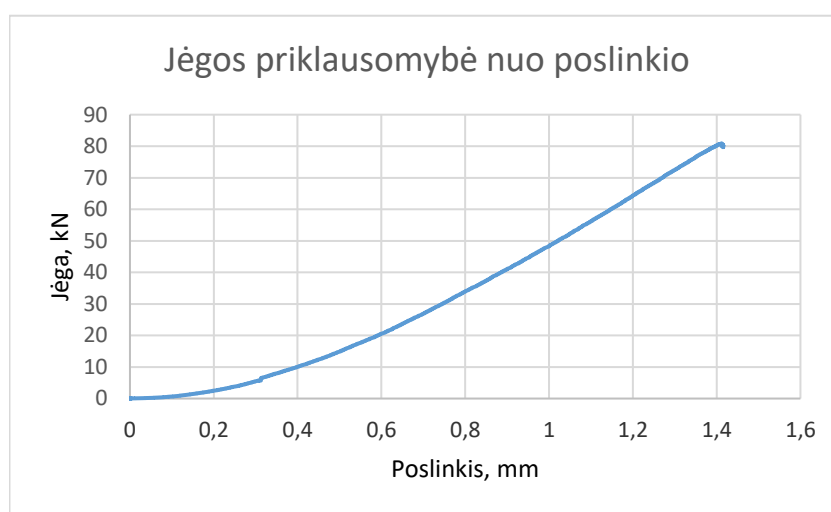


(b)

43 pav. Plieninio cilindro formos vamzdžio gniuždymo kreivė (a) ir vizualinis vamzdžio kitimas tam tikru metu pagal gautą kreivę (b) [24]

Iš paveikslėlio matoma, jog bandinys, pasiekęs pirmąją didžiausią jėgą, paveikslėlyje žymima raide *A*, praranda savo stabilumą ir suklumpa. Dauguma konstrukcijų yra pagrįstos šia apkrova, kuri yra gaunama pirmąją didžiausią jėgą *A* padalinus iš atsargos koeficiento. Atsargos koeficiento reikšmė yra parenkama atsižvelgiant į kreivės elgseną nuo taško *A* iki taško *B*. Paveikslėlyje matoma, jog kreivėje susidaro jėgos pikai, kurie vis kartojasi. Kiekviena jėgos piko pora yra atsakinga už raukšlių formavimąsi ir suspaudimą vamzdyje. Įprastai raukšlės atsiranda nuosekliai nuo vieno vamzdžio galo, todėl toks reiškinys yra vadinamas progresuojančiu sulinkimu. Projektuotojai dažnai nepaiso kreivėje matomo jėgos svyravimo poslinkio metu ir skaičiavimams naudoja vidutinę jėgos vertę P_m , kuri taip pat pažymėta 43 pav. pateiktoje diagramoje [24].

Laboratorijoje atlikto gniuždymo bandymo metu, anksčiau aptarta metodinė kreivė nebuvo gauta, kadangi naudojamos įrangos galingumo nepakako, jog bandinys imtų klypti. Gauta kreivė iki bandymo sustabdymo pateikta 44 pav.

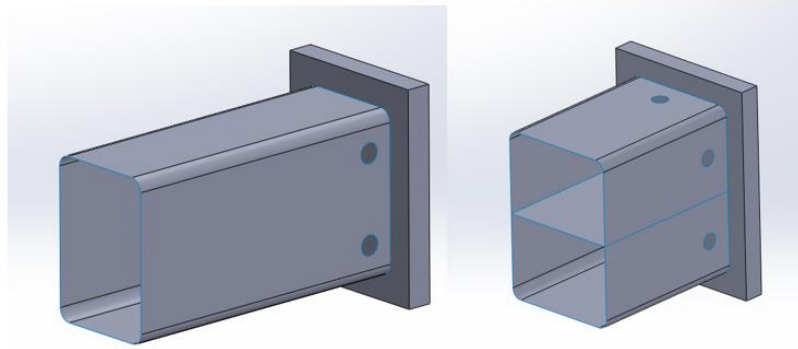


44 pav. Nepavykusio gniuždymo bandymo diagrama

Bandinys buvo gniuždomas 10 m/s greičiu. Kaip matoma pateiktoje kreivėje, didėjant jėgai, poslinkis pamažu didėjo, tačiau pasiektos 81 kN jėgos bandiniui suklupdyti nepakako ir bandymas buvo nutrauktas dėl naudojamos 10 tonų tempimo-gniuždymo mašinos saugumo. Pagal anksčiau atlikto tempimo bandymo rezultatus buvo matoma, jog antrasis „Audi“ automobilio lonžeronas yra stipresnis ir jam sugniuždyti reikėtų dar didesnės jėgos, todėl šis bandinys gniuždomas nebuvo. Buvo nuspręsta bandymus tęsti „Ansys“ programoje, prieš tai esamus bandinius sumodeliavus kompiuterine programa „SolidWorks“.

2.4. Lonžeronų bandinių gniuždymas

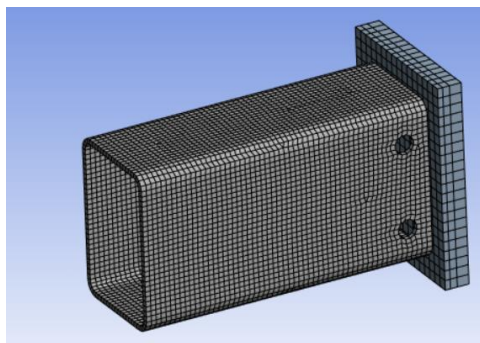
Pagal tyrimui laboratorijoje paruoštus bandinius yra sumodeliuojami bandiniai „SolidWorks“ aplinkoje (žr. 45 pav.).



45 pav. Bandiniai „SolidWorks“ aplinkoje: kairėje „Mercedes-Benz“ automobilio, o dešinėje „Audi“ automobilio

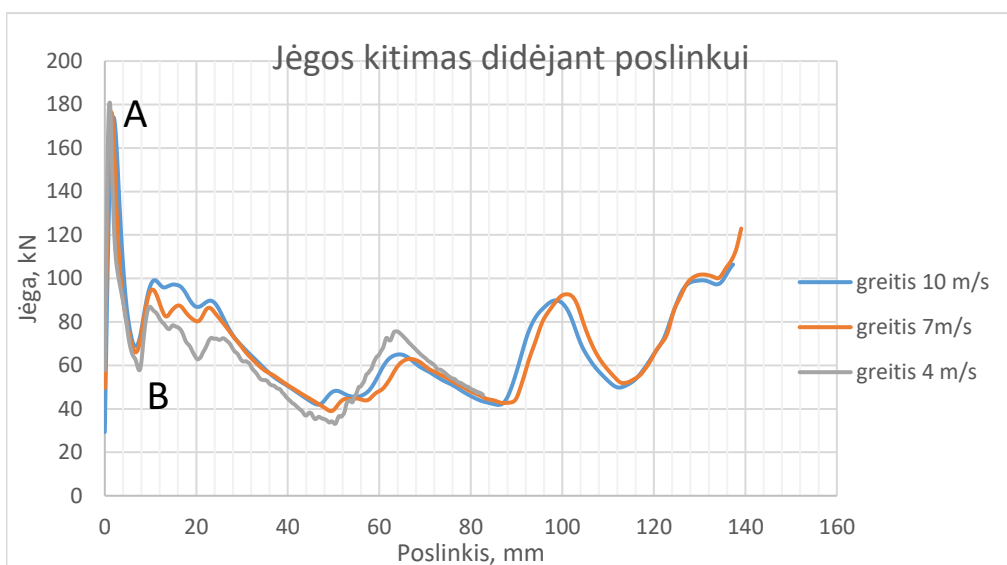
Bandinių galuose yra pridėtos sienos, per kurias perduodama ašinė jėga, o kitas galas įtvirtinamas standžiai. Šiuos bandinius veikiant ašine jėga siekiama nustatyti didžiausius įtempius ir jėgą, ties kuria bandinys suklumpa. Taip pat siekiama išsiaiškinti jėgą, reikalingą pirmojo bandinio suklupdymui, žinant, jog tyrimo laboratorijoje metu nepakako 81 kN jėgos. „Ansys“ aplinkoje, pirmiausia, atliekami bandymai su pirmojo lonžerono bandiniu. Šiam bandiniui priskiriama aliuminio lydinio medžiaga, aprašyta pagal tempimo bandymo metu gautas charakteristikas (žr. 38 pav.).

Parinkamas baigtinių elementų tinklelis, kurį sudaro 7522 mazgai ir 6922 elementai. Parinktas bandinio tinklelis pavaizduotas 46 pav.



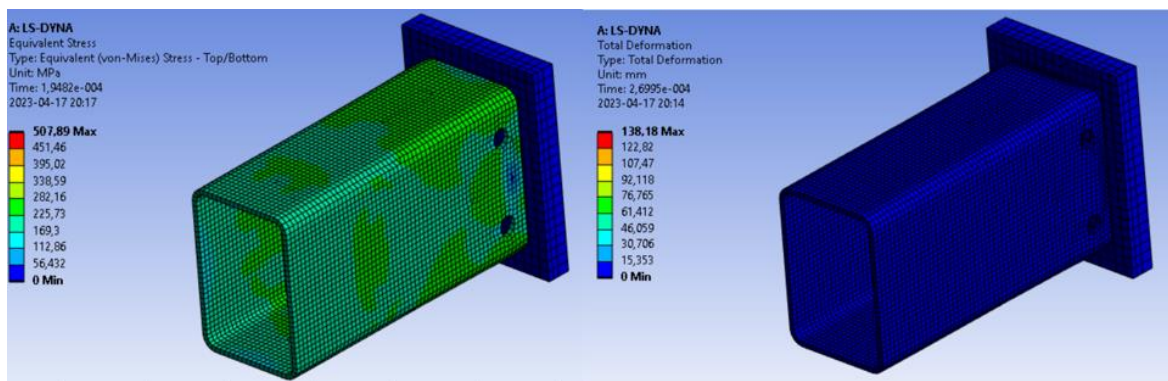
46 pav. Pirmojo bandinio tinklelis

Analizės metu lonžerono bandinys deformuojamas trimis skirtingais greičiais – 4 m/s, 7 m/s ir 10 m/s. Atlikus gniuždymo bandymus, sudaromos jėgos priklausomybės kreivės, kurios parodo, kaip kinta veikianti reakcijos jėga poslinkiui didėjant (žr. 47 pav.).



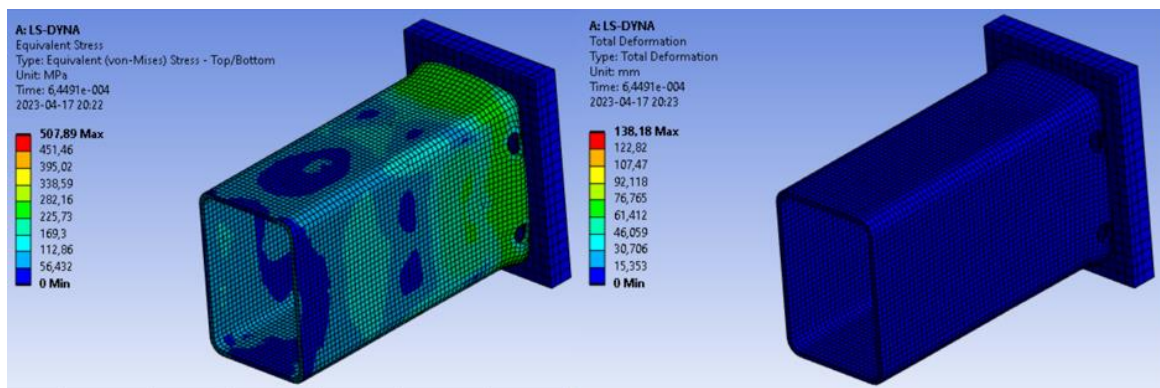
47 pav. Pirmojo bandinio jėgos kitimo kreivės

Grafike pažymėtas taškas *A* žymi vietą, kurioje didžiausios jėgos veikiamas bandinys suklumpa, o *B* taške matoma bandinio sienelėje susidariusi raukšlė. Bandinio įtempių ir poslinkio pasiskirstymas šiuose taškuose pateiktas 48 pav.



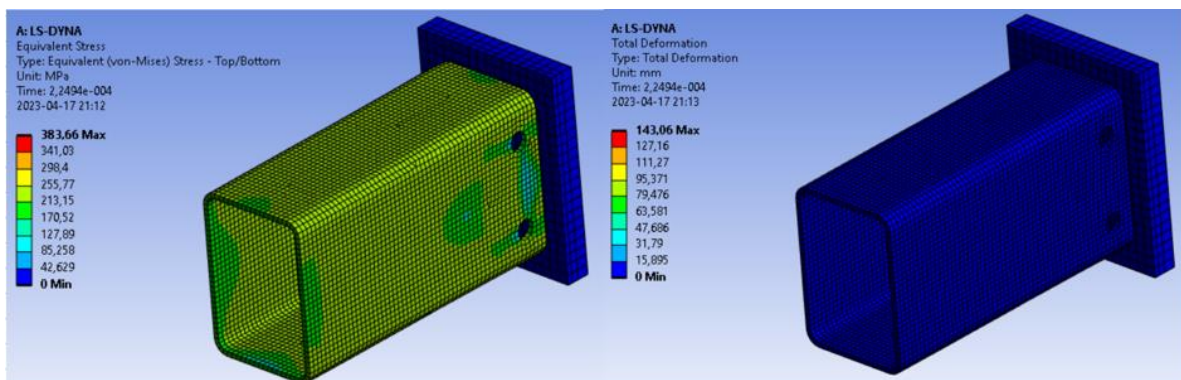
48 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas *A* taške, kai bandinys deformuojamas 10 m/s greičiu

Šiame taške didžiausia jėga yra lygi 174 kN, poslinkis – 1,95 mm, o susidarę įtempiai siekia 259 MPa.



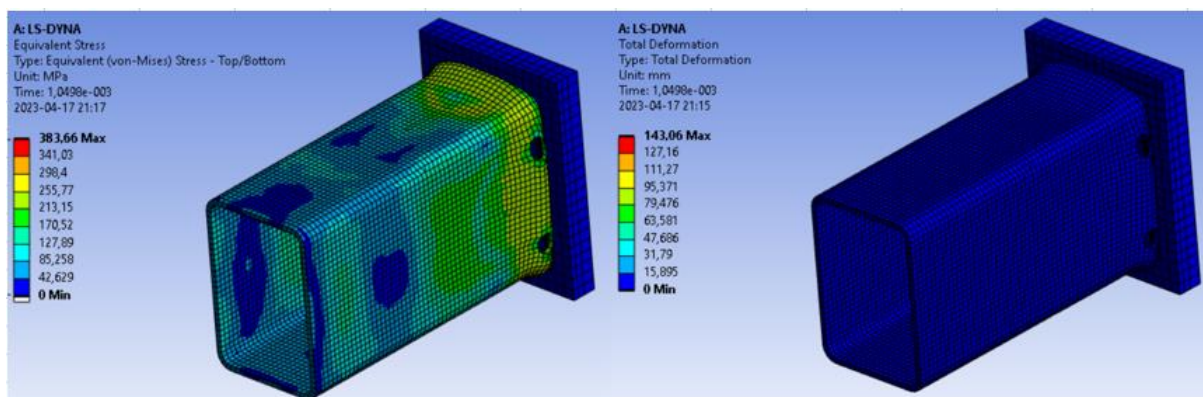
49 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas *B* taške, kai bandinys deformuojamas 10 m/s greičiu

B taške bandinyje ima matytis susidariusi raukšlė. Šiuo laiko momentu veikianti reakcijos jėga lygi 70 kN, bendras poslinkis – 6,4 mm, o įtempiai – 274 MPa.



