VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Paulius Skačkauskas

AMORTIZATORIAUS KONSTRUKCIJOS ĮTAKA SLOPINIMO CHARAKTERISTIKOMS

THE INFLUENCE OF CONSTRUCTION OF SHOCK ABSORBER ON DAMPING CHARACTERISTICS

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621E20003
Automobilių transporto inžinerijos specializacija
Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2016

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

TVIRTINU

Katedros vedėjas

_____

(Parašas)

Saugirdas Pukalskas

(Vardas,pavardė)

_____

(Data)

Paulius Skačkauskas

AMORTIZATORIAUS KONSTRUKCIJOS ĮTAKA SLOPINIMO CHARAKTERISTIKOMS

THE INFLUENCE OF THE CONSTRUCTION OF A SHOCK ABSORBER ON DAMPING CHARACTERISTICS

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621E20003

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Vadovas dr. doc. Vaidas Vadluga 2016 05 10

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Konsultantas dr. lekt. Vidas Žuraulis 2016 05 16

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Lietuvių kalbos konsultantė lekt. d. Petritienė 2016-05-10

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Vilnius, 2016

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
AUTOMOBILIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621E20003

Automobilių transporto inžinerijos specializacija

TVIRTINU
Katedros vedėjas
_____
(Parašas)
Saugirdas Pukalskas
(Vardas, pavardė)
2015-02-09
(Data)

BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO UŽDUOTIS

2014 12 15 Nr. 07
Vilnius

Studentui (ei) Pauliui Skačkauskui

Baigiamojo darbo tema: Amortizatoriaus konstrukcijos įtaka slopinimo charakteristikoms, patvirtinta 2014 m. lapkričio mėn. 18 d. dekano potvarkiu Nr. 448ti

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2016 m. ..gegužės 26.. d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

Atlikti susijusių mokslinių darbų literatūros apžvalgą.

Išanalizuoti amortizatoriuose vykstančių procesų modeliavimo metodus.

Atlikti amortizatorių bandymus.

Sudaryti amortizatoriaus skaičiuojamąjį modelį.

Pateikti tyrimų rezultatus, jų analizę.

Pateikti išvadas ir rekomendacijas.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai:
..... lekt. Angelika Petrėtienė .....
.....
.....
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Vadovas .... dr. doc. Vaidas Vadluga .....
(Parašas) (Moksl. laipsnis/pedag.vardas, vardas, pavardė)

Užduotį gavau

.....
(Parašas)
.....
(Vardas, pavardė)
.....
(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Transporto inžinerijos fakultetas
Automobilių transporto katedra

ISBN ISSN
Egz. sk. .....
Data .....-.....-.....

Antrosios pakopos studijų **Transporto inžinerijos** programos magistro baigiamasis darbas

Pavadinimas	**Amortizatoriaus konstrukcijos įtaka slopinimo charakteristikoms**
Autorius	**Paulius Skačkauskas**
Vadovas	**Vaidas Vadluga**

Kalba: lietuvių

Anotacija

Baigiamojo darbo tyrimų objektas yra automobilių pakabose naudojami vienvamzdžiai amortizatoriai ir šiuose amortizatoriuose esantys plokšteliniai vožtuvai. Darbe yra pateikiama tyrimo apžvalga ir pagrindimas. Remiantis jėgų metodo principais, sudaromas vienvamzdžio amortizatoriaus ir amortizatoriuose naudojamo plokštelinio vožtuvo matematinis modelis, skirtas nustatyti vožtuvo plokštelių deformacijas ir kontaktines jėgas, susidarančias amortizatoriaus eksploatacijos metu, nuo kurių priklauso amortizatoriaus sukuriamos slopinimo jėgos dydis ir slopinimo charakteristika. Aprašytas modelis pateikiamas programinio paketo „Matlab/Simulink“ aplinkoje. Modelio adekvatumo tikrinimas ir praktinio panaudojimo galimybės yra tiriamos specializuotu elektromechaniniu amortizatorių bandymų stendu atliekant eksperimentinius tyrimus, teoriniu ir eksperimentiniu būdais gautų rezultatų lyginimą ir analizę, pateikiamos darbo išvados.

Darbą sudaro įvadas, 3 skyriai, išvados, literatūros sąrašas ir priedai. Magistro darbo apimtis – 95 lapai be priedų, 37 paveikslai, 15 lentelių, 76 literatūros šaltiniai, 3 priedai.

Prasminiai žodžiai: vienvamzdis amortizatorius, plokštelinis vožtuvas, jėgų metodas, matematinis modeliavimas, slopinimo jėga

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Transport Engineering
Department of Automobile Transport

ISBN ISSN
Copies No. .....
Date .....-.....-.....

Master Degree Studies **Transport Engineering** study programme Master Graduation Thesis

Title	**The influence of the construction of a shock absorber on damping characteristics**
Author	**Paulius Skačkauskas**
Academic supervisor	**Vaidas Vadluga**

Thesis language: Lithuanian

Annotation

The research object of this Master's thesis is the monotube shock absorbers used in the suspensions of vehicles and shim valves used in these shock absorbers. The review and grounding of the research is presented in the work. Based on the principles of the forces' method, a mathematical model of the monotube shock absorber and the shim valve used in the shock absorbers is designed for determining the deformations of valve shims and contact forces, which form during the exploitation of the shock absorber, that influence the value of damping force created by the shock absorbers and the damping characteristic. The described model is presented in the environment of software package "Matlab/Simulink". The adequacy of the model is examined and the possibilities of practical use are researched by doing experimental tests using the specialised electromechanic shock absorber test stand, comparison and analysis of the results obtained through theoretical and experimental methods, and the work conclusions are presented.

The work consists of introduction, 3 chapters, conclusions, bibliography and appendixes. The length of Master's thesis – 95 pages without appendixes, 37 figures, 15 tables, 76 sources of literature, 3 appendixes.

Keywords: monotube shock absorber, shim valve, forces' method, mathematical modelling, damping force

Vilniaus Gedimino technikos universiteto egzaminų sesijų ir baigiamųjų darbų rengimo bei gynimo organizavimo tvarkos aprašo
2 priedas

(Baigiamojo darbo sąžiningumo deklaracijos forma)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Paulius Skačkauskas, 20102684
(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

Transporto inžinerijos fakultetas
(Fakultetas)

Transporto inžinerija, ATfm-14
(Studijų programa, akademinė grupė)

BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO)
SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2016 m. gegužės 18 d.

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas tema „Amortizatoriaus konstrukcijos įtaka slopinimo charakteristikoms“ patvirtintas 2014 m. lapkričio 18 d. dekano potvarkiu Nr. 448ti, yra savarankiškai parašytas. Šiame darbe pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Parenkant ir įvertinant medžiagą bei rengiant baigiamąjį darbą, mane konsultavo mokslininkai ir specialistai: dr. Vidas Žuraulis. Mano darbo vadovas dr. Vaidas Vadluga.

Kitų asmenų indėlio į parengtą baigiamąjį darbą nėra. Jokių įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs (-usi).

_____ Paulius Skačkauskas
(Parašas) (Vardas ir pavardė)

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS 8

LENTELIŲ SĄRAŠAS 10

ĮVADAS 11

1. TYRIMO APŽVALGA IR PAGRINDIMAS 12

1.1. Amortizatorių eksploatacija ir jų poreikis automobiliuose 12

1.2. Alyvos debito droseliavimas 15

1.3. Pagrindinės amortizatoriaus slopinimo jėgą apibūdinančios charakteristikos 19

1.4. Mokslinių straipsnių, kurie yra susiję su pakabos ir amortizatorių modifikavimu, apžvalga ir darbo problemos formulavimas 22

2. TYRIMO TEORINĖ DALIS 30

2.1. Bendrojo skaitinio matematinio vienvamzdžio amortizatoriaus modelio sudarymas 30

2.2. Bendrasis skaitinis matematinis vienvamzdžio amortizatoriaus modelis programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje 65

3. EKSPERIMENTINĖ DALIS 68

3.1. Alyvos fizinių savybių tyrimas 68

3.2. Modifikavimui naudojamų vožtuvo plokštelių optinė emisinė analizė 70

3.3. Amortizatorių slopinimo charakteristikų nustatymo įranga 73

3.4. Modifikuotų amortizatorių eksperimentiniai tyrimai 74

3.5. Nemodifikuotų amortizatorių eksperimentiniai tyrimai 81

3.6. Modifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo rezultatų analizė 85

3.7. Nemodifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo rezultatų analizė 88

IŠVADOS 89

LITERATŪRA 91

PRIEDAI 96

A PRIEDAS. 97

B PRIEDAS 102

C PRIEDAS 108

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Dvivamzdžio ir vienvamzdžio amortizatorių schemos ir pagrindinės sudedamosios dalys 13
1.2 pav. Vožtuvų konstrukcijų schemos 17
1.3 pav. Galimo standartinių apskritiminių vožtuvo plokštelių deformavimo schemų pavyzdžiai..... 17
1.4 pav. Vožtuvo plokštelių, kurios yra naudojamos stūmoklių konstrukcijose su papildomomis drenažinėmis kiaurymėmis, schemų pavyzdžiai 18
1.5 pav. Slopinimo jėgos priklausomybė nuo stūmoklio padėties..... 19
1.6 pav. Charakteristikų tarpusavio ryšys 20
1.7 pav. Slopinimo jėgos charakteristikų formos 21
1.8 pav. Tipinių stūmoklių konstrukcijų ir vožtuvo plokštelių išdėstymo, darančio įtaką amortizatoriaus slopinimo charakteristikoms, schemos..... 21
1.9 pav. Originalios konstrukcijos ralio automobiliams skirtos spyruoklės schema 24
1.10 pav. Eksperimentiniu ir teoriniu būdais gautų rezultatų palyginimas, deformacijų pasiskirstymas plokštelės paviršiuje ir įtrūkių formavimasis 27
2.1 pav. Principinė vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modelio schema..... 30
2.2 pav. Alyvos judėjimo, vykstančio tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso, modeliavimo schema..... 38
2.3 pav. Įprastinės stūmoklių konstrukcijos ir pagrindinių drenažinių kiaurymių formos 39
2.4 pav. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymė su buko tipo adata..... 40
2.5 pav. Plokštelinio vožtuvo skaičiuojamosios schemos 43
2.6 pav. *Solid187* baigtinio elemento, charakterizuojamo dešimtimi mazgų, schema 46
2.7 pav. Modeliavimo rezultatų kitimas priklausomai nuo *Solid187* baigtinių elementų tinklelio tankumo ir elementų dydžio parametro..... 47
2.8 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo skaitinių matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, esant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos tik ją veikiančio slėgio..... 52
2.9 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai plokštelės išorinis spindulys yra 19 mm 56
2.10 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai išorinis plokštelės spindulys yra 12,5 mm, o deformacijos yra sukeliamos tik plokštelę veikiančių atraminių reakcijų 56
2.11 pav. Plokštelinio vožtuvo schemos taikant jėgų metodą 58
2.12 pav. Bendrasis vienvamzdžio amortizatoriaus matematinis modelis, sudarytas *Matlab/Simulink* programinio paketo aplinkoje..... 66

2.13 pav. Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis, sudarytas *Matlab/Simulink* programinio paketo aplinkoje 67
2.14 pav. Programiniu paketu *Matlab/Simulink* gaunamų modeliavimo rezultatų pavyzdžiai 68
3.1 pav. Amortizatorių alyvos fizinių savybių tyrimas..... 70
3.2 pav. Optinės emisijos spektometru tirtų plokštelių pavyzdžiai 71
3.3 pav. Amortizatorių slopinimo charakteristikų nustatymo įranga..... 73
3.4 pav. *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus eksperimentinių bandymų ir jo dalių pavyzdžiai..... 76
3.5 pav. Modifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos..... 77
3.6 pav. Matematinio modeliavimo metu nustatytos vienvamzdžio amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo įlinkio reikšmės 77
3.7 pav. Modifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos..... 78
3.8 pav. Matematinio modeliavimo metu nustatytos vienvamzdžio amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo įlinkio reikšmės 79
3.9 pav. Modifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-2*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos..... 80
3.10 pav. Matematinio modeliavimo metu nustatytos vienvamzdžio amortizatoriaus *XYZ SuperSport-2*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo įlinkio reikšmės..... 81
3.11 pav. Nemodifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto priekinei automobilio pakabos daliai slopinimo charakteristikos..... 82
3.12 pav. Nemodifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos..... 83
3.13 pav. Nemodifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-2*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristika, nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai 84

LENTELIŲ SĄRAŠAS

2.1 lentelė. Debito koeficiento C_d reikšmės esant įvairioms alyvos tekėjimo sąlygoms 36
2.2 lentelė. Bendrojo vienvamzdžio amortizatoriaus skaitinio matematinio modelio įvesties parametrai 67
2.3 lentelė. Plokštelinio vožtuvo skaitinio matematinio modelio įvesties parametrai 68
3.1 lentelė. Rotacinio viskozimetro *Brookfield DV-I Prime* techninės charakteristikos 69
3.2 lentelė. Modifikavimui naudojamų plokštelių optinės emisinės analizės rezultatai 71
3.3 lentelė. Tiriamų *XYZ* amortizatorių gamintojo naudojamų plokštelių optinės emisinės analizės rezultatai 72
3.4 lentelė. Naudojamo „S“ tipo svorio jutiklio pagrindinės techninės charakteristikos 74
3.5 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys 75
3.6 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus parametrai ir matematinio modelio įvesties duomenys 76
3.7 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys 78
3.8 lentelė. *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys 79
3.9 lentelė. *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus parametrai ir matematinio modelio įvesties duomenys 80
3.10 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys 82
3.11 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys 83
3.12 lentelė. *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys 84

ĮVADAS

Jau nuo tada, kai 1885 metais Karlas Bencas užpatentavo pirmąjį automobilį pasaulyje, automobilių konstrukcijos ir jų gamybos technologijos tobulėja nuolatos. Vis dažniau gaminami automobiliai su hibridine pavara, turintys tiek elektros, tiek vidaus degimo variklius, elektromobiliai, turintys tik elektros pavarą, tiriamos alternatyvių degalų gamybos ir naudojimo galimybės, o transportui tenka svarbus vaidmuo žmonijos gyvenime. Tačiau nuolatinė transporto plėtra ne tik teigiamai veikia žmonių gyvenimus, bet ir kelia vis didesnę grėsmę, kadangi spartūs automobilizacijos tempai sukelia vis daugiau saugaus eismo problemų (Pečeliūnas 2004). Dėl šios priežasties automobilių gamintojai daug dėmesio skiria automobilio saugumui, patogumui ir jo dinamiškumo kelyje didinimui, o šioms savybėms didelę įtaką daro pakabos elementai, jų eksploataciniai rodikliai ir charakteristikos (Calvo *et al*. 2008; Qian *et al*. 2015).

Pakaba jungia automobilio rėmą arba kėbulą su ratais, sušvelnina smūgius, gaunamus dėl kelio nelygumų, ir slopina kėbulo švytavimus. Tokiu būdu yra didinamas eismo saugumas ir važiavimo patogumas, nuo pažeidimų apsaugomi kroviniai ir automobilis, o vairuotojas ir keleiviai – nuo nemalonių virpesių. Labai svarbu, kad pakabos tampriųjų elementų eksploataciniai rodikliai būtų parinkti taip, kad užtikrintų kiek galima sklandesnį važiavimą ir kad posūkiuose automobilis ne per daug svyruotų apie išilginę, greitėjant ir stabdant – apie skersinę, ašis. Visi šie parametrai yra labai svarbūs tiek serijiniams, tiek sportiniams automobiliams, todėl automobilių pakabose yra naudojami virpesių slopintuvai – amortizatoriai. Vis dėlto standartiniai amortizatoriai ne visada gali užtikrinti reikalingas dinamiškumo savybes, todėl amortizatorių konstrukcijos yra modifikuojamos.

Darbo tyrimų objektas – automobilių pakabose naudojami vienvamzdžiai amortizatoriai ir šiuose amortizatoriuose esantys plokšteliniai vožtuvai. Darbo tikslas – sudaryti vienvamzdžio amortizatoriaus su plokšteliniu vožtuvu matematinį modelį. Remiantis matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatais, sudarytą matematinį modelį pritaikyti praktiniam šio modelio naudojimui atliekant amortizatorių modifikavimą. Darbo tikslui pasiekti sprendžiami uždaviniai:

1. Atlikti vienvamzdžių amortizatorių modifikavimo metodų ir jų matematinių modelių, pateikiamų įvairiuose moksliniuose darbuose, apžvalgą. Išanalizuoti sukurtų matematinių modelių privalumus ir trūkumus.

2. Sudaryti amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinį modelį, įvertinti vožtuve naudojamų plokštelių skaičių, išdėstymą, medžiagos savybes.

3. Sudaryti vienvamzdžio amortizatoriaus matematinį modelį, įvertinti jo konstrukcines ir geometrines savybes, alyvos fizines savybes.

4. Eksperimentiškai ištirti modifikuotus amortizatorius ir remiantis eksperimentinių tyrimų rezultatais įvertinti sudaryto matematinio modelio praktinio panaudojimo galimybes.

1. TYRIMO APŽVALGA IR PAGRINDIMAS

1.1. Amortizatorių eksploatacija ir jų poreikis automobiliuose

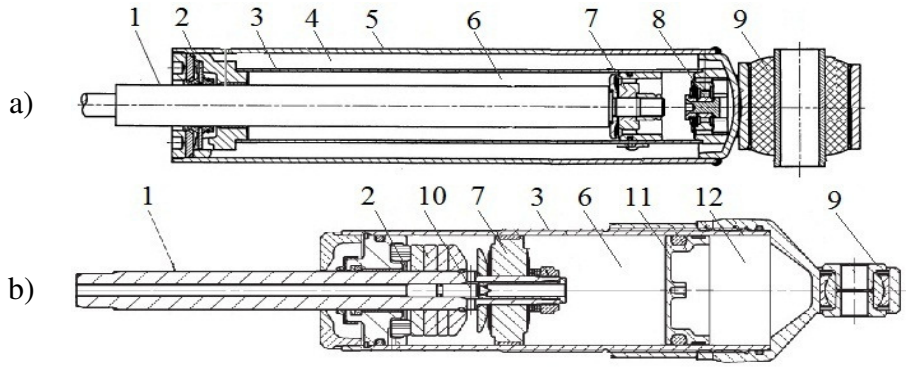
Transporto priemonės eksploatavimo metu, judant numatytomis horizontaliosiomis kreivinėmis važiavimo trajektorijomis, automobilį veikia papildomos išorinės jėgos, mažinančios dinaminį jo stabilumą (Žuraulis 2015), todėl be judėjimo važiavimo kryptimi, automobilis taip pat atlieka judesius ir apie skersinę, išilginę ir vertikalią ašis. Nors realiomis sąlygomis visos mechaninės sistemos yra slopinamos (Bogdevičius *et al*. 2012), tačiau automobiliuose naudojamų svyravimo sistemų komponentų, t. y. metalinių tampriųjų elementų – spyruoklių, atstatomosios jėgos, kurioms daro įtaką naudojamų spyruoklių standumas, yra per mažos. Kadangi amortizuojamų ir neamortizuojamų masių svyravimai turi neigiamos įtakos važiavimo dinamiškumui ir saugumui (Žuraulis *et al*. 2014), tai nulemia faktą, kad cilindrinės sraigtinės spyruoklės automobiliuose yra naudojamos tik kartu su virpesių slopintuvais – amortizatoriais ir specialiais ratų pakabos kreipiamosios sistemos elementais.

1.1.1. Amortizatorių eksploatacijos pradžia

Terminas „amortizatoriai“, taip pat ir patys amortizatoriai, ne visada buvo naudojami automobiliuose, automobilių pramonėje ir kitose pramonės šakose. Iki konvejerinės automobilių gamybos pradžios 1913 metais, transporto priemonėse visiškai nebuvo naudojami jokie virpesių slopintuvai ar jų analogijos. Prasidėjus konvejerinei automobilių gamybai ir gerėjant jų eksploatacinėms savybėms, o kelių būklei esant prastai, norint užtikrinti geresnį automobilio dinamiškumą, įvairūs automobilių gamintojai pradėjo naudoti įvairias frikcines virpesių slopintuvų ir tampriųjų elementų konstrukcijas (sraigtinės spyruoklės, lakštinės lingės, susukami strypai (torsionai), žirkliniai elementai ir t. t). Apytikriai, 1953 m. Christianas Bourcieras de Carbonas sukūrė ir užpatentavo pirmuosius vienvamzdžius dujų slėgio amortizatorius, kurie masiškai buvo pradėti naudoti tiek serijiniuose, tiek sportiniuose automobiliuose (Heibing *et al*. 2011). Tai nulėmė faktą, kad automobilių pramonėje buvo pradėtas vartoti terminas „amortizatoriai“, kuris pakeitė iki tol vartotą terminą – „virpesių slopintuvai“ (Dixon 2007). Šiuolaikiniuose lengvuosiuose automobiliuose yra naudojama daug skirtingų pakabų tipų, pavyzdžiui, „McPherson“ amortizacinio statramsčio pakabos, dvisvirtės nepriklausomos pakabos ar standžios priklausomos pakabos, tačiau visose automobiliuose naudojamose pakabose, taip pat ir vilkikų kabinose, sėdynėse, motociklų vairavimo sistemose ir t. t., yra montuojami amortizatoriai ar jų analogai. Dabartinė pasaulinio masto amortizatorių produkcija yra tokia, kad per metus pagaminama ir parduodama maždaug 50–100 mln. vienetų amortizatorių (Dixon 2007).

1.1.2. Amortizatorių klasifikacija, veikimas ir pritaikymas automobiliuose

Atsižvelgiant į skirtingus konstrukcinius kriterijus, amortizatoriai klasifikuojami įvairiai: aukšto slėgio ir beslėgius, hidraulinius ir dujinius, svirtinius ir teleskopinius, vienpusio ir dvipusio veikimo ir t. t. Mokslinėje, techninėje ir mokomojoje literatūroje (moksliniuose straipsniuose ir publikacijose, gamintojų kataloguose, remonto žinynuose, vadovėliuose ir t. t.) pagrindinis amortizatorių klasifikavimo kriterijus yra korpuso konstrukcija. Remiantis šiuo kriterijumi, amortizatoriai skirstomi į dvivamzdžius (angl. *twin-tube*) – sudarytus iš dviejų cilindrų, kurie yra sumauti vienas į kitą ir vienvamzdžius (angl. *monotube*) – sudarytus iš vieno cilindro. Dvivamzdyje amortizatoriuje darbo kamera, esanti pirminiame cilindre, per apatinį vožtuvą yra atskirta nuo išlyginamosios alyvos ir dujų kameros, kuri yra antriniame cilindre. Vienvamzdžiuose – tiek darbinė, tiek dujų kameros yra viename cilindre, tačiau jos yra atskirtos skiriamuoju stūmokliu. Remiantis literatūros sąraše pateikiamais moksliniais darbais, šiame darbe taip pat yra laikomasi amortizatorių klasifikacijos, skirstant juos į dvivamzdžius ir vienvamzdžius. Šių konstrukcijų amortizatorių schemos yra pateikiamos 1.1 paveiksle.



1.1 pav. Dvivamzdžio ir vienvamzdžio amortizatorių schemos ir pagrindinės sudedamosios dalys*:*
a) dvivamzdis amortizatorius; b) vienvamzdis amortizatorius; 1 – kotas; 2 – stūmoklio kreipiančioji su sandarikliu; 3 – pirminis cilindras; 4 – išlyginamoji kamera; 5 – antrinis cilindras; 6 – darbinė kamera; 7 – koto stūmoklis kartu su vožtuvais ir teflono juosta; 8 – apatinis vožtuvas; 9 – apatinis tvirtinimo mazgas; 10 – papildomos alyvos praleidimo kiaurymės kote reguliavimo adata; 11 – skiriamasis stūmoklis; 12 – dujų kamera (sudaryta pagal: General Manual for Ohlins shock absorbers 2011)

Vienvamzdžių ir dvivamzdžių amortizatorių veikimo principas iš esmės yra toks pat – paremtas amortizatoriaus konstrukcijos sukuriamu pasipriešinimu alyvos judėjimui jo eksploatavimo metu. Automobiliui judant, jo amortizuojamų masių judesiai per amortizatoriaus kotą yra perduodami į stūmoklį. Priklausomai nuo amortizatoriaus judesio krypties (ištraukimas arba suspaudimas) ir amortizatoriaus konstrukcijos, šie judesiai spaudžia amortizatoriuje naudojamą alyvą per apatinio vožtuvo ir / arba koto stūmoklio (šiame darbe yra tiriami vienvamzdžiai amortizatoriai, todėl toliau

koto stūmokliai įvardinami, kaip stūmokliai) vožtuvo droseliavimo vietas. Slopinimo jėga atsiranda dėl droseliavimo vietose susidarančio pasipriešinimo alyvos judėjimui (Bružas *et al*. 2008). Veikiant amortizatoriui, atsirandanti alyvos molekulių trintis amortizatoriuje didžiąją energijos dalį paverčia šilumos energija, kuri yra išsklaidoma aplinkoje. Eksploatacijos metu, priklausomai nuo apkrovų, serijinių lengvųjų automobilių amortizatoriai gali įkaisti iki 120 °C (Reimpell *et al*. 2001). Tačiau, nepaisant vienodo veikimo principo, serijiniuose ir sportiniuose automobiliuose amortizatoriai atlieka skirtingas funkcijas. Serijiniuose automobiliuose naudojamų amortizatorių paskirtis yra užtikrinti važiavimo saugumą ir patogumą, t. y. užtikrinti optimalų ratų sukibimą su kelio danga ir neleisti automobilio kėbulo virpesiams didėti bei ilgai trukti, kas gali sukelti keleivių sveikatai kenksmingas apkrovas (žmogaus jautrumas vibracijoms didėja kėbulo savajam dažniui esant nuo 3 Hz iki 8 Hz (Žuraulis *et al*. 2014)) ar pažeisti trapius krovinius. Sportinio automobilio pakaba ir jo pakaboje naudojami amortizatoriai privalo užtikrinti maksimalias automobilio dinamiškumo, t. y valdomumo, ratų sukibimo su kelio paviršiumi posūkių, įsibėgėjimo ir stabdymo metu savybes. Taip pat maksimaliai įgyvendinti kėbulo formų aerodinamines savybes. Tai ypatingai svarbu, kadangi nuo pakabos aukščio priklauso automobilio stovumas ir aptekančio oro srauto pasipriešinimas. Tačiau, nepriklausomai nuo automobilio paskirties, privaloma, kad automobilio pakaboje naudojami amortizatoriai būtų techniškai tvarkingi, kadangi nuo amortizatorių techninės būklės ir jų savybių priklauso ir automobilio stabdymo efektyvumas (Calvo *et al*. 2008; Koylu *et al*. 2011). Skirtinga amortizatorių korpuso konstrukcija daro įtaką pačių amortizatorių, tiek pakabos, tiek ir viso automobilio skirtingoms eksploatacinėms savybėms, todėl modeliuojant ir / ar tobulinant automobilio pakabą būtina atsižvelgti į tai, kokiomis sąlygomis bus eksploatuojamas automobilis ir įvertinti visus pakaboje numatomų eksploatuoti amortizatorių privalumus bei trūkumus ir veiksnius, turinčius didžiausią įtaką efektyviam jų veikimui. Dėl to amortizatorių gamintojas *Tein* yra išleidęs veikalą, kuriame yra nagrinėjami ir lyginami gaminamų vienvamzdžių ir dvivamzdžių amortizatorių konstrukciniai ir eksploataciniai privalumai ir trūkumai, bei tinkamumas lenktynėms ir kasdienei eksploatacijai miesto ir užmiesčio sąlygomis. Gamintojas nurodo, kad vienvamzdžiai amortizatoriai, dėl savo konkrečių konstrukcinių savybių (geresnio sukaupiamos šilumos atidavimo į aplinką, dėl naudojamo skiriamojo stūmoklio nesusidarančios alyvos putojimo problemos, montavimo apribojimų nebuvimo ir t. t.) yra tinkamesni eksploatacijai sportiniuose automobiliuose veikiant didelėms apkrovoms (Twin-tube shock absorber and monotube shock absorber 2014).

Tačiau, net automobiliuose naudojant sportui skirtus amortizatorius, jų pakabos nėra konstrukciškai nepriekaištingos, kadangi sportiniams automobiliams ar motociklams skirti amortizatoriai yra projektuojami taip, kad būtų tinkami įvairiose situacijose, esant įvairioms eksploatacijos sąlygoms, siekiant išgauti patenkinamas charakteristikas. Automobilių sportui skirti amortizatoriai turi 2–3 nepriklausomus charakteristikų reguliatorius, kurie leidžia keisti

amortizatoriaus eksploatacinius rodiklius atskirai suspaudimo ir / arba ištraukimo eigose. Šių reguliatorių pakanka sureguliuoti pakabą skirtingoms trasoms ar atlikti pakabos reguliavimą automobilį eksploatuojant miesto bei užmiesčio sąlygomis, tačiau tokių reguliatorių ribos yra per siauros norint konkretų sportinį automobilį pritaikyti tam tikroms eksploatacijos sąlygoms, pavyzdžiui, žiedinėms lenktynėms, atsižvelgiant į vairuotojo įgūdžius ir specifinius poreikius, bei automobilio parametrus, t. y. automobilio masę, masės pasiskirstymą automobilio ašims ir pan., todėl yra atliekamas amortizatorių modifikavimas. Vienvamzdžio amortizatoriaus slopinimo charakteristikos formą ir jo eksploatacinius rodiklius nulemia daugelis jo konstrukcijos parametrų: korpuso konstrukcija, sandariklių techninė būklė, naudojamos alyvos savybės, stūmoklio konstrukcija ir t. t., tačiau didžiausią įtaką turi kartu su stūmokliu naudojami vožtuvai, nuo kurių priklauso stūmokliu pratekantis alyvos debitas ir susidaranti slopinimo jėga.

