

**ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS**  
**TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS**  
**MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA**

**Eimantas Goda**

**PRIEKABOS VAŽIUOKLĖS ATSKIRŲ KONSTRUKCINIŲ  
ELEMENTŲ STIPRUMO TYRIMAS**

Magistro baigiamasis darbas

**Šiauliai, 2013**

**ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS**  
**TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS**  
**MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA**

**PRIEKABOS VAŽIUOKLĖS ATSKIRŲ KONSTRUKCINIŲ  
ELEMENTŲ STIPRUMO TYRIMAS**

Magistro baigiamasis darbas

**Autorius – Eimantas Goda (MM-11 gr.)**

**Vadovas – prof. habil. dr. J. Bareišis**

**Recenzentas – doc. dr. R. Šniuolis**

**Katedros vedėjas – doc. dr. A. Sabaliauskas**

**Šiauliai, 2013**



ŠIAULIŲ  
UNIVERSITETAS  
TECHNOLOGIJOS  
FAKULTETAS

## MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU \_\_\_\_\_

(parašas, data)

\_\_\_\_\_  
(vardas, pavardė)

### MAGISTRANTŪROS STUDIJŲ BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS

#### Studijų programa MECHANIKOS INŽINERIJA

Išduota magistrantui (-ei) \_\_\_\_\_

Darbo tema \_\_\_\_\_

Patvirtinta 20\_\_m. \_\_\_\_\_ mėn. \_\_d. fakulteto dekanu potvarkiu Nr. \_\_\_\_\_.

#### 1. Darbo tikslas

#### 2. Darbo struktūra

Darbo pateikimo terminas 20\_\_m. \_\_\_\_\_ mėn. \_\_d.

Užduotį gavau \_\_\_\_\_

(magistranto vardas, pavardė)

\_\_\_\_\_  
(parašas, data)

Vadovas \_\_\_\_\_

(pareigos, vardas, pavardė)

\_\_\_\_\_  
(parašas, data)

## TURINYS

SANTRAUKA .....	5
SUMMARY .....	6
LENTELIŲ SĄRAŠAS .....	7
PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS .....	8
ĮVADAS .....	10
1. LITERATŪROS APŽVALGA .....	12
1.1. Įvairios priekabos, jų konstrukciniai ir eksploataciniai ypatumai .....	12
1.2. Važiuklių įvairios konstrukcijos ir jų taikymo sritys .....	14
2. PRIEKABOS VAŽIUOKLĖS ATSKIRŲ KONSTRUKCINIŲ ELEMENTŲ STIPRUMO TYRIMO METODIKA .....	25
2.1. Tyrimo objektas – priekabos važiuoklės konstrukcija ir jos analizė .....	25
2.2. Įtempių analitinis skaičiavimas esamos konstrukcijos mazguose .....	31
2.3. Įtempių ir įlinkių skaičiavimas naudojant „SolidWorks“ programą, esamos konstrukcijos mazguose .....	34
3. ĮVAIRIŲ VEIKSNIŲ ĮTAKA VAŽIUOKLĖS ATSKIRŲ MAZGŲ ĮTEMPIŲ IR ĮLINKIŲ DYDŽIAMS .....	37
3.1. Keičiant apkrovos dydį skaičiuojami maksimalūs įtempių ir įlinkių dydžiai .....	37
3.2. Keičiant skerspjuvio geometrinius matmenis skaičiuojami įtempių ir įlinkių dydžiai .....	39
3.3. Keičiant ašies kaklelio skerspjuvį skaičiuojamas minimalus kaklelio matmuo .....	46
4. GAUTŲ TYRIMO REZULTATŲ ANALIZĖ IR LYGINIMAS .....	48
IŠVADOS .....	50
LITERATŪRA .....	51
PRIEDAI .....	53
1 PRIEDAS. Esamos važiuoklės tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa .....	53
2 PRIEDAS. Maksimalios apkrovos tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa .....	58
3 PRIEDAS. Pakeisto ašies matmens $\varnothing 70,5$ į $\varnothing 71$ mm tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa .	63
4 PRIEDAS. Pakeisto ašies matmens $\varnothing 71$ į $\varnothing 71,5$ mm tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa .	68
5 PRIEDAS. Pakeisto ašies matmens $\varnothing 71,5$ mm maksimalios apkrovos tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa .....	73
6 PRIEDAS. Mokslinėje konferencijoje skaityto pranešimo sertifikatas.....	78

**ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS**  
**TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS**  
**MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA**

Eimantas Goda. PRIEKABOS VAŽIUOKLĖS ATSKIRŲ KONSTRUKCINIŲ ELEMENTŲ STIPRUMO TYRIMAS. Magistro baigiamasis darbas / vadovas prof. habil. dr. J. Bareišis.

**SANTRAUKA**

Šiuolaikiniai traktoriai, automobiliai ir kitos savaeigės mašinos – tai sudėtingos mobilios mašinos, skirtos žemės ūkio, transporto ir kitokiems darbams atlikti. Automobiliai, pritaikyti priekaboms ar puspriekabėms vilkti, vadinami vilkikais. Vilkikas arba sunkvežimis su viena ar keliomis priekabomis sudaro automobilinį traukinį.

Važiuoklė tai yra vežimas, kuriame įtaisomi visi priekabos agregatai. Važiuoklė ratų sukamąjį judesį keičia į automobilio slenkamąjį judesį, sušvelnina smūgius, atsirandančius važiuojant nelygiu keliu, slopina kėbulo švytvimus. Priekabos važiuoklę sudaro rėmas, tiltai (ašys), pakaba ir ratai.

Darbo tikslas – priekabos važiuoklės atskirų konstrukcinių elementų stiprumo tyrimas. Darbe, siekiant iškelto tikslo, yra sprendžiami tokie uždaviniai: apžvelgiamos įvairių važiuoklių konstrukcijos; analizuojama tiriamos priekabos važiuoklės konstrukcija; programa „SolidWorks“ braižomas tiriamos važiuoklės modelis; atliekamas atskirų mazgų analitinis stiprumo skaičiavimas; programa „SolidWorks“ atliekama modelio stipruminė analizė; analizuojami ir lyginami gauti rezultatai.

Darbe buvo išanalizuota tiriamos priekabos važiuoklės konstrukcija ir rasta silpniausia jos vieta. Ji yra svirtinės dalies ašies kaklelis. Ašies kaklelis buvo tiriamas dviem būdais: analitiniu skaičiavimu ir programos „SolidWorks“ pagalba. Gauti rezultatai parodė, kad padidinus ašies kaklelio matmenį tik 1,4 %, galima padidinti veikiančią apkrovą iki 12 %.

Darbo tema skaičiau pranešimą Šiaulių universiteto technologijos fakulteto 8-oje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Jaunųjų mokslininkų darbai“.

***Reikšminiai žodžiai: traktorius, priekaba, važiuoklė, pakaba, įtempiai, BEM (baigtinių elementų metodas).***

**ŠIAULIAI UNIVERSITY**  
**FACULTY OF TECHNOLOGY**  
**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

Eimantas Goda. TRAILER CHASSIS FOR INDIVIDUAL STRUCTURAL ELEMENTS OF STRENGTH STUDY. Master final work / research advisor Assoc. prof. habil. dr. J. Bareišis.

**SUMMARY**

Modern tractors, cars, and other self-propelled machines – are complex mobile machines for agriculture, transport and other tasks. Cars adapt to drag trailers and semi-trailers are called tractors. Tractor or truck with one or more trailers is train car.

Chassis is transport, to which the trailer sits all sets. Chassis wheel rotation change to the car's rolling motion, mitigate impacts resulting from driving on uneven road surfaces, suppresses body roll. Trailer chassis consists of the frame, axles, suspension and wheels.

Work purpose – trailer chassis for individual structural elements of strength study. In work, to achieve the targets, the following tasks are solved: an overview of the different chassis design; analyzes tested trailer chassis design; with program “SolidWorks” plotted tested chassis model; conducted individual nodes analytic calculation of the strength; with program “SolidWorks” model of strength analysis is performed; analyzed and compared the obtained results.

In this work was analyzed investigated trailer chassis design and found the weakest link in its place. It is the neck of the lever axis. The neck of the axis has been studied in two ways: analytical calculation and with program “SolidWorks”. The results showed that an increase in dimension of the neck of the axis just 1,4 %, can increases load to 12 %.

In my work theme I read the report in Šiauliai university faculty of technology 8th international scientific conference “Young scientist’s works”.

***Keywords: tractor, trailer, chassis, suspension, stress, FEM (finite element method).***

## LENTELIŲ SĄRAŠAS

2.1 lentelė. Plieno S235JR mechaninės charakteristikos.....	27
2.2 lentelė. Plieno S235JR cheminė lydinio sudėtis.....	27
2.3 lentelė. Plieno S355JR mechaninės charakteristikos.....	27
2.4 lentelė. Plieno S355JR cheminė lydinio sudėtis.....	27
4.1 lentelė. Įtempiai be priekabos svorio ir su priekabos svoriu.....	48
4.2 lentelė. Minimalus ašies kaklelio matmuo.....	48
4.3 lentelė. Ribinės apkrovos įvertinus priekabos svorį.....	49

## PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Priekabos ir puspriekabės.....	13
1.2 pav. Dviašė priekaba.....	14
1.3 pav. Išleidžiama priekaba.....	14
1.4 pav. Krovinių automobilių rėmai.....	15
1.5 pav. Priekabų vilkimo įtaisas.....	16
1.6 pav. Puspriekabių vilkimo balnas.....	16
1.7 pav. Vairuojamieji tiltai.....	17
1.8 pav. Ištinio vairuojamojo tilto detalės.....	18
1.9 pav. Sudėtinis vairuojamasis tiltas.....	18
1.10 pav. Krovinio automobilio priekinio varančiojo tilto pusašis su rato stebule.....	19
1.11 pav. Linginė pakaba.....	20
1.12 pav. Torsioninės ašies schema.....	21
1.13 pav. Pneumatinės pakabos tamprūs elementai.....	21
1.14 pav. Pneumatinės pakabos schema.....	22
1.15 pav. Hidropneumatinės pakabos principinė veikimo schema.....	23
1.16 pav. „Balansyrinio“ tipo pakaba skirta dviašei (tandem tipo) važiuoklei.....	23
2.1 pav. Gyvulių šėrimo įranga.....	25
2.2 pav. „Balansyrinio“ tipo pakaba.....	26
2.3 pav. Važiuoklės modelis ir 1.80 m ūgio žmogaus maketas.....	26
2.4 pav. Svarbiausi masės parametrai.....	28
2.5 pav. Važiuoklės kinematinė schema ir erdvinis vaizdas su pagrindiniais mazgais.....	28
2.6 pav. Atstumai tarp ratų ašių.....	29
2.7 pav. Viduriniojo, ašis laikančio, mazgo (poz. 1) kinematinė schema.....	29
2.8 pav. Viduriniojo mazgo (poz. 1) matmenys.....	29
2.9 pav. Svirtinio mazgo (poz. 2 ir 3) kinematinė schema.....	30
2.10 pav. Svirtinio mazgo (poz. 2 ir 3) matmenys.....	30
2.11 pav. Svirtinio mazgo ašies kinematinė schema.....	30
2.12 pav. Ašies matmenys ir išskirtas $\varnothing 70,5$ mm kaklelis.....	31
2.13 pav. Įtempiai kai $F=98000$ N.....	35
2.14 pav. Poslinkiai kai $F=98000$ N.....	36
2.15 pav. Atsargos koeficientas kai $F=98000$ N.....	36



3.1 pav. Maksimalūs įtempiai kai $F=476280\text{ N}$ .....	37
3.2 pav. Maksimalūs poslinkiai kai $F=476280\text{ N}$ .....	38
3.3 pav. Atsargos koeficientas kai $F=476280\text{ N}$ .....	38
3.4 pav. Pakeistas ašies kaklelio matmuo $\varnothing 71\text{ mm}$ .....	39
3.5 pav. Įtempiai kai $F=98000\text{ N}$ ir $\varnothing 71\text{ mm}$ .....	40
3.6 pav. Poslinkiai kai $F=98000\text{ N}$ ir $\varnothing 71\text{ mm}$ .....	40
3.7 pav. Atsargos koeficientas kai $F=98000\text{ N}$ ir $\varnothing 71\text{ mm}$ .....	41
3.8 pav. Pakeistas ašies kaklelio matmuo $\varnothing 71,5\text{ mm}$ .....	41
3.9 pav. Įtempiai kai $F=98000\text{ N}$ ir $\varnothing 71,5\text{ mm}$ .....	42
3.10 pav. Poslinkiai kai $F=98000\text{ N}$ ir $\varnothing 71,5\text{ mm}$ .....	43
3.11 pav. Atsargos koeficientas kai $F=98000\text{ N}$ ir $\varnothing 71,5\text{ mm}$ .....	43
3.12 pav. Maksimalūs įtempiai kai $F=525280\text{ N}$ ir $\varnothing 71,5\text{ mm}$ .....	44
3.13 pav. Maksimalūs poslinkiai kai $F=525280\text{ N}$ ir $\varnothing 71,5\text{ mm}$ .....	45
3.14 pav. Atsargos koeficientas kai $F=525280\text{ N}$ ir $\varnothing 71,5\text{ mm}$ .....	45

## IVADAS

**Darbo aktualumas.** Šiuolaikiniai traktoriai, automobiliai ir kitos savaeigės mašinos – tai sudėtingos mobilios mašinos, skirtos žemės ūkio, transporto ir kitokiems darbams atlikti. Jų veiklos sritys labai plačios. Ratinių mobilių mašinų skirstymas pagal jų veiklos rūšis yra skiriamas į tris grupes: traukos mašinos (traktoriai ir kitos mašinos, kurios traukos galią išvysto gražulo, gervės, vilkimo kablo, lyno ir kt. priemonių pagalba), transporto mašinos (įvairios transporto priemonės, vežančios krovinius) ir mišrios (sudėtinės) paskirties mašinos (mašinos-transporto priemonės vežančios krovinius ir komplektuojamos su kitos paskirties mašinomis, padargais) [1].

Traktorius yra savaeigė mašina (motorinė transporto priemonė) kurios pagrindinė paskirtis – traukti žemės ūkio padargus. Plačiau paplitę yra ratiniai traktoriai, bet esama ir vikšrinių. Moderniems traktoriams yra daugybė prietaisų, jie gali būti naudojami pvz. sniegui stumti, šiaudams krauti, priekaboms vilkti, rąstams traukti ir t. t. Pavadinimas kilęs iš anglų kalbos „tractor“, kur pavadinimas dirbtinai sukurtas lotynų kalbos pavyzdžiu iš lotyniško žodžio – „trahere“ (traukti).

Krovininiai automobiliai skirstomi pagal paskirtį, talpą, krovinų dėžės tipą ir ašių skaičių. Jie būna su atvira ir uždara dėže kroviniams. Automobiliai su atvira dėže kroviniams būna bortiniai ir savivarčiai. Kai automobilio krovinų dėžė iš pradžių pakeliama, paskui išverčiama, toks automobilis vadinamas pakeliamuoju savivarčiu. Krovininiai automobiliai su uždara dėže kroviniams vadinami furgonais. Furgoniniai automobiliai, naudojami gyvuliams vežti, vadinami bandovežiais. Automobiliai, pritaikyti priekaboms ar puspriekabėms vilkti, vadinami vilkikais. Vilvikas arba sunkvežimis su viena ar keliomis priekabomis sudaro automobilinį traukinį [2, 3].

Priekaba nuo puspriekabės skiriasi tuo, kad priekaba yra tempiama motorinės transporto priemonės, o puspriekabė ne vien tempiama transporto priemonės, bet ir dalinai atsirėmusi į motorinę transporto priemonę ir dalis jos masės, taip pat krovinio masės dalis, tenka motorinei transporto priemonei.

Savaeigių mašinų varančioji jėga priklauso ne vien nuo variklio ir transmisijos parametrų. Labai svarbu – sukibimas su dirva. Tačiau sukibimo jėgos didumą riboja leistinasis buksavimas (ratinių vilkikų iki 15 %). Jei buksavimas didesnis, jau gadinama dirvos struktūra, o varančioji (sukibimo) jėga didėja nedaug. Kitaip sakant, vilkiko didžiausią varančiąją jėgą riboja du veiksniai: vilkiko savybės ir dirvos savybės. Jei riboja vilkiko savybės, laikoma, kad sukibimas yra pakankamas ir vilkiko galia panaudojama pilnutinai. Jei varančiąją jėgą riboja kelio ar dirvos savybės, sukibimas nepakankamas ir pilnutinai panaudoti vilkiko traukos neįmanoma.

Važiuklė – vežimas, kuriame įtaisomi visi priekabos agregatai. Važiuklė ratų sukamąjį judesį keičia į automobilio slenkamąjį judesį, sušvelnina smūgius, atsirandančius važiuojant nelygiu keliu, slopina kėbulo švytavimus. Priekabos važiuklę sudaro rėmas, tiltai (ašys), pakaba ir ratai [2, 4].

**Darbo tikslas** – priekabos važiuklės atskirų konstrukcinių elementų stiprumo tyrimas.

Darbe, siekiant iškelto tikslo, yra sprendžiami tokie **uždaviniai**:

1. Apžvelgti įvairių važiuklių konstrukcijas.
2. Išanalizuoti tiriamos priekabos važiuklės konstrukciją.
3. Programa „SolidWorks“ nubraižyti tiriamos važiuklės modelį.
4. Atlikti atskirų mazgų analitinius stiprumo skaičiavimus.
5. Programa „SolidWorks“ atlikti modelio stipruminę analizę.
6. Išanalizuoti ir palyginti gautus rezultatus.

Darbo tema skaičiau pranešimą Šiaulių universiteto technologijos fakulteto 8-oje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Jaunųjų mokslininkų darbai“. Konferencijoje skaityto pranešimo sertifikatas pateiktas 6 priede.

**Darbo struktūra ir apimtis.** Darbą sudaro įvadas, 4 dalys ir išvados. Pagrindinė darbo medžiaga aprašyta 52 puslapiuose, įskaitant 7 lenteles ir 45 paveikslus. Taip pat pateikiami 6 priedai. Naudotos literatūros sąrašą sudaro 17 šaltinių.

# 1. LITERATŪROS APŽVALGA

## 1.1. Įvairios priekabos, jų konstrukciniai ir eksploataciniai ypatumai

Automobiliui važiuojant gerais keliais, jo variklio galia išnaudojama tik iš dalies. Įprastos automobilio talpos negalima viršyti daugiau nei leistina. Ją riboja kelių dangos atsparumas, išreiškiamas leistina ašių apkrova. Automobilių talpa didinama panaudojant autotraukinius. Panaudojus priekabas ir puspriekabas, daugiau išnaudojama variklio galia – 30 %, sumažėja pervežimų savikaina 1,5 karto, padidėja automobilio darbo našumas.

Transporto priemonė, susidedanti iš automobilio-vilkiko ir priekabos ar puspriekabės, vadinama autotraukiniu. Automobilis-vilkikas būna velkantis arba balninis.

Bet kuris specialusis ar krovininis automobilis, kuriame įtaisytas prikabinimo įtaisas, yra velkantis vilkikas [2, 3].

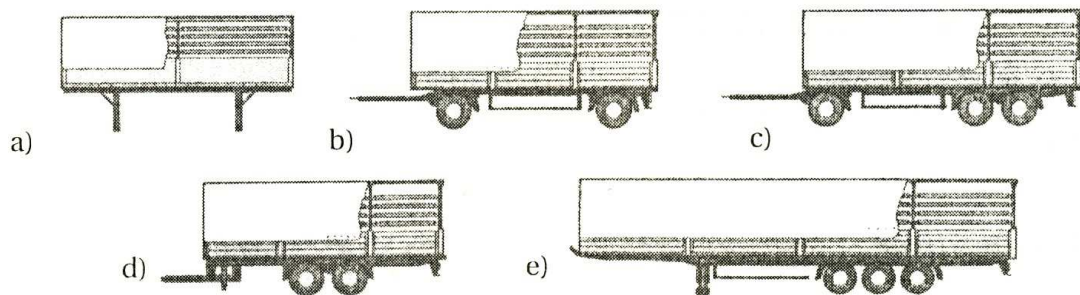
Ypač didelį efektą duoda pakeičiamos puspriekabės, kai nereikia gaišti laiko jų pakrovimui ir iškrovimui. Be to, autotraukiniai, susidedantys iš balninio vilkiko ir puspriekabės, būna geresnio pravažumo, manevringesni ir pastovesni, palyginus su autotraukiniais, susidedančiais iš vilkiko ir priekabos.

Pagal paskirtį priekabos ir puspriekabės skirstomos į krovines, keleivines ir specialios paskirties. Krovinės priekabos pagal kėlimo tipą skirstomos į bortines, furgonines, savivartes, cisternines, platformines ir specialios paskirties.

Pagal keliamąją galią priekabos ir puspriekabės skirstomos į mažos, vidutinės ir didelės keliamosios galios.

Pagal ašių skaičių priekabos skirstomos į vienašes, dviašes, triašes (1.1 pav.). Daugiaašių priekabų ir puspriekabių ratai dažniausiai vairuojami (1.2 pav.). Priešingu atveju būtų sunku atlikti posūkį. Be to, daugelyje triašių puspriekabių priekiniai ar užpakaliniai ratai, važiuojant tuščiomis, yra pakeliami.

Priekabų ašys gali būti išdėstytos priekabos priekyje, užpakalyje arba centre (1.1 pav., d) [2].



**1.1 pav.** Priekabos ir puspriekabės: a – pakeičiamas kėbulas (konteineris); b – dviašė; c – triašė; d – dviašė, centreašė; e – triašė puspriekabė

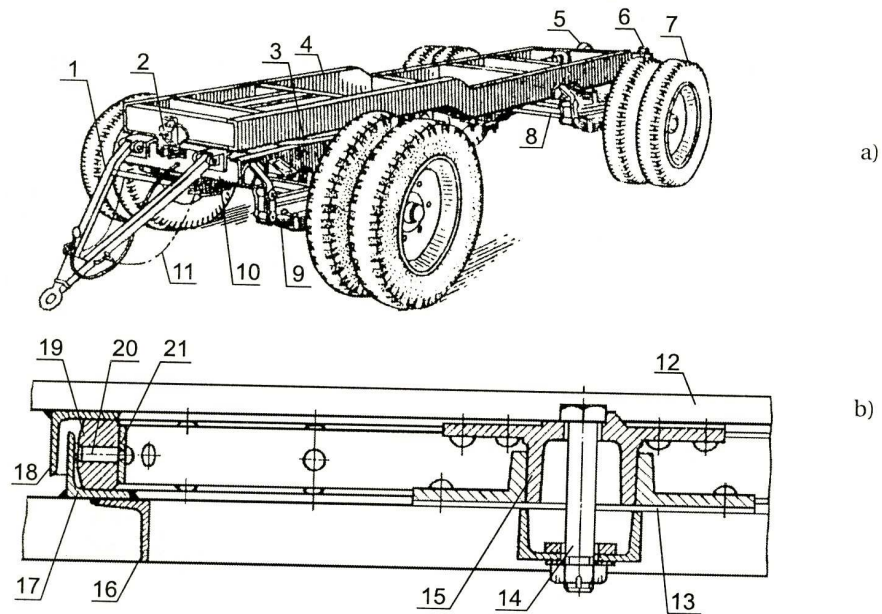
Dviašės priekabos pagrindą sudaro rėmas 4 (1.2 pav.) prie kurio užpakalinės dalies per linges pritvirtinama ašis 8 su ratais. Priekinis pasukamas tiltas per linges pritvirtinamas prie papildomo rėmo 16. Rėmas 4 su papildomu priekinio tilto rėmu 16 sujungti per vairavimo įtaisą 3, susidedantį iš dviejų kampinės formos žiedų 17 ir 18. Viršutinis žiedas 18 pritvirtintas prie rėmo, o apatinis 17 – prie papildomo rėmo 16. Kad lengviau būtų galima pasukti papildomą rėmą 16, rėmo 4 atžvilgiu tarp žiedų 17 ir 18 įtaisomi ritinėliai 19. Papildomo rėmo posūkio ašį sudaro šerdesas 15, įtvirtintas tarpiniame rėme 12, sujungtame su rėmu 4 ir įvore 13, pritvirtinta prie rėmo 16. Posūkio metu priekabos priekinė ašis pasisuka rėmo 4 atžvilgiu apie šerdesą 15. Priekaba su automobilio prikabinimo įtaisu sujungiama grąžulu 1, kuris leidžia priekabai švytuoti vertikalia ir horizontalia kryptimis vilkiko atžvilgiu. Fiksatorius 2 gali užfiksuoti posūkio mechanizmą važiuojant atbuline eiga.

Yra priekabų, kurių vairuojamieji ratai įtaisyti taip kaip automobilio vairuojamieji ratai. Naudojant tokį posūkio mechanizmą, ženkliai sumažėja priekabos platformos aukštis, nes posūkio metu ratams nereikia palysti po rėmu. Šiuo atveju vairo trapeciją valdo grąžulas.

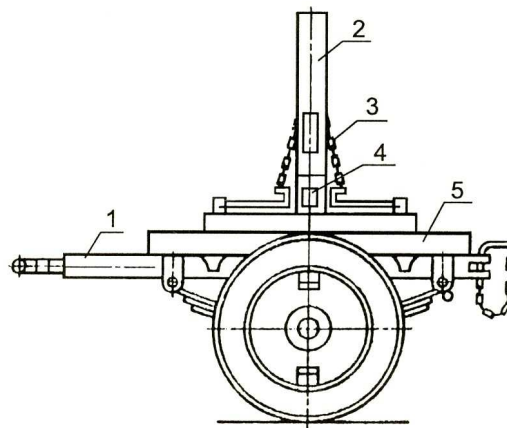
Didelės keliamosios galios daugiaašių priekabų ir puspriekabių visi ratai yra vairuojami. Priešingu atveju jos negalėtų atlikti posūkio. Jų vairavimo sistema būna mechaninė ir hidraulinė.

Ilgų krovinių (rastų, vamzdžių, bėgių ir t.t.) pervežimui naudojamos išleidžiamos (teleskopinės) priekabos būna vienašės, dviašės ir daugiaašės.

Vienašę išleidžiamą priekabą sudaro rėmas 5 (1.3 pav.), ant kurio įtaisytas pasukamas arkliukas 4 su stovais 2. Arkliukas 4 su rėmu 5 sujungtas šerdesu. Ašis su rėmu 5 sujungta lingėmis. Grąžulas 1 daromas teleskopinio tipo. Išleidžiamojoje priekaboje ratai gali būti vairuojami [2].



**1.2 pav.** Dviašė priekaba: a – priekaba; b – vairavimo mechanizmas; 1 – grąžulas; 2 – fiksatorius; 3 – vairavimo mechanizmas; 4 – rėmas; 5 – kablys; 6 – žibintas; 7 – ratas; 8 – užpakalinis tiltas; 9 – lingė; 10 – pasukamas vežimėlis; 11 – apsauginė grandinė; 12 – tarpinis rėmas; 13 – įvorė; 14 – varžtas; 15 – šerdesas; 16 – papildomas rėmas; 17 ir 18 – žiedai; 19 – ritinėlis; 20 – ašelė; 21 – separatorius



**1.3 pav.** Išleidžiama priekaba: 1 – grąžulas; 2 – stovai; 3 – grandinė; 4 – arkliukas; 5 – rėmas

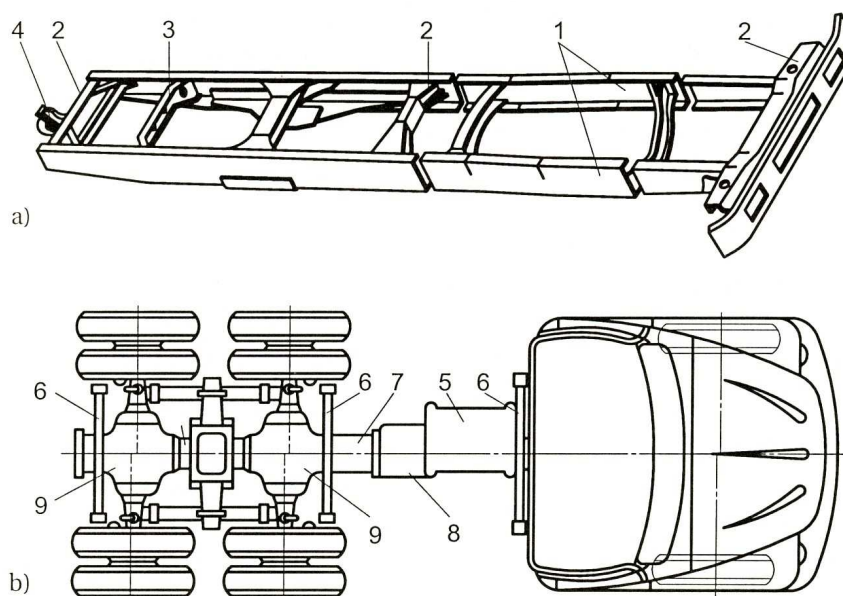
## 1.2. Važiuklių įvairios konstrukcijos ir jų taikymo sritys

Važiuklė – vežimas, kuriame įtaisomi visi priekabos agregatai. Važiuklė ratų sukamąjį judesį keičia į automobilio slenkamąjį judesį, sušvelnina smūgius, atsirandančius važiuojant nelygiu keliu, slopina kėbulo švytavimus.

