



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

Artūras Zobėla

**AUTOMOBILIO SKERSINIO STOVUMO STABILIZATORIAUS
TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Doc. dr. Vaidas Lukoševičius

KAUNAS, 2017

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

AUTOMOBILIO SKERSINIO STOVUMO STABILIZATORIAUS
TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

Vadovas

(parašas) Doc. dr. Vaidas Lukoševičius
(data)

Recenzentas

(parašas) Prof. dr. Žilvinas Bazaras
(data)

Projektą atliko

(parašas) Artūras Zobėla
(data)

KAUNAS, 2017

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS KATDERA

Suderinta:

Studijų krypties programų vadovas
prof. Artūras Keršys

Transporto inžinerijos katedros vedėjas
doc. Rolandas Makaras

2016 m. vasario mėn. 8 d.

MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: *Artūriui Zobėlai*

1. Projekto tema: Automobilio skersinio stovumo stabilizatoriaus tyrimas
Investigation of automotive anti-roll bar

Patvirtinta: 2017 m. balandžio mėn. 21 d. dekanų įsakymu Nr. V25-11-8

2. Projekto tikslas:

Ištirti automobilio skersinio stovumo stabilizatoriaus standumą sukimui bei vertikalų poslinkį.

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai:

- Atlikti stovumo stabilizatoriaus projektavimo ir gamybos literatūros analizę;
- Atlikti tempimo bandymą bandiniui, kuris pagamintas iš skersinio stovumo stabilizatoriaus;
- Palyginti įvairių geometrinių matmenų stabilizatoriaus standumą, kuris pagamintas iš spyruoklinio plieno;
- Atlikti stabilizatoriaus analizę „ANSYS Workbench“ bei „ANSYS parametric design language“ programomis;
- Įvertinti, kaip priklauso poslinkis nuo jėgų dydžio bei stabilizatoriaus geometrinių matmenų;
- Išspręsti stabilizatoriui netiesinį uždavinį;
- Nustatyti suprojektuoto kompozitinio stabilizatoriaus įtempius ir vertikalius poslinkius;

4. Projekto konsultantai (nurodant projekto skyrius)¹:

5. Užduoties išdavimo terminas: 2016 m. vasario mėn. 8 d.

Užbaigto projekto pateikimo terminas: 2017 m. gegužės mėn. 18 d.

Vadovas: Vaidas Lukoševičius

(vardas, pavardė)

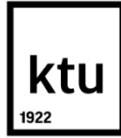
(parašas)

Užduotį gavau: Artūras Zobėla

(studento vardas, pavardė)

(parašas)

¹ Esant reikalui, suderinus su katedros vedėju



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

(Fakultetas)

Artūras Zobėla

(Studento vardas, pavardė)

Transporto priemonių inžinerija, 621E20001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Baigiamojo projekto pavadinimas“

AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA

20 17 m. Gegužės 14 d.
Kaunas

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

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

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

Turinys

Įvadas.....	6
1 Literatūros analizė	7
1.1 Važiuklė.....	7
1.2 Pakabos sistemų tipai ir rūšys	8
1.2.1 „McPhersono“ amortizacinio statramsčio pakaba	8
1.2.2 Dvigubo lanksto (daugiasvirtė pakaba)	9
1.2.3 Priklausoma pakaba	9
1.2.4 Nepriklausoma pakaba.....	10
1.2.5 Pakabos sistemos pažeidimai.....	10
1.3 Stabilizatorius.....	11
1.3.1 Stabilizatorius padėtis	11
1.3.2 Stabilizatoriaus funkcija	13
1.3.3 Stabilizatoriaus įtaka komfortui.....	13
1.3.4 Stabilizatoriaus įvorės.....	14
1.3.5 Anglies pluošto – aliuminio stabilizatoriai	14
1.3.6 Atjungiamieji stabilizatoriai	15
1.3.7 Susukamieji stabilizatoriai.....	16
1.4 Kompozicinės medžiagos.....	17
1.4.1 Polimerinių matricų kompozitų savybių apibendrinimas	18
1.4.2 Armuojančios medžiagos.....	19
1.4.3 Anglies pluoštų gamyba ir savybės	20
1.4.4 Stiklo pluoštas.....	21
1.4.5 Kompozicinių vamzdžių gamybos būdai.....	22
1.5 Pluoštinių ir kompozicinių medžiagų panaudojimas automobiliuose.....	24
2 Medžiagų tempimo bandymas	27
2.1 Stabilizatoriaus medžiagos bandymas tempiant.....	28
3 Stabilizatoriaus projektavimas.....	33
3.1 Stabilizatoriaus standumo skaičiavimai	34

3.2	Stabilizatoriaus strypo skersmens parinkimas.....	35
3.3	Kompiuterinė analizė	35
3.3.1	Baigtinių elementų metodų taikymas	36
3.3.2	Stabilizatoriaus skaitinė analizė su APDL.....	38
3.3.3	Stabilizatoriaus skaitinė analizė su „Workbench“	40
4	Rezultatų palyginimas	42
4.1	Stabilizatoriaus parametrų koreliacija	43
4.2	Netiesinis uždavinys.....	45
4.3	Stabilizatorius iš kompozito	47
	Išvados.....	51
	Literatūra	52
Priedai		
	P-1. Stiprio ir tankio santykio grafikas	
	P-2. Medžiagų palyginimo lentelė	
	P-3. Automobilių inžinerijos draugija	
	P-4. APDL programos kodas stabilizatoriui	
	P-5. Anglies pluošto stabilizatorių pavyzdys	

Zobēla, Artūras. Automobilio skersinio stovumo stabilizatoriaus tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Vaidas Lukoševičius; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

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

Reikšminiai žodžiai: *automobilis, pakaba, stabilizatorius, svyravimai, stabilumas, polimerai.*

Kaunas, 2017. 53 p.

SANTRAUKA

Baigiamajame magistro darbe nagrinėjama automobilio skersinio stovumo stabilizatoriaus konstrukcija, veikimo principas, jo tipai bei standumas. Stabilizatoriai gali būti: atjungiamieji, susukamieji, iš anglies pluošto-aliuminio ar įvairių skirtingų geometrinių formų.

Tiriamajame projekte modeliuojamas stabilizatorius programomis „Ansys parametric design language“ ir „SolidWorks“ bei analizuojami standartinių formų stabilizatoriai. Skaičiavimai atliekami trimis skirtingais būdais: analitiniu, strypiniu bei vientiso kūno baigtiniais elementais. Taip pat bandiniui, pagamintam iš standartinio automobilio stabilizatoriaus, atliktas tempimo bandymas. Kad poslinkio skaičiavimų rezultatai būtų tikslesni, modeliuojant stabilizatorių, medžiaga pasirenkama pagal gautus rezultatus iš tempimo bandymo bei įvertinamos jo geometrinės charakteristikos, kurios įtakoja stabilizatoriaus standumą. Skirtingais skaičiavimais gauti rezultatai palyginami tarpusavyje ir įvertinami rezultatų skirtumai. Taip pat baigiamajame magistro darbe buvo atlikta parametrų koreliacija, iš kurios yra matoma, jog stabilizatoriaus masė turi tiesioginį ryšį su išoriniais stabilizatoriaus matmenimis, o netiesioginis ryšys pasireiškia tarp išorinio skersmens bei standumo.

Zobēla, Artūras. Investigation of automotive anti-roll bar: Master's thesis in transport engineering / supervisor assoc. prof. Vaidas Lukoševičius. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Research area and field: Technological Science, Transport Engineering (03T)

Key words: *vehicle, suspension, sway bar, anti-roll bar, sway, stability, polymers.*

Kaunas, 2017. 53 p.

SUMMARY

The final Master thesis analyses car anti - roll bar construction, operating principle, its types and stiffness. Sway bars can be: detachable, torsion, from carbon fiber or various different geometrical figures.

In the research is used „Ansys parametric design language” and „SolidWorks “programs to model anti-roll bar. It also analyses standard anti-roll bar shapes. For the counting is used three different ways: analytical, solid189 and solid187. To try, the model that was made from a standard car anti-roll bar, was used the tension test.

To accomplish more accurate results, while modeling anti roll-bar, in the research the material is selected by the results of previous tests. Furthermore, the geometrical characteristics are measured very carefully, because of its influence on the anti-roll bar stiffness. The differences are evaluated after all the results are compared with each other. Also in the final Master thesis was made a parameter correlation. This correlation shows that, anti-roll bar weight has a direct connection with external anti-roll bar size, and that the external diameter has indirect connection with stiffness.

Įvadas

Konstruojant automobilius daug dėmesio skiriama važiuojančiųjų patogumui ir saugumui, todėl, projektuojant automobilius, siekiama padidinti keleivių komfortą, važiuojant nelygiu keliu, pagerinti ratų sukibimą su kelio danga, padidinti automobilio stabilumą, sumažinti arba pašalinti galimus judančių pakabos elementų smūgius į automobilio kėbulo konstrukciją. Didelis dėmesys skiriamas pakabos elementų masių mažinimui, tačiau pakabos elementai negali prarasti savo charakteristikų. Taip pat daug dėmesio yra skiriama automobilio pakabos sistemai, kuri yra atsakinga už automobilio stabilumą – ji turi stabilizuoti važiuojantį automobilį, kai jis suka, stabdo ir greitėja.

Vienas iš pakabos elementų – stabilizatorius, kuris gerina automobilio komfortą, stabilumą ar sukibimą su kelio danga. Stabilizatorius paprastai sujungia vienos pusės ratą su kitos pusės ratu. Stabilizatorius prilaiko vieną ratą kito rato atžvilgiu, t. y., kai važiuojama nelygiu kelio paviršiumi, ir vienas ratas užvažiuoja ant nelygumų – kitas ratas, stovėdamas ant lygios kelio dangos, slopina priešingo rato judėjimą. Projektuojant stabilizatorių yra labai svarbūs jo geometriniai parametrai, nuo kurių priklauso jo standumas, o nuo standumo – automobilio komfortas ar stabilumas. Stabilizatorius dažniausiai yra gaminamas iš spyruoklinio plieno, tačiau, siekiant sumažinti jo masę, yra pradėta plėtoti stabilizatorių gamyba iš anglies pluošto ir aliuminio.

Baigiamajame magistro darbe yra skaičiuojamas standartinės konstrukcijos stabilizatoriaus standumas bei poslinkiai, kurie yra palyginami su anglies pluošto-aliuminio stabilizatoriumi. Taip pat įvertinami stabilizatoriaus matmenys, kurie įtakoja stabilizatoriaus standumą.

Darbo tikslas – ištirti automobilio skersinio stovumo stabilizatoriaus standumą sukimui bei vertikalų poslinkį.

Uždaviniai:

1. Atlikti stovumo stabilizatoriaus projektavimo ir gamybos literatūros analizę;
2. Atlikti tempimo bandymą bandiniui, kuris pagamintas iš skersinio stovumo stabilizatoriaus;
3. Palyginti įvairių geometrinių matmenų stabilizatoriaus standumą, kuris pagamintas iš spyruoklinio plieno;
4. Atlikti stabilizatoriaus analizę „ANSYS Workbench“ bei „ANSYS parametric design language“ programomis;
5. Įvertinti, kaip priklauso poslinkis nuo jėgų dydžio bei stabilizatoriaus geometrinių matmenų;
6. Išspręsti stabilizatoriui netiesinį uždavinį;
7. Nustatyti suprojektuoto kompozitinio stabilizatoriaus įtempius ir vertikalius poslinkius;

1 Literatūros analizė

1.1 Važioklė

Važioklės paskirtis – perduoti automobilio sunkio jėgą kelio paviršiui, sušvelninti kelio nelygumų sukeltus smūgius ir ratų sukamąjį judesį pakeisti automobilio slenkamuju judesiu. Automobilio važiuoklę sudaro: rėmas, tiltai (ašys), pakaba ir ratai.

Rėmas yra pagrindas, prie kurio tvirtinamos visos automobilio dalys. Jis turi būti tvirtas, standus ir lengvas. Lengvieji automobiliai ištisinio rėmo dažniausiai neturi. Šių automobilių kėbulo apačia yra standi, o mechanizmų prijungimo vietos sustiprintos papildomai. Toks kėbulas vadinamas laikančiuoju. Kai kuriuose automobiliuose variklis tvirtinamas ant pusrėmio, sujungto su kėbulu. Aukštos klasės lengvieji automobiliai turi savitos konstrukcijos rėmą.

Priekinė automobilio varančioji ašis yra sudaryta iš dviejų atskirų, su kėbulu sujungtų dalių. Tokia ašis vadinama nepriklausoma ir veikia nepriklausomai viena nuo kitos. Ji sudaryta iš statramsčio su spyruokle ir amortizatoriumi, svirties ir ašigalio, ant kurio pritvirtintas ratas. Prie statramsčio pritvirtinta posūkio svirtis, per kurią pasukamas vairuojamasis ratas.

Užvažiavus ratui ant kliūties, spyruoklė suspaudžiama, o kėbulas tik nežymiai pasvyra. Pagal išradėjo pavardę tokia varančiojo tilto pakaba vadinama „McPhersono“ tipo. Galinė automobilio ašis gali būti priklausoma arba nepriklausoma. Pirmosios konstrukcija yra paprastesnė, tačiau vienos pusės ratui užvažiavus ant kliūties, automobilio kėbulas labiau pasvyra. Todėl daugelio šiuolaikinių automobilių galinė pakaba yra nepriklausoma arba pusiau priklausoma. Ji sudaryta iš svirčių, tarpusavyje sujungtų sija, spyruoklių, amortizatorių ir jungės, prie kurio tvirtinami ratai.

Pavarą su kėbulu jungia pakaba. Ji sušvelnina kelio nelygumų sukeltus smūgius ir slopina kėbulo švytavimus. Pakabą sudaro tamprūs elementai (lingės, spyruoklės), amortizatoriai ir stabilizatoriai. Lingė sudaryta iš plieninių nevienodo ilgio lakštų. Vienas arba du pirmieji lakštai yra vadinami pagrindiniais. Lakštai vienas su kitu gali būti sujungti centriniu varžtu arba apkabomis. Jeigu sulūžęs pagrindinės lingės lakštas arba centrinis varžtas, automobilį eksploatuoti draudžiama.

Linginė pakaba yra didelių gabaritų ir sunki, todėl lengvųjų automobilių pakaba dažniausiai būna spyruoklinė. Kai kurių prancūziškų automobilių galinės pakabos yra susukamosios. Jos veikia susukamų strypų principu, yra kompaktiškos ir gana elastingos. Aukštos klasės lengvųjų automobilių pakabos elastingumą galima keisti atsižvelgiant į važiavimo sąlygas. Tokios pakabos yra sudėtingos konstrukcijos, valdomos elektroniniais prietaisais.

Automobilio kėbulo posvirį posūkyje sumažina stabilizatorius. Jis įtaisomas automobilių priekyje. Tai plieninis strypas, kuris vidurine dalimi pritvirtintas prie automobilio kėbulo, o atlenkti jo galai

prijungti prie pakabos apatinių svirčių. Pasvirus kėbului, stabilizatorius susukamas ir taip priešinasi kėbulo posvyriui. Galinėje automobilio pakaboje stabilizatoriaus funkciją atlieka ašies sija.

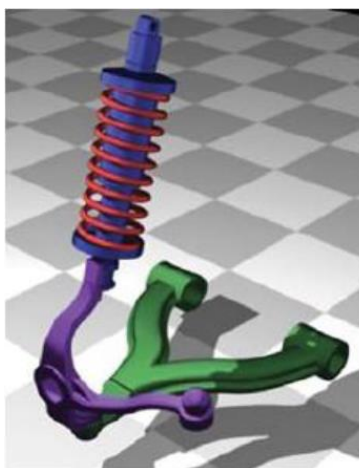
Kėbulo švytavimams slopinti įrengti amortizatoriai. Jų veikimas paremtas skysčio pratekėjimu (slėgimo) pro kalibruotas skylutes pasipriešinimu. Amortizatoriai įrengiami tarp kėbulo ir ašių (prie kiekvieno automobilio rato). Dauguma senesnių modelių automobilių turėjo teleskopinius amortizatorius, sudarytus iš dviejų, vienas į kitą įstatytų cilindrų ir stūmoklio su kotu.

1.2 Pakabos sistemų tipai ir rūšys

Automobilio pakaba – tai sistema, kuri turi išlaikyti kėbulą tam tikrame aukštyje virš kelio, ir perduoti jėgas, susidarančias važiuojant per nelygumus, posūkiuose arba stabdant. Ne mažiau svarbus yra važiavimo komfortas, kuris užtikrinamas virpesių ir smūgių slopinimu. Pakabą sudaro standūs ir lankstūs elementai, jungiantys transporto priemonės ratus su kėbulu. Konstruktoriams siekiant suderinti daugelį, dažnai viena kitai prieštaraujančių funkcijų, buvo sukurti skirtingi sprendimai [13].

1.2.1 „McPherson“ amortizacinio statramsčio pakaba

„McPherson“ amortizacinio statramsčio pakaba (žr. 1.1 pav.) naudojama automobiliuose su priekiniais varomaisiais ratais.



1.1 pav. „McPherson“ amortizacinio statramsčio pakaba [7]

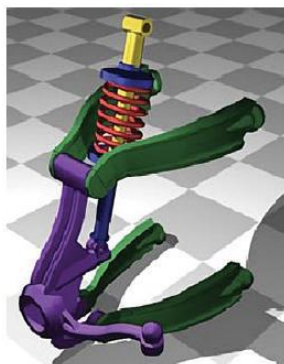
Šis sprendimas nusipelno ypatingo dėmesio, kadangi daugeliu atvejų priekinėse pakabose yra naudojama „McPherson“ važiuoklė. Žemesnės klasės automobiliuose tai yra beveik vienintelis taikomas sprendimas. „McPherson“ kolona žymiai supaprastino pakabą, kadangi amortizuojančios, laikančios ir posūkio elementų funkcijos buvo sujungtos į vieną sistemą. Be to, ji užima mažai vietos, kas yra ypač

svarbu priekinių varomųjų ratų atveju, esant skersiniam pavaros sistemos išdėstymui. Pagrindiniai kolonos elementai yra amortizatorius ir sraigtinė spyruoklė. Viršutinis amortizatoriaus tvirtinimo elementas, t. y. guolis, suteikia kolonai galimybę sukis aplink savo ašį, t. y. pasukti ratus. Kolona yra standžiai sujungta su posūkio gembė („kronšteinu“), o posūkio gembė rutuliniu lankstu (šarnyru) yra sujungta su svirtimi [13].

1.2.2 Dvigubo lanksto (daugiasvirtė pakaba)

Naujos gamybos automobiliuose yra dažnai naudojama dvigubo lanksto (žr. 1.2 pav.) važiuoklė.

Dėl šio sprendimo kiekvienas vienos ašies ratas juda ir yra amortizuojamas nepriklausomai nuo kito rato. Naudojamos galinėse, o kartais ir priekinėse transporto priemonės pakabos konstrukcijose ir užtikrina aukštą važiavimo komfortą. Tuo pat metu išsaugo puikias vairavimo savybes. Kiekviena konstrukcija turi savo sprendimą, tačiau bendras principas yra tas pats.



1.2 pav. Dvigubo lanksto pakaba [7]

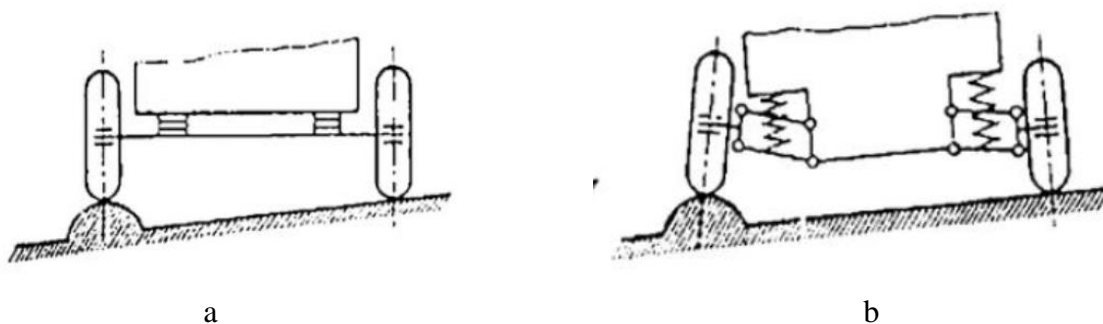
Konstrukcijos pagrindas yra išilginių, skersinių ir įstrižinių svirčių bei traukių sujungimas į sistemą, kuri užtikrina važiavimo komfortą. Dažnas sprendimas yra apatinės išilginės svirties sistema su dvejomis skersinėmis traukėmis (viršutine, prie kurios yra pritvirtintas amortizatorius su spyruokle ir apatine). Tai apsaugo nuo galinės pakabos ratų pasvirimo kampo pokyčių didėjant transporto priemonės apkrovai [7,13].

1.2.3 Priklausoma pakaba

Skersiniai pakabos kreiptuvai, tai yra keturios dviejų tvirtinimo taškų svirtys iš aliuminio, sukuria atramą šoninėms ir išilginėms jėgoms. Visos keturios svirtys su ratų atramomis sujungtos rutuliniais lankstais. Viršutinės svirčių dalys yra tvirtinamos prie gembės, o apatinės – prie agregato atramų. Tvirtinama guminėmis ir metalinėmis įvorėmis.

Pagal ratų tarpusavio ryšį, pakaba gali būti priklausoma ir nepriklausoma. Priklausomojo pakaboje abu ratai montuojami prie ištisinės tilto sijos (žr. 1.3 pav. a). Tuomet, vienam ratui pasislenkant vertikalia

kryptimi, būtinai pasislenka ir kitas. Tai daugumos krovininių automobilių visų tiltų bei kai kurių lengvųjų automobilių užpakalinių tiltų pakabos [3].

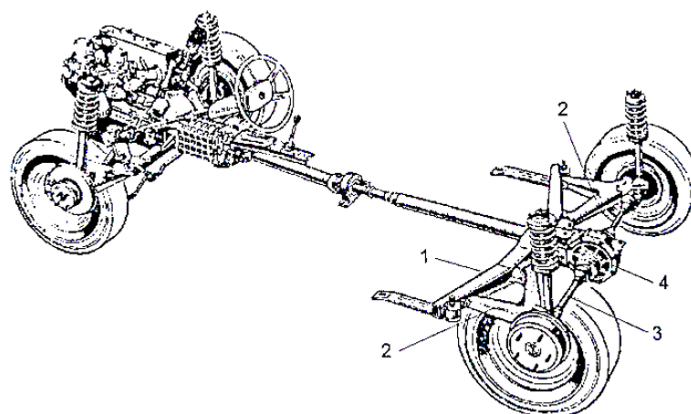


1.3 pav. Tiltai [3]: a – ištisinis; b - sudėtinis

Kai pakaba nepriklausoma (žr. 1.3 pav. b), kiekvienas ratas prie tilto sijos prijungtas atskirai. Ratui užvažiavus ant kliūtis, kėbulas mažiau pasvyra. Nepriklausoma pakaba yra įrengta lengvųjų automobilių ir kai kurių krovininių automobilių tiltuose [6].

1.2.4 Nepriklausoma pakaba

Kai būna nepriklausoma pakaba, varantysis tiltas 4 (žr. 1.4 pav.) tvirtinamas prie skersinio 1, sujungto su automobilio kėbulu. Varantieji ratai svirtimis 2 sujungti su skersiniu 1. Svirtys 2 perduoda atitinkamai reaktyvinį ir stabdymo momentus kėbului [3].