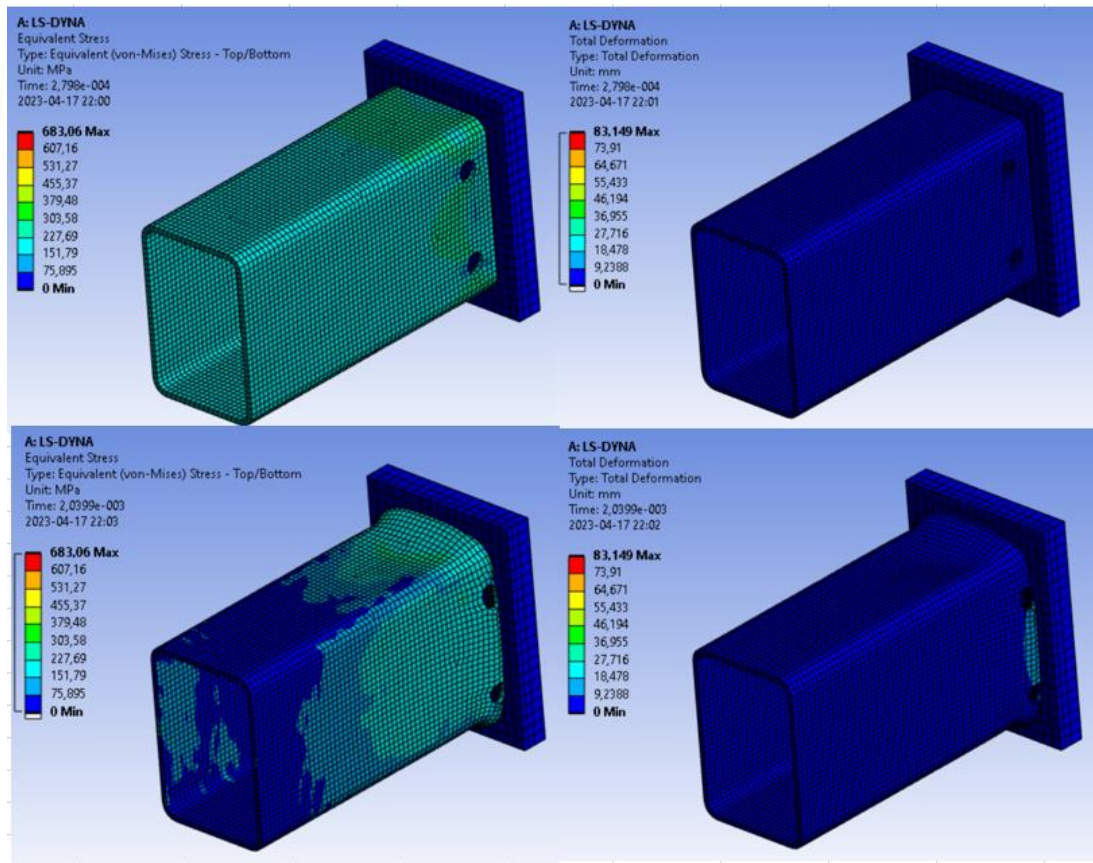
50 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas *A* taške, kai bandinys deformuojamas 7 m/s greičiu

Bandinį gniuždant 7 m/s greičiu, gauti rezultatai nuo ankstesnio bandymo skyrėsi ne žymiai. Didžiausia jėga susidaranti *A* taške yra lygi 176 kN, poslinkis – 1,74 mm, o maksimalūs įtempiai – 258 MPa.



51 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas *B* taške, kai bandinys deformuojamas 7 m/s greičiu

51 pav. pateiktas įtempių ir poslinkio pasiskirstymas *B* taške, laiko momentu, kai ima matytis susidariusi raukšlė. Šiame taške jėga yra lygi 67 kN, bandinio poslinkis – 7,24 mm, o didžiausi įtempiai – 273 MPa.



52 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas *A* ir *B* taškuose, kai bandinys deformuojamas 4 m/s greičiu

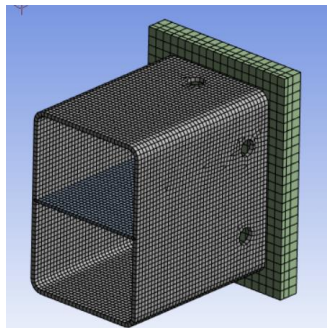
Bandinį gniuždant 4 m/s greičiu buvo pastebėta, jog bandinys nėra pilnai sugniuždomas. Didžiausias gniuždymo metu gautas poslinkis lygus 83 mm, palyginimui ankstesniuose atliktuose bandymuose didžiausias poslinkis siekė apie 140 mm. Tačiau jėga, ties kuria bandinys suklumpa, išlieka artima ankstesniems bandymams. Taške *A* didžiausia veikianti jėga yra lygi 180 kN, poslinkis – 1,11 mm, o įtempiai lygus 265 MPa. Raukšlės susidarymo taške *B* reakcijos jėga lygi 59 kN, poslinkis – 7,8 mm, didžiausi įtempiai – 303 MPa. Suminiai bandymų rezultatai pateikti 6 lentelėje.

6 lentelė. Rezultatai, gauti gniuždant pirmąjį bandinį trimis skirtingais greičiais

Gniuždymo greitis, m/s	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Poslinkis taške <i>A</i> , mm	Poslinkis taške <i>B</i> , mm	Įtempiai σ taške <i>A</i> , MPa	Įtempiai σ taške <i>B</i> , MPa
4	180	1,11	7,8	265	303
7	176	1,74	7,24	258	273
10	174	1,95	6,4	259	274

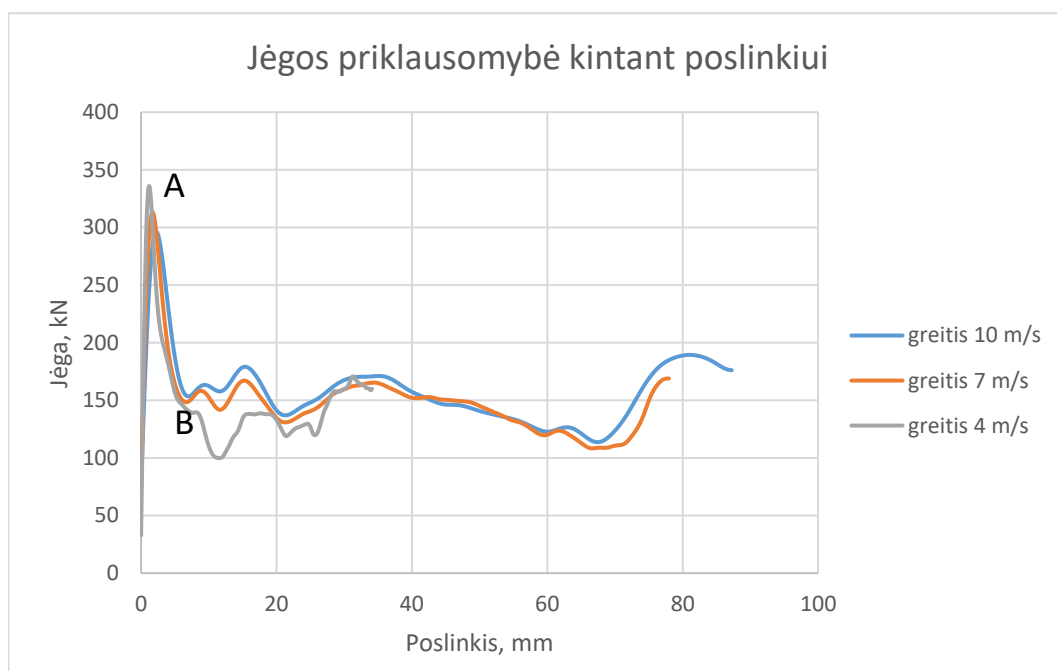
Gautuose rezultatuose matoma, jog iki kol pasiekama didžiausia reakcijos jėga, bandinyje poslinkis kinta nežymiai, o šiam pradėjus klypti poslinkis ima sparčiai didėti. Pirmąjį bandinį deformuojant skirtingais greičiais, didesnių nuokrypių rezultatuose negauta – įtempiai, poslinkiai ir jėgos išlieka panašios. Kadangi laboratorinio tyrimo metu klupdyimo jėga nebuvo gauta, atlikus baigtinių elementų metodą nustatyta, jog bandinį deformuojant 10 m/s greičiu, šiam suklupdyti yra reikalinga dvigubai didesnė – 174 kN jėga.

Apibendrinus gautus pirmojo lonžerono bandinio rezultatus, skaičiavimai tęsiami su antrojo lonžerono bandiniu. Antrasis bandysis nuo pirmojo skiriasi tuo, jog viduje turi skiriamąją 2 mm sienelę, kuri lonžeroną padalina į dvi kameras. Bandiniui gniuždyti, taip pat naudojama „Ansys“ programa ir BEM. Priskiriama aliuminio lydinio medžiaga, kurios charakteristikos aprašytos iš atlikto tempimo bandymo duomenų pateiktų 40 pav.



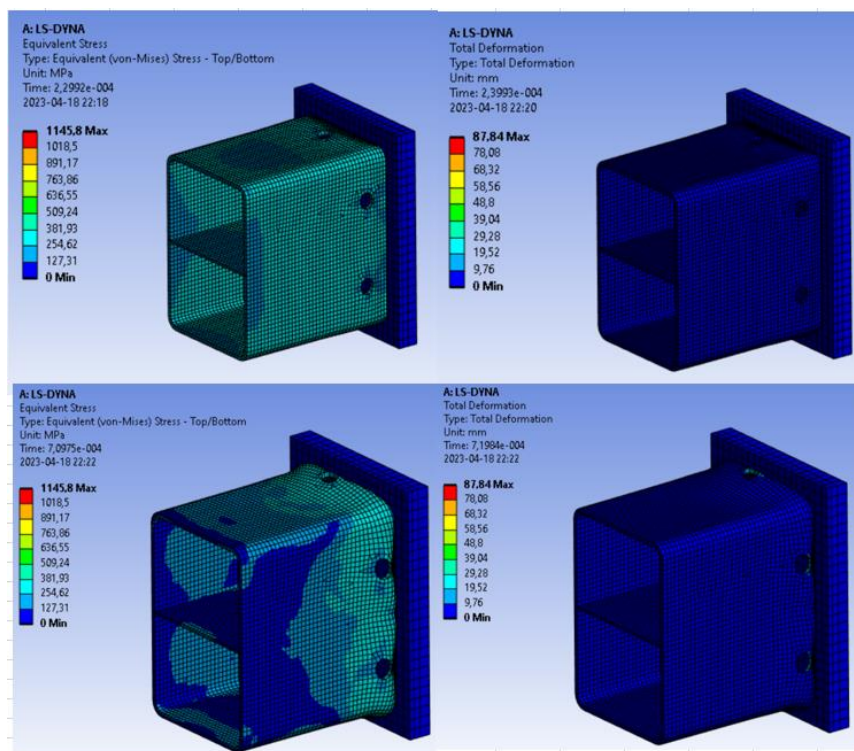
53 pav. Antrojo bandinio tinklelis

Bandiniui priskiriamas tinklelis, kurį sudaro 8979 mazgai ir 8181 elementas. Analizės principas pasirenkamas toks pat, kaip ir naudotas pirmojo bandinio gniuždymui. Vienas galas įtvirtinamas standžiai, o kitas galas yra gniuždomas ašine kryptimi, trimis skirtingais greičiais – 4 m/s, 7 m/s ir 10 m/s. Iš atliktų bandymų sudarytos jėgų kitimo kreivės pateiktos 54 pav.



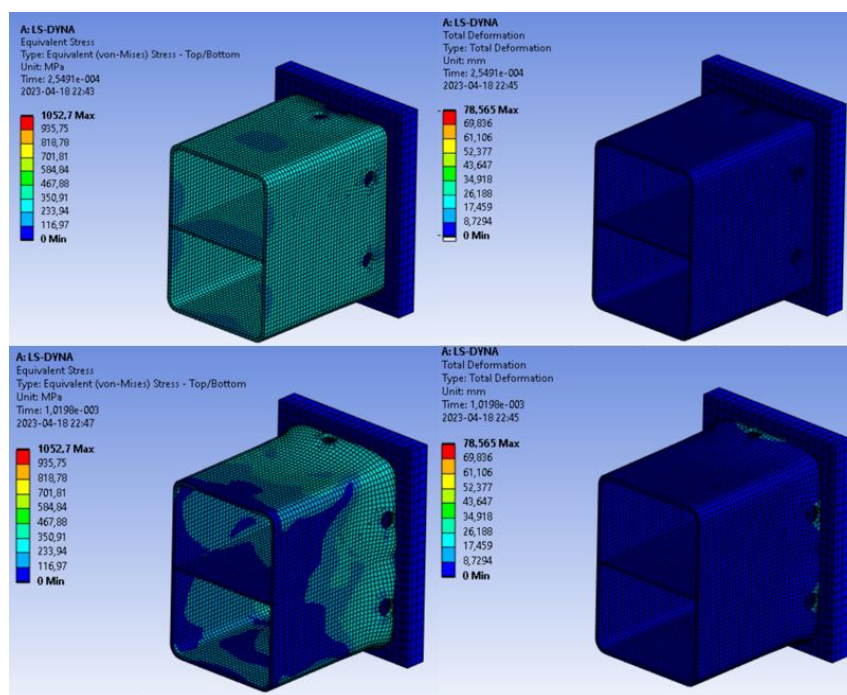
54 pav. Antrojo bandinio jėgų kitimo kreivės

Iš kreivių matoma, jog šiam bandiniui suklypdyti yra reikalinga didesnė jėga, lyginant su pirmuoju bandiniu. Išsamesni kiekvieno atvejo gauti rezultatai ir iliustracijos pateiktos žemiau. Resultatuose akcentuojamos jėgos ir įtempiai ties bandinio suklypimu ir pirmos raukšlės susidarymu.



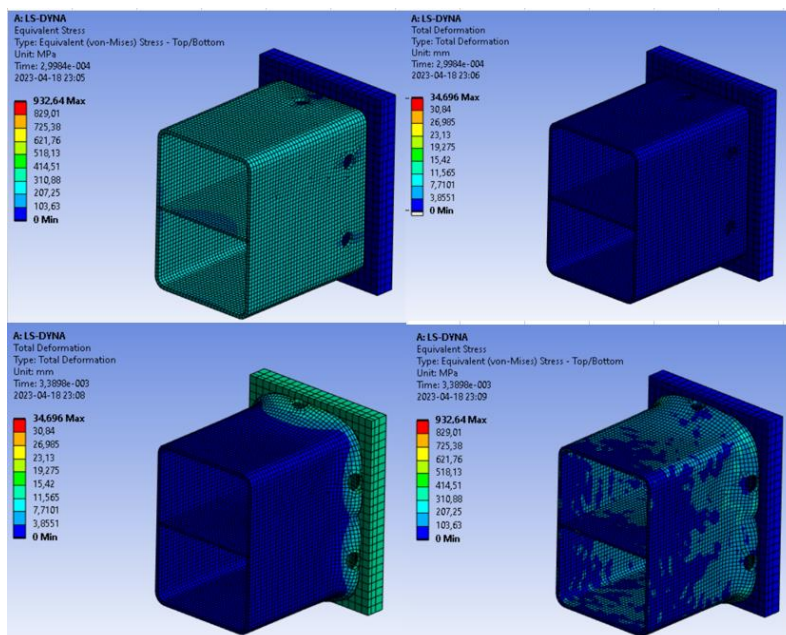
55 pav. Įtempių ir poslinkių pasiskirstymas bandinį deformuojant 10 m/s greičiu

55 pav. pateiktas įtempių ir poslinkio pasiskirstymas bandinį gniuždant 10 m/s greičiu. Paveikslėlio viršuje vaizduojamas pasiskirstymas taške *A*, o apačioje - taške *B*. Kaip jau minėta anksčiau, pirmasis taškas nurodo vietą, ties kuria bandinys suklumpa, o antrasis tašką vietą, kuriame matosi bandinio sienelėje susidariusi raukšlė. Taške *A* didžiausi įtempiai yra 350 MPa, reakcijos jėga 296 kN, o poslinkis 2,28 mm. Taške *B* įtempiai didesni ir lygūs 435 MPa, jėga lygi 153 kN, o poslinkis išauga iki 6,99 mm.