1.2. Alyvos debito droseliavimas

Amortizatoriuose naudojama alyva yra takus fizikinis kūnas, kurios dalelės, veikiant papildomoms išorinėms jėgoms, yra judrios, o jos tėkmė yra sudėtingas fizikinis procesas. Dėl šios priežasties, konstrukcijose, kuriose kartu su stūmokliu nėra naudojami alyvos tėkmę reguliuojantys vožtuvai, susiformuojant transporto priemonės amortizuojamų masių virpesiams ir dėl to atsirandant alyvos judėjimui amortizatoriuje, slopinančiam šiuos virpesius, stūmokliu vykstantis alyvos tekėjimas yra chaotiškas, kadangi tėkmę sudaro begalė atskirų dalelių, kurių kiekviena juda sava trajektorija ir pagal savus dėsnius (Barvidienė *et al*. 2012). Nors chaotiškas alyvos tekėjimas amortizatoriuje gali būti matematiškai modeliuojamas ir prognozuojamas, tačiau esant įvardintoms sąlygoms, realūs amortizatoriaus eksploataciniai rodikliai yra nekontroliuojami, o sukuriamos slopinimo jėgos dydis – nepakankamas, kadangi nesuformuojamas pasipriešinimas alyvos judėjimui stūmokliu. Tokios eksploatacinės amortizatorių ir automobilio pakabos savybės yra nepriimtinos ir nulemiančios prastas automobilio dinamiškumo savybes, taip pat keliančios pavojų ne tik transporto priemonės vairuotojui, bet ir aplinkiniams eismo dalyviams. Tam, kad suprojektuoti standartiniai ir sportinio tipo amortizatoriai užtikrintų patenkinamas charakteristikas įvairiose situacijoje, o konkrečiais atvejais atitiktų specifinius individualių vairuotojų keliamus reikalavimus, amortizatoriuose kartu su stūmokliu yra naudojamos įvairios vožtuvų konstrukcijos.

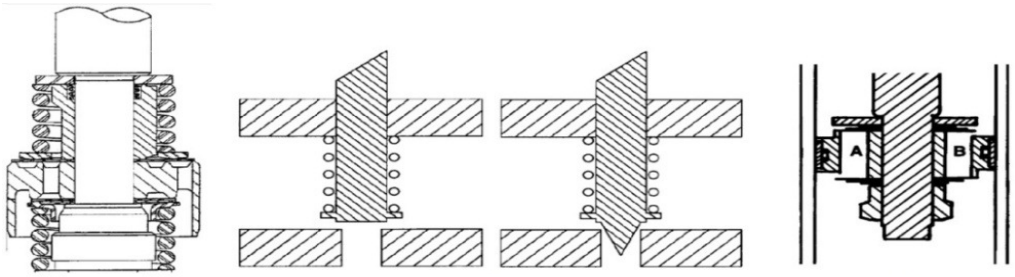
1.2.1. Stūmoklio vožtuvai ir jų konstrukcijos

Remiantis literatūros šaltiniu (Dixon 2007), mechaniniai amortizatorių stūmoklio vožtuvai, įvertinant jų konstrukciją, yra klasifikuojami:

1. Diskiniai vožtuvai (1.2 pav., a dalis). Tai yra disko su cilindrine ir / arba kūgine spyruokle vožtuvo konstrukcija. Kai amortizatoriuje yra naudojama ši vožtuvo konstrukcija, stūmoklyje esančios, suspaudimo eigos metu vykstančiam alyvos tekėjimui skirtos pagrindinės drenažinės kiaurymės, priklausomai nuo stūmoklio, yra dengiamos atitinkamo skersmens ir storio disko, kuris yra slegiamas įtvirtintos spyruoklės. Analogiškai, ištraukimo eigos metu vykstančiam alyvos tekėjimui skirtos pagrindinės drenažinės kiaurymės, kitoje stūmoklio pusėje taip pat yra dengiamos disko, kuris yra slegiamas kitos, turinčios tokias pačias ar skirtingas savybes, įtvirtintos spyruoklės. Amortizatoriaus veikimo metu, nuo spyruoklės deformacijos (spyruoklės suspaudimo eigos) priklauso pagrindinėmis drenažinėmis kiaurymėmis pratekantis alyvos debitas ir amortizatoriaus virpesių slopinimo savybės. Šios kiaurymės yra sandarios ir alyvos tekėjimas jomis nevyksta tol, kol kiaurymėse yra pasiekiama slėgio reikšmė, reikalinga bent minimaliai deformuoti spyruoklei. Slėgio reikšmė, kuri yra reikalinga sukelti spyruoklės deformacijai, priklauso nuo naudojamos spyruoklės standumo. Mažo standumo spyruoklė sąlygoja tai, kad vožtuvas yra labai lengvai atidaromas ir stūmokliu pratekančios alyvos debitas yra didelis, esant net ir mažam slėgių skirtumui tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų. Analogiškai, spyruoklės, kurios yra standesnės, nulemia laipsniškesnį vožtuvo atvėrimą. Realaus amortizatorių eksploatavimo metu, norint išgauti reikiamas amortizatorių slopinimo savybes ir reikiamų formų charakteristikas, yra reikalingas konkretus alyvos debito tekėjimo plotas vožtuvu, kurio dydis yra keli kvadratiniai milimetrai, pavyzdžiui, 3 mm^2, tačiau tokiame vožtuve esant net ir minimaliai spyruoklės deformacijai, gaunamas sąlyginai didelis alyvos tekėjimo plotas, pavyzdžiui, 13 mm^2, todėl naudojant tokį vožtuvą yra labai sudėtinga išgauti progresinę amortizatoriaus slopinimo charakteristiką (1.7 pav.) (Dixon 2007). Tokia vožtuvo konstrukcija turi ir daugiau trūkumų: dėl nevienodos spyruoklės simetrijos, spyruoklės deformacijos metu, vožtuvas yra atidaromas nevienodai visame stūmoklio plote. Tai reiškia, kad pagrindinės stūmoklio drenažinės kiaurymės yra atidengiamos skirtingai, o tai stipriai veikia ir apsunkina norimų slopinimo charakteristikų išgavimą. Dėl šių priežasčių, šio tipo vožtuvai yra retai naudojami sportinio tipo automobiliams skirtuose amortizatoriuose.

2. Adatiniai vožtuvai (1.2 pav., b dalis). Šių vožtuvų veikimo principas yra toks pat, kaip ir diskinių vožtuvų. Pagrindinis skirtumas tarp diskinių ir adatinių vožtuvų yra tas, kad adatiniuose vožtuvuose pagrindinėms stūmoklio drenažinėms kiaurymėms sandarinti yra naudojamas ne diskas, o bukus arba kūgio formos galus turinčios adatos, kurios taip pat yra slegiamos atitinkamo standumo spyruoklėmis.

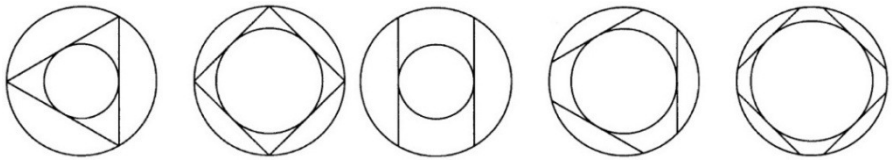
3. Plokšteliniai vožtuvai (1.2 pav., c dalis). Esant šiai vožtuvo konstrukcijai, stūmoklyje esančios pagrindinės alyvos tekėjimui suspaudimo ir ištraukimo eigų metu skirtos drenažinės kiaurymės yra dengiamos specialių plokštelių.



a) b) c)

1.2 pav. Vožtuvų konstrukcijų schemos: a) diskinis vožtuvas; b) adatinis vožtuvas su buku ir kūgio formos adatų galais; c) plokštelinis vožtuvas (Dixon 2007)

Šios plokštelės amortizatoriaus vožtuve yra įrengiamos standžiai, priveržiamos atitinkamo dydžio veržle, kuri yra užsukama ant atitinkamos amortizatoriaus koto dalies. Priklausomai nuo plokštelės gamintojo, jos yra gaminamos iš skirtingų medžiagų, turi skirtingas atsparumines savybes, yra skirtingų formų (įprastos plokštelės yra apskritimo formos, tačiau, pavyzdžiui, *Bilstein* amortizatorių gamintojas taip pat gamina bei naudoja ir trikampes plokšteles) ir matmenų (skirtingų vidinių ir išorinių plokštelės skersmenų). Galimos įvairios šių plokštelių išdėstymo vožtuve variacijos, sudarančios skirtingas geometrines formas (1.8 pav.), taip pat skirtingas šių plokštelių skaičiaus naudojimas. Lengvųjų automobilių amortizatoriuose įprastai yra naudojama po 3–9 plokšteles iš kiekvienos stūmoklio pusės, sportinių motociklų šakėse – iki 40 plokštelių. Šių plokštelių storis – nuo 0,1 mm iki 0,5 mm. Priklausomai nuo stūmoklio konstrukcijos, t. y. kiek ir kokios formos jame yra drenažinių kiaurymių, taip pat nuo vožtuve esančių plokštelių skaičiaus, jų išdėstymo ir standumo, automobiliui įveikiant kliūtis ir todėl amortizatoriui veikiant, tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų susidaro slėgių skirtumas, kuris deformuoja šias plokšteles (1.3 pav.) ir todėl pro plokšteles vyksta alyvos tekėjimas. Nuo šių plokštelių deformacijos masto priklauso pro jas pratekančios alyvos debitas.



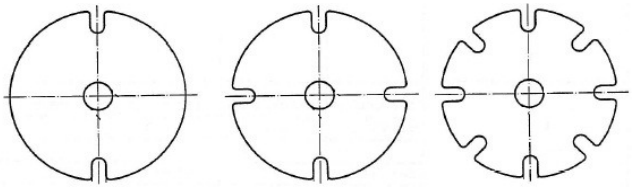
1.3 pav. Galimo standartinių apskritiminių vožtuvo plokštelių deformavimo schemų pavyzdžiai (Dixon 2007)

Kadangi šių plokštelių savybės ir pro jas pratekantis alyvos debitas nulemia amortizatoriaus eksploatacines savybes ir slopinimo charakteristikos formą (1.7 pav.), taip pat, kadangi tokia vožtuvo konstrukcija yra nesudėtingai modifikuojama vožtuve naudojamas plokšteles pakeičiant kitomis, skirtingų matmenų ir savybių plokštelėmis, sudarant kitokias plokštelių išsidėstymo geometrines formas, tai yra dažniausiai amortizatoriuje kartu su stūmokliu naudojama vožtuvo konstrukcija ne tik serijiniams automobiliams, tačiau ir sportiniams automobiliams skirtuose amortizatoriuose.

1.2.2. Drenažinės alyvos tekėjimo kiaurymės

Pagal stūmoklio judėjimo greitį amortizatoriaus korpuse, ištraukimo ir suspaudimo eigos metu, alyvos tekėjimas stūmokliu yra skirstomas į: 1. Alyvos tekėjimas, kai stūmoklio judėjimo greitis yra mažas, apytikriai: $v \leq 0{,}05$ m/s; 2. Alyvos tekėjimas, kai stūmoklio judėjimo greitis yra vidutinis ir didelis. Vidutinis greitis: $0{,}05 < v \leq 0{,}2$ m/s, didelis greitis: $0{,}2 < v \leq 0{,}4$ m/s (Gacka *et al*. 2006; Johnsrud 2007).

Esant sąlygoms, kai automobiliu įveikiant kliūtis stūmoklio judėjimo amortizatoriuje greitis yra mažas, tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų nesusiformuoja atitinkamo dydžio slėgių skirtumas, kuris yra reikalingas tam, kad vožtuvas būtų atidaromas jo spyruoklę ar plokšteles pakankamai deformuojant, slopinimo jėga yra sukuriama alyvai tekant ne pagrindinėmis, stūmoklyje esančiomis, drenažinėmis kiaurymėmis, o papildomomis kiaurymėmis. Papildomos alyvos tekėjimo kiaurymės yra: 1. Specialios drenažinės alyvos tekėjimo kiaurymės, esančios stūmoklyje, kurios yra nedengiamos vožtuvo plokštelių. Šių kiaurymių dydis priklauso nuo amortizatorių gamintojo ir stūmoklio tipo. Tam, kad šios drenažinės kiaurymės eksploatacijos metu visada būtų atviros ir alyvos tekėjimo plotas būtų pastovus, priklausomai nuo gamintojo, vožtuvo plokštelės yra gaminamos su specialiomis išpjovomis (1.4 pav.) arba atitinkamai mažesnio skersmens, atsižvelgiant į stūmoklio skersmenį ir pagrindinių drenažinių kiaurymių išdėstymą stūmoklyje; 2. Reguliuojamo darbinio skersmens alyvos tekėjimo kiaurymė esanti kote. Šia kiauryme pratekantis alyvos debitas ir sukuriama slopinimo jėga yra reguliuojama keičiant darbinį šios kiaurymės skersmenį. Kanale, esančiame kote, alyvos debito reguliavimui yra įrengiama adata, kuria, keičiant jos padėtį kote, yra keičiamas darbinis kiaurymės skersmuo. Priklausomai nuo amortizatorių gamintojo yra įrengiamos bukus arba kūgio formos galus turinčios bei parabolinės adatos; 3. Tarpas (nesandarumas) tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso (2.2 pav.).



1.4 pav. Vožtuvo plokštelių, kurios yra naudojamos stūmoklių konstrukcijose su papildomomis drenažinėmis kiaurymėmis, schemų pavyzdžiai (sudaryta pagal: Oval Track Valving Manual 2015)

Priklausomai nuo amortizatoriaus konstrukcijos, papildomų drenažinių kiaurymių kiekis yra skirtingas, naudojamos įvairios kiaurymių variacijos, t. y. gali būti įrengiamos dvi drenažinės kiaurymės, kurių nedengia vožtuvo plokštelės ir pratekėjimo kanalas kote ar įrengiamos keturios plokštelių nedengiamos drenažinės kiaurymės, tačiau kanalas kote neįrengiamas ir pan. Esant sąlygoms, kai automobiliu įveikiant kliūtis stūmoklio judėjimo amortizatoriuje greitis yra vidutinis ar

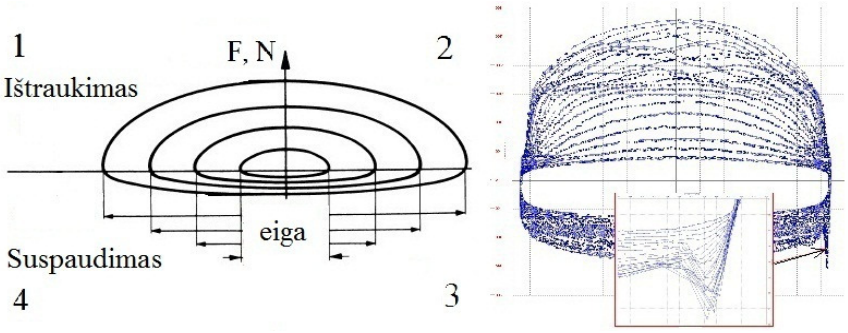
didelis, o tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų susiformuoja atitinkamo dydžio slėgių skirtumas, reikalingas tam, kad vožtuvas būtų atidaromas, slopinimo jėga yra sukuriama alyvai tekant, tiek pagrindinėmis, tiek pagalbinėmis drenažinėmis kiaurymėmis.

1.3. Pagrindinės amortizatoriaus slopinimo jėgą apibūdinančios charakteristikos

1.3.1. Pagrindinės charakteristikų rūšys

Amortizatorių veikimas ir jų sukuriamos slopinimo jėgos dydis, esant įvairioms sąlygoms yra aprašomas dvejomis pagrindinėmis charakteristikomis, kurios yra naudojamos tiek gamintojų pateikiamose amortizatorių bandymų ataskaitose, tiek tiriamuosiuose moksliniuose darbuose. Abi toliau aprašomos charakteristikos yra gaunamos specialiais bandymų stendais. Tokio stendo aprašymas yra pateikiamas trečiame šio darbo skyriuje – „Eksperimentinė dalis“. Šios charakteristikos yra:

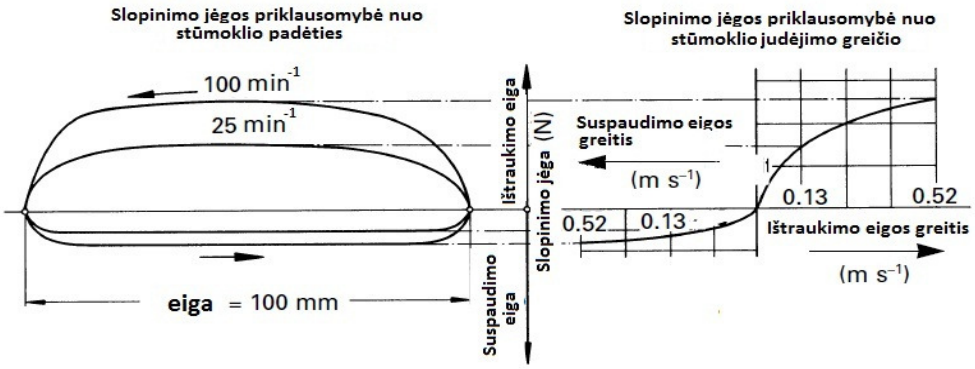
1. Slopinimo jėgos priklausomybė nuo stūmoklio eigos (stūmoklio padėties amortizatoriuje) (*F*-*x*) (1.5 pav., a dalis). Ši charakteristika yra suformuojama amortizatorių bandymų metu slopinimo jėgą matuojant esant pastoviam koto suspaudimų ir ištraukimų greičiui ir pastoviai stūmoklio eigos amplitudei. Tokia slopinimo jėgos priklausomybė yra naudojama ne tik atliekant bandymus su amortizatoriais, siekiant nustatyti jų eksploatacinius rodiklius, bet ir nustatinėjant amortizatorių pažeidimus, įvairius gedimus. Amortizatoriaus korpusui esant pažeistam, šioje kreivėje yra matoma, kurioje amortizatoriaus korpuso dalyje stūmoklio eiga nėra sklandi (1.5 pav., b dalis). Pagrindinis tokios charakteristikos trūkumas yra tas, kad joje yra vaizduojamos tik maksimalios slopinimo jėgos reikšmės esant tam tikrai stūmoklio padėčiai ir greičiui.



a) b)

1.5 pav. Slopinimo jėgos priklausomybė nuo stūmoklio padėties*:* a) esant skirtingoms stūmoklio eigoms ir pastoviam bandymų greičiui; 1 – ištraukimo eigos vožtuvas pradeda atsidarinėti, suspaudimo eigos vožtuvas – uždarytas; 2 – ištraukimo eigos vožtuvas visiškai atidarytas; 3 – ištraukimo eigos vožtuvas uždarytas, suspaudimo eigos vožtuvas pradeda atsidarinėti; 4 – suspaudimo eigos vožtuvas visiškai atidarytas; b) amortizatoriaus pažeidimo nustatymas (matoma nesklandi stūmoklio eiga) (sudaryta pagal: Reimpell *et al.* 2001)

2. Slopinimo jėgos priklausomybė nuo stūmoklio suspaudimų ir ištraukimų greičio (stūmoklio judėjimo greičio amortizatoriuje) (*F-v*) (1.6 pav.). Ši charakteristika vaizduoja amortizatoriaus sukuriamos slopinimo jėgos pokytį kintant stūmoklio judėjimo greičiui amortizatoriaus korpuse, t. y. slopinimo jėgos pokytį priklausomai nuo greičio, kuriuo yra suspaudžiami ir ištraukiami amortizatoriaus tvirtinimo taškai, o ne keičiantis pačios transporto priemonės judėjimo greičiui. Tokia charakteristika yra suformuojama amortizatorių bandymų metu slopinimo jėgą matuojant esant pastoviai stūmoklio suspaudimų ir ištraukimų eigos amplitudei ir kintamam suspaudimų ir ištraukimų greičiui. Įprastos, bandymų metu, priimamos suspaudimų ir ištraukimų eigos amplitudės reikšmės yra nuo 25 mm iki 50 mm, o maksimalus suspaudimų ir ištraukimų greitis ≤ 1,5 m/s (Heibing *et al*. 2011).



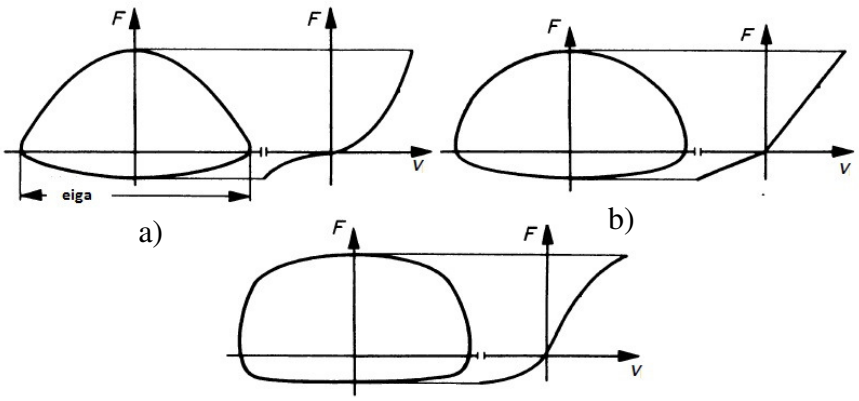
1.6 pav. Charakteristikų tarpusavio ryšys (sudaryta pagal: Reimpell *et al*. 2001)

Šios charakteristikos tarpusavyje yra susijusios ir yra išreiškiamos viena per kitą naudojant kosinusoidę bei sinusoidę, koordinačių sistemoje atidedant atitinkamus taškus (Pečeliūnas 2004) (1.6 ir 1.7 pav.), tačiau *F-v* charakteristika yra pagrindinė charakteristika, naudojama grafiniam amortizatorių slopinimo savybių vaizdavimui (Heibing *et al*. 2011).

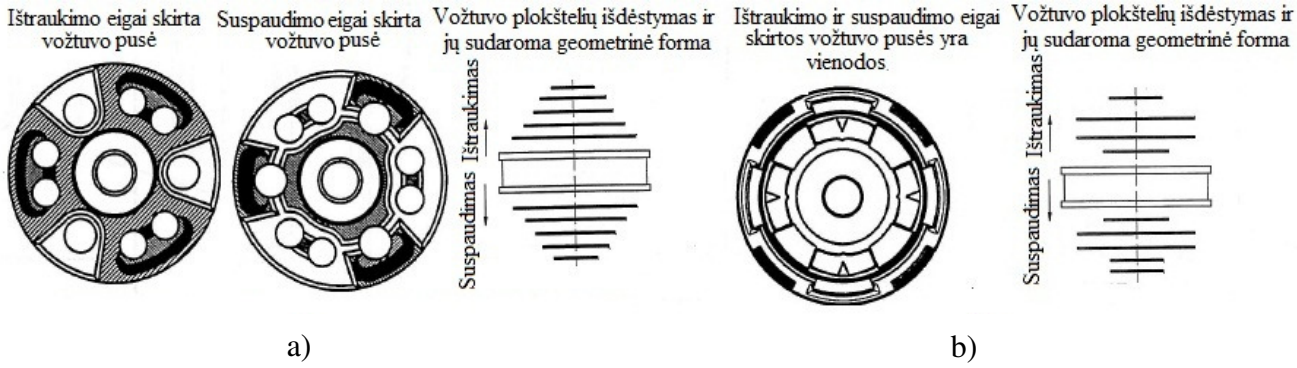
1.3.2. Pagrindiniai charakteristikų tipai

Charakteristikų tipai (formos), kuriais yra nusakoma slopinimo jėgos kitimo priklausomybė, keičiantis suspaudimų ir ištraukimų greičiui ar eigai, yra: 1. Proporcingai didėjanti (progresinė) charakteristika; 2. Tiesinė charakteristika; 3. Proporcingai mažėjanti (regresinė) charakteristika (1.7 pav.) (Reimpell *et al*. 2001).

Pagrindiniai veiksniai, darantys įtaką amortizatoriaus slopinimo charakteristikos tipui, yra stūmoklio konstrukcija, vožtuvo konstrukcija ir jos rodikliai (vožtuve naudojamų plokštelių skaičius, savybės ir jų išdėstymas). Tipinės stūmoklių konstrukcijos ir kartu su jais naudojamas vožtuvo plokštelių išdėstymas, kuris daro įtaką regresinės ir tiesinės charakteristikų formavimuisi, yra pateikiami 1.8 paveiksle.



1.7 pav. Slopinimo jėgos charakteristikų formos: a) proporcingai didėjanti (progresinė) charakteristika; b) tiesinė charakteristika; c) proporcingai mažėjanti (regresinė) charakteristika (Reimpell *et al*. 2001)



1.8 pav. Tipinių stūmoklių konstrukcijų ir vožtuvo plokštelių išdėstymo, darančio įtaką amortizatoriaus slopinimo charakteristikoms, schemos: a) konstrukcija daranti įtaką tiesinei charakteristikai; b) konstrukcija daranti įtaką regresinei charakteristikai (sudaryta pagal: Oval Track Valving Manual 2015)

Progresinė charakteristika yra gaunama, kai amortizatoriuje su stūmokliu nėra naudojami alyvos tėkmę reguliuojantys vožtuvai (Reimpell *et al*. 2001), tačiau, kaip buvo nurodyta anksčiau, tokia konstrukcija nėra priimtina siekiant užtikrinti optimalias automobilio dinamiškumo savybes ir saugų transporto priemonės ir aplinkinių transporto priemonių eismą.

Įvardinti charakteristikų tipai yra gaunami esant sąlygoms, kai automobiliu įveikiant kliūtis stūmoklio judėjimo amortizatoriuje greitis yra vidutinis ar didelis, tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų susiformuoja atitinkamo dydžio slėgių skirtumas, reikalingas tam, kad vožtuvas būtų atidaromas, o slopinimo jėga sukuriama alyvai tekant, tiek pagrindinėmis, tiek pagalbinėmis drenažinėmis kiaurymėmis. Slopinimo jėgos priklausomybės nuo stūmoklio judėjimo greičio charakteristikoje, kreivės dalis, apibūdinanti amortizatoriaus veikimą alyvai tekant pagalbinėmis kiaurymėmis, kai alyvos tekėjimo greitis yra mažas, yra aprašoma, kaip progresinė funkcija. Charakteristikos taškas, kuriame baigiasi virpesių slopinimas esant mažiems stūmoklio judėjimo greičiams ir prasideda slopinimas, kai stūmoklio judėjimo greičiai yra vidutiniai / dideli yra vadinamas charakteristikos lūžio tašku (angl. *knee point* (Johnsrud 2007)).