1.4 pav. Varantysis tiltas esant nepriklausomai važiuoklei [3]

Vairuojamieji tiltai laiko automobilio priekinę dalį, priima nuo ratų atsiradusias išilgines ir šonines jėgas. Jais valdomas automobilis. Vairuojamieji tiltai būna ištisiniai ir sudėtiniai [3].

1.2.5 Pakabos sistemos pažeidimai

Pagrindinė lengvųjų automobilių pakabų gedimų priežastis yra kelio nelygumai, dėl kurių kyla didesnis pakabos ir pagalbinių jos elementų pažeidimo pavojus. Jų susidėvėjimą taip pat skatina žema

temperatūra ir kelių druska, naudojama kelių barstymui žiemos metu. Ji pasižymi korozijos poveikiu, įsigeria į pakabos dalių sudėtyje esančią gumą ir tefloną. Vienas labiausiai pažeidžiamų lengvųjų automobilių pakabų sistemų elementų yra amortizatorius. Jis užtikrina automobilio stabilumą įveikiant kelio nelygumus. Dažniausiai pasireiškiantys gedimai yra amortizatoriaus viduje esančios alyvos arba dujų ištekėjimas. Taip pat jautri dalis yra vairo rutulinis lankstas, kuris gali būti pažeistas važiuojant per nelygumus posūkiuose.

Važinėjant Lietuvos keliais, taip pat kyla pavojus sugadinti stabilizatoriaus jungtį. Ji yra tarp „McPherson“ kolonos ir stabilizatoriaus. Dažniausiai gedimai pasireiškia dėl važiavimo per nelygumus posūkiuose ir apsisukant.

Kitas dažnai pažeidžiamas elementas yra rutulinis lankstas, jungiantis svirtį su posūkio gembe. Jis gali būti pažeistas ilgą laiką važiuojant per nelygumus, nepaisant to, ar automobilis važiuoja tiesiai, ar atlieka posūkius. Dar viena dalis, kuri labai dažnai keičiama servisuose – tai svirtys. Kadangi svirtyse yra montuojamos įvorės ir lankstai, kai kurie gamintojai juos įtvirtina stabiliai. Taigi, sugedus svirčiai, ją reikia keisti visą [13].

1.3 Stabilizatorius

Stabilizatorius yra naudojamas beveik visose važiuoklėse. Jis reikalingas, jog sumažintų nereikalingas vibracijas ir padidintų bei suteiktų automobiliui stabilumo. Stabilizatorius gali būti gaminamas įvairiausių formų bei iš įvairių medžiagų. Viena iš dažniausiai gaminamų stabilizatoriaus formų yra U tipo, kuris yra gaminamas iš spyruoklinio plieno.

1.3.1 Stabilizatorius padėtis

Stabilizatorius randamas daugumoje automobilių pakabų. Stabilizatorius dažniausiai gaminamas išlenktas į U formą. Stabilizatorius (žr. 1.6 pav.) 2 yra gaminamas iš spyruoklinio plieno, pavyzdžiui, 60SiCr7 ar 51CrMoV4. Jie gaminami iš vientiso apvalaus spyruoklinio plieninio strypo, kurio skersmuo 10-60mm arba iš tuščiavidurio vamzdžio. Stabilizatorius taip pat gali būti pagamintas iš kompozitų, kadangi kompozitinės medžiagos yra lengvos bei tvirtos, jos yra tinkamos naudoti stabilizatoriaus gamyboje. Dėl kompozicinių medžiagų savybių, stabilizatorius, pagamintas iš kompozitų, yra lengvas bei tvirtas [6].

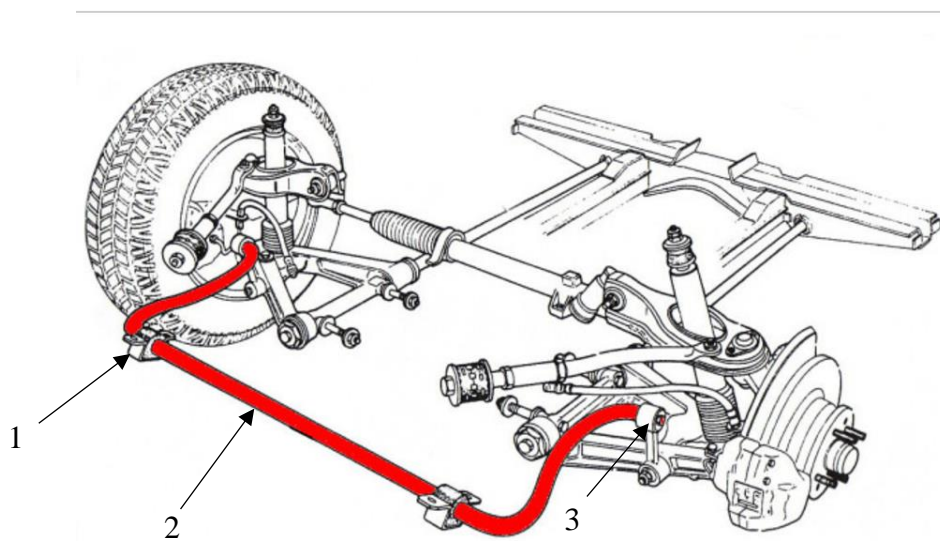
Stabilizatorius paprastai sujungia vienos pusės vienos ašies ratą su kitos pusės ratu. Juos jungia metalinis strypas, o jo gale, priklausomai nuo konstrukcijos, yra tvirtinamos jungtys, lankstai (žr. 1.5

pav.) ir yra tvirtinami prie apatinės šakės ar amortizatoriaus, priklausomai nuo automobilio markės ar modelio bei konstrukcijos.



1.5 pav. Įvairios stabilizatoriaus jungtys[14]

Vidurinė stabilizatoriaus dalis yra tvirtinama skersai kėbulo guminėse įvorėse 1 (žr. 1.6 pav.). Stabilizatoriaus alkūnės 3 (žr. 1.6 pav.) pritvirtintos prie ratų pakabos kairės ir dešinės ašies. Taip pat yra automobilių turinčių 2 stabilizatorius. Stabilizatorius gali būti tiek automobilio priekyje, tiek gale, bet dažniausiai būna tik automobilio priekyje. Kai kurie automobiliai stabilizatoriaus neturi, nes jų konstrukcijoje jis nebuvo numatytas [6,15].



1.6 pav. Stabilizatorius [19]

Stabilizatorių traukių yra įvairių: ilgesnių ir trumpesnių, vienos tvirtinamos prie apatinės šakės, kitos – prie amortizatoriaus, priklausomai nuo automobilio pakabos konstrukcijos.

1.3.2 Stabilizatoriaus funkcija

Stabilizatoriaus funkcija yra sumažinti skersinius svyravimus apie išilginę ašį, pagerinti stabilumą posūkyje ir sumažinti kėbulo pasvirimą posūkyje arba didinti automobilio komfortą, važiuojant nelygia kelio danga.

Stabilizatorius prilaiko vieną ratą kito rato atžvilgiu. Pavyzdžiui, užvažiavus vienam ratui ant nelygumų ir atsiradus vertikaliesiems poslinkiams, tai kitas ratas reaguoja į priešingos pusės rato poslinkio eigą. Tam kad stabilizatorius atlaikytų tokius smūgius, kurių mūsų keliuose yra gana daug, dėl to stabilizatoriaus konstrukcija yra gan masyvi ir jis yra padarytas iš tvirtos medžiagos [15].

1.3.3 Stabilizatoriaus įtaka komfortui

Trys aspektai, kurie turi užtikrinti transporto priemonės saugumą, važiuojant dideliu greičiu ar sukant, yra vairavimas ir automobilio stabilumo išlaikymas. Norint užtikrinti važiavimo komfortą, automobilio važiuoklė turi panaikinti atsiradusias vibracijas, kurios atsiranda dėl kelio nelygumų. Automobilis turi būti lengvai valdomas atliekant sukamuosius manevrus. Taip pat turi būti geras padangų kontaktas su važiuojamuoju kelio paviršiumi, kad užtikrintų automobilio stabilumo išlaikymą bei stabdymo galimybes.

Automobilių stabilizatorius yra labai svarbus komponentas automobilių nepriklausomoms pakabos sistemoms, kuris yra naudojamas siekiant pagerinti automobilių stabilumą. Stabilizatoriaus veikimas yra tiesiogiai proporcingas su saugumu, nes, jeigu nebūtų stabilizatoriaus, tai posūkyje būtų didelė tikimybė apvirsti. Pagal statistiką, transporto priemonės apvirtimo tikimybė sumažėja apie 60 – 80 %, kai transporto priemonė turi stabilizatorių.

Automobilio komfortas ir važiavimo stabilumas priklauso nuo pakabos standumo ir slopinimo elementų charakteristikų. Mokslininkų Cronje ir Els (2010) straipsnyje dvipusio važiavimo juostos keitimo manevrais buvo tiriama stabilizatoriaus įtaka automobilio valdymo savybėms, važiuojant skirtingos kokybės kelio paviršiumi. Visureigiui pritaikius aktyvius stabilizavimo elementus, svyravimo kampas manevro metu sumažėjo 40–70 %, o tai pagerino tiek valdymą, tiek komfortą [11].

Stabilizatorius svyravimo kampą sumažina taip pat ir lengvuosiuose automobiliuose. Dažniausiai jis įtaisomas automobilio priekyje. Tai plieninis strypas. Jo vidurinė dalis pritvirtinta prie kėbulo dvejomis guminėmis įvorėmis. Atlenkti galai sujungti su pakabos apatinių svirčių gembėmis. Pasvirus automobilio kėbului, vienoje pusėje spyruoklė deformuojama daugiau ir kėbulas priartėja prie rato. Susisukdamas stabilizatoriaus strypas verčia ir kitoje pusėje esantį ratą artėti prie kėbulo. Taip trukdoma kėbului pakrypti į šonus.

1.3.4 Stabilizatoriaus įvorės

Stabilizatorius yra dažniausiai jungiamas su keturiais klasikiniiais komponentais. Du iš jų yra gumos įvorės, su kuriomis stabilizatorius yra tvirtinamas prie automobilio rėmo. Kitais dvejais – sujungiamos automobilio ratų ašys.

Yra du pagrindiniai tipai stabilizatoriaus įvorių, kurios klasifikuojamos pagal stabilizatoriaus judėjimo kryptį įvorėse. Abiejų įvorių tipuose stabilizatorius gali sukintėti laisvai, tačiau pirmojo tipo (žr. 1.7 pav.) atveju, stabilizatorius gali judėti išilgai ašies, o antruoju – įvorė turi tik sukamąjį judesį [20].



1.7 pav. Stabilizatoriaus tvirtinimo įvorės [20]

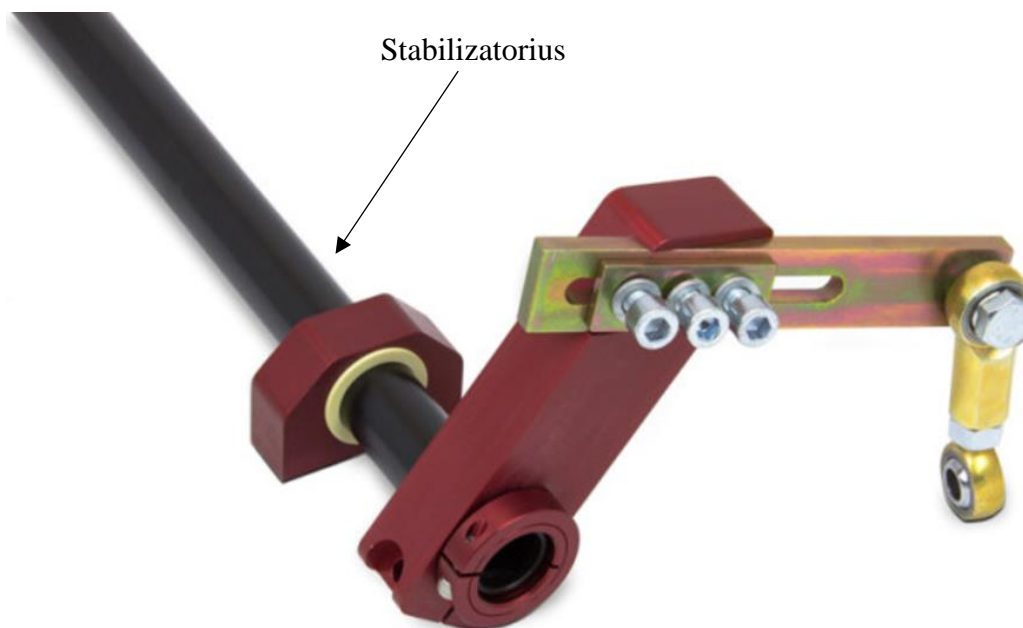
Įvorės medžiaga yra dar vienas labai svarbus parametras. Stabilizatoriaus įvorės dažniausiai yra gaminamos iš gumos, nailono arba poliuretano, bet kartais yra naudojamos ir metalinės įvorės kai kuriems lenktyniniams automobiliams. Dėl naudojamų metalinių įvorių padidėja stabilizatoriaus standumas [20].

1.3.5 Anglies pluošto – aliuminio stabilizatoriai

Kompozicinės medžiagos jau seniai naudojamos automobiliuose. Šiuo metu labai daug automobilio detalių yra gaminamos iš pluoštinių medžiagų, daugelis iš jų gaminama iš stiklo audinio ar anglies pluošto. Ten, kur reikia dar geresnių gaminio charakteristikų, naudojamas anglies pluoštas. Tai leidžia sumažinti metalinių dalių kiekį, dėl kurių sumažėja automobilio masė.

Todėl „Audi“ koncernas sukūrė hibridinį anglies pluošto-aliuminio stabilizatorių (žr. 1.8 pav.) serijinei gamybai, naudojamą elektromobiliuose, kad sumažintų svorį bei pagerintų transporto priemonės efektyvumą. Stabilizatorius yra pagamintas iš kompozitų, naudojant epoksidines dervas bei anglies pluoštą ir taip yra gaunamas tuščiaviduris vamzdis. Automobilio stabilizatoriaus anglies pluošto vamzdis yra gaminamas orientuojant anglies pluošto gijas įvairiomis kryptimis, kad atlaikytų užduotas jėgas (momentus) įvairiomis kryptimis. Atsižvelgiant į išilginę strypo ašį, pluoštas yra orientuojamas 0,

+45, -45 laipsnių kampu. Ant pagaminto vamzdžio yra užpresuojamos aliumininės alkūnės. Palyginus stabilizatorių iš plieno bei pagamintą iš anglies pluošto, anglies pluošto stabilizatorius yra 35 % lengvesnis [16].



1.8 pav. Anglies pluošto - aliuminio stabilizatorius [19]

Stabilizatorius buvo sukurtas taip, kad sujungtų kairės ir dešinės pusės ratų ašis. Nors sudėtinis dizainas taupo svorį, taip pat yra daug problemų, dėl kurių yra sunku integruoti tokio tipo stabilizatorių į serijinę gamybą. Stabilizatorius reikalauja didesnės įrengimo vietos, kadangi anglies pluošto stabilizatoriaus pagrindinė dalis gali būti tik tiesus vamzdis, priešingai nei įprastinių medžiagų, tokių kaip plienas ar aliuminis [16].

1.3.6 Atjungiamieji stabilizatoriai

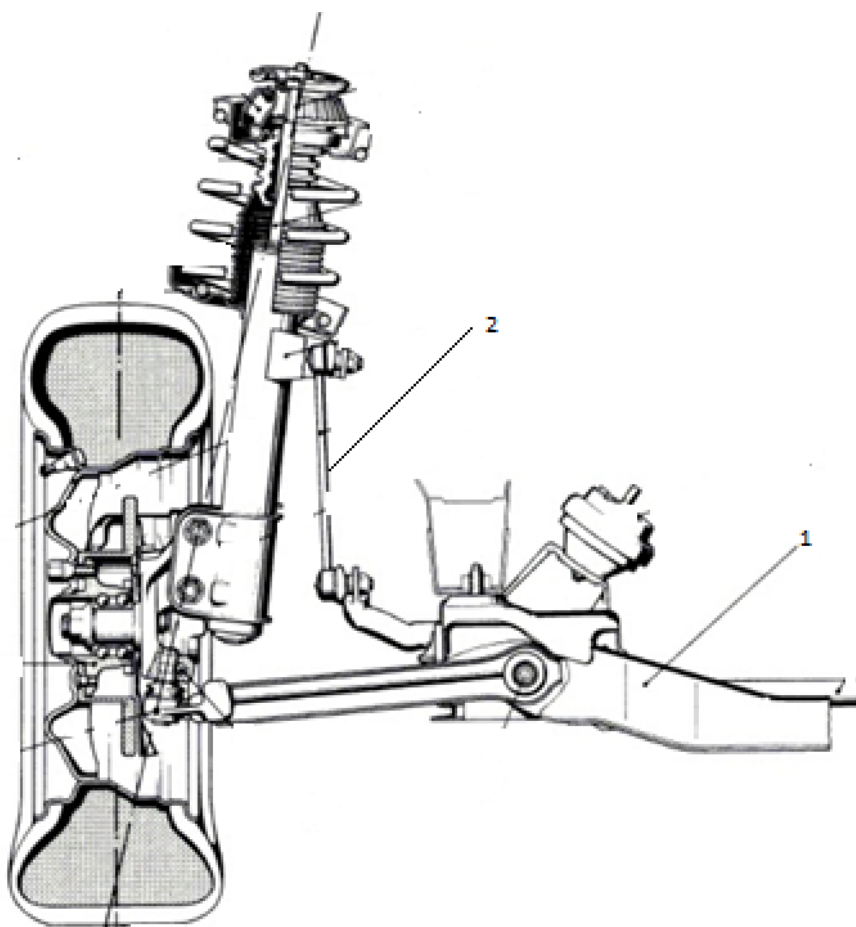
Moderniuose padidinto pravažumo automobiliuose yra įtaisomi atjungiamieji aktyvaus stovumo stabilizatoriai. Stabilizatoriaus viduryje įtaisoma kumštelinė mova, kurios sujungimas ir atjungimas valdomas automatiškai – elektriniu hidrauliniu būdu. Važiuojant gerais keliais ir dideliais greičiais (>50 km/h), elektroninis valdymo blokas sujungia movą. Tada stabilizatoriaus strypas neleidžia kėbului pakrypti. Važiuojant nelygiais laukais ar keliais, kad ratai galėtų kopijuoti kelio paviršių, kumštelinė mova atjungia dešiniąją stabilizatoriaus pusę nuo kairės [3].

Stabilizatoriaus mova įjungiamas ir greitai kryptant kėbului. Kėbulo skersinio judėjimo pagreitį seka jutikliai, pavyzdžiui, automobiliui VW „Toureg“ važiuojant greičiu, didesniu kaip 35 km/h,

stabilizatoriaus mova sujungiama esant didesniai kaip $0,7g$ ($g=9,81\text{ m/s}^2$) šoninio krypimo pagreičiu. Tai apsaugo automobilį nuo apvirtimo [3].

1.3.7 Susukamieji stabilizatoriai

Automobilio skersinio stabilumo palaikymui priekiniuose tiltuose yra įtaisomi susukamieji stabilizatoriai. Stabilizatorių sudaro ilgas plieninis strypas su užlenktais galais. Strypas įtaisomas skersai automobilio ir pritvirtinamas prie rėmo per įvoves su metaliniais laikikliais. Vidurinė strypo dalis montuojama prie skersinio 1, o galai prie svirčių 2 (1.9 pav.).



1.9 pav. Vairuojamasis tiltas[8]

Pakrypus automobiliui į vieną šoną, strypas susukamas. Taip ribojamas kėbulo pakrypimas. Automobiliui, važiuojant staigiuose posūkiuose, stabilizatorius 15 – 20 % sumažina kėbulo pakrypimą. Apvirtimo tikimybė be stabilizatoriaus posūkyje padidėja 60 – 80 % [3].

1.4 Kompozicinės medžiagos

Kompozitas – tai vienalytė medžiaga, sudaryta iš dviejų ar daugiau visiškai skirtingų medžiagų, kurios yra stipresnės, kai yra sujungtos kartu, nei, kai yra atskirai. Žodis kompozitas, lotyniškai „compositus“, reiškia sudėtinis, susidedantis iš keleto elementų [21].

Kompozicinę medžiagą galima apibrėžti kaip kelių medžiagų, besiskiriančių sudėtimi ar faze, kuris sudaro vieną kūną. Šio derinio komponentus turi skirti aiški paviršiaus riba, viso derinio kaip kūno savybės turi būti kitokios negu kiekvieno komponento atskirai, kaip yra paprastame kelių medžiagų mišinyje. Kompozito komponentai neturi tirpti arba kitokiu būdu susigerti vienas kitame, jie turi gerai derintis tarpusavyje, kad būtų pakankamai stipri adhezija. Be to, kompozitas turi atitikti dar kelis medžiagai keliamus reikalavimus. Komponentų turi būti ne mažiau kaip 5%. Medžiagos, kuriose kito komponento (modifikatoriaus) yra mažiau negu 5%, nelaikomos kompozicinėmis. Kompozitais nelaikomos ir tokios medžiagos, kurios, pasikeitus sąlygoms, sudaro homogeninius (vienalyčius) tirpalus. Įvairūs lydiniai taip pat nėra kompozitai, nes jie gaunami vėstant homogeniniam tirpalui – tarp komponentų susidaro skiriamasis paviršius, bet pakaitinus iki tam tikros temperatūros jis pranyksta [10].

Kompozito pagrindinės struktūrinės dalys yra armuojančioji medžiaga ir matrica, kurioje pasiskirsčiusi armuojančioji medžiaga. Armavimo elementai dažniausiai yra orientuoti viena kuria nors kryptimi. Kompozitas gali būti skirstomas tiek pagal armuojančiąją medžiagą, tiek pagal matricą. Skirstymas pagal armuojančiąją medžiagą yra skirstymas pagal armuojančiosios medžiagos komponentų formą. Pats grubiausias skirstymas – pagal medžiagos vientisumą išilgai vieno kurio nors matricos matmens. Pagal šį požymį yra skiriamos ištisinės ir neištisinės armuojančiosios medžiagos. Smulkiau kompozitai skirstomi pagal dalelių pavidalą, pagal medžiagą, iš kurios gaunamas armuojantysis komponentas. Skirstymo pagal matricą pagrindas – medžiaga [10].

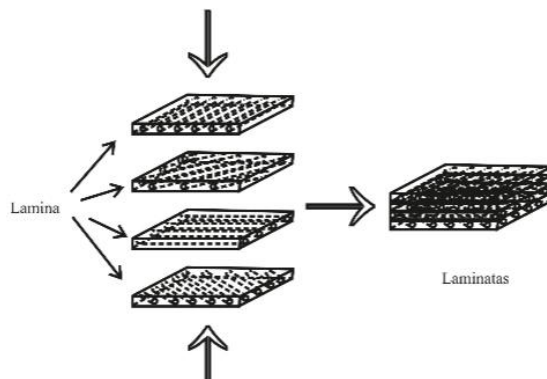
Geometrinio požiūriu kompozitai būna pluoštiniai ir dispersiniai (1.10 pav.).



1.10 pav. Kompozitų skirstymas pagal armuojančiąją medžiagą [10]:1-dispersiniai, 2-pluoštiniai

Pluoštinių kompozitų armuojančiąją medžiagą sudaro dalelės, kurių ilgis daug didesnis už skersmenį. Pagal pluoštą šiuos kompozitus taip pat galima suskirstyti į ištisinio ir trumpo pluošto, o pagal kompozito sluoksnių kiekį – į viena-sluoksnines ir daugiasluoksnes. Ištisinio pluošto

armuojančioji medžiaga sudaryta iš daugelio gijų, siūlų. Vientiso pluošto medžiagą sudaro gijos, neturinčios trūkių. Trumpapluoštė armuojančioji medžiaga priskiriama prie neištisinių armuojančiųjų medžiagų. Trumpu pluoštu laikomas tas, kurio ilgio ir skersmens santykis ne mažesnis kaip 5, bet dažniausiai yra apie 100, pluošto skersmuo - ne mažesnis kaip 1 mm [10].