Priekabos važiuoklę sudaro rėmas, tiltai (ašys), pakaba ir ratai [2, 4].

Rėmas sudaro pagrindą, prie kurio tvirtinami pagrindiniai priekabos agregatai. Jis priima visas apkrovas, atsirandančias važiuojant.

Automobiliuose naudojami du rėmų tipai: lonžeroniniai (1.4 pav., a) ir centriniai (stuburiniai) (1.4 pav., b) [1].

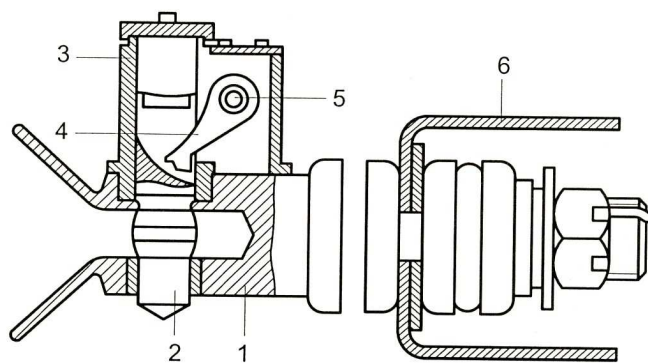


**1.4 pav.** Krovininių automobilių rėmai: a – lonžeroninis; b – centrinis (stuburinis)

Lonžeroninį rėmą sudaro dvi lovinio profilio išilginės sijos *1* (1.4 pav., a) ir skersiniai *2*. Labiausiai apkrautose vietose išilginės sijos būna aukštesnės arba sustiprintos įdėklais *3*. Prie rėmo įtaisyti kronšteinai lingėms, pakojoms, atsarginiam ratui, bamperiams su vilkimo kabliais ir prikabinimo įtaisais *4*.

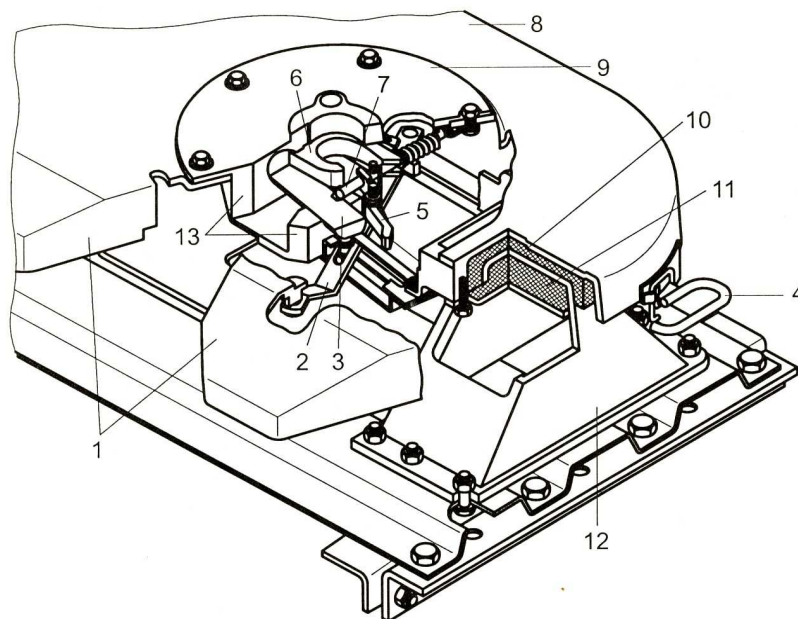
Centrinį rėmą (1.4 pav., b) sudaro apvali arba stačiakampė sija *5* su skersiniais *6*. Kartais rėmas susidaro sujungiant specialiais vamzdžiais *7* pavarų ir skirstymo *8* dėžių bei pagrindinių pavarų (tiltų) *9* korpusus. Tarp vamzdžių *7* ir karterių flanšų įtaisomi skersiniai *6*, prie kurių montuojama kabina, kėbulas ir kiti agregatai. Tokie rėmai labai atsparūs lenkimui, bet dėl sudėtingos gamybos naudojami retai.

Prie rėmo užpakalinio skersinio *6* (1.5 pav.) tvirtinamas vilkimo įtaisas, skirtas prikabinti priekabas. Vilkimo įtaisą sudaro V formos gaudytuvas *1*, korpusas *3*, kurio cilindrinėje dalyje slankioja kaištis *2*. Kaištis *2* viršutinėje dalyje fiksuojamas svirtimi *4*. Prikabinant, priekabos vilkimo įtaiso kilpa truputį pakelia viršutinėje padėtyje užfiksuotą kaištį *2*. Tuo metu svirtelė *4* atsifiksuoja ir nustumia kaištį *2* žemyn. Taip prikabinama priekaba. Po to specialiu fiksavimo varžtu užfiksuojamas kaištis *2*, kad nepakiltų aukštyn [2].



**1.5 pav.** Priekabų vilkimo įtaisas

Puspriekabių vilkimui gaminami balniniai vilkikai. Balninis vilkikas neturi kėbulo. Ant jo sutrumpinto lonžeroninio rėmo įtaisomas pusiau automatinis atraminis sukabinimo įtaisas – balnas (1.6 pav.). Balnas turi užtikrinti gerą puspriekabės sukabinimą su vilkiku [2].



**1.6 pav.** Puspriekabių vilkimo balnas

Ant automobilio rėmo užpakalinės dalies standžiai įtaisyta atrama 12. Balnas 8 sujungtas su atrama 12 per gumines pagalves 10 ir 11. Dėl šių pagalvių balnas 8 gali švytuoti išilginėje ir skersinėje plokštumoje. Balne 8 padarytos žiotys 1 ir sukabinimo įtaisas 9. Sukabinimo įtaiso atidarymui ir uždarymui įtaisyta trauklė su rankena 4.

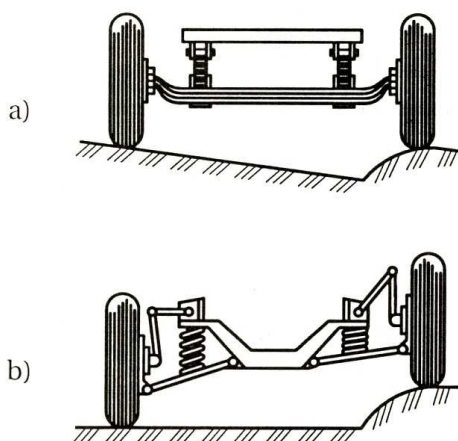
Prieš sukabinant, rankena 4 ištraukiama iki galo. Ištraukiant rankeną, pasukama svirtis 2, kuri ištraukia kaištį 3 iš sukabinimo įtaiso 9 kreipiamosios angos 13. Strektė 5 užfiksuoja ištrauktą kaištį 3. Spyruoklė pasuka pagal laikrodžio rodyklę kablį 6 ir atidaro kreipiamąją angą 13 iki galo.



Vilkikas atbulas privažiuoja prie puspriekabės, kurios atraminė plokštuma su šerdesu turi būti tokiame pat aukštyje, kaip ir vilkiko balnas ar šiek tiek (iki 100 mm) žemiau. Puspriekabės šerdesas turi patekti į balno žiotis 1, o po to į sukabinimo įtaiso 9 kreipiamąją angą 13. Šerdesui paspaudus kablį 6, strektė 5 atfiksuoja kaištį 3. Kaištis 3, veikiamas stiprios spyruoklės, įstumiamas į sukabinimo įtaiso 9 kreipiamąją angą 13. Fiksatorius 7 užfiksuoja kaištį 3 sukabinimo įtaise. Taip užfiksuoja puspriekabės šerdesas.

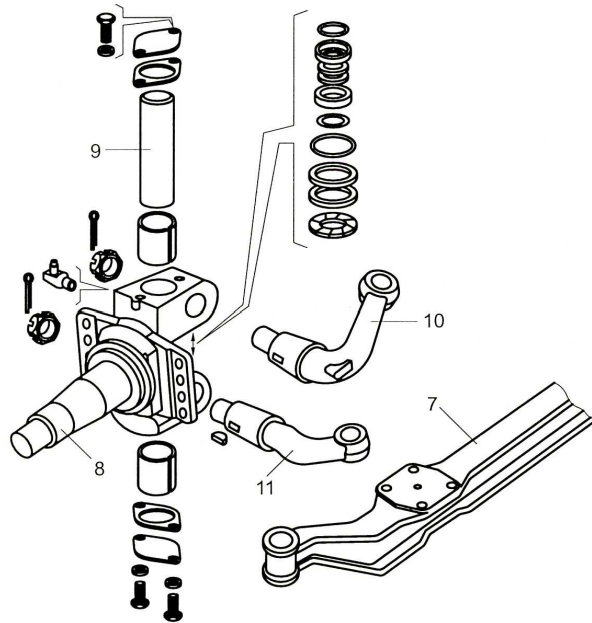
Rėmas (laikantysis kėbulas) remiasi į tiltus (ašis). Tiltai priima vertikalią rėmo apkrovą ir perduoda ją ratams. Be to, tiltai priima iš ratų ir perduoda rėmui išilgines (stūmimo ar stabdymo) ir skersines jėgas.

Vairuojamieji tiltai būna ištisiniai (1.7 pav., a) ir sudėtiniai (1.7 pav., b) [2].



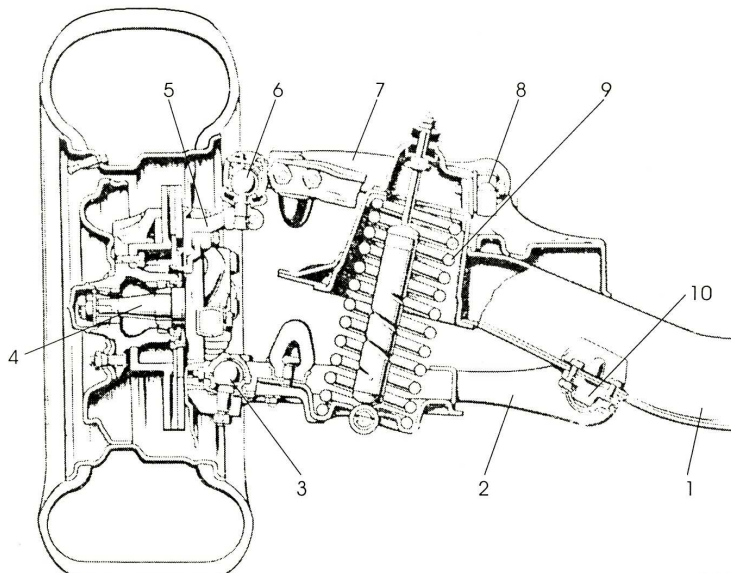
**1.7 pav.** Vairuojamieji tiltai: a – ištisinis; b – sudėtinis

Krovininiuose automobiliuose naudojami ištisiniai vairuojamieji tiltai. Juos sudaro plieninė sija 7 (1.8 pav.) šerdesais 9 šarnyriškai sujungta su ašigaliais 8. Ant ašigalių 8 sukasi ratų stebulės, prie kurių tvirtinami ratų diskai [2].



**1.8 pav.** Ištinio vairuojamojo tilto detalės

Lengvuosiuose automobiliuose dažniausiai naudojami sudėtiniai vairuojamieji tiltai. Juose prie skersinės sijos *1* (1.9 pav.) per gumos – metalo įvoves *8* ir *10* įtaisomos apatinės *2* ir viršutinės *7* svirtys. Svirtys *2* ir *7* šarnyriniais pirštais *3* ir *6* sujungtos su ašigalio *4* statramsčiu *5*. Pakabos spyruoklė *9* įtaisoma tarp apatinės svirties *2* ir skersinio *1*. Statramsčio *5* viena svirtis (brėžinyje neparodyta) jungiama su vairavimo sistemos trauklėmis [2].

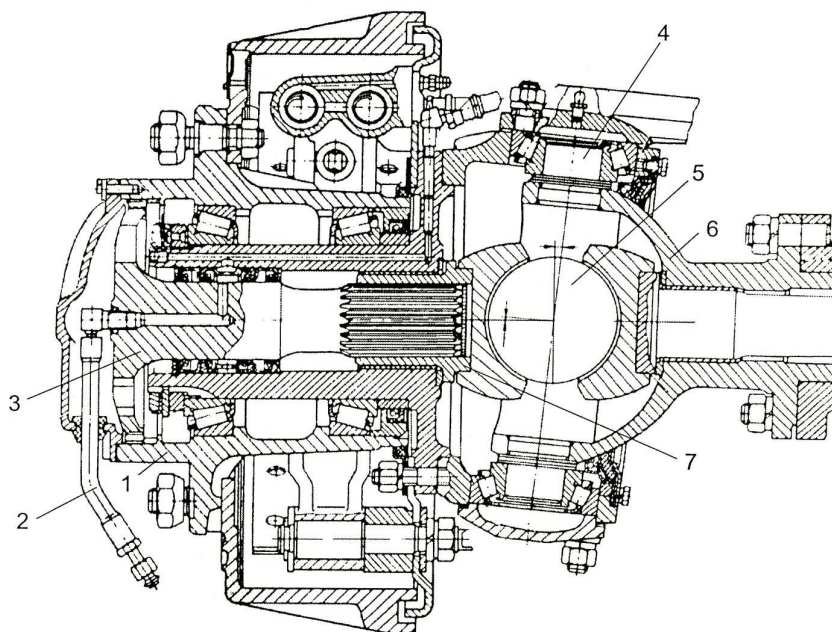


**1.9 pav.** Sudėtinis vairuojamasis tiltas

Skersinio stabilumo palaikymui šiuose tiltuose įtaisomi torsioniniai stabilizatoriai. Stabilizatorių sudaro ilgas plieninis strypas su užlenktais galais. Strypas įtaisomas skersai automobilio. Vidurinė strypo dalis montuojama prie skersinio *1*, o galai prie svirčių *2*. Pakrypus

automobiliui į vieną šoną, strypas susukamas. Taip ribojamas kėbulo pakrypimas. Važiuojant, staigiuose posūkiuose, stabilizatorius 15 – 20 % sumažina kėbulo pakrypimą.

Krovinio automobilio priekinis kombinuotasis ištisinis tiltas pavaizduotas 1.10 paveiksle [2].



**1.10 pav.** Krovinio automobilio priekinio varančiojo tilto pusašis su rato stebule: 1 – stbulė; 2 – oro padavimo į padangas vamzdelis; 3 – išorinis pusašis; 4 – šerdesas; 5 – sinchroninis kumštelinis kardaninis šarnyras; 6 – tilto sija; 7 – išdrožinė įvorė

Laikantieji tiltai skirti priimti vertikalią kėbulo apkrovą ir perduoti ją ratams. Dažnai jie priima ir stabdymo jėgas. Tokie tiltai naudojami priekabose, puspriekabėse ir kroviniuose automobiliuose. Laikantįjį tiltą sudaro sija, kurios galuose įtaisyti ratai. Dažnai prie laikančiųjų tiltų įtaisoma hidraulinė sistema, kuri, važiuojant tuščiam automobiliui ar puspriekabei, pakelia vieną ar du laikančiuosius tiltus.

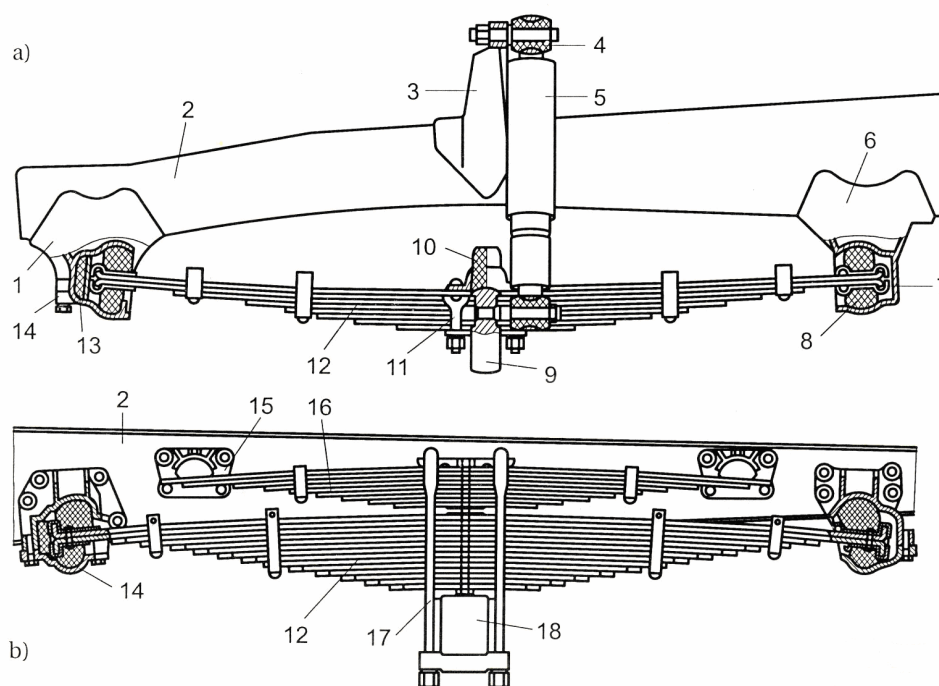
Pakaba jungia rėmą su ratais, sušvelnina smūgius, gaunamus dėl kelio nelygumų ir slopina kėbulo švytavimus. Taip didinamas eismo saugumas ir apsaugomi kroviniai. Pakabą sudaro elastingi elementai (lingės, torsionai, suslėgto oro balionai), jungiantys rėmą su tiltu (ratu), amortizatoriai ir stabilizatoriai.

Pagal ratų tarpusavio ryšį pakaba gali būti priklausoma ir nepriklausoma. Priklausomoje pakaboje abu ratai montuojami prie ištisinės tilto sijos (1.7 pav., a). Tuomet vienam ratui pasislenkant vertikalia kryptimi, būtinai pasislenka ir kitas.

Kai pakaba nepriklausoma (1.7 pav., b), kiekvienas ratas prie tilto sijos prijungtas atskirai. Ratui užvažiavus ant kliūtis, kėbulas mažiau pasvyra [5].

Pakabos būna: linginės, spyruoklinės, torsioninės, pneumatinės, pneumohidraulinės ir „balansyrinės“.

Linginė pakaba sudaryta iš pusiau elipsinių plieninių nevienodo ilgio lakštų (1.11 pav.). Lakštų dydis ir skaičius priklauso nuo sunkio jėgos, tenkančios pakabai. Lakštų paketas suveržiamas apkabomis 11 ir 17. Vienas arba du pirmieji lakštai yra ilgiausi ir vadinami pagrindiniais. Prieš surenkant, lakštai sutepami grafitiniu tepalu arba tarp jų įdedami specialūs tarpikliai. Tai sumažina jų trintį. Lingių galai prijungiami prie rėmo 2, o visa lingė vidutine dalimi – prie tilto 9 ir 18. Iš kuo plonesnių ir iš kuo daugiau lapų sudaryta lingė, tuo ji elastingesnė. Priekiniuose lingių 12 galuose įstatomos papildomos guminės pagalvėlės 13, priimančios jėgas, veikiančias išilgai automobilio, ir neleidžiančios lingėms pasislinkti į priekį. Įlinkusios lingės užpakalinė dalis kartu su tiltu pasislenka atgal [2, 4, 5].

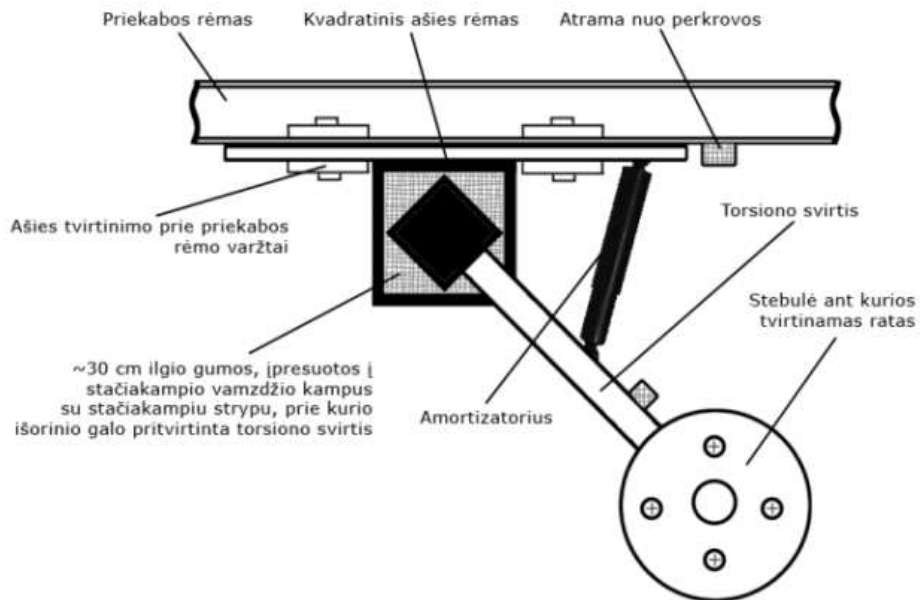


1.11 pav. Linginė pakaba

Kroviniuose automobiliuose be pagrindinių užpakalinių lingių dar yra papildomos lingės 16. Papildomos lingės 16 įtaisomos prie pagrindinių. Kai priekaba yra neapkrauta, papildomos lingės 16 nedirba, o ją apkrovus, papildomų lingių 16 galai remiasi į kronšteinus 15 ir laiko apkrovą kartu su pagrindinėmis lingėmis. Tokiu būdu papildomos lingės, nekeisdamos pakabos elastingumo, suteikia jai didesnę atsparumą.

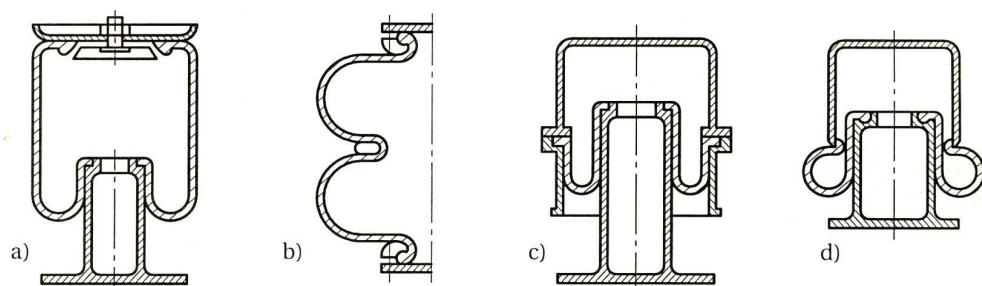
Torsioninė pakaba naudojama retai (1.12 pav.). Čia vietoj spyruoklių įtaisyti ilgi susisukantys strypai. Viename gale jie pritvirtinti prie skersinio, o kitame – prie svirties, šarnyriškai sujungtos su

rato stebule. Amortizatoriaus apatinė dalis prijungta prie svirties, o viršutinė – prie skersinio. Kad kėbulo pakrypimas būtų sumažintas, prie svirčių prijungtas stabilizatoriaus strypas. Ratams kylant ir leidžiantis, susukami strypai (torsionai) [2, 5, 6].



**1.12 pav.** Torsioninės ašies schema

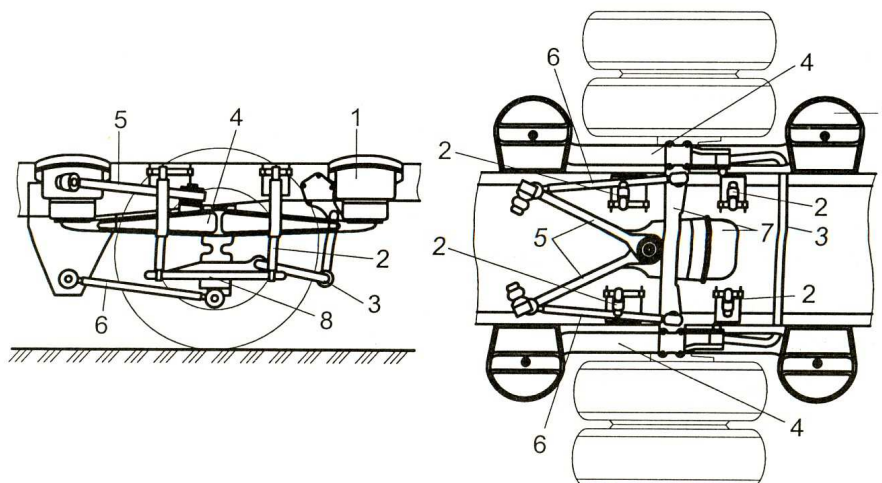
Pneumatinės pakabos tamprūsis elementas yra armuotos gumos balionai, pripildyti suslėgto oro. Pneumatiniai balionai būna vienos, dviejų ir trijų sekcijų (1.13 pav.). Kartais naudojami diafragminio tipo (1.13 pav., c ir d) tamprieji elementai. Jie švytuoja mažesniu dažniu, yra mažesni ir lengvesni. Pneumatinuose balionuose būna 5-6 barų oro slėgis, o diafragminiuose – 7-15 barų [2].



**1.13 pav.** Pneumatinės pakabos tamprūs elementai: a – vienos sekcijos; b – dviejų sekcijų; c – diafragminis su kreipiamąja įvove; d – diafragminis

Pneumatiniai tamprūs elementai ir spyruoklės priima tik vertikalias apkrovas. Išilginėms ir šoninėms apkrovoms priimti naudojamos sudėtingos svirčių ir strypų konstrukcijos (1.14 pav.). Dažniausiai viršutinėje ar apatinėje tilto 7 dalyje įtaisomos išilginės atramos 4, ant kurių

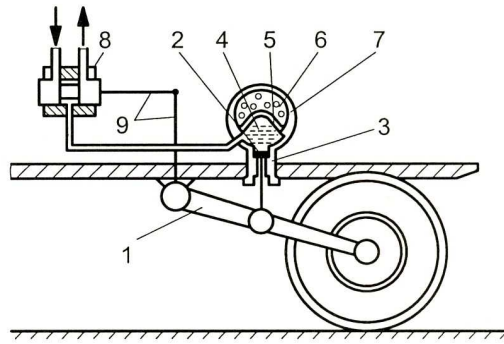
montuojami pneumatiniai balionai 1. Ant balionų 1 viršaus montuojamas priekabos rėmas. Tiltą 7 veikiančios išilginės ir skersinės jėgos perduodamos rėmui trauklėmis 5 ir 6. Viršutinėje tilto dalyje šarnyriškai įtaisoma trikampė svirtis 5, kitais galais taip pat šarnyriškai sujungta su rėmu. Apatinėje dalyje tiltas su rėmu sujungtas išilginėmis trauklėmis. Kėbulo šoninį pakrypimą mažina stabilizatorius 3. Keturi amortizatoriai įtaisomi tarp rėmo ir apatinės atramos 8, pritvirtintos prie tilto [2].



**1.14 pav.** Pneumatinės pakabos schema: 1 – balionai; 2 – amortizatoriai; 3 – stabilizatorius; 4 ir 8 – viršutinė ir apatinė išilginės atramos; 5 ir 6 – viršutinė trikampė ir apatinės išilginės reaktyvinės trauklės; 7 – užpakalinis tiltas

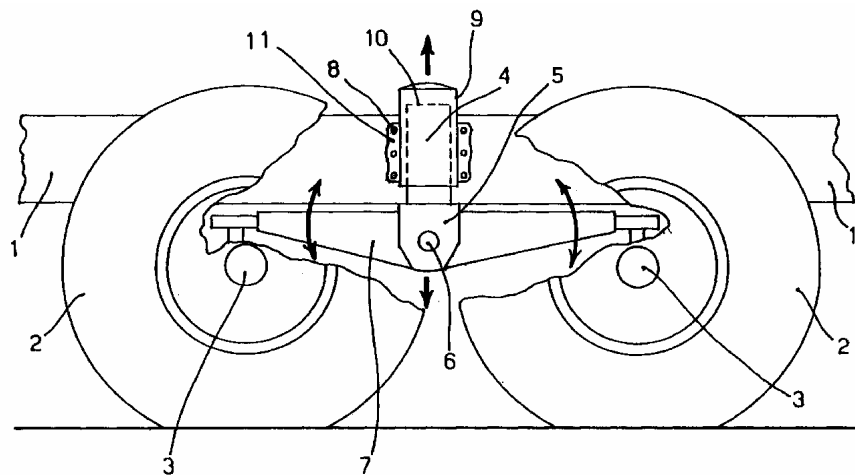
Hidropneumatinė pakaba užtikrina didesnę važiavimo saugumą. Hidropneumatinėje pakaboje visą priekabos masę laiko suslėgtos dujos 6 (1.15 pav.), slegiamos skysčio 4.

Kartais naudojama elektroninė pastovaus kėbulo aukščio palaikymo sistema. Čia užpakaliniame amortizatoriuje įtaisomas fotooptinis daviklis. Pasikeitus kėbulo aukščiui, daviklis siunčia signalą elektroninio valdymo blokui. Šis įjungia oro kompresorių ir paduoda suslėgtą orą į specialią amortizatoriaus kamerą arba išleidžia iš jos suslėgtą orą į atmosferą. Visose pastovaus kėbulo aukščio palaikymo sistemose būna įtaisyti lėtinimo vožtuvai. Jie paduoda arba išleidžia iš amortizatorių orą tik tada, kai kėbulo aukščio pasikeitimas užtrunka apie 15 sekundžių. Todėl reguliatorius nereaguoja į kėbulo švytavimus važiuojant kelio nelygumais [2, 5].