1.4. Mokslinių straipsnių, kurie yra susiję su pakabos ir amortizatorių modifikavimu, apžvalga ir darbo problemos formulavimas

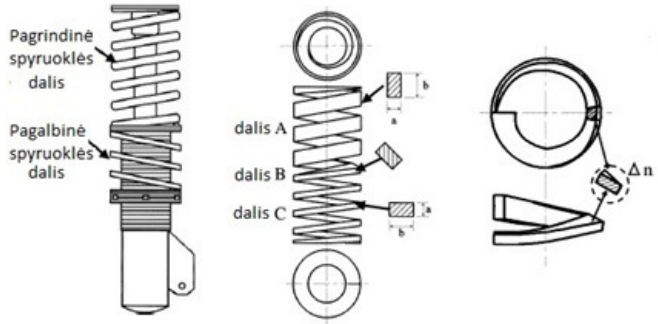
Amortizatorių modifikavimo ir techninio paruošimo transporto priemonėms, atsižvelgiant į jų eksploatavimo sąlygas, poreikį įrodo gausus mokslinių darbų skaičius, kuriuose amortizatorių modifikavimo ir jų matematinių modelių sudarymo problemos yra išskiriamos, kaip aktualios ir turinčios didelę įtaką automobilių dinaminio stabilumo ir jo judėjimo dėsningumų tyrimų sričiai. Tarptautinės automobilių inžinierių asociacijos *SAE international* skelbiamuose darbuose (Gacka *et al*. 2006; Kasprzak *et al.* 1994; Riley *et al.* 2002) yra nurodoma, kad techninis automobilio pakabos ir kitų mazgų parengimas eksploatacijai susideda iš trijų pagrindinių etapų: 1. Teorinis automobilio pakabos ir jos dalių modeliavimas, savybių numatymas ir įvertinimas; 2. Eksperimentiniai automobilio ir jo mazgų bandymai trasoje ar specializuotais stendais, kurių metu yra nustatomos realios pakabos charakteristikos, tikrinamas pakabos veikimo efektyvumas ir patikimumas esant įvairioms apkrovoms; 3. Teorinių ir eksperimentinių rezultatų lyginimas. Jeigu eksperimentiniu būdu nustatytieji rezultatai nesutampa su teoriškai numatytais, tuomet pakaba yra modifikuojama pakartotinai, o aprašytas ciklas atliekamas antrąsyk. Įvardintas ciklas gali būti atliekamas daug kartų tol, kol bus gautos reikiamos pakabos eksploatacinės savybės. Pateiktuose literatūros šaltiniuose nurodoma, kad optimaliai subalansuota sportinio automobilio pakaba yra esminis faktorius, nuo kurio priklauso automobilio dinamiškumo savybės eksloatacijos metu. Įvardintame (Kasprzak *et al.* 1994) literatūros šaltinyje yra pabrėžiama, kad nors sportinių automobilių pakabų modeliavimas yra atliekamas naudojant įvairias kompiuterines programas, tačiau esant sąlygoms, kai automobilis negali būti išbandomas eksperimentiniais metodais, optimalus automobilio pakabos suderinimas ir techninis amortizatorių paruošimas tam tikroms specifinėms ekpsloatavimo sąlygoms yra neįmanomas, todėl yra naudojami specialūs pakabos bandymų stendai / simuliatoriai. Realūs simuliatoriai, kaip sistemos, imituojančios reikiamas važiavimo, bandymų, eismo ar aplinkos sąlygas, yra plačiai naudojami automobilių inžinerijoje (Žuraulis 2015). Naudojimosi pakabos bandymų stendu / simuliatoriumi metodika tiriant *Nascar* lenktynėms skirtų automobilių pakabas yra pateikiama literatūros šaltinyje (Kowalszyk 2002). H. Kowalszyko veikale nurodoma, kad tokio stendo paskirtis – imituoti važiavimo sąlygas ir stebėti pakabos ir pakaboje naudojamų amortizatorių atsakomąją reakciją į įvairias apkrovas. Tokiuose stenduose automobilis yra įtvirtinamas, sukuriamos kintančios pakabos apkrovos ir kėbulo svyravimai apie išilginę, skersinę ir vertikaliąją ašis. Šis procesas yra kartojamas daug kartų tam, kad būtų išbandomos įvairios automobilio pakabos bei skirtingas eksploatacines savybes ir slopinimo charakteristikas turinčių amortizatorių konfigūracijos, jiems esant prieš ir po modifikacijų, ir randamas tinkamiausias, konkrečius keliamus reikalavimus atitinkantis, pakabos ir amortizatorių derinys. Teorinių ir praktinių rezultatų nesutapimą bei didelį eksperimentinių bandymų ciklų skaičių lemia

netikslus amortizatorių ir pakabos modeliavimas, modeliavimo metu įvedami fizikiniai naudojamos modeliavimo metodikos supaprastinimai. Literatūros šaltinyje (Haney 1996) yra pateikiami ir nagrinėjami *Indy Light Formula* klasės, *Lola T93/20* automobilio pakabos modeliavimo ir bandymų rezultatai naudojant skirtingų konstrukcijų sportinio tipo amortizatorius. Šiame veikale tikslus matematinis amortizatorių modeliavimas yra pabrėžiamas, kaip esminis faktorius, norint teisingai įvertinti numatomų eksploatuoti amortizatorių savybių įtaką automobilio pakabos veikimo efektyvumui ir dinamiškumui. Veikalo išvadose vienvamzdžiai amortizatoriai yra akcentuojami, kaip sportiniuose automobiliuose tinkamesni ir turintys geresnes eksploatacines savybes, reikalingas sportiniams automobiliams, amortizatoriai. Sportinių amortizatorių gamintojas *Ohlins* vienvamzdžius amortizatorius taip pat akcentuoja, kaip tinkamesnius eksploatuoti sportiniuose automobiliuose, lyginant su dvivamzdžiais amortizatoriais ir nurodo, kad daugiau kaip 80 % sportinių *Cart Formula* klasės automobilių naudoja šios firmos gaminamus vienvamzdžius amortizatorius (Inside Ohlins T44 manual Part 2 2011).

M. Maniowskio mokslinėje publikacijoje (Moniowski 2014) yra nagrinėjamos padidinto pravažumo transporto priemonės pakabos veikimo optimizavimo galimybės, įvertinant skirtingas amortizatorių montavimo į transporto priemonę alternatyvas. Šiame straipsnyje, kaip ir minėtuose anksčiau, taip pat yra teigiama, kad norint užtikrinti optimalų automobilio pakabos veikimą eksploatavimo metu, automobilio pakabos parametrus privaloma reguliuoti ir keisti atsižvelgiant į sąlygas, kuriomis bus eksploatuojama transporto priemonė. Darbe nurodoma, kad esant priklausomai automobilio pakabai, amortizatoriaus optimalus veikimas yra pasiekiamas jam esant vertikalioje padėtyje. Kuo amortizatoriaus su vertikalia ašimi sudaromas kampas yra didesnis, tuo amortizatoriaus veikimo efektyvumas yra mažesnis, prastesnės virpesių slopinimo savybės. Taip pat, ekvivalenčių svyravimų metu, įtakos amortizatorių veikimo efektyvumui turi atstumas tarp abiejų pusių amortizatoriaus tvirtinimo taškų. Kuo mažesnis atstumas tarp kairės ir dešinės pusių amortizatorių tvirtinimo taškų, tuo prastesnis išilginių kėbulo švytavimų slopinimas automobiliui judant nelygiu keliu. Literatūros šaltiniuose (Afkar *et al*. 2013; Rech *et al*. 2005) taip pat yra atliekamas sportinių padidinto pravažumo automobilių, skirtų įveikti įvairaus tipo kliūtis, pakabos modeliavimas ir pakabos modifikavimo galimybių tyrimas, o pateikiamos išvados yra analogiškos nurodomoms M. Maniowskio (Moniowski 2014) – padidinto pravažumo transporto priemonei turint priklausomą pakabą, didelę įtaką pakabos ir amortizatorių efektyviam veikimui turi pakabos geometrinės charakteristikos, t. y. amortizatoriaus posvyrio kampas vertikalios ašies atžvilgiu, atstumas tarp amortizatoriaus tvirtinimo taškų ir t. t.

Amortizatorių konstrukcinis paruošimas įvairiems sportiniams automobiliams ir jų veikimo efektyvumo didinimas yra atliekamas tiriant ir tobulinant atskirų amortizatoriaus elementų savybes, konstrukciją, veikimo principą. Transporto priemonės, skirtos konkrečioms eksploatavimo sąlygoms

(ralio varžyboms), pakabos optimizavimo perspektyvos sukuriant ir panaudojant originalios konstrukcijos spyruoklę, kuri būtų naudojama automobilio pakaboje kartu su reguliuojamo aukščio amortizatoriumi, yra nagrinėjamos moksliniame straipsnyje (Watanabe *et al*. 2001). Įvardintame straipsnyje yra nurodoma, kad norint užtikrinti nuolatinį transporto priemonės kontaktą su kelio dangos paviršiumi ir optimalų pakabos veikimą, kartu su amortizatoriumi naudojamos spyruoklės standumas turi būti parinktas teisingai, atsižvelgiant į pakaboje naudojamų amortizatorių savybes. Jei spyruoklės standumas per didelis ar nepakankamas, jos nebus veiksmingos eksploatacijos metu. Pakaboje, kartu su amortizatoriais naudojant spyruokles, kurių standumas yra per didelis, judant posūkiuose prarandamas ratų sukibimas su kelio danga, o su spyruoklėmis, turinčiomis mažą standumą – susidaro nepakankamas automobilio pasukamumas (Johnsrud 2007) ir todėl padangų kontaktinės jėgos nesugeba išlaikyti numatytos važiavimo trajektorijos (Žuraulis 2015). Pateiktame K. Watanabio ir kt. straipsnyje keliamas tikslas – išanalizuoti galimybę sukurti reikiamo standumo ir kintamo skersmens spyruokles, kurios būtų naudojamos kartu su nemodifikuotais reguliuojamo aukščio amortizatoriais. Darbe yra aprašoma cilindrinė spyruoklė, kuri yra sudaryta iš trijų skirtingų, kintamo vijų skaičiaus, dalių, kurių vielos skerspjūvio forma yra stačiakampis, tačiau visų dalių skerpsjūvio matmenys – skirtingi (1.9 pav.). Publikacijoje nurodoma, kad tokia netolygios vyniojimo eigos ir nepastovių vielos matmenų konstrukcija daro įtaką progresinei spyruoklės charakteristikai. Straipsnio autorių K. Watanabe ir kt. teigimu, tokia spyruoklė turėtų užtikrinti automobilio stabilumą ir dinamiškumą, naudojant standartinius amortizatorius, kurie nėra modifikuoti, tačiau tokia išvada nėra pagrįsta. Straipsnyje nėra atliekamas teorinis automobilio pakabos ketvirčio modeliavimas, automobilio pakabai esant su šiomis spyruoklėmis, taip pat nėra pateikiami jokie realių eksperimentų ir bandymų rezultatai, virpesių ir kėbulo švytavimų slopinimo pokyčiai ir palyginimas automobilio pakabai esant su aprašytomis spyruoklėmis ir su standartinėmis spyruoklėmis. Reali tokios konstrukcijos spyruoklės nauda transporto priemonės pakabai nėra pagrindžiama ir įrodoma.



1.9 pav. Originalios konstrukcijos ralio automobiliams skirtos spyruoklės schema (sudaryta pagal: Watanabe *et al*. 2001)

Y. Pingo moksliniame darbe (Ping 2003) taip pat yra tiriamos pakabos efektyvaus veikimo optimizavimo perspektyvos sukuriant ir panaudojant originalios konstrukcijos amortizatorių, kuriame

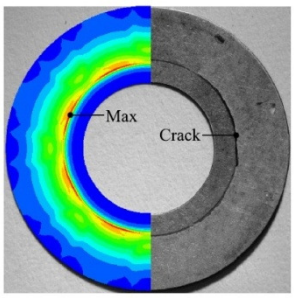
slopinimo jėga priklauso ne tik nuo stūmokliu tekančio alyvos debito, bet ir nuo dujų kameroje specialiais kanalais judančio dujų debito. Y. Pingo darbe aprašoma konstrukcija ypatinga tuo, kad amortizatoriaus dujų kameroje yra įrengiami dujų judėjimo kanalai ir taip formuojamas papildomas pasipriešinimas dujų srauto judėjimui eksploatacijos metu. Autorius nurodo, kad dėl papildomai suformuojamo pasipriešinimo dujų judėjimo srautams, didėjant virpesių amplitudei didėja ir susidaranti maksimali slopinimo jėga, amortizatorius efektyviau slopina virpesius, kai jų dažnis yra nuo 5 Hz iki 10 Hz. Darbe matematinėmis lygtimis yra aprašomas šio amortizatoriaus veikimas, kuriamas realus tokio amortizatoriaus prototipas. Išvadose yra pateikiama informacija, kad atlikus eksperimentinius bandymus buvo nustatyti nesutapimai tarp matematinio modeliavimo metu gautų rezultatų ir eksperimentiškai nustatytų suprojektuoto aprašytos konstrukcijos amortizatoriaus eksploatacinių savybių. Nurodoma, kad pagrindinė teorinių ir eksperimentinių reikšmių nesutapimų priežastis – supaprastinimai, įvesti matematinio modelio kūrimo metu, t. y. neįvertintas amortizatoriuje naudojamos alyvos tūrinis tamprumo modulis. Taip pat, praktiniai bandymai, kurių metu būtų išbandomas realus tokių amortizatorių veikimas automobilio pakaboje ar kitokiuose techniniuose įrenginiuose, nebuvo atlikti. Tas pats autorius yra išleidęs ir kitą veikalą (Ping 2005), kuriame taip pat yra aprašoma originali darbinės amortizatoriaus kameros modifikavimo metodika, siekiant išgauti kuo tikslesnes galimų teorinių ir eksperimentinių amortizatoriaus slopinimo charakteristikų prognozavimo ir reguliavimo galimybes, tačiau sudarinėjamas matematinis modelis yra artimas aptartam literatūros šaltinyje (Ping 2003), jokie modelio patikslinimai neįvedami, pateikiama analogiška priežastis, paaiškinanti teorinių ir praktinių rezultatų nesutapimą – alyvos tūrinio tamprumo modulio neįvertinimas.

Literatūros šaltinyje (Kim *et al*. 1998) yra tiriamos amortizatoriuose naudojamų stūmoklių tobulinimo galimybės modifikuojant jų konstrukciją. Automobilių amortizatoriuose naudojami stūmokliai yra gaminami iš metalo miltelių, t. y. naudojant miltelinę technologiją, lydiniai yra sukepinami nuo 1100 °C iki 1300 °C temperatūroje, supresuojant medžiagų miltelius, vėliau išgaunant reikiamas stūmoklio formas ir parametrus: pagrindinių ir pagalbinių drenažinių kiaurymių kiekį, formą, dydį ir t. t. Įvardintame darbe išsamiai aprašoma nauja inžinerinio plastiko (PPA) stūmoklių gamybos technologija ir nurodoma, kad alternatyvių medžiagų naudojimas automobilių specifinių dalių gamyboje, leidžia pasiekti mažesnes gamybos bei eksploatavimo išlaidas ir užtikrinti didesnį mazgo naudingo veikimo koeficientą, todėl straipsnyje yra iškeliamas tikslas eksperimentiniais bandymais nustatyti amortizatorių metalo miltelių stūmoklių pakeitimo plastikiniais naudą ir išnagrinėti stūmoklių modifikavimo ir jų formos parametrų keitimo galimybes. Straipsnyje eksperimentų ir matematinio modeliavimo būdais yra nustatinėjamas optimalus didžiausias plastikinio stūmoklio pagrindinių drenažinių kiaurymių dydis, t. y. skersmuo, joms esant apskritimo formos. Veikale yra nurodoma, kad eksploatacijos metu, esant slėgių skirtumui tarp darbinių kamerų ir aukštai

temperatūrai, plastikinio stūmoklio konstrukcijoje susiformuoja deformacijos, kurios lemia neefektyvų amortizatoriaus veikimą. Nustačius optimalius PPA stūmoklio drenažinių kiaurymių matmenis ir išvengiant deformacijų formavimosi, naudojant įvardintą stūmoklį yra gaunama slopinimo jėgos – stūmoklio greičio (*F-v*) charakteristika, kurios forma artima charakteristikos formai, kuri yra gaunama amortizatoriuje eksploatuojant metalo miltelių stūmoklį. Pagrindinis įvardinamas inžinerinio plastiko stūmoklių privalumas – aukštas temperatūrinis atsparumas, PPA stūmoklis pradeda lydytis pasiekęs 300 °C. Kartu su stūmokliais naudojamų teflono (PTFE) juostų temperatūrinis atsparumas siekia 330 °C. Įvardinto stūmoklių modifikavimo metodo trūkumas – netinkama įprasta metalo miltelių stūmoklių gamybos technologija, PPA stūmokliai gali būti gaminami tik liejant įpurškimo būdu. Toks technologinis gamybos procesas yra brangus ir todėl yra tinkamas masinei, o ne individualiai vienetinių dalių gamybai. Temperatūrinio faktoriaus daromos įtakos svarba yra pabrėžiama ir mokslininko A. Dalibert, kuris viename iš savo darbų (Dalibert 1977) tyrė temperatūros įtaką amortizatoriaus sukuriamos slopinimo jėgos dydžiui ir nustatė, kad amortizatoriaus slopinimo jėgos mažėjimo priklausomybė nuo temperatūros apytiksliai yra 0,3 %/°C. Temperatūrinio faktoriaus daroma įtaka ir termodinamiai reiškiniai, vykstantys amortizatoriuose, taip pat yra tiriami mokslinėje publikacijoje (Ramos *et al*. 2005). Šioje publikacijoje yra aprašomas ir sudaromas termodinaminis amortizatoriaus modelis ir remiantis šiuo modeliu tiriamas atskirų amortizatoriaus elementų temperatūrinis atsparumas ir temperatūros kitimo priklausomybės eksploatacijos metu. Termodinaminis modelis sudaromas amortizatorių skirstant į posistemes, kurios yra aprašomos pirmo laipsnio diferencialinėmis lygtimis. Sudaryto termodinaminio modelio tikslumas yra pagrindžiamas atliekant realius eksperimentinius bandymus, kurių metu yra tiriami keturi, skirtingų konstrukcijų amortizatoriai. Veikalo išvadose yra nurodoma, kad rezultatų, gaunamų remiantis termodinaminiu modeliu ir eksperimentiniais bandymais, skirtumai yra mažesni, nei 15 %, o sudarytas termodinaminis amortizatoriaus modelis gali būti naudojamas modifikuojant atskirus amortizatorių mazgus ar prognozuojant galimus amortizatorių gedimus, kuriuos sąlygoja temperatūra.

Įvairios amortizatorių deformacijų priežastys ir veikimo sutrikimai taip pat yra nagrinėjami moksliniuose veikaluose atliekant teorines simuliacijas ir eksperimentus, o amortizatorių modifikavimo metodika tiriant ir šalinant juose eksploatacijos metu išryškėjančius konstrukcinius trūkumus yra plačiai taikoma. Literatūros šaltinyje (Talemi *et al*. 2014) yra nagrinėjami amortizatorių stūmoklių ir jų plokštelinių vožtuvų veikimo sutrikimai ir deformacijos dėl nuovargio. Darbe yra nurodoma, kad pagrindinės amortizatorių stūmoklių ir plokštelinių vožtuvų nuovarginių deformacijų priežastys yra šių dalių eksploatavimas veikiant aukštoms temperatūroms, nuolatinėms ciklinėms apkrovoms ir vibracijoms, kai stūmoklio, vožtuvo ir jo elementų, pavyzdžiui, plokštelių, tarpusavio trinties plotai yra sąlyginai dideli. Veikale yra aprašomi eksperimentinių ir teorinių bandymų rezultatai. Darbe teoriniai bandymai atliekami apkrovas modeliuojant *ABAQUS* programiniu paketu.

Tiek eksperimentiniai, tiek teoriniai bandymai buvo atliekami imituojant tokio pat dydžio apkrovas: virpesių dažniui esant 14 Hz, 20 mm amortizatoriaus koto ištraukimo ir suspaudimo eigos amplitudei, alyvos temperatūrą darbinėje kameroje palaikant nuo 60 °C iki 80 °C. Bandymams buvo naudojamos vožtuvų plokštelės, kurių vidinis skersmuo – 8 mm, išorinis skersmuo – 10,5 mm ir 17,5 mm, storis – 0,3 mm ir 0,1 mm, medžiaga, iš kurios pagamintos plokštelės – CK101 klasės anglinis plienas. Veikale aprašoma eksperimentinė dalis buvo atliekama nekeičiant apkrovos dydžio, tačiau nuolatos keičiant veikiančios apkrovos ciklų skaičių. Straipsnyje pateiktose išvadose yra nurodoma, kad po tam tikro ciklų skaičiaus, kuris priklauso nuo amortizatoriuje naudojamo stūmoklio konstrukcijos ir jo medžiagų, iš kurių stūmoklis ir jo elementai yra pagaminti, dėl nuovargio pakinta tiek stūmoklio, tiek vožtuvo plokštelių struktūra ir jų savybės. Nustatyta, kad pirmiausiai vožtuvo plokštelių paviršiuje susiformuoja įtrūkiai, kurie toliau veikiant apkrovoms didėja, kol plokštelė lūžta. Taip pat nustatyta, kad įtempimai plokštelės paviršiuje pasiskirsto nevienodai (1.10 pav.). Veikalo autorių teigimu, realius tokius eksperimentinius bandymus atlikti yra sudėtinga, o eksperimentiniu ir teoriniu būdais gauti rezultatai yra artimi, tačiau tikslus paklaidos dydis darbe nėra nurodomas.



1.10 pav. Eksperimentiniu ir teoriniu būdais gautų rezultatų palyginimas, deformacijų pasiskirstymas plokštelės paviršiuje ir įtrūkių formavimasis (Talemi *et al*. 2014)

Teorinis amortizatoriaus mazgų efektyvumo didinimas ir optimizavimas naudojant konstrukcinių trūkumų tyrimo ir šalinimo metodus yra pristatomas ir publikacijoje (Mariajayaprakash *et al*. 2014). Šioje publikacijoje yra tiriamos teorinės amortizatoriaus suvirinimo jungčių, šilumos atidavimo į aplinką, naudojamų sandariklių ir guminių žiedų trūkumų numatymo ir pašalinimo galimybės naudojant genetinio algoritmo (angl. *genetic algorythm)* ir Taguči (angl. *Taguchi*) metodus. Didžiausias dėmesys yra sutelkiamas į korpuso gamybos preciziškumo, dažymo, plovimo ir padengimo įvairiomis apsauginėmis medžiagomis trūkumus, siekiant optimizuoti amortizatoriaus korpuso atsparumo korozijai ir kitiems išoriniams pažeidimams, trukmę. Veikalo autoriai išvadose nurodo, kad įvardintų metodų naudojimas yra efektyvus ir tikslus. Atlikus tyrimus, amortizatorių korpusų gamybos, dažymo ir padengimo įvairiomis dangomis trūkumai buvo prognozuojami 95 % tikslumu tam tikrame pasikliovimo intervale. Analogiški tyrimai yra atliekami ir K. Srinivasan ir kt. autorių darbe (Srinivasan *et al*. 2014). Moksliniuose darbuose, kuriuose siekiant modifikuoti

amortizatorius, yra taikomi konstrukcinių trūkumų nustatymo ir šalinimo metodai, didelis dėmesys yra skiriamas amortizatoriuose naudojamiems sandarikliams, guminiams žiedams ir jų kokybei. Mokslininkai E. Arndt, T. Yukimasa ir kt. savo darbuose (Arndt *et al*. 1981; Burdzik *et al*. 2009; Yukimasa *et al*. 1985) daug dėmesio skyrė amortizatoriuose naudojamų sandariklių ilgaamžiškumo, kokybės ir juose pasireiškiančios trinties tyrimams. Šiuose darbuose yra nurodoma, kad sandarikliams esant pažeistiems, pro juos į išorę iš amortizatoriaus darbinės kameros pradeda sunktis alyva, o alyvos nutekėjimas iš amortizatoriaus daro įtaką amortizatoriaus efektyvaus veikimo sumažėjimui, slopinimo jėgos dydis gali sumažėti iki kelių kartų. Pagrindinis analizuojamuose darbuose įvardinamas sandariklių trūkumas yra nedidelis temperatūrinis atsparumas. Serijiniuose automobiliuose naudojamų standartinių amortizatorių sandarikliai yra gaminami iš nitrilinio kaučiuko (NBR), tokių sandariklių efektyvaus eksploatavimo ribos yra nuo –20 °C iki 90 °C (Dixon 2007). Nurodomas šios problemos sprendimo būdas – sandariklių, pagamintų iš kitokių medžiagų, pavyzdžiui, fluoroto kaučiuko (FPM), naudojimas. Sandariklių, kurie yra pagaminti iš fluoruoto kaučiuko, efektyvaus eksploatavimo ribos yra žymiai didesnės už nitrilinio kaučiuko sandariklių, nuo –40 °C iki 200 °C. Tokios temperatūrinio atsparumo ribos yra pakankamos net ir automobilį eksploatuojant ypač sudėtingomis sąlygomis.

Nors pateiktoje mokslinių darbų apžvalgoje yra pristatomi tik modifikuotų amortizatorių prototipai ir teorinės galimos amortizatorių modifikavimo alternatyvos, kurios yra sudėtingos ir nėra parengtos taikyti realiems automobilių sporte naudojamiems amortizatoriams, tačiau nepriklausomai nuo to, kokio pobūdžio amortizatoriaus modifikavimas yra atliekamas, t. y. ar amortizatorius yra modifikuojamas tiriant ir šalinant juose esančius trūkumus, tobulinant jų konstrukciją ir įvedant papildomus nepriklausomus reguliatorius, naudojant kitokias savybes turinčią alyvą ar kitokio standumo spyruokles, visuose tokio pobūdžio darbuose ypatingai didelis dėmesys yra skiriamas teoriniam modifikuojamo amortizatoriaus savybių nustatymui ir modeliavimui. Matematinio modeliavimo svarbą modifikuojant amortizatorius įrodo M. S. Talbotto mokslinis veikalas (Talbott *et al*. 2002). Šiame darbe kuriant aukštų eksploatacinių rodiklių sportinio amortizatoriaus matematinį modelį yra nagrinėjamas amortizatoriaus konstrukcijos ir hidraulinio skysčio tarpusavio ryšys ir dėl to matematinėmis lygtimis yra aprašomas alyvos judėjimas amortizatoriuje, automobiliui įveikiant kliūtis. Šiame darbe, siekiant kuo tiksliau aprašyti amortizatoriuje vykstančius procesus ir įvertinti kuo didesnį skaičių kintamųjų, yra atliekami amortizatoriaus viduje tarp judančių elementų atsirandančios trinties tyrimai, o gautais tyrimų rezultatais ir sudarytomis alyvos judėjimo amortizatoriuje lygtimis yra remiamasi tobulinant sportiniams automobiliams skirtus specialius amortizatorius. Šiame veikale pateikiama tyrimų ir modeliavimo metodika taip pat yra naudojama ir tobulinama K. H. Rhoadeso darbe (Rhoades 2006). K. H. Rhoadeso darbe, naudojantis literatūros šaltinyje (Talbott *et al*. 2002) pateikiamomis alyvos judėjimą amortizatoriuje aprašančiomis lygtimis, yra sudarinėjama programa, galinti prognozuoti amortizatorių eksploatacinius rodiklius ir braižyti

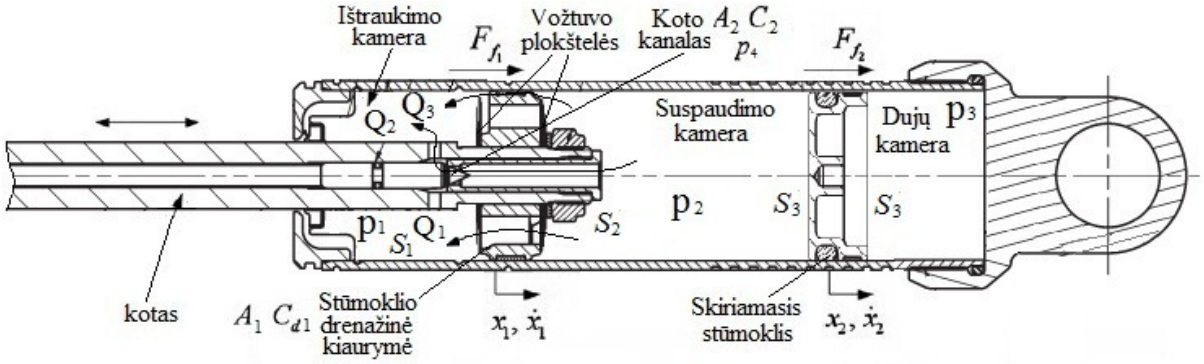
pagrindines slopinimo jėgą apibūdinančias charakteristikas. Tačiau tiek M. S. Talbotto, tiek ir R. H. Rhoadeso darbuose siekiant supaprastinti matematinio modeliavimo procesą, yra įvedami vožtuvo konstrukcijos ir stūmoklio kiaurymių formos supaprastinimai, kurie ir formuoja prognozuojamų teorinių charakteristikų netikslumus, lyginant jas su eksperimentiškai nustatytomis tiriamų amortizatorių slopinimo charakteristikomis. Nurodytuose veikaluose priimamos sąlygos ir įvedami supaprastinimai, kurie nulemia netikslius gaunamus modeliavimo rezultatus: stūmoklio drenažinės kiaurymės yra tik apskritiminės formos, stūmoklio judėjimo greičiui esant mažam, slopinimo jėga yra sukuriama tik alyvai tekant kanalu esančiu stūmoklio kote, šiuo kanalu pratekančios alyvos kiekio reguliavimas specialia adata yra nenumatomas ir nemodeliuojamas, specialios drenažinės alyvos pratekėjimo kiaurymės esančios stūmoklyje, kurios yra nedengiamos vožtuvo disko taip pat yra nemodeliuojamos, naudojamos alyvos fizikinių savybių įtaka sudaromai slopinimo jėgai nėra įvertinama, alyvos judėjimo aprašymui yra apžvelgiama ir sudaroma tik supaprastinta plokštelinio vožtuvo schema ir modelis.

Publikuojamas didelis kiekis mokslinių veikalų, kuriuose yra nagrinėjamas amortizatoriaus konstrukcijos bei hidraulinio skysčio tarpusavio ryšys ir matematinėmis lygtimis aprašomas alyvos judėjimas amortizatoriuje, tačiau tokiuose darbuose pateikiami modeliai yra sudėtingi ir neparengti praktiniam jų panaudojimui arba yra įvedamos įvairios prielaidos ir supaprastinimai, kurie nulemia netikslius modeliavimo rezultatus, o naudojamų plokštelinių vožtuvų plokštelių savybės ir kiti su šiomis plokštelėmis susiję faktoriai nėra įvertinami. Dėl šių priežasčių naujų tikslesnių matematinių modelių kūrimas yra labai aktualus uždavinys. Literatūros šaltinyje (Farjoud *et al*. 2011) yra nurodoma, kad amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos forma ir eksploataciniai rodikliai tiesiogiai priklauso nuo stūmoklio ir jo vožtuvo konstrukcijos, o tiksli amortizatoriaus slopinimo charakteristikų priklausomybė nuo plokšteliniuose vožtuvuose naudojamų plokštelių išdėstymo, matmenų, bei medžiagų, iš kurių šios plokštelės yra gaminamos, nėra ištirta. Eksperimentiniu būdu ištirti rezultatus, gaunamus taikant įvairius stūmoklio vožtuvo ir jo plokštelių modifikavimo derinius praktiškai neįmanoma dėl tyrimų kainos ir sugaištamo laiko (Boggs *et al*. 2009). Kadangi tai yra reali problema, su kuria yra susiduriama sportinių automobilių ir motociklų amortizatorių modifikavimo veikloje, o fizikinės sistemos matematinis modeliavimas yra tapęs realia alternatyva (Skrickij 2014), todėl šiame darbe atliekamų tyrimų ir matematinio modeliavimo tikslas yra naudojantis programiniais paketais *Matlab/Simulink* ir *Ansys* ne tik sudaryti bendrąjį vienvamzdžio amortizatoriaus matematinį modelį, galintį prognozuoti susidarančias amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikas, tačiau ir ištirti amortizatorių slopinimo jėgos charakteristikų priklausomybę, nuo konkrečių plokštelinio vožtuvo ir jo plokštelių savybių, kai amortizatoriai yra modifikuojami keičiant jų plokštelinio vožtuvo konstrukciją.