1.11 pav. Laminos ir laminatas [7]

Viena-sluoksniai kompozitai sudaryti iš vieno sluoksnio, o daugiasluoksniai kompozitai – iš kelių sujungtų lakštų. Daugiasluoksnės kompozitinės medžiagos skirstomos į paprastasias ir hibridinius laminatus. Laminatas yra lakštinė medžiaga, sudaryta iš vienas ant kito sudėtų lakštų sluoksnių, kurių būna nuo 4 iki 40. Kiekvienas sluoksnis sudarytas iš kompozito, kurioje armuojančioji medžiaga orientuota viena kryptimi, bet kryptis kinta tam tikra tvarka einant nuo vieno sluoksnio į kitą (žr. 1.11 pav.). Jeigu kryptis nuo apatinio sluoksnio iki viršutinio pakinta 90° , kompozitinės medžiagos vadinamos skersapluoštės laminatu [10].

1.4.1 Polimerinių matricių kompozitų savybių apibendrinimas

Polimerinių matricių kompozitų savybės priklauso tiek nuo armuojančiosios medžiagos, tiek nuo matricos, tiek nuo sąsajos tarp jų.

Armuojančių medžiagų pagrindinių funkcijų yra keletas. Viena iš jų – atlaikyti apkrovas. Kompozito apkrovos 70-90% atlaiko armuojančioji medžiaga. Taip pat reikia užgarantuoti kompozito stiprį bei standumą.

Matricių pagrindinės funkcijos:

- išlaikyti armuojančiosios medžiagos orientaciją, formą, tai garantuoja kompozitinio gaminio standumą bei formą;
- atskirti armuojančiosios medžiagos pluoštą vieną nuo kitos;
- apsaugoti armuojančiąją medžiagą nuo aplinkos poveikio;
- modifikuoti kompozito elastingumą, atsparumą smūgiui;
- garantuoti reikiamas kompozitinio gaminio paviršiaus savybes.

Daugelis polimerinių matricų kompozitų gaminami norint gauti geras eksploatacines savybes bei lengvus gaminius. Pagrindiniai tokių kompozitų privalumai leidžia sumažinti sudėtingų gaminių dalių kiekį. Dažnai keletas metalinių dalių gali būti pakeistos viena dalimi iš kompozito, kuriai nereikia sujungimo furnitūros. Taip pat kompozitas pasižymi dideliu savituoju standumu (standumo ir tankio santykis). Tokio pat standumo gaminys iš kompozito sveria 5 kartus amžiau negu iš plieno ir 2 kartus mažiau negu iš aliuminio. Be to, kompozitai pasižymi labai dideliu savituoju stipriu (žr. P-1. Stiprio ir tankio santykio grafikas ir P-2. Medžiagų palyginimo lentelė).

Plieno ir aliuminio lydiniai ir atsparūs varginimui, kai apkrovos mažesnės negu 50% jų ribinio stiprio, o vienkrypčio anglies pluošto kompozitas labai atsparus varginimui iki 90% ribinio stiprio. Kompozitų gaminiai gali būti ruošiami nepertraukiamu būdu, kurie gali būti įvairių formų ir dydžių, taip sumažinant gamybos ciklą skaičių ir jie yra labai atsparūs korozijai. Gamybos procesas yra daug pigesnis, palyginus su gamyba iš metalų ir jų lydinių, nes nereikia tokios aukštos temperatūros ar didelio slėgio kaip gaminant iš metalų. Jie yra atsparūs smūgiams. Kompozicinės medžiagos mažina vibraciją daug geriau negu gaminiai iš metalų. Be privalumų, polimeriniai kompozitai turi ir trūkumų, iš kurių svarbiausi yra tai, jog kompozicinių gaminių savybės gali labai pasikeisti dėl šilumos poveikio, vandens ar organiniai tirpikliai gali pabloginti gaminių savybes [10].

1.4.2 Armuojančios medžiagos

Armuojančiosioms medžiagoms (AM) naudojamos įvairios medžiagos. Vienos jų tinka visų tipų matricoms, kitos - tik kai kurioms. Tai priklauso ne tik nuo armuojančiosios medžiagos savybių, bet ir nuo matricai naudojamos medžiagos savybių [10].

Armuojančių medžiagų paskirtis yra didinti kompozito stiprumą, standumą, mažinti tankį, keisti šilumines bei elektrines medžiagos savybes [22].

Kompozicinių medžiagų užpildas dažniausiai būna įvairūs pluoštai ir audiniai (stiklo, anglies, aramidiniai), neaustinės medžiagos [22].

Stiklo pluoštas yra stiprus, atsparus šilumai, dielektriškas, mažo šilumos laidumo, atsparus korozijai. Stiklo pluošto plaušeliai dažniausiai yra cilindrinės formos, lygaus paviršiaus ir labai stiprūs. Kuo smulkesni plaušeliai – tuo mažesnė defektų atsiradimo tikimybė. Prieš dedant į kompozitus, stiklo pluoštas dengiamas apretais – silicio ar metalo organiniais junginiais. Yra įvairių stiklo pluošto rūšių: E stiklas (mažo elektrinio laidumo), ECR stiklas (atsparus korozijai), S stiklas padidinto stiprumo, R stiklas (armavimui, geros mechaninės savybės). Kompozicinėje medžiagoje stiklo pluoštas dedamas siūlais, pynėmis, audiniais [22].

Anglies pluoštų mechaninės savybės yra stabilios iki 2200 °C, mažas šiluminio plėtimosi bei trinties koeficientas, geras atsparumas reagentų poveikiui.

Dažniausiai naudojami armuojančios medžiagos – stiklo siūlas/virvė, stiklo audiniai, stiklo audeklai, vualis, daugiakrypčiai audiniai ir specialios paskirties audiniai.

Stiklo virvės purškimui, vyniojimui, pratraukimui naudojama ištisinio stiklo pluošto pusverpaliai, kurie skiriasi gijų skaičiumi. Stiklo virvės tinka vamzdžių, rezervuarų, profilių gamybai, ypač ten, kur svarbus gaminio svoris, atsparumas korozijai, laidumas elektrai, ir temperatūra [22].

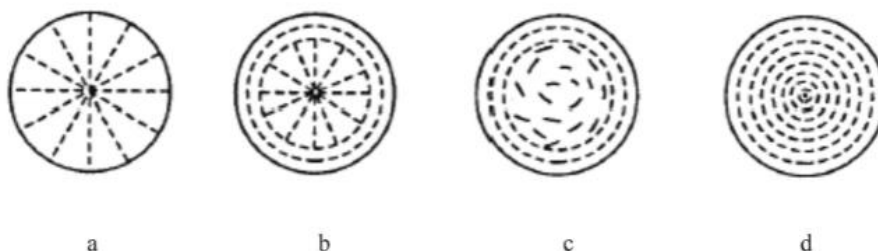
1.4.3 Anglies pluoštų gamyba ir savybės

Anglies pluoštai (C pluoštai) yra labai standūs ir mažo tankio, todėl sėkmingai konkuruoja su plienu. Terminės anglies pluoštų savybės yra išskirtinės. Esant vidutinei temperatūrai anglies pluoštai turi labai mažą terminio plėtimosi koeficientą, o kai kuriais atvejais jo vertė yra net neigiama. Dėl šių savybių anglies pluoštai tinka kompozitams, iš kurių pagamintų detalių matmenys turi nesikeisti iki 300 °C temperatūros. Anglies pluoštai yra labai atsparūs varginimui – šias savo savybes pluoštai perduoda kompozitams. Yra laidūs elektrai, todėl jie tinka naudoti kompozitams, kurių paviršiuje neturi kauptis elektros krūvis. Vienas iš trūkumų, kad jie yra brangūs, todėl kompozitai su stiklo pluoštu naudojami karinėje aviacijoje, erdvėlaivių, sporto inventoriaus gamybai [10].

Anglies pluoštų sandara ir savybės priklauso nuo jų gamybos būdo. Istoriskai skiriami trys anglies pluoštų gamybos būdai: pratraukimo, vyniojimo, sluoksniavimo.

Anglies pluošto žaliava gali būti naftos ir akmens anglių dervos. Gaminant anglies pluoštą iš dervų, nereikia gauti polimerinio tekstilės pluošto. Pradinė derva kaitinama 40 valandų esant 400-500 °C temperatūrai – susidaro klampi mezofazinė anglinė medžiaga, iš kurios galima verpti pluoštą. Ši medžiaga vadinama mezofazine todėl, kad jos molekulės, kurių molekulinė masė yra apie 1000, orientuotos taip pat kaip skystajame kristale. Pluoštas gaunamas pratraukiant mezofazinę medžiagą per angas iš besisukančio cilindro su kaitinamomis sienelėmis [10].

Pagrindinė pluošto ypatybė - fibrilės pluošto išorėje yra tiesesnės negu pluošto viduje. Tai reiškia, kad išorėje susidaro stipresnis sluoksnis, kuris vadinamas siūlo lukštu (žr. 1.12 pav. a).



1.12 pav. Anglies pluošto, gauto iš metamorfozinės dervos, mikrostruktūra [10]: a-spindulinė, b-svogūno lukšto ir spindulinė, c-svogūno lukšto ir atsitiktinė, d-svogūno lukšto

Siūlo skerspjūvyje fibrilių išsidėstymas primena lukštų išsidėstymą svogūne, todėl tokia pluošto mikrostruktūra vadinama svogūno lukšto (žr. 1.12 pav., d). Gaminant anglies pluoštą iš mezofazinės

dervos, mikrostruktūros įvairovė didesnė. Šiame pluošte gali susidaryti ne lukšto pavidalo, o spindulinis mikrostruktūros pluoštas, kaip 1.12 pav. a.

1.4.4 Stiklo pluoštas

Stiklo pluoštai išlieka populiariausi tarp armuojančių polimerinių pluoštų. Tai greičiausiai pagaminamas pluoštas ir mažiausiai reikalaujantis investicijų. Jis taip pat yra vidutinio stiprumo ir svorio tarp kitų tipų polimerinių sluoksnių. Stiklo pluoštas pasižymi atsparumu cheminėms medžiagoms, turi labai geras izoliacines savybes ir yra labai atsparus išsitempimui. Stiklo pluošto trūkumai yra: didelio tankio bei trapi medžiaga. Stiklo pluoštai gali būti dviejų tipų, t. y. E-tipo bei S-tipo. E-tipo yra su elektrinėmis savybėmis, o S-tipo – struktūrinės klasės. S-tipo pluoštas yra atsparus tempiant[10].

Stiklo pluoštas armavimui naudojamas verpalų, pusverpalių ir kuokštelių pavidalu. Gaminant stiklo pluoštą, pirmiausia iš stiklo lydalo tempiamos gijos. Stiklo žaliavos sumaišomos, išlydomos lydymo vonioje ir lydalą spaudžiant per filijeres gaunamos pluošto gijos. Jos paskui mechaniškai tempiamos, grūdinamos, surenkamos į gniūžtes ir glituojamos. Glituotos gijos kompaktiškesnės. Stiklo pluošto gijų gniūžtės vadinamos strengais. Jie verpiami, kondicionuojami ir gaunamas galutinis produktas – verpalai [10].

Stiklo vualis – plonas stiklo audinys, skirtas formuoti sluoksnį iš karto po dangos. Jis neleidžia gaminio paviršiuje išryškėti apatiniam stiklo audinio reljefui, taip pat naudojamas chemiškai atsparių konstrukcijų gamyboje [22].

Stiklo audeklas (austinis, pintas) – iš nesuktų pintų stiklo pluošto gijų arba iš stiklo siūlų. Stiklo audeklas padidina struktūros stiprumą ir standumą. Tinkamas naudoti didelio ploto, nesudėtingos geometrinės formos gaminiams. Stiklo audiniai gali būti paprasto, ruoželinio, satininio, vienkrypčio pynimo.

1.1 lentelė
Stiklo pluošto žymėjimas ir pluošto skersmuo [10]

Žymėjimas	Skersmuo, μm
B	3,8
C	5,4
D	5
DE	6
E	7
G	9
H	10
K	13

Daugiakrypčiai audiniai – iš kelių sluoksnių siūlų, orientuotų skirtingomis kryptimis pagal reikalingą armavimo schemą. Audinio sluoksniai persiuvami poliesterio siūlu. Papildomai prie kelių siūlų sluoksnių gali būti dedamas paviršinis vualis arba audinys iš kapotos virvės. Standartinės siūlų kryptys: 0; 90; +45, -45.

Naudojant daugiakrypčius audinius, galima sumažinti dervos sunaudojimą ir taip pat gaminio svorį, formuojant reikalinga mažiau sluoksnių – trumpėja darbo laikas, ženkliai padidėja mechaninis atsparumas, gaunamas lygaus paviršiaus laminatas [22].

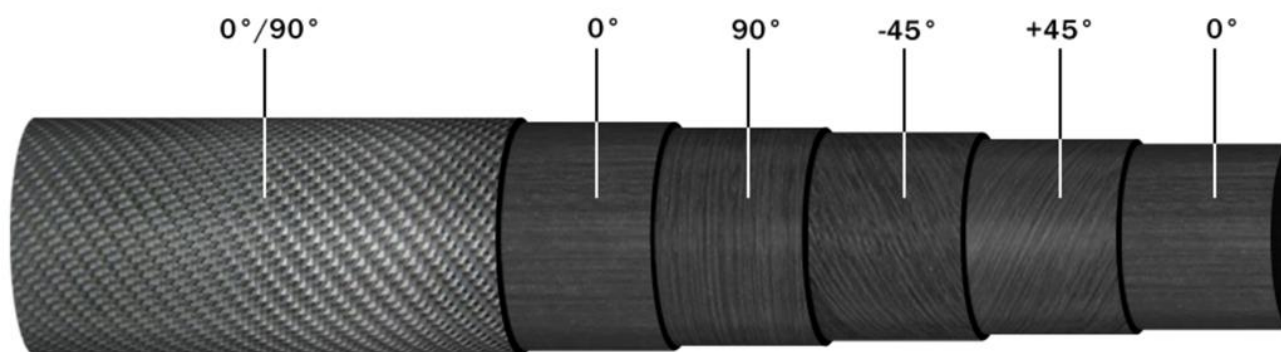
Gaminant pusverpalius ir kuokštelius, per filjeres išėjusios gijos pratempiamos ir sutraukomos oro srautu į 20-40 cm ilgio siūlus, iš kurių ant besisukančio būgno padaromos gniūžtės. Kondicionuotos arba išdžiovintos gniūžtės tinka galutiniam produktui - pusverpaliams arba kuokšteliams. Pagal pluošto skersmenį stiklo pluoštas žymimas raidėmis (1.1 lentelė) [10].

1.4.5 Kompozicinių vamzdžių gamybos būdai

Iš anglies pluošto vamzdžiai gali būti pagaminti keliais būdais: vyniojimo, sluoksniavimo, pratraukimo.

Gaminimo būdas yra pasirenkamas dėl vamzdžio naudojimo paskirties, kad atitiktų mechaninius reikalavimus.

Sluoksniavimo gaminimo būdas yra vienas iš populiariausių. Šiuo būdu kompozitiniai vamzdžiai yra gaminami sluoksniuojant. Ant reikalingo dydžio formos yra klijuojami anglies pluošto audiniai ir jie sutepami su derva.



1.13 pav. Sluoksniuoto vamzdžio pavyzdys [21]

Po to sluoksniai yra išlyginami ir dedamas vėl naujas sluoksnis. Vamzdis yra gaunamas sluoksniuotas (žr. 1.13 pav.), kurio kiekvienas sluoksnis yra orientuotas kuria nors viena kryptimi. Sluoksniuojant kompozicinius vamzdžius, gaminti galima rankiniu būdu arba mašinomis. Šis gaminimo būdas yra taikomas mažiems kiekiams bei mažesnių matmenų gaminiams.

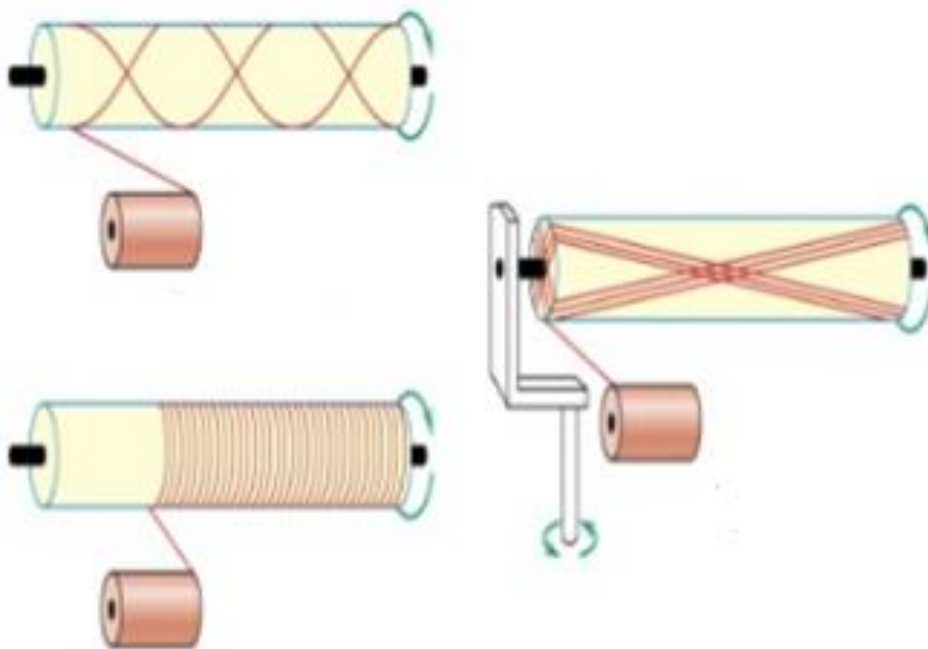
Pratempimo gamybos tipas yra nenutrūkstamas procesas, kurio metu anglies pluošto gijos yra išmirkomos dervoje ir traukiamos per įkaitintą formą, kur yra parenkamas reikiamo dydžio matmuo (žr. 1.14 pav.).



1.14 pav. Pratraukimo gaminimo schema [21]

Šis būdas yra gan pigus ir efektyvus, tačiau turi didelį trūkumą, jog sunku parinkti gijų orientaciją, dėl kurio kompoziciniai vamzdžiai praranda tam tikras stiprumo charakteristikas.

Vyniojimo gamyba – tai toks gaminimo būdas, kai anglies pluošto gijos yra vyniojamos ant pasirinkto matmens formos įvairiais kampais (žr. 1.15 pav.). Šio tipo kompozicinio vamzdžio gaminimo procesas apima dvi pagrindines dalis. Viena iš jų – kai stacionarus vamzdis sukasi apie savo ašį, o anglies pluošto gijos yra vyniojamos judant „CNC“ staklėmis horizontalia ir vertikalia kryptimis. Anglies pluošto gijos prieš vyniojamą yra impregnuojamos dervoje.

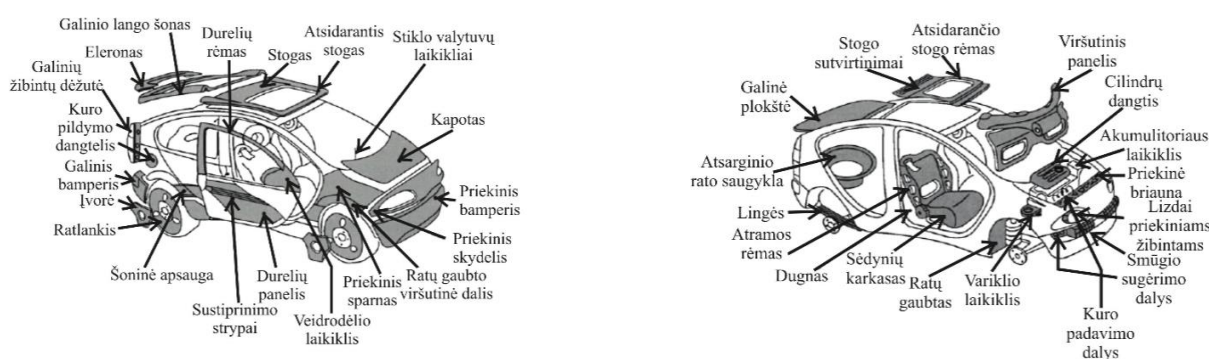


1.15 pav. Pratraukimo gaminimo schema [21]

Tokiu būdu pagamintos detalės yra labai stiprios, jos naudojamos slėginiams indams, kosmoso pramonei, įvairiems velenams, karinei pramonei ir t.t..

1.5 Pluoštinių ir kompozicinių medžiagų panaudojimas automobiliuose

Polimerinės matricos kompozicinės medžiagos jau seniai naudojamos automobiliuose. Šiuo metu labai daug automobilio detalių daromos iš kompozitų (1.16 pav.), daugelis jų – iš stiklo audinio ar pluošto poliesterio arba poliamido matricoje. Ten, kur reikia dar geresnių gaminio charakteristikų, naudojami didelio modulio anglies pluošto kompozitai. Kompozitų panaudojimas leidžia sumažinti metalinių dalių kiekį, sumažėja automobilio masė. Didėjantį kompozitų naudojimą lemia gaminių geros mechaninės savybės, lygus paviršius, labai didelis atsparumas varginimui, triukšmo ir vibracijos sumažėjimas, įvairių formų suteikimo lengvumas, matmenų stabilumas [10].



1.16 pav. Lengvojo automobilio dalys pagamintos iš kompozitų [10]

Lenktyniniuose automobiliuose, dažniau negu kituose, naudojami kompozitai. Įvairūs strypai, perduodantys aerodinaminį poveikį į ašį, gaminami iš anglies pluošto kompozitų. Visa tai ne tik sumažina lenktyninio automobilio masę, bet ir leidžia pasiekti didelį atsparumą vibracijoms.

Automobiliai, kurių dalys pagamintos iš kompozitų, yra ne tik gerokai lengvesni, bet dažnai geresnių eksploatacinių savybių. Pavyzdžiui, vienkrypčiams stiklo pluošto poliesterio matricoje kompozitams būdingas elastingos energijos, tai yra potencinės energijos, kuri sukaupiama kūne jį deformuojant, sugėrimas. Jie gali sugerti 5-7 kartus daugiau elastingos energijos negu tokios pat masės plieniniai gaminiai. Todėl tokie kompozitai labai tinka lingėms gaminti. Be to, tokios lingės esant per didelei apkrovai tampa mažiau elastingos, bet visiškai nelūžta, todėl dar vadinamos nelūžtančiomis. Lingės iš stiklo pluošto kompozito naudojamos „Rover“, „Nissan“, „General Motors“, „Renault“ automobiliuose.

Naudojant kompozicines medžiagas galima gerokai sumažinti pakabos elementų kiekį ir kuo optimaliau išnaudoti erdvę.

Vis daugiau dalių iš kompozitų panaudojama varikliuose. Tai įvairūs stūmoklių strypai, alyvos rezervuarai. Šios dalys dažniausiai gaminamos iš anglies pluošto arba stiklo pluošto kompozitų. Raliui skirtuose automobiliuose pavaru velenas gaminamas iš stiklo ir anglies pluošto. Tai leidžia pasiekti dideles veleno apsakas esant mažai inercijai. Kaip gaminamas velenas, pateikta 1.17 paveiksle [23].