**1.15 pav.** Hidropneumatinės pakabos principinė veikimo schema: 1 – svirtis; 2 – stūmoklis; 3 – cilindras; 4 – hidraulinis skystis; 5 – diafragma; 6 – dujos (dažniausiai azoto); 7 – metalinis korpusas; 8 – aukščio reguliatorius; 9 - trauklės

„Balansyrinio“ tipo pakabos sistema, kurią sudaro centrinė slankiojanti dalis 9, 10 standžiai sujungtas su rėmu 1 ir jos apatinė dalis 5 sujungta su kaiščiu 6 ant kurio montuojama standi „balansuojanti“ svirtis 7 (1.16 pav.). Dviašę važiuoklę sudaro dvi gretimos ašys 3 su ratais 2, sujungtos su rėmu 1, pakabos dalimi 4. Pakabos sistema 4 susideda iš dviejų elementų 9, 10 judančių priklausomai vienas nuo kito, ir tarp kurių yra suspaudžiamas elastingas elementas (spyruoklė), išorinis elementas 9 yra tvirtinamas prie rėmo 1, o vidinis elementas 10 prie svirties 7 kuri laiko ašis 3 [7].



**1.16 pav.** „Balansyrinio“ tipo pakaba skirta dviašei (tandem tipo) važiuoklei

Krovinių transporto priemonių, skirtų krovinių gabenimui, siekiant tolygiai paskirstyti svorį, paprastai taikoma apkrauta sujungta struktūra tarp dviejų gretimų ašių. Ši struktūra remiasi ant pačių ašių ir yra sukonstruota atsižvelgiant į vidurio tašką tarp dviejų ašių, arba atsižvelgiant į tarpinį tašką, norimo svorio pasiskirstymui pagal dvi ašis.

Šios rūšies struktūra, žinoma kaip „tandem“ tipo, yra standžiai sujungta su transporto priemonės rėmu arba savarankiškai per centrinę dalį rėmas siūbuoja išilgai vertikalia kryptimi (į viršų arba į apačią) taip, kad ratai gali judėti per kelio nelygumus tik svyruojat ašims ir neperduodant vibracijų rėmui. Siekiant sumažinti vibracijas, tarp elementų 9 ir 10 paprastai dedamos spyruoklės arba yra montuojamos lingės. Nes ši pakabos sistemos turi prastas važiavimo sąlygas dėl per standžios konstrukcijos. Nelygus kelių paviršius sukelia vibracijas ir tai sukelia pavojų visai priekabos konstrukcijai ir prarandamas sukibimas tarp ratų ir kelio kas lemia padangų nusidėvėjimą, sumažina jų tarnavimo laiką [7].

Pakaba turi būti tokia, kad krovinių automobilių kėbulo švytavimo dažnis nebūtų didesnis kaip 1,15-1,5 Hz. Kai jis didesnis, prastėja automobilio pastovumas, vairavimas ir vairuotojo važiavimo sąlygos. Kėbulo švytavimų slopinimui įrengiami amortizatoriai. Automobiliuose naudojami hidrauliniai amortizatoriai. Jų veikimas paremtas skysčio pasipriešinimu, spaudžiant jį pro kalibruotas skylės. Amortizatoriai įrengiami tarp liemens ir tiltų.

Pagal švytavimų slopinimo būdą hidrauliniai amortizatoriai yra vienpusio ir dvipusio veikimo. Vienpusio veikimo amortizatoriai slopina kėbulo švytavimus tik leidžiantis rėmui, o dvipusio – tiek ratui kylant, tiek jam leidžiantis.

Pagal konstrukciją hidrauliniai amortizatoriai yra teleskopiniai ir svirtiniai, dvivamzdžiai ir vienvamzdžiai. Teleskopiniai amortizatoriai lengvesni, mažesni, patvaresni už svirtinius, todėl dažniausiai ir naudojami. Dvivamzdžiai amortizatoriai sudaryti iš dviejų cilindrų, o vienvamzdžiai – iš vieno.

Ratai palaiko visą priekabos masę, sukibdami su keliu, švelnina smūgius, gaunamus dėl kelio nelygumų. Ratų konstrukcija turi įtakos traukai, pravažumui, judėjimo tolygumui bei ekonomiškumui. Ratas sudarytas iš padangos, ratlankio, disko ir stebulės [2].



## 2. PRIEKABOS VAŽIUOKLĖS ATSKIRŲ KONSTRUKCINIŲ ELEMENTŲ STIPRUMO TYRIMO METODIKA

### 2.1. Tyrimo objektas – priekabos važiuoklės konstrukcija ir jos analizė

Nagrinėjama priekaba yra skirta gyvulių šėrimui ūkiuose (2.1 pav.). Priekaboje yra 2 maišymo sraigtai su specialiais, prie jų pritvirtintais, peiliais. Pašaras viduje yra maišomas, smulkinamas ir paruoštas mišinys pilamas per priekabos šoną į šėryklas [9].



2.1 pav. Gyvulių šėrimo įranga

Priekabos techninės charakteristikos [9]:

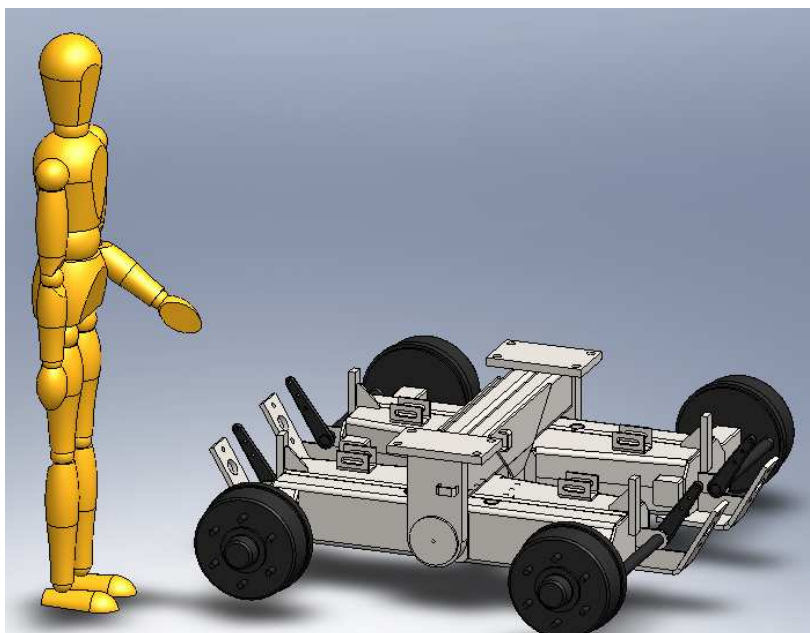
- Talpa –  $24 \text{ m}^3$ ;
- Bendras ilgis –  $7,20 \text{ m}$ ;
- Bendras plotis –  $2,44 \text{ m}$ ;
- Bendras aukštis –  $3,25 \text{ m}$ ;
- Neto svoris –  $7700 \text{ kg}$ ;
- Maksimali apkrova –  $10000 \text{ kg}$  ( $98000 \text{ N}$ ).

Minėtos priekabos važiuoklės mazgas yra „balansyrinio“ tipo. Nuotrauka daryta po jos surinkimo yra parodyta 2.2 paveiksle.



**2.2 pav.** „Balansyrinio“ tipo pakaba

Važiuoklės mazgo tyrimas bus atliekamas dviem būdais: analitinio skaičiavimo metodu ir programa „SolidWorks“. Tam kad skaičiavimus būtų galima atlikti „SolidWorks“ programa, visų pirma reikia nusibraižyti minėtos važiuoklės 3D modelį (2.3 pav.).



**2.3 pav.** Važiuoklės modelis ir 1.80 m ūgio žmogaus maketas

Važiuklė yra gaminama iš plienu S235JR ir S355JR. Pagrindinė važiuklės konstrukcija gaminama iš plieno S355JR. Mažas apkrovas laikančios svirtys ir laikikliai gaminami iš S235JR. Stabdžių būgnai gaminami iš ketaus, bet jie skaičiavimuose nėra vertinami, nes jie yra gaminami kitos įmonės ir perkami kaip standartinis gaminys. Minėtų konstrukcinių (statybinių) plienu cheminės lydinio sudėtys ir mechaninės charakteristikos pateiktos lentelėse 2.1, 2.2, 2.3 ir 2.4 [11]:

**2.1 lentelė.** Plieno S235JR mechaninės charakteristikos

Takumo riba $\sigma_y$ , MPa	Stiprumo riba $\sigma_{ut}$ , MPa	Min. pailgėjimas – A, $Lo = 5,65 \sqrt{So}$ (%)	Temperatūra, °C	Min. absorbuojamos energijos, J
235-195	350-510	26-22	+20	27

**2.2 lentelė.** Plieno S235JR cheminė lydinio sudėtis

C, %	Mn, %	P, %	S, %	N, %	Cu, %	CEV, %
0,17-0,20	1,40	0.040	0,040	0,012	0,55	0,35-0,38

**2.3 lentelė.** Plieno S355JR mechaninės charakteristikos

Takumo riba $\sigma_y$ , MPa	Stiprumo riba $\sigma_{ut}$ , MPa	Minimalus pailgėjimas – A, $Lo = 5,65 * \sqrt{So}$ (%)	Temperatūra, °C	Min. absorbuojamos energijos, J
355-275	450-630	22-18	+20	27

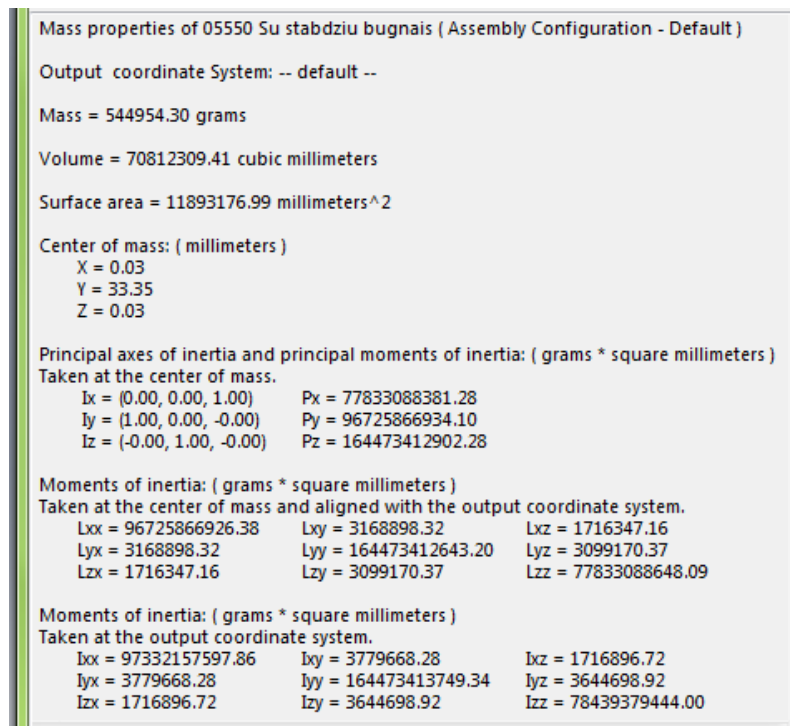
**2.4 lentelė.** Plieno S355JR cheminė lydinio sudėtis

C, %	Mn, %	Si, %	P, %	S, %	N, %	Cu, %	CEV, %
0,24	1,60	0,55	0,040	0,040	0,012	0,55	0,45-0,47

CEV – didžiausia anglie ekvivalentinė vertė [10].

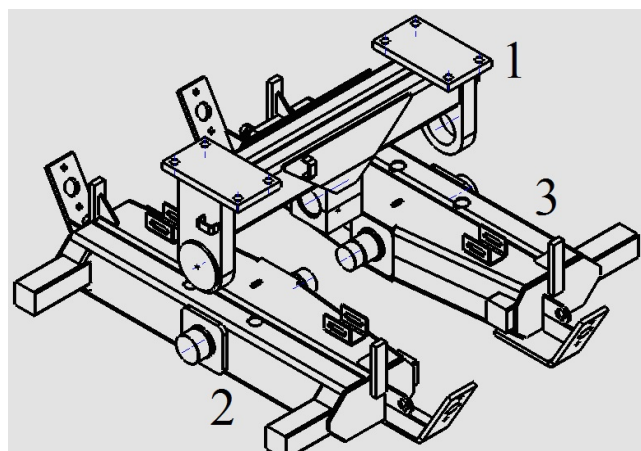
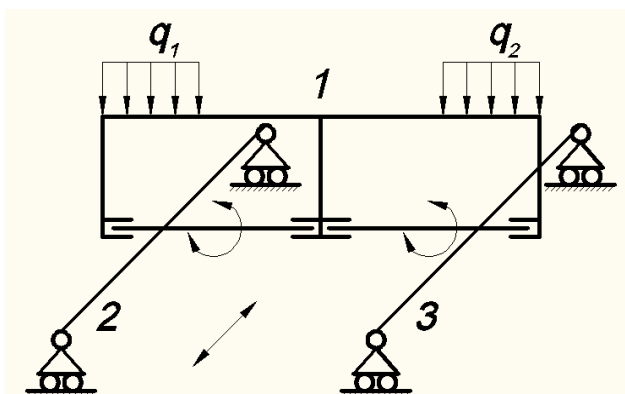
$$CEV = C + Mn / 6 + (Cr + Mo + V) / 5 + (Cu + Ni) / 15$$

Programos „SolidWorks“ pagalba buvo apskaičiuota važiuklės masė, tūris, paviršiaus plotas ir inercijos momentai (2.4 pav.). Kaip matome važiuklės svoris yra 545 kg. Modelis pavaizduotas 2.3 paveiksle yra pilnai nubrėžtas su visomis svirtimis ir laikikliais hidraulinei ar pneumatinei stabdžių sistemai tvirtinti. Tačiau skaičiuojamasis modelis bus supaprastintas tam, kad būtų įmanoma jį apskaičiuoti kompiuterio pagalba, jo neapkraunant didele gausa duomenų.

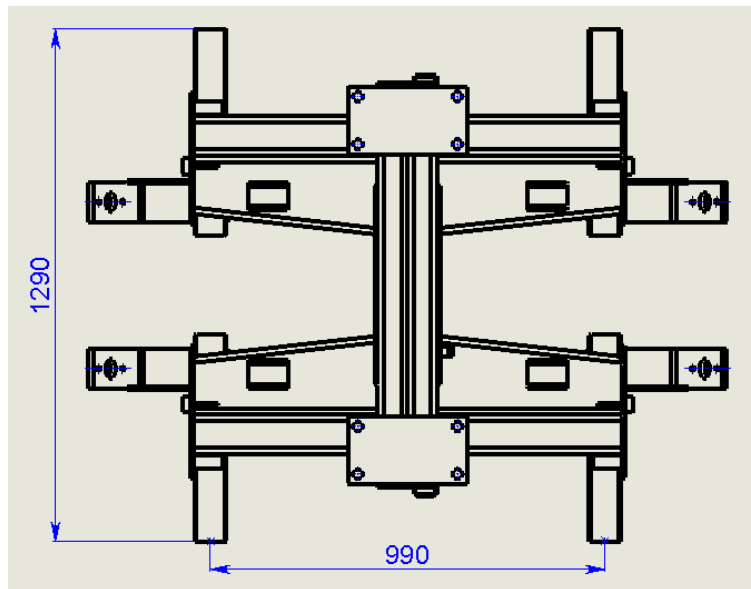


2.4 pav. Svarbiausi masės parametrai

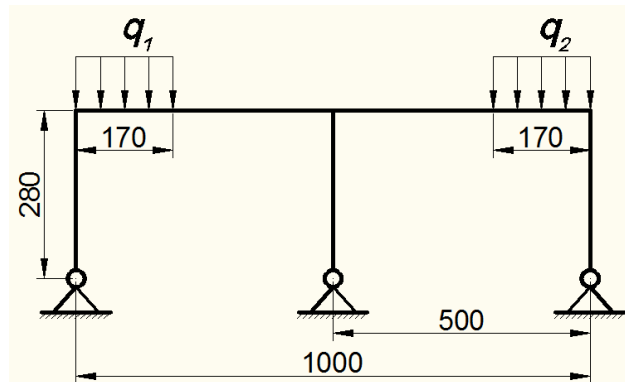
Kinematinėje schemoje parodyta kuriose vietose yra pridedama jėga ir kokiomis kryptimis vyksta judesys (2.5 pav.). Taip pat joje yra nurodyti pozicijų numeriai trijų pagrindinių mazgų: poz. 1, 2 ir 3. Šalia yra važiuoklės erdvinis vaizdas su pozicijų numeriais ir mazgai, atskirti vienas nuo kito, kad juos būtų lengviau atskirti (2.5 pav.). Kaip matome važiuoklės mazgą sudaro viena ašis laikanti dalis poz. 1 ir dvi vienodos svirtinės dalys poz. 2 ir 3. Atstumai tarp ašių parodyti 2.6 pav. Vidurinioji, ašis laikančioji, dalis (poz. 1) pavaizduota 2.7 ir 2.8 pav. Svirtinė dalis (poz. 2 ir 3) su ašimi ir ratų ašimis pavaizduota 2.9 ir 2.10 pav.



2.5 pav. Važiuoklės kinematinė schema ir erdvinis vaizdas su pagrindiniais mazgais

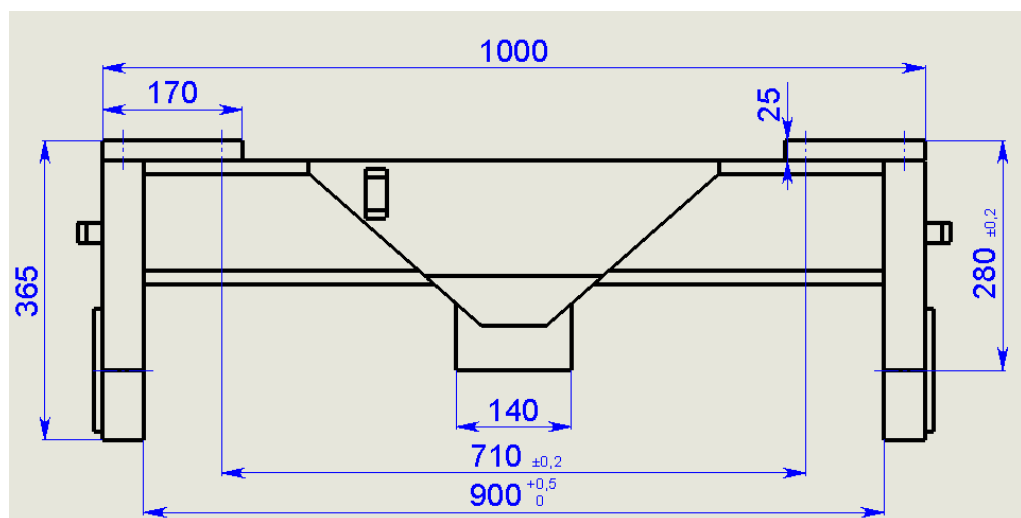


2.6 pav. Atstumai tarp ratų ašių

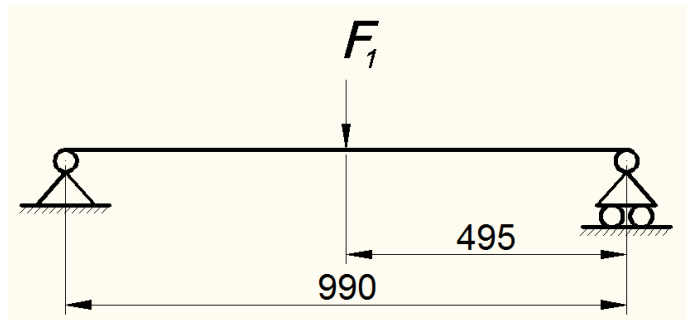


2.7 pav. Viduriniojo, ašis laikančio, mazgo (poz. 1) kinematinė schema

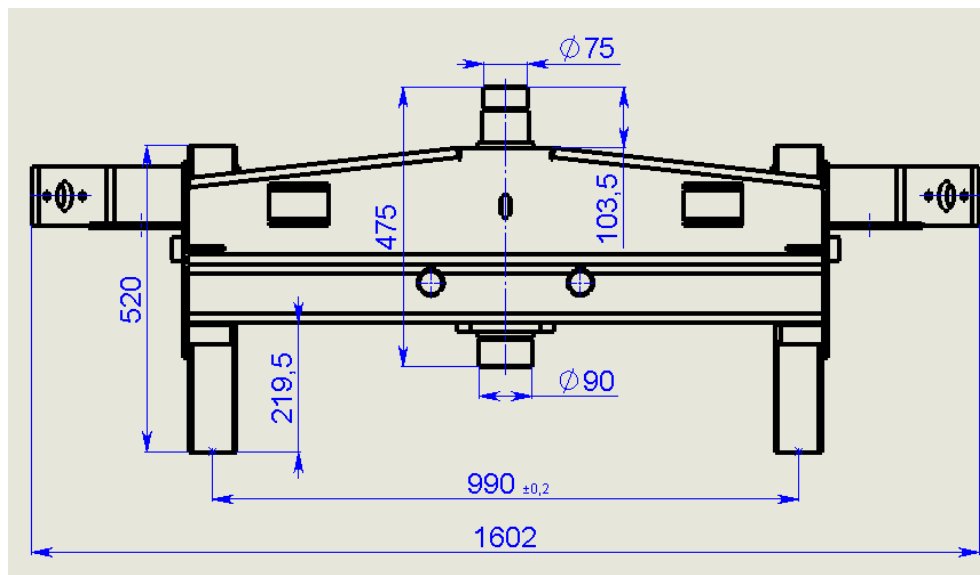
Maksimali apkrova yra  $q_1 + q_2 = F = 98000N$ .



2.8 pav. Viduriniojo mazgo (poz. 1) matmenys

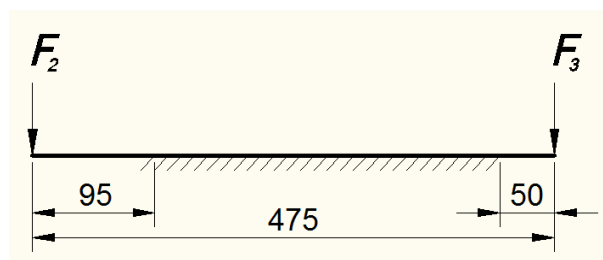


2.9 pav. Svirtinio mazgo (poz. 2 ir 3) kinematinė schema

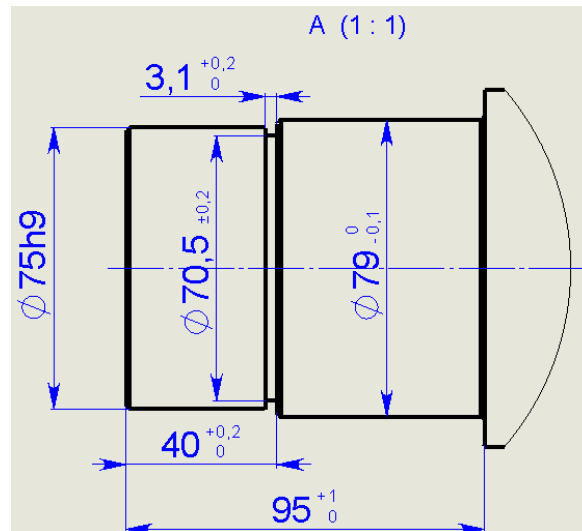
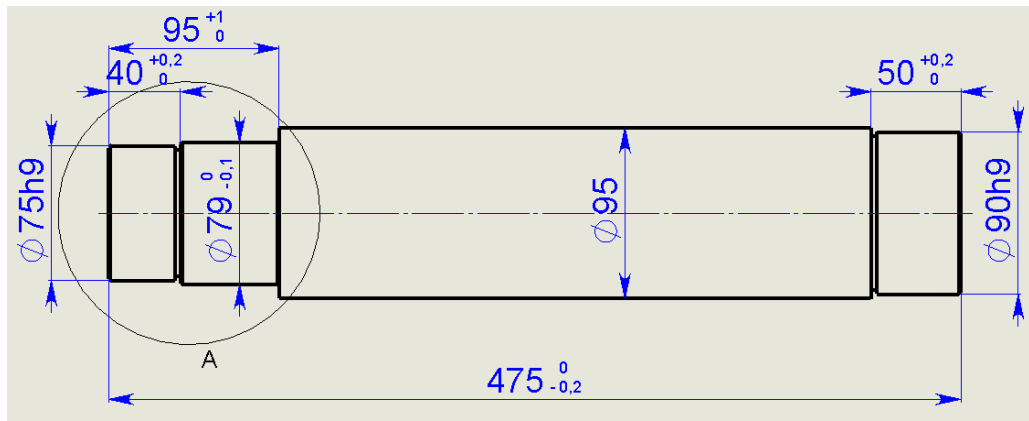


2.10 pav. Svirtinio mazgo (poz. 2 ir 3) matmenys

Išnagrinėjus važiuoklės konstrukciją, galiu padaryti prielaidą, kad didžiausias apkrovas ir silpniausia važiuoklės vieta yra svirtinės dalies (poz. 2 ir 3) ašis (2.12 pav.). Todėl ji išskirta iš mazgo 2 ir 3 ir pavaizduota 2.11 ir 2.12 pav. Ašies, galimai silpniausia vieta, kaklelis  $\text{Ø}70,5 \text{ mm}$  pavaizduotas 2.12 paveiksle. Ši vieta ir bus toliau tiriama analitiniu būdu ir „SolidWorks“ programa ir žiūrima kaip ji atlaiko statines apkrovas.



2.11 pav. Svirtinio mazgo (poz. 2 ir 3) ašies kinematinė schema



**2.12 pav.** Ašies matmenys ir išskirtas  $\varnothing 70,5$  mm kaklelis

Ašis yra pagaminta iš plieno S355JR. Šio plieno mechaninės charakteristikos ir cheminė lydinio sudėtis pateiktos 2.3 ir 2.4 lentelėse.

## 2.2. Įtempių analitinis skaičiavimas esamos konstrukcijos mazguose

Tam kad išsiaiškinti svirtinės dalies (poz. 2 ir 3) ašies kaklelis maksimalius įtempius, reikės apskaičiuoti ašies kaklelio kirpimo ir lenkimo jėgas, tam kad sužinotumėme kuri jėga daro didžiausią įtaką ašiai. Visų pirma bus atliekamas ašies kaklelio kirpimo skaičiavimas. Skaičiuojamos bus tik statinės apkrovos. Kadangi tiriama važiuoklė turi dvi vienodas ašis todėl skersmuo yra dauginamas iš 2, kad gauti bendrą kerpamąjį plotą:

$$A_s = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 70,5^2}{4} = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2. \quad (2.1)$$

Kirpimo jėga  $Q_S = F$  tikrinama pagal stiprumo sąlygą ir žiūrima ar  $F$  neviršija leistinojo kirpimo įtempimo  $\tau_{adm} = 130 \cdot 10^6 Pa$ . Maksimali priekabos apkrova leidžiama  $F = 98000N$ .

$$\tau = \frac{F}{A_S} \leq \tau_{adm}; \quad (2.2)$$

$$\tau = \frac{98000}{7,8 \cdot 10^{-3}} = 12,6 \cdot 10^6 Pa < 130 \cdot 10^6 Pa;$$

Čia  $F$  – kirpimo jėga,  $N$ ;  $A_S$  – kerpamasis plotas,  $m^2$ ;  $\tau_{adm}$  – leistinasis kirpimo įtempimas,  $Pa$ .

Visi plieno stiprumo rodikliai paimti iš literatūros [8, 10].

Matome, kad kirpimo jėgos sukelti tangentiniai įtempiai yra mažesni už leistinuosius tangentinis įtempius, tai reiškia, kad ašis gali atlaikyti užduotą maksimalią apkrovą. Taip pat tikriname ar ašis laikanti konstrukcija (poz. 1) atlaikys glemžimo ir susilpninto ploto tempimo jėgų sukeltus įtempius.

Skaičiuojamasis glemžimo plotas abejoms ašims:

$$A_p = 2 \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot 36,9 \cdot 10^{-3} = 5,54 \cdot 10^{-3} m^2. \quad (2.3)$$

Glemžimo jėga  $N_p = F$  tikrinama pagal stiprumo sąlygą ir žiūrima ar glemžimo jėgos sukelti normaliniai įtempiai neviršija leistino glemžimo įtempimo  $\sigma_{adm,p} = 380 \cdot 10^6 Pa$ :

$$\sigma_p = \frac{98000}{5,54 \cdot 10^{-3}} = 17,7 \cdot 10^6 Pa < 380 \cdot 10^6 Pa; \quad (2.4)$$

Tempiamo susilpninto pjūvio plotas:

$$A_{nt} = 140 \cdot 10^{-3} \cdot (140 - 75) \cdot 10^{-3} = 91 \cdot 10^{-4} m^2.$$

Ašinė jėga  $N = F$  skaičiuojama pagal stiprumo sąlygą:



$$\sigma = \frac{98000}{91 \cdot 10^{-4}} = 10,8 \cdot 10^6 < 210 \cdot 10^6 \text{ Pa};$$

Iš trijų skaičiavimų gauti rezultatai rodo, kad ašis ir jas laikanti konstrukcija atlaiko užduotas apkrovas.