56 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas bandinį deformuojant 7 m/s greičiu

Bandinį gniuždant 7 m/s greičiu didžiausi susidarantys įtempiai *A* taške yra lygūs 337 MPa. Tame pačiame taške jėga lygi 312 kN, o poslinkis 1,77 mm. *B* taške didžiausi įtempiai lygūs 445 MPa, jėga – 149 kN, o bandinys tame laiko momente pasislenka 6,93 mm.



57 pav. Įtempių ir poslinkio pasiskirstymas bandinį deformuojant 4 m/s greičiu

57 pav. pateikti rezultatai gauti bandinį deformuojant 4 m/s greičiu. Pastebėta, jog šios jėgos nepakanka, kad bandinys visiškai susigniuždytų. *A* taške kritinė jėga, kuri lemia bandinio suklypimą yra lygi 336 kN, didžiausi įtempiai – 325 MPa, o poslinkis – 1,18 mm. Antrajame taške, kuriame matoma susidariusi raukšlė, didžiausi įtempiai siekia 545 MPa, jėga – 100 kN, o bendras poslinkis – 11,78 mm. Atliktų analizių suminiai rezultatai pateikti 7 lentelėje.

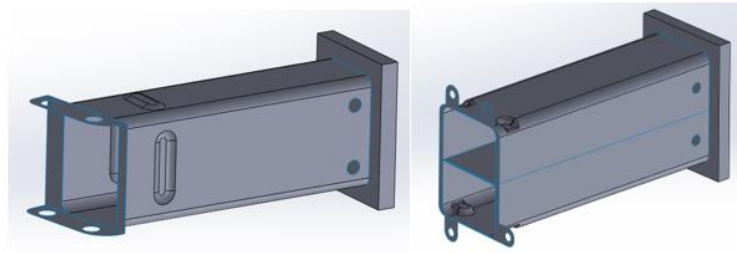
7 lentelė. Rezultatai, gauti gniuždant antrąjį bandinį.

Gniuždymo greitis, m/s	Didžiausia reakcijos jėga <i>F</i> , kN	Poslinkis taške <i>A</i> , mm	Poslinkis taške <i>B</i> , mm	Įtempiai σ taške <i>A</i> , MPa	Įtempiai σ taške <i>B</i> , MPa
4	336	1,18	11,78	325	545
7	312	1,77	6,93	338	445
10	296	2,28	6,99	296	435

Iš sudarytos lentelės matoma, jog bandinio deformavimo greičiui didėjant, jo suklypymui reikalinga jėga mažėja. Mažėjant gniuždymo greičiui, jėga, prie kurios bandinys suklyumpa, didėja. Bendras bandinio poslinkis klupdymo vietoje didžiausias, kai bandinys deformuojamas 10 m/s greičiu. Įtempiu pasiskirstymas visais atvejais išlieka gana panašus.

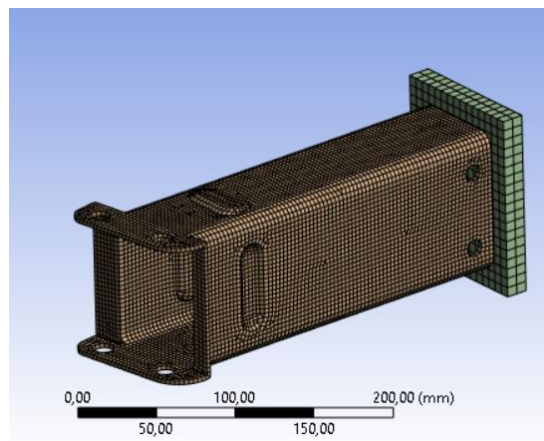
2.5. Automobilių lonžeronų gniuždymas ir absorbuotos energijos skaičiavimas

Atlikus pirminius bandinių skaičiavimus, panaudojant originalius automobilių lonžeronus yra sukuriami jų modeliai programinėje įrangoje „SolidWorks“. Modeliai yra unikalūs jų forma, kadangi turi specialias zonas, įdubimus ir iškylimus sienelėje, nuo kurių priklauso lonžeronų pirminė suklypimo vieta. Sumodeliuoti lonžeronai pateikti 58 pav.



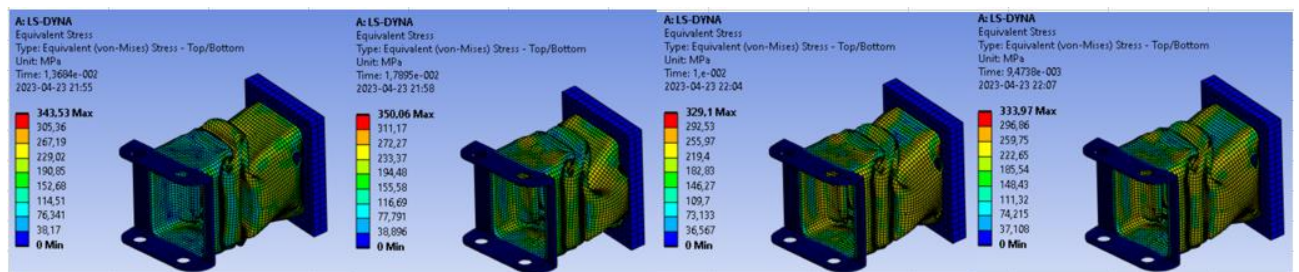
58 pav. Sumodeliuoti automobilių lonžeronai

Paveikslėlio kairėje pateiktas „Mercedes-Benz“ automobilio lonžeronas, kuris yra vientisos stačiakampio formos, o dešinėje – „Audi“ automobilio lonžeronas, kuris taip pat yra stačiakampio formos, bet tuo pačiu viduje turi skiriamąją 2 mm sienelę, kuri lonžerono vidų padalina į dvi kameras. Lonžeronų gniuždymo tyrimai atliekami, taip pat naudojant baigtinių elementų metodą „Ansys“ programinėje įrangoje. Sudarytas pirmojo lonžerono baigtinių elementų tinklelis pateiktas 59 pav.



59 pav. Pirmojo lonžerono baigtinių elementų tinklelis

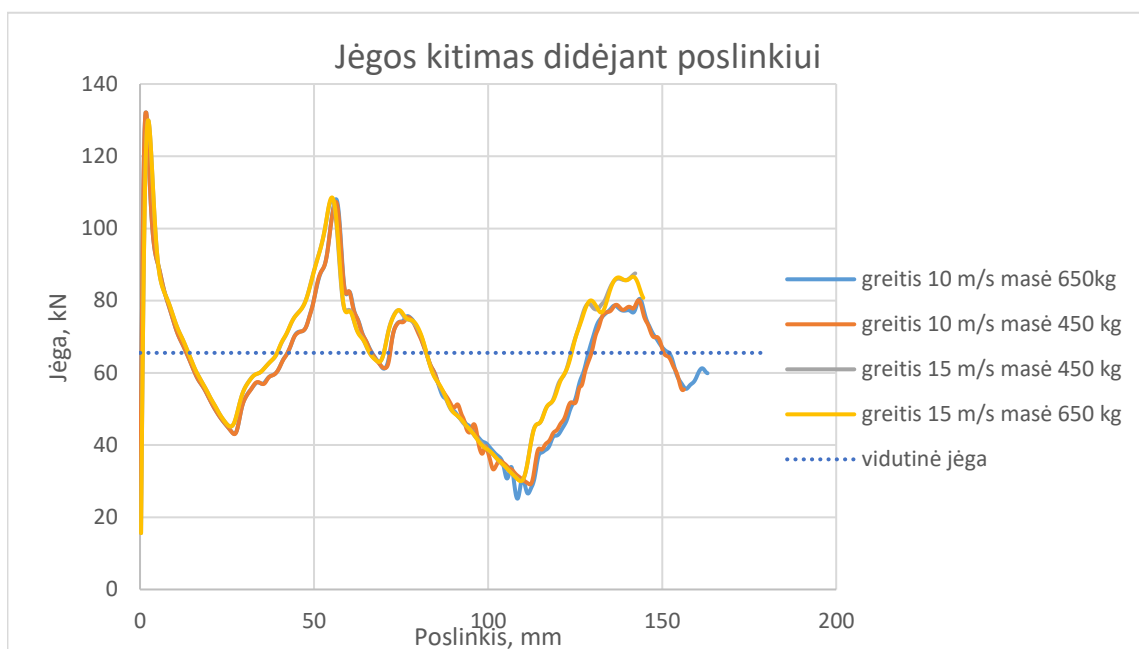
Pateiktą tinklelį sudaro 9854 mazgai ir 9358 elementai. Skaičiuojamajame modelyje bandomasis lonžeronas yra standžiai įtvirtinamas kairėje esančiame laikiklyje, o per dešinėje esančią sieną – gniuždomas pastoviu greičiu ašine kryptimi. Bandymų metu yra naudojamos dvi skirtingos sienos masės ir du skirtingi deformavimo greičiai. Sienų masės yra lygios 650 kg ir 450 kg, o deformavimo greičiai – 10 m/s ir 15 m/s.



60 pav. Įtempių pasiskirstymas esant skirtingoms sąlygoms

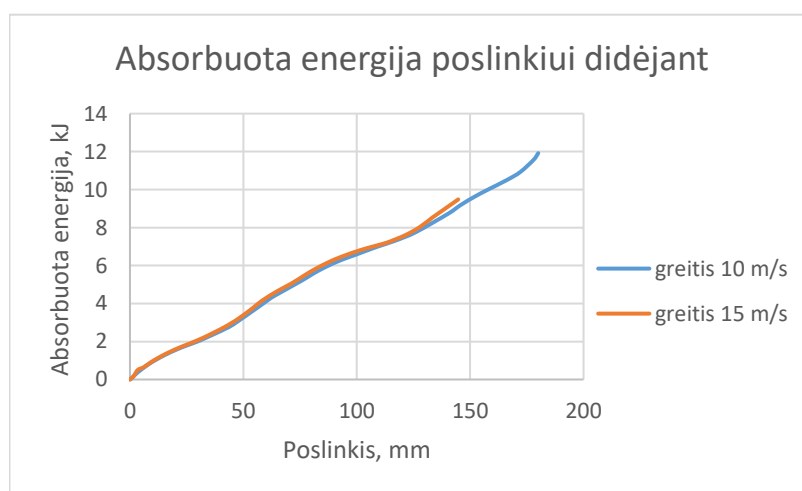
60 pav. pateikti įtempių pasiskirstymai, kai lonžeronas gniuždomas skirtingomis užduotomis sąlygomis. Iš gautų pasiskirstymų matoma, jog visais atvejais didžiausi įtempiai išlieka panašūs. Atlikus bandymus su skirtingomis užduotomis sąlygomis yra sudaromos jėgos priklausomybės

kreivės. Taip pat yra apskaičiuojama vidutinė lonžeroną veikianti jėga, kuri vėliau bus panaudota absorbuotos energijos skaičiavimui. Gautos kreivės pateiktos 61 pav.



61 pav. Jėgos kitimo kreivės

Iš sudarytų kreivių matoma, jog sienos masė beveik neįtakoja jėgos pasikeitimo. Tiek esant 10 m/s, tiek 15 m/s greičiui, pasikeitusi sienelės masė kreivę išlaiko tokią pačią. Ryškesnis, bet tuo pačiu nedidelis skirtumas matomas tarp kreivių, kai greičiai buvo užduoti skirtingi. Pirminiame taške, kuriame jėga yra didžiausia ir bandinys suklumpa – kreivės yra beveik viename lygyje, o didžiausia jėga, kurią atlaiko lonžeronas, gaunama kiek didesnė nei 130 kN. Skirtumas tarp kreivių pastebimas poslinkiui viršijus 30 mm. Buvo nustatyta, jog pasirinkus 15 m/s gniuždymo greitį, jėgos yra gaunamos šiek tiek didesnės nei gniuždant 10 m/s greičiu. Naudojant baigtinių elementų metodą yra apskaičiuojamas absorbuotos energijos kiekis, o gauti rezultatai pateikiami diagramoje.



62 pav. Pirmojo lonžerono absorbuotos energijos kreivės

Absorbuotos kūno energijos skaičiavimui įtakos turi besikeičiantis poslinkis ir gniuždymo jėga. Kadangi iš jėgos kitimo kreivių 61 pav. buvo nustatyta, jog lonžerono gniuždymui naudojamos sienos masė įtakos jėgos kitimui neturi, absorbuotą energiją pasirenkama skaičiuoti kūną deformuojant 650

kg masės siena. Deformavimo greičiai pasirenkami du – 10 m/s ir 15 m/s. 62 pav. gautose absorbuotos energijos kreivėse pastebima, jog pasikeitęs greitis ryškios įtakos absorbuotos energijos kiekiui nepadarė. Gautiems rezultatams patikrinti, absorbuota energija apskaičiuojama analitiškai naudojant (14) formulę:

$$W = F \cdot \Delta l; \quad (14)$$

čia:

W – absorbuotos energijos kiekis (J);

F – vidutinė gniuždymo jėga (N);

Δl – poslinkis (m).

Skaičiavimams vidutinė jėga imama iš 61 pav. gautos kreivės, kai deformavimo greitis lygus 10 m/s. Absorbuota energija skaičiuojama laiko momentu, kai poslinkis yra lygus 0,1 m:

$$W = 65535 \cdot 0,1 = 6553,5 \text{ J} = 6,553 \text{ kJ}$$

Kai deformavimo greitis lygus 15 m/s, vidutinė deformavimo jėga yra lygi 65,51 kN. Naudojant (14) formulę apskaičiuojama energija:

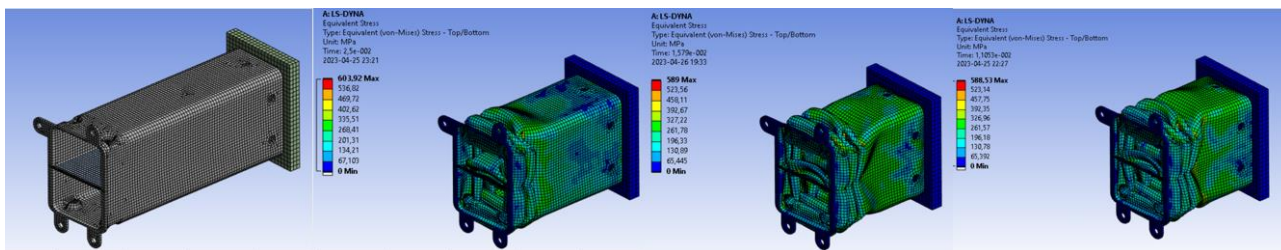
$$W = 65516 \cdot 0,1 = 6551,6 \text{ J} = 6,551 \text{ kJ}$$

Lyginant šias dvi apskaičiuotas energijos reikšmes ir sudarytas kreives 62 pav. matoma, jog rezultatai sutampa. 8 lentelėje pateikiami suminiai bandymų rezultatai. Deformavimui naudotos sienos masė lygi 650 kg, greičiai lygūs 10 m/s ir 15 m/s. Didžiausių įtempių ir absorbuotos energijos reikšmės, pateiktos lentelėje, fiksuotos taške, kai poslinkio reikšmė yra lygi 0,1 m.