2. TYRIMO TEORINĖ DALIS

2.1. Bendrojo skaitinio matematinio vienvamzdžio amortizatoriaus modelio sudarymas

Skaitinis matematinis modeliavimas – tai tam tikros informacijos užrašymas matematiniais sąryšiais, kurie gali įgauti ir apimti įvairius pavidalus: dinamines sistemas, statinius modelius, diferencialines lygtis ir pan., t. y. remiantis tiriama sistema sudarytų uždavinių sprendimas algebrinėmis formulėmis. Šiame poskyryje yra sudaromas ir pateikiamas bendrasis vienvamzdžio amortizatoriaus skaitinis matematinis modelis, kuriuo remiantis yra sudaromi konkrečių amortizatorių, su kuriais yra atliekami eksperimentiniai tyrimai, matematiniai modeliai, atsižvelgiant į kiekvieno iš tiriamų amortizatorių konstrukcines ypatybes. Tiek vienvamzdžio amortizatoriaus hidraulinėje ir pneumatinėje dalyse vykstančių fizinių procesų aprašymas diferencialinėmis tiesinėmis ir netiesinėmis bei algebrinėmis lygtimis, tiek visas bendrasis modelis yra sudaromi naudojantis 2.1 paveiksle pateikta vienvamzdžio amortizatoriaus schema.



2.1 pav. Principinė vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modelio schema (sudaryta pagal: General Manual for Ohlins shock absorbers 2011)

2.1 paveiksle pateiktoje schemoje vaizduojamas alyvos srauto judėjimas suspaudimo eigos metu.

2.1.1. Alyvos fizinių savybių įvertinimas

Modeliavimo metu alyva yra traktuojama kaip judančių arba ramybėje esančių materialiųjų taškų visuma (Vyčius 2008), kurios savybės priklauso nuo jos cheminės sudėties, temperatūros ir slėgio. Pagrindinės alyvos fizinės savybės, kurias būtina įvertinti sudarant tikslų vienvamzdžio amortizatoriaus skaitinį matematinį modelį, yra: klampa, tankis, tūrinis plėtimasis kintant temperatūrai ir tūrinis tamprumo modulis (alyvos spūdumas).

Judančio realaus skysčio sluoksniai slysta (pasislenka) gretimų sluoksnių atžvilgiu, todėl tarp jų atsiranda vidaus trinties, t. y. klampos jėgos. Alyvos dinaminė klampa pasireiškia alyvai tekant, o esant ramybės būsenoje, įtempimai susiformuojantys alyvos tekėjimo metu, lygūs nuliui. Sudarant skaitinį matematinį modelį yra įvertinama ne tik klampa, bet ir vidinių trinties jėgų priklausomybė nuo alyvos srauto inercijos, todėl yra įvedamas kinematinės klampos koeficientas υ: (Bogdevičius *et al*. 2003):

$$\upsilon = \frac{\eta}{\rho}; \tag{2.1}$$

čia: η – dinaminė klampa, mPa·s;

ρ – alyvos tankis, kg/m^3.

Alyvos šiluminis judėjimas yra įvardinamas, kaip jos molekulių svyravimas apie tam tikras laikinas pusiausvyros padėtis. Po tam tikro laiko t molekulės pusiausvyros padėtis šuoliškai pakinta, šie laiko tarpai t yra labai skirtingi ir nuolat netvarkingai keičiasi, tokie laiko tarpai yra vadinami relaksacijos laiku. Esant žemoms temperatūroms, alyvos klampa yra didelė, kadangi laiko tarpai t yra sąlyginai dideli, atstumai tarp molekulių yra maži, o jų sąveika stipri. Alyvai kaistant, laikas t greitai mažėja, o alyvos molekulės tampa judresnės. Dėl šios priežasties didėjant temperatūrai alyvos klampa eksponentiškai mažėja. Alyvos dinaminės klampos priklausomybė nuo temperatūros yra įvertinama naudojantis VTF (angl. *Vogel-Tamman-Fulcher*) tipo lygtimi (Dallel *et al*. 2014):

$$\eta = \eta_n \cdot e^{C\cdot\left(\frac{1}{T_i}-\frac{1}{T_\eta}\right)}; \tag{2.2}$$

čia: η_n – pastovi dinaminė alyvos klampa nustatyta esant tam tikrai temperatūrai, mPa·s. Gamintojų pateikiamuose amortizatorių alyvos kataloguose yra nurodoma pastovi alyvos kinematinė klampa esant 40 °C ir 100 °C temperatūroms, pavyzdžiui, *Castrol Fork Oil 15W* pastovi amortizatorių alyvos kinematinė klampa ties 40 °C yra 46,5 cSt, ties 100 °C – 8,30 cSt (Castrol Fork Oil 15W Data Sheet 2005). Šiame darbe pastovios alyvos dinaminės klampos reikšmės esant 40 °C ir 100 °C temperatūroms yra nustatomos naudojantis alyvos gamintojų kataloguose pateikiama informacija ir (2.1) formule;

T_η – alyvos temperatūra, ties kuria yra nustatoma pastovi dinaminė (arba kinematinė) alyvos klampa, K;

e – Eulerio skaičius, e = 2,71828;

T_i – alyvos temperatūra, kuriai esant yra įvertinama alyvos dinaminė klampa, K;

C – koeficientas, lygus alyvos molekulių aktyvacijos energijos santykiui su universaliąja dujų konstanta:

$$C = \frac{E_0}{R}; \tag{2.3}$$

čia: E_0 – alyvos molekulių aktyvacijos energija, t. y. minimali energija, reikalinga alyvos molekulei nutraukti ryšius su gretimomis molekulėmis ir peršokti iš vienos pusiausvyros padėties į kitą (vandens aktyvacijos energija apytiksliai yra 15950 J/mol, metanolio – 10060 J/mol (Dallel *et al*. 2014), *Castrol Fork Oil 15W* amortizatorių alyvos – 28810 J/mol (teoriškai nustatyta remiantis: Castrol Fork Oil Data Sheet 2005). Pateiktos reikšmės yra apytikslės, nustatytos eksperimentų metu ir naudojantis teoriniais skaičiavimo metodais. Šis dydis yra nepastovus ir nuolatos kintantis dydis, kuris priklauso nuo vykstančių cheminių reakcijų tarp molekulių, alyvos sudėties ir savybių, aplinkos drėgmės, slėgio, vykstančių procesų intensyvumo;

R – universalioji dujų konstanta, 8,314 J/mol·K.

Alyvos dinaminės klampos priklausomybė nuo slėgio gali būti išreiškiama Baruso lygtimi (Leeuwen 2009; Nakshatrala *et al*. 2015):

$$\eta = \eta_n \cdot e^{a_o \cdot p}; \tag{2.4}$$

čia: η_n – pastovi dinaminė alyvos klampa nustatyta esant atmosferiniam slėgiui, mPa·s;

e – Eulerio skaičius, e = 2,71828;

a_o – klampos priklausomybės nuo slėgio koeficientas, Pa^{-1};

p – slėgis, kuriam esant nustatinėjama alyvos klampa, Pa.

Klampos priklausomybės nuo slėgio koeficientas išreiškiamas lygtimi (Leeuwen 2009):

$$a_0 = \left(\int_0^{\infty} \frac{\eta_n}{\eta(p)} dp \right)^{-1}; \tag{2.5}$$

čia: η_n – pastovi dinaminė alyvos klampa nustatyta esant atmosferiniam slėgiui, mPa·s;

$\eta(p)$ – dinaminės klampos reikšmė esant tam tikrai slėgio reikšmei, mPa·s;

dp – slėgio pokytis, MPa.

Literatūros šaltiniuose (Leeuwen 2009; Nakshatrala *et al*. 2015) yra nurodoma, kad dinaminės klampos priklausomybės nuo slėgio įvertinimas naudojant (2.4) lygtį yra tikslingas tik tuo atveju, kai modeliuojamos sistemos slėgis neviršija nuo 0,5 GPa iki 1,0 GPa. Remiantis literatūros šaltiniu (Heibing *et al*. 2011), vienvamzdžiuose amortizatoriuose eksploatacijos metu slėgio reikšmė siekia nuo 1,0 MPa iki 3,0 MPa, todėl atliekant vienvamzdžio amortizatoriaus skaitinį matematinį modeliavimą (2.4) lygties naudojimas įvertinant dinaminės klampos ir slėgio tarpusavio ryšį nėra klaidingas. Kai modeliuojamoje sistemoje slėgio reikšmės yra didesnės, nei 1,0 GPa, alyvos dinaminės klampos priklausomybė nuo slėgio išreiškiama naudojant Reolandso lygtį. Reolandso lygtis ir jos naudojimo metodika yra aprašoma (Leeuwen 2009) literatūros šaltinyje. Tam tikrais atvejais alyvos klampos dvejopa priklausomybė nuo temperatūros ir slėgio viena kitą kompensuoja. Pavyzdžiui, siauruose plyšiuose arba kanaluose alyvos klampos padidėjmas dėl didelio slėgio kanalo įėjime yra kompensuojamas alyvos klampos sumažėjimu dėl padidėjusios alyvos temperatūros išilgai kanalo (Bogdevičius *et al*. 2003).

Terpei esant nespūdžiai, sudarant matematinius modelius yra priimama, kad medžiagos tankis yra pastovus dydis, tačiau realiųjų skysčių tankis kinta keičiantis temperatūrai ir slėgiui. Didėjant temperatūrai, alyvos tankis mažėja, didėjant slėgiui – tankis nežymiai didėja (Vyčius 2008), todėl priimama, kad šiuo atveju modeliuojama terpė yra spūdi. Šiame darbe, siekiant sudaryti kuo tikslesnį matematinį modelį, modeliuojamos terpės spūdumas yra įvetinamas, t. y. tiek alyvos tankio priklausomybė nuo temperatūros, tiek nuo slėgio yra įvertinama. Temperatūros poveikis alyvos tankiui apibūdinamas temperatūriniu plėtimosi koeficientu α (Bogdevičius et al. 2003):

$$\alpha = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta T}; \tag{2.6}$$

čia*:* ΔV – alyvos tūrio pokytis, temperatūrai pakitus dydžiu ΔT, m^3;

V – alyvos pradinis tūris, m^3;

ΔT – temperatūros pokytis, K.

Alyvos tūris V_2, esant tam tikram temperatūros pokyčiui ΔT, apskaičiuojamas:

$$V_2 = V_1(1 + \alpha \cdot \Delta T); \tag{2.7}$$

čia*:* ΔT – temperatūros pokytis, K;

V_1 – alyvos pradinis tūris esant temperatūrai T_1, m^3;

α – temperatūrinio plėtimosi koeficientas, K^{-1}.

Remiantis literatūros šaltiniu (Dixon 2007), alyvos tankio priklausomybė nuo temperatūros yra aprašoma, kaip tiesinė temperatūros funkcija ir apskaičiuojama:

$$\rho = \frac{\rho_n}{1 + \alpha \cdot (T_i - T_\rho)}; \tag{2.8}$$

čia: ρ_n – pastovus alyvos tankis esant tam tikrai temperatūrai, kg/m^3. Vidutinis amortizatoriams skirtų alyvų tankis, esant nuo 15 °C iki 20 °C temperatūrai yra apie 830–880 kg/m^3 (Dixon 2007);

α – temperatūrinio plėtimosi koeficientas, K^{-1}. Amortizatoriuose naudojamoms alyvoms, šio koeficiento reikšmė yra $\alpha \approx 0{,}001$ K^{-1} $\approx$ 1000 ppm/K (Dixon 2007);

T_ρ – alyvos temperatūra, kuriai esant yra nustatomas pastovus alyvos tankis, K;

T_i – alyvos temperatūra, kuriai esant yra įvertinamas alyvos tankis, K.

Alyvos tankio priklausomybė nuo slėgio aprašoma, kaip tiesinė slėgio funkcija ir yra apskaičiuojama (Dixon 2007):

$$\rho = \rho_n \cdot \left(\beta + 1 \cdot \left(p_i - p_p\right)\right); \tag{2.9}$$

čia: ρ_n – pastovus alyvos tankis esant tam tikrai temperatūrai, kg/m^3;

p_i – kameros, kurioje yra skaičiuojamas alyvos tankis, slėgis, Pa;

p_p – slėgis, kuriam esant yra nustatomas pastovus alyvos tankis, Pa. Alyvos tankis yra nustatinėjamas esant atmosferos slėgiui (Dixon 2007), 101325 Pa $\approx$ 0,10 MPa;

β – alyvos spūdumo koeficientas, Pa^{-1}. Šis koeficientas apibūdina alyvos spūdumą, t. y. apibūdinamas slėgio poveikis alyvos tankiui. $\beta_{amortizatorių\ alyvos} \approx 670 \cdot 10^{-12}$ Pa^{-1} (Dixon 2007).

Nagrinėjant hidrodinaminius procesus, modeliuojant yra įvedamas dydis, atvirkštinis skysčio spūdumo koeficientui – tūrinis tamprumo modulis *E*. Modeliavimo metu tūrinis tamprumo modulis gali būti priimamas, kaip pastovus arba, kaip kintantis dydis, tai priklauso nuo atliekamo modeliavimo tikslumo ir modeliuojamos sistemos. Bet kokių skysčių bendroji tūrinio tamprumo modulio priklausomybė yra (Bogdevičius *et al*. 2003):

$$E = \rho \frac{dp}{d\rho} = V \frac{dp}{dV}; \tag{2.10}$$

čia: ρ – skysčio tankis, kg/m^3;

V – skysčio tūris, m^3;

$d\rho$ – skysčio tankio pokytis, kg/m^3;

dV – skysčio tūrio pokytis, m^3;

dp – slėgio pokytis, Pa.

Skysčių tūrinio tamprumo modulio priklausomybė nuo temperatūros ir slėgio yra nustatoma eksperimentais (esant atmosferiniam slėgiui ir 20 °C temperatūrai: $E_{vandens} \approx 2150$ MPa, $E_{žibalo} \approx 1490$ MPa, $E_{amortizatorių\ alyvos} \approx 1500$ MPa (Farjoud *et al*. 2011)). Jeigu skysčių tūrinis tamprumo modulis randamas esant pastoviai temperatūrai, jis vadinamas izoterminiu. Kai eksperimentai atliekami esant sąlygoms, kai šilumos mainai tarp skysčio ir aplinkos yra labai silpni, toks skysčio tūrinis tamprumo modulis yra vadinamas adiabatiniu (Bogdevičius *et al*. 2003).

2.1.2. Alyvos tėkmės modeliavimas

Siekiant teisingai įvertinti sudėtingus alyvos tėkmės judėjimo dėsningumus, vietoj natūralios tėkmės įvedamas tėkmės modelis, susidedantis iš elementariųjų čiurkšlių, todėl tėkmė yra suvokiama, kaip elementariųjų čiurkšlių visuma. Tėkmę suvokiant, kaip elementariųjų čiurkšlių visumą, tėkmės debitas yra išreiškiamas sumuojant visų elementariųjų čiurkšlių debitus. Esant šiai sąlygai, bendras alyvos, suspaudimo eigos metu tekančios iš suspaudimo kameros į ištraukimo kamerą, debitas taip pat yra išreiškiamas sumuojant visomis pagrindinėmis drenažinėmis kiaurymėmis, papildomomis kiaurymėmis ir reguliuojamo darbinio skersmens kiauryme tekantį alyvos debitą (debitas yra lygus atskirų debitų sumai):

$$Q = \sum Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4\,; \tag{2.11}$$

čia: Q_1 – alyvos debitas pratekantis pagrindinėmis drenažinėmis kiaurymėmis, esančiomis stūmoklyje, m^3/s. Šiomis kiaurymėmis pratekantis alyvos debitas priklauso nuo plokštelinio vožtuvo savybių, t. y. nuo to, kiek vožtuvo plokštelės deformuojasi amortizatoriaus veikimo metu, priklausomai nuo jų išdėstymo, medžiagos savybių ir t. t.;

Q_2 – papildoma reguliuojamo darbinio skersmens kiauryme, esančia kote, pratekantis alyvos debitas, m^3/s. Šis debitas gali būti nemodeliuojamas priklausomai nuo amortizatoriaus konstrukcijos;

Q_3 – tarpu, esančiu tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso, pratekantis alyvos debitas, m^3/s (2.2 pav.);

Q_4 – alyvos debitas pratekantis pagalbinėmis drenažinėmis kiaurymėmis, esančiomis stūmoklyje, kurios yra nedengiamos vožtuvo plokštelių, m^3/s. Šis debitas gali būti nemodeliuojamas priklausomai nuo amortizatoriaus konstrukcijos.

Bendroji lygties, skirtos išreikšti alyvos debitui tekančiam pagrindinėmis stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis, pagalbinėmis stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis, kurios yra nedengiamos stūmoklio vožtuvo plokštelių ir reguliuojamo darbinio skersmens alyvos tekėjimo kauryme esančia kote, forma yra (Dixon 2007):

$$Q_i = C_d \cdot A_i \cdot u\ ; \tag{2.12}$$

čia: A_i – atitinkamos kiaurymės skerspjūvio plotas, kuriuo kiaurymei esant dalinai uždengtai plokštelinio vožtuvo ar esant visiškai atvirai, alyva teka iš vienos kameros į kitą, m^2;

u – greitis, m/s. Alyvos tėkmės modeliavimo metu, lygtis galima suintegruoti, kai greitis yra pastovus visame tėkmės skerspjūvyje arba žinomi atskirų čiurkšlių greičiai, todėl yra vartojama skerspjūvio vidutinio greičio sąvoka – pastovus greitis skerspjūvio ribose, kuriuo tariamai teka visos elementariosios čiurkšlės;

C_d – debito koeficientas. Literatūros šaltinyje (Dixon 2007) nurodoma, kad amortizatoriuje vykstančiam alyvos judėjimui pagrindinėmis stūmoklio kiaurymėmis įvertinti, apytikrė šio koeficiento reikšmė yra $C_d \approx 0{,}7$. Tačiau, net ir pirminio modeliavimo etape, tokios reikšmės naudojimas tiek ištraukimo, tiek suspaudimo metu vykstančiam alyvos judėjimui nėra tikslingas, kadangi esant skirtingos krypties amortizatoriaus koto eigoms ir skirtingoms vožtuvų konstrukcijoms, šio koeficiento reikšmės kinta. Literatūros šaltinyje (Lee 1997) yra atliekamas alyvos srautų judėjimo vienvamzdžiuose amortizatoriuose modeliavimas ir tiriama šio koeficiento priklausomybė nuo alyvos judėjimo sąlygų amortizatoriuje. Remiantis šiuo literatūros šaltiniu, 2.1 lentelėje yra pateikiamos debito koeficiento reikšmės esant skirtingoms alyvos judėjimo sąlygoms stūmokliu ir jo vožtuvu.

2.1 lentelė. Debito koeficiento C_d reikšmės esant įvairioms alyvos tekėjimo sąlygoms (Lee 1997)

Sąlygos	Koef. reikšmė suspaudimo eigos metu	Koef. reikšmė ištraukimo eigos metu
Pastovaus skerspjūvio ploto drenažinės kiaurymės	0,94	0,89
Kintamo skerspjūvio ploto drenažinės kiaurymės	0,76	0,52

Šiame darbe, pirminiame modeliavimo etape yra naudojamos 2.1 lentelėje pateikiamos debito koeficiento reikšmės, taip pat priimama sąlyga, kad debito koeficientas yra pastovus dydis. Pateiktame litreratūros šaltinyje (Lee 1997) yra nurodoma, todėl, kad vienvamzdžiuose amortizatoriuose naudojami stūmokliai yra simetriški, vienodo debito koeficiento taikymas atitinkamoms drenažinėms kiaurymėms ir priimama sąlyga, kad debito koeficientas yra pastovus dydis, nedaro įtakos modeliavimo netikslumų ir paklaidų susidarymui.

Tėkmės greitis *u*, kuriuo tariamai teka visos elementarosios čiurkšlės, yra išreiškiamas naudojant pagrindinę hidrodinamikos, t. y. Bernulio lygtį, kuria nustatomas ryšys tarp alyvos tekėjimo greičio, hidrodinaminio slėgio, veikiančių išorinių jėgų ir alyvos tėkmės padėties palyginimo plokštumos atžvilgiu, atsižvelgiant į alyvos fizikines savybes. Bernulio lygtį pritaikius amortizatoriaus suspaudimo ir ištraukimo kameroms yra gaunama išraiška (Dixon 2007):

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho \cdot u_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho \cdot u_2^2 ; \tag{2.13}$$

čia: ρ – alyvos tankis, kg/m^3;

p_1 – ištraukimo kameros slėgis, Pa;

p_2 – suspaudimo kameros slėgis, Pa;

u_1 – galinis tėkmės greitis, m/s;

u_2 – pradinis tėkmės greitis, m/s. Suspaudimo eigos metu alyvos tėkmė susiformuoja suspaudimo kameroje, alyvos judėjimas vyksta iš suspaudimo kameros į ištraukimo kamerą.

Priimant sąlygą, kad suspaudimo eigos metu, susiformuojančios alyvos tėkmės pradinis greitis yra 0 m/s, o galinis tėkmės greitis susidaro tuo metu, kai slėgis tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų tampa vienodu, gaunama išraiška (2.14) ir tėkmės greitis yra išreiškiamas (2.15) lygtimi:

$$\frac{1}{2}\rho \cdot u^2 = p_2 - p_1; \tag{2.14}$$

$$u = \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho}} ; \tag{2.15}$$

(2.15) formulę įstačius į (2.12) lygtį gaunama tiksli išraiška (2.16), apibūdinanti alyvos tekėjimą pagrindinėmis stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis, pagalbinėmis stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis, kurios yra nedengiamos stūmoklio vožtuvo plokštelių ir reguliuojama darbinio skersmens alyvos tekėjimo kiauryme esančia kote, tiek suspaudimo, tiek ištraukimo eigos metu. Šiame darbe, alyvos tekėjimas konkrečiuose tiriamuose amortizatoriuose yra aprašomas naudojantis gautąja (2.16) išraiška, į ją įstatant atitinkamas reikšmes.

$$Q_i = C_{di} \cdot A_i \cdot \text{sign}(p_{i2} - p_{i1}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{i2} - p_{i1}|} ; \tag{2.16}$$

čia: C_{di} – atitinkamos kiaurymės debito koeficientas;

p_{i2} – kameros, iš kurios vyksta alyvos tekėjimas, slėgis, Pa;

p_{i1} – kameros, į kurią vyksta alyvos tekėjimas, slėgis, Pa;

A_i – kiaurymės, kuria vyksta alyvos tekėjimas skerspjūvio plotas, m^2;

ρ – alyvos tankis, kg/m^3.

Gautoji (2.16) lygtis nėra tinkama alyvos debito Q_3, tekančio tarpu, esančiu tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso, skaičiavimui. Šis alyvos srauto judėjimas modeliuojamas pagal 2.2 paveiksle pateiktą schemą ir yra aprašomas, kaip tekėjimas tarp dviejų lygiagrečių plokščių paviršių (Lang 1977), naudojantis Navjė – Stokso metodo pagrindu sudaryta lygtimi (Talbott 2002):

$$Q_3 = \left(\frac{(p_2 - p_1) \cdot b^3}{12 \cdot \eta \cdot l} + \frac{\dot{x} \cdot b}{2}\right) \cdot \pi \cdot D_p \; ; \tag{2.17}$$

čia: b – tarpo, esančio tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso, plotis, m;

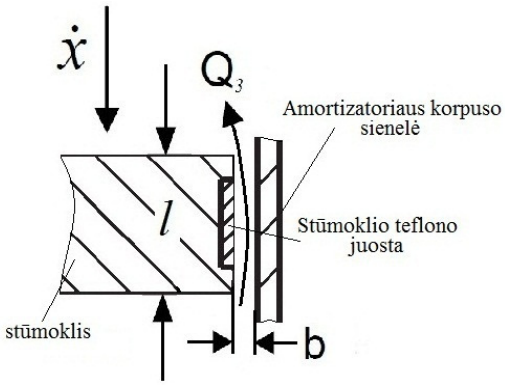
l – tarpo, esančio tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso, ilgis, m;

D_p – stūmoklio skersmuo, m;

$\dot{x}$ – stūmoklio judėjimo greitis, m/s^2;

η – dinaminė alyvos klampa, mPa·s;

p_i – atitinkamų kamerų slėgiai, Pa.

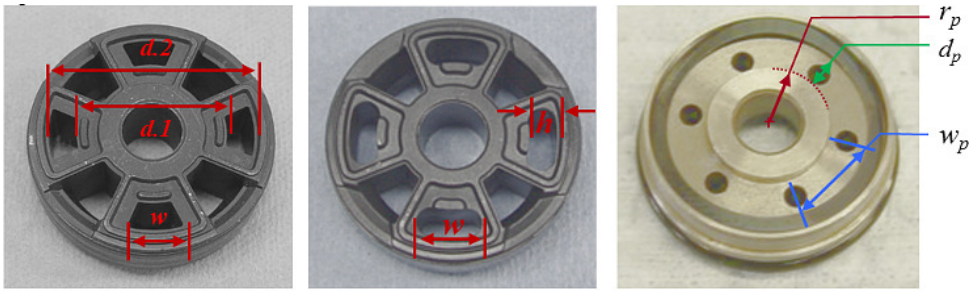


2.2 pav. Alyvos judėjimo, vykstančio tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso, modeliavimo schema (sudaryta pagal: General Manual for Ohlins shock absorbers 2011)

Literatūros šaltinyje (Lee 1997) yra nurodoma, kad dėl šios angos sąlyginai mažo dydžio (iki 0,1 mm), lyginant su pagrindinių drenažinių kiaurymių dydžiu, šia kiauryme pratekantis alyvos debitas nėra esminis faktorius vertinant amortizatoriaus sukuriamos slopinimo jėgos dydį ir gali būti nevertinamas priklausomai nuo atliekamo modeliavimo tikslumo.

2.1.3. Skirtingų konstrukcijų stūmoklių geometrinių parametrų įvertinimas

Slopinimo charakteristikos tipas priklauso ne tik nuo vožtuvo konstrukcijos, bet ir nuo stūmoklio konstrukcijos, kurios savybės daro įtaką pagrindinių alyvos tekėjimo drenažinių kiaurymių formai. Galimos įprastinės pagrindinių drenažinių kiaurymių formos ir pagrindiniai skirtingų konstrukcijų stūmoklių geometriniai parametrai yra pateikiami 2.3 paveiksle.



a) b) c)

2.3 pav. Įprastinės stūmoklių konstrukcijos ir pagrindinių drenažinių kiaurymių formos: a) trapecinės kiaurymės; b) parabolinės kiaurymės; c) apskritiminės kiaurymės (ShimRestackor 2015)

Alyvos tekėjimui stūmokliu, vienos trapecinės kiaurymės suformuojamas skerspjūvio plotas apskaičiuojamas:

$$A_t \cong \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\frac{w}{\pi d_2}; \tag{2.18}$$

čia: d_2 – trapecinės kiaurymės išorinės sienelės skersmuo, m;

d_1 – trapecinės kiaurymės vidinės sienelės skersmuo, m;

w – trapecinės kiaurymės išorinės sienelės ilgis, m.

Alyvos tekėjimui stūmokliu, vienos parabolinės kiaurymės suformuojamas skerspjūvio plotas apskaičiuojamas:

$$A_p = \frac{\pi}{4}h^2 + h(w - h); \tag{2.19}$$

čia: h – parabolinės kiaurymės statmens ilgis, m;

w – parabolinės kiaurymės aukštinės ilgis, m.

Kampas (laipsniais) tarp apskritiminių kiaurymių ašių apskaičiuojamas:

$$w_p = 2(r_p + d_p)sin\left(\frac{180}{n_p}\right); \tag{2.20}$$

čia: r_p – apskritiminės kiaurymės įrengimo vietos vidinis spindulys, m;

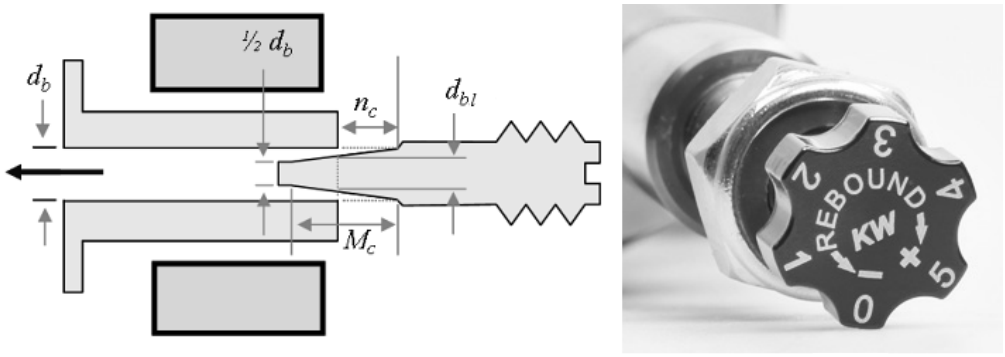
d_p – apskritiminės kiaurymės skersmuo, m;

n_p – apskritiminių kiaurymių skaičius.

Paveiksle nurodomų pagrindinių stūmoklio geometrinių parametrų ir kiaurymių formos skaičiavimo metodika pateikiama remiantis litertūros šaltiniu (ShimRestackor 2015).