Kadangi kirpimo įtaka ašiai yra labai maža, atliksiu skaičiavimus lenkimo jėgai patikrinti. Visų pirma paskaičiuojame lenkimo momentą  $M$  [13]. Kaip matyti paveiksle 2.12, duotas atstumas iki įtvirtinimo yra  $95 \text{ mm}$ . Apkrova veikia ilgiu  $36,9 \text{ mm}$ , kuris bus padalintas per pusę ir laikysime, kad jėga veikia atstumu  $76,55 \text{ mm}$  nuo įtvirtinimo. Taip pat veikianti apkrova bus priskirta vienai ašiai. Jėgos veikimo krypties nepaisome nes skaičiuojant maksimalius normalinius įtempius lenkimo momentas imamas absoliutiniu dydžiu:

$$M = \frac{98}{2} \cdot 0,07655 = 3,75 \text{ kNm} \quad (2.5)$$

Apskaičiuojame skritulio inercijos momentus [8]. Kadangi skrituliui  $I_x = I_y$  tai:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 7,05^4}{64} = 121,2 \text{ cm}^4 \quad (2.6)$$

Maksimalus atstumas yra  $x_{max} = y_{max} = 7,05 / 2 = 3,525 \text{ cm}$ .

Dabar galime paskaičiuoti atsparumo momentą  $W$ , nes  $W_x = W_y$ :

$$W = \frac{I}{|x_{max}|} = \frac{121,2}{3,525} = 34,4 \text{ cm}^3 \quad (2.7)$$

Normaliniai įtempiai veikiantys ašį bus:

$$\sigma = \frac{|M|}{W} = \frac{3,75 \cdot 10^3}{2 \cdot 34,4 \cdot 10^{-6}} = 54,5 \text{ MPa} \quad (2.8)$$

Ankščiau paskaičiuoti kirpimo jėgos sukelti įtempiai buvo  $12,6 \text{ MPa}$ . Dabar gauti lenkimo jėgos sukelti įtempiai yra lygus  $54,5 \text{ MPa}$ . Darome išvadą, kad ašis yra veikiamą lenkimo jėgos ir kirpimo tolimesniuose skaičiavimuose nevertiname. Taigi maksimalūs įtempiai veikiantys ašį yra  $54,5 \text{ MPa}$ . Apskaičiuoti maksimalūs įtempiai bus lyginami su programos „SolidWorks“ gautais

įtempiais. Jie turėtų būti lygūs arba labai artimi vienas kitam. Tokiu atveju laikysime, kad skaičiavimai yra atlikti teisingai.

Skaičiavimai atlikti esant tik statinėms apkrovoms todėl ir ašies atsarga gauta palyginus didelė. Bet skaičiuojant nebuvo įvertintos įvairios dinaminės apkrovos kurias sukelia kelio nelygumai, staigus stabdymas ir t.t. Dinaminis poveikis už statinį gali būti didesnis dešimtimis kartų. Tai rodo dinamiškumo koeficientas –  $k_{dyn}$  [12].

### **2.3. Įtempių ir įlinkių skaičiavimas naudojant „SolidWorks“ programą, esamos konstrukcijos mazguose**

Tam, kad atlikti skaičiavimus „SolidWorks“ programa visų pirma reikia nusibrėžti tiriamos važiuoklės 3D modelį. Supaprastintas modelis pavaizduotas 2.13 pav. Važiuoklės modelis naudojamas skaičiavimas yra nubrėžtas kaip vientisa detalė. Taip buvo padaryta tam, kad visi važiuoklę veikiantys ryšiai ir apkrovos kuo tikroviškiau pasiskirstytų tiriamame mazge. Kad be reikalo neapkrauti programos nuo modelio buvo pašalintos apkrovų nepriimančios dalys kaip svirtys ir laikikliai. Buvo pašalinti iš ketaus pagaminti stabdžių būgnai tam, kad jų vietoje būtų galima pridėti važiuoklę laikančius ryšius.

Braižant važiuoklę buvo pasirinktas jos gamybai naudojamas metalas S355JR.

Nubraižius modelį ir parinkus jo medžiagą reikia nurodyti važiuoklės įtvirtinimus. Važiuoklė yra įtvirtinta 4 paviršiais, kurių galuose būna stabdžių būgnai (poz. 2 ir 3) (2.13 pav.).

Apkrova, kurios dydis yra 98000 N, pridėta važiuoklės viršutinėje dalyje (poz. 1) kur yra 2 stačiakampės plokštės su 4 skylėmis. Apkrovos vieta ir jos kryptis matoma 2.13 paveiksle.

Programos pagalba automatiškai yra sukuriamas baigtinių elementų modelio tinklelis, kuris yra sutankinamas atsižvelgiant į detalės geometrijos pasikeitimus. Tinklelio duomenys:

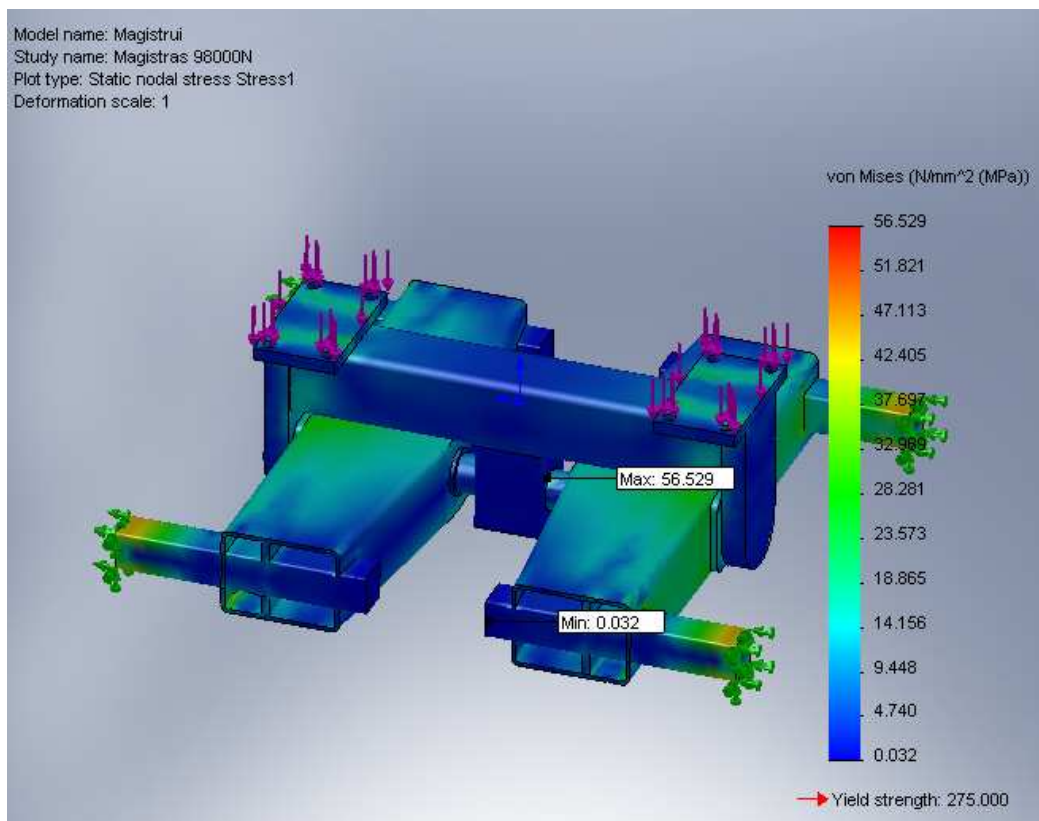
- Mazgų skaičius – 34901;
- Elementų skaičius – 18939;
- Kraštinių sąlygų skaičius (savaržytų laisvių skaičius) – 103923.

Programa „SolidWorks“ skaičiavimus atlieka pagal esamą duomenų bazę kurioje plienui S355JR yra priskirti tokie mechaniniai rodikliai:

- Tamprumo modulis  $E$  – 210 GPa;
- Skersinės deformacijos (Puasono) koeficientas  $\nu$  – 0,28;
- Šlyties modulis  $G$  – 79 GPa;
- Tankis  $\rho$  – 7,8 t/m<sup>3</sup>;

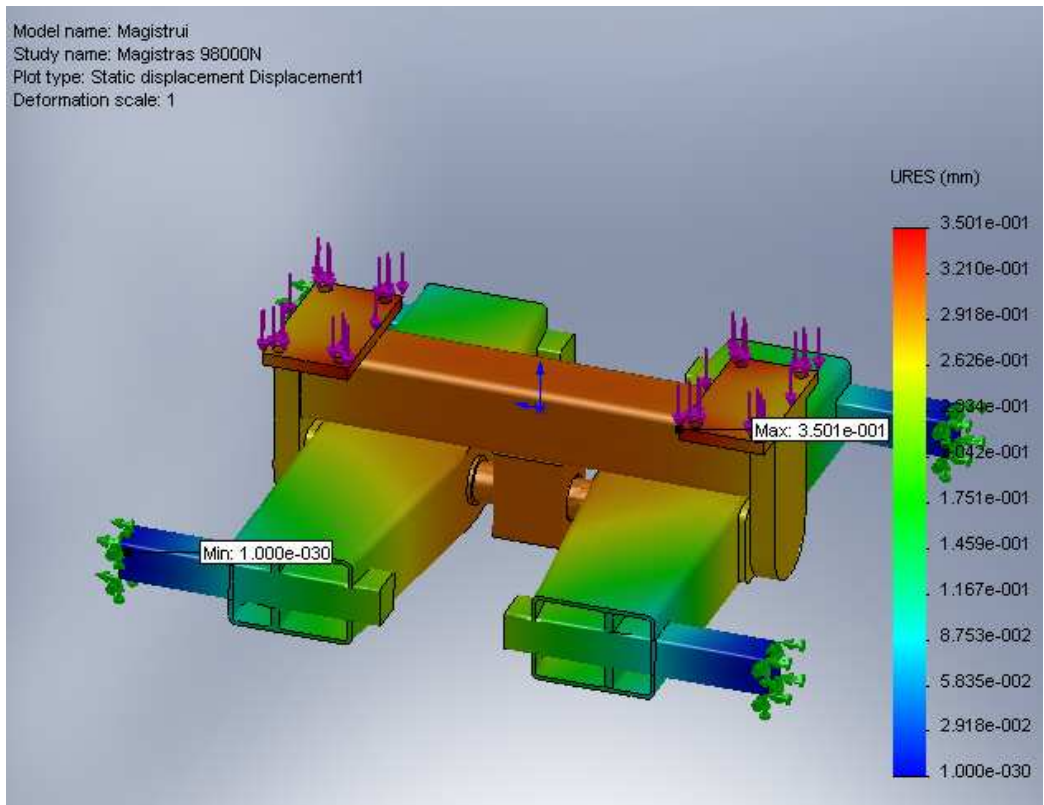
- Stiprumo riba  $\sigma_{ut} - 520 \text{ MPa}$ ;
- Takumo riba  $\sigma_y - 275 \text{ MPa}$ ;
- Šiluminis plėtimosi koeficientas  $\alpha - 11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ;
- Šilumos laidumas  $\lambda - 14 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;
- Savitoji šiluma –  $440 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ .

Atlikus, statinio bandymo, stipruminę važiuoklės analizę „SolidWorks“ programa buvo gauta tyrimo ataskaita kuri yra pateikta 1 priede. Svarbiausi gauti duomenys rodo jog užduota apkrova yra išlaikoma. Kaip matyti iš 2.13 paveikslo maksimalūs įtempiai yra  $56,5 \text{ MPa}$  ir jie yra tiriamame ašies kaklelyje  $\varnothing 70,5 \text{ mm}$ . Analitiniu būdu apskaičiuoti maksimalūs įtempiai buvo  $54,5 \text{ MPa}$ . Tarp jų ir programos „SolidWorks“ apskaičiuotų įtempių yra tik  $3,7 \%$  paklaida, kas rodo jog skaičiavimai yra atlikti teisingai.

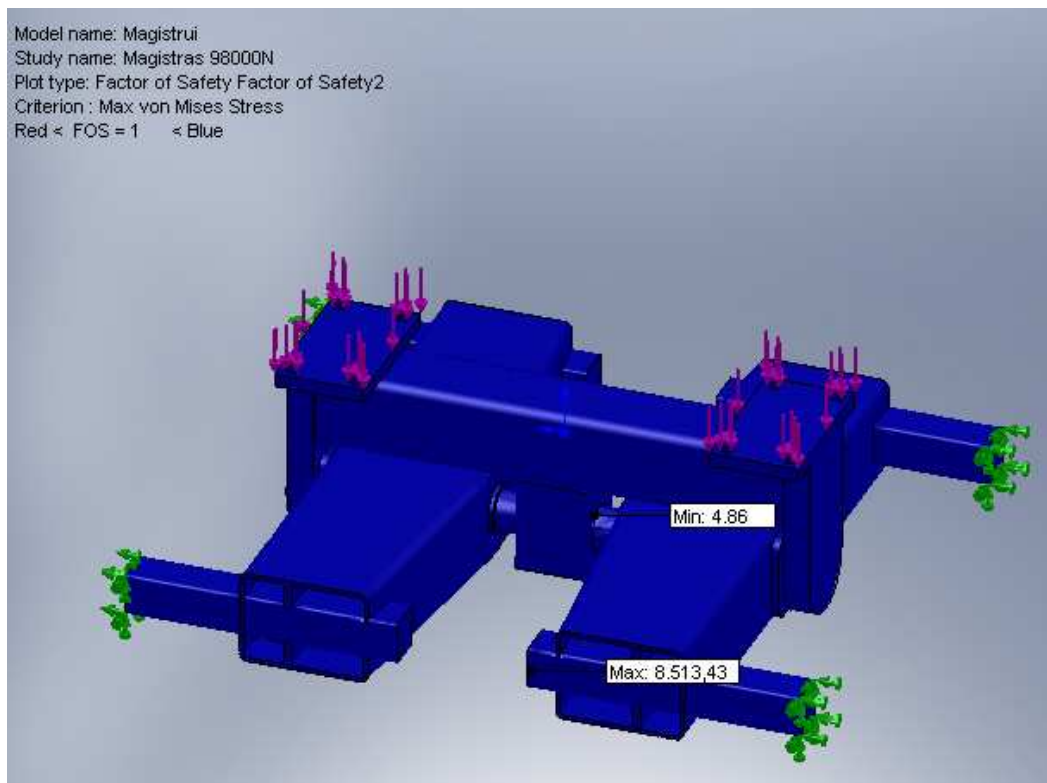


**2.13 pav.** Įtempiai kai  $F=98000 \text{ N}$

Maksimalus poslinkis (poz. 1) yra pavaizduotas 2.14 paveiksle ir jis siekia  $0,35 \text{ mm}$ . Minimalus ašies kaklelio atsargos koeficientas yra  $4,86$  (2.15 pav.). Atsargos koeficientas yra gaunamas takumo ribą padalinus iš veikiančių maksimalių įtempių:  $275\text{MPa}/56,5\text{MPa}=4,86$ .



2.14 pav. Poslinkiai kai  $F=98000\text{ N}$



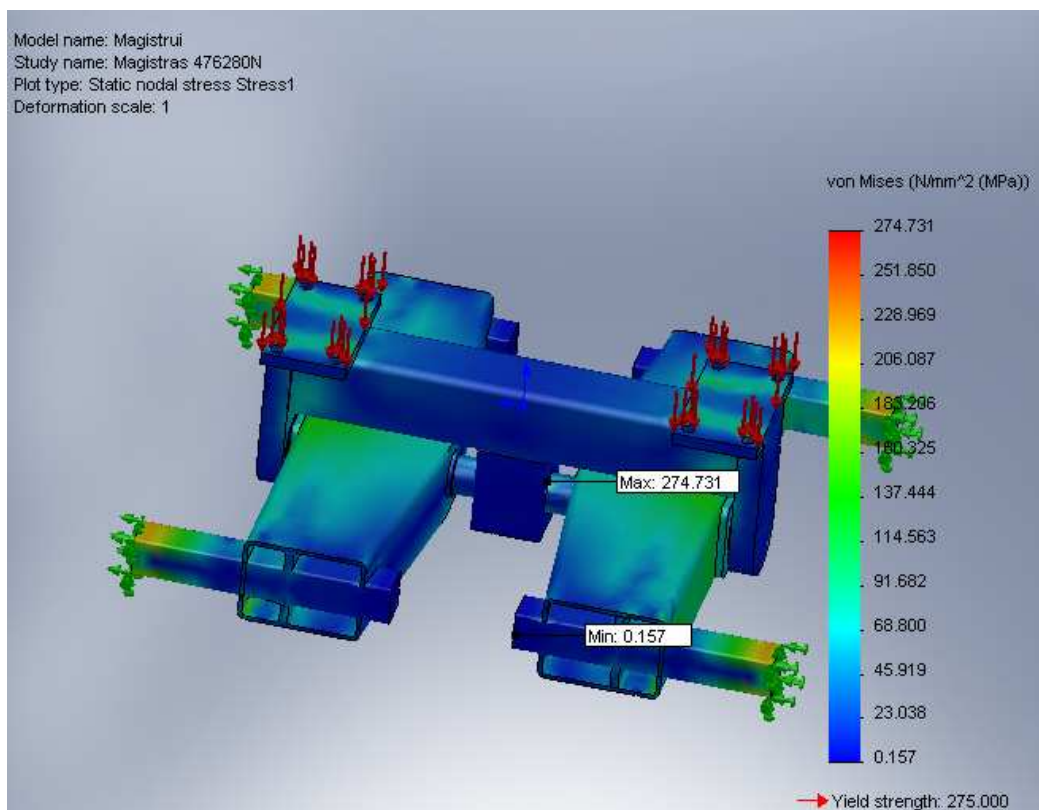
2.15 pav. Atsargos koeficientas kai  $F=98000\text{ N}$

### 3. ĮVAIRIŲ VEIKSNIŲ ĮTAKA VAŽIUOKLĖS ATSKIRŲ MAZGŲ ĮTEMPIŲ IR ĮLINKIŲ DYDŽIAMS

#### 3.1. Keičiant apkrovos dydį skaičiuojami maksimalūs įtempiai ir įlinkių dydžiai

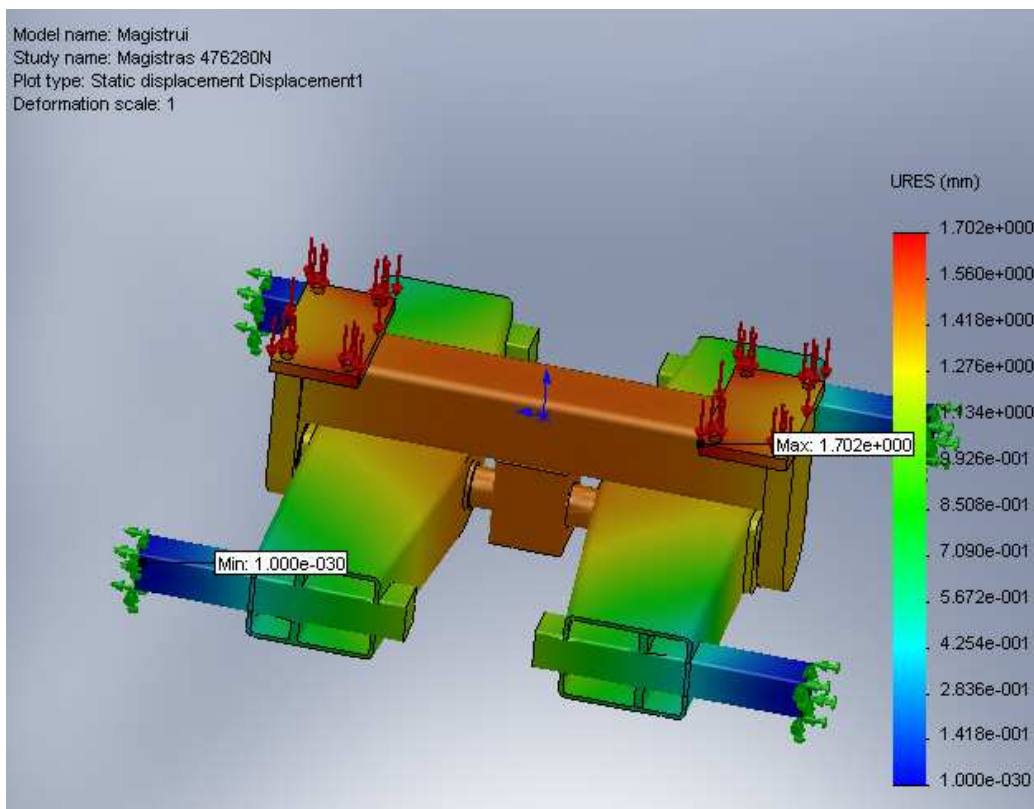
Statinis, stipruminis, važiuoklės mazgo tyrimas parodė jog jos atsargos koeficientas yra 4,86. Padauginus jį iš duotos maksimalios leistinos apkrovos turėčiau gauti kritinę apkrovą kurią viršijus važiuoklė turėtų neatlaikyti apkrovos. Taigi  $98000 \cdot 4,86 = 476280 N$ . Programa „SolidWorks“ patikrinsime ar paskaičiuota apkrova yra teisinga. Gauta ataskaita yra pateikta 2 priede.

Gauti maksimalūs įtempiai  $274,7 MPa$  yra artimi programos nustatytai takumo ribai  $275 MPa$  (3.1 pav.). Tai yra maksimali apkrova kurią gali išlaikyti važiuoklė. Išreiškus apkrovą kilogramais gaunama ribinė apkrova yra  $48600 kg$ .

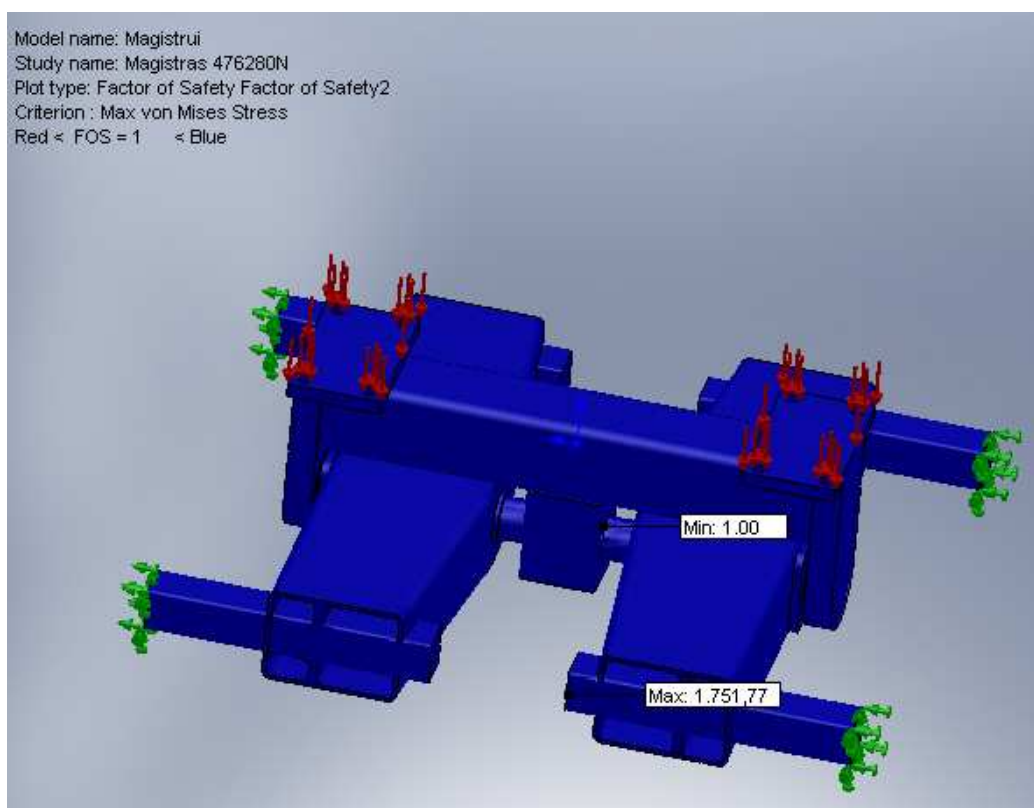


3.1 pav. Maksimalūs įtempiai kai  $F=476280 N$

Maksimalus poslinkis yra  $1,7 mm$  (3.2 pav.). Atsargos koeficientas lygus 1 (3.3 pav.). Tai riba kurią viršijus konstrukcija neatlaikytų duotos apkrovos.



3.2 pav. Maksimalūs poslinkiai kai  $F=476280\text{ N}$

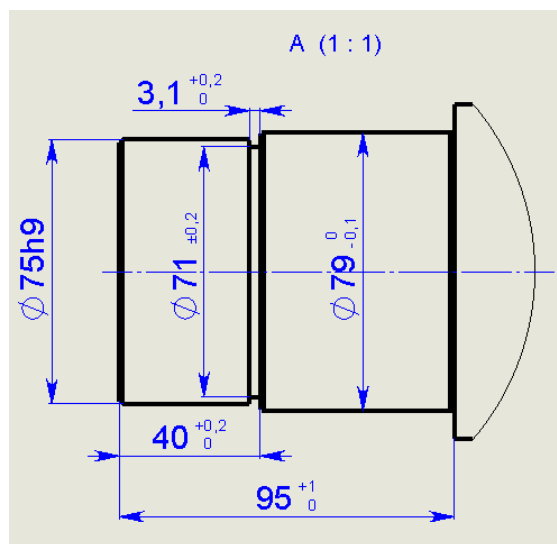


3.3 pav. Atsargos koeficientas kai  $F=476280\text{ N}$

### 3.2. Keičiant skerspjūvio geometrinius matmenis skaičiuojami įtempiai ir įlinkių dydžiai

Tam, kad sustiprinti ašį ir jos silpniausią vietą, kaklelį  $\varnothing 70,5 \text{ mm}$ , didinsiu šį matmenį po  $0,5 \text{ mm}$  ir padaręs pakeitimą atliksiu stipruminę analizę. Svarbu tai, kad ašies kaklelio pakeitimas nekeičia ašies gamybai naudojamos medžiagos matmenų. Likusi ašies dalis išlieka visiškai tokia pat kaip buvo, keičiamas tik apdirbimas. Ašies kaklelio padidinimas reiškia mažiau mechaninio apdirbimo ašiai.

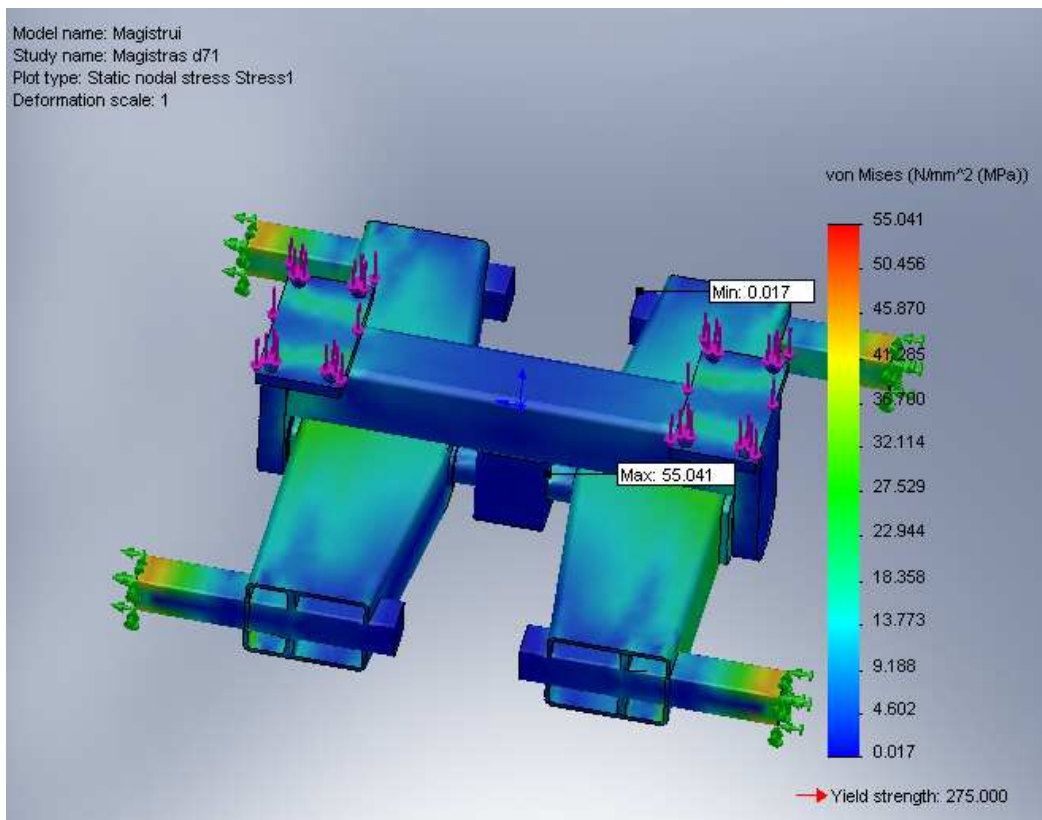
Analizė bus atliekama su pradine duotąja apkrova  $F=98000 \text{ N}$ . Matmuo  $\varnothing 70,5 \text{ mm}$  keičiamas į matmenį  $\varnothing 71 \text{ mm}$  (3.4 pav.). Programos „SolidWorks“ tyrimo ataskaita yra pateikta 3 priede.