8 lentelė. Pirmojo lonžerono gniuždymo rezultatai

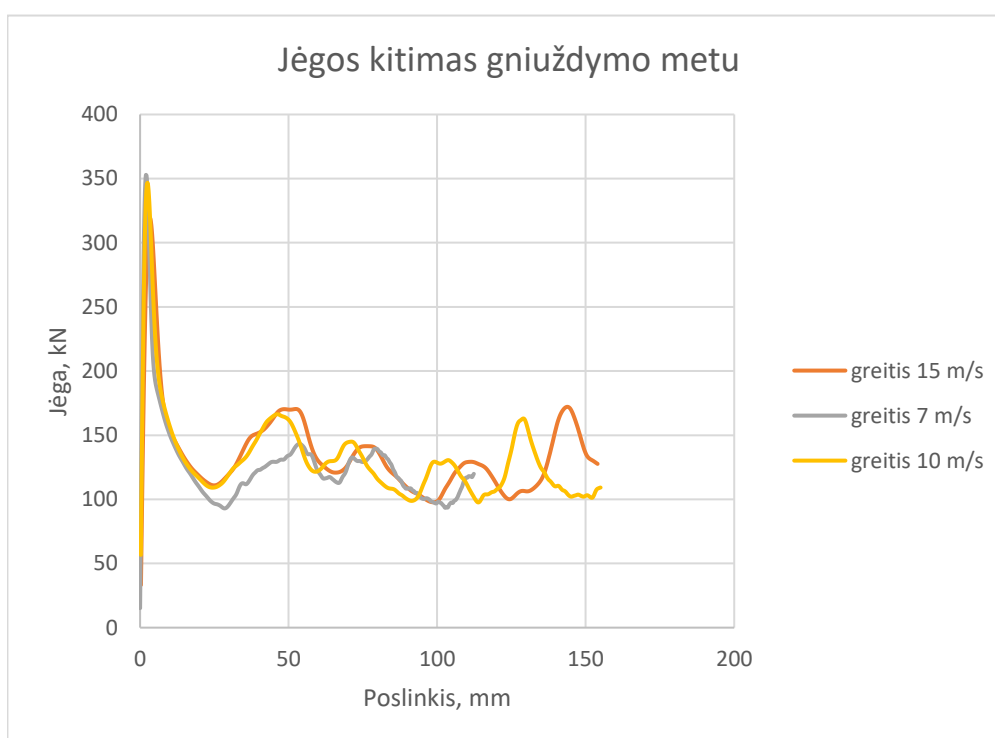
Deformavimo greitis, m/s	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Didžiausi įtempiai σ , MPa	Absorbuota energija, kJ	Vidutinė jėga, kN
10	132	317	6,553	65,53
15	130	316	6,551	65,51

Išsiaiškinus, kad sienos masės pasikeitimas didesnės įtakos rezultatams neturėjo, antrojo lonžerono gniuždymui pasirinkta naudoti tik 650 kg masės sieną. Greičių diapazonas pasirinktas didesnis ir bandymai atliekami naudojant tris skirtingus deformavimo greičius – 7 m/s, 10 m/s ir 15 m/s. Analizės metodas naudojamas tas pats, kaip ir gniuždant pirmąjį lonžeroną. Vienas galas tvirtinamas laikiklyje, o per kitą, uždavus tam tikrą greitį ašine kryptimi, yra perduodama jėga. Žemiau pateiktas sudarytas bandomojo lonžerono baigtinių elementų tinklelis ir įtempių pasiskirstymas bandymų metu.



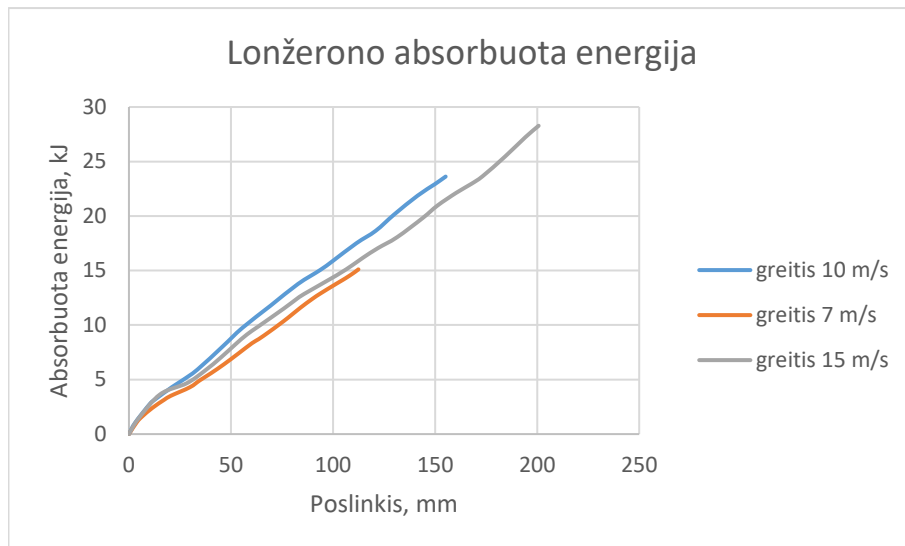
63 pav. Baigtinių elementų tinklelis ir įtempių pasiskirstymas

Pasirinktą baigtinių elementų tinklelį sudaro 12298 mazgai ir 11566 elementai. Visais atvejais atliktų bandymų metu įtempių pasiskirstymas lonžeronuose išlieka panašus. Šiek tiek kinta tik maksimalūs įtempiai, kadangi skiriasi deformavimo laikas. Bandomasis lonžeronas pradeda linkti ties deformaciniais įdubimais, šalia įtvirtinimo vietos. Sudarytos jėgos kitimo kreivės pateiktos 64 pav.



64 pav. Antrojo lonžerono jėgos kitimo kreivės

Paveikslėlyje pateiktose kreivėse pastebima, jog didžiausia jėga, kuri yra reikalinga bandinio suklydymui, visais atvejais gauta panaši ir lygi apie 350 kN. Ryškesni jėgos skirtumai pastebimi, kai poslinkis viršija 30 mm. Lyginant su pirmuoju lonžeronu, antrajam lonžeronui besikaičiantys deformavimo greičiai turėjo didesnę įtaką jėgos kitimui. Gavus jėgos kreives, toliau yra nustatinėjama, ar absorbuotos energijos kiekiui turi įtakos besikeičiantis deformavimo greitis.



65 pav. Antrojo lonžerono absorbuota energija

65 pav. matoma, jog absorbuotos energijos kiekis yra didžiausias, kai lonžerono gniuždymui naudojamas 10 m/s deformavimo greitis. Taip pat pastebima, jog pasikeitęs deformavimo greitis turi didesnę įtaką absorbuotos energijos kiekiui, lyginant su rezultatais, gautais pirmojo lonžerono gniuždymo metu. Naudojant (14) formulę yra apskaičiuojamas absorbuotos energijos kiekis 0,1 m poslinkio taške. Pagrindiniai gauti rezultatai, kurie bus naudojami tolimesnei analizei, pateikti 9 lentelėje. Didžiausių įtempių ir absorbuotos energijos reikšmės fiksuotos, kai poslinkis lygus 0,1 m.

9 lentelė. Antrojo lonžerono gniuždymo rezultatai

Deformavimo greitis, m/s	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Didžiausi įtempiai σ , MPa	Abosrbuota energija, kJ	Vidutinė jėga, kN
7	352	506	13,103	131,03
10	346	588	15,186	151,86
15	319	530	13,948	139,48

Sudarytoje lentelėje matoma, jog analitiniu būdu apskaičiuavus absorbuotos energijos reikšmes, 0,1 m poslinkio taške, šios yra artimos 65 pav. sudarytoms kreivėms. Lonžeroną gniuždant 10 m/s greičiu, absorbuotos energijos kiekis gautas didžiausias.

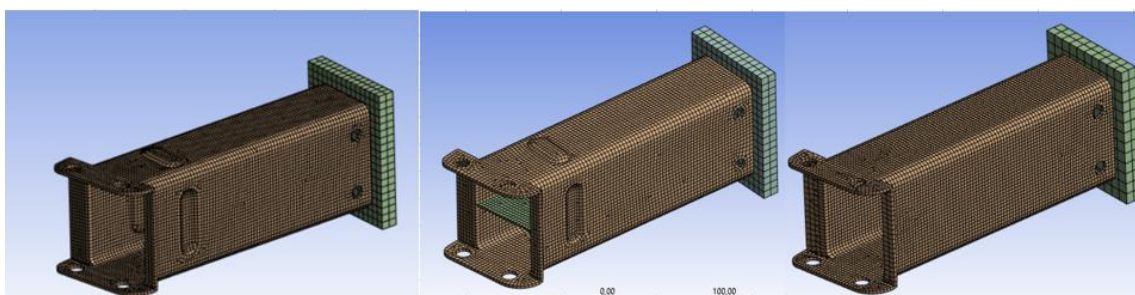
2.6. Lonžeronų vidinės sienelės ir deformacinių vietų įtakos absorbuotos energijos kiekiui nustatymas

Šiame skyriuje, naudojant baigtinių elementų metodą „Ansys“ programoje, yra analizuojama vidinės lonžerono sienelės ir deformacinių įdubimų bei išgaubimų įtaka lonžeronui ir jo absorbuotos energijos kiekiui. Yra nustatinėjama, kaip pasikeitus lonžerono formai ir vientisumui, pasikeis gniuždymo metu veikianti reakcijos jėga ir absorbuota energija. Pirmajam lonžeronui sudarytos 6 lyginamųjų analizių sąlygos:

1. Lonžerono forma originali, deformavimo greitis 10 m/s;
2. Lonžerono forma originali, deformavimo greitis 15 m/s;
3. Lonžeronas su papildoma 2 mm storio sienele, deformavimo greitis 10 m/s;
4. Lonžeronas su papildoma 2 mm storio sienele, deformavimo greitis 15 m/s;

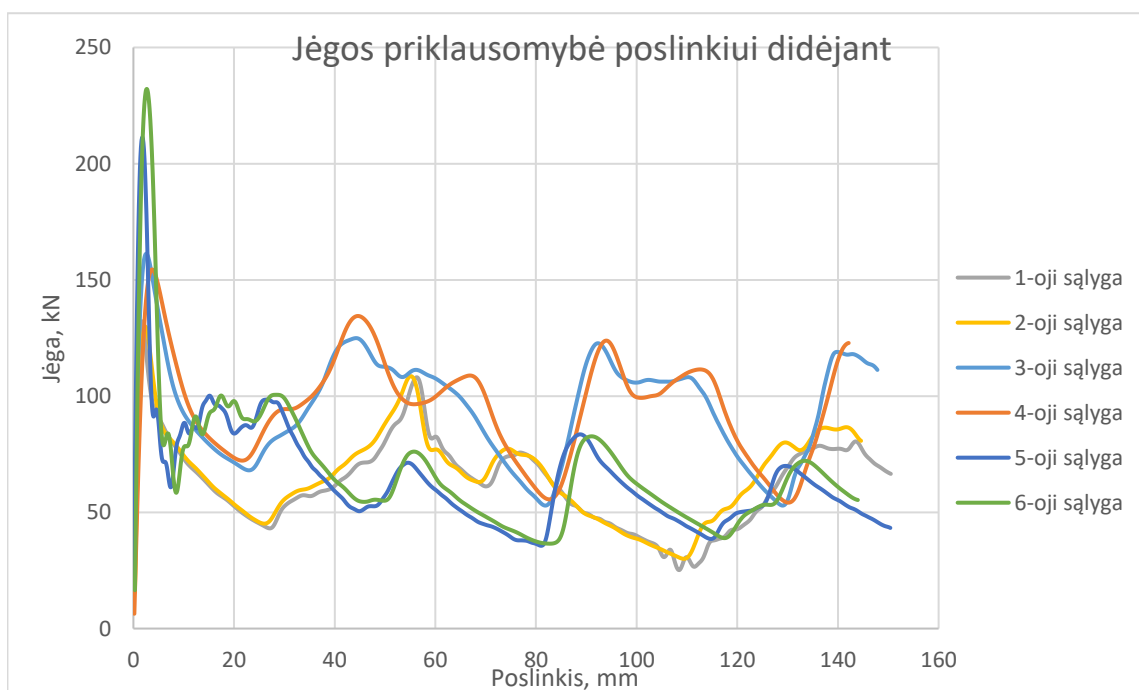
5. Lonžeronas originalios formos, bet su panaikintais deformaciniais įdubimais ir išgaubimais, deformavimo greitis 10 m/s;
6. Lonžeronas originalios formos, bet su panaikintais deformaciniais įdubimais ir išgaubimais, deformavimo greitis 15 m/s;

Spaudžiančiosios sienos masę visais atvejais pasirinkta naudoti 650 kg. Lonžeronas standžiai įtvirtinamas laikiklyje. Kitas lonžerono galas yra pritvirtintas prie sienos panaudojus „Bonded“ funkciją, o per šią sieną, nustatytu deformavimo greičiu, lonžeronas yra gniuždomas ašine kryptimi. Formos pakeitimai ir sudaryti pirmojo lonžerono baigtinių elementų tinkeliai pateikti 66 pav.



66 pav. Analizėms naudojami pirmojo lonžerono modeliai su baigtinių elementų tinkeliais

Paveikslėlio kairėje pusėje pateiktas originalus lonžeronas, viduryje – sumodeliuotas vientisos formos lonžeronas su 2 mm skiriamąja sienele, dešinėje – originalios formos lonžeronas, bet su panaikintais deformaciniais įdubimais ir išgaubimais. Po atliktų gniuždymo bandymų, gauti įtempių pasiskirstymo rezultatai pridedami 1 priede. Iš gautų programinės įrangos „Ansys“ duomenų sudarytos jėgos priklausomybės nuo didėjančio poslinkio kreivės, kurios pateiktos 67 pav.

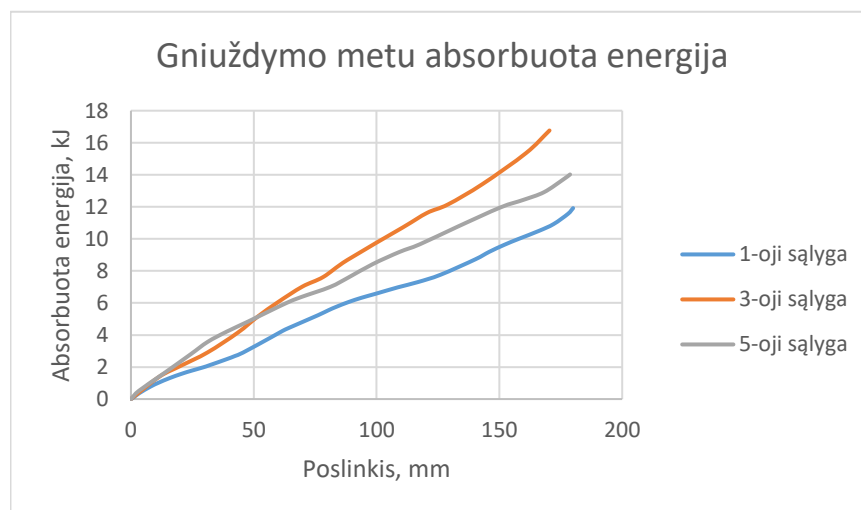


67 pav. Kreivės, rodančios jėgos priklausomybę poslinkiui didėjant

Iš gautų kreivių matoma, jog analizės metu pasikeitęs deformavimo greitis didelės įtakos reakcijos jėgai neturėjo. Analizuojant formos pasikeitimą matoma, jog originalios formos lonžeronui sukaupti yra reikalinga 130 kN jėga, o toliau susidarant raukšlėms sienelėje, jėgos svyruoja tarp 40

kN ir 100 kN. Lonžerono su 2 mm storio sienele suklypdymui reikalinga jėga gauta 160 kN, o vykstant tolimesniam gniuždymui, jėga svyruoja nuo 60 iki 130 kN. Lonžerono paviršiuje panaikinus deformacines zonas, jo suklypdymui reikalinga jėga gauta didžiausia – 220 kN. Tačiau lonžeronui suklypus, tolimesniame deformavimo procese, jėga reikalinga daug mažesnė, kuri svyruoja tarp 40 ir 100 kN. Kaip matoma 67 pav., kreivės reikšmės didžiąją laiko dalį yra žemiau originalios lonžerono formos kreivės reikšmių.