2.1.4. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės su adata modeliavimas

Šiame skyriuje, remiantis literatūros šaltiniu (ShimRestackor 2015) yra pateikiama papildomos reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės su buko tipo konstrukcijos adata modeliavimo metodika. Remiantis toliau pateikiama modeliavimo metodika yra nustatomas dydis A_2 (reguliuojamos darbinio skersmens adata atvertas kiaurymės plotas, kuriuo vyksta alyvos tekėjimas), kuris yra reikalingas modeliuojant 2.1.2 (Alyvos tėkmės modeliavimas) skyriuje įvardinamą dydį Q_2 (papildomu reguliuojamo darbinio skersmens kanalu, esančiu kote, pratekantis alyvos debitas). Papildomos reguliuojamos darbinio skersmens kiaurymės su buko tipo konstrukcijos adata modeliavimas yra atliekamas remiantis 2.4 paveikslo a dalyje pateikiama schema.



a) b)

2.4 pav. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymė su buko tipo adata*:* a) reguliuojamos darbinio skersmens kiaurymės su buko tipo adata schema; b) adatos padėties reguliatoriaus pavyzdys (ShimReStackor 2015)

Adata blokuojamo paviršiaus skersmuo, ties tekėjimo kanalo pradžia, adatai esant tam tikroje padėtyje, apskaičiuojamas:

$$d_{bl} = \frac{d_b}{2} + \frac{M_C - n_c}{M_c}\frac{d_b}{2}; \tag{2.21}$$

čia: d_b – visas papildomos tekėjimo kiaurymės skersmuo, m;

n_c – reguliuojamo darbinio skersmens adatos padėtis (padėties numeris), kuri yra įvardinama adatos padėties reguliatoriaus pasukimų skaičiumi (adatos padėtis yra keičiama sukant amortizatoriuje įrengtą reguliatorių ir taip pastatant jį į norimą padėtį (2.4 pav., b dalis);

M_c – galimas maksimalus adatos padėčių skaičius (reguliatoriaus pasukimų skaičius (2.4 pav., b dalis)).

Kiaurymės plotas, kuris yra atvertas ir juo vyksta alyvos tekėjimas suspaudimo ir ištraukimo eigos metu, adatai esant tam tikroje padėtyje, apskaičiuojamas:

$$A_2 = \frac{\pi}{4}(d_b^2 - d_{bl}^2) = \frac{\pi}{4}d_b^2\left(1 - \left(1 - \frac{n_c}{2M_c}\right)^2\right); \tag{2.22}$$

čia: d_{bl} – adata blokuojamo paviršiaus skersmuo, ties tekėjimo kanalo pradžia, adatai esant tam tikroje padėtyje, m;

d_b – visas papildomos tekėjimo kiaurymės skersmuo, m;

n_c – reguliuojamo darbinio skersmens adatos padėtis (padėties numeris), kuri yra įvardinama adatos padėties reguliatoriaus pasukimų skaičiumi (adatos padėtis yra keičiama sukant amortizatoriuje įrengtą reguliatorių ir taip pastatant jį į norimą padėtį (2.4 pav., b dalis);

M_c – galimas maksimalus adatos padėčių skaičius (reguliatoriaus pasukimų skaičius (2.4 pav., b dalis).

Nurodoma skaičiavimo metodika yra tinkama, tik papildomoms reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymėms su buko tipo konstrukcijos adata, kiaurymėms su kūginėmis ar parabolinėmis adatomis ši skaičiavimo metodika yra netinkama. Šiame darbe yra pateikiama skaičiavimo metodika tinkanti, tik kiaurymėms su buko tipo konstrukcijos adatomis, kadangi visuose darbe tiriamuose amortizatoriuose, kurie yra aprašomi trečiajame šio darbo skyriuje, yra naudojamos įvardintos konstrukcijos alyvos tėkmės reguliavimui skirtos adatos.

2.1.5. Plokštelinio vožtuvo modeliavimas

Toliau sudaromas plokštelinio vožtuvo skaitinis modelis yra taikomas dydžio A_1 (plokšteliniu vožtuvu atvertas pagrindinių alyvos tekėjimo drenažinių kiaurymių skerspjūvio plotas) nustatymui, kuris yra reikalingas modeliuojant stūmoklyje esančiomis pagrindinėmis drenažinėmis kiaurymėmis pratekantį alyvos debitą Q_1. Debito Q_1 reikšmė priklauso nuo to, kiek vožtuvo plokštelės deformuojasi amortizatoriaus veikimo metu, todėl šiame poskyryje yra sudaroma bendrojo vienvamzdžio amortizatoriaus skaitinio matematinio modelio posistemė, įvertinanti vožtuvo plokštelių deformaciją amortizatoriaus eksploatavimo metu.

Tokio tipo uždaviniai, kai modeliuojami įvairių mechaninių sistemų elementų tarpusavio ryšiai, sąveika ir deformacijos, yra sprendžiami taikant įvairaus pobūdžio prielaidas ir metodus. Plokštelinio vožtuvo modelio sudarymui ir plokštelių įlinkiams nustatyti gali būti taikomi įvairūs deformacijų nustatymo metodai: Sokolovskio, iteraciniai, potencinės energijos (Farjoud *et al*. 2011; Merckx 1953), tačiau šiame darbe remiantis literatūros šaltiniais (Czop *et al*. 2009; Farjoud *et al*. 2011; Talbott *et al*. 2002) yra parenkamas Roarko deformacijų skaičiavimo metodas. Įvardintuose A. Farjoud ir M. Talbott moksliniuose darbuose Roarko metodas yra pabrėžiamas, kaip vienas tiksliausių skaitinių metodų, skirtų nustatyti įvairių plokštelių įlinkiams. Taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, vožtuvo plokštelių įlinkio nustatymui yra priimamos šios pagrindinės prielaidos, kurių laikantis yra atliekamas modeliavimas:

1. Modeliuojamų plokštelių paviršius yra plokščias, plokštelės storis yra pastovus visame plokštelės skersmenyje ir plokštelė yra pagaminta iš vienalytės medžiagos (E = const), jos savybės visame skerspjūvyje yra vienodos. Plokštelės spindulys a yra baigtinio ilgio;

2. Plokštelės deformacijos dėl temperatūros poveikio neegzistuoja;

3. Modeliuojamų plokštelių storio ir mažiausio matmens plokštumoje santykis yra ≤ ¼. Plokštelės įlinkio ir storio santykis ≤ ½;

4. Plokštelių vidurinysis paviršius (sluoksnis) yra plokščias ir deformacijos metu jo skersmuo nekinta, t. y. plokštelių vidurinysis paviršius yra neutralusis sluoksnis. Plokštelės neutralusis sluoksnis yra statmenas veikiančių jėgų plokštumai;

5. Nagrinėjant alyvos judėjimą amortizatoriuje, susidarančios alyvos bangos ir didėjantis bangų skaičius, pasiekus skirtingų terpių ribą, yra nemodeliuojamas, kadangi vienvamzdžiuose amortizatoriuose skirtingos terpės (dujų ir darbinė kameros) tiesiogiai nesąveikauja;

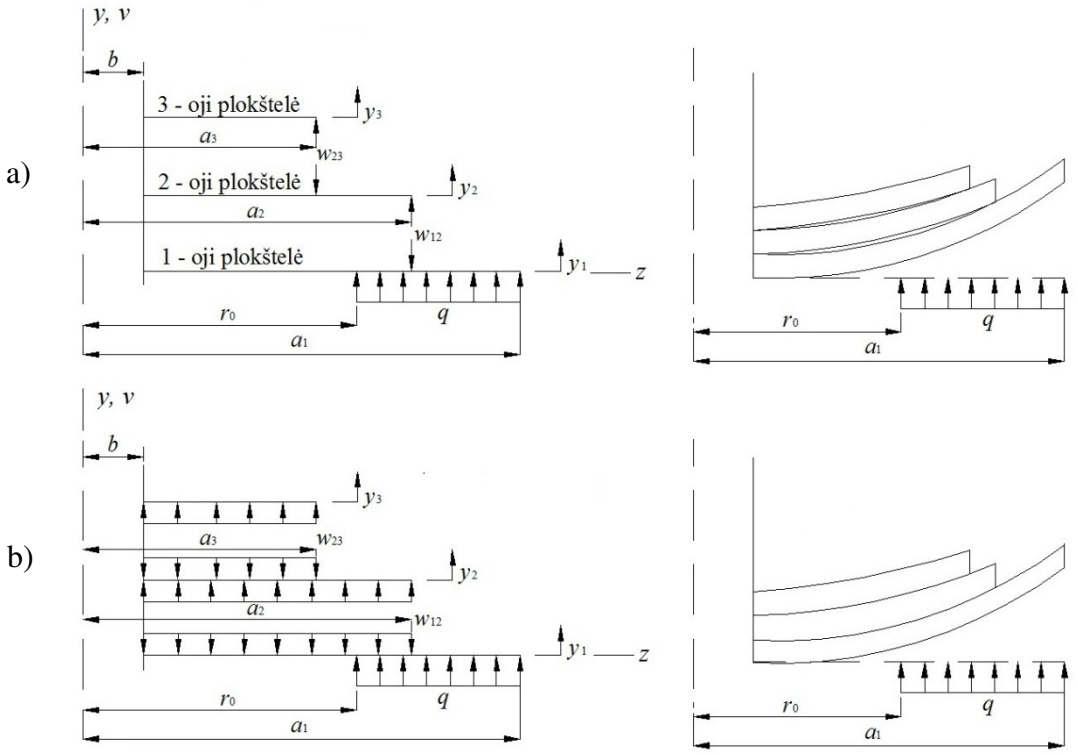
6. Vertikalūs poslinkiai (įlinkiai) nagrinėjami koordinačių z-v sistemoje (įlinkių ašis v sutampa su ašimi y). Įlinkis yra laikomas teigiamu, kai skerspjūvio centras pasislenka teigiamos skerspjūvio ašies kryptimi (horizontalioje plokštelėje – aukštyn, kaip parodyta 2.5 pav.). Nagrinėjami tik linijiniai poslinkiai. Deformacijos yra tik tamprios, galioja Huko dėsnis;

7. Amortizatoriaus eksploatacijos metu, vožtuvui esant deformuojamam, tarp plokštelių susidaro tarpai ir jos kontaktuoja tik išoriniuose spinduliuose a_i (2.5 pav., a dalis). Šiuo atveju, taip pat gali būti priimama prielaida, kad amortizatoriaus eksploatavimo metu, vožtuvui esant deformuojamam, tarp plokštelių tarpai gali nesusidaryti ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu (2.5 pav., b dalis), tačiau tokios prielaidos priėmimas reikalauja atskiro plokštelių tarpusavio sąveikos tyrimo ir kontaktinės mechanikos uždavinio formulavimo, todėl toliau šiame darbe prielaida, kai tarp plokštelių nesusidaro tarpai ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu, nėra nagrinėjama.

2.5 paveiksle pateiktose skaičiuojamosiose schemose yra vaizduojamas plokštelinis vožtuvas, susidedantis iš trijų plokštelių, pavaizduoti pagrindiniai plokštelių matmenys, plokšteles veikiančios apkrovos, jų pridėjimo spinduliai, plokštelių įtvirtimai. Iš 2.5 pav. a dalyje pateiktos skaičiuojamosios schemos yra matoma, kad remiantis įvardintomis prielaidomis, galima išskirti du pagrindinius veikiančių apkrovų atvejus:

1. Plokštelė deformuojama dėl slėgių skirtumo, susidarančio tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų amortizatoriaus eksploatacijos metu. 2.5 paveiksle ši apkrova žymima simboliu q ir vaizduojama, kaip plokštelę veikianti išskirstyta apkrova. Šis apkrovos tipas galioja tik pirmajai vožtuvo pokštelei, esančiai ant stūmoklio.

2. Vožtuvo plokštelės yra deformuojamos plokštelių kontakto spinduliuose atraminių reakcijų (kontaktinių jėgų), susidarančių dėl pirmąją vožtuvo plokštelę veikiančio slėgių skirtumo. Atraminės reakcijos 2.5 paveiksle žymimos simboliu w_i ir yra vaizduojamos, kaip koncentruotos jėgos.



2.5 pav. Plokštelinio vožtuvo skaičiuojamosios schemos: a) plokštelės kontaktuoja tik išoriniuose spinduliuose; b) plokštelės kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu

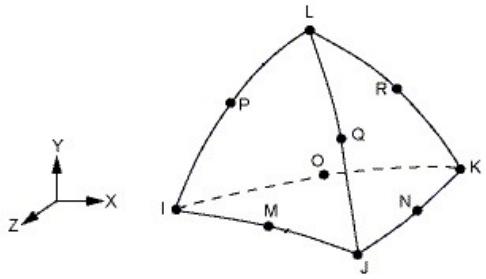
Kadangi vienas pagrindinių šio baigiamojo darbo uždavinių yra sudaryti tikslų plokštelinio vožtuvo skaitinį matematinį modelį ir ištirti amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos priklausomybę nuo plokštelinio vožtuvo ir jo plokštelių savybių, Roarko deformacijų skaičiavimo metodo tinkamumas modeliuojant amortizatorių plokštelinius vožtuvus ir taikant šį metodą *Matlab/Simulink* programiniu paketu sudaryta plokštelinio vožtuvo, susidedančio iš trijų plokštelių, įlinkio skaičiuokle gaunamų rezultatų tikslumo įvertinimas yra atliekamas taikant baigtinių elementų (BE) metodą, t. y. sprendiniai, gauti *Matlab/Simulink* programiniu paketu sudaryta skaičiuokle taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą yra lyginami su sprendiniais, gautais baigtinių elementų metodu. Vožtuvo plokštelių modeliavimas taikant baigtinių elementų metodą yra atliekamas naudojant *Ansys* programinį paketą.

Fizikiniu požiūriu baigtinis elementas suprantamas, kaip realiai egzistuojantis tam tikros formos ir baigtinių matmenų elementas (geometrinė figūra arba idealizuotos konstrukcijos elementas). Matematiniu požiūriu tas pats elementas suvokiamas kaip matematinės abstrakcijos rezultatas. Nepriklausomai nuo požiūrio ir konkretaus elemento sudarymo būdo, baigtiniai elementai sudaro bendrą tarpusavyje sujungtų baigtinių elementų rinkinį (Vadluga 2007). Taikant baigtinių elementų metodą, modeliuojamoms plokštelėms yra atliekamas tiesioginis vieno lygio diskretizavimas, t. y. kontinualioji struktūra (modeliuojama vožtuvo plokštelė) yra dalijama į baigtinį skaičių elementarių geometrinių figūrų, vadinamų baigtiniais elementais. Daroma prielaida, kad baigtiniai elementai tarpusavyje siejasi baigtinių skaičiumi taškų – mazgais, skirtais elemento būvio kintamiesiems apibrėžti. Elementai tarpusavyje yra jungiami tik elemento išorėje esančiais mazgais, besiliečiančių elementų mazgai yra bendri, o toks elementų rinkinys sudaro tiriamos plokštelės baigtinių elementų modelį. Programiniu paketu *Ansys* sudarant plokštelių baigtinių elementų modelius, modeliuojamos plokštelės apkrovos bei poslinkiai yra perduodami į mazgus, t. y. koncentruota jėga yra tiesiogiai pridedama mazge, o išskirstyta apkrova yra perskaičiuojama į atitinkamus mazgus veikiančias jėgas. Atramų ir įtvirtinimų poveikis konstrukcijai taip pat perskaičiuojamas į poveikį mazgams ir perduodamas modeliui, kaip poslinkis su nulinėmis vertėmis. Sudarant modeliuojamų plokštelių baigtinių elementų modelius, parinktų baigtinių elementų forma ir mazgų išsidėstymas turi garantuoti elemento formos ir būvio kintamųjų vienareikšmiškumą bei reikiamą tolydumą, jungiant elementus. Tai reiškia, kad modeliavimo rezultatų tikslumas ir susidarančių paklaidų dydis priklauso nuo atliekamo modelio diskretizavimo tikslumo. Modelio diskretizavimo tikslumas yra apibūdinamas dviem pagrindiniais rodikliais:

1. Modelio diskretizavimui parinkto baigtinio elemento tipas. Baigtiniai elementai turi aiškią mechaninę prasmę, o konkrečių objektų ar reiškinių savybės išreiškiamos per konkrečius baigtinius elementus (Vadluga 2007). Literatūros šaltiniuose (Barauskas *et al*. 2004; Long *et al*. 2009; Reddy 2006) yra nurodoma, kad modeliuojant įvairių plokštelių deformacijas, jų diskretizavimas

atliekamas naudojant klasikinės (diskrečiosios Kirchhofo) teorijos ir / arba Mindlino teorijų pagrindais sudarytus *BCIZ* (trikampis, devynių laisvės laipsnių elementas) ir / arba *DKT* (trikampis, trijų laisvės laipsnių elementas) baigtinius elementus, kurie remiantis literatūros šaltiniu (Barauskas *et al*. 2004) yra vieni tiksliausių ir efektyviausių elementų, skirtų modeliuoti įvairioms plokštelėms. Tačiau amortizatorių vožtuvo plokšteles modeliuojant *BCIZ* ar *DKT* baigtiniais elementais, yra būtina laikytis pagrindinių supaprastinančių prielaidų, kurios yra priimamos Kirchhofo ir Mindlino teorijose: 1. Plokštelės yra nagrinėjamos, kaip dvimatės struktūros; 2. Deformacijos veikia viduriniajame plokštelės paviršiuje; 3. Modeliuojamų plokštelių storio ir mažiausio matmens plokštumoje santykis yra $\leq 0{,}1$; 4. Plokštelės įlinkio ir storio santykis negali viršyti penktadalio plokštelės storio. Įvardintos Kirchhofo ir Mindlino teorijų prielaidos nesutampa su prielaidomis, priimtomis taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą. Šiuose metoduose priimamų prielaidų nesuderinamumas yra svarbus veiksnys, siekiant parinkti tinkamą baigtinį elementą tiksliam modelio diskretizavimui, kadangi plokštelę nagrinėjant, kaip dvimatę struktūrą yra nepaisomi kylančios šlyties efektai bei įtempimai, veikiantys plokštelės storio kryptimi. Plokštelės įlinkio dydis priklauso nuo kylančių šlyties jėgų, kurios atsveria dalį plokštelę veikiančių apkrovų, todėl modeliuojant yra būtina įvertinti plokštelės storį ir standumą. *BCIZ* ir *DKT* baigtinių elementų taikymas vožtuvo plokštelių modeliavimui būtų netikslingas, o gaunami rezultatai klaidingi, kadangi nepaisant Kirchhofo ir Mindlino teorijose priimamų prielaidų, rezultatų tikslumas gali siekti maždaug 50 % paklaidą (Barauskas *et al*. 2004). Tam, kad plokštelių storis, standumas ir deformacijų pasiskirstymas visoje plokštelėje būtų įvertintas tinkamai, šiame darbe plokštelės yra modeliuojamos, kaip erdvinės struktūros. Remiantis literatūros šaltiniu (Barauskas *et al*. 2004), pagrindiniai erdvinių figūrų (struktūrų) diskretizavimui taikomi baigtiniai elementai yra: tetraedras su keturiomis viršūnėmis, gretasienis su aštuoniomis viršūnėmis ir trikampio pagrindo prizmė, tačiau priešingai, nei plokštelėms, kurios yra modeliuojamos, kaip dvimatės struktūros, būtent plokštelių, kaip trimačių struktūrų modeliavimui nėra suformuoti tikslūs, konkrečias savybes turintys baigtiniai elementai, analogiški dvimačiams *BCIZ* ir *DKT* baigtiniams elementams. Dėl šių priežasčių, reikiamas baigtinis elementas yra parenkamas remiantis tam tikro, konkretaus baigtinio elemento savybėmis ir procesu, kuriam modeliuoti yra skirtas baigtinis elementas (įvairūs baigtiniai elementai yra sudaryti skirtingų fizikinių procesų modeliavimui, pavyzdžiui: šilumos laidumui, konvekcijos srautui, elektriniam laidumui, skysčių judėjimui, fizikinėms deformacijoms ir t. t.). Naudojantis programinio paketo *Ansys* duomenų baze yra parenkamas monotoniškai konverguojantis *Solid187* baigtinis elementas. *Solid187* yra geometriškai izotropiškas baigtinis elementas, t. y. taikant šį baigtinį elementą, gaunami modeliavimo rezultatai nepriklauso nuo to, kaip elementų tinklelis yra orientuotas koordinačių ašių kryptimis, skirtas erdvinių struktūrų atitinkamo taško poslinkių, deformacijų būvių ir veikiančių įtempimų modeliavimui. Šis baigtinis elementas yra charakterizuojamas dešimtimi mazgų (2.6 paveiksle elemento mazgai

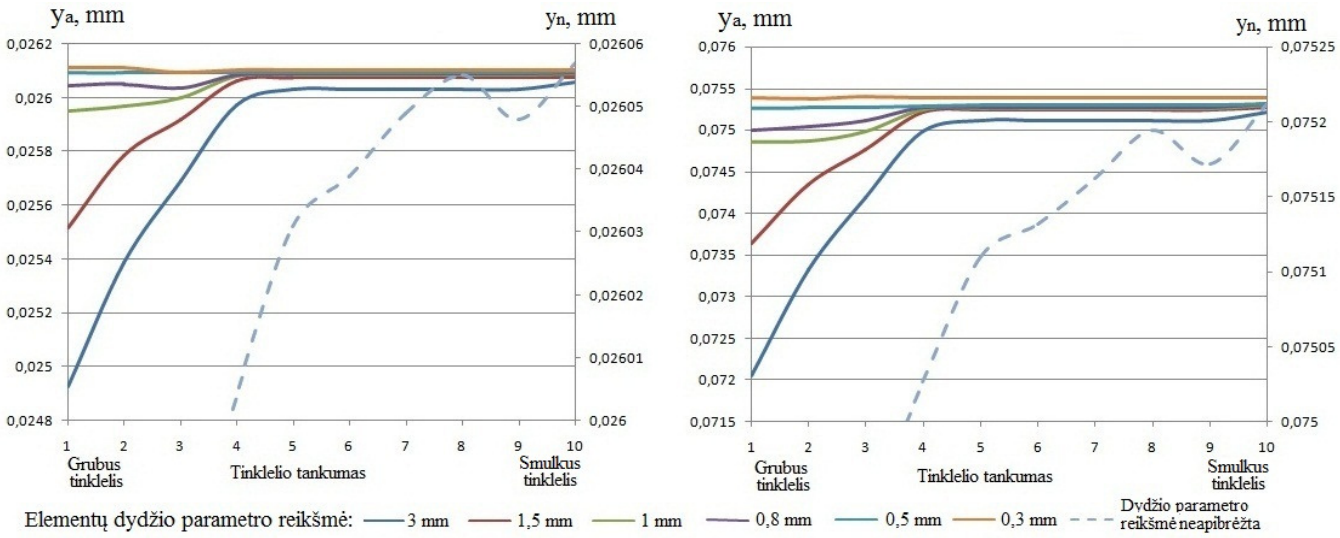
žymimi I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R simboliais), kurių kiekvienas turi po tris laisvės laipsnius (UX, UY, UZ), jo schema yra pateikiama 2.6 paveiksle.



2.6 pav. *Solid187* baigtinio elemento, charakterizuojamo dešimtimi mazgų, schema (ANSYS Mechanical APDL Theory Reference 2013)

2. Sudaryto baigtinių elementų modelio konvergavimas. Realus kūnas yra sudarytas iš begalybės materialiųjų taškų ir turi begalybę laisvės laipsnių, tačiau kuriant plokštelės skaitmeninį modelį baigtinių elementų metodu, kūnas yra padalijamas į baigtinius elementus, parinkus jiems tam tikrą išsidėstymo funkcijos kitimo dėsnį, o baigtiniai elementai jungiami tik mazguose ir nagrinėjami tik mazgų laisvės laipsniai, t. y. modeliuojant realus kūnas su begalybe laisvės laipsnių yra pakeičiamas kūnu su baigtiniu laisvės laipsnių skaičiumi. Tai reiškia, kad kūno, turinčio mažesnį laisvės laipsnių skaičių, galimybės prisiderinti prie kraštinių sąlygų ir apkrovų yra ribotos, o kūno skaitmeninio modelio sprendinys bus tuo tikslesnis, kuo daugiau laisvės laipsnių sudarys nagrinėjamą kūną. Parinktų baigtinių elementų dydžiui artėjant prie nulio, o modelio laisvės laipsnių skaičiui – prie begalybės, baigtinių elementų modelio sprendinys artėja prie tikslaus sprendinio, t. y. kuo sudaryto modelio baigtinių elementų tinklelio tankis didesnis (kuo daugiau laisvės laipsnių), tuo gaunamas skaitinis sprendinys yra tikslesnis, tačiau šis teiginys galioja tik tuo atveju, kai yra laikomasi sąlygos, kad bet kuris sprendinio srities taškas tiriamame tinklelyje yra kuriame nors baigtiniame elemente. Baigtinių elementų tinklelis, turintis daugiau laisvės laipsnių (didesnio tankio tinklelis) yra suformuojamas reguliariai smulkinant grubesnį tinklą, visus ankstesnius grubesniojo tinklelio laisvės laipsnius išsaugant ir papildant juos naujais. Tačiau diskretizuojant uždavinio sritį, baigtinių elementų metodu gautas sprendinys gali konverguoti tiek monotoniškai, tiek nemonotoniškai prie tikslaus sprendinio, t. y. reguliariai smulkinant tinklelį prie tikslaus sprendinio gali būti artėjama tiesiškai arba netiesiškai, priklausomai nuo parinkto baigtinio elemento savybių. Literatūros šaltinyje (Barauskas *et al*. 2004) yra nurodoma, kad tam tikri baigtiniai elementai, pavyzdžiui, *BCIZ ir DKT* elementai, kurie yra konverguojantys nemonotoniškai, prie tikslaus sprendimo artėja greičiau, nei konverguojantys monotoniškai, tačiau uždaviniams, kurių sprendiniai iš anksto nėra nuspėjami ar žinomi, diskretizavimo ir skaičiavimo procedūrų paklaidų išvengimui, rekomenduojama taikyti tik baigtinius elementus, kurie konverguoja nors ir lėčiau, tačiau monotoniškai. 2.7 paveiksle yra

pateikiami grafikai, vaizduojantys gaunamų modeliavimo rezultatų kitimo priklausomybę nuo parinkto *Solid187* elementų tinklelio tankio (1 – grubus tinklelis, 10 – smulkus tinklelis) ir elementų dydžio parametro, kai: 1. Parametro reikšmė yra nurodyta; 2. Parametro reikšmė neapibrėžta. Parinkus tam tikrą elementų dydžio parametro reikšmę, pavyzdžiui, 0,5 mm, programiniu paketu *Ansys* diskretizuojant plokštelės modelį, tinklelį sudarantys elementai yra išdėstomi taip, kad jų briaunų dydis būtų kuo artimesnis nurodytai elementų dydžio parametro reikšmei. Iš 2.7 paveiksle pateiktų grafikų yra matoma, kad nepriklausomai nuo apkrovos tipo, dydžio parametrui esant apibrėžtam, modeliavimo metu gaunami rezultatai kinta iki tam tikro taško, o pasiekus atitinkamą tinklelio tankumo reikšmę toliau didinant tinklelio tankumą, skaitinė rezultatų reikšmė išlieka pastovi, t. y. yra gaunama tiksliausia reikšmė, kurią galima gauti modeliavimą atliekant su tam tikra, pastovia elemento dydžio parametro reikšme. Dydžio parametrui esant neapibrėžtam, net ir pasiekus maksimalią galimą tinklelio tankumo reikšmę, modeliavimo rezultatų reikšmės nenusistovi, t. y. plokštelės įlinkio reikšmė, labiausiai priartėjanti prie tikslaus sprendinio, nėra nustatoma.



a) b)

2.7 pav. Modeliavimo rezultatų kitimas priklausomai nuo *Solid187* baigtinių elementų tinklelio tankumo ir elementų dydžio parametro: a) modeliavimo rezultatai plokštelę veikiant išskirstytai apkrovai; b) modeliavimo rezultatai plokštelę veikiant koncentruotai jėgai; y_a – plokštelių įlinkio reikšmės elementų dydžio parametrui esant apibrėžtam; y_n – plokštelių įlinkio reikšmės dydžio parametrui esant neapibrėžtam

Siekiant išvengti plokštelių diskretizavimo netikslumų, remiantis 2.7 paveiksle pateikiamais grafikais ir literatūros šaltiniu (Madenci *et al*. 2015) yra priimama optimali dydžio parametro reikšmė – 1 mm, o modeliavimas yra atliekamas plokšteles dalinant į smulkų baigtinių elementų tinklelį. 2.7 paveiksle pateikiamas grafikas yra sudarytas modeliuojant *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo plokštelę, kurios išorinis spindulys – 19 mm, vidinis spindulys – 6 mm (pirmoji vožtuvo plokštelė), slėgių skirtumas veikiantis plokštelę – 5000 Pa,

atraminė reakcija, veikianti išoriniame plokštelės spindulyje – 5 N (apkrovų dydis, remiantis literatūros šaltiniu (Talbott *et al*. 2002), yra parenkamas pagal realias amortizatoriuose veikiančias apkrovas eksploatacijos metu).