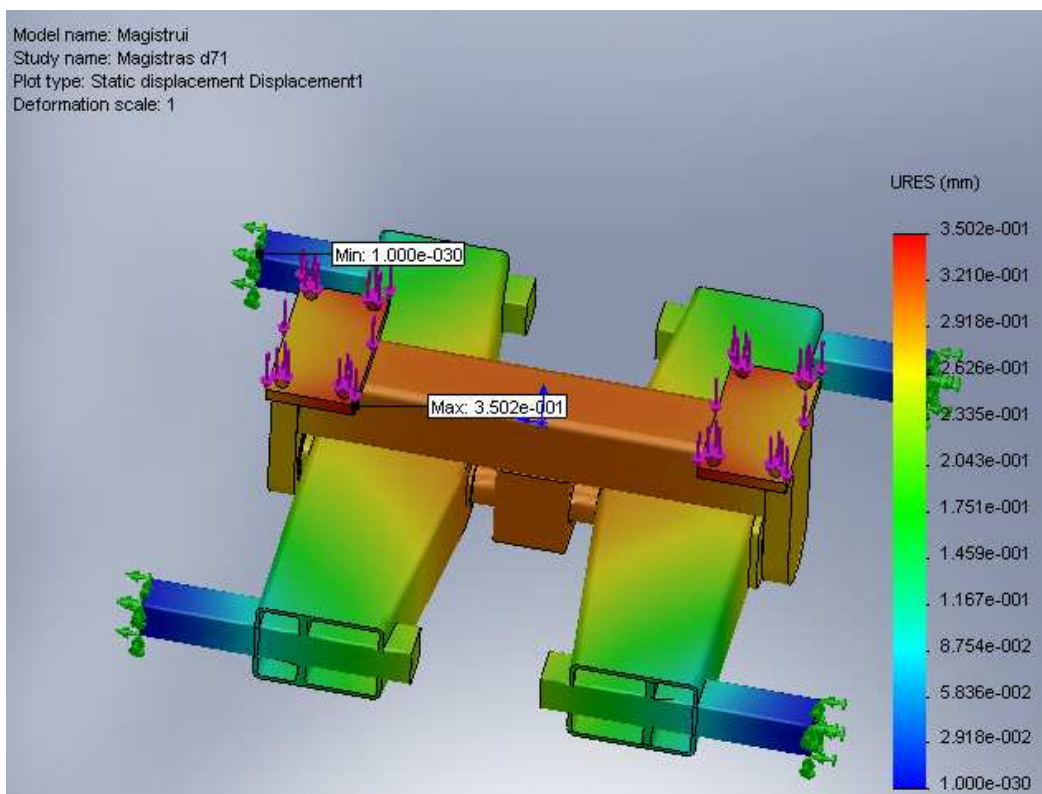
3.4 pav. Pakeistas ašies kaklelio matmuo  $\varnothing 71 \text{ mm}$

Po šio ašies kaklelio pakeitimo silpnusia konstrukcijos vieta išlieka ašies kaklelis (3.5 pav.). Bet maksimalūs įtempiai yra mažesnis ir dabar jie yra  $55 \text{ MPa}$ . Tai rodo, kad kaklelio matmenį padidinus tik  $0,7 \%$  (iš  $\varnothing 70,5$  į  $\varnothing 71 \text{ mm}$ ), maksimalūs įtempiai veikiantys kaklelį sumažėjo  $2,65 \%$  (nuo  $56,5$  iki  $55 \text{ MPa}$ ).

Maksimalus poslinkis išliko toks pat kaip ir pradinėje konstrukcijoje ir jis yra  $0,35 \text{ mm}$  (3.6 pav.). Minimalus atsargos koeficientas padidėjo iki 5, o tai yra  $2,88 \%$  daugiau nei buvo pradinėje konstrukcijoje (nuo  $4,86$  iki 5) (3.7 pav.).

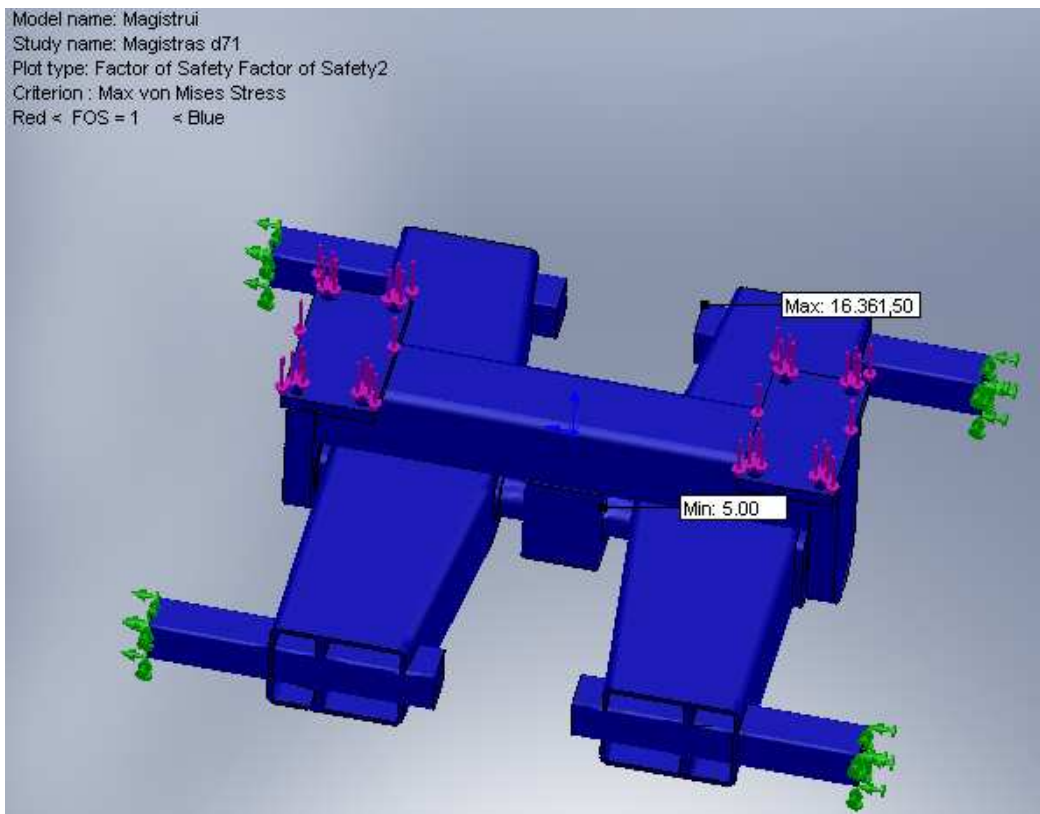


3.5 pav. Įtempiai kai  $F=98000\text{ N}$  ir  $\varnothing 71\text{ mm}$



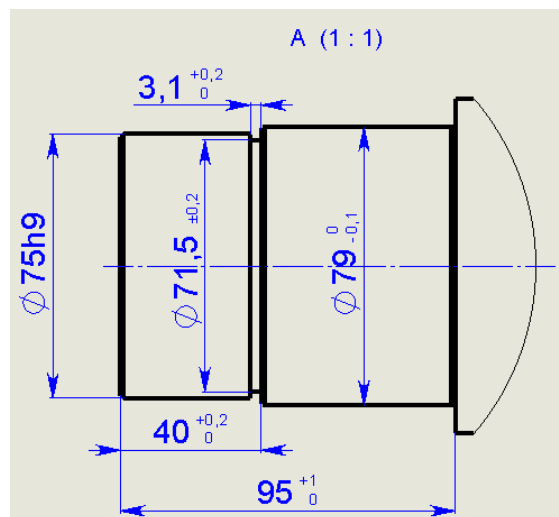
3.6 pav. Poslinkiai kai  $F=98000\text{ N}$  ir  $\varnothing 71\text{ mm}$





**3.7 pav.** Atsargos koeficientas kai  $F=98000\text{ N}$  ir  $\varnothing 71\text{ mm}$

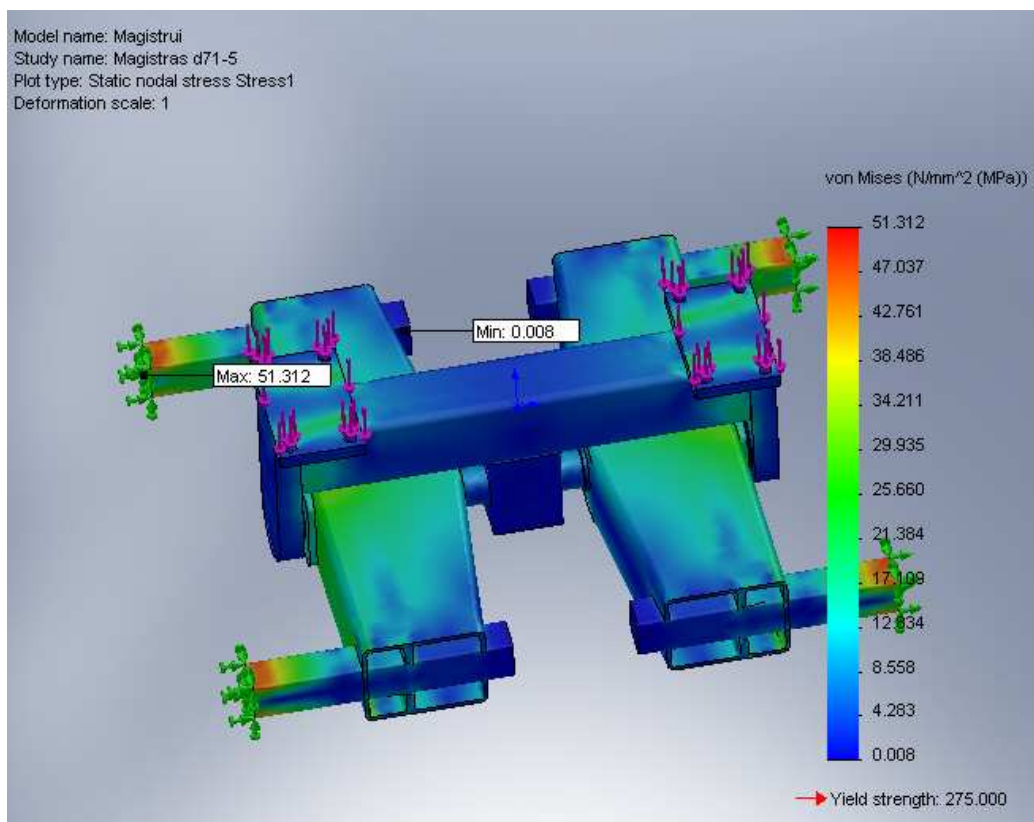
Kaklelio matmuo toliau didinamas  $0,5\text{ mm}$ . Matmuo  $\varnothing 71\text{ mm}$  keičiamas į matmenį  $\varnothing 71,5\text{ mm}$  (3.8 pav.). Atliekame stipruminę analizę prie pradinės apkrovos kuri yra  $F=98000\text{ N}$ . Gauta ataskaita yra pateikta 4 priede.



**3.8 pav.** Pakeistas ašies kaklelio matmuo  $\varnothing 71,5\text{ mm}$

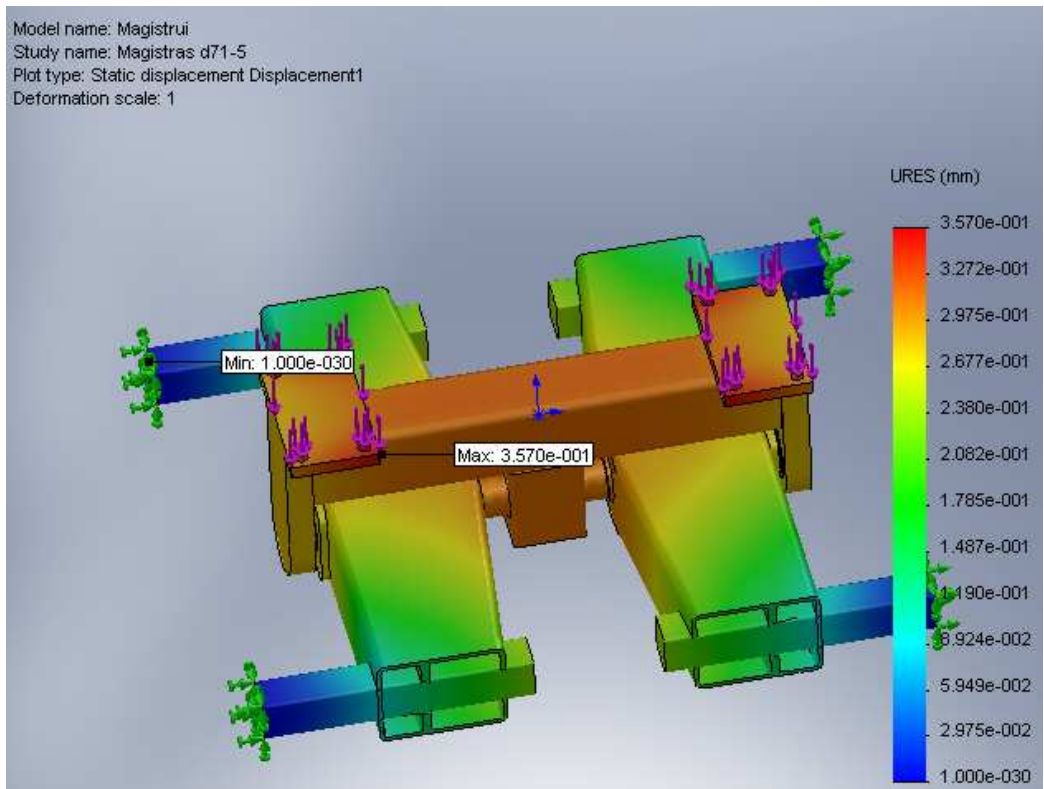
Matome, kad po šio pakeitimo ašies kaklelis nebėra silpniausia konstrukcijos vieta (3.9 pav.).  
 Ja tampa vieta kurios gale prasideda stabdžių būgnai.

Naujos vietas maksimalūs įtempiai yra  $51,3 \text{ MPa}$  (3.9 pav.). Tai yra  $9,2 \%$  mažesni įtempiai nei pradinės konstrukcijos. Tokie rezultatai yra gauti ašies kaklelio matmenį padidinus tik  $1,4 \%$ .

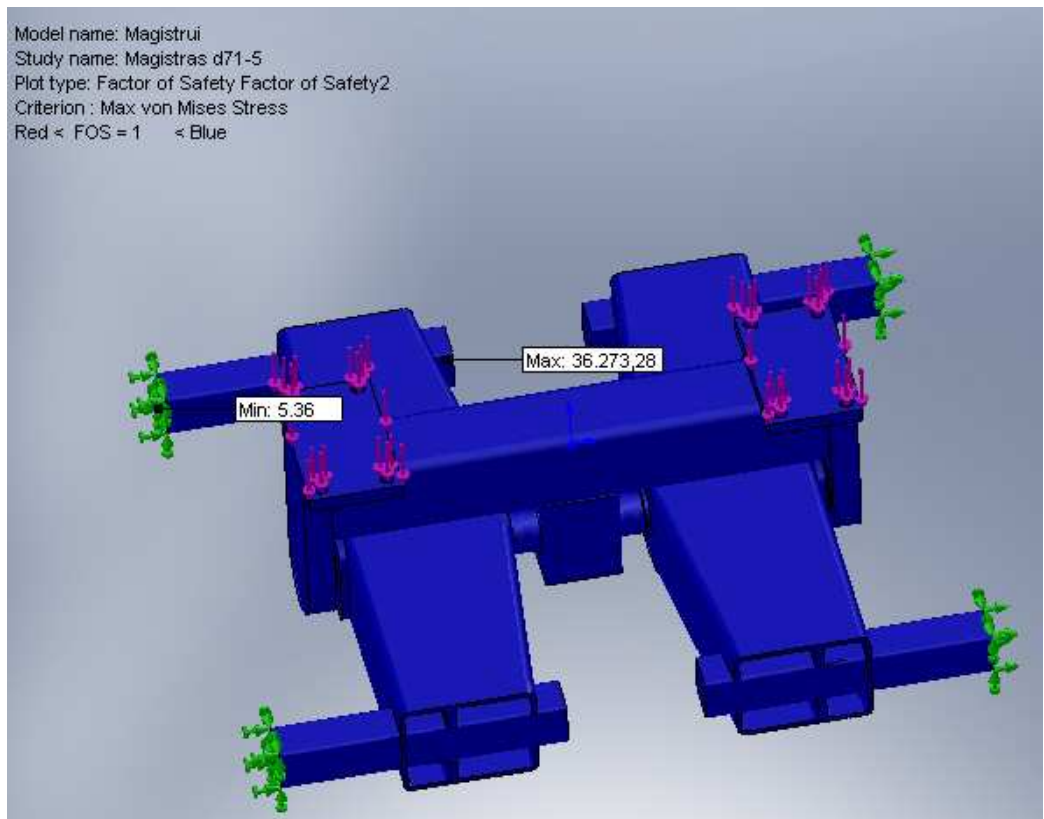


**3.9 pav.** Įtempiai kai  $F=98000 \text{ N}$  ir  $\varnothing 71,5 \text{ mm}$

Maksimalūs poslinkiai padidėjo  $2 \%$  ir dabar yra  $0,357 \text{ mm}$  (3.10 pav.). Taip atsitiko dėl maksimalių įtempių vietos pasikeitimo. Minimalus atsargos koeficientas padidėjo iki  $5,36$  (3.11 pav.). Nuo pradinio jis padidėjo  $10,3 \%$ .



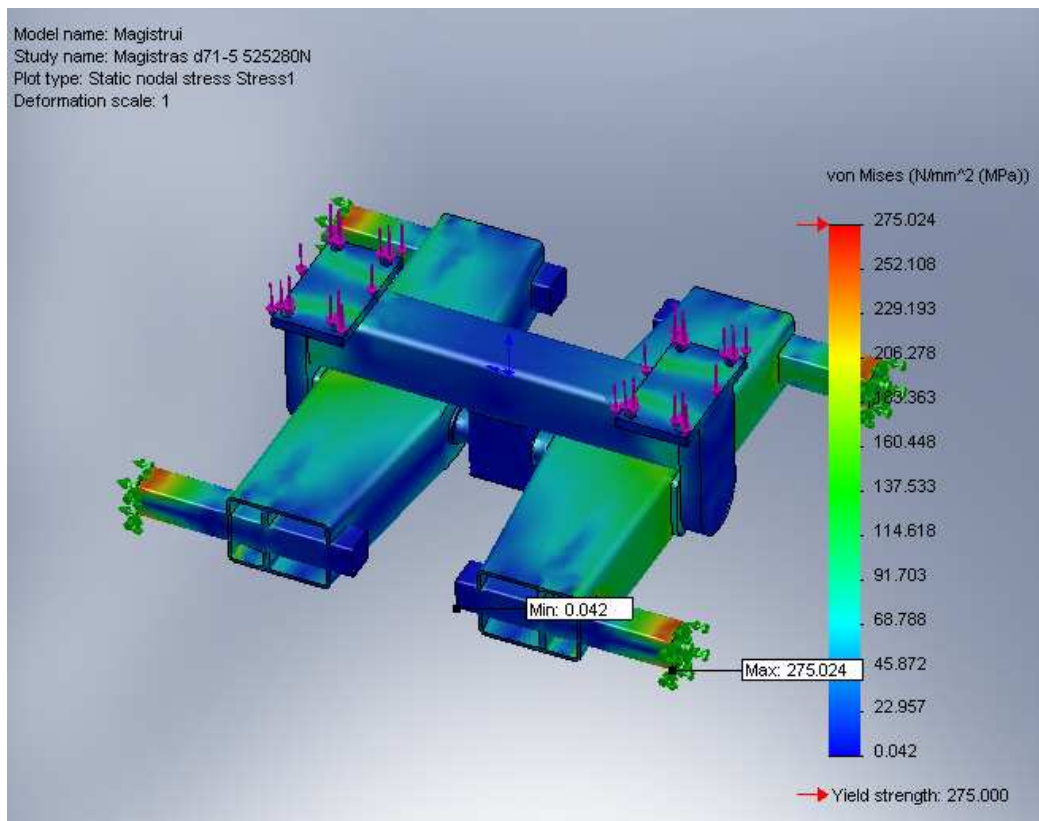
**3.10 pav.** Poslinkiai kai  $F=98000\text{ N}$  ir  $\varnothing 71,5\text{ mm}$



**3.11 pav.** Atsargos koeficientas kai  $F=98000\text{ N}$  ir  $\varnothing 71,5\text{ mm}$

Dabar bus skaičiuojama ribinė apkrova kurią gali atlaikyti atnaujinta konstrukcija. Atnaujintos konstrukcijos ašies kaklelio matmuo yra  $\varnothing 71,5 \text{ mm}$  (3.8 pav.). Ribinė apkrova yra lygi  $F=98000 \cdot 5,36=525280 \text{ N}$ , kas išreiškus kilogramais yra  $53600 \text{ kg}$ . Gauta analizės ataskaita yra pateikta 5 priede.

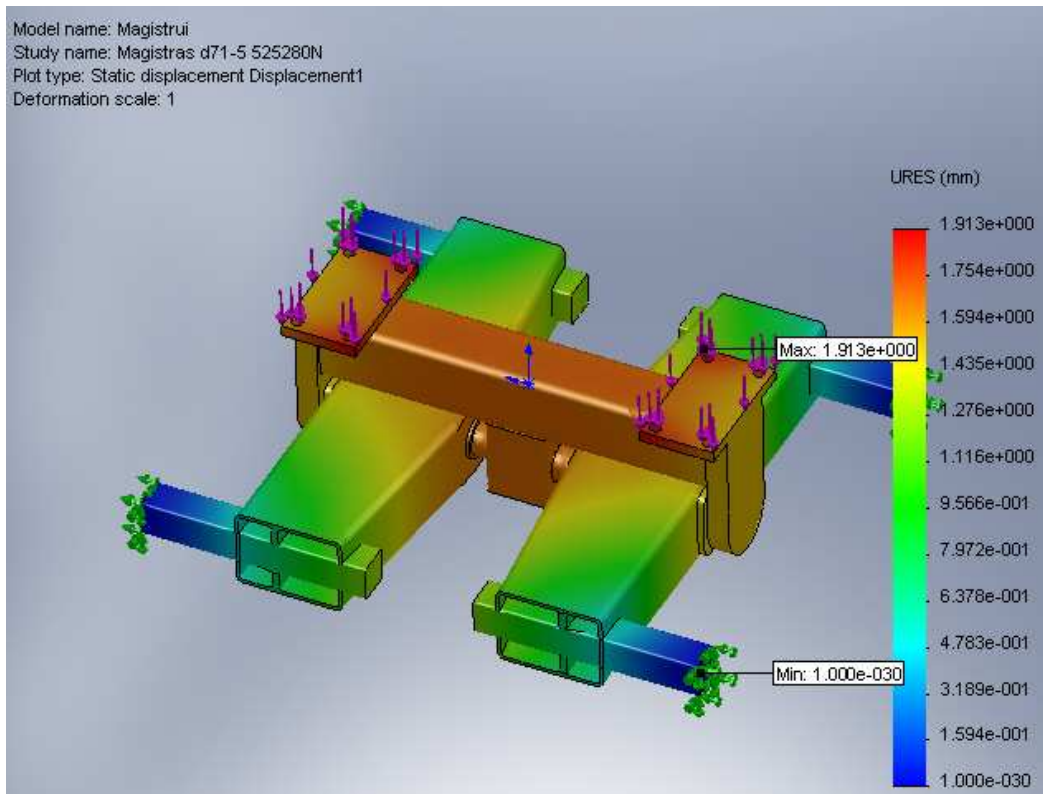
Maksimalūs įtempiai, prie užduotos apkrovos, yra lygūs programos „SolidWorks“ užduotai takumo ribai  $275 \text{ MPa}$  (3.12 pav.).



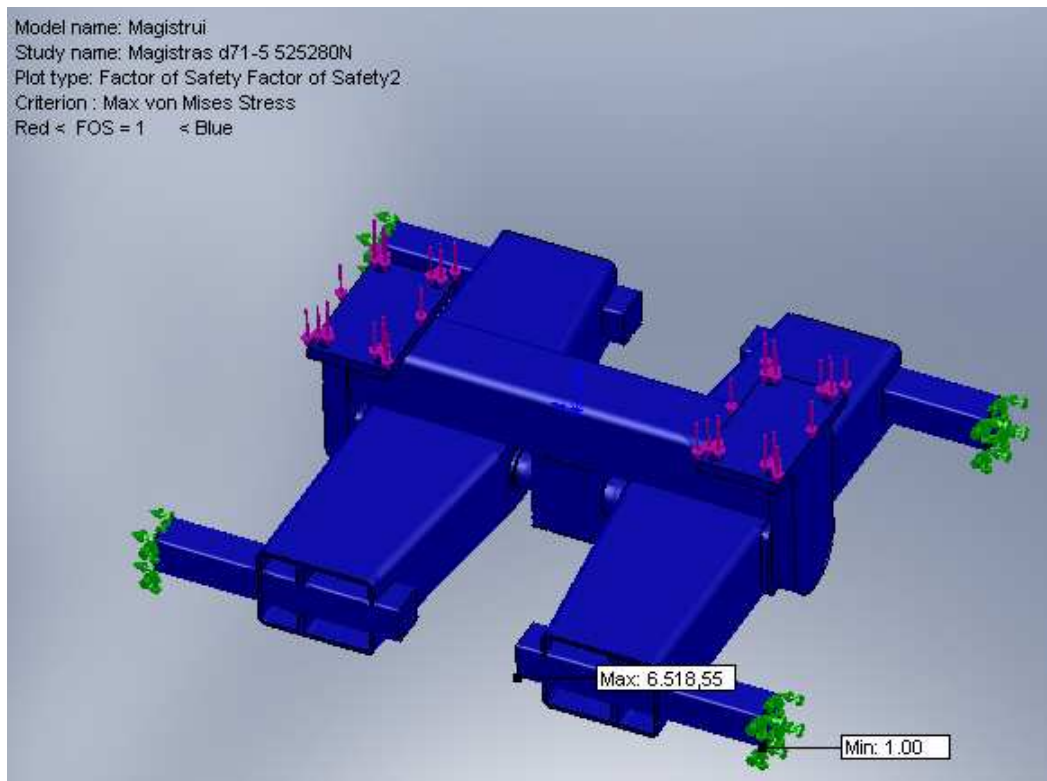
**3.12 pav.** Maksimalūs įtempiai kai  $F=525280 \text{ N}$  ir  $\varnothing 71,5 \text{ mm}$

Maksimalus poslinkis gaunamas  $1,9 \text{ mm}$  (3.13 pav.). Minimalus atsargos koeficientas yra lygus 1 (3.14 pav.), tai riba kurią peržengus atnaujinta konstrukcija neatlaikytų apkrovos.

Lyginant rezultatus su pradinės konstrukcijos ribinėmis apkrovomis naujoji konstrukcija gali atlaikyti  $10,3 \%$  didesnes apkrovas. Lyginant ribines apkrovas kilogramais tai yra  $5000 \text{ kg}$  daugiau. Maksimalus poslinkis padidėjo  $11,8 \%$  (nuo  $1,7 \text{ mm}$  iki  $1,9 \text{ mm}$ ).



**3.13 pav.** Maksimālūs poslinkiai kai  $F=525280\text{ N}$  ir  $\text{Ø}71,5\text{ mm}$



**3.14 pav.** Atsargos koeficientas kai  $F=525280\text{ N}$  ir  $\text{Ø}71,5\text{ mm}$

### 3.3. Keičiant ašies kaklelio skerspjūvį skaičiuojamas minimalus kaklelio matmuo

Iki šiol visi skaičiavimai buvo atlikti neįvertinant pačios priekabos svorio kuris yra 7700 kg. Dabar skaičiuosiu minimalų ašies kaklelio matmenį todėl priekabos svorį pridėsiu prie maksimalios veikiančios apkrovos. Anksčiau atlikti skaičiavimai rodo ribines apkrovas todėl iš gautų rezultatų labai lengvai galėsiu atmesti pačios priekabos svorį ir gauti patikslintas ribines apkrovas su įvertintu priekabos svoriu.

Kaip minėjau ankščiau priekabos svoris yra 7700 kg. Važiuklės mazgas kaip matyti iš 2.4 paveikslo sveria 545 kg. Iš priekabos svorio atėmę pačios važiuoklės svorį gauname 7155 kg arba 70 kN. Tai yra apkrova kuri veikia važiuoklę priekabai esant visiškai tuščiai. Gautą dydį pridedame prie maksimalios apkrovos 98 kN ir gauname bendrą apkrovą 168 kN.

Perskaičiuojame ašies kaklelio lenkimą pagal 2.2. poskyrio formules 2.5, 2.6, 2.7 ir 2.8. Kirpimo jėgos neperskaičiuosiu nes jos įtaka ašiai yra labai maža.

Apskaičiuojame naują lenkimo momentą kuris įvertina ir priekabos svorį abejoms ašims:

$$M = \frac{168}{2} \cdot 0,07655 = 6,4kNm$$

Inercijos momentas išlieka toks pat:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 7,05^4}{64} = 121,2cm^4$$

Maksimalus atstumas yra  $x_{max} = y_{max} = 7,05 / 2 = 3,525cm$ .