Turint jėgos priklausomybės kreives yra sudaromos absorbuotos energijos kreivės (žr. 68 pav.). Sudarant šias kreivės pasirenkama vertinti 3 anksčiau paminėtas sąlygas, kuriose deformavimo greitis lygus 10 m/s.



68 pav. Absorbuotos energijos kreivės

Iš gautų kreivių matoma, jog mažiausiai energijos sugeria originalus lonžeronas, o daugiausiai – lonžeronas su pridėta papildoma 2 mm storio sienele viduje. Suminiai rezultatai pateikti 10 lentelėje. Didžiausi įtempiai ir absorbuota energija fiksuojama 0,1 m poslinkio taške, kai deformavimo greitis lygus 10 m/s.

10 lentelė. Suminiai analizės rezultatai

Sąlygos numeris	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Didžiausi įtempiai σ , kai poslinkis 0,1 m, MPa	Absorbuota energija, kai poslinkis 0,1 m, kJ
1	132	317	6,57
3	161	310	9,58
5	211	376	8,43

Antrojo lonžerono skaičiavimui taip pat yra sudaromos 6 skaičiuojamosios sąlygos:

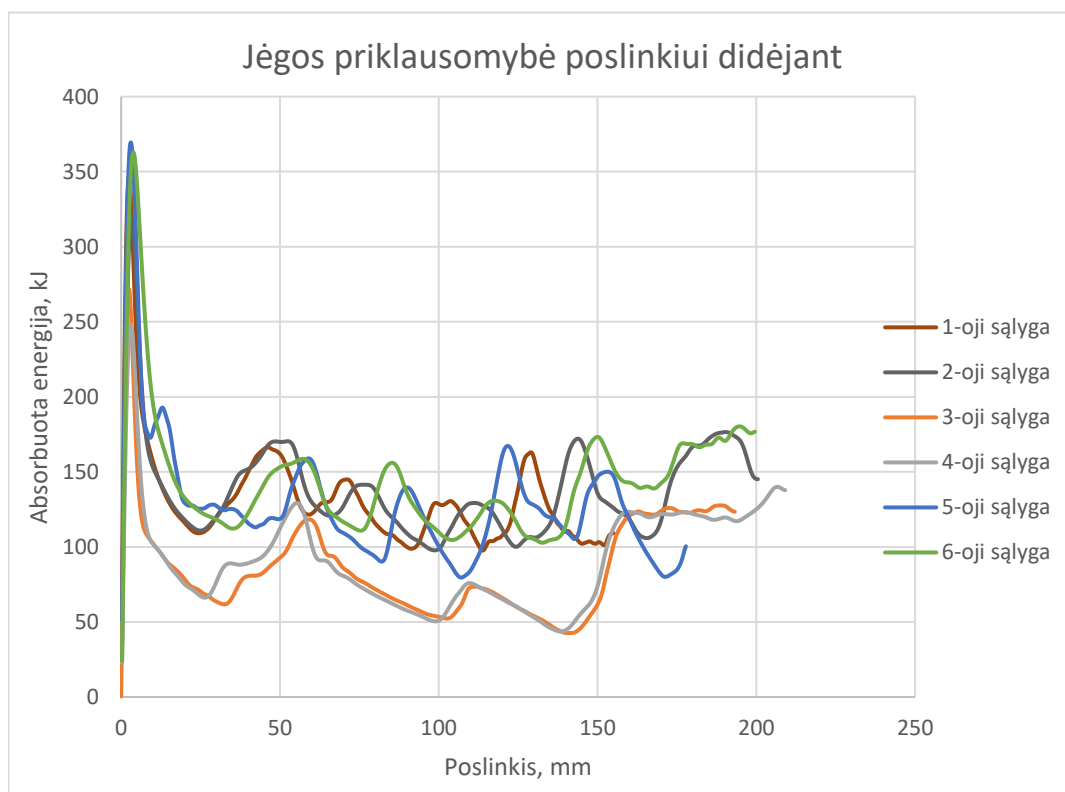
1. Lonžeronas originalios formos, deformavimo greitis 10 m/s;
2. Lonžeronas originalios formos, deformavimo greitis 15 m/s;
3. Lonžeronas su panaikinta 2 mm storio sienele jo viduje, deformavimo greitis 10 m/s;
4. Lonžeronas su panaikinta 2 mm storio sienele jo viduje, deformavimo greitis 15 m/s;
5. Lonžeronas su panaikintais deformaciniais įdubimais, deformavimo greitis 10 m/s;
6. Lonžeronas su panaikintais deformaciniais įdubimais, deformavimo greitis 15 m/s.

Parinkta spaudžiančiosios sienos masė lygi 650 kg. Lonžeronas standžiai įtvirtinamas laikiklyje, o papildoma siena su lonžeronu sujungta panaudojus „Bonded“ funkciją. Skaičiuojamieji modeliai, su jau sudarytu baigtinių elementų tinkleliu, pateikti 69 pav.



69 pav. Antrojo lonžerono modeliai su sudarytu baigtinių elementų tinkleliu

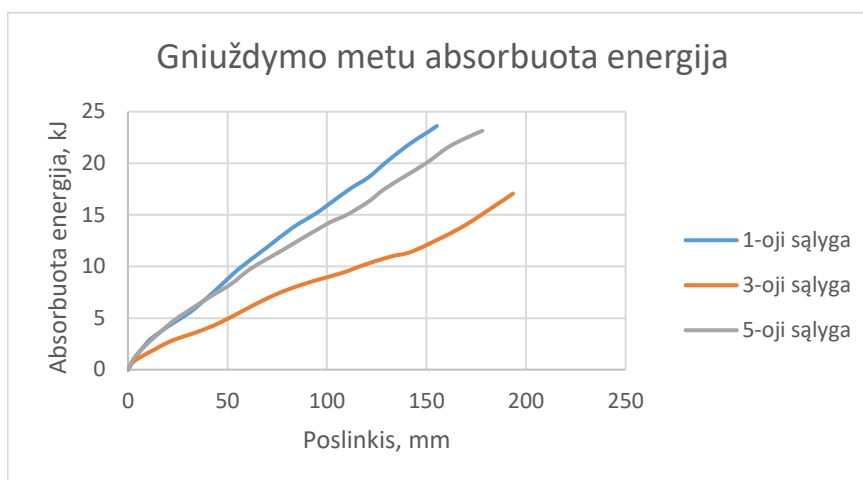
Paveikslėlio kairėje - originalios formos lonžerono modelis, viduryje - su panaikinta 2 mm storio sienele lonžerono viduje, o trečiasis modelis su panaikintais deformaciniais įdubimais ties įtvirtinimu. Jėgos priklausomybės kreivės, gautos šiuos modelius gniuždant skirtingais deformavimo greičiais, pateiktos 70 pav. O gauti įtempių pasiskirstymai pridedami 2 priede.



70 pav. Antrojo lonžerono jėgos priklausomybės kreivės poslinkiui didėjant

Iš gautų kreivių matoma, jog mažiausia susidaranti jėga yra gaunama gniuždant lonžeroną su panaikinta 2 mm storio sienele jo viduje. Didžiausia jėga, atsiradusi suklopimo taške, yra apie 260 kN, o tolimesniame gniuždymo procese jėga svyruoja 50 – 120 kN diapazone. Gniuždant originalios formos lonžeroną, didžiausia jėga yra apie 330 kN, o tolimesniame procese svyruoja nuo 100 kN iki 170 kN. Lonžerono modelio su panaikintais deformaciniais įdubimais suklopdymui reikalinga 360 kN jėga, o tolimesniame gniuždymo procese jėga svyruoja 80 – 170 kN diapazone.

Gavus jėgos priklausomybę sudaromos absorbuotos energijos kreivės, kai deformavimo greitis išlieka 10 m/s, o keičiasi tik lonžerono modelis (žr. 71 pav.).



71 pav. Antrojo lonžerono absorbuotos energijos kreivės

Iš gautų kreivių matoma, jog panaikinus vidinę 2 mm storio sienelę lonžerone, gniuždymo metu energijos sugerama beveik dvigubai mažiau. Lonžeronui panaikinus deformacinius įdubimus, bet palikus vidinę sienelę, sugertos energijos kiekis sumažėja. Suminiai atliktų analizių rezultatai pateikti 11 lentelėje. Didžiausi įtempiai ir absorbuota energija fiksuojama 0,1 m poslinkio taške, kai deformavimo greitis lygus 10 m/s.

11 lentelė. Antrojo lonžerono modelių suminiai rezultatai

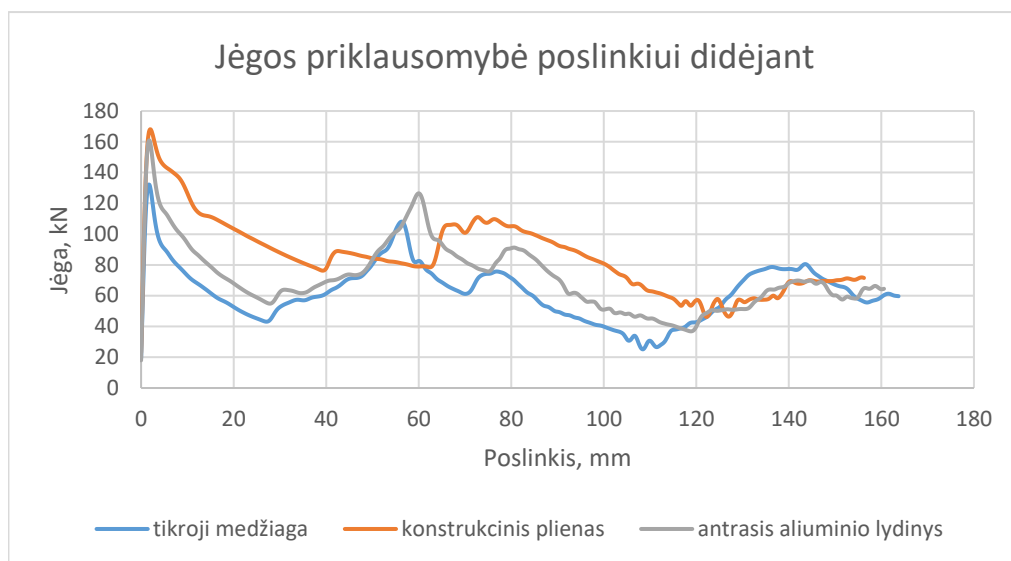
Sąlygos numeris	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Didžiausi įtempiai σ , kai poslinkis 0,1 m, MPa	Absorbuota energija, kai poslinkis 0,1 m, kJ
1	346	588	15,89
3	271	462	8,97
5	369	520	14,12

Iš atliktų bandymų matoma, jog tiek pirmasis, tiek antrasis lonžeronas, turintis papildomą 2 mm storio sienelę, yra sunkiau suklupdomas ir geba absorbuoti didesnį energijos kiekį. Pirmajam lonžeronui panaikinus deformacinius įdubimus ir išskilimus ties laikikliu gauta, jog jam suklupdyti yra reikalinga didesnė jėga. Tuo pačiu ir absorbuotas energijos kiekis yra didesnis, lyginant su originalios formos lonžeronu, kuris energijos absorbuoja mažiausiai. Antrajam lonžeronui panaikinus deformacinius įdubimus gauta, kad jo suklupdymui reikalinga jėga yra didesnė, tačiau absorbuota energija, lyginant su jo originalia forma, gauta mažesnė.

2.7. Lonžerono medžiagos įtaka jėgai ir absorbuotai energijai

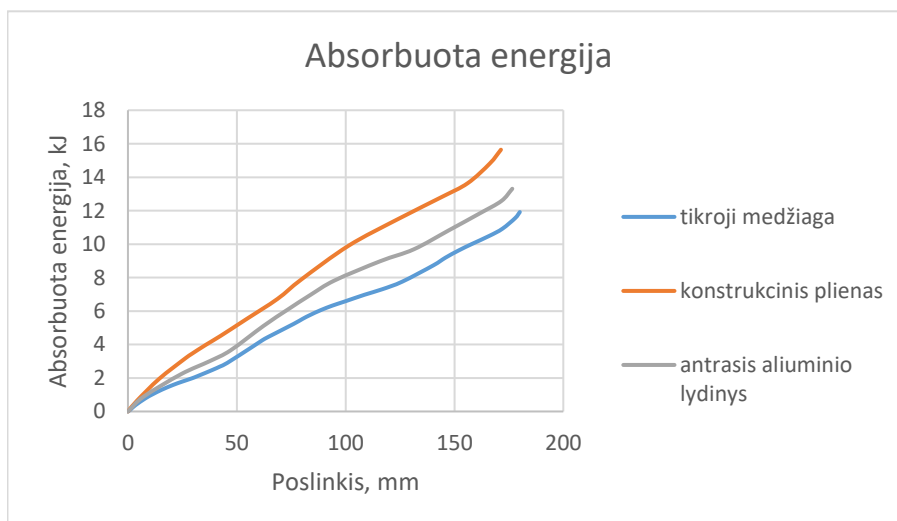
Šiame skyriuje nustatinėjama, kaip pakeitus lonžerono medžiagą, pasikeis jame veikiančios jėgos ir absorbuotos energijos kiekis. Pirmajam lonžeronui parenkamos trys medžiagos – originalus aliuminio lydiny, kurio takumo riba lygi 210 MPa, konstrukcinis plienas, kurio takumo riba lygi 235 MPa, ir antrojo lonžerono aliuminio lydiny, kurio takumo riba lygi 270 MPa. Bandymai atliekami naudojant baigtinių elementų metodą programinėje įrangoje „Ansys“. Bandiniai įtvirtinami ties laikikliu, ašine

kryptimi užduodamas deformavimo greitis 10 m/s, o spaudžiančiosios sienos masė parinkta 650 kg. Gauti įtempių pasiskirstymo rezultatai pridedami 3 priede. Sudarytos jėgos priklausomybės kreivės pateiktos 72 pav.



72 pav. Jėgos kitimas naudojant skirtingas bandinio medžiagas

Iš sudarytų kreivių matoma, jog lonžeronas su konstrukcinio plieno medžiaga yra sukludomas sunkiausiai. Didžiausia jėga, kuriai esant tiriamasis lonžeronas suklumpa, gaunama panaši dviem atvejais – kai naudojamos plieno ir antrojo aliuminio lydinio medžiagos. Pagal poslinkio reikšmes kreivėje pastebima, jog pirmoji sienelėje susidariusi raukšlė, naudojant plieno medžiagą, yra suspaudžiama vėliau. Tyrimo eigoje, kai parenkama plieno medžiaga, lonžerono sienelėje raukšlės susidaro sunkiau. Gavus jėgos pasiskirstymą, sudaromos absorbuotos energijos kreivės (žr. 73 pav.).



73 pav. Absorbuotos energijos kreivės naudojant skirtingas medžiagas

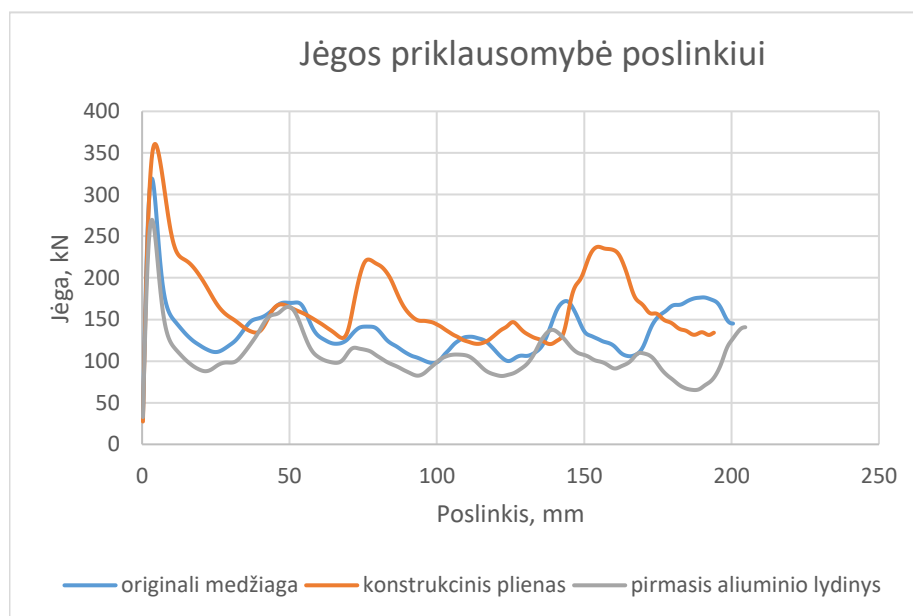
Iš absorbuotos energijos kreivių matoma, jog didžiausią kiekį energijos sugeria lonžeronas su konstrukcinio plieno medžiaga. Mažiausią energijos kiekį sugeria lonžeronas su originalia aliuminio lydinio medžiaga. Suminiai bandymų rezultatai pateikti 12 lentelėje.