1.17 pav. Gaminamas anglies pluošto velenas [23]

Tokie velenai taip pat naudojami vilkikuose. Šie velenai yra nuo 30% iki 60% lengvesni už plieninius, pasižymi mažesne vibracija, geru atsparumu cheminiam poveikiui, labai atsparūs varginimui. Veleno galai yra skirtingame vilkiko aukštyje, todėl, norint išvengti jų liekamosios deformacijos, plieniniai velenai sudaryti iš dviejų dalių. Velenai iš kompozitų dėl jų didelio elastingumo, skirtingai nei velenai iš plieno, yra vientisi [10].



1.18 pav. stabilizatoriaus konfigūracija [16]

Aktyvaus stovumo stabilizatorius pagamintas pasitelkus anglies pluoštą, kuris susideda iš anglies pluošto vamzdžio bei aliuminių alkūnių (žr. 1.18 pav.). Tokia konfigūracija yra lengvesnė iki 35 % procentų už įprastinio šampuoto plieninio stabilizatoriaus [16].

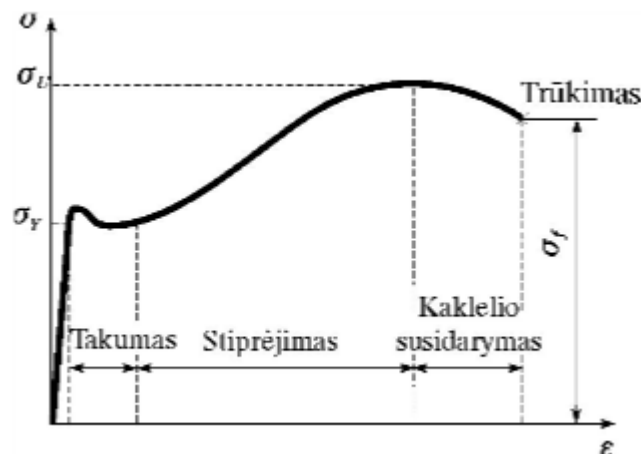
2 Medžiagų tempimo bandymas

Statinio tempimo bandymu yra nagrinėjamos pagrindinės medžiagų mechaninės charakteristikos, apibūdinančios tokias medžiagų savybes kaip stiprumą, standumą, trapumą ar plastiškumą. Medžiagų mechaninėms charakteristikoms nustatyti naudojami plokšti, apvalūs arba kvadratinio profilio bandiniai [5].

Tempimo bandymas, priklausomai nuo bandinio matmenų ir medžiagos, yra atliekamas įvairios galios (1 kN - 2000 kN) mechaninėmis arba hidraulinėmis bandymo mašinomis.

Medžiagų mechaninės charakteristikos priklauso ne tik nuo medžiagos cheminės sudėties, bet ir nuo įvairių faktorių, tokių kaip temperatūra, bandinio matmenų ar jo tvirtinimo mechanizmo, todėl mechaniniai bandymai yra reglamentuojami pagal standartus. Reikalaujama, kad bandiniai griebtuvuose būtų gerai centruojami, apkraunami nuosekliai, be smūgių [5].

Bandymo metu gaunama jėgos ir poslinkio diagrama $F = f(\Delta L)$ diagrama. Įtempių ir deformacijų diagrama yra braižoma atidedant ϵ absčių ašyje, o σ ordinačių ašyje. Diagrama priklausys nuo medžiagos mechaninių savybių [5].



2.1 pav. Plieno tempimo diagrama [4]

Iš diagramos yra nustatomos medžiagos stiprumo charakteristikos (σ_{pr} , σ_y , σ_e , σ_u , σ_{fr}).

Proporcingumo riba (σ_{pr}) – didžiausias įtempis, iki kurio galioja įtempių ir deformacijų proporcingumo riba (Huko) dėsnis.

Tamprumo riba (σ_e) – didžiausias įtempis, iki kurio medžiagoje neatsiranda liekamųjų deformacijų. Deformuojant bandinį virš šios ribos, tiesinis ryšys tarp įtempių ir deformacijų išnyksta ir diagramoje tiesė virsta kreive.

Takumo riba (σ_y) – įtempis, kurį pasiekus plastinės (liekamosios) deformacijos didėja beveik nekintant tempimo jėgai.

Stiprumo riba (σ_u) – maksimalios jėgos, kurias gali atlaikyti bandinys, santykis su pradiniu skerspjūvio plotu.

Trūkimo riba (σ_{fr}) – maksimalus įtempis, kurį pasiekus bandinys suyra. Trūkimo įtempiai apskaičiuojami trūkimo jėgos F_{fr} vertę dalijant iš skerspjūvio ploto A_{fr} trūkimo vietoje.

Svarbiausios charakteristikos yra takumo ir stiprumo ribos, kadangi pagal jas nustatomas medžiagos leistinasis tempimo įtempis [5].

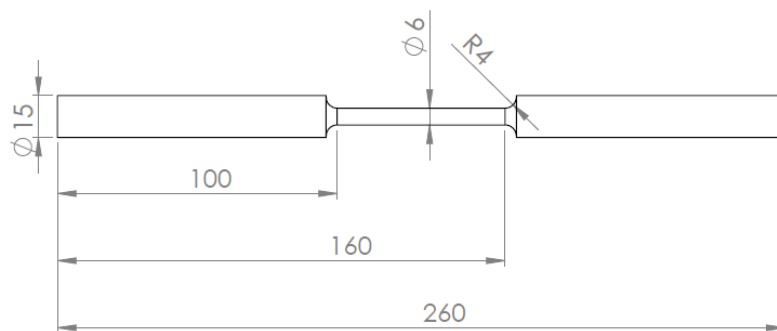
2.1 Stabilizatoriaus medžiagos bandymas tempiant

Standartinių matmenų bandinys buvo pagamintas iš automobilio priekinės važiuoklės stabilizatoriaus (žr. 2.2 pav.)



2.2 pav. Stabilizatorius

Atpjautas tam tikro ilgio strypas iš aktyvaus stovumo stabilizatoriaus tiesiosios dalies (vidurio) buvo mechaniškai apdirbamas (tekinamas) pagal apskaičiuotus matmenis (žr. 2.3 pav.), t. y. bandinio bandomasis ilgis, skersmuo, kurį galėtų nutraukti bandymo mašina (žr. 2.4 pav.), naudojant 5 tonų jėgą. Bandinio bandomosios dalies ilgis yra skaičiuojamas pagal bandomosios dalies skersmenį.



2.3 pav. Tempimo bandymui naudojamas bandinys

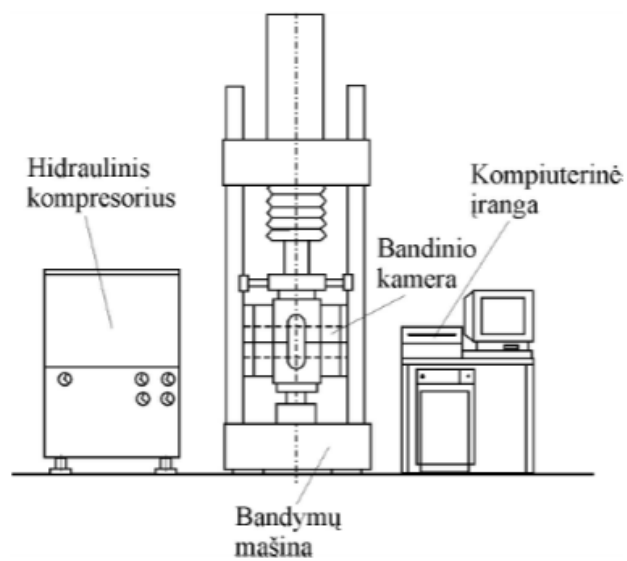
Ilgis yra parenkamas pagal formulę:

$$L_0 = d5; \quad (2.1)$$

čia:

L_0 – bandinio bandomoji dalis;

d – bandinio bandomosios dalies skersmuo;



2.4 pav. Bandymų mašina [4]

Bandymų mašinoje bandinys įtvirtinamas specialiais griebtuvais, kurie buvo parinkti pagal bandinio geometriją ir formą (žr. 2.5 pav.). Uždedami matavimo prietaisai, kurie matuoja bandomosios dalies pailgėjimą procentais. Bandinys yra apkraunamas nuosekliai didėjančia jėga, kol bandinys yra nutraukiamas.



2.5 pav. Bandinys paruoštas bandymui

Pagrindinis tempimo bandymo tikslas – nustatyti bandomos medžiagos stiprumo ir plastiškumo charakteristikas. Tam tikslui išmatuojama bandinį veikianti tempimo jėga, tiriamosios dalies L_0 pailgėjimas ir brėžiama tempimo diagrama, rodanti priklausomybę tarp bandymo metu kintančios įtampių σ (ordinačių ašis) ir bandinio pailgėjimo ϵ (abscisių ašis) [4].

Bandomo bandinio medžiagos atveju, medžiaga nebuvo plastiška, todėl nėra gaunama aiški takumo aikštelė. Plastiškų medžiagų, kurios turi ryškią takumo aikštelę, takumo įtempis nusakomas takumo tašku ir nesunkiai randamas diagramoje (žr. 2.1 pav.). Kitu atveju, kai takumo aikštelė nepastebima, nustatoma sąlyginė takumo riba (žr. 2.6 pav.). Ją surasime, kai abscisių ašyje atidėsime deformacijos vertę $\epsilon_{0,2}=0,2\%$.

Įtempiai apskaičiuojami pagal formulę:

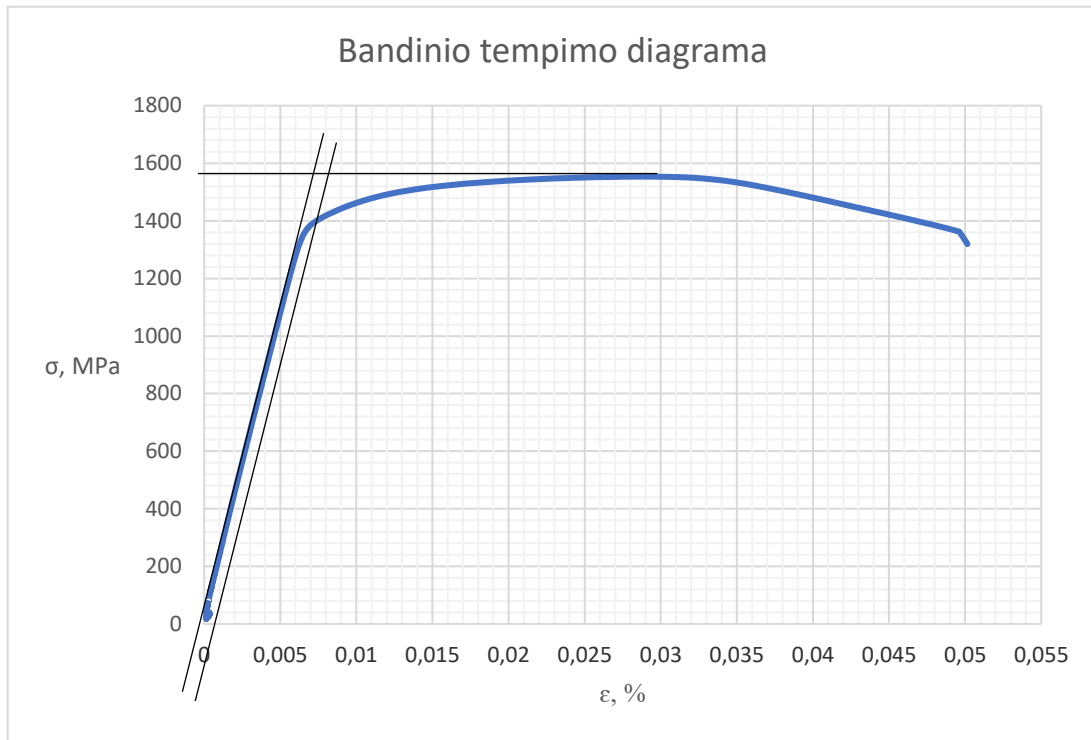
$$\sigma = \frac{F}{A_0}; \quad (2.2)$$

čia:

F – jėga (kN);

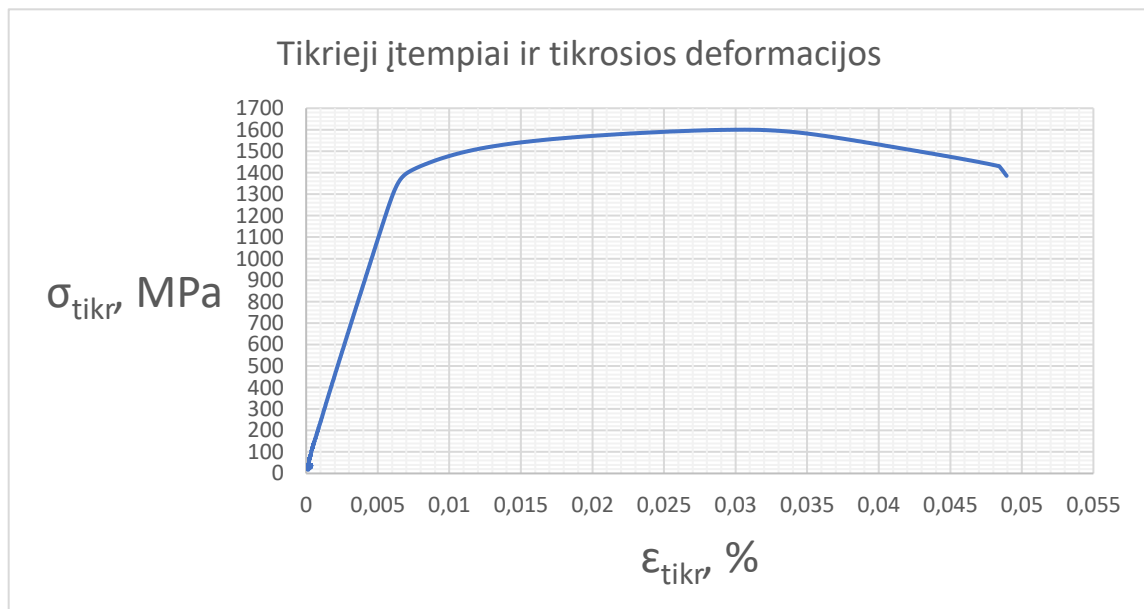
A_0 – bandinio bandomosios dalies skerspjūvio plotas (m^2);

$$A_0 = \frac{\pi d^2}{4}; \quad (2.3)$$



2.6 pav. Plieno tempimo diagrama su pastumta deformacijos verte

Tempimo diagramoje (žr. 2.6 pav.) įtempiai yra gauti jėgą F dalijant iš pradinio bandinio skerspjūvio ploto A_0 , tačiau bandinio skerspjūvio plotas A deformavimo metu mažėja, todėl kinta ir tikrieji įtempiai bandinio skerspjūvio dalyje.



2.6 pav. Plieno tempimo bandymo tikrieji įtempiai ir deformacijos

Tikrieji įtempiai ir tikrosios deformacijos yra apskaičiuojamos pagal 2.4 ir 2.5 formules. Tikrųjų įtempių ir tikrųjų deformacijų kreivė pateikiama 2.6 paveiksle.

$$\sigma_t = \sigma(1 + \varepsilon) \quad (2.4)$$

$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon) \quad (2.5)$$

čia:

ε – deformacijos

Iš gautų rezultatų taip pat galima apskaičiuoti Jungo modulį (medžiagos tamprumo modulis). Jis apskaičiuojamas pagal 2.6 formulę bei šlytį pagal 2.7 formulę.

$$E = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} = \frac{\frac{\Delta F}{A}}{\frac{\Delta L}{L_0}} \quad (2.6)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.7)$$

čia:

G – šlyties modulis, (Pa);

ν – Puasono koeficientas (atitinkamai plieno yra 0,3).

2.1 lentelė

Tempimo bandymo metu nustatytos medžiagos mechaninės savybės

Įtempiai	σ_{pr} , MPa	1368
	σ_e , MPa	1384
	σ_y , MPa	1407
	σ_U , MPa	1553
Tikrieji įtempiai	$\sigma_{t,y}$, MPa	1417
	$\sigma_{t,U}$, MPa	1598
Medžiagos tamprumo modulis	E , GPa	209,59
Šlyties modulis	G , GPa	80611
Deformacija	ε , %	0,00206
Jėga	F_{pr} , kN	38,659
	F_e , kN	39,111
	F_y , kN	39,761
	F_U , kN	42,983

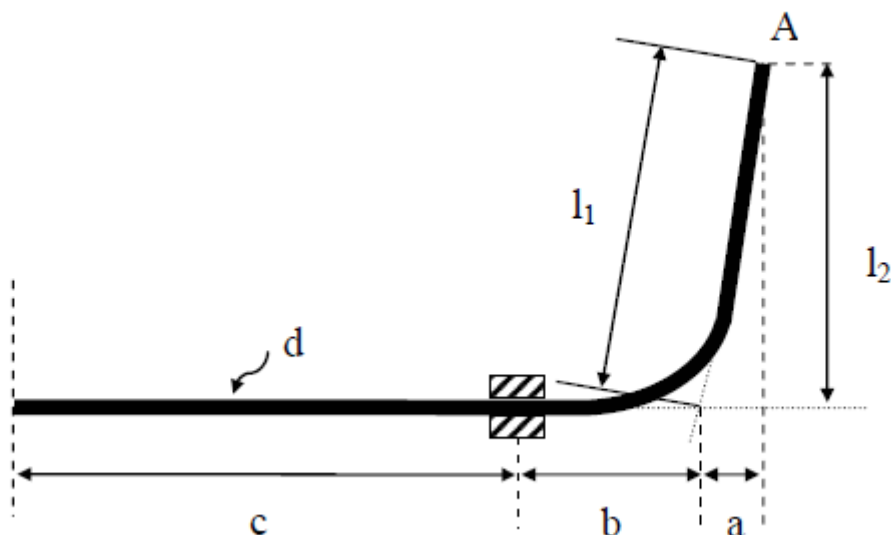
Bandymo metu gauti duomenys (žr. 2.1 lentelę) bei analitiniu būdu apskaičiuoti tokie duomenys kaip medžiagos tamprumo modulis, įtempiai, deformacija, šlyties modulis.

3 Stabilizatoriaus projektavimas

Stabilizatoriaus konstrukciją bei medžiagos standumą reikia parinkti tokius, kad atitiktų mechanines savybes ir užtikrintų pakankamą automobilio stabilumą bei valdymą vairuojant. Kadangi nėra paprasta išanalizuoti aktyvaus stovumo stabilizatoriaus savybes, norint parinkti tinkamą, reikia atlikti tam tikrus skaičiavimus, kuriuos yra sunku rasti mokslinėje literatūroje.

Stabilizatoriai, naudojami įmonių gamyboje, yra gaminami pagal pačių atliktas analizes, kurios nėra viešai skelbiamos. Priešingai nei įvorių charakteristikos ar stabilizatoriaus medžiagos nuovargis, kuriuos galima susirasti literatūroje. Taip pat kartais būna skelbiamos ir stabilizatoriaus konstrukcijos formos.

Automobilių inžinerijos draugija (P-3) pristato bendrą informaciją apie stabilizatorių, jų gamybą bei parinkimą knygoje „Spring Design Manual“. Aktyvaus stovumo stabilizatorius yra priskirtas spyruoklių grupei. Vadovėlyje yra pateikta keletas formulių, kurių pagalba galima apskaičiuoti stabilizatoriaus standumą, įlinkius tvirtinimo taške pagal tam tikras apkrautas jėgas. Tačiau šios formulės gali būti taikomos tik standartinių formų stabilizatoriams. Žemiau pateiktame paveikslėlyje (žr. 3.1 pav.) parodytas standartinės formos stabilizatorius, pagal kurį bus atlikti analitiniai skaičiavimai [9].



3.1 pav. Stabilizatoriaus geometrinė forma naudojama „Spring Design Manual“ [9]

Pagal paveikslėlį, taške A stabilizatorius yra veikiamas tam tikra jėga. Iš pateiktų formulių galima apskaičiuoti stabilizatoriaus standumą.

$$L=a+b+c \quad (3.1)$$

čia:

L – pusė stabilizatoriaus ilgio (mm)

$$f_A = \frac{P}{3EI} \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right] \quad (3.2)$$

čia:

f_A – deformacija taške „A“, (mm);

E – tamprumo modulis, (GPa);

I – inercijos momentas, (mm⁴);

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3.3)$$

Aktyvaus stovumo stabilizatoriaus standumas apskaičiuojamas pagal formulę:

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A} \quad (3.4)$$

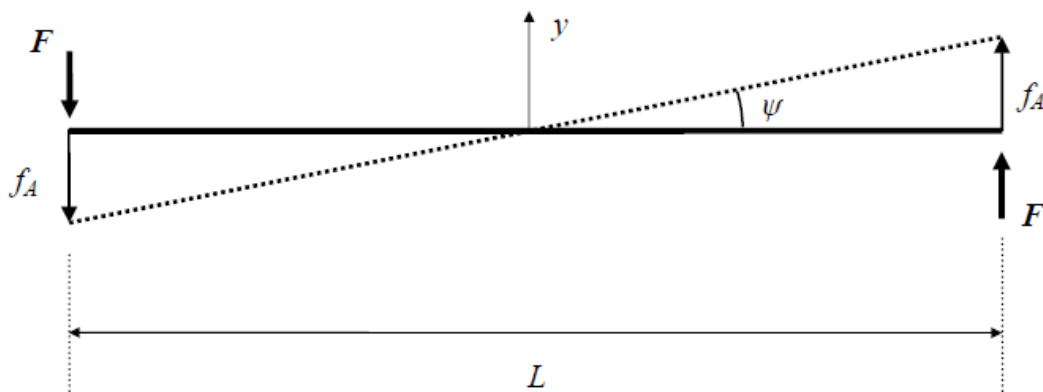
čia:

k_r – stabilizatoriaus standumas, (Nmm/rad);

P – apkrauta jėga stabilizatoriaus galuose, (N).

3.1 Stabilizatoriaus standumo skaičiavimai

Darant prielaidą, kad apkrova F sukėlė deformacijas (f_A) stabilizatoriaus galuose, standumas gali būti apskaičiuotas pagal žemiau pateiktą paveikslėlį (žr. 3.2 pav.), kur stabilizatoriaus alkūnės yra ištiesintos ir tvirtinimo taškai sutampa su stabilizatoriaus išilgine ašimi.



Jeigu pakaba yra nepriklausomo tipo, tai ratų poslinkis sutampa su stabilizatoriaus poslinkiu. Pagal tai galime apskaičiuoti kampą ψ .

Stabilizatoriaus standumas (k_R) gali būti apskaičiuojamas trimis skirtingais būdais:

$$k_R = \frac{FL}{f_a} \left(\frac{\text{Nm}}{\text{mm}} \right) \quad (3.5)$$

$$k_R = \frac{F}{f_a} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right) \quad (3.6)$$

$$k_R = \frac{FL}{\tan^{-1}\left(\frac{f_a}{\frac{L}{2}}\right)} \left(\frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \right) \quad (3.7)$$

čia:

F – jėga, (N).

Visi šie trys būdai, kaip galima išreikšti standumą, yra aprašomi „SAE“ literatūroje.