Atsparumo momentas išlieka toks pat:

$$W = \frac{I}{|x_{max}|} = \frac{121,2}{3,525} = 34,4cm^3$$

Dabar galime apskaičiuoti naują normalinį įtempį, kuris veikia ašies kaklelį:

$$\sigma = \frac{|M|}{W} = \frac{6,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 34,4 \cdot 10^{-6}} = 93MPa$$

Matome, kad įvertinus priekabos svorį gautas normalinis įtempis yra 70,6 % didesnis už įtempį paskaičiuotą neįvertinus priekabos svorio.

Iš 2.8 formulės galiu išsiskaičiuoti koks turi būti atsparumo momentas, kad normaliniai įtempiai būtų lygūs takumo ribai 275 MPa. Atlikęs skaičiavimus gaunu, kad  $W=11,6 \text{ cm}^3$ . Žinant reikiamą gauti atsparumo momentą dabar galiu išskaičiuoti koks turi būti ašies kaklelio matmuo. Jis gaunamas  $\varnothing=49 \text{ mm}$ . Dabar perskaičiuosiu ašies kaklelio lenkimo įtempius tam, kad įsitikinti jog gauti duomenys yra teisingi. Lenkimo momentas išlieka toks pat:

$$M = \frac{168}{2} \cdot 0,07655 = 6,4 \text{ kNm}$$

Inercijos momentas perskaičiuojamas:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 4,9^4}{64} = 28,28 \text{ cm}^4$$

Maksimalus atstumas yra  $x_{max} = y_{max} = 4,9 / 2 = 2,45 \text{ cm}$ .

Atsparumo momentas perskaičiuojamas:

$$W = \frac{I}{|x_{max}|} = \frac{28,28}{2,45} = 11,54 \text{ cm}^3$$

Dabar galime apskaičiuoti normalinius įtempius kurie turėtų būti lygūs arba artimi užduotai takumo ribai:

$$\sigma = \frac{|M|}{W} = \frac{6,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 11,54 \cdot 10^{-6}} = 277,3 \text{ MPa}$$

Matome, kad apskaičiuoti normaliniai įtempiai nuo užduotos takumo ribos skiriasi tik 0,84 %. Todėl galiu daryti išvadą, kad apskaičiuotas minimalus ašies kaklelio matmuo  $\varnothing=49 \text{ mm}$  yra teisingas ir mažesnio skersmens ašis neatlaikytų duotos apkrovos.

## 4. GAUTŲ TYRIMO REZULTATŲ ANALIZĖ IR LYGINIMAS

Poskyryje 2.2. buvo apskaičiuoti lenkimo jėgos sukelti normaliniai įtempiai ašies kaklelyje. Jie buvo apskaičiuoti neįvertinus pačios priekabos svorio 7700 kg. Važiuklės mazgas kaip matyti iš 2.4 paveikslo sveria 545 kg. Iš priekabos svorio atėmę pačios važiuoklės svorį gauname 7155 kg arba 70 kN. Poskyryje 3.3. lenkimo jėgos sukelti įtempiai buvo perskaičiuoti įvertinus šį svorį. Rezultatai pateikti 4.1 lentelėje:

**4.1 lentelė.** Įtempiai be priekabos svorio ir su priekabos svoriu

Ašies kaklelio Ø, <i>mm</i>	Apkrova, <i>kN</i>	Apkrova, <i>t</i>	Įtempiai, <i>MPa</i>	Atsargos koeficientas
70,5	98	10	54,5	5
70,5	168	17	93	3

Matome, kad įvertinus priekabos svorį gauti įtempiai yra 70,6 % didesnis už įtempius paskaičiuotus neįvertinus priekabos svorio

Patikslinus gautus rezultatus buvo galima apskaičiuoti minimalų ašies kaklelio matmenį. Skaičiavimai buvo atlikti taip kad gauti įtempiai būtų lygūs arba labai artimi takumo ribai kuri yra 275 MPa. Gauti rezultatai pateikti 4.2 lentelėje:

**4.2 lentelė.** Minimalus ašies kaklelio matmuo

Minimalus ašies kaklelio Ø, <i>mm</i>	Apkrova, <i>kN</i>	Apkrova, <i>t</i>	Įtempiai, <i>MPa</i>	Atsargos koeficientas
49	168	17	277,3	1

Matome, kad apskaičiuoti normaliniai įtempiai nuo užduotos takumo ribos skiriasi tik 0,84 %. Ašies kaklelio skersmuo buvo sumažintas 30,5 % (nuo Ø70,5 iki Ø49 mm).

Poskyryje 3.1. buvo skaičiuojama maksimali apkrova kurios sukelti įtempiai būtų lygus takumo ribai. Visų pirma buvo paskaičiuota esamos konstrukcijos ribinė apkrova, o vėliau poskyryje 3.2. keičiant kaklelio matmenį iki tol kol jis nebėra silpniausia konstrukcijos vieta, paskaičiuota atnaujintos konstrukcijos ribinė apkrova. Rezultatai buvo gauti neįvertinus priekabos svorio 7155 kg (70 kN). Dabar iš gautų reikšmių atėmus priekabos svorį žinosime tikrąsias ribines reikšmes. Rezultatai pateikti 4.3 lentelėje:



**4.3 lentelė.** Ribinės apkrovos įvertinus priekabos svorį

<b>Ašies kaklelio Ø, mm</b>	<b>Apkrova, kN</b>	<b>Apkrova, t</b>	<b>Įtempiai, MPa</b>	<b>Deformacijos, mm</b>	<b>Atsargos koeficientas</b>
70,5	406,3	41,5	274,7	1,7	1
71,5	455,3	46,5	275	1,9	1

Gauti rezultatai rodo, kad padidinus ašies kaklelio matmenį tik 1,4 %, tai yra 1 mm, galima padidinti veikiančią apkrovą iki 12 %, kas yra 5 t (49 kN).

## IŠVADOS

Darbe buvo atliktas priekabos važiuoklės atskirų konstrukcinių elementų stiprumo tyrimas. Atliekant darbą buvo išspręsti išskirti uždaviniai ir iš gautų duomenų galiu daryti tokias išvadas:

1. Darbe buvo apžvelgtos įvairių važiuoklių konstrukcijos.
2. Išanalizuota tiriamos priekabos važiuoklės konstrukcija ir aptikta silpniausia jos vieta – svirtinės dalies ašies kaklelis  $\varnothing 70,5 \text{ mm}$ .
3. Programa “SolidWorks” nubrėžtas tiriamas važiuoklės 3D modelis ir apskaičiuoti svarbiausi masės parametrai.
4. Atlikti ašies kaklelio analitiniai stiprumo skaičiavimai kirpimui ir lenkimui.
5. Programa “SolidWorks” atlikta važiuoklės 3D modelio stipruminė analizė ir nustatytos ribinės važiuoklės apkrovos.
6. Išanalizuoti ir palyginti gauti rezultatai. Jie parodė, kad padidinus ašies kaklelio matmenį tik 1,4 %, galima padidinti veikiančią apkrovą iki 12 %.

## LITERATŪRA

1. GIEDRA, Kazimieras, et al. *Traktoriai ir automobiliai*. Vilnius: Academia, 1995. 544 p. ISBN 9986080134.
2. GIEDRA, Kazimieras; KIRKA, Aleksandras; SLAVINSKAS, Stasys. *Automobiliai*. Kaunas: „Smaltijos“ leidykla, 2002. 483 p. ISBN 9955-551-07-0.
3. PUKALSKAS, S. *Transporto priemonės: mokomoji knyga*. Vilnius: Technika, 2008. 130 p. ISBN 978-9955-28-241-9.
4. GERIGK, Peter, et al. *Automobiliai*. Kaunas: Jotema, 2006. 607 p. ISBN 9955131020.
5. Pakabos skirstymas [interaktyvus]. [Žiūrėta 2013.03.02]. Prieiga per internetą: <  
<http://ausegra.lt/pakabos-skirstymas/>>.
6. Torsioninė pakaba [interaktyvus]. [Žiūrėta 2013.03.02]. Prieiga per internetą: <  
<http://www.priekabostau.lt/index.php/torsionine-asis-pakaba-schema-privalumai-trukumai>  
>.
7. PERLINI, R. *A rocker arm suspension for a tandem axle vehicle provided with a central elastic member connected to the vehicle frame*. Int. Cl.6: B60G 5/2. EP0945286 A1. 1999.09.29.
8. ČIŽAS, Algirdas; VIRŠILAS, Vytautas; ŽEKEVIČIUS, Jonas. *Aiškinamasis medžiagų atsparumo uždavinynas*. Vilnius: TEV, 2000. ISBN 9986-546-95-8.
9. Trioliet: Solomix 2 [interaktyvus]. [Žiūrėta 2013.03.20]. Prieiga per internetą: <  
<http://www.trioliet.com/en/products/mixer-feeder-wagons/solomix-2/solomix-2-12-32-m3-zkt/>>.
10. ŠUKŠTA, M. *Medžiagų mechanikos egzaminų vadovas. Mokomoji knyga*. Vilnius: Technika, 2007. 112 p. ISBN 978-9955-28-135-1.
11. Metalurgija [interaktyvus]. [Žiūrėta 2013.03.23]. Prieiga per internetą: <  
<http://www.metalurgija.lt/nelagiruotas-karstai-valcuotas-konstrucinis-plienas-en-10025-22004-technines-tiekimo-salygos>>.
12. BAREIŠIS, J. *Konstrucinių elementų atsparumas*. Šiauliai: VšĮ Šiaulių universiteto leidykla, 2003. 253 p.
13. KOVIERIENĖ, A. *Medžiagų atsparumo uždavinių sprendimas*. Šiauliai: VšĮ Šiaulių universiteto leidykla, 2006. ISBN 9986-38-660-8.

14. JUODELIS, Valentas; BENDIKAS, Jonas; VALIULIS, Algirdas, Vaclovas. *Metalotyros pagrindai. Mokomoji knyga. 2-asis pataisytas ir papildytas leidimas*. Vilnius: Technika, 2004. 159 p. ISBN 9986-05-702-7.
15. European steel and alloy grades [interaktyvus]. [Žiūrėta 2013.04.14]. Prieiga per internetą: <  
[http://www.steelnumber.com/en/steel\\_composition\\_eu.php?name\\_id=152](http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=152) >.
16. ŠNIUOLIS, R. *Inžinerinės medžiagos. Sandara, savybės, panaudojimas*. Šiauliai: leidykla Lucilijus, 2004. ISBN 9955-564-90-3.
17. SABALIAUSKAS, Artūras; MINGAILIENĖ, Aušra; ČIKOTIENĖ, Dalia. *Magistro baigiamojo darbo rengimo metodiniai nurodymai*. Šiauliai, 2010.

# PRIEDAI

## 1 PRIEDAS. Esamos važiuklės tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa

### Description

Summarize the FEM analysis on Magistrui

### Assumptions

#### Study Properties

Study name	Magistras 98000N
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

#### Units

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

#### Material Properties

No.	Body Name	Material	Mass	Volume
1	SolidBody 1(Fillet16)	[SW]1.0045 (S355JR)	420.426 kg	0.0539008 m <sup>3</sup>
<b>Material name:</b>		[SW]1.0045 (S355JR)		
Description:				
Material Source:				
Material Model Type:		Linear Elastic Isotropic		
Default Failure Criterion:		Unknown		
Application Data:				

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7800	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	5.2083e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	2.75e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.1e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	14	W/(m.K)	Constant
Specific heat	440	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

Restraint name	Selection set	Description
Fixed-1 <Magistrui>	on 4 Face(s) fixed.	

### Load

Load name	Selection set	Loading type	Description
Force-1 <Magistrui>	on 2 Face(s) apply normal force 98000 N using uniform distribution	Sequential Loading	

### Contact

Contact state: Touching faces - Free

### Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	51.832 mm
Tolerance:	2.5916 mm
Quality:	High
Number of elements:	18939
Number of nodes:	34901
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:10
Computer name:	ASUS

### Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	-1.35791	97903	-0.147705	97903

### Free-Body Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	-0.0383675	0.307447	-0.01749	0.310325

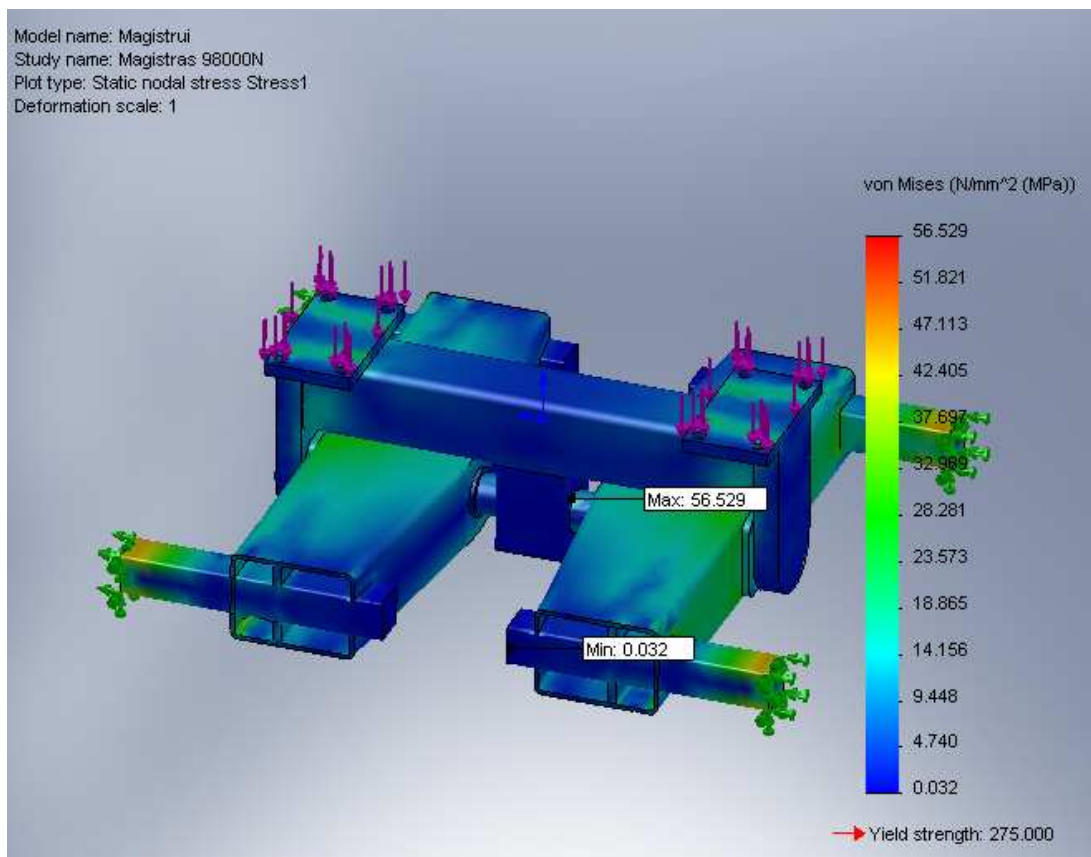
### Free-body Moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N-m	0	0	0	1e-033

## Study Results

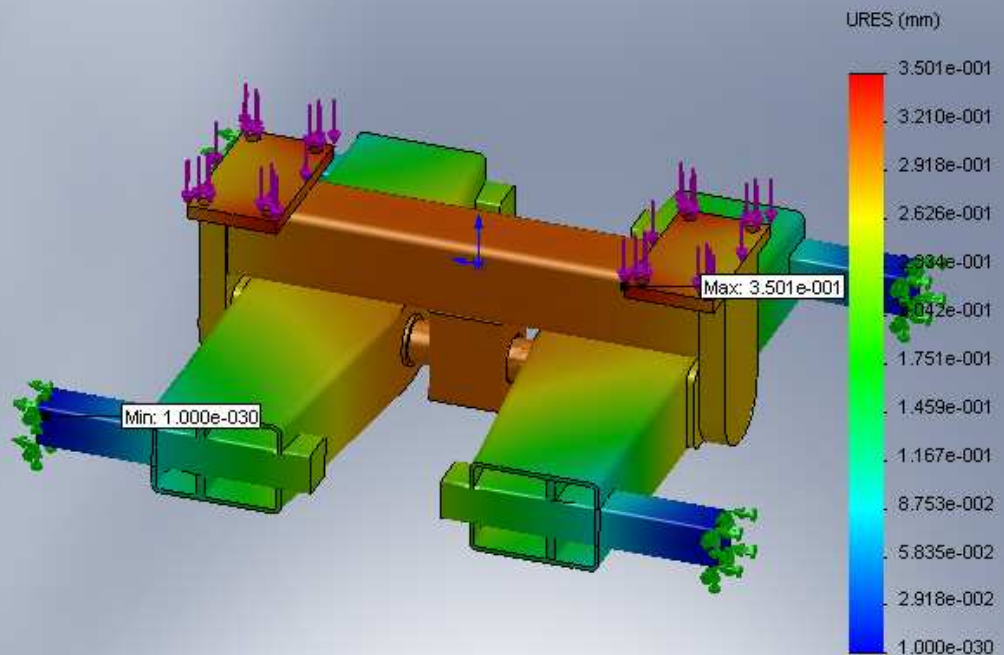
### Default Results

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	0.0323019 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 18859	(-124.754 mm, -189.123 mm, -528.939 mm)	56.529 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 34387	(-63.1227 mm, -145.625 mm, -20.0246 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 2626	(-644.75 mm, -215 mm, -535 mm)	0.350127 mm Node: 1566	(-329.985 mm, 99.6503 mm, -150.007 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	7.50539e-008 Element: 15519	(-137.5 mm, -30.0574 mm, -0.00018391 mm)	0.000178587 Element: 9925	(-633.773 mm, -141.429 mm, -532.3 mm)



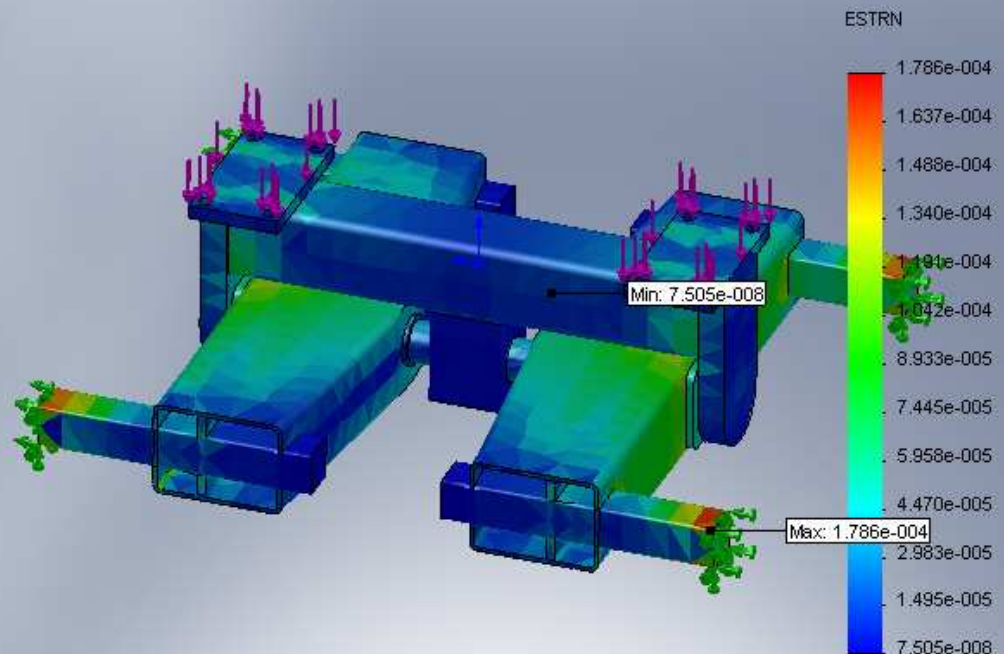
98000N-Stress

Model name: Magistrui  
Study name: Magistras 98000N  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 1



98000N-Displacement

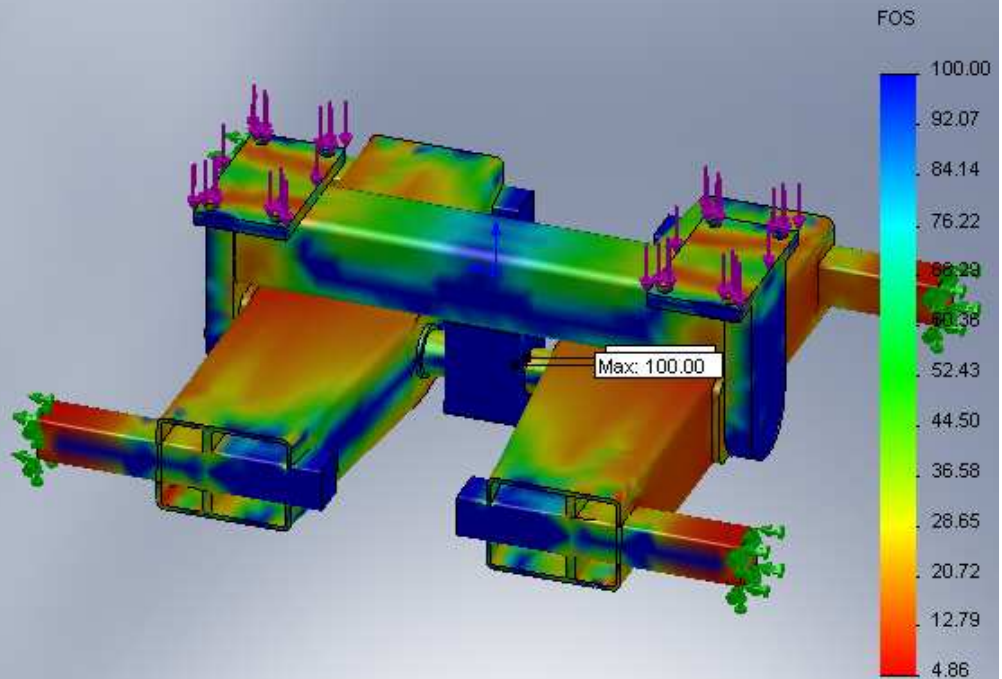
Model name: Magistrui  
Study name: Magistras 98000N  
Plot type: Static strain Strain1  
Deformation scale: 1



98000N-Strain

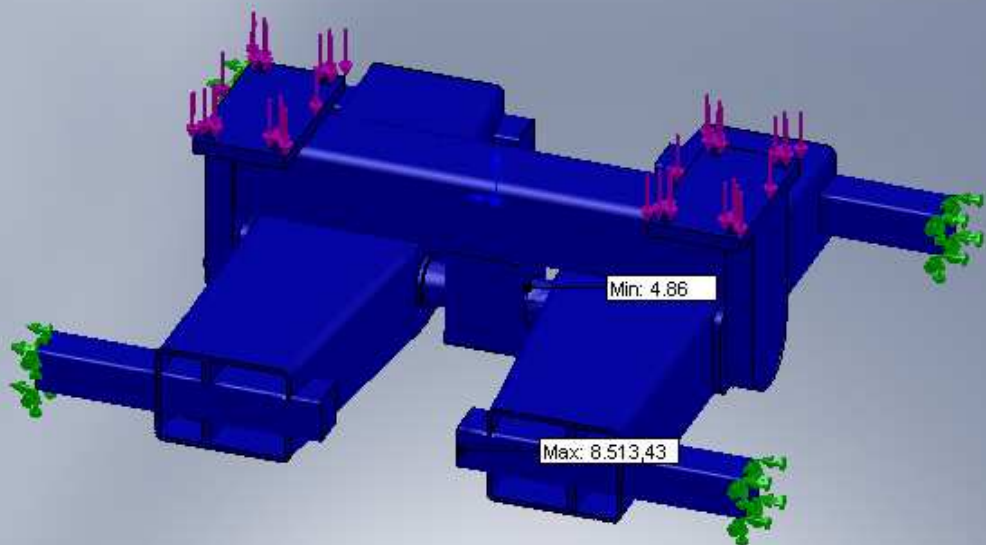


Model name: Magistru1  
Study name: Magistras 98000N  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Max von Mises Stress  
Factor of safety distribution: Min FOS = 4.9



98000N-Factor of Safety

Model name: Magistru1  
Study name: Magistras 98000N  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety2  
Criterion : Max von Mises Stress  
Red < FOS = 1 < Blue



98000N-Factor of Safety

## 2 PRIEDAS. Maksimalios apkrovos tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa

### Description

Summarize the FEM analysis on Magistrui

### Assumptions

#### Study Properties

Study name	Magistras 476280N
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

#### Units

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

#### Material Properties

No.	Body Name	Material	Mass	Volume
1	SolidBody 1(Fillet16)	[SW]1.0045 (S355JR)	420.426 kg	0.0539008 m <sup>3</sup>

<b>Material name:</b>	[SW]1.0045 (S355JR)
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7800	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	5.2083e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	2.75e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.1e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	14	W/(m.K)	Constant
Specific heat	440	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

Restraint name	Selection set	Description
Fixed-1 <Magistrui>	on 4 Face(s) fixed.	

### Load

Load name	Selection set	Loading type	Description
Force-1 <Magistrui>	on 2 Face(s) apply normal force 4.7628e+005 N using uniform distribution	Sequential Loading	

### Contact

Contact state: Touching faces - Free

### Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	51.832 mm
Tolerance:	2.5916 mm
Quality:	High
Number of elements:	18939
Number of nodes:	34901
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:10
Computer name:	ASUS

### Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	-6.50781	475809	-0.704102	475809

### Free-Body Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	0.102107	-0.0255299	-0.0272632	0.108724

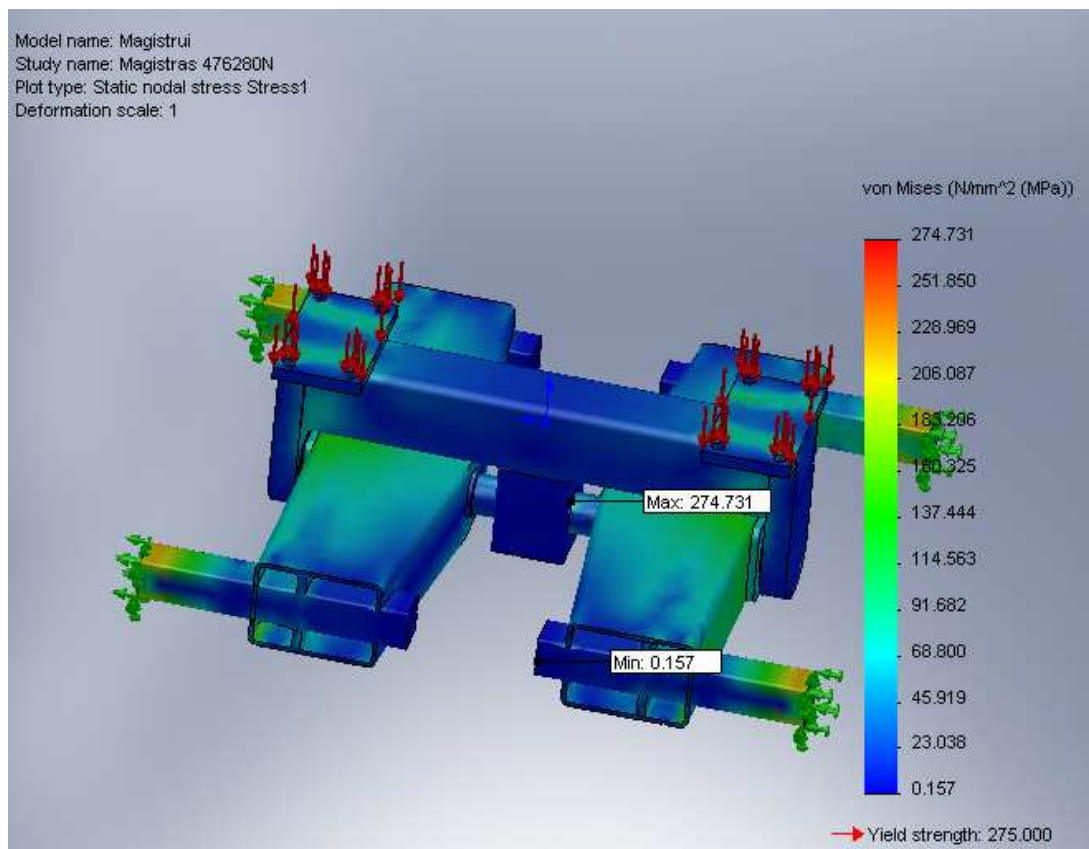
### Free-body Moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N-m	0	0	0	1e-033