12 lentelė. Rezultatai, gauti naudojant skirtingas medžiagas

Medžiaga	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Didžiausi įtempiai σ , kai poslinkis 0,1 m, MPa	Absorbuota energija, kai poslinkis 0,1 m, kJ
Tikrasis aliuminio lydinys	132	317	6,57
Konstruktinis plienas	168	1072	9,88
Antrojo lonžerono aliuminio lydinys	160	512	8,20

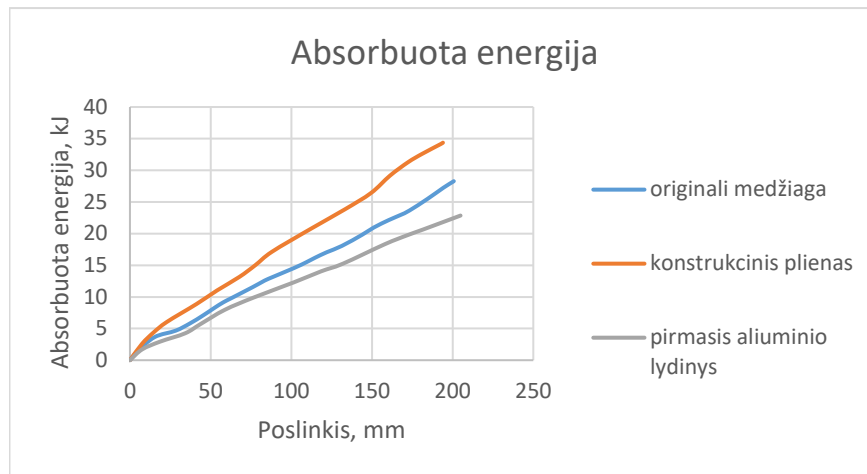
Matoma, jog naudojant plieną didžiausi įtempiai bandinyje yra gaunami ženkliai didesni nei naudojant aliuminį. Didžiausia reakcijos jėga išlieka panaši, nedaug pasikeičia ir absorbuota energija.

Antrajam lonžeronui tirti naudojama jo paties originali medžiaga, konstrukcinis plienas bei pirmojo lonžerono aliuminio lydinio medžiaga. Deformavimo greitis parenkamas 15 m/s. Gautas įtempių pasiskirstymas pateiktas 4 priede. O sudarytos jėgos kreivės pateiktos 74 pav.



74 pav. Jėgos priklausomybė pasikeitus lonžerono medžiagai

Sudarytose kreivėse pastebima, jog naudojant konstrukcinio plieno medžiagą, lonžeronas yra suklydomas sunkiausiai. Tolimesniame procese plieniniam lonžeronui gniuždyti yra reikalinga didesnė jėga, o ir raukšlės, susidaranti lonžerono sienelėje, atsiranda vėlesniu laiko momentu. Tiriamajam bandiniui priskyrus pirmojo lonžerono medžiagą gaunama, jog jo suklydymui reikalinga jėga yra mažiausia. Sudarytos absorbuotos energijos kreivės pateiktos 75 pav.



75 pav. Antrojo lonžerono absorbuotos energijos kreivės naudojant skirtingas medžiagas

Gautose kreivėse matoma, jog didžiausią energijos kiekį sugeria lonžeronas su konstrukcinio plieno medžiaga. Mažiausią energijos kiekį sugeria bandinys su pirmojo lonžerono aliuminio lydinio medžiaga. Suminiai rezultatai pateikiami lentelėje (žr. 13 lentelę).

13 lentelė. Rezultatai, gauti keičiant medžiagas antrajam lonžeronui

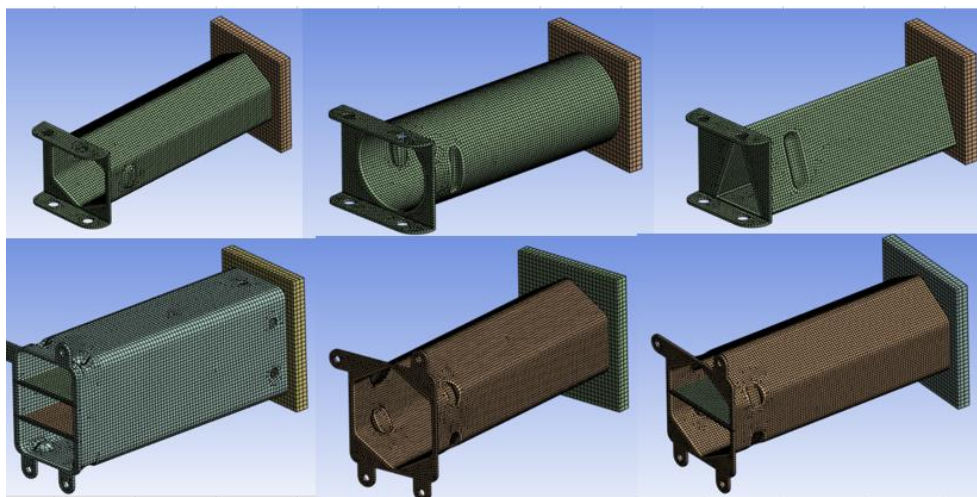
Medžiaga	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Didžiausi įtempiai σ , kai poslinkis 0,1 m, MPa	Absorbuota energija, kai poslinkis 0,1 m, kJ
Tikrasis aliuminio lydinys	319	530	14,39
Konstrukcinis plienas	360	1213	19,07
Pirmojo lonžerono aliuminio lydinys	269	306	12,15

Atlikus antrojo lonžerono bandymus su pakeista originalia medžiaga matoma, jog naudojant konstrukcinį plieną, įtempiai gaunami du ir keturis kartus didesni nei naudojant aliuminio lydinius.

Lyginant šiame skyriuje gautus rezultatus matoma, jog lonžeronui parinkus plieno medžiagą, išauga ne tik klūpdyto jėga, bet ir absorbuotas energijos kiekis. Tačiau tuo pačiu stipriai išauga didžiausių įtempių reikšmės. Nustatyta silpniausia medžiaga - pirmojo lonžerono aliuminio lydinys. Naudojant šią medžiagą, lonžeronas suklumpa esant mažiausiai jėgai, o absorbuota energija gaunama mažiausia.

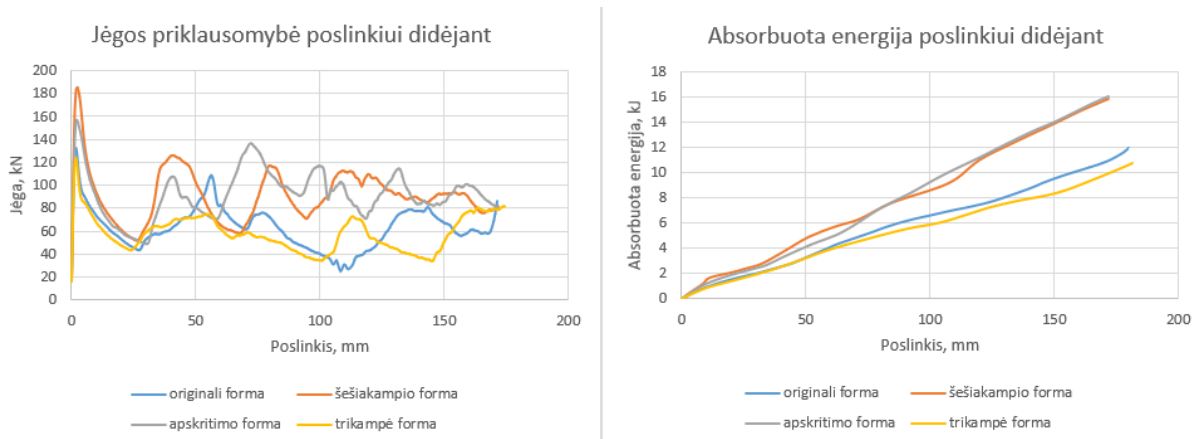
2.8. Pakeistos lonžeronų formos įtaka absorbuotos energijos kiekiui

Šioje dalyje išlaikant originalių lonžeronų išorinius matmenis yra sumodeliuojami naujų formų lonžeronai. Kiekvieno iš lonžeronų forma yra pakeista naujai ir pritaikyta esamam laikikliui. Naujai sumodeliuoti lonžeronai su jau sudarytu baigtinių elementų tinkleliu pateikti 76 pav.



76 pav. Lonžeronai su pakeistomis formomis

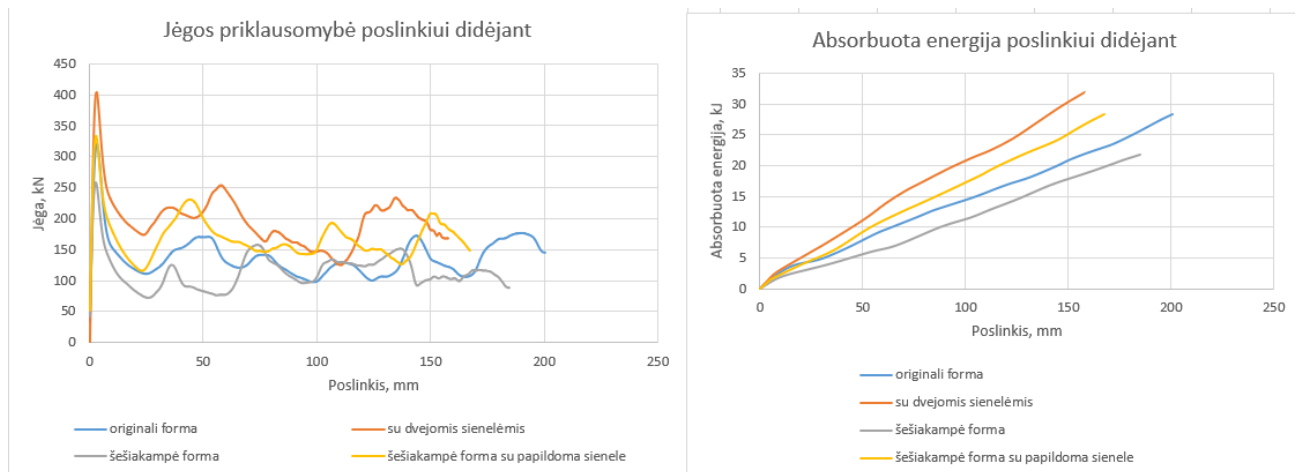
Paveikslėlio viršutinėje dalyje pateikti pirmojo lonžerono modeliai. Šiems modeliams pasirinkta naudoti tris skirtingas formas – šešiakampę, apskritimo ir trikampi. Sekantys trys – antrojo lonžerono modeliai, kurių formos parinktos šiek tiek kitokios. Pirmoji forma dalina lonžerono vidų į tris lygias dalis, antroji – tai šešiakampio forma, o trečioji – šešiakampio forma su papildoma skiriamąja sienele. Kiekviename iš modelių padaromi deformaciniai įlinkimai, nes norima, jog lonžeronai imtų linkti tose pačiose vietose, kaip ir originalios jų versijos. Sudaryti modeliai yra lyginami su originaliais atliekant BEM analizę „Ansys LS-Dyna“ programoje. Bandinių gniuždymui ašine kryptimi parinktas 10 m/s deformavimo greitis. Naujai sudaryti lonžeronai įtvirtinami laikiklyje, o gale esanti siena su lonžeronu sujungiama naudojant „Bonded“ funkciją. Gautos pirmojo lonžerono modelių jėgos pasiskirstymo ir absorbuotos energijos kreivės pateiktos 77 pav. O gauti įtempių pasiskirstymai viename iš laiko momentų pateikti 5 priede.



77 pav. Pirmojo lonžerono formų pakeitimo rezultatai

Iš gautų kreivių matoma, jog trikampės formos modelis suklumpa veikiant mažiausiai jėgai, o jo sugeriamas energijos kiekis gautas mažiausias. Geriausi rezultatai gauti gniuždant šešiakampės ir apskritimo formos lonžeronus. Sunkiau sugniuždomas yra šešiakampės formos lonžeronas, tačiau bendras sugertos energijos kiekis gautas labai panašus, kaip ir apskritimo formos lonžerono.

Rezultatai, gauti gniuždant antrojo lonžerono modelius, pateikti 78 pav.



78 pav. Antrojo lonžerono formų pakeitimo rezultatai

Šiuose rezultatuose matoma, jog šešiakampio formos modelis yra silpniausias, silpnesnis net už originalią formą. Optimaliausias suklydymo jėgos ir sugertos energijos atžvilgiu gaunamas naudojant lonžerono formą su dvejomis vidinėmis 2 mm storio sienelėmis. Šešiakampio formos lonžeronui, pridėjus 2 mm storio sienelę, absorbuotos energijos kiekis padidėja, taip pat gana ženkliai.

Suminiai abiejų lonžeronų formų tyrimų rezultatai pateikti 14 lentelėje.

14 lentelė. Lonžeronų formų tyrimų rezultatai

Modelio forma	Didžiausia reakcijos jėga F , kN	Didžiausi įtempiai σ , kai poslinkis 0,1 m, MPa	Absorbuota energija, kai poslinkis 0,1 m, kJ	Didžiausi įtempiai σ , kai poslinkis 0,15 m, MPa	Absorbuota energija, kai poslinkis 0,15 m, kJ
Pirmasis originalios formos lonžeronas	132	317	6,57	321	9,5
Pirmasis trikampio formos lonžeronas	123	307	5,91	310	8,35
Pirmasis šešiakampio formos lonžeronas	185	318	8,87	343	13,88
Pirmasis apskritimo formos lonžeronas	155	312	9,27	304	14,01
Antrasis originalios formos lonžeronas	319	530	14,39	494	22,94
Antrasis lonžeronas su dvejomis vidinėmis sienelėmis	404	586	20,85	499	30,43
Antrasis šešiakampio formos lonžeronas	259	687	11,27	700	17,87
Antrasis šešiakampio formos lonžeronas su papildoma sienele viduje	332	552	17,18	566	25,22

Atlikto tyrimo metu gauta, jog stačiakampio formos lonžeroną perdarius į šešiakampio formą, lonžeronas tampa sunkiau sugniuždomas ir jo sugeriamas energijos kiekis padidėja. Labai panašūs rezultatai gauti ir naudojant apskritimo formą. Tačiau nei šešiakampio, nei apskritimo forma nėra

optimalesnė už stačiakampio formą su vidine skiriamąja sienele. Tiek remiantis šio skyriaus antrojo lonžerono rezultatais, tiek ir iš ankstesnio skyriaus gautų pirmojo lonžerono rezultatų matoma, jog lonžeronas su vidine sienele energijos absorbuoja daugiau nei šešiakampio ar apskritimo formos lonžeronai. Geriausias gautas variantas antrajam lonžeronui – stačiakampio forma su dvejomis vidinėmis sienelėmis. Taip pat gauta, jog šešiakampio formos lonžerono modelis su vidine sienele geba sugerti didesnę energijos kiekį nei paprastos stačiakampio formos lonžeronas su viena vidine sienele.