3.2 Stabilizatoriaus strypo skersmens parinkimas

Projektuojant stabilizatorių labai svarbu parinkti tinkamą skersmenį. Stabilizatoriaus strypas negali būti nei per mažo, nei per didelio skersmens, todėl skersmuo yra apskaičiuojamas. Pagal prieš tai esančiame skyriuje (3.1) apskaičiuotą stabilizatoriaus standumą (k_R) sukant bei lenkiant, galima nustatyti tinkamo strypo skersmenį pagal žemiau nurodytą formulę:

$$d = \sqrt[4]{\left[\frac{128}{3\pi} \cdot \frac{k_R}{L^2 E} \right] \cdot \left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right]} \quad (3.8)$$

3.3 Kompiuterinė analizė

Kompiuteriai ir informacinės technologijos yra neatsiejama šiuolaikinio civilizuoto pasaulio dalis. Kompiuteris tapo nepamainomu įrankiu ir inžinerijoje. Tačiau, kol kas jis dar negali pakeisti to, kas vadinama inžineriniu mąstymu. Susidūręs su nauja problema, inžinierius turi sudaryti užduotį,

naudodamasis žinomais fizikos, matematikos ir kitų mokslų principais. Kompiuteris gali atlikti tik žmogaus užprogramuotas instrukcijas. Tai jis daro labai greitai ir tiksliai. Žmogaus rūpestis – pateikti kompiuteriui teisingus duomenis. Kompiuteris gali labai efektyviai atlikti skaičiavimus, bet jis negali savarankiškai, be žmogaus įsikišimo suformuluoti užduoties, sudaryti skaičiuojamosios schemas, priimti prielaidų, parinkti tinkamų sprendimo metodų ir lygčių, patikrinti ar gautas rezultatas yra tikroviškas, padaryti išvadų ir pateikti rekomendacijų. Taigi, kol kas inžinerinės analizės procedūroje yra tik vienas žingsnis, kuriam idealiai tinka kompiuteris – tai skaičiavimai [1].

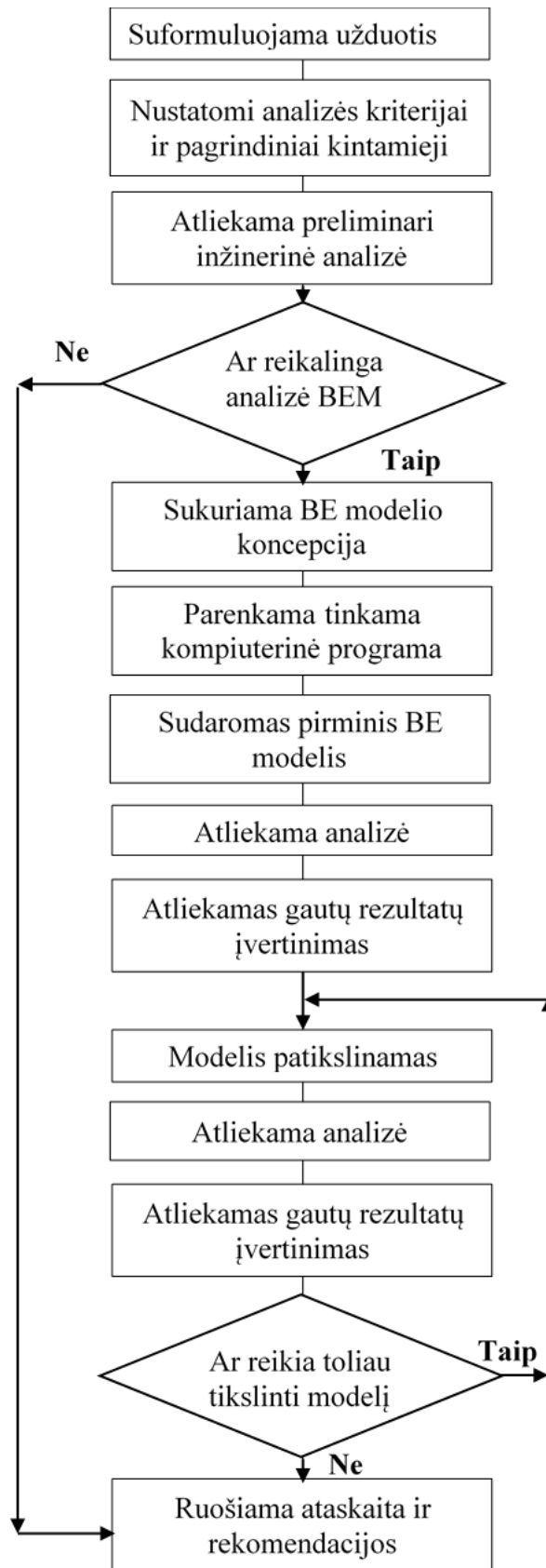
Kaip jau buvo minėta, atliekant kompiuterinę analizę, gali būti panaudota įvairi programinė įranga. Vis dėlto naudojamos tokios pagrindinės programos, kurios remiasi baigtinių elementų metodu. Rinkoje siūlomas ne vienas tokio tipo programų paketas, todėl kyla klausimas, kurį iš jų pasirinkti. Pasaulyje viena iš populiariausių ir universaliausių šio tipo kompiuterinių programų yra „Ansys“. Perpratus šios programos darbą, nesunkiai galima ją pritaikyti konstrukcijų analizės uždavinių sprendimui [2].

3.3.1 Baigtinių elementų metodų taikymas

Baigtinių elementų metodas yra skaitinis metodas, naudojamas lygčių sprendimui, kurios aprašo vientisą fizinį kūną. Šis metodas naudojamas daugelyje mokslo ir inžinerijos sričių. Sudėtingesniais atvejais, kai analizuojamos konstrukcijos, gali būti sprendžiami uždaviniai, įvertinantys kūno plastines deformacijas, valkšnumą ir pan., tada naudojamos ir atitinkamų teorijų lygtimis [1].

Baigtinių elementų metodo esmė inžineriniu požiūriu nusakoma tokiais veiksmis: nepertraukiama sritis – konstrukcija – suskaidoma į mažas dalis, vadinamas elementais; elementai tarpusavyje siejasi baigtiniu skaičiumi taškų, kurie vadinami mazgais. Besiliečiančių elementų mazgai yra bendri. Toks elementų rinkinys sudaro konstrukcijos modelį. Kiekvienam elementui taikomas supaprastintas pagrindinių lygčių sprendimo būdas. Atskiras kiekvieno elemento sprendinys yra nežinomo bendrojo sprendinio verčių mazguose funkcija. Bendro sprendimo būdo taikymas visiems elementams leidžia sudaryti baigtinę algebrinių lygčių sistemą, kurią išsprendus randamos ieškomų nežinomųjų vertės mazguose. Šitaip analizuojant konstrukciją, galima suformuluoti lygtis kiekvienam atskiram baigtiniam elementui, kurios po to sukombinuojamos taip, kad būtų gautas visos fizinės sistemos (konstrukcijos) sprendinys. Jei konstrukcijos atsakas yra tiesinis ir tamprus, tai algebrinės lygtys yra tiesinės ir išsprendžiamos naudojant paprastas skaitinio sprendimo procedūras [1].

Teoriškai visos konstrukcijos ar jų elementai gali būti modeliuojami trimačiais (erdviniais) elementais, tačiau daugelį konstrukcijų ar jų elementų galima supaprastinti darant tinkamas prielaidas. Supaprastinant uždavinį siekiama gerokai sumažinti pastangas, reikalingas sprendiniui gauti, neprarandant tikslumo. Dėl šios priežasties yra sukurta keletas skirtingų tipų baigtinių elementų. Pačia



3.4 pav. Analizės procedūros schema [1]

bendriausia prasme baigtinius elementus galima suskirstyti į dvi kategorijas: konstrukcinių baigtinių elementų grupę ir vientiso kūno elementų grupę. Baigtinių elementų metodu, kai naudojami konstrukciniai elementai, gautas rezultatas yra tokio pat tikslumo, kaip ir naudojant įprastus konstrukcijų mechanikos metodus. Nors šio tipo uždaviniai dažnai gali būti išspręsti nenaudojant baigtinių elementų,

kompiuterinės programos padeda greičiau gauti rezultatus ir juos vaizdžiai pateikti, lyginant su klasikiniais konstrukcijų mechanikos lygčių sprendimo metodais [2].

Numatant analizei naudoti baigtinių elementų metodą, jos eiga iš esmės atitinka bendrąją inžinerinės analizės procedūrą. Skirtumą sudaro tik tai, jog, planuojant naudoti baigtinius elementus, vis vien iš pradžių reikia atlikti bent apytikrą konstrukcijos analizę ir įvertinimą įprastais inžineriniais metodais. Svarbi tokios analizės ypatybė yra tinkamai suformuluota užduotis, kurioje turi būti numatyta, kurie iš ieškomų dydžių yra reikšmingiausi (maksimalūs įtempiai, vidutiniai įtempiai, deformacijos, maksimalių įtempio vieta ir pan.). Nuo to priklauso ir sudaromas modelis, ir rezultatų pateikimas. Analizės procedūros schema, kaip taikyti baigtinių elementų metodą, pateikta 3.4 paveikslėlyje [1].

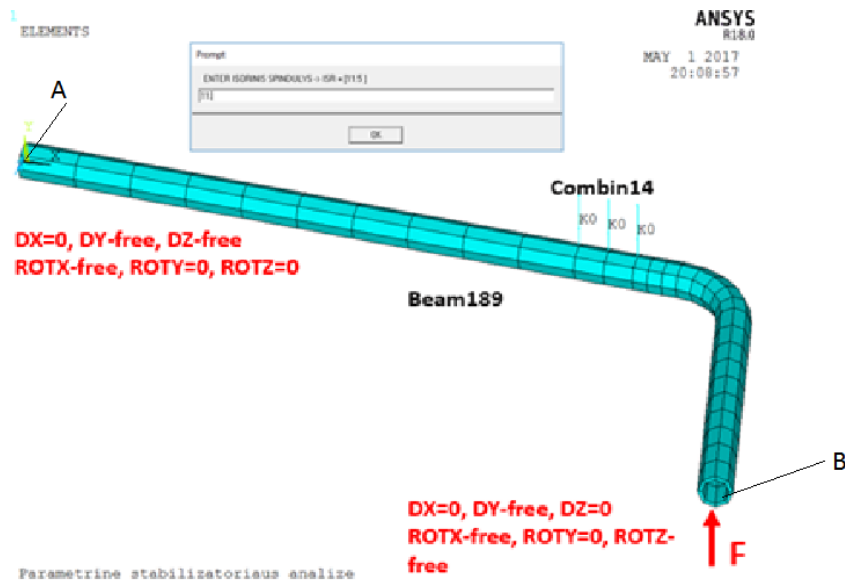
Kiekvienai baigtinių elementų kompiuterinei programai būdingos trys dalys, atitinkančios tris analizės stadijas: modelio kūrimo, sprendimo ir rezultatų apdorojimo. Modelio kūrimo stadijoje sukuriamas konstrukcijos modelis iš pateiktų įvedimo duomenų. Šie duomenys atitinkamai sutvarkomi ir modelis išsaugomas formatu, tinkančiu procesoriui – sprendimo stadijai. Procesorius arba sprendiklis yra kompiuterinė programa ar jos dalis, kuri sukuria ir išsprendžia pagrindinių lygčių sistemą. Trečiosios stadijos paskirtis – gautų rezultatų apdorojimas. Sprendimo rezultatus, išreikštus skaičiais, labai sunku įvertinti, išskyrus pačius paprasčiausius atvejus. Rezultatų apdorojimo programa nuskaityto apskaičiuotus rezultatus ir juos pateikia vartotojui patogia forma. Joje galima duomenis sugrupuoti, išrinkti, pavaizduoti grafiškai ir pan. Tai leidžia lengviau ir greičiau suprasti ir įvertinti gautus rezultatus.

Mazgų poslinkiai yra susieti su elementais ir, naudojant elementų formos funkcijas, leidžia apskaičiuoti elementų deformacijas. Iš elementų deformacijų, žinant medžiagos savybes, galima apskaičiuoti kiekvieno elemento įtempius. Visa tai apskaičiavusi programa dažniausiai sukuria vienokio ar kitokio formato išvedimo duomenų (rezultatų) failą, tinkamą tolesniam apdorojimui [1].

3.3.2 Stabilizatoriaus skaitinė analizė su APDL

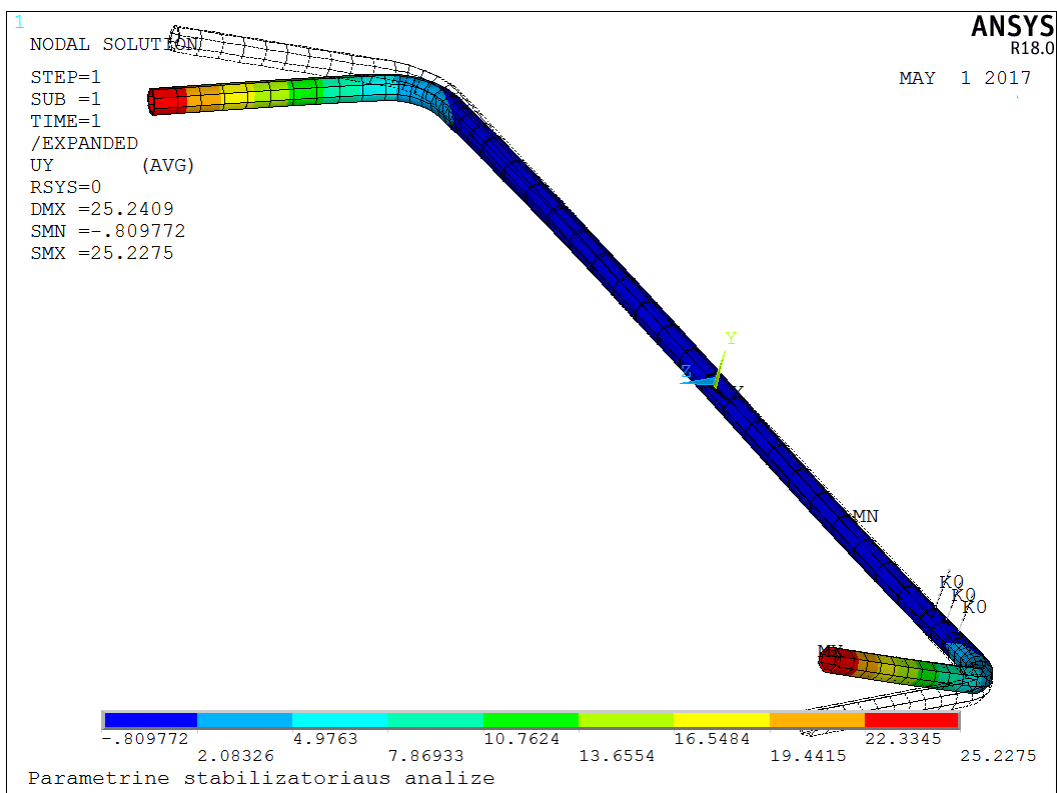
Stabilizatorių nagrinėjimui buvo pasirinktas programinis paketas „APDL“ – parametrinio projektavimo kalba (ANSYS parametric design language). Kuriant koncepcinį modelį, pasirenkamas reikiamas baigtinio elemento tipas, tinkamai išreiškiantis konstrukcijos elgseną. Naudojant „APDL“ programą, norint apskaičiuoti stabilizatoriaus įtempius bei poslinkius, buvo naudojamas strypinis elementas (Beam189). Parašytas kodas „APDL“ programoje stabilizatoriaus charakteristikoms apskaičiuoti yra pateiktas priede (žr. P-4. APDL programos kodas stabilizatoriui).

Žemiau pateiktame 3.5 paveiksle yra vaizduojamas sukurtas stabilizatoriaus geometrinis modelis (su programa „APDL“), kuris yra apkrautas jėga ir yra atitinkamai suvaržyti tam tikri stabilizatoriaus taškai.



3.5 pav. Sukurto APDL stabilizatoriaus vaizdas

Pateiktame paveikslėlyje matoma, jog taške A stabilizatorius yra atitinkamai suvaržytas kai kuriomis kryptimis. Taške A stabilizatorius negali judėti x kryptimi, tačiau gali laisvai judėti y ir z kryptimis. Be to, taške A stabilizatorius negali suktis apie y ir z ašį, bet gali suktis apie x ašį.



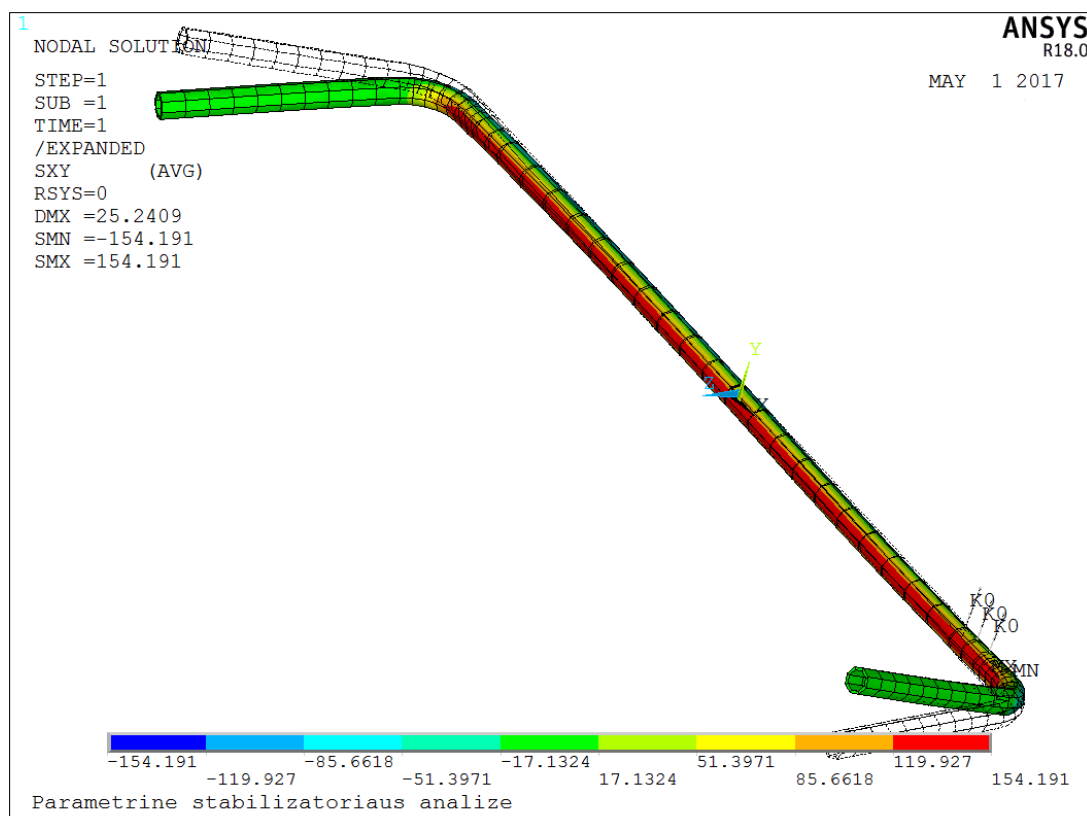
3.6 pav. Stabilizatoriaus modelio vaizdas su poslinkių UY skaitinėmis vertėmis

Stabilizatorius taške B yra apkrautas jėga (F) ir taip pat yra nurodoma, kokiomis kryptimis stabilizatoriaus alkūnė gali judėti. Stabilizatoriaus alkūnė gali laisvai judėti y ašimi ir suktis apie x ir z ašį.

Modeliuojant stabilizatorių, buvo būtina atsižvelgti į tai, jog stabilizatorius yra tvirtinamas įvorėmis. Modeliuojant vietoje įvorių buvo naudojamos spyruoklės, kurių standumas yra parenkamas 1500 N/mm. Toks spyruoklių standumas yra artimiausias guminių įvorių standumui.

Ekvivalentinių įtempių ir suminių poslinkių rezultatai, gauti atlikus tiesinę analizę, pateikti 3.6 paveiksle ir 3.7 paveiksle.

Stabilizatoriaus (žr. 3.6 pav.) maksimalus alkūnės poslinkis sudaro 25,2 mm, kai stabilizatorius atitinkamai buvo apkrautas 1000 N jėga.

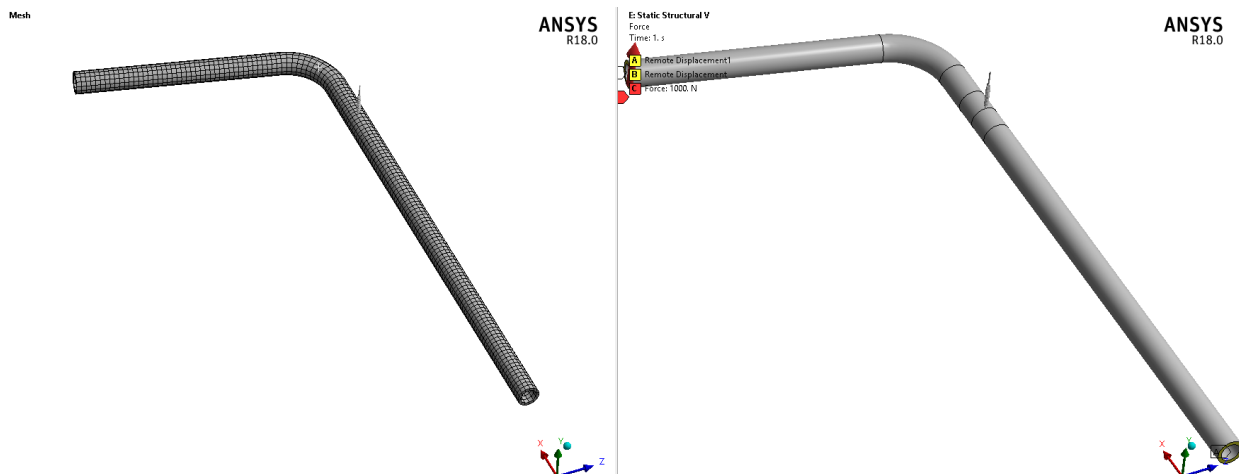


3.7 pav. Stabilizatoriaus modelio vaizdas su ekvivalentiniais įtempiais

Aukščiau pateiktame paveikslėlyje (žr. 3.7 pav.) yra nurodomi maksimalūs ekvivalentiniai įtempiai, kurie siekė 154 MPa, naudojant 1000 N jėgą.

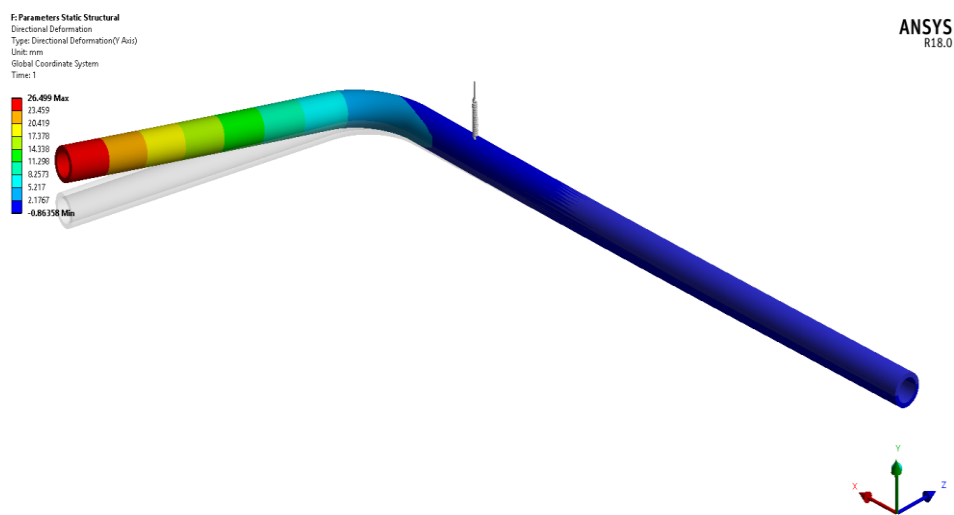
3.3.3 Stabilizatoriaus skaitinė analizė su „Workbench“

Nagrinėjant skaitiniu metodu, taip pat buvo naudojama „ANSYS Workbench“ programa, kurios pagalba buvo skaičiuojami stabilizatoriaus poslinkiai ir įtempiai baigtinių elementų metodu, tačiau naudojant (Solid187) vientiso kūno tipą. Žemiau pateiktame paveikslėlyje (žr. 3.8 pav.) parodytas stabilizatoriaus geometrinis modelis, kuris buvo sumodeliuotas programiniu paketu „SolidWorks“ ir importuotas į „ANSYS Workbench“, kur toliau buvo sugeneruotas tinklėlis ir atlikti skaičiavimai.