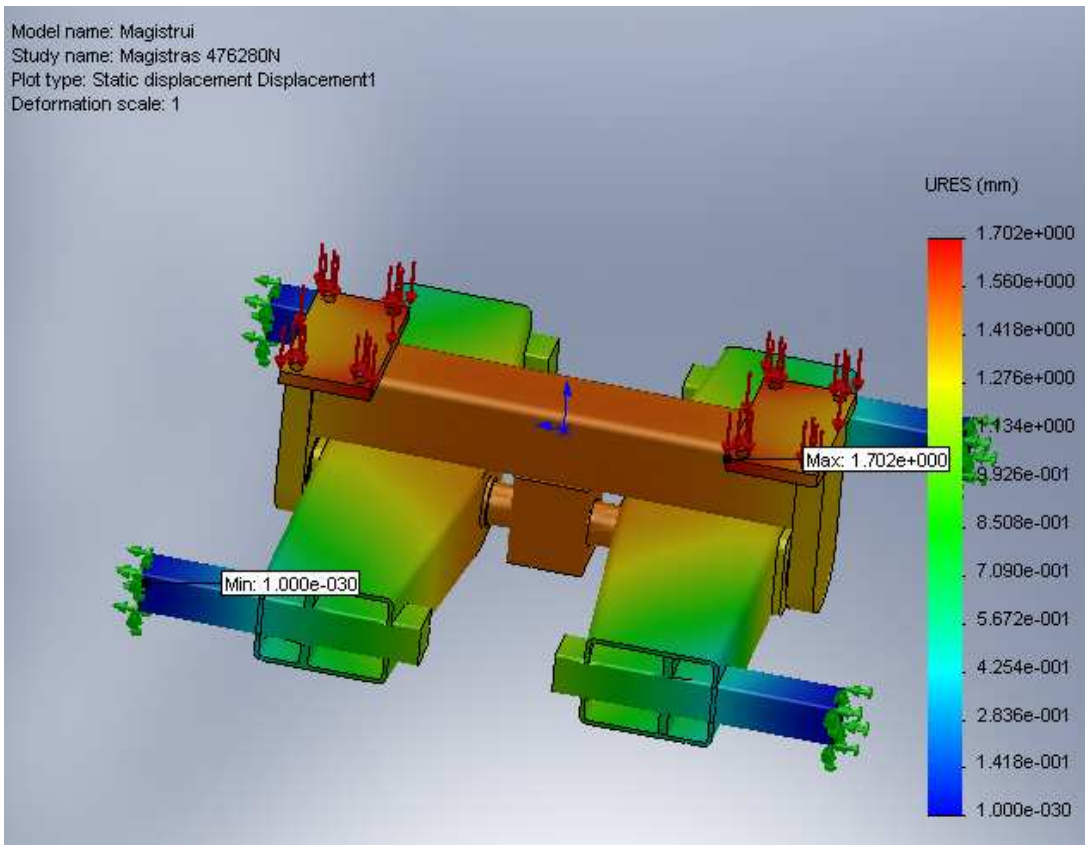
## Study Results

### Default Results

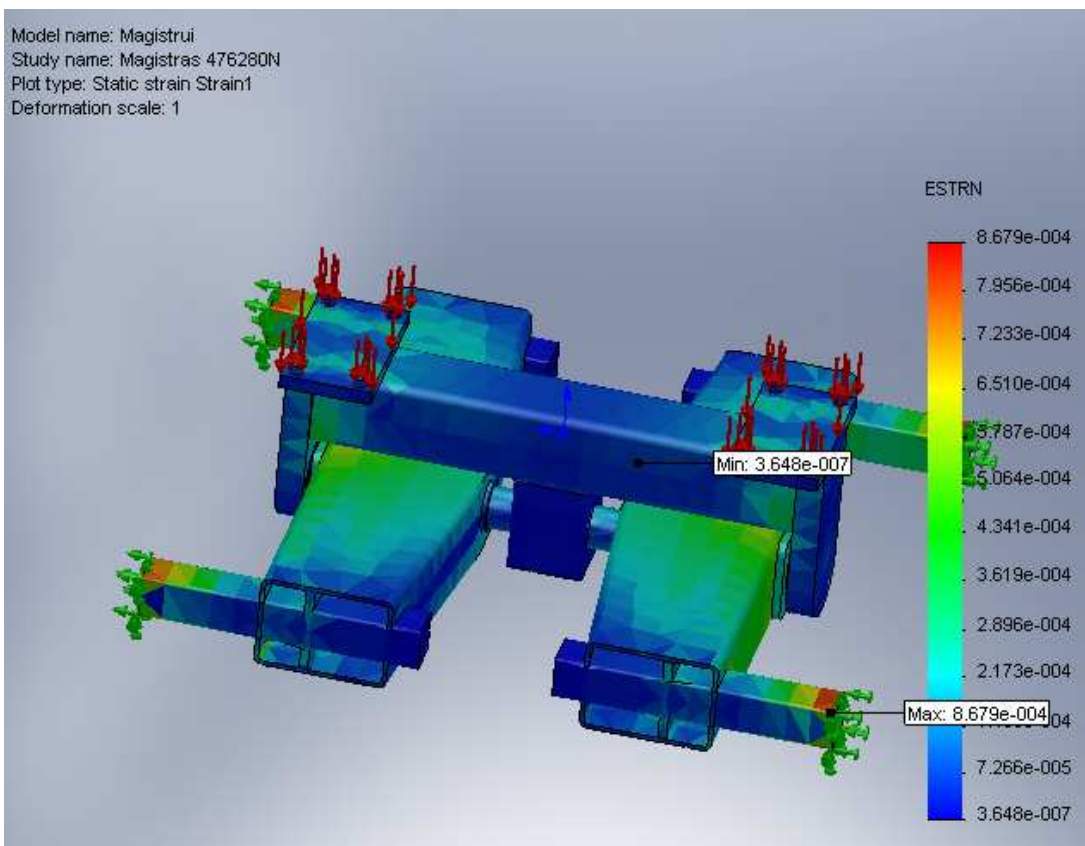
Name	Type	Min	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	0.156984 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 18859	(-124.768 mm, -189.992 mm, -528.949 mm)	274.731 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 34387	(-63.119 mm, -146.815 mm, -20.0257 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 2626	(-644.75 mm, -215 mm, -535 mm)	1.70162 mm Node: 1566	(-329.928 mm, 98.3003 mm, -150.035 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	3.64759e-007 Element: 15519	(-137.501 mm, -31.2439 mm, -0.000894175 mm)	0.000867932 Element: 9925	(-633.763 mm, -141.433 mm, -532.296 mm)



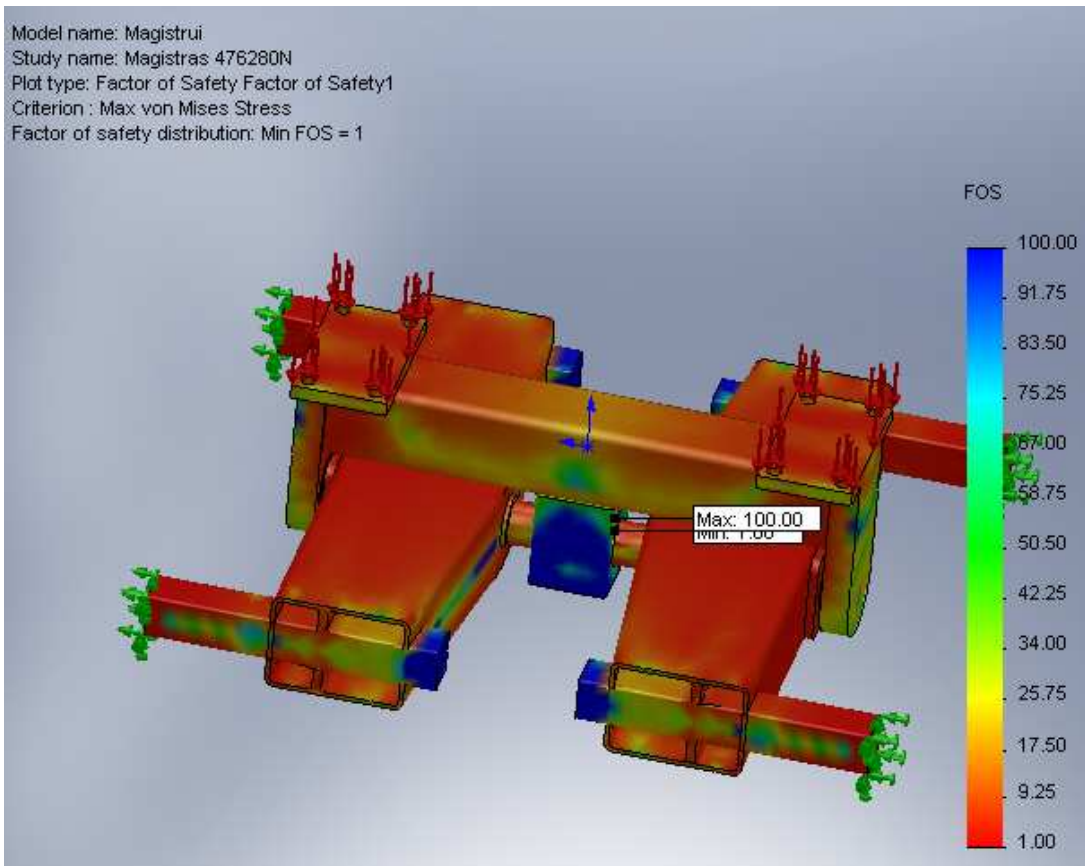
476280N-Stress



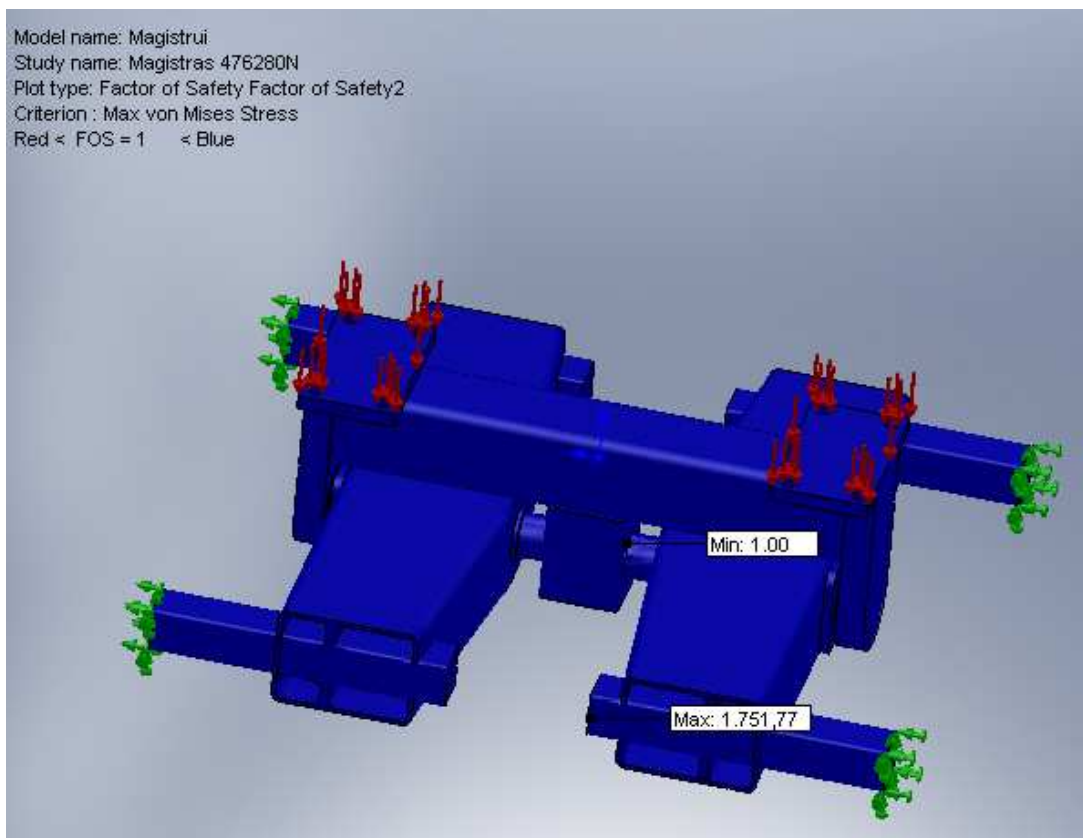
476280N-Displacement



476280N-Strain



476280N-Factor of Safety



476280N-Factor of Safety

### 3 PRIEDAS. Pakeisto ašies matmens Ø70,5 į Ø71 mm tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa

#### Description

Summarize the FEM analysis on Magistru

#### Assumptions

##### Study Properties

Study name	Magistras d71
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

##### Units

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

##### Material Properties

No.	Body Name	Material	Mass	Volume
1	SolidBody 1(Fillet16)	[SW]1.0045 (S355JR)	420.429 kg	0.0539012 m <sup>3</sup>

<b>Material name:</b>	[SW]1.0045 (S355JR)
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7800	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	5.2083e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	2.75e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.1e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	14	W/(m.K)	Constant
Specific heat	440	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

Restraint name	Selection set	Description
Fixed-1 <Magistrui>	on 4 Face(s) fixed.	

### Load

Load name	Selection set	Loading type	Description
Force-1 <Magistrui>	on 2 Face(s) apply normal force 98000 N using uniform distribution	Sequential Loading	

### Contact

Contact state: Touching faces - Free

### Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	51.831 mm
Tolerance:	2.5916 mm
Quality:	High
Number of elements:	18741
Number of nodes:	34675
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:12
Computer name:	ASUS

### Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	1.05371	97907.1	-2.24438	97907.1

### Free-Body Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	-0.00440931	-0.233983	-0.00244737	0.234037

### Free-body Moments

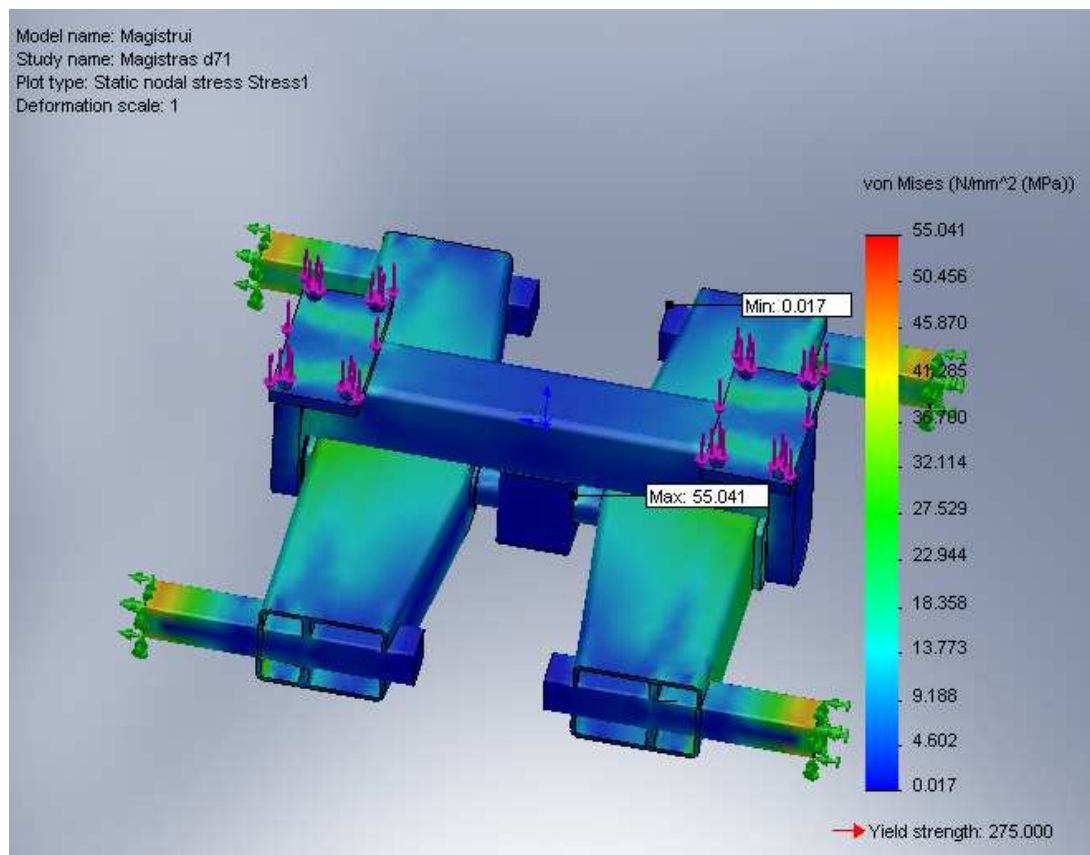
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N-m	0	0	0	1e-033



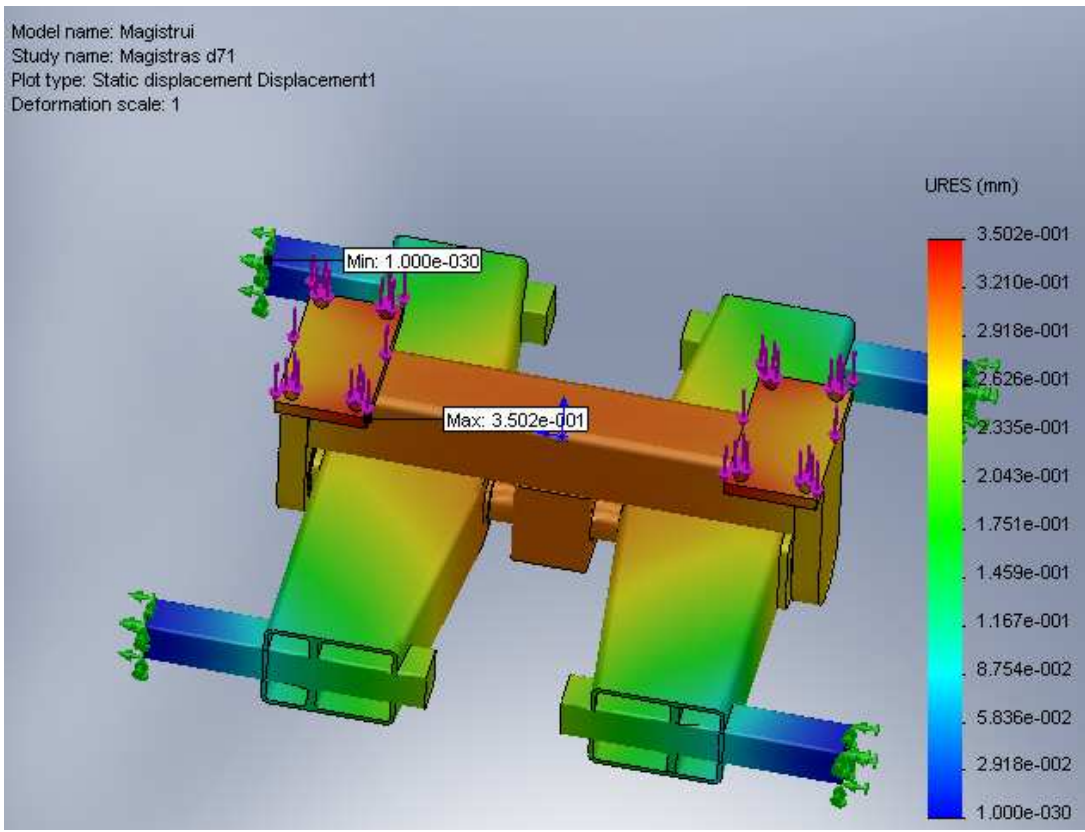
## Study Results

### Default Results

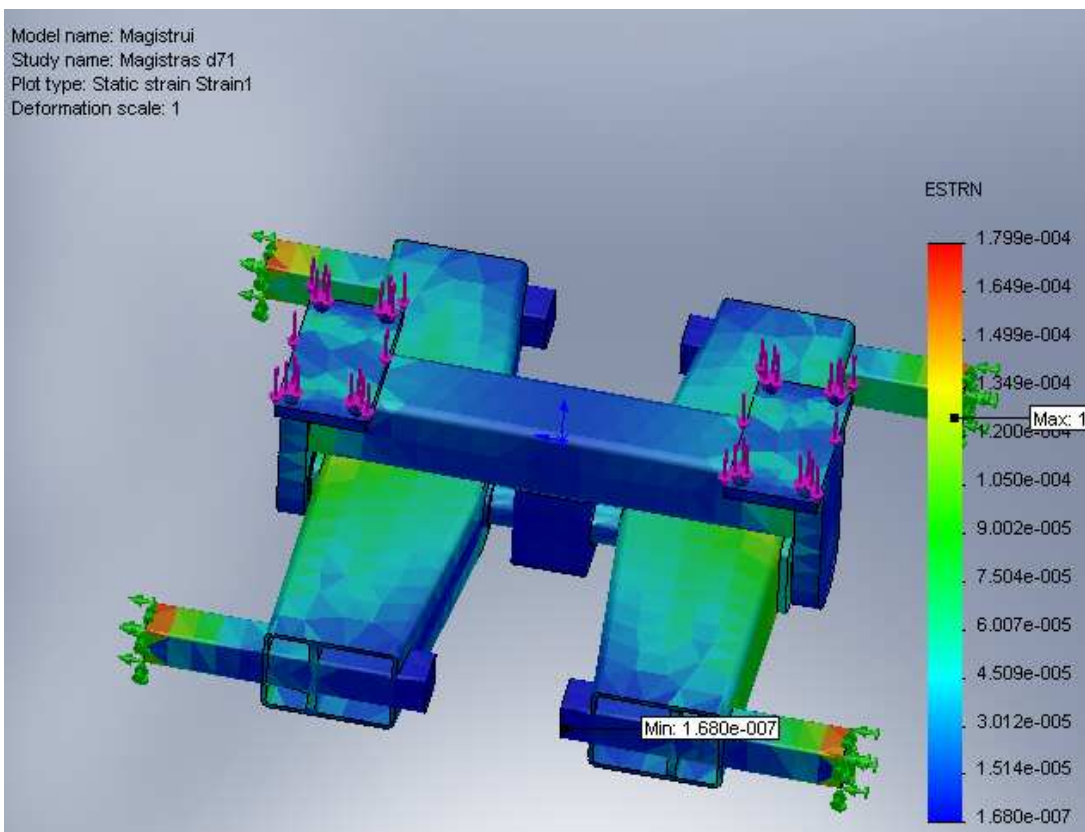
Name	Type	Min	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	0.0168077 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 2719	(-124.736 mm, -145.224 mm, 534.991 mm)	55.0411 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 34164	(-63.1228 mm, -145.625 mm, -20.0246 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 2632	(-644.75 mm, -215 mm, -535 mm)	0.350178 mm Node: 1467	(329.985 mm, 99.6502 mm, -150.007 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	1.67962e-007 Element: 4482	(-131.841 mm, -197.587 mm, -528.226 mm)	0.000179872 Element: 17277	(-628.885 mm, -218.021 mm, 473.591 mm)



d71-Stress

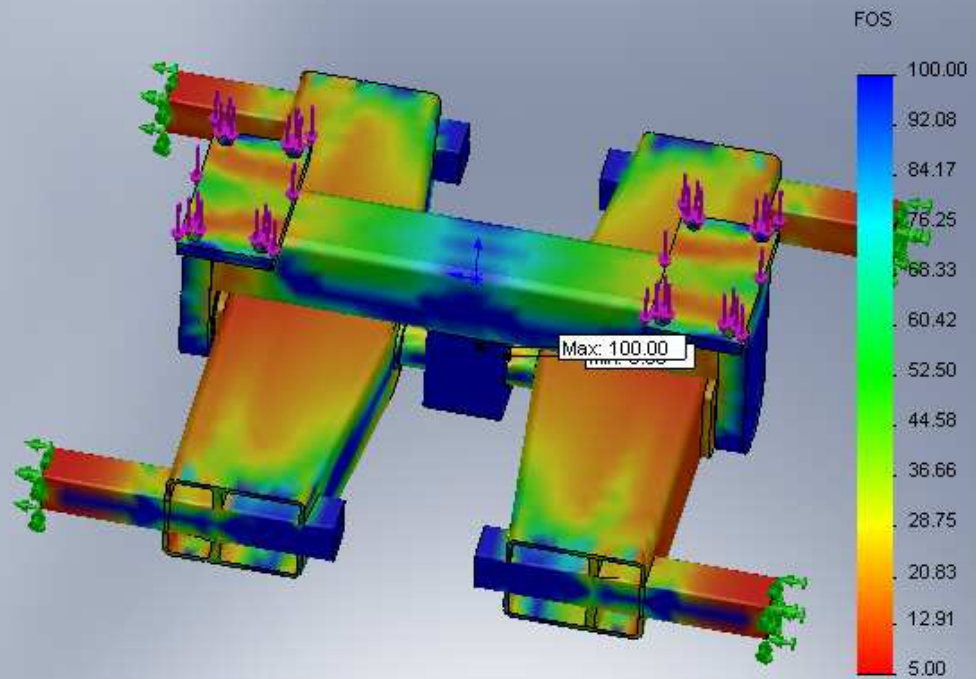


d71-Displacement



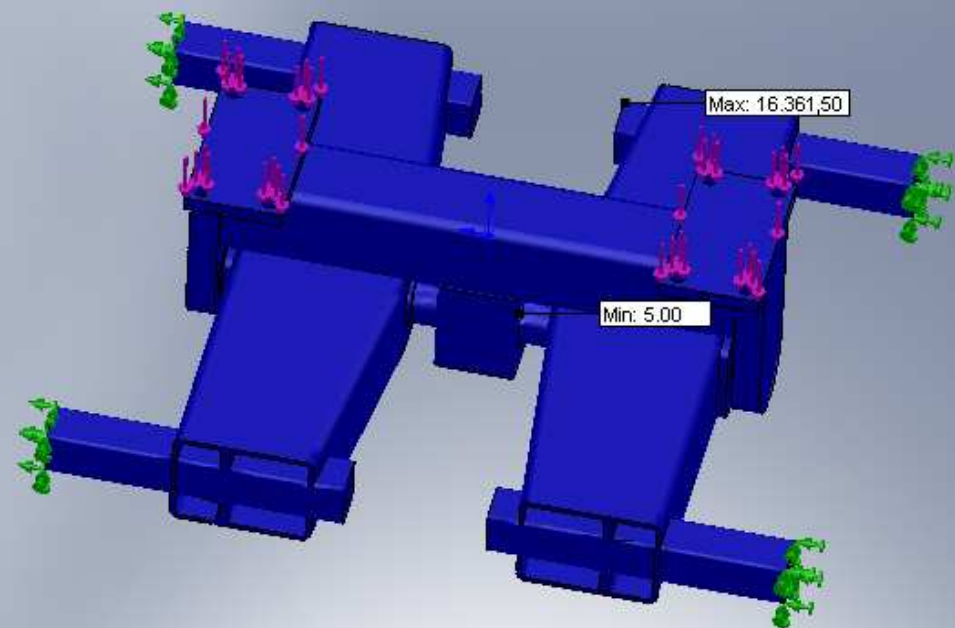
d71-Strain

Model name: Magistrui  
Study name: Magistras d71  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Max von Mises Stress  
Factor of safety distribution: Min FOS = 5



d71-Factor of Safety

Model name: Magistrui  
Study name: Magistras d71  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety2  
Criterion : Max von Mises Stress  
Red < FOS = 1 < Blue



d71-Factor of Safety

## 4 PRIEDAS. Pakeisto ašies matmens Ø71 į Ø71,5 mm tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa

### Description

Summarize the FEM analysis on Magistru

### Assumptions

#### Study Properties

Study name	Magistras d71,5
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

#### Units

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

#### Material Properties

No.	Body Name	Material	Mass	Volume
1	SolidBody 1(Fillet16)	[SW]1.0045 (S355JR)	420.432 kg	0.0539015 m <sup>3</sup>

<b>Material name:</b>	[SW]1.0045 (S355JR)
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7800	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	5.2083e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	2.75e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.1e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	14	W/(m.K)	Constant
Specific heat	440	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

Restraint name	Selection set	Description
Fixed-1 <Magistrui>	on 4 Face(s) fixed.	