Kadangi amortizatoriaus vožtuvo plokštelės yra deformuojamos veikiant dviems skirtingiems apkrovų atvejams, skaitiniam plokštelių įlinkio modeliavimui yra parenkami atitinkami Roarko deformacijų skaičiavimo metodo algoritmai. Išskiriami šie pagrindiniai vožtuvo plokštelių modeliavimo etapai (plokštelių įlinkio nustatymo algoritmai, esant skirtingiems plokštelių deformacijų atvejams, taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, yra pateikiami remiantis literatūros šaltiniu (Warren *et al*. 2001)):

1. Vožtuvo plokštelė yra deformuojama ją veikiančios išskirstytos apkrovos (slėgių skirtumo).

Atraminė reakcija, susidaranti dėl radialinio lenkimo momento, kuri veikia plokštelės vidiniame (įtvirtinimo) spindulyje *b,* apskaičiuojama:

$$M_{rb} = \frac{qa^2}{C_8}\left(\frac{C_9}{2ab}\cdot(a^2 - r_0^2) - L_{17}\right); \tag{2.23}$$

čia: q – plokštelę veikianti išskirstyta apkrova, Pa;

a – plokštelės išorinis spindulys, m;

b – plokštelės vidinis (įtvirtinimo) spindulys, m;

C_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo išorinio ir vidinio plokštelės spindulių santykio;

r_0 – atstumas nuo plokštelės centro iki išskirstytos apkrovos pridėjimo spindulio, m;

L_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo plokštelės išorinio ir išskirstytos apkrovos vidinio pridėjimo spindulių santykio.

Atraminė reakcija, susidaranti dėl šlyties jėgų, kuri veikia plokštelės vidiniame (įtvirtinimo) spindulyje *b,* apskaičiuojama:

$$Q_b = \frac{q}{2b}\cdot(a^2 - r_0^2); \tag{2.24}$$

čia: q – plokštelę veikianti išskirstyta apkrova, Pa;

a – plokštelės išorinis spindulys, m;

b – plokštelės vidinis (įtvirtinimo) spindulys, m;

r_0 – atstumas nuo plokštelės centro iki išskirstytos apkrovos pridėjimo spindulio, m.

Plokštelės įlinkis, nuo veikiančios išskirstytos apkrovos, išoriniame jos spindulyje *a* apskaičiuojamas:

$$y_a = M_{rb}\frac{a^2}{D}C_2 + Q_b\frac{a^3}{D}C_3 - \frac{qa^4}{D}L_{11}; \tag{2.25}$$

čia: *q* – plokštelę veikianti išskirstyta apkrova, Pa;

a – plokštelės išorinis spindulys, m;

D – plokštelės storio konstanta, Nm;

C_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo išorinio ir vidinio plokštelės spindulių santykio;

M_{rb} – atraminė reakcija, susidaranti dėl radialinio lenkimo momento, kuri veikia plokštelės vidiniame spindulyje, Nm/m;

Q_b – atraminė reakcija, susidaranti dėl šlyties jėgų, kuri veikia vidiniame plokštelės spindulyje, N/m;

L_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo plokštelės išorinio ir išskirstytos apkrovos vidinio pridėjimo spindulių santykio.

Plokštelės įlinkis, nuo veikiančios išskirstytos apkrovos, bet kuriame plokštelės spindulyje *r* apskaičiuojamas:

$$y_r = M_{rb}\frac{r^2}{D}F_2 + Q_b\frac{r^3}{D}F_3 - \frac{qr^4}{D}G_{11}; \tag{2.26}$$

čia: *q* – plokštelę veikianti išskirstyta apkrova, Pa;

r – plokštelės spindulys, kuriame yra skaičiuojamas įlinkis, m;

D – plokštelės storio konstanta, Nm;

F_i, G_i – konstantos, kurių reikšmė priklauso nuo spindulio, kuriame yra skaičiuojamas plokštelės įlinkis;

M_{rb} – atraminė reakcija, susidaranti dėl radialinio lenkimo momento, kuri veikia plokštelės vidiniame spindulyje, Nm/m;

Q_b – atraminė reakcija, susidaranti dėl šlyties jėgų, kuri veikia vidiniame plokštelės spindulyje, N/m.

Konstanta *C*, kurios reikšmė priklauso nuo išorinio ir vidinio plokštelės spindulių santykio, yra apskaičiuojama:

$$C_2 = \frac{1}{4}\left(1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2 \left(1 + 2\ln\frac{a}{b}\right)\right); \tag{2.27}$$

$$C_3 = \frac{b}{4a}\left(\left(\left(\frac{b}{a}\right)^2 + 1\right)\ln\frac{a}{b} + \left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1\right); \tag{2.28}$$

$$C_8 = \frac{1}{2}\left(1 + v + (1 - v)\left(\frac{b}{a}\right)^2\right); \tag{2.29}$$

$$C_9 = \frac{b}{a}\left(\frac{1+v}{2}\ln\frac{a}{b} + \frac{1-v}{4}\left(1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2\right)\right); \tag{2.30}$$

čia: *a* – plokštelės išorinis spindulys, m;

b – plokštelės vidinis (įtvirtinimo) spindulys, m;

v – Puasono koeficientas, kuris yra lygus plokštelės medžiagos linijinių skersinės ir išilginės deformacijų santykiui.

Konstanta *L*, kurios reikšmė priklauso nuo plokštelės išorinio ir išskirstytos apkrovos vidinio pridėjimo spindulių santykio, yra apskaičiuojama:

$$L_{11} = \frac{1}{64}\left(1 + 4\left(\frac{r_0}{a}\right)^2 - 5\left(\frac{r_0}{a}\right)^4 - 4\left(\frac{r_0}{a}\right)^2\left(2 + \left(\frac{r_0}{a}\right)^2\right)\ln\frac{a}{r_0}\right); \tag{2.31}$$

$$L_{17} = \frac{1}{4}\left(1 - \frac{1-v}{4}\left(1 - \left(\frac{r_0}{a}\right)^4\right) - \left(\frac{r_0}{a}\right)^2\left(1 + (1+v)\ln\frac{a}{r_0}\right)\right); \tag{2.32}$$

čia: *a* – plokštelės išorinis spindulys, m;

r_0 – atstumas nuo plokštelės centro iki išskirstytos apkrovos pridėjimo spindulio, m;

v – Puasono koeficientas.

Konstantos *G* ir *F*, kurių reikšmės priklauso nuo spindulio *r*, kuriame yra skaičiuojamas plokštelės įlinkis, apskaičiuojamos:

$$G_{11} = \frac{1}{64}\left(1 + 4\left(\frac{r_0}{r}\right)^2 - 5\left(\frac{r_0}{r}\right)^4 - 4\left(\frac{r_0}{r}\right)^2\left(2 + \left(\frac{r_0}{r}\right)^2\right)\ln\frac{r}{r_0}\right); \tag{2.33}$$

$$F_2 = \frac{1}{4}\left(1 - \left(\frac{b}{r}\right)^2 \left(1 + 2\ln\frac{r}{b}\right)\right); \tag{2.34}$$

$$F_3 = \frac{b}{4r}\left(\left(\left(\frac{b}{r}\right)^2 + 1\right)\ln\frac{r}{b} + \left(\frac{b}{r}\right)^2 - 1\right); \quad (2.35)$$

čia: r – plokštelės spindulys, kuriame yra skaičiuojamas įlinkis, m;

b – plokštelės vidinis (įtvirtinimo) spindulys, m;

v – Puasono koeficientas.

Plokštelės storio konstanta D apskaičiuojama:

$$D = \frac{E \cdot t^2}{12(1 - v^2)}; \quad (2.36)$$

čia: v – Puasono koeficientas;

E – plokštelės tamprumo (Jungo) modulis, Pa;

t – plokštelės storis, m.

Atstumas nuo plokštelės centro iki išskirstytos apkrovos pridėjimo spindulio, įvertinant stūmoklio pagrindinių drenažinių kiaurymių skerspjūvio plotą, yra apskaičiuojamas:

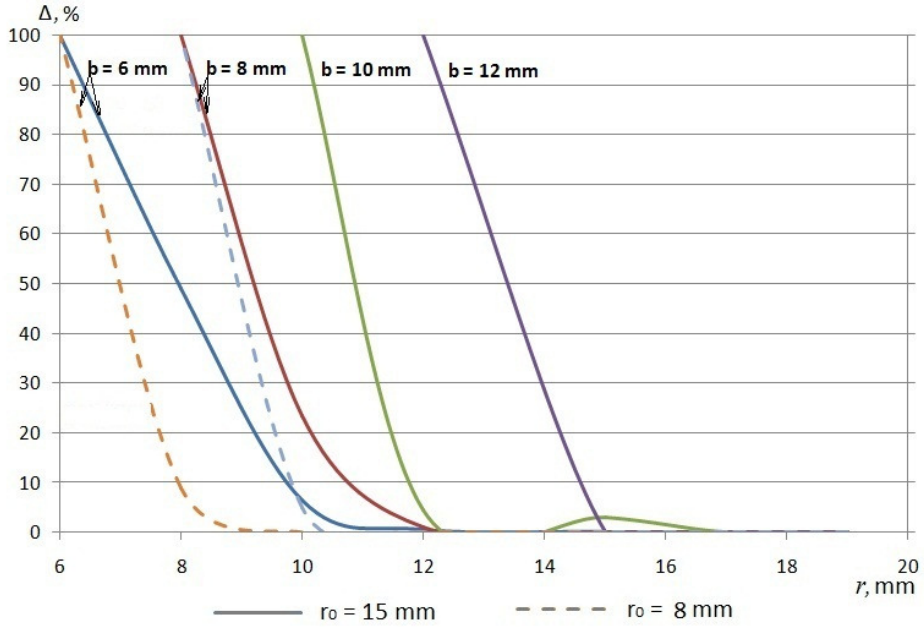
$$r_0 = \frac{\sqrt{-\pi\,(A_s - \pi a_1^2)}}{\pi}; \quad (2.37)$$

čia: A_s – stūmoklio pagrindinių drenažinių kiaurymių skerspjūvio plotas, m^2;

a_1 – pirmosios vožtuvo plokštelės išorinis spindulys, m.

2.8 paveiksle yra pateikiamos amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo skaitinių matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinių paklaidų Δ reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, esant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos tik ją veikiančio slėgio skirtumo. Iš pateikto 2.8 paveikslo matyti, kad nustatant plokštelių įlinkį skirtinguose jų spinduliuose r, gaunamų rezultatų santykinių paklaidų dydis taikant įvardintus modeliavimo metodus priklauso nuo: 1. Išskirstytos apkrovos pridėjimo spindulio r_0, t. y. nuo pagrindinių drenažinių kiaurymių dydžio. Apdorojus modeliavimo rezultatus buvo pastebėta, kad kuo išskirstytos apkrovos veikimo plotas yra didesnis, t. y. kuo pagrindinės drenažinės kiaurymės yra didesnės, tuo santykinė paklaida tarp gaunamų modeliavimo rezultatų taikant Roarko ir BE metodus yra mažesnė; 2. Plokštelės vidinio (įtvirtinimo) spindulio b. Didžiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų pasireiškia plokštelės

spinduliuose *r*, kurie yra artimi plokštelės vidiniam (įtvirtinimo) spinduliui *b*, mažiausia – įlinkį nustatinėjant išoriniame plokštelės spindulyje *a* ($\Delta < 0{,}1$ %). Tai gali būti paaiškinama tuo, kad taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą nėra įvertinama sąlyga, kad įtvirtinta plokštelės dalis nėra deformuojama, t. y. slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai yra įvertinamas neteisingai, o modeliuojant BE metodu, slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai yra įvertinamas, kaip poslinkis su nulinėmis vertėmis, t. y. priimama, kad įtvirtinta plokštelės dalis yra nedeformuojama. Atlikus gautų modeliavimo rezultatų analizę taip pat buvo pastebėta, kad veikiančios išskirstytos apkrovos dydis ir plokštelės storis neturi įtakos susidarančių modeliavimų rezultatų santykinių paklaidų dydžiui.



2.8 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo skaitinių matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, esant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos tik ją veikiančio slėgio

2.8 paveiksle pateikiamos modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos Δ reikšmės yra nustatytos modeliavimo objektu parinkus *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinį vožtuvą, kurio pirmosios plokštelės išorinis spindulys *a* yra 19 mm. Šiuo atveju, mažesnį išorinį spindulį turinčių vožtuvo plokštelių modeliavimo rezultatų, taikant skirtingus modeliavimo metodus, analizavimas būtų netikslingas, kadangi tik didžiausiosios, t. y. tik pirmosios vožtuvo plokštelės, kurios išorinis spindulys yra lygus stūmoklio išoriniam spinduliui, deformacijos yra sukeliamos ją veikiančio slėgių skirtumo, visos kitos plokštelės yra veikiamos atraminių reakcijų (2.5 pav., a dalis).

2. Vožtuvo plokštelė yra deformuojama tik ją veikiančių atraminių reakcijų, susidarančių plokštelių kontakto spindulyje (koncentruotos jėgos).

Atraminė reakcija, susidaranti dėl radialinio lenkimo momento, kuri veikia plokštelės vidiniame (įtvirtinimo) spindulyje *b,* apskaičiuojama:

$$M_{rb} = \frac{wa}{C_8} \cdot \left(\frac{r_k C_9}{b} - L_9\right); \tag{2.38}$$

čia: *w* – atraminė reakcija, veikianti plokštelių kontakto spindulyje, N;

a – plokštelės išorinis spindulys, m;

b – plokštelės vidinis (įtvirtinimo) spindulys, m;

C_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo išorinio ir vidinio plokštelės spindulių santykio. Konstantos C_8 ir C_9 yra apskaičiuojamos naudojantis (2.29) ir (2.30) formulėmis;

r_k – atstumas nuo plokštelės centro iki atraminės reakcijos veikimo spindulio plokštelių kontakto zonoje, m;

L_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo plokštelės išorinio ir išskirstytos apkrovos vidinio pridėjimo spindulių santykio.

Atraminė reakcija, susidaranti dėl šlyties jėgų, kuri veikia plokštelės vidiniame (įtvirtinimo) spindulyje *b,* apskaičiuojama:

$$Q_b = \frac{wr_k}{b}; \tag{2.39}$$

čia: *w* – atraminė reakcija, veikianti plokštelių kontakto spindulyje, N;

b – plokštelės vidinis (įtvirtinimo) spindulys, m;

r_k – atstumas nuo plokštelės centro iki atraminės reakcijos veikimo spindulio plokštelių kontakto zonoje, m.

Plokštelės įlinkis, nuo veikiančios atraminės reakcijos plokštelių kontakto zonoje, išoriniame jos spindulyje *a* apskaičiuojamas:

$$y_a = \frac{wa^3}{D}\left(\frac{C_2}{C_8}\left(\frac{r_k C_9}{b} - L_9\right) - \frac{r_k C_3}{b} + L_3\right); \tag{2.40}$$

čia: *w* – atraminė reakcija, veikianti plokštelių kontakto spindulyje, N;

a – plokštelės išorinis spindulys, m;

b – plokštelės vidinis (įtvirtinimo) spindulys, m;

C_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo išorinio ir vidinio plokštelės spindulių santykio. Konstantos C_2, C_3, C_8 ir C_9 yra apskaičiuojamos naudojantis (2.27), (2.28), (2.29) ir (2.30) formulėmis;

r_k – atstumas nuo plokštelės centro iki atraminės reakcijos veikimo spindulio plokštelių kontakto zonoje, m;

D – plokštelės storio konstanta, Nm. Plokštelės storio konstanta yra apskaičiuojama naudojantis (2.36) formule;

L_i – konstanta, kurios reikšmė priklauso nuo plokštelės išorinio ir išskirstytos apkrovos vidinio pridėjimo spindulių santykio.

Plokštelės įlinkis, nuo veikiančios atraminės reakcijos plokštelių kontakto zonoje, bet kuriame plokštelės spindulyje r apskaičiuojamas:

$$y_r = M_{rb}\frac{r^2}{D}F_2 + Q_b\frac{r^3}{D}F_3 - \frac{wr^4}{D}G_3; \tag{2.41}$$

čia: w – atraminė reakcija, veikianti plokštelių kontakto spindulyje, N;

r – plokštelės spindulys, kuriame yra skaičiuojamas įlinkis, m;

D – plokštelės storio konstanta, Nm. Plokštelės storio konstanta yra apskaičiuojama naudojantis (2.36) formule;

F_i, G_i – konstantos, kurių reikšmė priklauso nuo spindulio, kuriame yra skaičiuojamas plokštelės įlinkis. Konstantos F_2 ir F_3 yra apskaičiuojamos naudojantis (2.34) ir (2.35) formulėmis;

M_{rb} – atraminė reakcija, susidaranti dėl radialinio lenkimo momento, kuri veikia plokštelės vidiniame spindulyje, Nm/m;

Q_b – atraminė reakcija, susidaranti dėl šlyties jėgų, kuri veikia vidiniame plokštelės spindulyje, N/m.

Konstanta L, kurios reikšmė priklauso nuo plokštelės išorinio ir atraminės reakcijos pridėjimo spindulių santykio, yra apskaičiuojama:

$$L_3 = \frac{r_k}{4a}\left(\left(\left(\frac{r_k}{a}\right)^2 + 1\right)\ln\frac{a}{r_k} + \left(\frac{r_k}{a}\right)^2 - 1\right); \tag{2.42}$$

$$L_9 = \frac{r_k}{a}\left(\frac{1+v}{2}\ln\frac{a}{r_k} + \frac{(1+v)}{4}\left(1 - \left(\frac{r_k}{a}\right)^2\right)\right); \tag{2.43}$$

čia: a – plokštelės išorinis spindulys, m;

r_k – atstumas nuo plokštelės centro iki atraminės reakcijos veikimo spindulio plokštelių kontakto zonoje, m;

v – Puasono koeficientas.

Konstanta G, kurios reikšmė priklauso nuo spindulio r, kuriame yra skaičiuojamas plokštelės įlinkis, apskaičiuojama:

$$G_3 = \frac{r_k}{4r}\left(\left(\left(\frac{r_k}{r}\right)^2 + 1\right)\ln\frac{r}{r_k} + \left(\frac{r_k}{r}\right)^2 - 1\right); \tag{2.44}$$

čia: r – plokštelės spindulys, kuriame yra skaičiuojamas įlinkis, m;

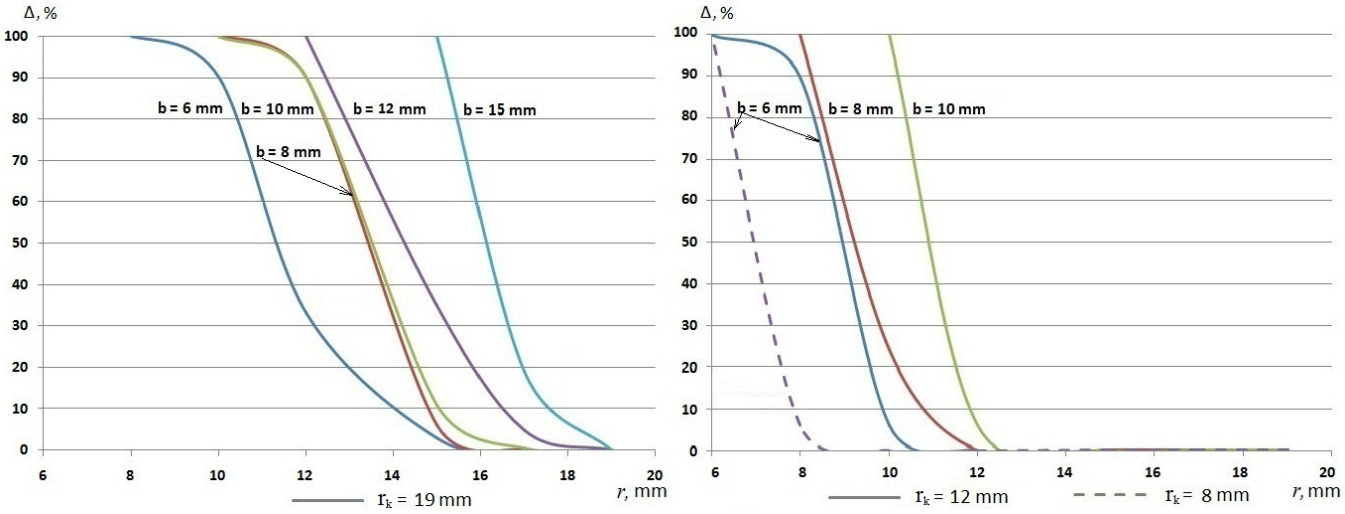
r_k – atstumas nuo plokštelės centro iki atraminės reakcijos veikimo spindulio plokštelių kontakto zonoje, m;

v – Puasono koeficientas.

2.9 ir 2.10 paveiksluose yra pateikiamos amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo skaitinių matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinių paklaidų Δ reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos tiek atraminių reakcijų išoriniame plokštelės spindulyje a_2 (2.5 ir 2.9 pav., a dalis), susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su didesnio spindulio plokštele, tiek atraminių reakcijų tam tikrame plokštelės spindulyje a_3, susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su mažesnio spindulio plokštele (2.5 ir 2.9 pav., b dalis). Iš 2.9 ir 2.10 paveiksluose pateiktų grafikų yra matyti, kad kaip ir deformacijų susidarančių dėl veikiančio slėgių skirtumo atveju, taip ir šiuo atveju, modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos priklauso nuo koncentruotos jėgos pridėjimo spindulio (įlinkio modeliavimo dėl veikiančios koncentruotos jėgos atveju r_k yra lygus a_2 arba a_3) ir nuo plokštelės vidinio (įtvirtinimo) spindulio b. Nagrinėjant įvardintus atraminių reakcijų veikimo atvejus taip pat buvo nustatyta, kad nepriklausomai nuo išorinio modeliuojamos vožtuvo plokštelės spindulio a_2, mažiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų yra gaunama įlinkį nustatinėjant išoriniame plokštelės spindulyje a_2 ($\Delta < 0{,}1$ %), o įlinkį nustatinėjant mažesniuose plokštelės spinduliuose, t. y. spinduliui, kuriame yra nustatinėjmas plokštelės įlinkis artėjant prie plokštelės įtvirtinimo spindulio b, modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, didėja, todėl galima teigti, kad išorinis plokštelės spindulys a_2 neturi įtakos gaunamų rezultatų skirtumams ir tikslumui.

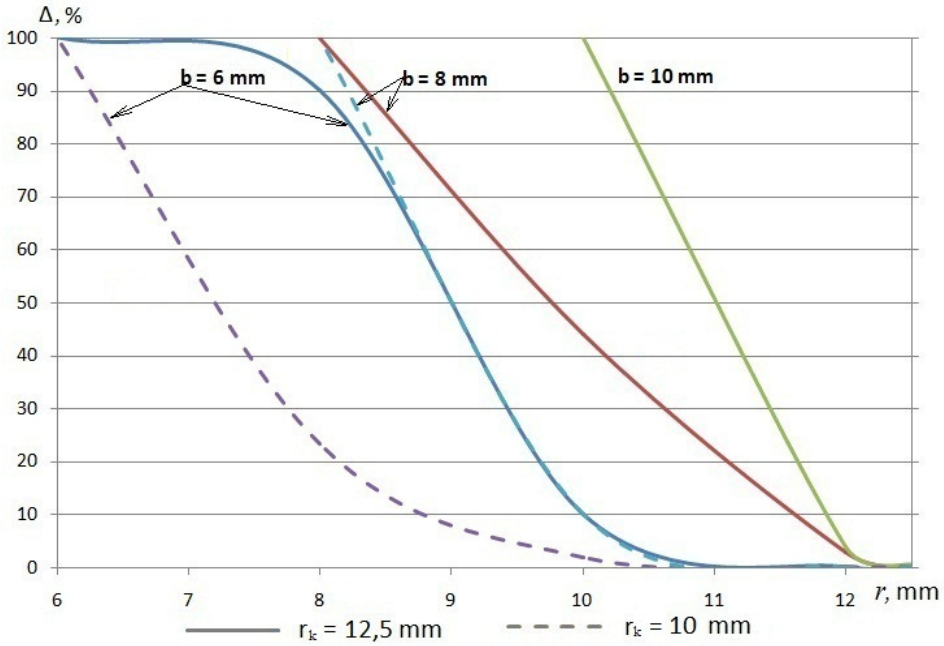
2.9 ir 2.10 paveiksluose pateikiamos modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos yra gautos modeliavimo objektu parinkus *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo pirmąją, t. y. didžiausiąją ir vidutinio dydžio plokšteles, kurių išoriniai spinduliai atitinkamai yra 19 mm ir 12,5 mm. Kitų plokštelių, naudojamų *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus plokšteliniame

vožtuve, kurių išorinis spindulys kinta nuo 10 mm iki 20 mm, modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus darbe yra nepateikiamos, kadangi jų modeliavimo rezultatų santykinių paklaidų dydžio priklausomybės yra analogiškos įvardintosioms.



a) b)

2.9 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai plokštelės išorinis spindulys yra 19 mm: a) plokštelės deformacijos sukeliamos atraminių reakcijų veikiančių išoriniame plokštelės spindulyje; b) plokštelės deformacijos sukeliamos atraminių reakcijų veikiančių tam tikrame plokštelės spindulyje



2.10 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai išorinis plokštelės spindulys yra 12,5 mm, o deformacijos yra sukeliamos tik plokštelę veikiančių atraminių reakcijų

3. Plokštelių kontakto spinduliuose susidarančių atraminių reakcijų (kontaktinių jėgų) dydžio nustatymas.

Priėmus prielaidą, kad amortizatoriaus eksploatacijos metu, tarp vožtuvo plokštelių susidaro tarpai ir plokštelės yra deformuojamos atraminių reakcijų tik jų kontakto spinduliuose, plokštelinis vožtuvas yra nagrinėjamas, kaip statiškai neišsprendžiama strypinė sistema, taikant jėgų metodą, kuris yra grindžiamas modeliuojamos sistemos statinio neišsprendžiamumo laipsnio nustatymu ir kanoninių lygčių sistemos, kuri išreiškia sistemos deformavimosi sąlygas, sudarymu. Statinis neišsprendžiamumo laipsnis bendruoju atveju nustatomas (Čižas 1993):

$$k = R + 3K - 3; \tag{2.45}$$

čia: R – sistemos atraminių ryšių skaičius;

K – uždarų kontūrų, sudarytų sistemoje strypų ašimis, skaičius.

Statiškai neišsprendžiamą strypinę sistemą nagrinėjant jėgų metodu, iš statiškai neišsprendžiamos sistemos yra pašalinamas perteklinių ryšių skaičius k (lygus statinio neišsprendžiamumo laipsniui) ir taip suformuojama pagrindinė, statiškai išsprendžiama sistema (2.11 pav.), kurią apkrovus pagrindine apkrova q bei papildomais nežinomaisiais (vietoj atmestų ryšių), sudaroma kanoninių lygčių sistema. Kanoninių lygčių sistemos sprendiniai yra nežinomaisiais laikytų atpalaiduotųjų ryšių atraminių reakcijų w_i reikšmės.

Bendruoju atveju kanoninių lygčių sistema plokšteliniam vožtuvui, kuris yra modeliuojamas, kaip k kartų statiškai neišsprendžiama strypinė sistema, yra užrašoma (Čižas 1993; Šleževičius *et al*. 2007):

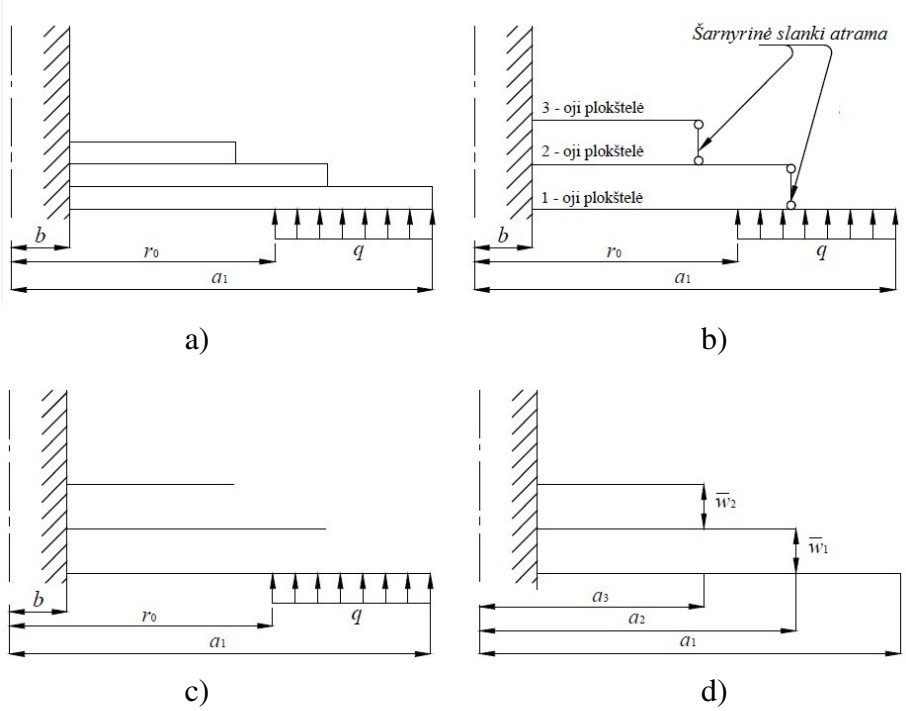
$$\begin{cases} \delta_{11}w_{12} + \delta_{12}w_{23} + \cdots + \delta_{1i}w_i + \Delta_1 = d_2w_{12} \\ \delta_{21}w_{12} + \delta_{22}w_{23} + \cdots + \delta_{2i}w_i = d_3w_{23} \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \delta_{n1}w_{12} + \delta_{n2}w_2 + \cdots + \delta_{ni}w_i = 0 \end{cases}; \tag{2.46}$$

čia: δ_{ni} – vienetinės jėgos $\overline{w_i}$ sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi plokštelių kontakto spindulyje, m. Vienetinė jėga $\overline{w_i}$, pridėta ieškomo poslinkio teigiama kryptimi yra lygi bemačiam vienetui ($\overline{w_i} = 1$);

Δ_j – tikrosios apkrovos (veikiančio slėgių skirtumo q) sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi plokštelių kontakto spindulyje, m. Kadangi tik pirmoji vožtuvo plokštelė yra deformuojama tikrosios apkrovos q, o kitos plokštelės tiesioginės sąveikos su šia apkrova neturi, todėl šis dydis taip pat yra vertinamas tik 1-ojoje sistemos lygtyje, aprašančioje pirmosios plokštelės deformacijas v ašies kryptimi;

w_i – atraminė reakcija, veikianti plokštelių kontakto spindulyje, N;

d_i – deformuojamo pagrindo (atitinkamos plokštelės) deformatyvumo koeficientas, m/N. Pirmosios plokštelės deformacijos atveju deformuojamas pagrindas yra antroji plokštelė, antrosios plokštelės deformacijos atveju deformuojamas pagrindas – trečioji plokštelė ir t. t. Plokštelės, kuri yra deformuojamas pagrindas, deformatyvumo koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje.