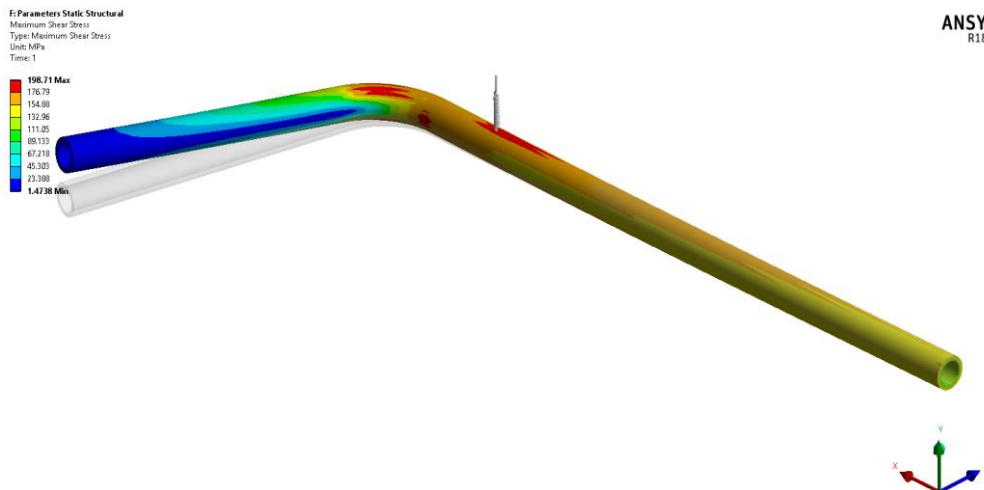
3.8 pav. Stabilizatoriaus geometrinis modelis ir baigtinių elementų tinklelis programoje „Workbench“

Atlikus skaičiavimus programa „ANSYS Workbench“, buvo gauti poslinkių ir ekvivalentinių įtempių rezultatai, kurie yra pateikti 3.9 paveiksle ir 3.10 paveiksle.



3.9 pav. Stabilizatoriaus modelio deformacijos pagal „Workbench“

Gauti stabilizatoriaus poslinkiai yra matomi 3.9 paveiksle. Gauti maksimalūs poslinkiai pagal „Workbench“ programą yra 26,5 mm, naudojant 1000 N jėgą.

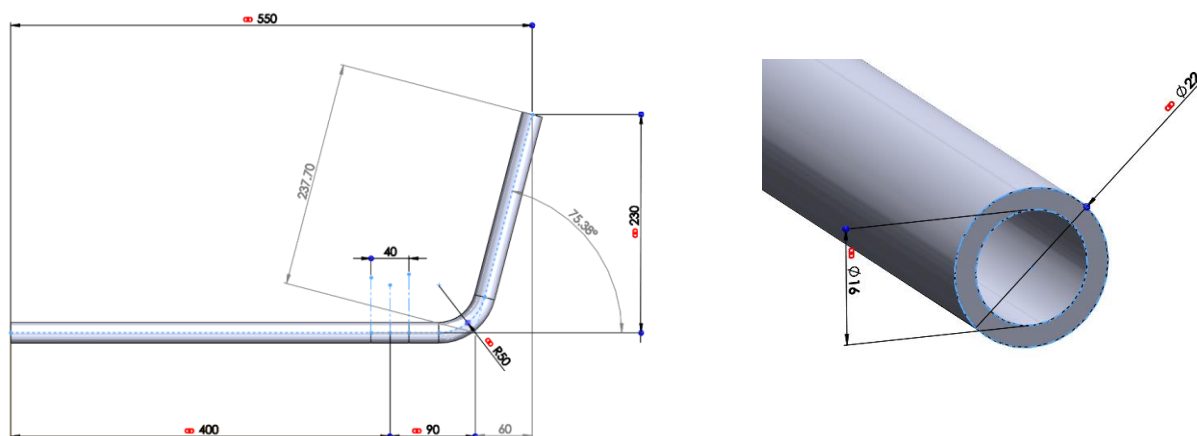


3.10 pav. Stabilizatoriaus modelio ekvivalentiniai įtempiai pagal „Workbench“

Skaičiuojant pagal (Solid187) vientiso kūno baigtinių elementų metodą, gauti maksimalūs stabilizatoriaus ekvivalentiniai įtempiai yra 199 MPa.

4 Rezultatų palyginimas

Projektuojant stabilizatorių yra labai svarbu atsižvelgti į jo parametrus, t. y. įvairius stabilizatoriaus matmenis, geometrines formas, medžiagos mechanines charakteristikas ir t. t. Kintant stabilizatoriaus parametrams, tiesiogiai keičiasi ir stabilizatoriaus poslinkis ar standumas. Todėl, projektuojant stabilizatorių, buvo keičiami pagrindiniai matmenys, kurie yra pateikti 4.1 paveikslėlyje.



4.1 pav. Stabilizatoriaus pradiniai matmenys

Iš gautų stabilizatoriaus analizės rezultatų, kurie buvo apskaičiuoti pagal ankstesniame skyriuje (3) pateiktus metodus, yra palyginama, kaip kinta stabilizatoriaus poslinkis. Norint įsitikinti, jog projektuojant stabilizatorių, nėra padarytų skaičiavimų klaidų, buvo naudojamos skirtingos skaičiavimo metodikos, kurių rezultatai yra palyginami tarpusavyje.

4.1 lentelė

Stabilizatoriaus skaičiavimo variantai ir palyginimas

Parametrai	I	II	III	IV	V
ISD	23	21	23	22	22
VD	18	18	16	16	16
L	1100	1100	1100	1100	1100
c	400	400	400	395	400
b	90	90	90	90	90
a	60	60	60	65	60
l1	237.7	237.7	237.7	237.7	237.7
l2	230	230	230	230	230
E	200000	200000	200000	200000	200000
P	1000	1000	1000	1000	1000
fa	25.11	49.06	20.49	25.97	26.03
BEM Beam189	25.23	47.91	20.84	26.56	26.10
Skirtumas, %	0.50	2.41	1.67	2.21	0.26
BEM Solid 187	25.83	50.29	21.09	26.56	26.49
Skirtumas, %	2.77	2.44	2.84	2.21	1.74

Visų trijų skaičiavimo metodų rezultatai, kaip keičiasi poslinkis kintant stabilizatoriaus parametrams, yra pateikiami 4.1 lentelėje. Galime daryti prielaidą, kad stabilizatoriaus poslinkiai yra gaunami teisingai, kadangi, naudojant analitinį bei skirtingus du skaitinius skaičiavimo metodus, rezultatai yra artimi vienas kitam. Rezultatų skirtumas kinta nuo 0,26 % iki 2,77 %. Taip pat skaičiavimai buvo atliekami su penkiais skirtingais stabilizatoriaus matmenimis. Keičiant išorinį, vidinį diametrus, stabilizatoriaus ilgį ar įvorių padėtį, gauti skirtingi stabilizatoriaus poslinkiai. Pagal rezultatus galima teigti, jog stabilizatoriaus poslinkis labiausiai priklauso nuo išorinio diametro.

4.1 Stabilizatoriaus parametrų koreliacija

Siekiant nustatyti ryšį tarp automobilio skersinio stovumo stabilizatoriaus geometrinių parametrų ir poslinkio, atlikta „Pearsono“ koreliacija.

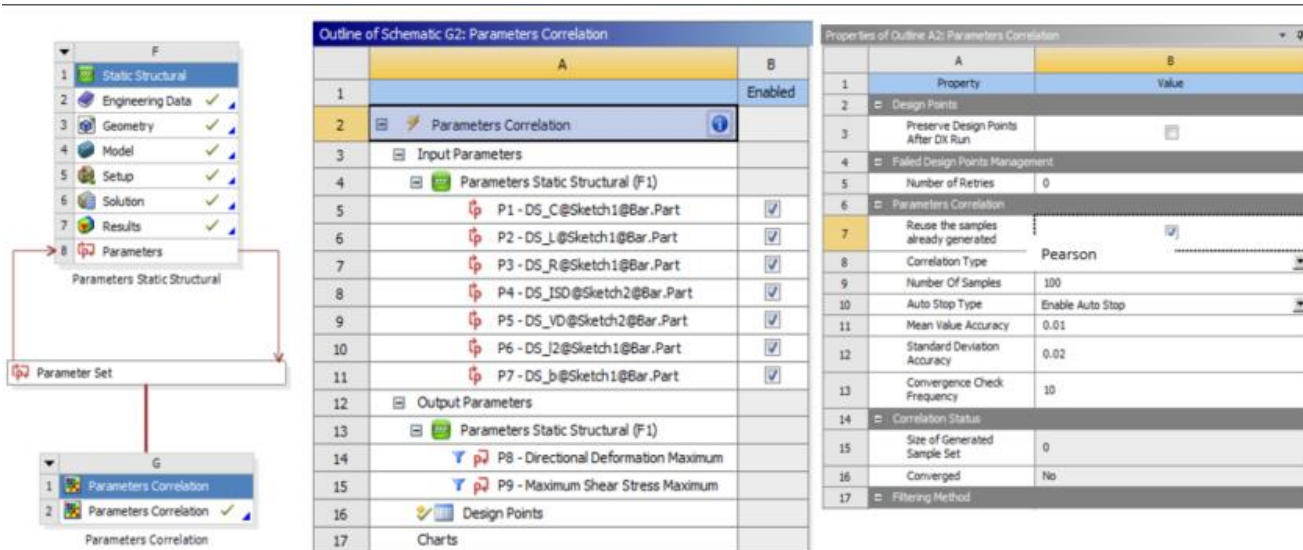
Skaičiuojant šį koreliacijos koeficientą palyginami dviejų sekų rangai. Šiuo tikslu surandami skirtumai tarp rangų, jie keliami kvadratu ir sudedami. Tada į skaičiavimą įtraukiama papildomų koeficientų tam, kad koeficiento reikšmės kistų nuo -1 (tai rodo labai stiprų neigiamą ryšį) iki $+1$, t. y. iki labai stipraus teigiamo ryšio. Jei koeficientas lygus nuliui, tai rodo, kad statistinio ryšio nėra.

$$r = \frac{\sum((x-\bar{x})(y-\bar{y}))}{\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2 \sum(y-\bar{y})^2}} \quad (4.1)$$

čia:

- r – imties koreliacijos koeficientas;
- X – vieno kintamojo reikšmė;
- Y – kito (dažniau priklausomojo) kintamojo reikšmė.

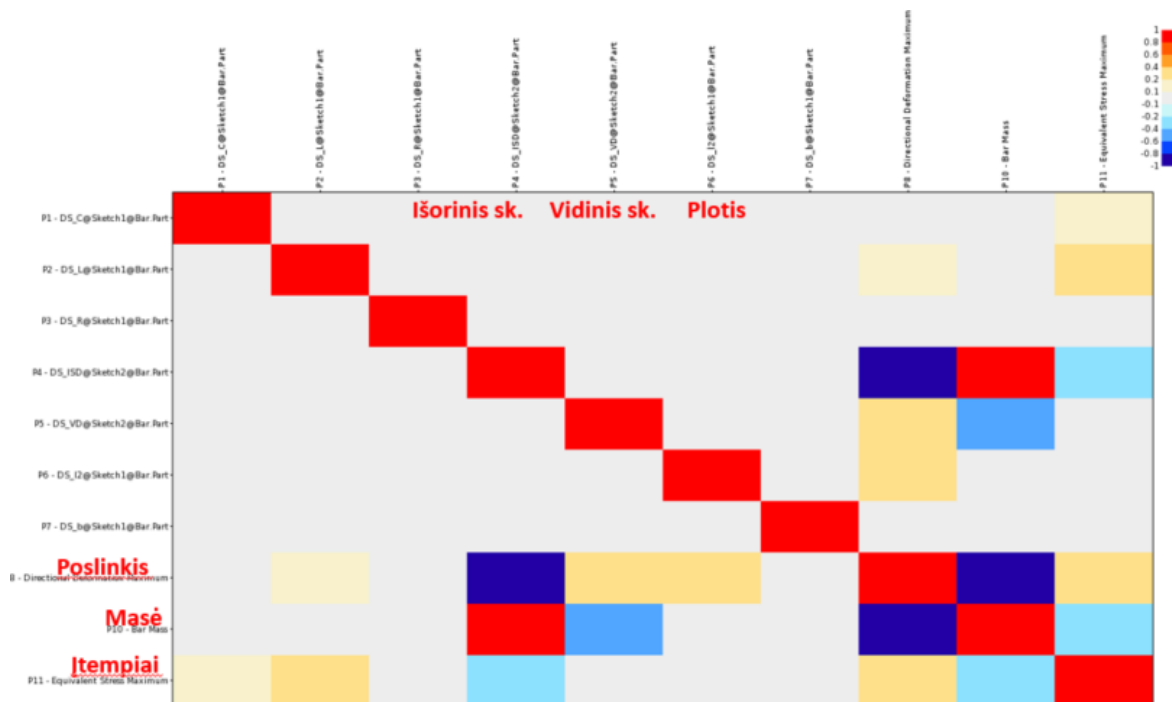
Nagrinėjamu atveju „Pearsono“ koreliacija buvo atlikta su „ANSYS DesignXplorer“ (žr. 4.2 pav.).



4.2 pav. Koreliacija su „Ansys DesignXplorer“

Atlikus analizę, buvo gauta parametų koreliacijos matrica, kuri yra pateikta 4.3 paveiksle.

Pagal koreliacijos matricą yra matoma, jog didžiausią įtaką poslinkiui turi išorinis stabilizatoriaus skersmuo.



4.3 pav. Parametų koreliacijos matrica

Iš koreliacijos matricos matytoma, jog išorinis skersmuo yra netiesiogiai proporcingas stabilizatoriaus poslinkiui, t. y. kuo išorinis stabilizatoriaus skersmuo didesnis, tuo poslinkis yra mažesnis. Tačiau stabilizatoriaus masė yra tiesiogiai proporcinga stabilizatoriaus išoriniam skersmeniui. Pavyzdžiui, kuo didesnis bus stabilizatoriaus išorinis skersmuo, tuo bus didesnė stabilizatoriaus masė.

Stabilizatoriaus įtempiai turi stiprų atvirkštinį koreliacinį ryšį su stabilizatoriaus išoriniu skersmeniui. Stabilizatoriaus poslinkiai taip pat tiesiogiai priklauso nuo vidinio skersmens bei stabilizatoriaus pločio, tačiau silpnai.



4.4 pav. Parametrų jautrumas

Aukščiau esančiame paveikslėlyje (žr. 4.4 pav.) yra pateikiamas parametrų jautrumas, kuris apibūdina pateiktą parametrų koreliacijos matricą (žr. 4.3 pav.), t. y. kaip stipriai priklauso poslinkis, masė, įtempiai nuo stabilizatoriaus matmenų.

4.2 Netiesinis uždavinys

Pagal fizinių savybių įvertinimo būdą, techninių sistemų analizės matematiniai modeliai skirstomi į dinامينius ir statinius, nepertraukiamo veikimo ir diskretinius bei tiesinius ir netiesinius. Tiesinės mechaninių sistemų ir konstrukcijų analizės pagrindinis principas yra toks: konstrukcijos atsakas yra tiesiškai proporcingas poveikiui. Jei uždavinys yra tiesinis, jėgą F padidinus du kartus įtempiai taip pat padidės du kartus, kitaip tariant, jei vietoj poveikio F bus poveikis αF (čia α – koeficientas) tai gaunamas atsakas (poslinkiai u , deformacijos ϵ , įtempiai σ) pasikeis tuo pačiu koeficientu α (αu , $\alpha \epsilon$, $\alpha \sigma$) [2].

Skaiciavimų tikslumui pagerinti praktikoje dažniausiai yra taikomas apkrovos prieaugio metodas kartu su iteraciniu metodu, kuris padeda sumažinti paklaidą. Pagal sudėtingumą yra naudojami keli sprendimo būdai. Sprendimo būdai gali būti tokie, kaip medžiagos netiesiškumas ar geometrinis

netiesiškumas. Medžiagos netiesiškumas pasireiškia, kai yra maži poslinkiai ir posūkiai (dažniausiai $<0,04$), o ryšys tarp deformacijų ir įtempių yra netiesinis. Geometrinis netiesiškumas pasireiškia, kai yra dideli posūkiai ir poslinkiai, tačiau mažos deformacijos, o ryšys tarp deformacijų ir įtempių gali būti ir tiesinis, ir netiesinis.

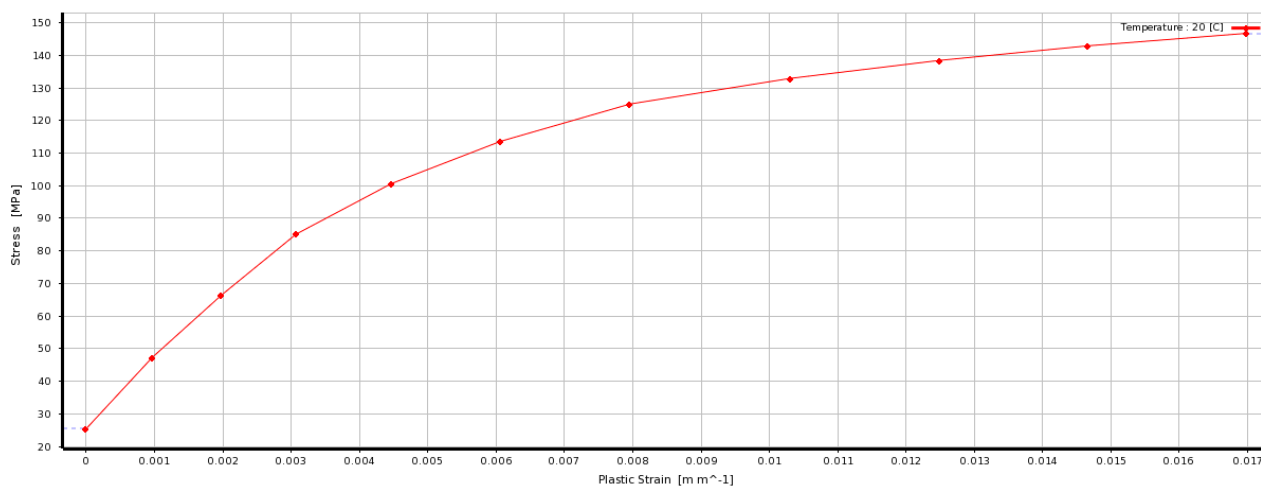
Atliekant netiesinę analizę buvo panaudotas jau sudarytas tiesinei analizei naudojamas modelis. Sprendžiant netiesinę analizę, yra naudojamos tikrųjų deformacijų ir įtempių vertės, kurios buvo apskaičiuotos 2.1 skyriuje.

Įtempių ir deformacijų kreivės taškai, kurie yra reikalingi netiesinio uždavinio skaičiavimui, gaunami iš medžiagos bandinio deformacijos diagramos, atrenkant taškus nuo takumo ribos iki stiprumo ribos intervalo ir atimant takumo reikšmę. Įvesti duomenys pateikti 4.5 paveikslėlyje.

1	Plastic Strain (m m ⁻¹)	Stress (MPa)
2	0	25.478
3	0.0009672	47.346
4	0.00198	66.454
5	0.003072	85.138
6	0.0044664	100.64
7	0.0060624	113.59
8	0.0079608	125.05
9	0.010306	132.91
10	0.012492	138.43
11	0.014659	142.89
12	0.016978	146.71

4.5 pav. Įvesti įtempių ir deformacijų duomenys

Iš įvestų duomenų gaunamas įtempių ir deformacijų kreivės vaizdas, kuris yra pavaizduotas 4.6 paveikslėlyje.

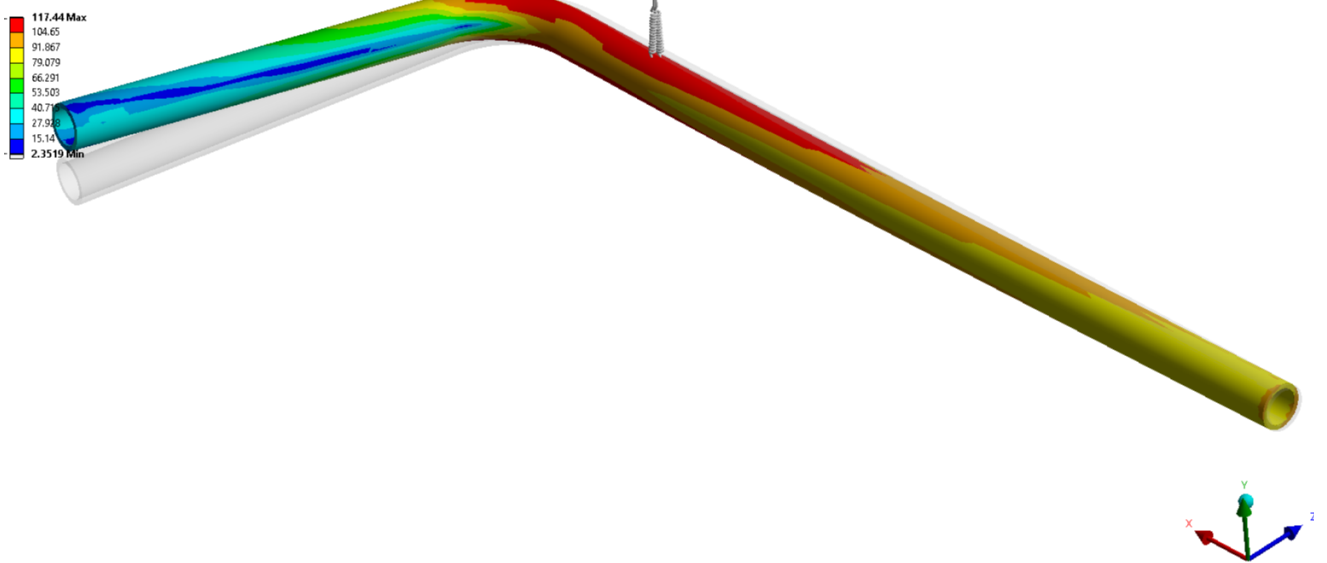


4.6 pav. Įvestos įtempių ir deformacijų kreivės vaizdas

Sprendžiant netiesinį uždavinį gauti ekvivalentiniai įtempiai, kaip ir sprendžiant tiesinį uždavinį (žr. 4.7 pav.).