### Load

Load name	Selection set	Loading type	Description
Force-1 <Magistrui>	on 2 Face(s) apply normal force 98000 N using uniform distribution	Sequential Loading	

### Contact

Contact state: Touching faces - Free

### Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	41.464 mm
Tolerance:	2.0732 mm
Quality:	High
Number of elements:	25233
Number of nodes:	46211
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:20
Computer name:	ASUS

### Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	-2.01904	97924.4	0.751343	97924.4

### Free-Body Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	0.00590396	0.230092	0.000421107	0.230168

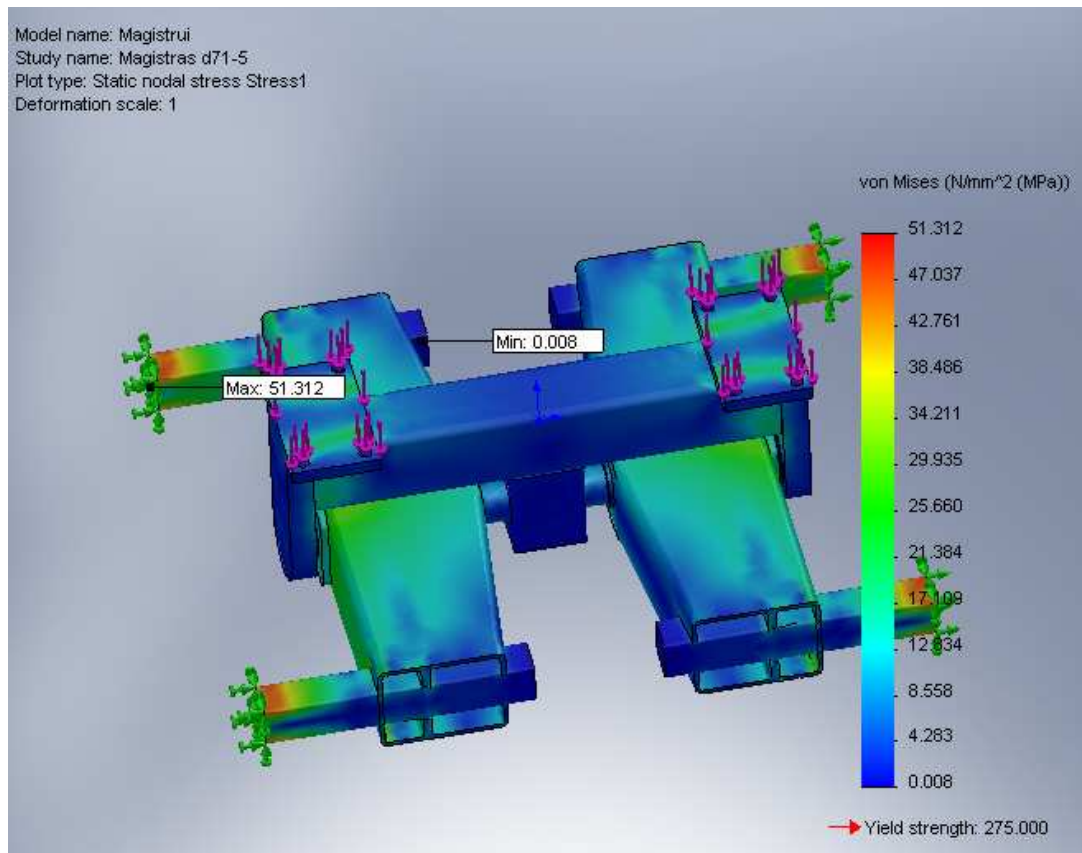
### Free-body Moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N-m	0	0	0	1e-033

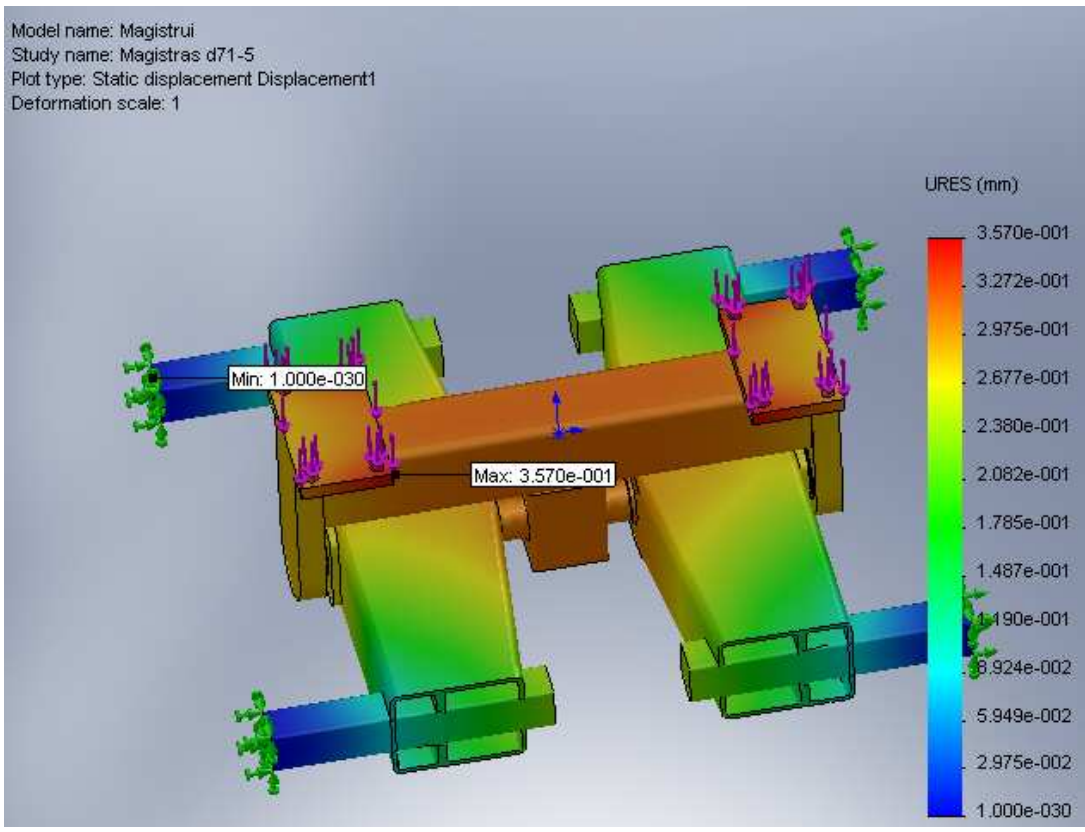
## Study Results

### Default Results

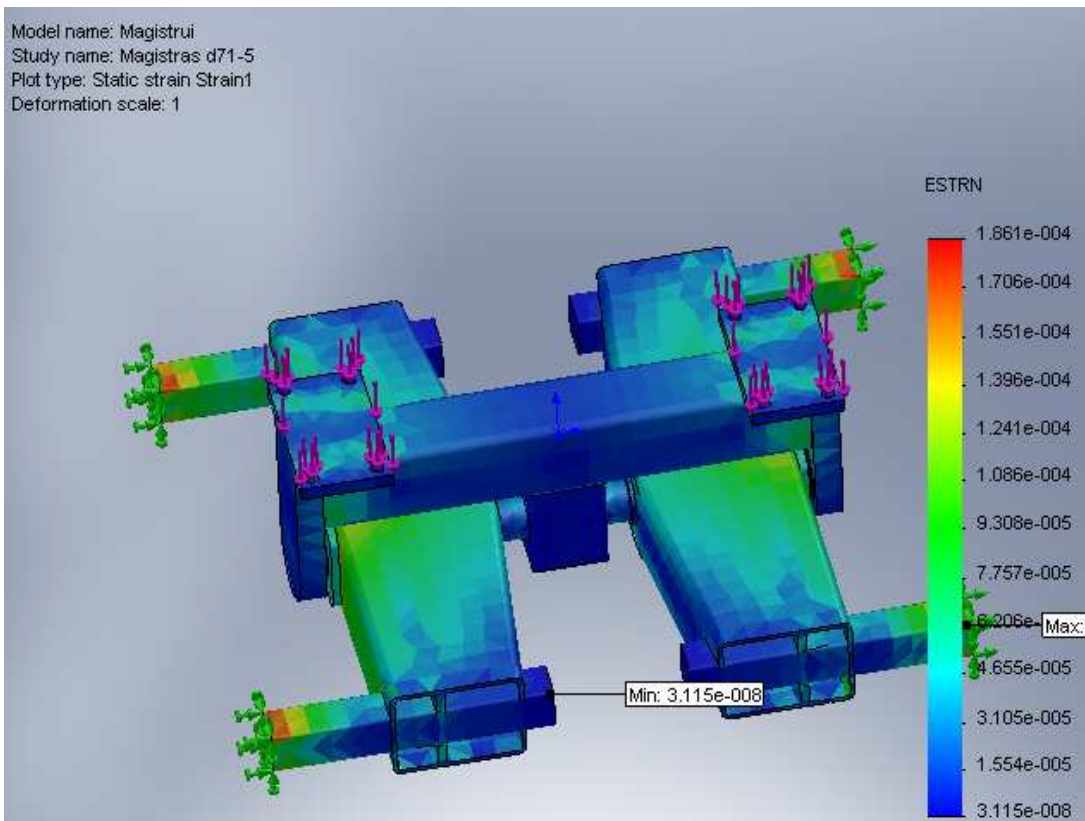
Name	Type	Min	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	0.00758134 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 3322	(-124.766 mm, -218.766 mm, -533.545 mm)	51.312 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 25650	(-644.75 mm, -219.619 mm, -531.913 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 3351	(-644.75 mm, -215 mm, -535 mm)	0.356955 mm Node: 1957	(-329.985 mm, 99.6434 mm, 150.007 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	3.1155e-008 Element: 11525	(-131.456 mm, -142.926 mm, 533.563 mm)	0.000186126 Element: 12152	(635.602 mm, -141.429 mm, 532.301 mm)



d71,5-Stress

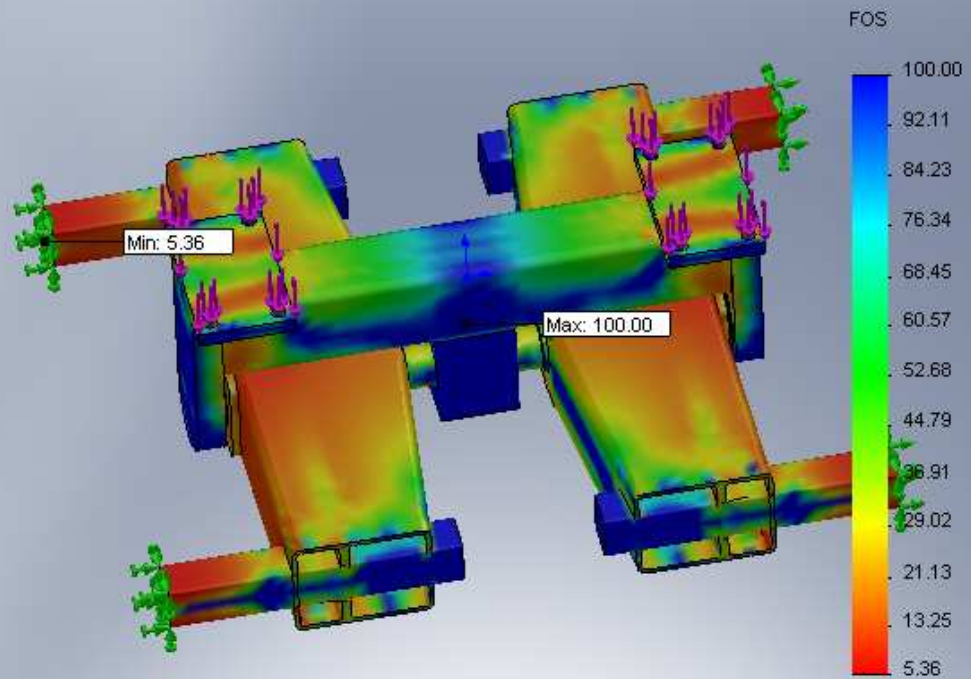


d71,5-Displacement



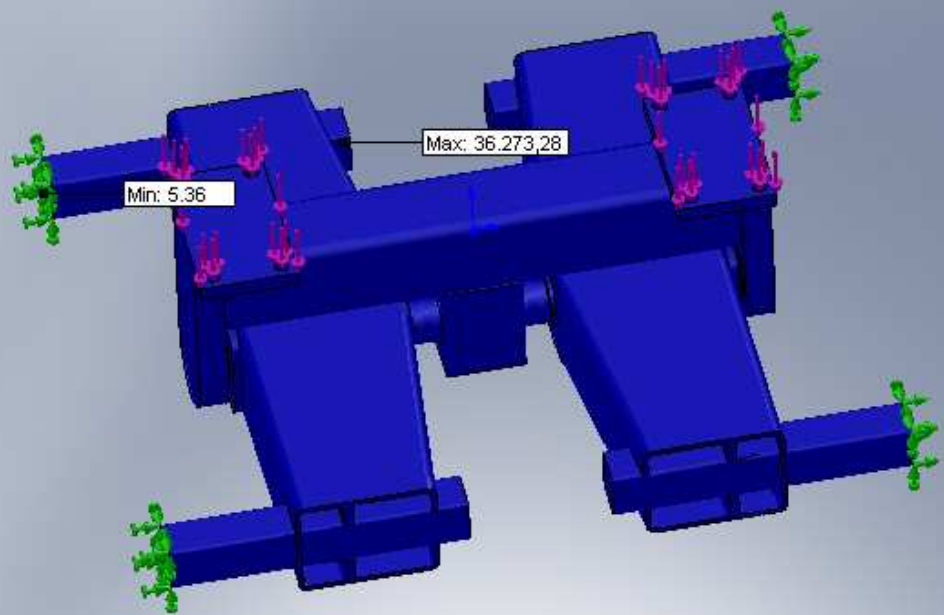
d71,5-Strain

Model name: Magistru  
Study name: Magistras d71-5  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Max von Mises Stress  
Factor of safety distribution: Min FOS = 5.4



d71,5-Factor of Safety

Model name: Magistru  
Study name: Magistras d71-5  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety2  
Criterion : Max von Mises Stress  
Red < FOS = 1 < Blue



d71,5-Factor of Safety



## 5 PRIEDAS. Pakeisto ašies matmens $\varnothing 71,5$ mm maksimalios apkrovos tyrimo ataskaita „SolidWorks“ programa

### Description

Summarize the FEM analysis on Magistru

### Assumptions

#### Study Properties

Study name	Magistras d71,5 525280N
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

#### Units

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

#### Material Properties

No.	Body Name	Material	Mass	Volume
1	SolidBody 1(Fillet16)	[SW]1.0045 (S355JR)	420.432 kg	0.0539015 m <sup>3</sup>

<b>Material name:</b>	<b>[SW]1.0045 (S355JR)</b>
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7800	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	5.2083e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	2.75e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.1e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	14	W/(m.K)	Constant
Specific heat	440	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

Restraint name	Selection set	Description
Fixed-1 <Magistrui>	on 4 Face(s) fixed.	

### Load

Load name	Selection set	Loading type	Description
Force-1 <Magistrui>	on 2 Face(s) apply normal force 5.2528e+005 N using uniform distribution	Sequential Loading	

### Contact

Contact state: Touching faces - Free

### Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	41.464 mm
Tolerance:	2.0732 mm
Quality:	High
Number of elements:	25233
Number of nodes:	46211
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:21
Computer name:	ASUS

### Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	1.05664	524882	-20.2559	524882

### Free-Body Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	-0.00367975	1.89869	-0.05514	1.89949

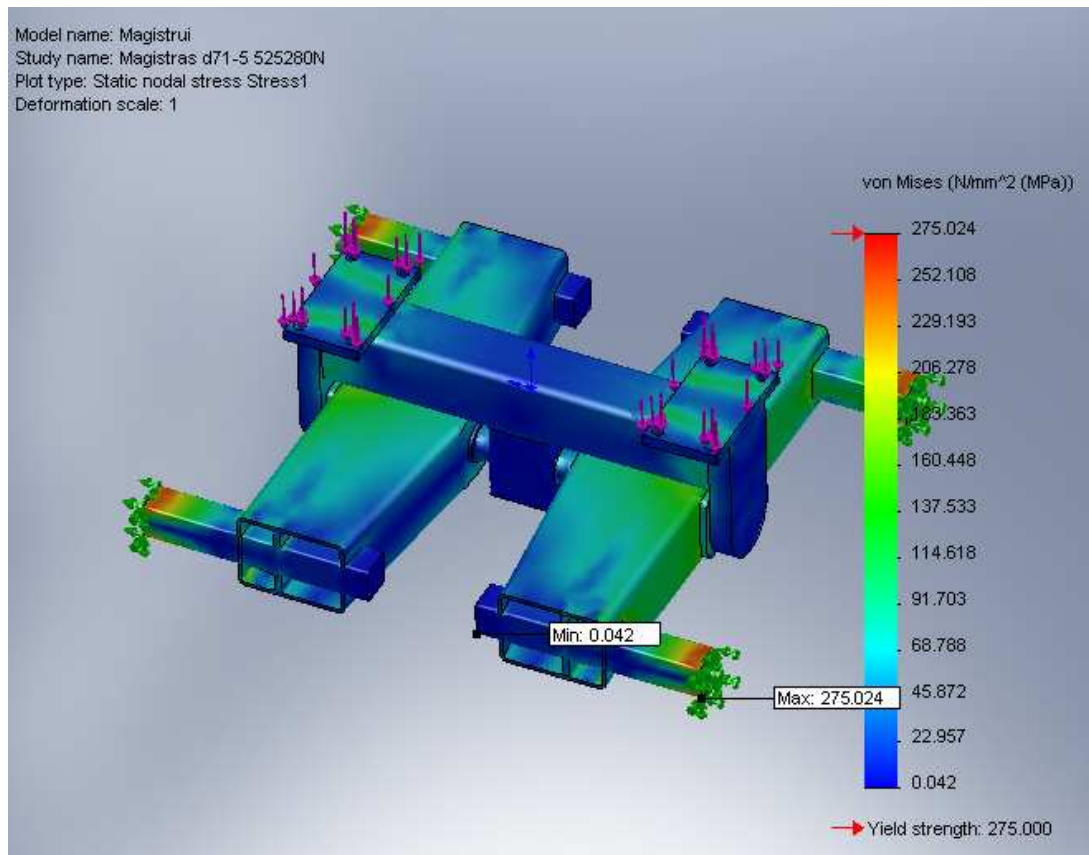
### Free-body Moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N-m	0	0	0	1e-033

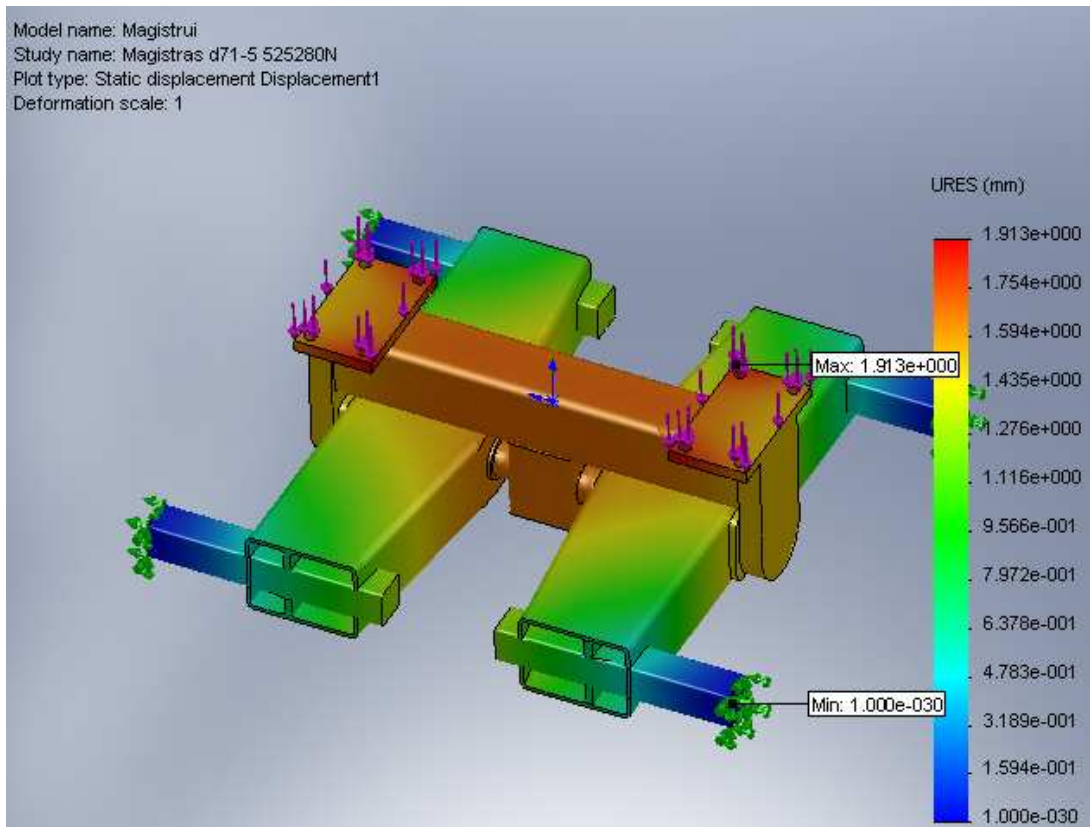
## Study Results

### Default Results

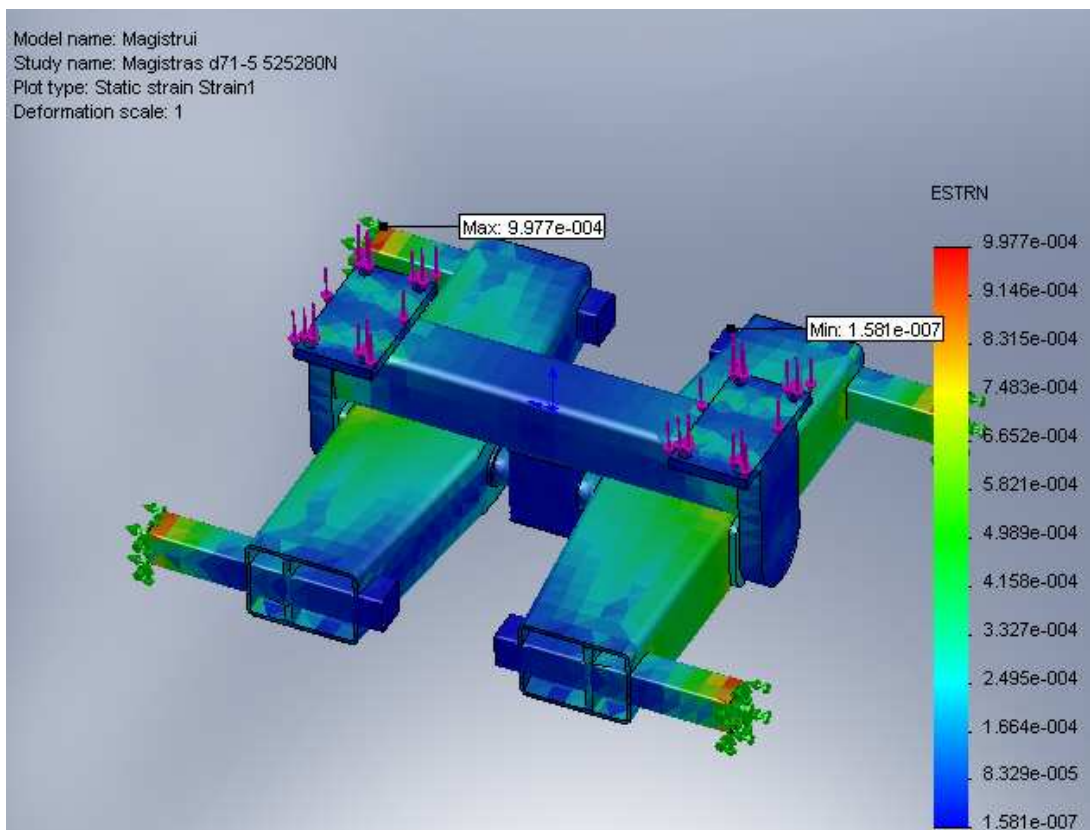
Name	Type	Min	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	0.0421873 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 3322	(-124.837 mm, -219.77 mm, -533.584 mm)	275.024 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 25650	(-644.75 mm, -219.619 mm, -531.913 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 3351	(-644.75 mm, -215 mm, -535 mm)	1.91328 mm Node: 1957	(-329.919 mm, 98.0888 mm, 150.038 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	1.58061e-007 Element: 11525	(-131.387 mm, -143.918 mm, 533.523 mm)	0.000997721 Element: 12152	(635.593 mm, -141.432 mm, 532.296 mm)



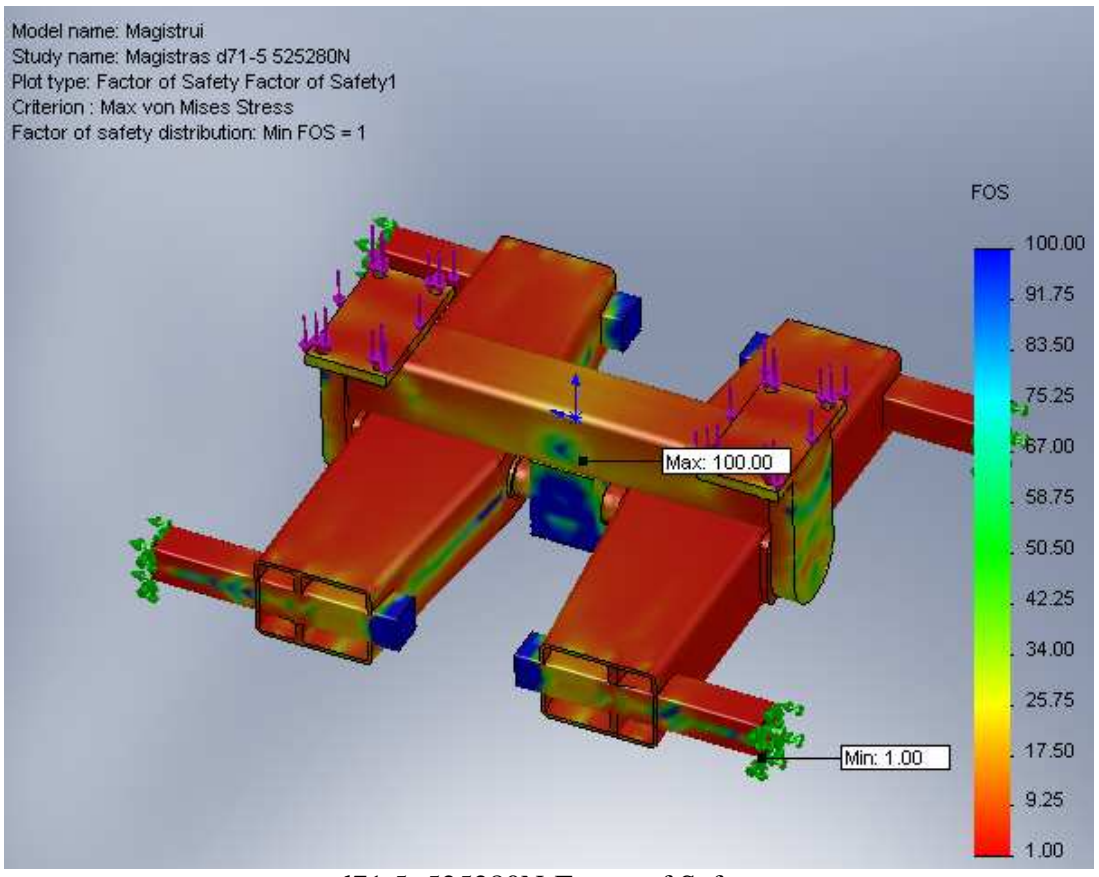
d71,5; 525280N-Stress



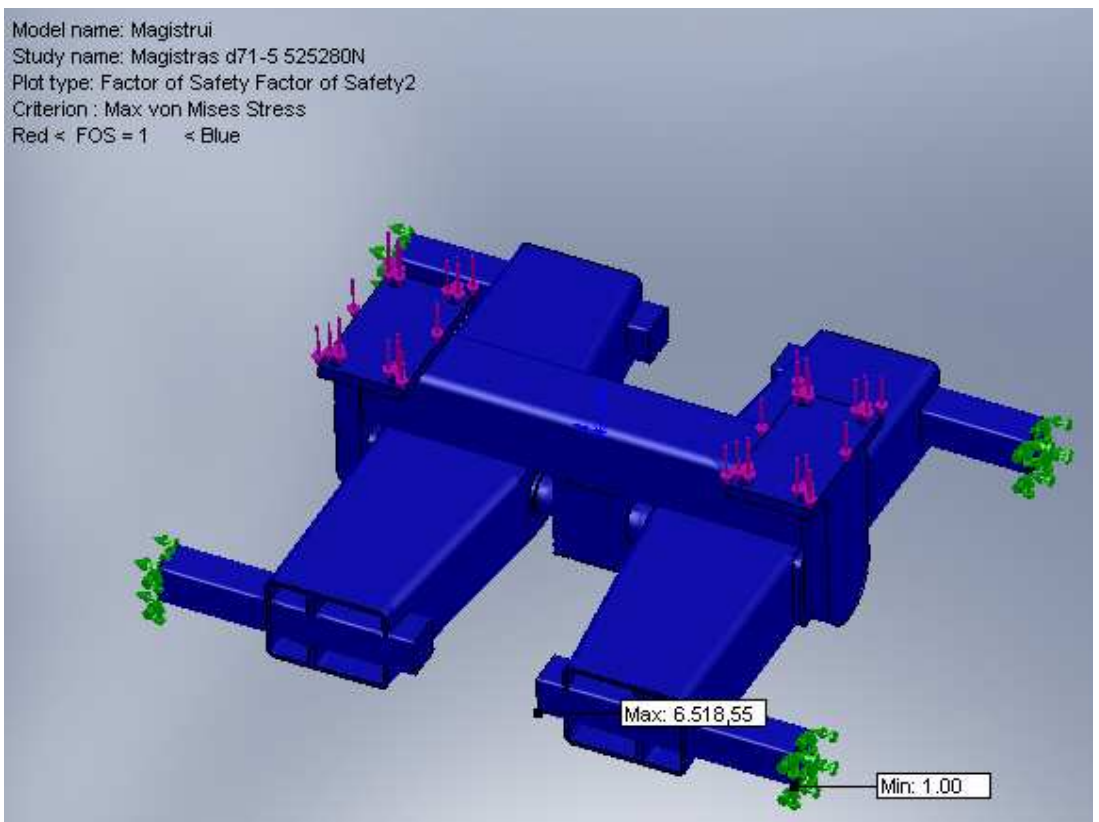
d71,5; 525280N-Displacement



d71,5; 525280N-Strain



d71,5; 525280N-Factor of Safety



d71,5; 525280N-Factor of Safety

## 6 PRIEDAS. Mokslinėje konferencijoje skaityto pranešimo sertifikatas



# SERTIFIKATAS

Reg. Nr. TFP-03

2013 gegužės 15 d.  
Šiauliai

*Eimantas Goda*

dalyvavo

Šiaulių universiteto Technologijos fakulteto 8-oje Tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Jaunųjų mokslininkų darbai“ ir skaitė pranešimą tema

***Priekabos važiuoklės atskirų konstrukcinių elementų stiprumo tyrimas***

Dekanas



Organizacinio komiteto pirmininkas

dr. Sergejus Rimovskis

dr. Nerijus Ramanauskas