2.11 pav. Plokštelinio vožtuvo schemos taikant jėgų metodą: a) bendroji supaprastinta schema; b) skaičiuojamoji schema (statiškai neišsprendžiama sistema); c) pirmoji pagrindinė sistema; d) antroji pagrindinė sistema

Pirmoji (2.46) sistemos lygtis išreiškia pagrindinės, t. y. pirmosios vožtuvo plokštelės pasislinkimą pirmojo atmesto ryšio kryptimi, kuris yra lygus atitinkamo deformuojamo pagrindo deformatyvumo koeficiento d ir veikiančios atraminės reakcijos w_i sandaugai. Antroji sistemos lygtis išreiškia sistemos pasislinkimą antrojo ryšio kryptimi ir t. t. Plokšteliniame vožtuve paskutinioji vožtuvo plokštelė, priklausomai nuo amortizatoriaus gamintojo, gali būti įtvirtinama nejudamai, tokiu atveju yra priimama prielaida, kad priešpaskutiniosios vožtuvo plokštelės poslinkiai atpalaiduotųjų ryšių kryptimis yra neįmanomi, t. y. lygūs nuliui ((2.46) lygčių sistemos n-toji lygtis). Ši prielaida yra priimama remiantis literatūros šaltiniu (Inside Ohlins T44 manual Part 1 2011), kuriame yra nurodoma, kad nejudamai įtvirtinta paskutinioji vožtuvo plokštelė amortizatoriaus eksploatacijos metu nėra deformuojama. Jeigu n-toji vožtuvo plokštelė yra įtvirtinta judamai, jos deformatyvumo koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje pridedant vienetinę jėgą ir įvertinant šios jėgos sukeltus plokštelės poslinkius. Kitų vožtuvo plokštelių ir jų junginių deformatyvumo koeficientai yra nustatomi įvertinant plokštelių išdėstymą ir jų skaičių, suformuojant pagalbinę lygčių sistemą:

$$\begin{cases} \delta'_{22}w'_{23} + \Delta_p = d_3 w'_{23} \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ \delta'_{ni}w'_i + \Delta_{p-1} = d_{n-1}w'_i \end{cases}; \tag{2.47}$$

čia: δ'_{ni} – papildomos vienetinės jėgos $\overline{w}'_i$ sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi atitinkamų plokštelių kontakto spindulyje, m;

$\Delta_{p\text{-}1}$ – papildomos vienetinės jėgos $\overline{w}'_{i-1}$, pridėtos išoriniame atitinkamos plokštelės spindulyje, sukeltas plokštelės poslinkis plokštelių kontakto spindulyje, m;

$d_{n\text{-}1}$ – žinomas (nustatytas) atitinkamos plokštelės deformatyvumo koeficientas, m/N;

w'_i – atraminė reakcija, sukeliama papildomos vienetinės jėgos $\overline{w}'_i$, N.

Remiantis (2.47) lygčių sistema, kiekvieno vožtuvo plokštelių junginio deformatyvumo koeficientai yra nustatomi laipsniškai:

$$d_{n-1} = \frac{y_w + \Delta_{p-1}}{\overline{w}'_{i-1}}; \tag{2.48}$$

čia: $\Delta_{p\text{-}1}$ – papildomos vienetinės jėgos $\overline{w}'_{i-1}$, pridėtos išoriniame atitinkamos plokštelės spindulyje, sukeltas plokštelės poslinkis plokštelių kontakto spindulyje, m;

$\overline{w}'_{i-1}$ – papildoma vienetinė jėga, pridėta išoriniame atitinkamos plokštelės spindulyje;

y_w – atraminės reakcijos w'_i sukeltas atitinkamos plokštelės poslinkis, m.

Amortizatoriaus eksploatacijos metu vožtuvo plokštelės tuo pačiu laiko momentu yra veikiamos daugiau nei vienos apkrovos, todėl nustatant atitinkamų plokštelių įlinkį, joms yra taikomas superpozicijos principas, t. y. visa plokštelę veikianti apkrova yra išskaidoma į dalines apkrovas, kurių kiekviena yra įvertinama taikant reikiamą Roarko deformacijų skaičiavimo algoritmą. Nustatinėjamas įlinkis tam tikrame pasirinktame plokštelės spindulyje yra apskaičiuojamas nuo kiekvienos veikiančios dalinės apkrovos atskirai, gautieji rezultatai sumuojami ir tokiu būdu gaunamas plokštelės įlinkis nuo visos veikiančios apkrovos. Taikant superpozicijos principą, plokštelių įlinkis yra nustatomas sudarant lygčių sistemą:

$$\begin{cases} y_1 = (y_1)_q + (y_1)_{12} \\ y_2 = (y_2)_{12} + (y_2)_{23} = (z_1)_q + (z_1)_{12}; \\ y_3 = (y_3)_{23} = (z_2)_{12} + (z_2)_{23} \end{cases} \tag{2.49}$$

čia: $(y_1)_q$ – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo q, m;

$(y_1)_{12}$ – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m;

$(y_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m;

$(y_2)_{23}$ – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23}, m;

$(z_1)_q$ – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo q, m;

$(z_1)_{12}$ – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m;

$(y_3)_{23}$ – trečiosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23}, m;

$(z_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m;

$(z_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23}, m.

Jeigu plokštelinį vožtuvą sudaro daugiau nei trys plokštelės, tuomet (2.49) lygčių sistema yra papildoma lygtimis, analogiškomis antrajai šios sistemos lygčiai. Sudarytu plokštelinio vožtuvo skaitiniu modeliu nustačius galutinį pirmosios vožtuvo plokštelės įlinkį, remiantis literatūros šaltinyje (Farjoud *et al*. 2011) pateikiamu amortizatoriaus matematiniu modeliu yra apskaičiuojamas teorinis vožtuvo deformacijos suformuojamas drenažinių kiaurymių, skirtų alyvos tėkmei, skerspjūvio plotas A_1:

$$A_1 = 2\pi \cdot a_1 \cdot y_1; \tag{2.50}$$

čia: a_1 – pirmosios vožtuvo plokštelės išorinis spindulys, m;

y_1 – pirmosios vožtuvo plokštelės įlinkis išoriniame jos spindulyje nuo visos veikiančios apkrovos, m.

2.1.6. Slėgių pokyčio kamerose modeliavimas

Slėgių pokytis vienvamzdžio amortizatoriaus ištraukimo, suspaudimo ir dujų kamerose yra įvertinamas kiekvienai iš įvardintų kamerų formuluojant debito balanso lygtį. Bendruoju atveju, debito balanso lygtis ištraukimo ir suspaudimo, t. y. hidraulinėms kameroms yra užrašoma (Bogdevičius *et al*. 2003):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{V(t)} \cdot \left(\sum Q_{in}(t) - \sum Q_{out}(t) - Q_{nuost} - \frac{dV}{dt} \right); \tag{2.51}$$

čia: E – alyvos tūrinis tamprumo modulis, MPa;

V – atitinkamos amortizatoriaus kameros tūris tam tikrais laiko momentais, m^3;

Q_{in} – į atitinkamą amortizatoriaus kamerą įtekančių alyvos debitų suma tam tikrais laiko momentais, m^3/s;

Q_{out} – iš atitinkamos amortizatoriaus kameros ištekančių alyvos debitų suma tam tikrais laiko momentais, m^3/s;

Q_{nuost} – alyvos nuostolių debitas, susidarantis atitinkamoje amortizatoriaus kameroje, m^3/s. Kadangi modeliuojant terpę ji gali būti įvairios prigimties, tai nagrinėjant vientisą jos judėjimą, terpėje gali atsirasti arba dingti dalis jos masės (alyvos). Masės atsiradimo ar dingimo priežastys gali būti terpėje vykstančios cheminės reakcijos, faziniai perėjimai (skysčio garavimas, dujų koncentracija, ledo tirpimas vandenyje) ir t. t. (Bogdevičius *et al*. 2003). Modeliuojant amortizatorius, alyvos dingimo priežastys gali būti įvairios, pavyzdžiui, alyvos nutekėjimas iš darbinės kameros esant pažeistiems sandarikliams, guminiams žiedams, kotui ar kitoms deformacijoms;

dV/dt – atitinkamos amortizatoriaus kameros tūrio pokytis tam tikrais laiko momentais.

Bendruoju atveju, debito balanso lygtis amortizatoriaus dujų kamerai (pneumatinėms kameroms) yra užrašoma (Bogdevičius *et al*. 2003):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma RT}{V(t)} \cdot \left(\sum G_{in}(t) - \sum G_{out}(t) - G_{nuost} \right) - \frac{\gamma p}{V(t)} \frac{dV}{dt}; \quad (2.52)$$

čia: V – amortizatoriaus dujų kameros tūris tam tikrais laiko momentais, m^3;

G_{in} – į dujų kamerą įtekantis dujų masės debitas tam tikrais laiko momentais, m^3/s;

G_{out} – iš dujų kameros ištekantis dujų masės debitas tam tikrais laiko momentais, m^3/s;

G_{nuost} – dujų masės debito nuostoliai, m^3/s;

p – kameros slėgis, Pa;

T – temperatūra, K;

R – universalioji dujų konstanta, 8,314 J/mol·K;

γ – dujų adiabatės rodiklis. Amortizatoriuose naudojamoms azoto dujoms, šio rodiklio reikšmė yra 1,4 (Farjoud *et al*. 2011);

dV/dt – atitinkamos amortizatoriaus kameros tūrio pokytis tam tikrais laiko momentais.

Remiantis (2.51), (2.52) debito balanso lygtimis ir 2.1 paveiksle pateikta schema, yra sudaroma alyvos ir dujų debito balanso lygčių sistema, aprašanti slėgių pokytį atitinkamose vienvamzdžio amortizatoriaus kamerose suspaudimo eigos metu (izoterminis procesas):

$$\begin{cases} \dfrac{dp_1}{dt} = \dfrac{E}{V_{10} + S_1 \cdot x_1}\left((Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) - (S_1 \cdot \dot{x}_1)\right) \\ \dfrac{dp_2}{dt} = \dfrac{E}{V_{20} + S_3 \cdot x_2 - S_2 \cdot x_1}\left((-Q_1 - Q_2 - Q_3 - Q_4) - (S_3 \cdot \dot{x}_2 - S_2 \cdot \dot{x}_1)\right); \\ \dfrac{dp_3}{dt} = -\dfrac{\gamma p_3 \cdot (-S_3 \dot{x}_2)}{V_{30} - S_3 x_2} \end{cases} \quad (2.53)$$

čia: V_{i0} – atitinkamų amortizatoriaus kamerų pradiniai tūriai, m^3;

Q_i – alyvos debitas tekantis stūmoklio pagrindinėmis drenažinėmis kiaurymėmis, papildomomis kiaurymėmis, reguliuojamo darbinio skersmens kanalu ir tarpu, esančiu tarp stūmoklio teflono juostos ir amortizatoriaus korpuso, m^3/s;

$\dot{x}_1$ – stūmoklio judėjimo greitis, m/s;

$\dot{x}_2$ – skiriamojo stūmoklio judėjimo greitis, m/s;

x_1 – stūmoklio poslinkis, m;

x_2 – skiriamojo stūmoklio poslinkis, m;

S_i – atitinkamos kameros skerspjūvio plotas, m^2;

E – alyvos tūrinis tamprumo modulis, MPa;

γ – dujų adiabatės rodiklis;

p_3 – dujų kameros slėgis, Pa.

Priklausomai nuo modeliuojamos terpės savybių ir atliekamo modeliavimo tikslumo, slėgio nuostoliai, pasireiškiantys esant staigiam susiaurėjimui ar praplatėjimui (taikant Hageno-Poiseuillio lygtį), žiediniam plyšiui, stačiakampio formos plyšiui ar kitokiems amortizatorių pažeidimams, modeliavimo metu gali būti papildomai įvertinami. Slėgių nuostolių įvertinimo metodikos įvairiose hidraulinėse kamerose ir amortizatoriuose, esant skirtingoms sąlygoms yra pateikiamos literatūros šaltiniuose (Bogdevičius *et al*. 2003; Dixon 2007).

2.1.7. Stūmoklių judėjimo lygčių sudarymas

Remiantis literatūros šaltiniu (Bogdevičius 2012), pagrindinio ir skiriamojo stūmoklių judėjimo lygtys yra užrašomos taikant Lagranžo antrojo laipsnio lygtį:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right) - \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial \Pi}{\partial x} = F_i; \quad (2.54)$$

čia: T – sistemos kinetinė energija, J;

Φ – sistemos slopinimo energija (disipatyvinė funkcija), J;

Π – sistemos potencinė energija, J;

F_i – apibendrinta jėga, veikianti atitinkamą sistemos kūną, N.

Pagrindinio ir skiriamojo vienvamzdžio amortizatoriaus stūmoklių, kaip dvimatės dinaminės sistemos kūnų, judėjimo lygčių sudarymo, taikant antrojo laipsnio Lagranžo lygtį, algoritmas: 1. Užrašoma visa modeliuojamo amortizatoriaus, kaip dinaminės sistemos, kinetinė energija ((2.55) lygtis); 2. Skaičiuojama kinetinės energijos dalinė išvestinė pagal greitį $\dot{x}_i$; 3. Skaičiuojama dalinės išvestinės pagal kūno greitį pilnoji išvestinė; 4. Skaičiuojama kinetinės energijos dalinė išvestinė pagal poslinkį x_i; 5. Modeliuojamam amortizatoriui užrašoma disipatyvinė funkcija. Vienvamzdžio amortizatoriaus konstrukcijoje nėra papildomų slopinimo elementų, kuriuos deformuojant, sistemoje atsirastų atstatomosios jėgos ir momentai, priklausantys nuo deformavimosi greičio, todėl disipatyvinė sistemos energija yra lygi nuliui, o jos dalinė išvestinė pagal greitį $\dot{x}_i$ neskaičiuojama; 6. Modeliuojamam amortizatoriui užrašoma potencinės energijos išraiška. Vienvamzdžio amortizatoriaus konstrukcijoje nėra papildomų tampriųjų elementų, kuriuos deformuojant, atsirandančios jėgos ir momentai stengtųsi grąžinti stūmoklį į pradinę padėtį, todėl potencinė sistemos energija yra lygi nuliui, o jos dalinė išvestinė pagal poslinkį x_i neskaičiuojama; 7. Apskaičiuotos energijų dalinės išvestinės įstatomos į antrojo laipsnio Lagranžo lygtį ir lygtis yra pertvarkoma.

2.1 paveiksle pateikto vienvamzdžio amortizatoriaus, kaip dinaminės sitemos, kinetinė energija užrašoma:

$$T = \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2; \tag{2.55}$$

čia: $\dot{x}_1$ – stūmoklio judėjimo greitis, m/s;

$\dot{x}_2$ – skiriamojo stūmoklio judėjimo greitis, m/s;

m_1 – stūmoklio masė, kg;

m_2 – skiriamojo stūmoklio masė, kg.

Remiantis pateiktu algoritmu ir 2.1 paveiksle pateikta vienvamzdžio amortizatoriaus schema, skiriamojo stūmoklio judėjimo lygtis užrašoma:

$$m_2\ddot{x}_2 = S_3p_2 - S_3p_3 - F_{f2}\text{sign}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - m_2g; \tag{2.56}$$

čia: $\dot{x}_2$ – skiriamojo stūmoklio judėjimo greitis, m/s;

$\dot{x}_1$ – stūmoklio judėjimo greitis, m/s;

$\ddot{x}_2$ – skiriamojo stūmoklio judėjimo pagreitis, m/s^2;

m_2 – skiriamojo stūmoklio masė, kg;

S_3 – skiriamojo stūmoklio skerspjūvio plotas, m^2;

p_i – atitinkamos kameros slėgis, Pa;

g – laisvojo kritimo pagreitis, m/s^2;

F_{f2} – trinties jėga atsirandanti tarp skiriamojo stūmoklio ir amortizatoriaus korpuso, N.

Pagrindinio stūmoklio judėjimo lygtis užrašoma:

$$m_1\ddot{x}_1 = S_1p_1 - S_2p_2 - F_{f1}\text{sign}(\dot{x}_1) - m_1g + F; \tag{2.57}$$

čia: $\dot{x}_1$ – stūmoklio judėjimo greitis, m/s;

$\ddot{x}_1$ – stūmoklio judėjimo pagreitis, m/s^2;

m_1 – stūmoklio masė, kg;

S_i – atitinkamos kameros skerspjūvio plotas, m^2;

p_i – atitinkamos kameros slėgis, Pa;

g – laisvojo kritimo pagreitis, m/s^2;

F_{f1} – trinties jėga atsirandanti tarp pagrindinio stūmoklio ir amortizatoriaus korpuso, N;

F – amortizatoriaus sukuriama slopinimo jėga, N.

Galutinė amortizatoriaus sukuriamos slopinimo jėgos išraiška yra gaunama iš (2.57) lygties:

$$F = m_1\ddot{x}_1 - S_1p_1 + S_2p_2 + F_{f1}\text{sign}(\dot{x}_1) + m_1g. \tag{2.58}$$

2.1.8. Dujų fizinių savybių įvertinimas

Kadangi šiame darbe yra tiriami vienvamzdžiai amortizatoriai, kuriuose darbinė (alyvos) ir dujų kameros yra atskirtos skiriamuoju stūmokliu, t. y. alyva ir dujos tarpusavyje tiesiogiai nesąveikauja, o bendras jų mišinys eksploatacijos metu nėra sudaromas, konkrečių fizinių dujų savybių (išskyrus dujų adiabatės rodiklio γ, aprašančio dujų adiabatinį plėtimąsi ir traukimąsi, kurio metu nevyksta šilumos mainai tarp dujų ir aplinkos), taip pat ir alyvos putojimo reiškinio įtaka dinaminiams procesams sudaromame amortizatoriaus skaitiniame matematiniame modelyje nėra nagrinėjama. Pagrindinių fizinių dujų savybių įvertinimo metodikos, sudarant įvairius skaitinius matematinius modelius, yra pateikiamos literatūros šaltiniuose (Bogdevičius *et al*. 2003; Dixon 2007).

2.1.9. Trinties jėgų amortizatoriuose įvertinimas

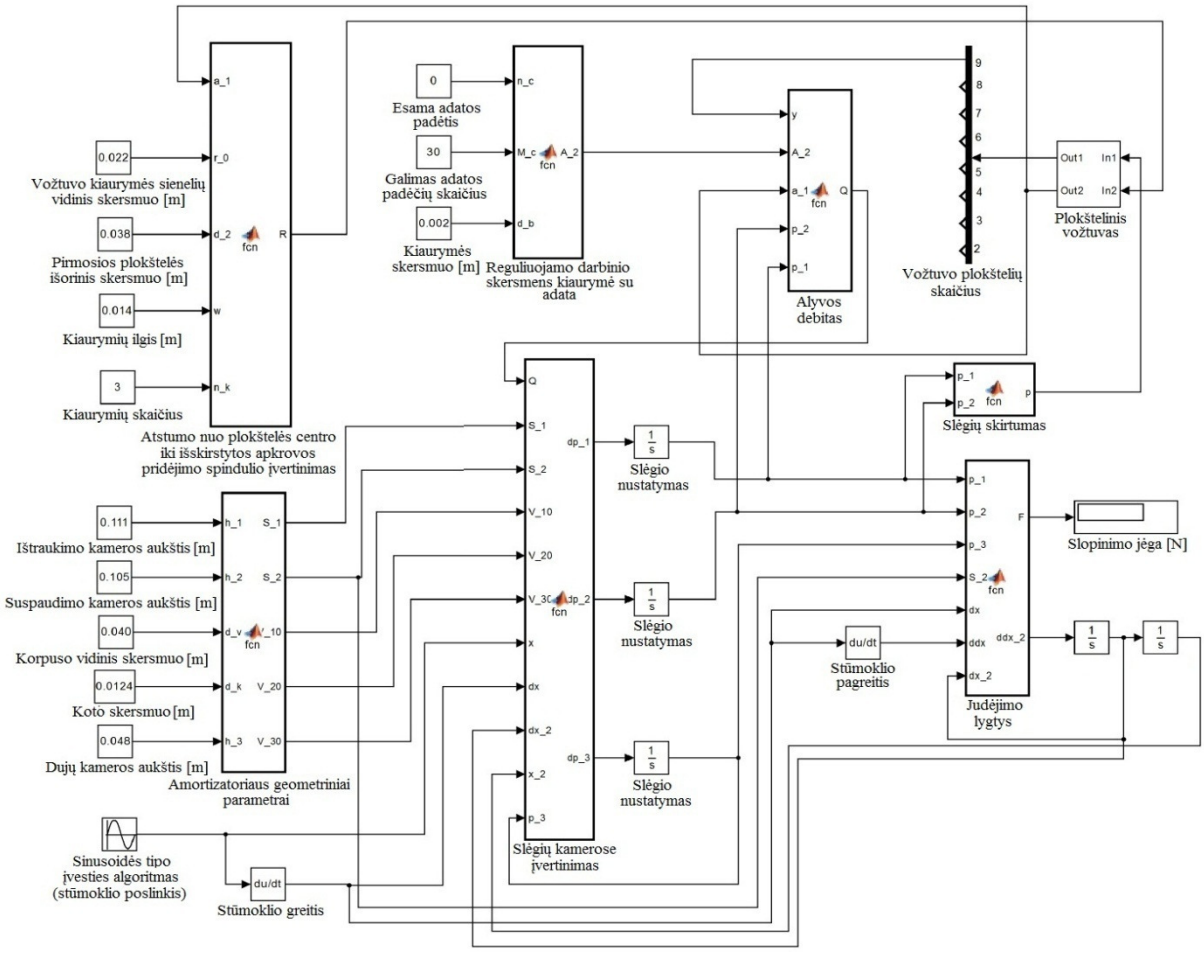
Be 2.1 poskyrio 2.1.1 punkte aprašytų alyvos vidaus trinties (klampos) jėgų, sudarinėjant kuo tikslesnį skaitinį matematinį modelį, yra reikalinga įvertinti ir tarp sąveikaujančių amortizatoriaus paviršių (koto ir sandariklių, skiriamojo dujų stūmoklio sandariklių ir korpuso, stūmoklio teflono juostos ir korpuso ir t. t.) atsiradančias trinties jėgas, kadangi jos turi tiesioginę įtaką amortizatoriaus slopinimo jėgos dydžiui (Dixon 2007). Literatūros šaltinyje (Dixon 2007) trintis tarp sąveikaujančių (vienas kito atžvilgiu slystančių) amortizatoriaus paviršių, yra įvardinama, kaip mechaninė trintis, kuri pagal savo fizikinę prasmę nėra sausoji trintis, kadangi paminėti amortizatoriaus elementai tiesiogiai sąveikauja su amortizatoriuje eksploatuojama alyva. Dėl šios priežasties amortizatoriuose pasireiškianti mechaninė trintis negali būti vertinama, kaip sausoji Kulono (angl. *Coulomb*) trintis. Tikslus mechaninės trinties įtakos amortizatoriaus sukuriamai slopinimo jėgai įvertinimas matematinio modeliavimo būdu yra negalimas, kadangi veikiančios trinties jėgos dydis tiesiogiai priklauso ne tik nuo amortizatoriaus elementų techninės būklės, dujų ir darbinėse kamerose veikiančio slėgio, taip pat nuo alyvos sąveikos su amortizatoriaus elementais. Nors yra priimama, kad amortizatoriaus elementai tiesiogiai sąveikauja su alyva, tačiau tikslios jų tepimo sąlygos eksploatacijos metu yra nežinomos, todėl šiame darbe veikiančios trinties jėgos dydis yra įvertinamas remiantis literatūros šaltiniu (Lizarraga *et al*. 2009). Pateiktame literatūros šaltinyje (Lizarraga *et al*. 2009), taikant teorinius ir eksperimentinius metodus, yra tiriami lengviesiems automobiliams skirti amortizatoriai ir juose pasireiškiančios trinties jėgos reikšmės amortizatoriaus eksploatacijos metu. Nurodoma, kad amortizatoriaus eksploatacijos metu veikianti trinties jėga nėra pastovaus dydžio ir tiesiogiai priklauso nuo koto suspaudimų ir ištraukimų greičio: didžiausia trinties jėga pasireiškia mažo suspaudimų ir ištraukimų greičio zonoje ($\leq$ 30 N). Pastovi 30 N trinties jėgos reikšmė toliau yra naudojama modifikuotų ir nemodifikuotų vienvamzdžių amortizatorių matematiniuose modeliuose. Priklausomai, nuo atliekamo modeliavimo tikslumo, įvairiuose moksliniuose darbuose tarp sąveikaujančių amortizatoriaus paviršių veikiančios trinties jėgos yra nevertinamos (Funke *et al*. 2013).

2.2. Bendrasis skaitinis matematinis vienvamzdžio amortizatoriaus modelis programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje

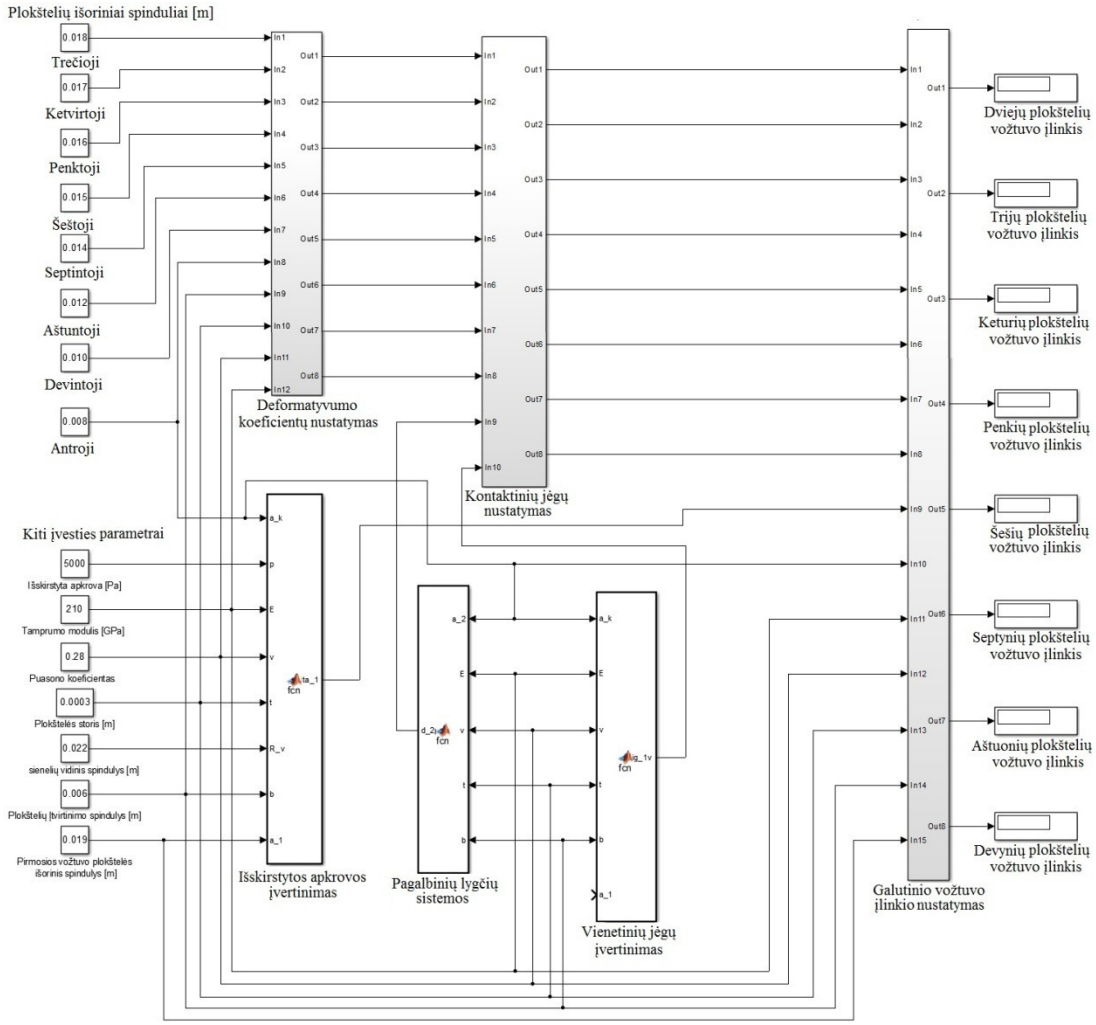
2.1 poskyryje aprašytas skaitinis matematinis vienvamzdžio amortizatoriaus ir jo plokštelinio vožtuvo modelis programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje, kurioje visos modelį aprašančios išraiškos ir jų ryšiai suvedami grafinio ir tekstinio modeliavimo formomis, yra pateikiami 2.12 ir 2.13 paveiksluose. Bendrąjį vienvamzdžio amortizatoriaus modelį (2.12 pav.) sudaro tarpusavyje susietos atskiros jo dalys: plokštelinio vožtuvo ir reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės su adata,

pagrindinio ir skiriamojo stūmoklių judėjimą, alyvos judėjimą ir kitas amortizatoriaus konstrukcines ypatybes aprašantys modeliai. Sujungus aprašytas matematinio modelio dalis, sudaromas bendrasis skaitinis matematinis vienvamzdžio amortizatoriaus modelis, kuris nuo kitų literatūroje randamų vienvamzdžių amortizatorių modelių išsiskiria jėgų metodo pagrindais sudaryta plokštelinio vožtuvo deformacijas įvertinančia modelio dalimi (2.13 pav.), pagrįsta sąlyčio ir tarp vožtuvo plokštelių atsirandančių kontaktinių jėgų nagrinėjimu.