G: Copy of Static Structural 1
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

ANSYS
R18

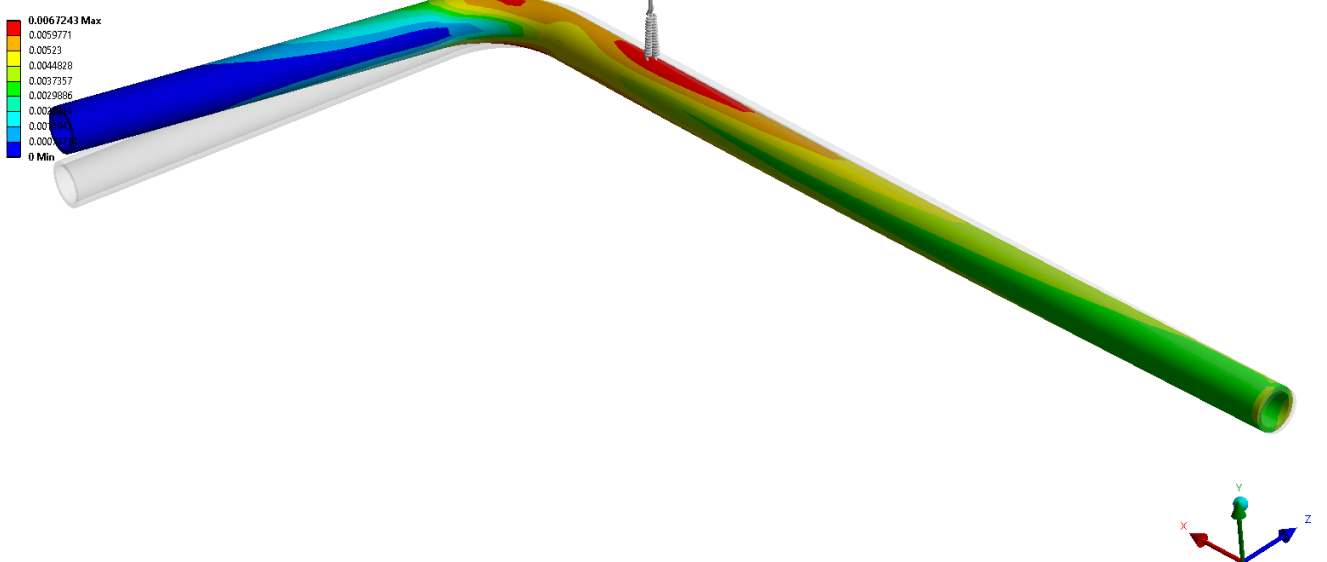


4.7 pav. Tangentiniai įtempiai atlikus netiesinę analizę

Gavome, jog maksimalūs įtempiai yra 117 MPa. Sprendžiant netiesinį uždavinį, gavome mažesnius įtempius, nei sprendžiant tiesinį uždavinį ankstesniuose skyriuose.

G: Copy of Static Structural 1
Equivalent Plastic Strain
Type: Equivalent Plastic Strain
Unit: mm/mm
Time: 1

ANSYS
R18.1

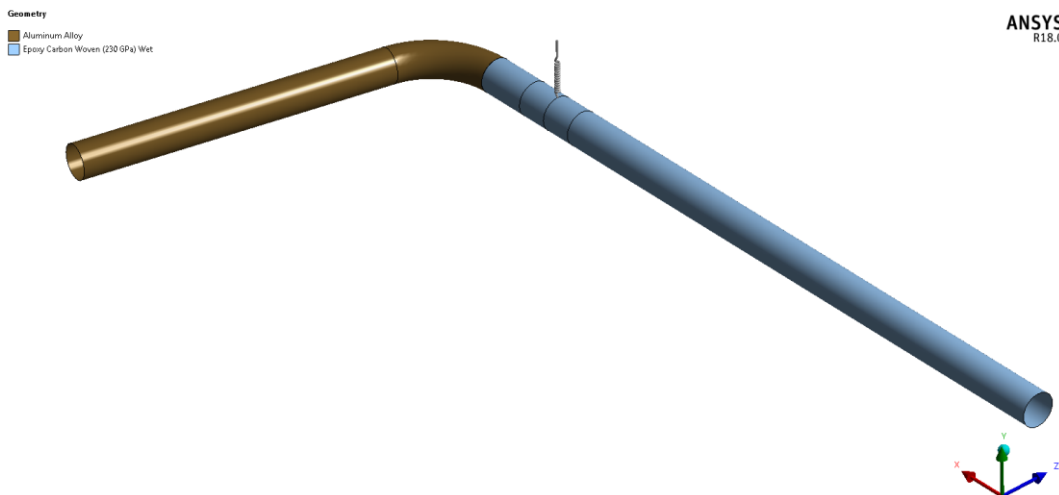


4.8 pav. Plastinės deformacijos modelyje

Apkrautoje detalėje susidarė nedidelė plastinių deformacijų zona (žr. 4.8 pav.). Gauta maksimali plastinių deformacijų vertė 0,0067243.

4.3 Stabilizatorius iš kompozito

Šiomis dienomis daug dėmesio yra skiriama pakabos elementų masių mažinimui, tačiau pakabos elementai negali prarasti savo charakteristikų. Taip pat labai daug dėmesio yra skiriama automobilio pakabos sistemai, kuri yra atsakinga už automobilio stabilumą, ji turi stabilizuoti važiuojantį automobilį, kai jis suka, stabdo ir greitėja. Vienas iš sprendimo būdų mažinti automobilio masę yra kompozitai. Vis platesnį tokio tipo medžiagų panaudojimą nulemia jų teigiamos savybės lyginant su tradicinėmis medžiagomis, tokiomis kaip plienas ar aliuminis.



4.9 pav. Stabilizatoriaus modelis iš kompozito ir aliuminio

Siekiant sumažinti stabilizatoriaus masę, buvo suprojektuotas stabilizatorius iš aliuminio bei kompozito (žr. 4.9 pav.). Standartinio stabilizatoriaus masė yra 2,4 kg, o suprojektuoto stabilizatoriaus iš kompozito bei aliuminio – 0,8 kg.

Kompozito medžiaga buvo parenkama iš „Ansys Workbench“ medžiagų duomenų bazės (žr. 4.10 pav.).

Properties of Outline Row 4: Epoxy Carbon UD (230 GPa) Wet				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	1.518E-09	mm ^{^-3} t	
3	Orthotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
8	Orthotropic Elasticity			
9	Young's Modulus X direction	1.2334E+05	MPa	
10	Young's Modulus Y direction	7780	MPa	
11	Young's Modulus Z direction	7780	MPa	
12	Poisson's Ratio XY	0.27		
13	Poisson's Ratio YZ	0.42		
14	Poisson's Ratio XZ	0.27		
15	Shear Modulus XY	5000	MPa	
16	Shear Modulus YZ	3080	MPa	
17	Shear Modulus XZ	5000	MPa	
18	Orthotropic Stress Limits			
28	Orthotropic Strain Limits			
38	Tsai-Wu Constants			
42	Puck Constants			
48	LaRc03/04 Constants			

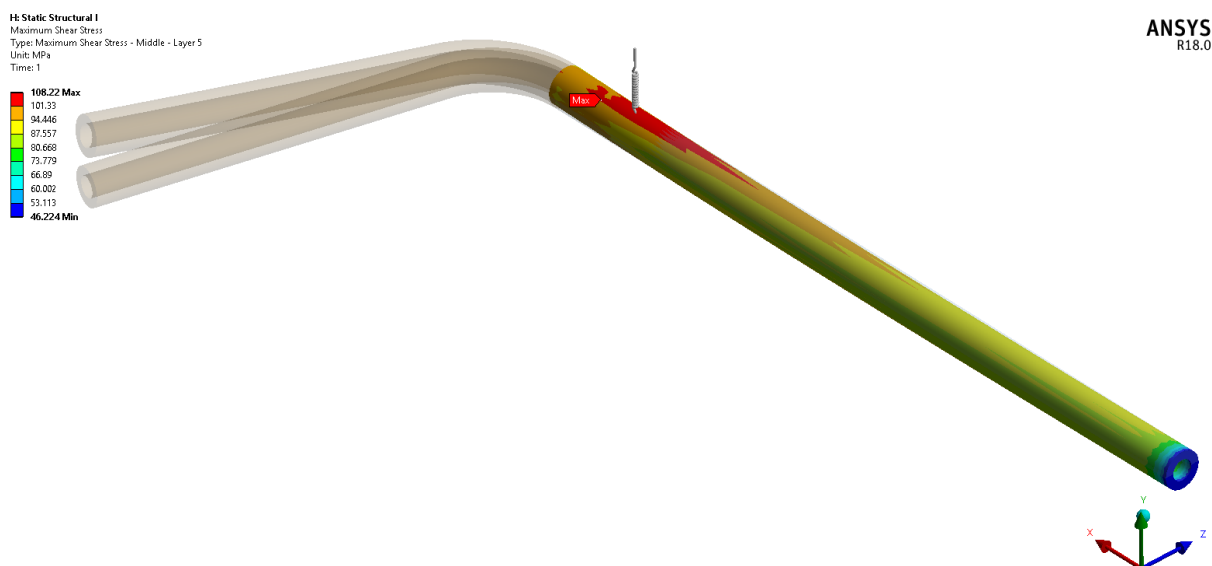
4.10 pav. Kompozito medžiagos duomenys

Modeliuojant stabilizatorių iš kompozito yra labai svarbu nurodyti kokiais kampais yra išdėstytas pluoštas.

Layer	Material	Thickness (mm)	Angle (°)
(+Z)			
10	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	-45
9	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	45
8	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	-45
7	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	45
6	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	-45
5	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	45
4	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	-45
3	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	45
2	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	-45
1	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Wet	0.5	45
(-Z)			

4.11 pav. Kompozito sluoksnių išsidėstymas

Programa „ANSYS“ buvo gauti maksimalūs tangentiniai įtempiai bei poslinkiai. Maksimalūs įtempiai yra pavaizduoti 4.12 paveikslėlyje, kur didžiausi tangentiniai įtempiai susidaro ties stabilizatoriaus įtvirtinimu, įvorėmis. Maksimalių tangentinių įtempių koncentracija žymima raudona spalva.

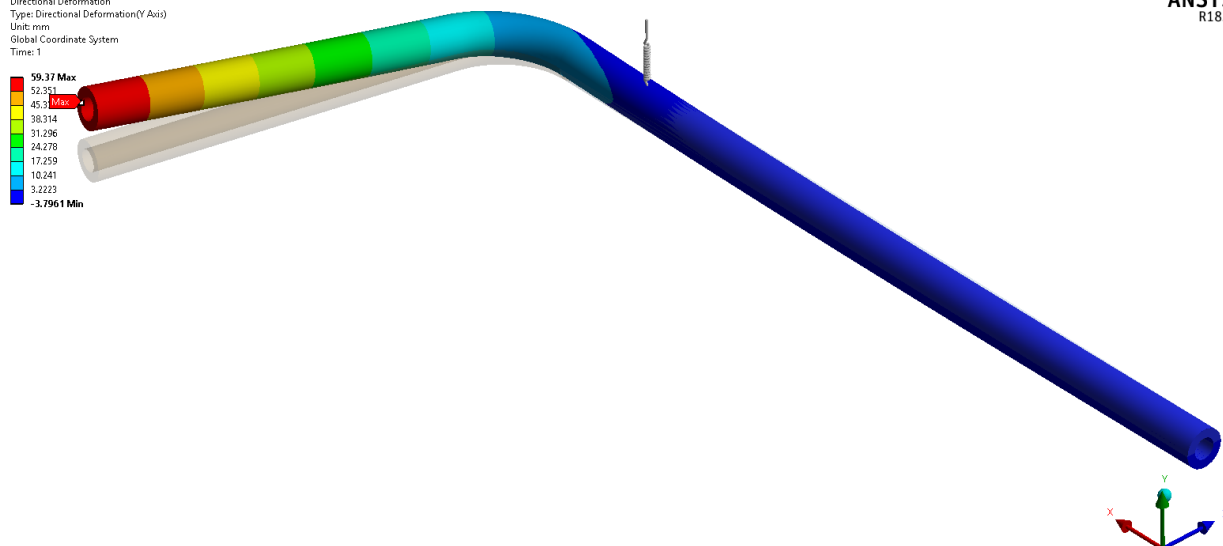


4.12 pav. Maksimalūs tangentiniai įtempiai

Maksimalūs tangentiniai įtempiai susiformavo penktame stabilizatoriaus kompozito sluoksnyje, kurie atitinkamai siekė 108 MPa. Taigi, susiformavę maksimalūs tangentiniai įtempiai kompozitiniame stabilizatoriuje yra mažesni negu įprastame spyruoklinio plieno stabilizatoriuje.

H: Static Structural 1
Directional Deformation
Type: Directional Deformation(Y Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System
Time: 1

ANSYS
R18.0



4.13 pav. Vertikalus stabilizatoriaus poslinkis

Taip pat gauti vertikalūs stabilizatoriaus poslinkiai, kurie pateikiami 4.13 paveiksle. Didžiausias stabilizatoriaus poslinkis siekia 59,4 mm. Stabilizatoriaus, sumodeliuoto iš anglies pluošto ir aliuminio alkūnės, poslinkiai yra didesni nei gaminamo stabilizatoriaus iš spyruoklinio plieno. Tačiau, perorientavus kompozito sluoksnius kitokiu kampu, poslinkiai turėtų sumažėti.

Išvados

1. Bandiniui, pagamintam iš standartinio automobilio stabilizatoriaus, atliktas tempimo bandymas. Nustatytos pagrindinės medžiagų mechaninės charakteristikos – stiprumas bei plastiškumas. Iš gautų rezultatų buvo nubraižytas grafikas, gauta takumo riba, kuri siekė 1407 MPa ir stiprumo riba – 1553 MPa, o tikrieji takumo ir stiprumo ribų įtempiai gauti pagal teorinius skaičiavimus. Tikroji takumo riba – 1417 MPa, o stiprumo – 1598 MPa.
2. Keičiant geometrinius automobilio skersinio stovumo stabilizatoriaus parametrus, apskaičiuota, nuo kokių stabilizatoriaus parametrų priklauso didžiausi ir mažiausi poslinkiai. Nustatyta, kad labiausiai stabilizatoriaus poslinkius įtakoja išorinis skersmuo.
3. Sumodeliuotas skersinio stovumo stabilizatorius programa „ANSYS“ bei „SolidWorks“. Atlikti skaičiavimai skirtingų tipų baigtiniais elementais, nustatyti poslinkiai, tangentiniai įtempiai. Sprendžiant strypinių baigtinių elementų tipu gauti tangentiniai įtempiai – 154 MPa bei poslinkiai – 25,2 mm, o sprendžiant vientiso kūno tipu, įtempiai gauti 199 MPa bei poslinkiai – 26,5 mm. Palyginti gauti analitiniu būdu bei „ANSYS“ programa poslinkių skaičiavimai. Palyginus, nustatyta, kad skirtumas tarp rezultatų sudaro 0,5 – 2,5 %, todėl galima teigti, kad skaičiavimai yra pakankamai tikslūs.
4. Nustatytas tiesinis ryšys („Pearsono“ koreliacija) tarp kintamųjų bei gauta, kad yra stiprus neigiamas ryšys (-0,85) tarp išorinio skersmens ir poslinkio. Išorinio skersmens reikšmėms didėjant, poslinkio reikšmės tiesiškai mažėja. Taip pat pasireiškia stiprus teigiamas tiesinis ryšys (0,89) tarp masės ir išorinio skersmens, tai reiškia, kad išorinio skersmens reikšmėms didėjant, stabilizatoriaus masė tiesiškai didėja.
5. Atliktas netiesinio uždavinio sprendimas automobilio skersinio stovumo stabilizatoriui su „ANSYS“ programa. Programos pagalba nustatyti maksimalūs tangentiniai įtempiai bei deformacijos. Maksimalūs tangentiniai įtempiai gauti 117 MPa, o deformacijos – 0,006. Sprendžiant netiesinį uždavinį automobilio skersinio stovumo stabilizatoriui iš spyruoklinio plieno gauti 37 MPa mažesni įtempiai, nei sprendžiant tiesinį uždavinį tokiam pačiam stabilizatoriui.
6. Suprojektavus automobilio skersinio stovumo stabilizatorių iš anglies pluošto ir aliuminio, kurio masė 0,8 kg, nustatyti maksimalūs tangentiniai įtempiai (108 MPa) ir vertikalūs poslinkiai (59,4 mm). Gauti maksimalūs tangentiniai įtempiai anglies pluošto stabilizatoriaus yra mažesni nei stabilizatoriaus iš spyruoklinio plieno (154 MPa), kurio masė – 2,4 kg, tačiau gauti anglies pluošto stabilizatoriaus vertikalūs poslinkiai yra didesni 24,2 mm nei spyruoklinio plieno stabilizatoriaus.

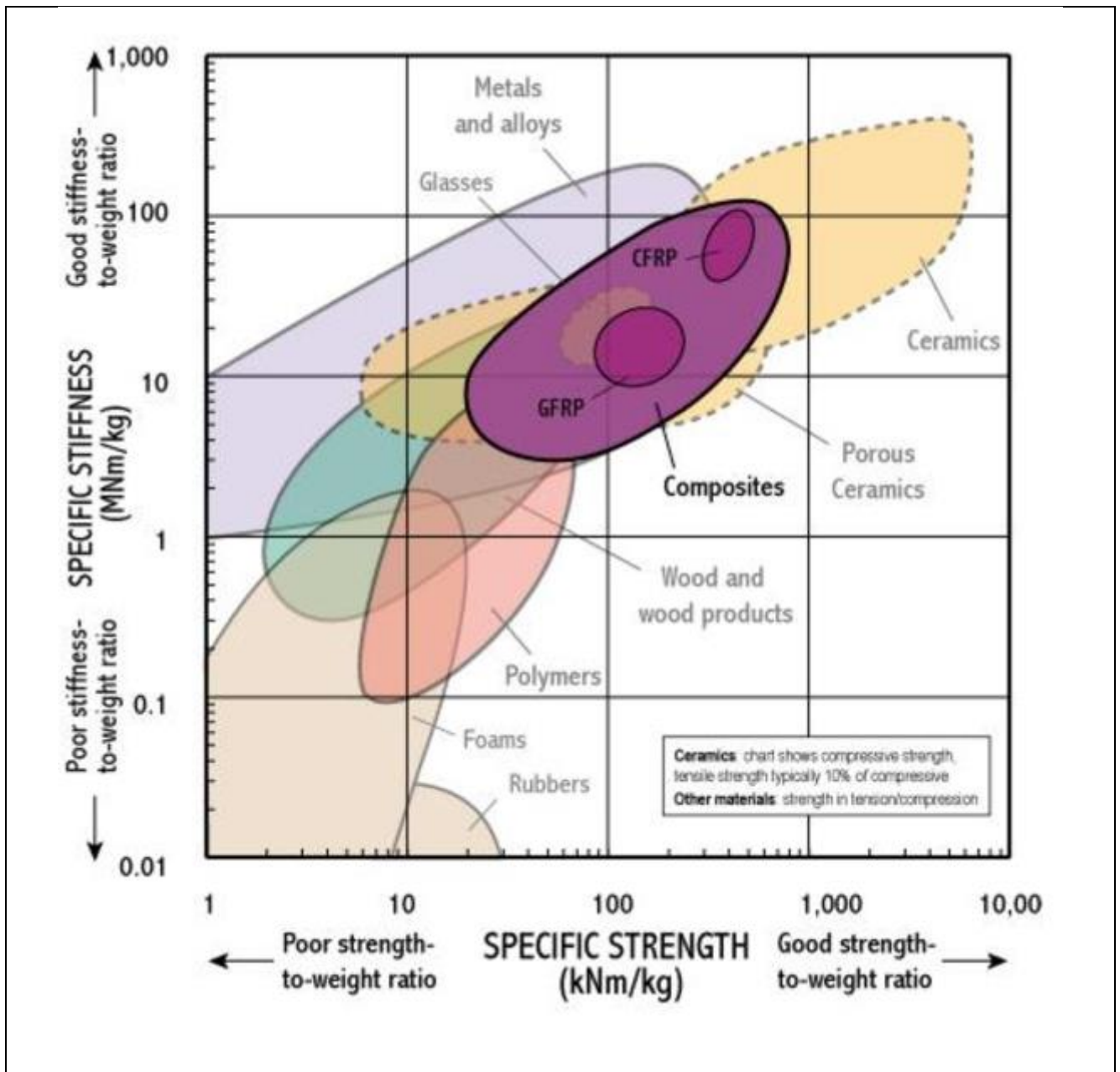
Literatūra

1. Narvydas E. Kompiuterinė konstrukcijų analizė: principai ir tipiniai uždaviniai. Kaunas: Technologija, 2009. 166 p. ISBN 978-9955-25-625-0
2. Narvydas E. Konstrukcijų analizės uždaviniai pažengusiems ir jų sprendimas taikant programą ANSYS. Kaunas: Technologija, 2012. 76 p. ISBN 978-609-02-0553-2
3. Giedra K., Kirka A., Slavinskas S., Automobiliai. Kaunas: Smaltija, 2006. 536 p., ISBN 955-707-05-4
4. Žiliukas A. Medžiagų Mechanika. Kaunas: Technologija, 2004. 595 p., ISBN 9955-09-729-9
5. Žiliukas A., Čapas V., Griškevičius P., Jutas A., Leišis V., Meslinas N., Petkevičius K. Vasauskas V. Medžiagų mechanikos laboratoriniai darbai. Kaunas: Technologija, 2005 62 p., ISBN 955-09-818-X
6. Gegrig P., Bruhn D., Danner D., Endruschat L., Gobert J., Gross H., Komoll D. Automobiliai. Kaunas: Spindulys, 2006. 607 p. ISBN 9955-13-102-0 [9]
7. Basakirskas, A.; Bružas, A. ir kt. Automobilio važiuoklė, vairas ir stabžiai. Kaunas: Judex spauda, 2008. ISBN 978-9955-748-21-2
8. Reimpell, J.; Stoll, H.; Betzler, J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd 2001. ISBN 0 7506 5054 0
9. Society of Automotive Engineers, Spring Committee, Spring Design Manual. 1996 [27]
10. Buika G. Polimeriniai kompozitai [interaktyvus]. Vilnius: VPU, 2008. 204 p. [žiūrėta 2017-4-02] e-ISBN 978-609-02-0341-5. Prieiga per internetą:
<https://www.ebooks.ktu.lt/eb/485/polimeriniai-kompozitai>
11. Cronjé P. H. Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar: daktaro disertacija. Pretoria: University of Pretoria 2008. [žiūrėta 2017 -04-10]. Prieiga per internetą:
<http://repository.up.ac.za/bitstream/handle/2263/29832/dissertation.pdf;sequence=1>
12. Richard G., Nisbett J.K Shigley Mechanical Engineering Design. 1989. 1100 p. ISBN 978-0-07-352928-8 [žiūrėta 2017-04-02] Prieiga per internetą:
http://doc.nit.ac.ir/mec/h.afasiab/Mechanical%20Engineering%20Design%202/Shigley%20Mechanical%20Engineering%20Design_.pdf
13. Pakabų sistemų tipai ir rūšys: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-10]. Prieiga per internetą:
<http://intercars.lt/lt/naujienos/ic-pakabu-sistemu-tipai-ir-rusys/>
14. Važiuklių tipai: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-10]. Prieiga per internetą:
<http://maybach300c.blogspot.lt/2012/09/mcpherson-struts-and-strut-damper.html>

15. Converting the structural chassis to composites: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-10].
Prieiga per internetą: <http://www.compositesworld.com/articles/converting-the-structural-chassis-to-composites>
16. Audi develops carbon fibre-aluminium anti-roll bar: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-16].
Prieiga per internetą: <http://ae-plus.com/technology/audi-develops-carbon-fibre-aluminium-anti-roll-bar>
17. Stabilizer bar: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-16]. Prieiga per internetą:
<https://www.google.com/patents/US7044458>
18. Specific stiffness - Specific strength: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-16]. Prieiga per internetą:
http://www-materials.eng.cam.ac.uk/mpsite/interactive_charts/spec-spec/basic.html
19. Lateral Grip: What Sway Bars Actually Do And Why They're Important: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-17]. Prieiga per internetą <http://www.turnology.com/features/lateral-grip-what-sway-bars-actually-do-and-why-theyre-important/>
20. Automated design analysis of anti-roll bar: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-17]. Prieiga per internetą: <https://etd.lib.metu.edu.tr/upload/4/1126309/index.pdf>
21. Kompozitų gamyba: [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-17]. Prieiga per internetą: <http://www.protechnikas.lt/pavirsiaus-padengimo-sistemas>
22. Armuojančios medžiagos. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 -04-17]. Prieiga per internetą: <http://compositelithuania.lt/armuojancios-medziagos/>
23. Anglies pluošto velenai. [interaktyvus] [žiūrėta 2017-05-01]. Prieiga per internetą: <http://mooregoodink.com/carbon-fiber-driveshafts/>