Išvados

1. Laboratorinio tempimo tyrimo metu nustatytos pagrindinės pasirinktų lonžeronų medžiagų savybės. Nustatyta, jog abu automobilių priekiniai lonžeronai yra pagaminti iš aliuminio lydinio. Gauta pirmojo lonžerono medžiagos takumo riba lygi 210 MPa, o tikroji stiprumo riba 257 MPa. Antrojo lonžerono medžiagos takumo riba – 270 MPa, o tikroji stiprumo riba siekia 316 MPa.
2. Baigtinių elementų metodu nustatyta jėga, kuriai esant paruošti lonžeronų bandiniai suklumpa. Pirmojo lonžerono bandinys, kurio ilgis 181 mm, gniuždomas skirtingais deformavimo greičiais vidutiniškai suklumpa pasiekus 175 kN jėgą. Antrojo lonžerono bandinys, kurio ilgis 122 mm, vidutiniškai suklumpa prie 310 kN jėgos.
3. Atliekant originalios formos lonžeronų analizę nustatyta, jog pirmasis lonžeronas deformuojamas 10 m/s greičiu suklumpa pasiekus 132 kN jėgą, o sugertos energijos kiekis 0,1 m poslinkio taške siekia 6,55 kJ. Antrasis lonžeronas deformuojamas tokiu pačiu 10 m/s greičiu suklumpa esant didesnei – 346 kN jėgai, o 0,1 m poslinkio taške absorbuotos energijos kiekis yra lygus 15,19 kJ.
4. Nustatyta, jog pirmasis lonžeronas su papildoma 2 mm storio sienele suklumpa esant 161 kN jėgai, o absorbuotos energijos kiekis 0,1 m poslinkio taške pakyla iki 9,58 kJ. Panaikinus deformacinius įlinkimus, pirmasis lonžeronas suklumpa veikiamas 211 kN jėgos, o absorbuotos energijos kiekis gaunamas mažesnis – 8,43 kJ. Antrasis lonžeronas be vidinės 2 mm storio sienelės suklupdomas pasiekus 271 kN jėgą, o jo absorbuotos energijos kiekis sumažėja iki 8,97 kJ. Lonžeronui panaikinus deformacinius įlinkimus gauta, jog šis suklumpa prie 369 kN jėgos, o absorbuota energija gaunama lygi 14,12 kJ.
5. Nustatyta, jog naudojant pirmojo lonžerono aliuminio lydinį abiejų lonžeronų didžiausios reakcijos jėgos ir absorbuotos energijos kiekio reikšmės gaunamos mažiausios. Naudojant antrojo lonžerono aliuminio lydinį, absorbuotos energijos kiekis abiejuose lonžeronuose, 0,1 m poslinkio taške vidutiniškai padidėja 2 kJ. Pritaikius konstrukcinio plieno medžiagą, pirmojo lonžerono didžiausia reakcijos jėga išauga iki 168 kN, o absorbuotos energijos kiekis 0,1 m poslinkio taške tampa lygus 9,88 kJ. Antrojo lonžerono didžiausia jėga tampa lygi 360 kN, o absorbuotos energijos kiekis – 19,07 kJ. Tačiau naudojant konstrukcinį plieną, didžiausi įtempiai lonžeronuose išauga daugiau kaip du kartus.
6. Atlikus tyrimus su skirtingomis lonžeronų formomis gauta, jog šešiakampio ir apskritimo formos lonžeronai geba sugerti didesnę energijos kiekį lyginant su stačiakampio formos lonžeronu. Tačiau už šias dvi formas geresnė išlieka stačiakampio forma su skiriamąja sienele viduje. Kadangi antrasis lonžeronas originaliai turi papildomą sienelę, jam optimalesnis variantas yra šešiakampio forma su vidine sienele, o didžiausias energijos kiekis sugeriamas, kai lonžerono viduje yra dvi skiriamosios sienelės.

Literatūros sąrašas

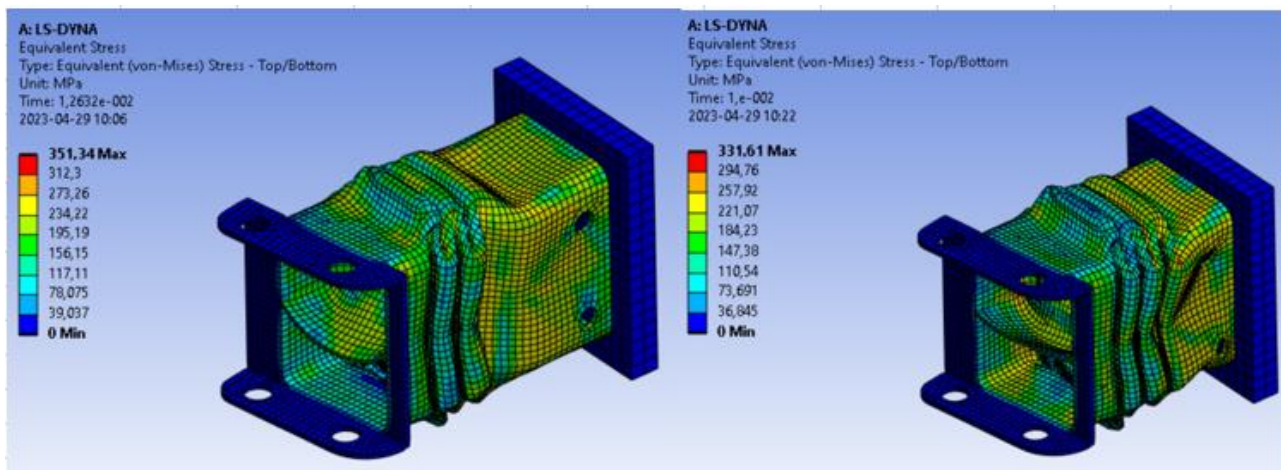
1. Passive safety systems [interaktyvus] [žiūrėta 2022-10-11]. Prieiga per internetą: <https://roadsafetyfacts.eu/passive-safety-systems-what-are-they-and-how-do-they-work/>
2. Air bag [interaktyvus] [žiūrėta 2022-10-11]. Prieiga per internetą: <https://carbiketech.com/airbag/>
3. Crumple zones work [interaktyvus] [žiūrėta 2022-10-11]. Prieiga per internetą: <https://auto.howstuffworks.com/car-driving-safety/safety-regulatory-devices/crumple-zone.htm>
4. Crumple zone function [interaktyvus] [žiūrėta 2022-10-16]. Prieiga per internetą: <https://wuling.id/en/blog/autotips/crumple-zone-what-are-the-functions-how-it-works-on-cars/>
5. Types of car chassis [interaktyvus] [žiūrėta 2022-10-18]. Prieiga per internetą: <https://gomechanic.in/blog/types-of-car-chassis/>
6. Materials Used in Chassis and Body Components of the Vehicle [interaktyvus] [žiūrėta 2022-11-12]. Prieiga per internetą: <https://www.automotive-technology.com/articles/materials-used-in-chassis-and-body-components-of-the-vehicle>
7. Modern materials for automotive industry [interaktyvus] [žiūrėta 2022-11-15]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/322096172_Modern_materials_for_automotive_industry/figures?lo=1
8. Crash Engineering – Safety Design [interaktyvus] [žiūrėta 2022-11-16]. Prieiga per internetą: <https://www.engineeringclicks.com/crash-engineering-safety-design/>
9. Crash tests [interaktyvus] [žiūrėta 2022-11-18]. Prieiga per internetą: <https://www.motorward.com/2014/03/need-know-crash-tests/>
10. Vehicle spar [interaktyvus] [žiūrėta 2022-12-10]. Prieiga per internetą: <https://car.zakonby.net/car-body/354-spar.html>
11. Vehicle Collision Dynamics [interaktyvus] [žiūrėta 2023-01-25]. Prieiga per internetą: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/B9780128127506000019?token=046CB8F3483A649E49F639883B2774C5AC534011E06DC2056CD171F27E408B126ED2378E01F4229121DFAD454EDB272E&originRegion=eu-west-1&originCreation=20230109182047>
12. Drop-weight impact testing [interaktyvus] [žiūrėta 2023-01-26]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/343855783_Drop-weight_impact_testing_for_the_study_of_energy_absorption_in_automobile_crash_boxes_made_of_composite_material
13. Aluminium automotive [interaktyvus] [žiūrėta 2023-01-14]. Prieiga per internetą: https://european-aluminium.eu/wp-content/uploads/2022/11/4_aam_crash-management-systems1.pdf
14. Vehicle crash box analysis [interaktyvus] [žiūrėta 2023-01-16]. Prieiga per internetą: http://ijariie.com/AdminUploadPdf/VEHICLE_CRASH_BOX_ANALYSIS_OF_DIFFERENT_SHAPES_SUBJECTED_TO_IMPACT_LOADING_FOR_MINIMUM_DEFLECTION_USING_ANSYS_ijariie8941.pdf
15. Design and materials development of automotive crash box [interaktyvus] [žiūrėta 2023-01-28]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/323374277_Design_and_materials_development_of_a_utomotive_crash_box_a_review

16. The impact behavior of the crash boxes [interaktyvus] [žiūrėta 2023-02-01]. Prieiga per internetą: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/997/1/012122/pdf>
17. Understanding extrusion process [interaktyvus] [žiūrėta 2023-02-03]. Prieiga per internetą: https://studentlesson.com/extrusion-processes-definition-applications-function-process-materials-equipment-types-working-principle-advantages-and-disadvantages/?utm_content=cmp-true
18. Automotive Trends in Aluminium [interaktyvus] [žiūrėta 2023-02-05]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/242553245_Automotive_Trends_in_Aluminium_-_The_European_Perspective
19. International standard ISO 6892-1 [interaktyvus] [žiūrėta 2023-02-09]. Prieiga per internetą: <https://www.iso.org/standard/51081.html>
20. Medžiagų mechaninės savybės [interaktyvus] [žiūrėta 2023-03-05]. Prieiga per internetą: http://www.techmat.vgtu.lt/konspektai/Skaic_mech/Inziner_met/Teorija/AGG_P5.pdf
21. Mercedes Benz E Class (W211) Specs [interaktyvus] [žiūrėta 2023-03-06]. Prieiga per internetą: [https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Mercedes-Benz/M343/E-Class-\(W211\)](https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Mercedes-Benz/M343/E-Class-(W211))
22. Audi A8 (D4 2014 Restyling) Specs [interaktyvus] [žiūrėta 2023-03-06]. Prieiga per internetą: [https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Audi/M8342/A8-\(D4-2014-Restyling\)](https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Audi/M8342/A8-(D4-2014-Restyling))
23. True strain and elastic strain [interaktyvus] [žiūrėta 2023-03-15]. Prieiga per internetą: <https://forum.ansys.com/forums/topic/is-there-any-difference-between-the-true-strain-and-elastic-strain-under-the-elastic-region/>
24. JONES, Norman. Structural impact. Cambridge university press, 2011.
25. The crash energy absorption of the vehicles front structures [interaktyvus] [žiūrėta 2023-03-25]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/26526441_The_crash_energy_absorption_of_the_vehicles_front_structures/fulltext/02a049830cf2f5c177d35498/The-crash-energy-absorption-of-the-vehicles-front-structures.pdf aborbuota energija
26. Finite Element Analysis of Thin Walled-Shell Structures by ANSYS and LS-DYNA [interaktyvus] [žiūrėta 2023-04-15]. Prieiga per internetą: http://www.ijmer.com/papers/Vol2_Issue4/V02415761587.pdf
27. TIMOSHENKO, Stephen P.; GERE, James M. Theory of elastic stability. Courier Corporation, 2009.
28. NUGROHO, Naresworo; BAHTIAR, Effendi Tri. Buckling formulas for designing a column with Gigantochloa apus. Case Studies in Construction Materials, 2021, 14: e00516.
29. Column Buckling [interaktyvus] [žiūrėta 2023-05-02]. Prieiga per internetą: <https://mechanicalc.com/reference/column-buckling>
30. SINGER, Josef; ARBOCZ, Johann; WELLER, Tanchum. Buckling experiments: experimental methods in buckling of thin-walled structures, volume 2: shells, built-up structures, composites and additional topics. John Wiley & Sons, 2002.
31. Finite Element Method: Introduction [interaktyvus] [žiūrėta 2023-05-06]. Prieiga per internetą: http://www.mmmut.ac.in/News_content/41521dep-notice_11032020.pdf

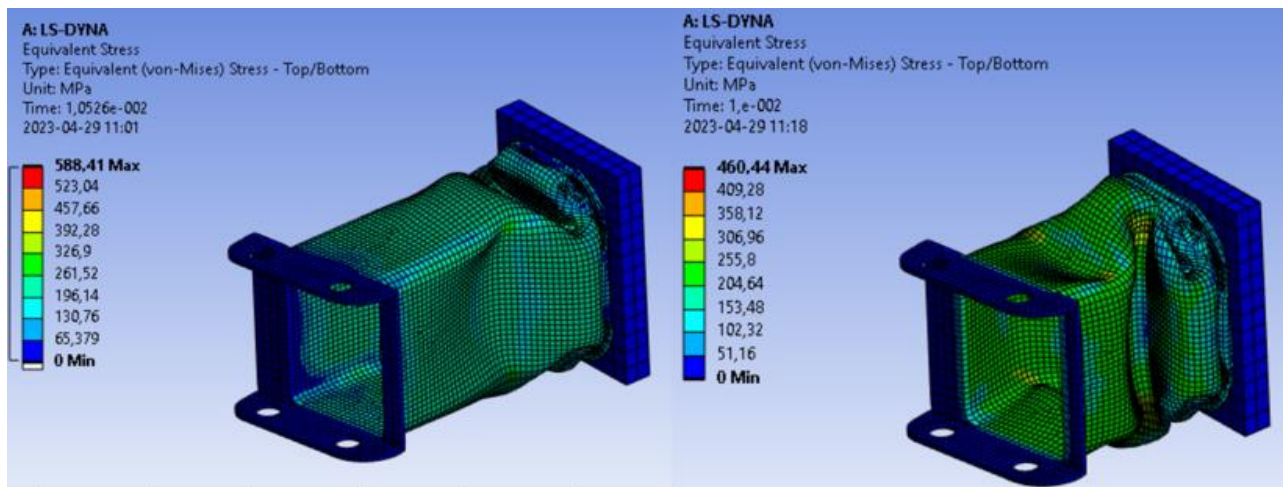
Priedai

1 priedas. Gautas įtempių pasiskirstymas skirtingu laiko momentu, pirmąjį lonžeroną gniuždant skirtingomis užduotomis sąlygomis

Įtempių pasiskirstymas su papildoma sienele gniuždomo lonžerono. Kairėje greitis 10 m/s, dešinėje 15m/s.

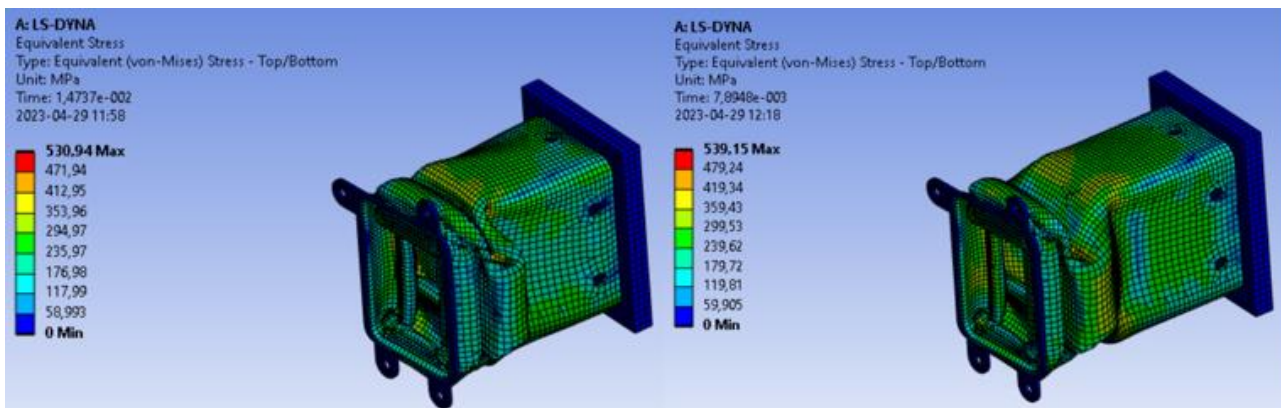


Įtempių pasiskirstymas lonžerono su panaikintomis deformacinėmis įdubomis ir išgaubimais. Kairėje greitis 10 m/s, dešinėje 15 m/s.