Priedai

P-1. Stiprio ir tankio santykio grafikas



P-2. Medžiagų palyginimo lentelė

Material	Tensile strength (MPa)	Density (g/cm ³)	Specific strength (kN·m/kg or KYuri)	Breaking length (km)	Source
Concrete	2–5	2.30	5.22	0.44	
Rubber	15	0.92	16.3	1.66	
Copper	220	8.92	24.7	2.51	
Spider silk	1400	1.31	1069	109	
Oak	90	0.78–0.69	115–130	12–13	[10]
Inconel (X-750)	1250	8.28	151	15.4	[11]
Magnesium alloy	275	1.74	158	16.1	[12]
Aluminium alloy (7075-T6)	572	2.81	204	20.8	[13]
Titanium alloy (Beta C)	1250	4.81	260	26.5	[14]
Bainite	2500	7.87	321	32.4	[15]
1 μm iron whiskers	14000	7.87	1800	183	[15]
Balsa	73	0.14	521	53.2	[16]
Carbon-epoxy composite	1240	1.58	785	80.0	[17]
Silicon carbide fiber	3440	3.16	1088	110	[18]
Glass fiber	3400	2.60	1307	133	[19]
Vectran	2900	1.40	2071	211	[19]
Carbon fiber (AS4)	4300	1.75	2457	250	[19]
Polypropylene	25–40	0.90	28–44	2.8–4.5	[1]
Basalt fiber	4840	2.70	1790	183	[20]
Kevlar	3620	1.44	2514	256	[21]
Dyneema (UHMWPE)	3600	0.97	3711	378	[22]
Zylon	5800	1.54	3766	384	[23]
Carbon nanotube (see note below)	62000	0.037–1.34	46268–N/A	4716–N/A	[24][25]
Colossal carbon tube	6900	.116	59483	6066	[26]
Fundamental limit			9×10^{13}	9.2×10^{12}	[27]
Low Carbon Steel (AISI 1010)	365	7.87	46.4	4.73	[2]
Stainless steel (304)	505	8.00	63.1	6.4	[3]
Brass	580	8.55	67.8	6.91	[4]
Nylon	78	1.13	69.0	7.04	[5]
Titanium	344	4.51	76	7.75	[6]
CrMo Steel (4130)	560–670	7.85	71–85	7.27–8.70	[7][8]
Aluminium alloy (6061-T6)	310	2.70	115	11.70	[9]

AE-11

Spring Design Manual

STANDARDS™ / All SAE standards are abstracted
SEARCH / and indexed in the SAE
STANDARDS SEARCH Database

Prepared under the auspices
of the SAE Spring Committee

Published by:
Society of Automotive Engineers, Inc.
400 Commonwealth Drive
Warrendale, PA 15096-0001

Chapter 8

Stabilizer Bars

1. Applications

Many vehicles utilize stabilizer (anti-roll) bars to increase roll rate for satisfactory handling characteristics. Stabilizer bars are laterally mounted torsional springs which resist vertical displacement of the wheels relative to one another. Vertical suspension rates are not increased when both wheels are deflected simultaneously, however, stiffness is increased for one wheel bump. Passenger car suspensions, tuned to give a soft ride with low rate springs, use stabilizer bars to reduce vehicle roll with only a minor deterioration of ride. Motor homes and pick-up trucks with slide in campers employ stabilizer bars to control body roll caused by a high center of gravity. Stabilizer bars are generally installed in both front and rear suspensions or in front suspension only. Use of a stabilizer bar on the rear suspension only can sometimes have an adverse effect on vehicle handling. Such installations should be tested under severe cornering conditions to ensure the desired handling characteristics.

2. Design Elements

Stabilizer bars are generally one piece with bends to provide arms and meet package constraints. Stabilizer bars consisting of a torsion bar and separate arms are used on race cars and experimental vehicles. Bar diameter is easily changed to determine optimum roll rates.

Material and processing requirements of stabilizer bars are identical to regular torsion bar springs with the exception that stabilizer bars are not preset. Refer to Chapter 2 Table 2.2 and Chapter 5 for details.

Attachments to frame and suspension components are usually rubber insulated. Care must be taken in locating attachment points to avoid interference with suspension motion unless a specific constraint is required. Typical attachments are:

- Bar and bayonet type link (Fig. 8.1)—Rubber insulators and washers are generally common with shock absorbers
- Bar with rubber insulated eye (Fig. 8.2)
- Bar with eye type link (Fig. 8.3)
- Bar with trapped rubber and washers (Fig. 8.4)—

Provides lateral in addition to vertical resistance. May be used as a drag strut on SLA and MacPherson suspensions or a torque arm on live axle suspensions

- Bar with rubber insulator block (Fig. 8.5)
- Bar with silent block bush eye (Fig. 8.6)—Similar to Fig. 8.2—Used to improve durability life

3. Roll Rate Calculations

The total suspension roll rate is due in part to the suspension springs and in part to the stabilizer. When connected to a rigid axle suspension, the roll rate of the stabilizer bar equals its effective roll rate at the wheels. When applied to an independent suspension, however, the bar roll rate is greater than its effective roll rate at the wheels. The required bar roll rate can be obtained by multiplying the desired effective roll rate at the wheels by the square of the ratio of wheel travel to bar travel at the bar end, and by the square of the ratio of bar length to wheel tread:

$$k_R = k_{RW} \times \left(\frac{f_w}{f_A}\right)^2 \times \left(\frac{L}{T}\right)^2$$

where:

- k_R = Bar roll rate, N · mm/rad
- k_{RW} = Effective roll rate at wheels, N · mm/rad
- f_w = Wheel travel
- f_A = Deflection at bar end "A"
- L = Bar length
- T = Wheel tread

When rubber supports are used, as is usually the case, they will add considerable deflection and thereby reduce the calculated roll rate of the bar. The effect of rubber supports, when the rubber rates are known, can be determined from the loads at the points of support C and bar end A. Any connecting links with rubber joints will add to the reduction of roll resistance in the critical stages of initial roll motion. Usually the roll rate of the steel bar is reduced 15-30% by rubber deflections.

The overall configuration of the stabilizer bar, and the points of attachment to the suspension and vehicle struc-

STABILIZER BAR ATTACHMENTS

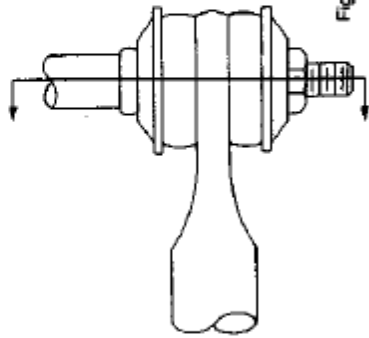


Fig. 8.1

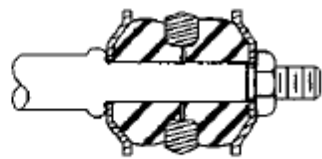


Fig. 8.2

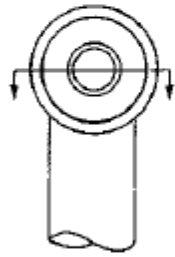


Fig. 8.3

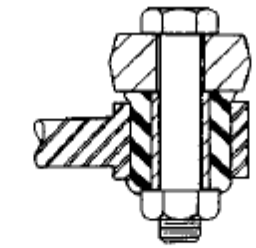


Fig. 8.4

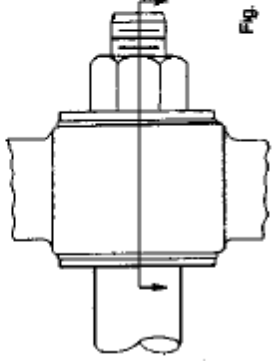


Fig. 8.5

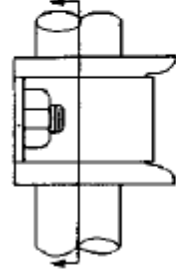
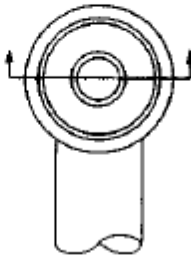


Fig. 8.6



ture are usually determined by layout from available space in the vehicle. With the configuration defined, a bar diameter can be found which will provide the desired roll rate.

Deflection of the bar ends "A" may be determined by the method of unit loads:

$$f_A = \int \frac{M m}{EI} ds + \int \frac{T t}{GJ} ds$$

Where M and T represent the bending and torsional moment equations respectively in terms of the distance s from the end of the bar to any section, and m and t are the bending and torsional moment equations due to a force of one Newton acting at the bar end "A" where the deflection is to be found. The integration indicated must be performed over each portion of the beam for which either M, m, T, or t are expressed by a different equation.

The following formulae were derived by this method and may be used to determine the diameter or rate of bars approximating the configuration shown in Fig. 8.7. Rates calculated below are reduced for bars having bends between point C and the centerline of the vehicle.

DEFLECTION OF "A"

$$f_A = \frac{P}{3EI} \left[I_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4I_2^2 (b+c) \right]$$

BAR ROLL RATE

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A}$$

$$= \frac{3EIL^2}{2 \left[I_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4I_2^2 (b+c) \right]}$$

BAR DIAMETER

$$d = \sqrt[4]{\left[\frac{128}{3\pi} \cdot \frac{k_R}{L^2 E} \right] \left[I_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4I_2^2 (b+c) \right]}$$

where:

f_A = Deflection at bar end "A", mm

P = Applied load at bar end, N

E = 200 000 MPa

$I = \frac{\pi d^4}{64}$ mm⁴

k_R = Bar roll rate, N · mm/rad

4. Stress

The maximum stress normally occurs at a point on the inside surface of the curved section B. Its magnitude depends upon the inside radius of curvature R_1 and the Wahl factor K used in calculating the maximum stress in coil springs.

Since the allowable stress should not exceed 700 MPa (Table 2.2) for a fully hardened bar, R_1 is determined as follows:

$$S_s \leq \frac{16 P I_2 K}{\pi d^3} \leq 700 \text{ MPa}$$

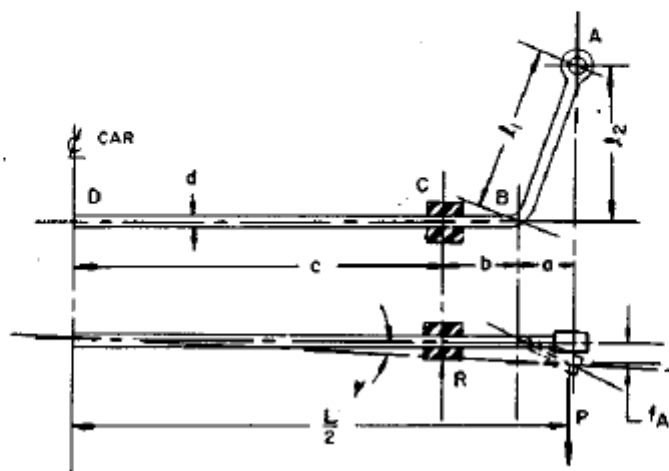


Fig. 8.7—Stabilizer bar

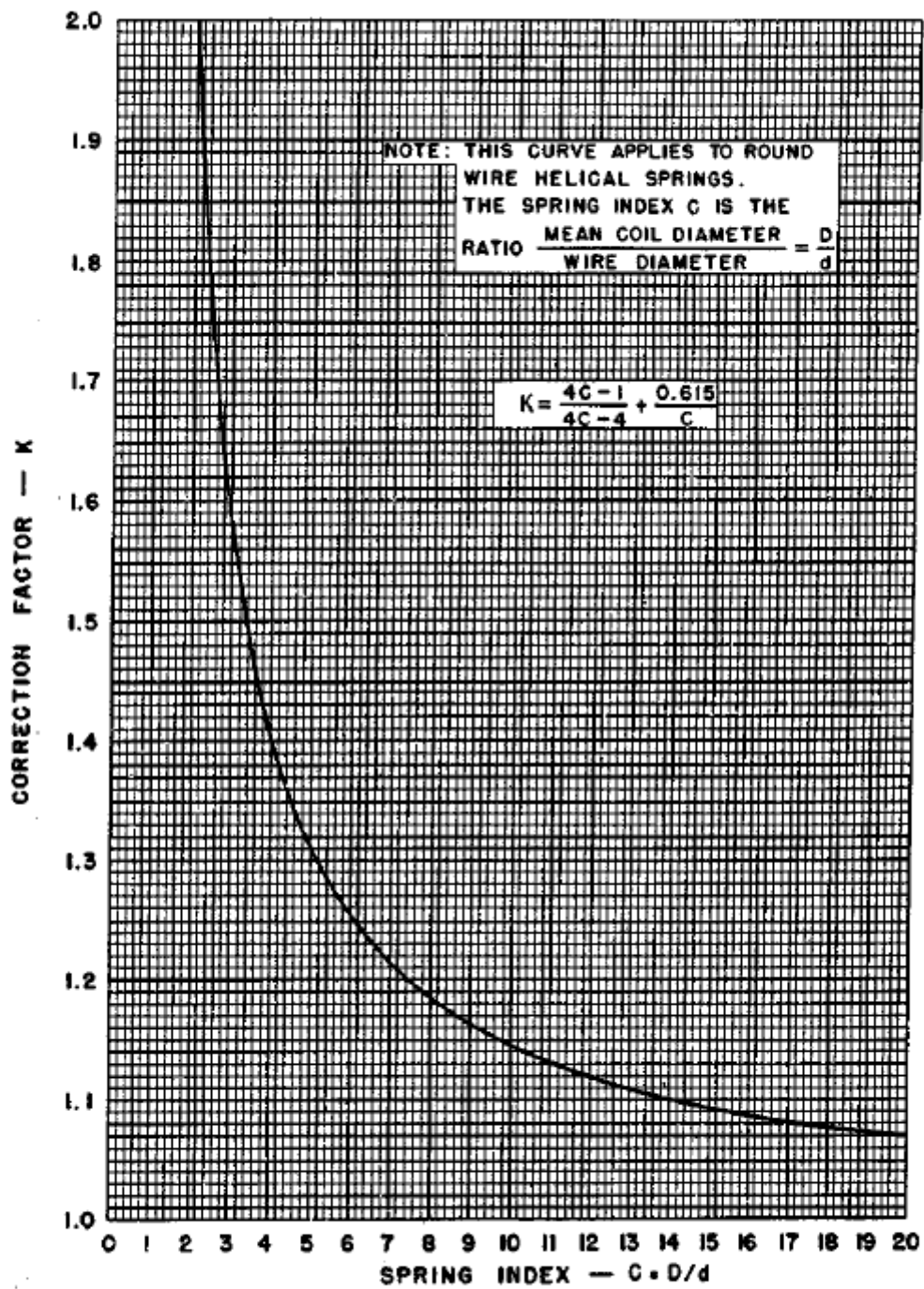


Fig. 8.8—Wahl stress correction factor

Therefore $K \leq \frac{137 d^3}{P I_2} = \text{Wahl factor (Fig. 8.8)}$

from which D/d may be determined, and

$$R_1 = \frac{D - d}{2}$$

since $D = 2 R_1 + d$

It is recommended that R_1 should at least equal and preferably exceed $1.25d$.

The principal shear stress at section B produced by torsion and bending is less than the maximum torsional shear stress on the inside surface of the bend due to the stress concentration factor. On bars with length $a + b$ approaching $2 I_2$, check principal stress (bending and torsion) at attachment point C for critical stress.

Maximum bending stress $S_b = 32 P I_1 / \pi d^3$ is usually not critical in a well designed stabilizer bar but should never exceed the maximum yield point in tension (1250 MPa).

5. Design Example

Specifications

Stabilizer bar connected to solid axle.

Required effective roll rate at the wheels 280 000 N · mm/deg

Roll rate loss due to rubber = 30%

$$\begin{aligned} L &= 1100 \text{ mm} & I_1 &= 250 \text{ mm} & a &= 90 \text{ mm} \\ f_A &= 75 \text{ mm} & I_2 &= 230 \text{ mm} & b &= 70 \text{ mm} \\ & & & & c &= 390 \text{ mm} \end{aligned}$$

Calculation:

$$\begin{aligned} k_R (\text{bar roll rate}) &= \frac{280\,000}{0.7} = 400\,000 \text{ N} \cdot \text{mm/deg} \\ &= 400\,000 \times 57.3 \end{aligned}$$

$$= 22.9 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm/rad}$$

$$\begin{aligned} \text{maximum } P &= \frac{2 k_R f_A}{L^2} = \frac{2 \times 22.9 \times 10^6 \times 75}{1100^2} \\ &= 2840 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d &= \sqrt[3]{\frac{13.58 \times 22.9 \times 10^6}{1100^2 \times 200\,000}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{3.113 \times 10^8 \times 1.263 \times 10^8}{2.42 \times 10^{11}}} \\ &= \sqrt[3]{1.63 \times 10^5} = 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

For $S_t = 700 \text{ MPa}$

$$\text{Wahl factor } K = \frac{137 d^3}{P I_2} = \frac{137 \times 20^3}{2840 \times 230} = 1.68$$

$$D/d (\text{from Fig. 8.8}) = 2.6$$

Then $D = 2.6 \times 20 = 52$ and

$$R_1 = \frac{D - d}{2} = \frac{52 - 20}{2} = 16 \text{ mm}$$

In line with the recommendation that R_1 should at least equal $1.25d$, it is apparent that R_1 should be increased and thus S_t be decreased.

$$\begin{aligned} \text{maximum bending stress } S_b &= \frac{32 P I_1}{d^3} \\ &= \frac{32 \times 2840 \times 250}{\pi \times 20^3} \\ &= 904 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Appendix
Conversion Table

To Convert from SI Unit to U.S. Customary Unit, Divide by the Factor
To Convert from U.S. Customary Unit to SI Unit, Multiply by the Factor

Quantity	SI Unit	Factor (§ = Exact)	U.S. Customary Unit		
Length	kilometer	km	1.609 344§	mile	
	meter	m	0.304 8§	foot	ft
	millimeter	mm	25.4§	inch	in
Area	square millimeter	mm ²	645.16§	square inch	in ²
Volume	cubic millimeter	mm ³	16 387.064§	cubic inch	in ³
	cubic millimeter	mm ³	3 785 412.0	gallon	gal (U.S.)
	liter	L	3.785 412	gallon	gal (U.S.)
Area Moment of Inertia	millimeter to the fourth power	mm ⁴	416 231.425 6§	inch to the fourth power	in ⁴
Mass	kilogram	kg	0.453 592 37	pound-mass	lb _m
Force (or Load)	newton	N	4.448 221 6 ^a	pound-force	lb _f
Elastic Energy, Work	{ joule (= kN · m)	{ J(N · m) (= kN · mm)	{ 0.112 984 8	{ pound inch	{ lb _f · in
Bending Moment, Torque	{ newton millimeter (= mN · m)	{ N · mm (= mN · m)	{ 112.984 8	{ pound inch	{ lb _f · in
Spring Rate (Linear)	newton per millimeter	N/mm (= kN/m)	0.175 126 8	pound per inch	lb _f /in
Torsional Spring Rate	newton millimeter per radian	N · mm/rad	112.984 8	pound inch per radian	lb _f · in/rad
Plane Angle	degree		57.295 780 ^b	radian	rad
Stress, Modulus of Elasticity	{ pascal kilopascal megapascal	{ Pa (N/m ²) kPa MPa	{ 6894.757 3 ^c 6.894 757 3 0.006 894 757 3 }	{ pound per square inch lb _f /in ²	{ (= psi)
Density of Material	kilogram per cubic meter	kg/m ³	27 679.90	pound per cubic inch	lb _m /in ³
e.g. for Steel		7850 kg/m ³		~0.283	lb _m /in ³
Acceleration "g" due to Gravity (by International Agreement)		9.806 650 m/s ²	0.3048§	32.174	ft/s ²
Natural Frequency (Hz = cycles/s)		9.806 650 m/s ²	0.0254§	386.09	in/s ²
	$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}}$	$f = \sqrt{0.248/\delta} \text{ (m)}$ $= \sqrt{248/\delta} \text{ (mm)}$		$f = \sqrt{9.78/\delta} \text{ (in)}$	
	where δ				
	= static deflection				
	= load/spring rate				

^a 4.448 221 6 = 0.453 592 37 · 9.806 650

^b 57.295 780 = 180/π

^c 6894.757 3 = $\frac{4.448 221 6}{0.000 645 16}$

P-4. APDL programos kodas stabilizatoriui

<pre> /filename, Anti_Roll_Bar /title, Parametrine stabilizatoriaus analize !Ivedame kintamuju reiksmes *afun,deg *ask,ISR,'ISORINIS SPINDULYS',11 *ask,VR,'VIDINIS SPINDULYS',8 *ask,L,'STABILIZATORIAUS ILGIS',1100 *ask,B,'STABILIZATORIAUS PLOTIS',230 *ask,R,'UZAPVALINIMO SPINDULYS',50 *ask,C,'IVORES PADETIS',400 *ask,L1,'IVORES PLOTIS',40 *ask,ALFA,'SVIRTIES KAMPAS',75 *ask,F,'APKROVA',1000 *ask,EX,'TAMPRUMO MODULIS',200000 *ask,PRXY,'PUASONO KOEFICIENTAS',0.3 /prep7 !Tasku koordinates k,1,(L/4),0,100 k,2,0,0,0 k,3,(C-L1/2),0,0 k,4,C,0,0 k,5,(C+L1/2),0,0 k,6,(L/2-(B/tan(ALFA))),0,0 k,7,(L/2),0,B k,8,(C-L1/2),50,0 k,9,C,50,0 k,10,(C+L1/2),50,0 !Sukuriame linijas 1,2,3 1,3,4 1,4,5 1,5,6 1,6,7 lfilt,4,5,R !Elementu tipai et,1,beam189 et,2,combin14 keyopt,2,1,0 keyopt,2,2,0 keyopt,2,3,0 !Realios konstantos sectype,1,beam,ctube,,0 secoffset,cent secdata,VR,ISR, r,2,500,, !Medziagu savybes mp,ex,1,EX mp,prxy,1,PRXY </pre>	<pre> !Elementu savybes latt,1,,1,,1,,1 lesize,1,,10, lesize,2,,1, lesize,3,,1, lesize,4,,3, lesize,5,,10, lesize,6,,5, !Tinklelis lmesh,ALL !bush 1,3,8 1,4,9 1,5,10 latt,1,2,2, , , ,1 lesize,7,,1, lmesh,7 lesize,8,,1, lmesh,8 lesize,9,,1, lmesh,9 /eshape,1 /replot finish /solu antype,0 !Suvarzymai dk,2,,0,,uy,uz,rotx,,, dk,7,,0,ux,,uz,,roty,, dk,8,all dk,9,all dk,10,all !Apkrovos fk,7,fy,F /status,solu antype,0 nlggeom,1 solve finish /post1 !* /view,1,1,1,1 /ang,1 /EXPAND,2,POLAR,FULL,,180 /replot PLNSOL,U,SUM,1,1.0 finish </pre>
---	--

P-5. Anglies pluošto stabilizatorių pavyzdys