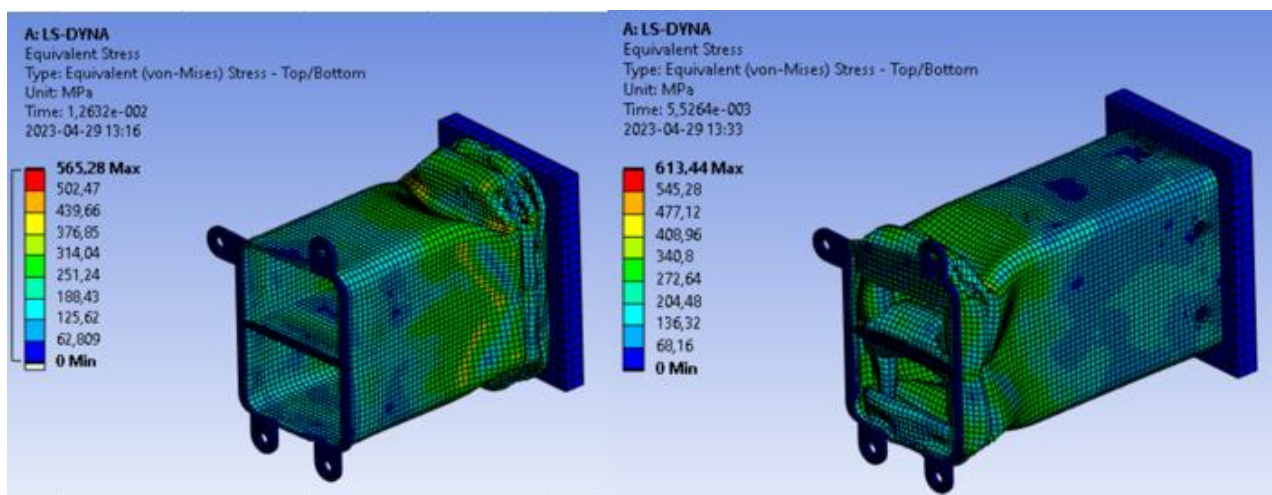


2 priedas. Gautas įtempių pasiskirstymas skirtingu laiko momentu, antrąjį lonžeroną gniuždant skirtingomis užduotomis sąlygomis

Įtempių pasiskirstymas be vidinės sienelės gniuždomo lonžerono. Kairėje greitis 10 m/s, dešinėje 15m/s.

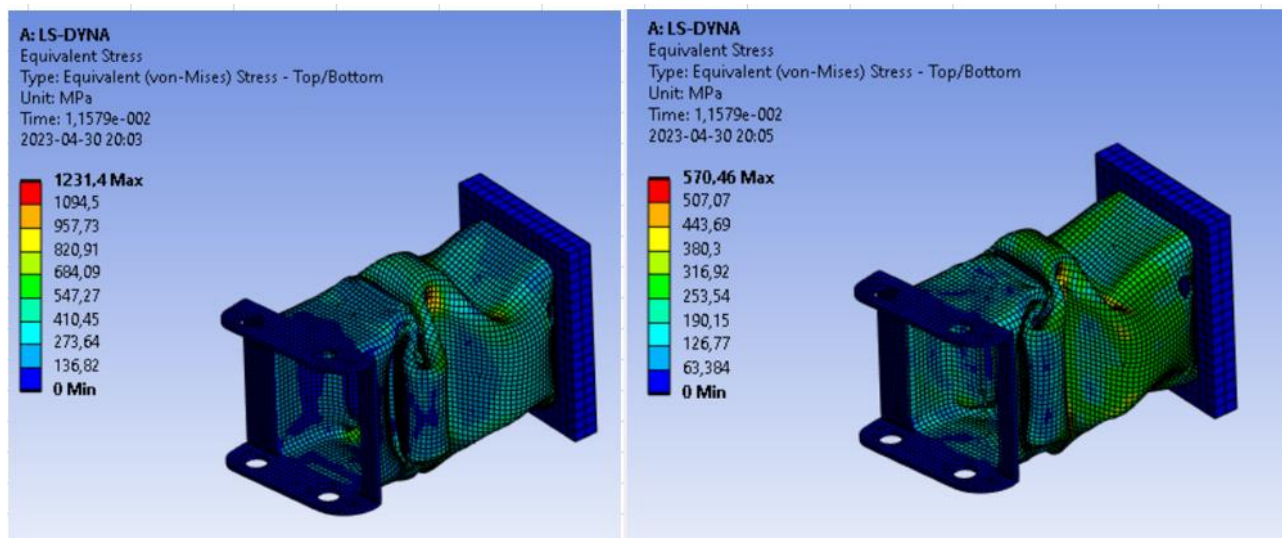


Įtempių pasiskirstymas lonžerono su panaikintomis deformacinėmis įdubomis. Kairėje greitis 10 m/s, dešinėje 15 m/s.



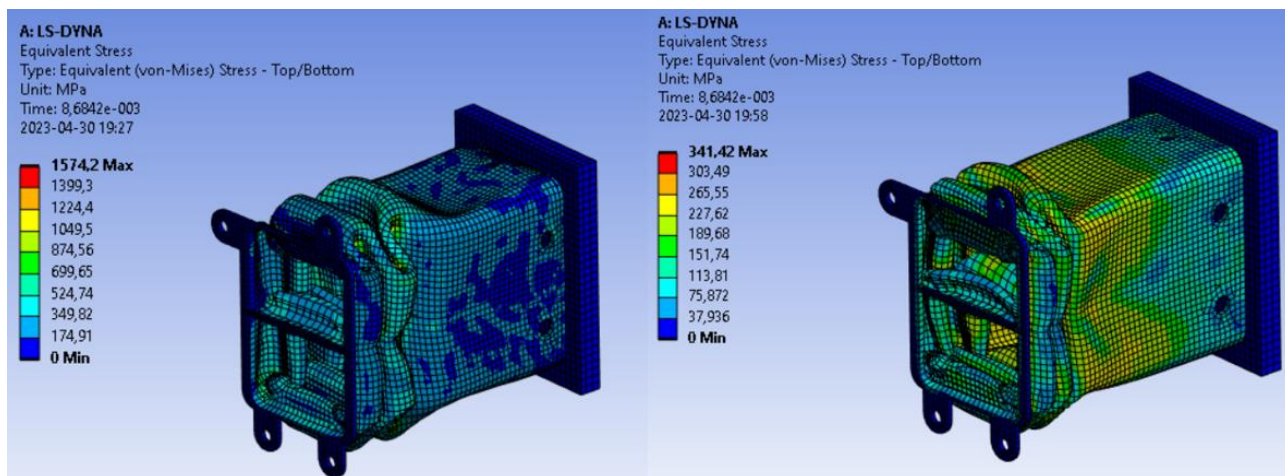
3 priedas. Įtempių pasiskirstymas pirmajame lonžerone pakeitus originalią medžiagą

Paveikslėlio kairėje lonžeronas su struktūriniu plienu, o dešinėje lonžeronas su antrojo lonžerono aliuminio lydinio medžiaga.



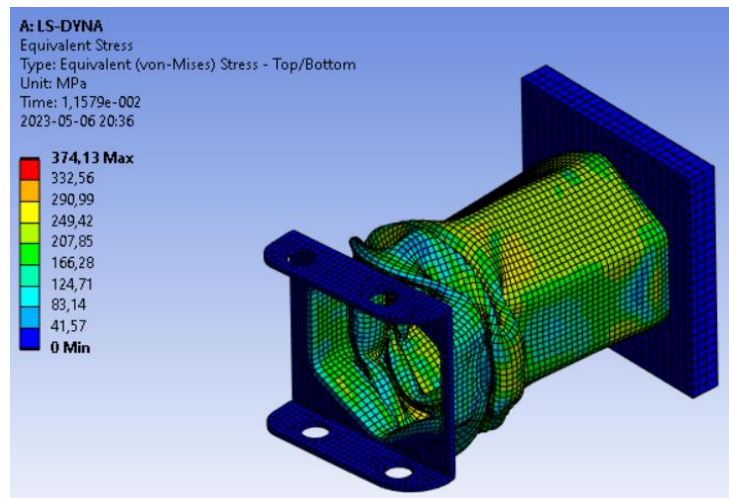
4 priedas. Įtempių pasiskirstymas antrajame lonžerone pakeitus originalią medžiagą

Paveikslėlio kairėje lonžeronas su struktūriniu plienu, o dešinėje lonžeronas su pirmojo lonžerono aliuminio lydinio medžiaga.

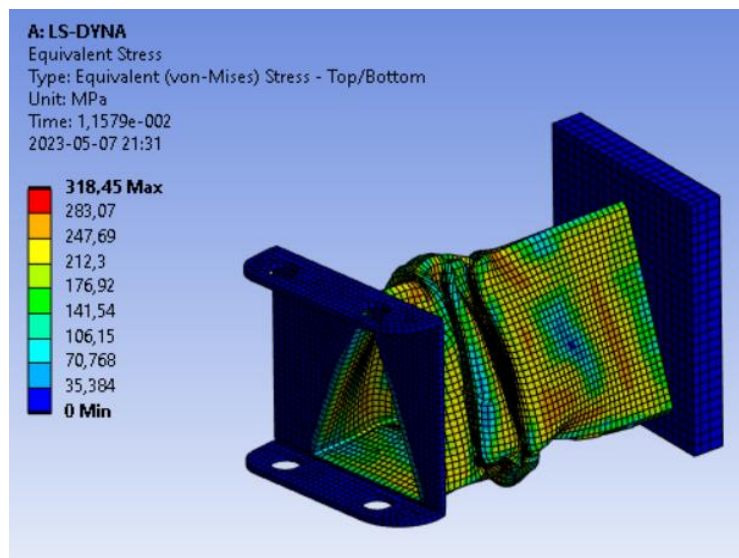


5 priedas. Įtempių pasiskirstymas pirmojo lonžerono medeliuose su pakeistomis formomis

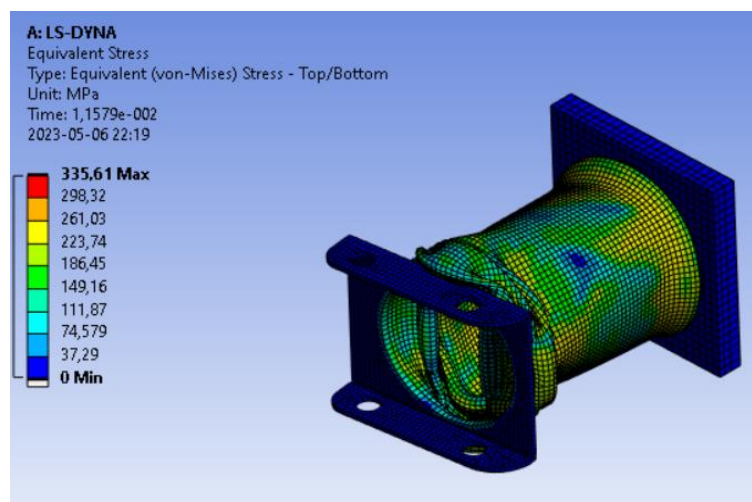
Šešiakampio formos modelio įtempių pasiskirstymas:



Trikampio formos modelis įtempių pasiskirstymas:

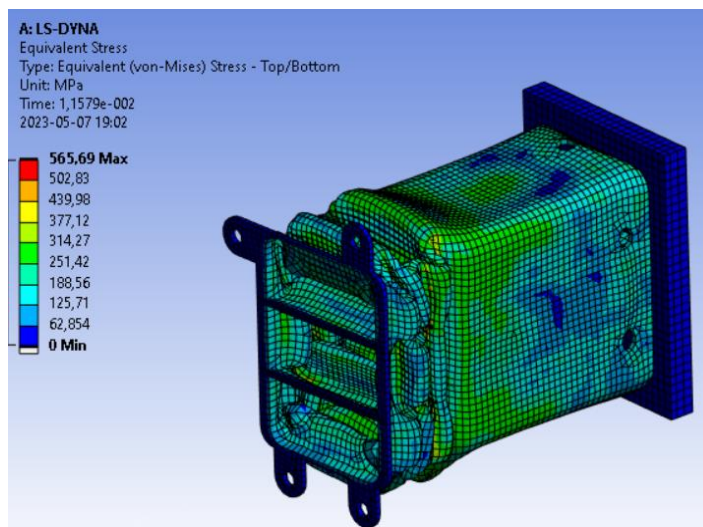


Apskritimo formos modelio įtempių pasiskirstymas:

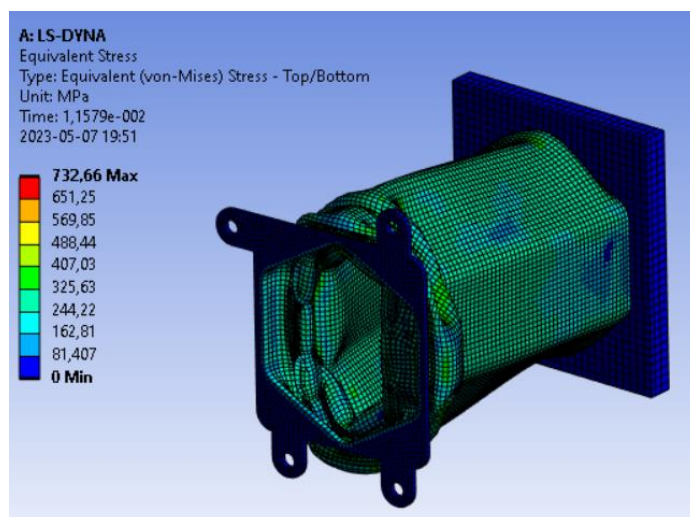


6 priedas. Įtempių pasiskirstymas antrojo lonžerono modeliuose su pakeistomis formomis

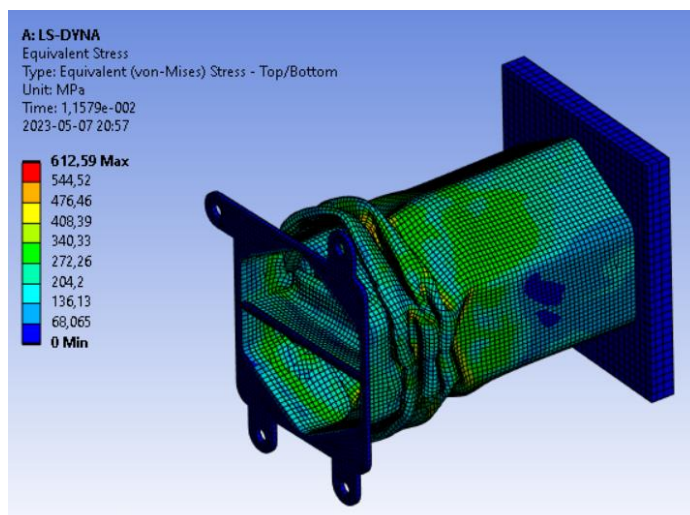
Stačiakampio formos modelio su dvejomis vidinėmis sienelėmis įtempių pasiskirstymas:



Šešiakampio formos modelio įtempių pasiskirstymas:



Šešiakampio formos modelio su vidine sienele įtempių pasiskirstymas:



7 priedas. Analizėse naudojamos kraštinės sąlygos

Visuose tyrimuose naudojamos panašios sąlygos. Paveikslėlyje sąlygos sudėtos ant pirmojo lonžerono modelio.