Pateiktas matematinis modelis leidžia analizuoti amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikų priklausomybes nuo pagrindinių amortizatoriaus konstrukcijos ir plokštelinio vožtuvo konstrukcijos įvesties parametrų, kurie yra įvardinami 2.2 ir 2.3 lentelėse. Programiniu paketu *Matlab/Simulink* sudarytas bendrasis vienvamzdžio amortizatoriaus skaitinis matematinis modelis suteikia galimybę ne tik nagrinėti slopinimo jėgos charakteristikų priklausomybes, bet ir atlikti teorinę kitų amortizatoriaus eksploatacinių rodiklių, pavyzdžiui, slėgių pokyčių tarp amortizatoriaus kamerų, debito pokyčių, skiriamojo stūmoklio poslinkio amortizatoriaus eksploatacijos metu ir t. t., analizę. Programiniu paketu *Matlab/Simulink* gaunamų modeliavimo rezultatų pavyzdžiai, nustatinėjant įvairias amortizatoriaus eksploatacinių rodiklių priklausomybes yra pateikiami 2.14 paveiksle.



2.12 pav. Bendrasis vienvamzdžio amortizatoriaus matematinis modelis, sudarytas *Matlab/Simulink* programinio paketo aplinkoje



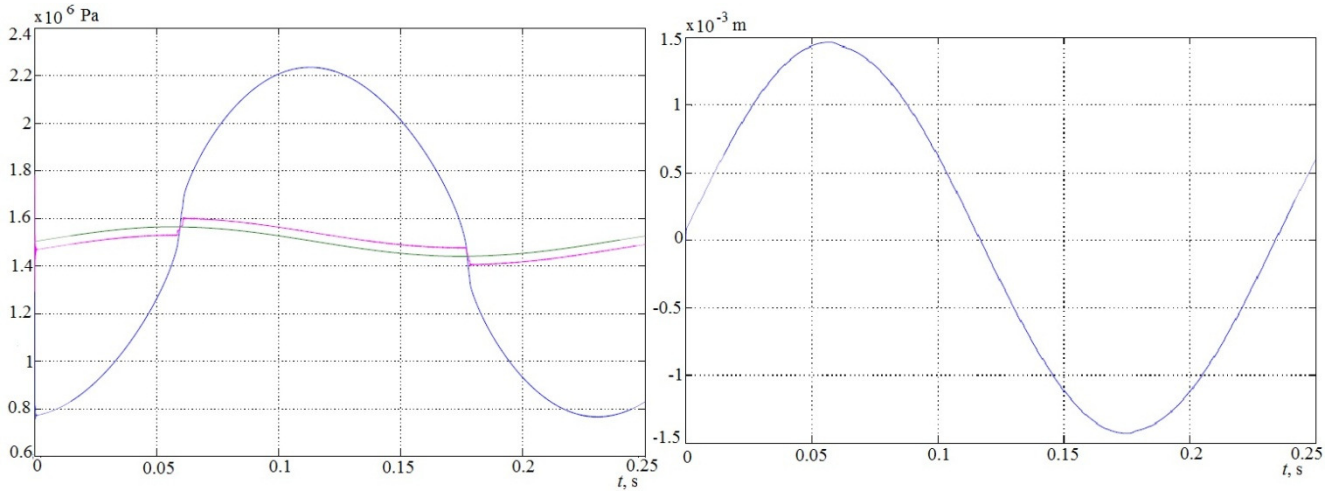
2.13 pav. Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis, sudarytas *Matlab/Simulink* programinio paketo aplinkoje

2.2 lentelė. Bendrojo vienvamzdžio amortizatoriaus skaitinio matematinio modelio įvesties parametrai

Parametras	Dimensija	Parametas	Dimensija
Amortizatoriaus korpuso vidinis skersmuo	m	Kiekvienos iš amortizatoriaus kamerų aukštis	m
Koto skersmuo	m	Alyvos tankis	kg/m^3
Pagrindinio stūmoklio skersmuo	m	Skiriamojo stūmoklio skersmuo	m
Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės adatos geometriniai parametai	m	Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės adatos padėtis	-
Debito koeficientas	-	Temperatūra bandymų metu	K
Dujų adiabatės rodiklis	-	Alyvos tūrinis spūdumo modulis	Pa
Pagrindinio ir skiriamojo stūmoklių masė	kg	Alyvos dinaminė / kinematinė klampos	mPa·s/cSt
Bandymo sąlygų parametrai (suspaudimo / ištraukimo eigos amplitudė ir greitis)	m ir m/s	Trinties jėga	N

2.3 lentelė. Plokštelinio vožtuvo skaitinio matematinio modelio įvesties parametrai

Parametras	Dimensija	Parametas	Dimensija
Stūmoklio geometriniai matmenys	m	Vožtuvo plokštelių storis	m
Vožtuvo plokštelių išoriniai spinduliai	m	Vožtuvo plokštelių įtvirtinimo spindulys	m
Medžiagos, iš kurios yra pagamintos plokštelės Puasono koeficientas	-	Medžiagos, iš kurios yra pagamintos plokštelės tamprumo modulis	Pa



a) b)

2.14 pav. Programiniu paketu *Matlab/Simulink* gaunamų modeliavimo rezultatų pavyzdžiai: a) slėgių svyravimas amortizatoriaus kamerose bandymo metu; b) skiriamojo stūmoklio poslinkis bandymo metu

2.14 paveiksle pateikti modeliavimo rezultatai yra gauti modeliavimo objektu parinkus *XYZ SuperSport-2* modifikuotą vienvamzdį amortizatorių, skirtą galinei automobilio pakabos daliai, kurio koto skersmuo yra 12,4 mm, stūmoklio skersmuo – 40 mm, plokštelinį vožtuvą iš abiejų stūmoklio pusių sudaro po 7 plokšteles. Išsamus *XYZ SuperSport-2* vienvamzdžio amortizatoriaus aprašymas yra pateikiamas trečiame šio darbo skyriuje – „Eksperimentinė dalis“.

3. EKSPERIMENTINĖ DALIS

3.1. Alyvos fizinių savybių tyrimas

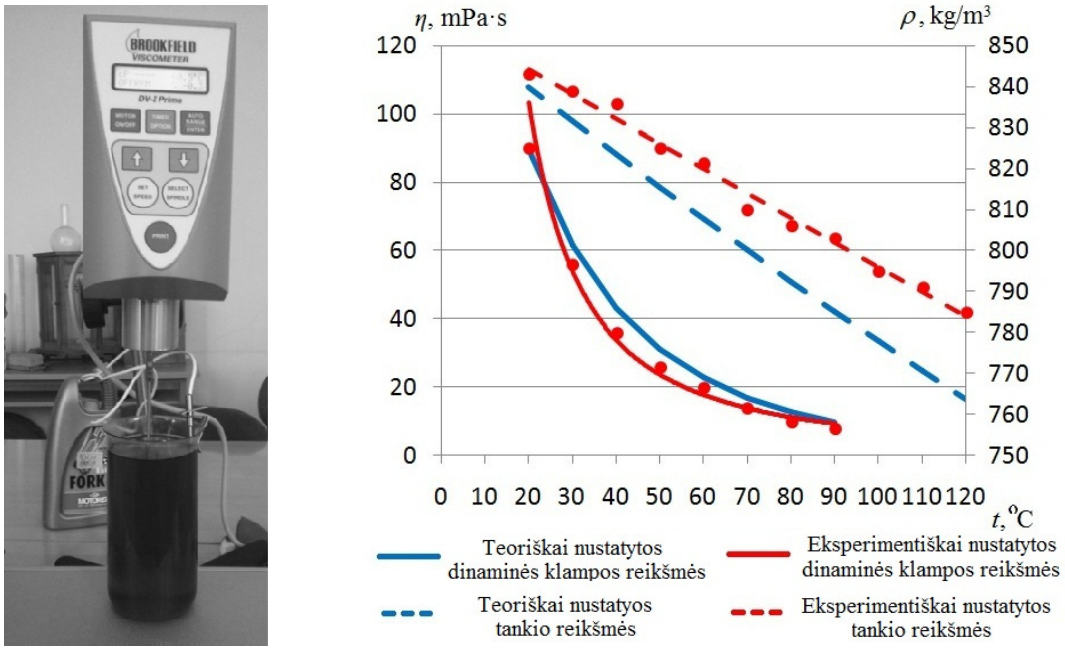
Siekiant nuodugniai įvertinti sudarytą matematinį modelį, šiame poskyryje yra pateikiami alyvos fizinių savybių nustatymo eksperimentiniai tyrimai, kurių pagrindinis tikslas – atlikti sudaryto bendrojo skaitinio matematinio vienvamzdžio amortizatoriaus modelio dalies, (2.2) ir (2.8) formulėmis įvertinančiomis amortizatoriuje naudojamos alyvos dinaminės klampos ir tankio priklausomybę nuo temperatūros, analizę, modeliu gaunamus rezultatus palyginant su nustatytais eksperimentiškai. Tyrimų objektu buvo parinkta *Motorex Fork Oil W10* amortizatoriams ir motociklų šakėms skirta alyva, kurios gamintojo deklaruojama pastovi kinematinė klampa esant 40 °C temperatūrai yra

52,50 cSt (dinaminė klampa – 43,25 mPa·s), 100 °C – 9,90 cSt (dinaminė klampa – 7,70 mPa·s), o tankis esant 20 °C temperatūrai – 840 kg/m^3 (Motorex Fork Oil Safety Data 2005). Gamintojo nurodamos kinematinės klampos reikšmės perskaičiuotos į dinaminės klampos reikšmes remiantis (2.1) formule.

Eksperimentiniai tyrimai buvo atliekami dviem etapais. Pirmuoju tyrimų etapu – nustatoma alyvos dinaminės klampos priklausomybė nuo temperatūros. Eksperimento metu, dinaminė klampa esant skirtingoms alyvos temperatūroms, buvo matuojama rotaciniu viskozimetru *Brookfield DV-I Prime* (3.1 pav., a dalis), kurio veikimo principas pagrįstas alyvos pasipriešinimo nustatymu, atitinkamu dažniu sukant į alyvą panardintą rotacinio viskozimetro verpstą. Dinaminės klampos rotaciniu viskozimetru matavimai buvo atliekami parenkant tam tikro dydžio verpstą ir verpsto apsisukimų per minutę skaičių, kadangi nuo šių parametrų priklauso atliekamų matavimų tikslumas ir didžiausia išmatuojamos klampos reikšmė. Pagrindinės naudoto rotacinio viskozimetro *Brookfield DV-I Prime* techninės charakteristikos yra pateikiamos 3.1 lentelėje (Brookfield DV-I Prime Operating Instructions 2007). Antruoju tyrimų etapu – nustatoma alyvos tankio priklausomybė nuo temperatūros. Tiriamos alyvos tankis, esant skirtingoms jos temperatūroms, buvo nustatomas naudojant areometrų komplektą, parenkant reikiamą areometrą. Eksperimentas buvo pradedamas su mažiausiam tankiui matuoti skirtu areometru ir pagal šį kriterijų paeiliui parenkant vis kitą areometrą, kol parinktas areometras nusileido į indą su tiriama amortizatorių alyva tiek, kad alyvos paviršius buvo ties areometro tankio reikšmių skale. Toks reikiamo areometro parinkimo procesas buvo atliekamas todėl, kadangi eksperimentą atliekant su per dideliam tankiui matuoti skirtu areometru, šis gali nuskęsti inde su tiriamąja alyva. Esant pirmajam tyrimų etapui, matavimai buvo atliekami alyvos temperatūroms esant: 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 °C. Esant antrąjam tyrimų etapui, matavimai papildomai buvo atliekami alyvos temperatūroms taip pat esant: 100, 110, 120 °C. Alyvos temperatūrų reikšmės tyrimo metu buvo stebimos naudojantis įvardintu *Brookfield* rotaciniu viskozimetru. Eksperimentiškai ir teoriškai nustatytos *Motorex Fork Oil W10* alyvos dinaminės klampos ir tankio priklausomybės nuo temperatūros yra pateikiamos 3.1 paveiksle, b dalyje.

3.1 lentelė. Rotacinio viskozimetro *Brookfield DV-I Prime* techninės charakteristikos

Parametras	Parametro ribos
Leidžiama tiriamų skysčių temperatūra	Nuo -100 °C iki 300 °C
Temperatūros matavimų tikslumas	Nuo -100 °C iki 149 ° ± 1 °C Nuo 150 °C iki 300 °C ± 2 °C
Temperatūrinės prietaiso veikimo ribos	Nuo 0 °C iki 40 °C
Galimas verpsto apsisukimų per minutę skaičius	0 – 100 min^{-1}
Skirtingų verpstų skaičius	4
Klampos matavimų paklaidos dydis	± 1 % nuo matavimams parinktos skalės ribų



a) b)

3.1 pav. Amortizatorių alyvos fizinių savybių tyrimas: a) alyvos dinaminės klampos nustatymas rotaciniu viskozimetru; b) eksperimentiškai ir teoriškai nustatytos alyvos dinaminės klampos ir tankio priklausomybės nuo tempetatūros

Iš 3.1 pav., b dalyje pateikto grafiko yra matyti, kad eksperimentiškai gautos dinaminės klampos ir tankio reikšmės nevisiškai sutampa su nustatytomis teoriškai. Išanalizavus gautus rezultatus yra pastebima, kad esant 20 °C alyvos temperatūrai, santykinės paklaidos dydis tarp teoriškai ir eksperimentiškai nustatytos dinaminės alyvos klampos reikšmių yra tik 0,1 %, tačiau didėjant alyvos temperatūrai, didėja ir santykinė paklaida. Maksimali dinaminės klampos santykinė paklaida yra gaunama esant maždaug 80 °C alyvos temperatūrai – 21,8 % (teorinė reikšmė – 12,8 mPa·s, eksperimentinė reikšmė ≈ 10 mPa·s), vidutinė santykinė paklaida bandymo metu – 11,7 %. Maksimali santykinė paklaida tarp teoriškai ir eksperimentiškai nustatytų tiriamos alyvos tankio reikšmių viso bandymo metu, esant skirtingoms alyvos temperatūroms, buvo ≤ 2,5 %. Eksperimentinėms artimos apskaičiuotos tiriamos alyvos dinaminės klampos ir tankio reikšmės rodo, kad sudaryto vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modelio dalis, įvertinanti amortizatoriuje naudojamos alyvos dinaminės klampos ir tankio priklausomybę nuo temperatūros, yra pakankamai tiksli ir gali būti naudojama tiriant amortizatorių slopinimo charakteristikas ir jų priklausomybes.

3.2. Modifikavimui naudojamų vožtuvo plokštelių optinė emisinė analizė

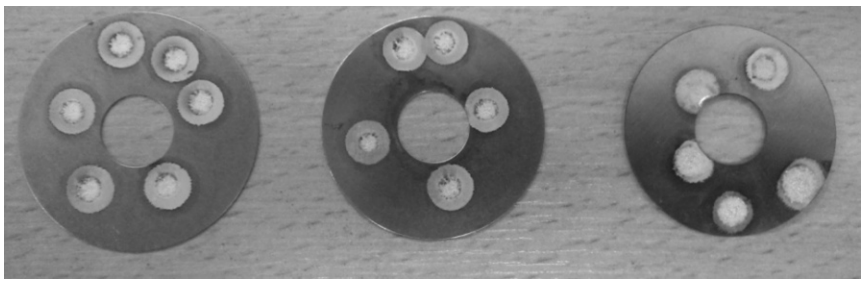
Amortizatoriaus vožtuvo modifikavimui naudojamų plokštelių medžiagos savybės (Puasono koeficientas ir tamprumo modulis) yra svarbūs plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties

parametrai, nuo kurių priklauso galimos vožtuvo plokštelių deformacijos. Šių įvesties parametrų reikšmės kinta priklausomai nuo lydinio ir jo savybių, iš kurio yra gaminamos plokštelės, todėl siekiant didinti modifikuoto vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modeliavimo rezultatų tikslumą, taikant optinę emisinę analizę, yra nustatoma konkreti lydinio cheminė sudėtis ir markė, iš kurio yra gaminamos modifikavimui naudojamos vožtuvo plokštelės. Optinė emisinė analizė buvo atlikta laikantis LST CR 10320: 2006 (mažai legiruotų plienų optinė emisinė analizė (įprastinis metodas). C, Si, S, P, Mn, Cr, Ni ir Cu nustatymo metodas) standarto, naudojant mobilų optinį emisijos spektometrą *PMI MASTER Pro*. Modifikavimui naudojamų vožtuvo plokštelių optinės emisinės analizės rezultatai yra pateikiami 3.2 lentelėje.

Remiantis modifikavimui naudojamų vožtuvo plokštelių optinės emisinės analizės rezultatais, naudotu optiniu emisijos spektometru nustatyta modifikavimui naudojamų plokštelių lydinio markė – C75/1.0605 korozijai neatsparus anglinis plienas. Nustatyto C75/1.0605 anglinio plieno Puasono koeficientas – 0,28, tamprumo modulis – 210 GPa (Steel C75 2015). Šios įvardintų įvesties parametrų reikšmės toliau yra naudojamos sudaromuose modifikuotų amortizatorių matematiniuose modeliuose. 3.2 paveiksle yra pateikiami optinės emisijos spektometru *PMI MASTER Pro* tirtų plokštelių pavyzdžiai.

3.2 lentelė. Modifikavimui naudojamų plokštelių optinės emisinės analizės rezultatai

Cheminių elementų kiekis vožtuvo plokštelių lydinyje, %										
Fe	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al	Co
98,24	0,7480	0,2388	0,4676	<0,003	<0,00665	0,1733	0,00763	0,0145	0,0423	0,0055
Cu	Nb	Ti	V	W	Pb	Sn	B	Zr	As	-
0,0055	0,0193	0,0011	0,00856	<0,025	<0,01	0,00699	0,00184	0,00922	<0,005	-



a) b) c)

3.2 pav. Optinės emisijos spektometru tirtų plokštelių pavyzdžiai: a) modifikavimui naudojama plokštelė; b) *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus plokštelė; c) *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus plokštelė;

Siekiant atlikti nemodifikuotų amortizatorių matematinį modeliavimą, optinė emisinė analizė papildomai buvo atliekama ir su originaliomis, t. y. tiriamų *XYZ* amortizatorių gamintojo

naudojamomis plokštelinių vožtuvų plokštelėmis. Tiriamų *XYZ* amortizatorių gamintojo naudojamų vožtuvo plokštelių optinės emisinės analizės rezultatai yra pateikiami 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė. Tiriamų *XYZ* amortizatorių gamintojo naudojamų plokštelių optinės emisinės analizės rezultatai

Cheminių elementų kiekis vožtuvo plokštelių lydinyje, %										
Fe	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al	Co
98,22	0,5381	0,4237	0,7749	<0,003	0,0025	0,0131	<0,003	0,00539	<0,001	<0,002
Cu	Nb	Ti	V	W	Pb	Sn	B	Zr	As	-
0,00251	<0,002	<0,001	0,00441	<0,025	<0,01	0,00211	0,00145	0,00254	<0,005	-

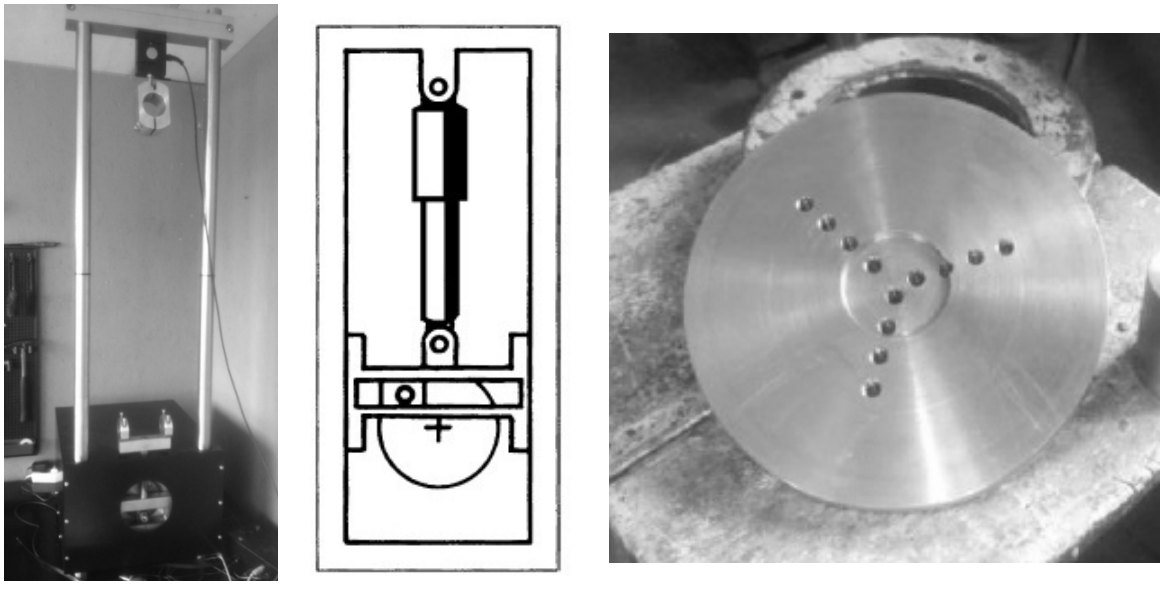
Atlikus *XYZ* gamintojo, *SuperSport-1* ir *SuperSport-2* amortizatoriuose naudojamų plokštelių optinę emisinę analizę, nustatyta, kad šiuose amortizatoriuose naudojamos plokštelės yra gaminamos iš tos pačios markės lydinio – C55E (Ck55)/1.1203 korozijai neatsparaus anglinio plieno, kurio Puasono koeficientas – 0,28, tamprumo modulis – 210 GPa (Steel Ck55 2015). Šios Puasono koeficiento ir tamprumo modulio reikšmės toliau yra naudojamos sudaromuose nemodifikuotų amortizatorių matematiniuose modeliuose.

Išanalizavus 3.2 ir 3.3 lentelėse pateikiamus optinės emisinės analizės rezultatus, nustatyta, kad tiriamos plokštelės yra gaminamos iš geležies ir anglies (Fe-C) lydinių, kurių cheminė sudėtis ir savybės yra artimos, o legiruojantis elementas sutampa – Manganas (Mn). Taip pat, iš pateiktų optinės emisinės analizės rezultatų matoma, kad tirtų plokštelių lydiniuose yra sieros (S), kuri mažina plieno atsparumą nuovargiui ir korozijai. Literatūros šaltinyje (Kulikauskas 1997) nurodoma, kad dėl neigiamų sieros savybių, jos kiekis lydiniuose yra griežtai ribojamas: iki 0,05 %–0,06 % paprastuose plienuose, iki 0,035 %–0,04 % kokybiškuose ir iki 0,015 % aukštos kokybės plienuose. Todėl, remiantis įvardintu literatūros šaltiniu (Kulikauskas 1997) ir 3.2 ir 3.3 lentelėse pateikiamais optinės emisinės analizės rezultatais, galima teigti, kad tiriamos vožtuvų plokštelės yra gaminamos iš aukštos kokybės plienų. Vožtuvo plokštelių gamybai naudojamo plieno kokybę lemia ir jo plastiškumas, todėl fosforo (P) kiekis pliene taip pat yra griežtai ribojamas iki 0,025 %–0,04 % (Kulikauskas 1997). Nors nustatytas fosforo kiekis tirtose plokštelėse yra minimalus (<0,003 %), tačiau pagrindinis elementas, nulemiantis naudojamo plieno plastiškumo savybes yra anglis (C) (Juodelis *et al*. 2004). Kuo anglies kiekis pliene yra didesnis, tuo plieno plastiškumas yra mažesnis, todėl išanalizavus tyrimo metu gautus rezultatus buvo pastebėta, kad plokštelinio vožtuvo modifikavimui naudojamų plokštelių plienas yra mažiau tinkamas vožtuvo plokštelių gamybai už tirtą *XYZ* amortizatorių gamintojo naudojamą vožtuvo plokštelių plieną, kadangi modifikavimui naudojamų plokštelių pliene yra didesnis anglies kiekis, nei *XYZ* gamintojo naudojamose plokštelėse (0,7480 % > 0,5381 %). Vis dėlto, šiuo atveju, anglies kiekis tiriamose plokštelėse nėra esminis faktorius, darantis įtaką modeliavimo rezultatų skirtumams tarp modifikuotų ir nemodifikuotų amortizatorių, kadangi optinės emisinės analizės rezultatais remiantis

priimamos modifikavimui ir *XYZ* gamintojo naudojamų plokštelių Puasono koeficiento ir tamprumo modulio reikšmės yra vienodos.

3.3. Amortizatorių slopinimo charakteristikų nustatymo įranga

Tiriamų amortizatorių slopinimo charakteristikų nustatymas eksperimentinių tyrimų metu buvo atliekamas naudojant specializuotą elektromechaninį amortizatorių bandymų stendą (3.3 pav., a dalis), kurio veikimas yra pagrįstas svirtinio mechanizmo (angl. *Scotch Yoke mechanism*), sudaryto iš sukamųjų ir slenkamųjų kinematinių elementų, veikimo principu: tolygus sukamasis judesys yra pakeičiamas slenkamuoju-grįžtamuoju judesiu (3.3 pav., b dalis). Amortizatoriaus suspaudimo ir ištraukimo eigai imituoti bandymų metu, stende yra naudojamas nuolatinės srovės elektros variklis, kurio sukuriamas sukamasis judesys yra perduodamas lėtinančiajam reduktoriui (reduktoriaus perdavimo skaičius – 4:1), sujungtam su tam tikro skersmens disku. Ant reduktoriaus išėjimo veleno sumontuotame diske yra įrengtos kiaurymės, kuriose yra tvirtinama slankiojanti svirtis kartu su amortizatoriaus apatinės dalies įtvirtinimo mazgu. Įvardintame diske slankiojančios svirties tvirtinimui skirtos kiaurymės yra įrengtos skirtingais spinduliais (3.3 pav., c dalis), todėl svirtį tvirtinant atitinkamose diske įrengtose kiaurymėse, galima skirtinga amortizatoriaus koto suspaudimų / ištraukimų eigos amplitudė bandymų metu.



a) b) c)

3.3 pav. Amortizatorių slopinimo charakteristikų nustatymo įranga*:* a) eksperimentiniams tyrimams naudotas elektromechaninis amortizatorių bandymo stendas; b) elektromechaninio bandymų stendo – svirtinio mechanizmo veikimo principas; c) diskas su kiaurymėmis slankiojančios svirties tvirtinimui (paveikslo b dalis sudaryta pagal: Dixon 2007; paveikslo c dalis sudaryta pagal: Sapramer *et al*. 2015)

Atliekant eksperimentinius tyrimus, amortizatorius yra įtvirtinamas apatiniame ir viršutiniame stendo tvirtinimo mazguose. Viršutinis tvirtinimo mazgas yra užfiksuojamas ir jo padėtis bandymų metu yra pastovi, apatinis tvirtinimo mazgas yra slankiojantis – jo padėtis keičiasi priklausomai nuo bandymų stende esančio disko su spec. kiaurymėmis padėties. Amortizatoriaus sukuriama slopinimo jėga yra išmatuojama stende sumontuotu „S“ tipo svorio jutikliu (angl. *load cell*), bandymų metu gauti duomenys tiesiogiai yra siunčiami į kompiuterį ir jame apdorojami. Stende naudojamo „S“ tipo svorio jutiklio pagrindinės techninės charakteristikos yra pateikiamos 3.4 lentelėje.

3.4 lentelė. Naudojamo „S“ tipo svorio jutiklio pagrindinės techninės charakteristikos

Parametras	Parametro ribos
Matuojama maksimali apkrova, N	5500
Bendra paklaida, %	0,03
Deformacijos paklaida, %	0,03
Jautrumo temperatūrai koef., ppm/°C	<±15
Maksimali apkrova, %	200
Temperatūrinės prietaiso veikimo ribos	Nuo -10 °C iki 40 °C

Tyrimams naudojamu elektromechaniniu bandymų stendu suformuojamas amortizatoriaus suspaudimo / ištraukimo eigos algoritmas yra sinusoidės tipo, todėl *Matlab/Simulink* programinio paketo aplinkoje sudarytame bendrajame vienvamzdžio amortizatoriaus modelyje amortizatoriaus suspaudimo / ištraukimo eigos įvestis yra sinusoidė. Automobilių pramonėje yra naudojami ir kitokio tipo, pavyzdžiui, hidrauliniai, amortizatorių bandymų stendai, kuriais galima suformuoti ir kitokio tipo suspaudimo / ištraukimo eigos algoritmus, įvairių amortizatorių slopinimo charakteristikų nustatymui skirtų stendų apžvalga yra pateikiama literatūros šaltinyje (Dixon 2007).

3.4. Modifikuotų amortizatorių eksperimentiniai tyrimai

Modifikuotų amortizatorių eksperimentiniai tyrimai buvo atliekami suspaudimų / ištraukimu eigos amplitudei esant 0,03 m, amortizatoriaus bandymo stendu trukmei – 80 s, maksimaliam amortizatoriaus koto suspaudimų ir ištraukimų greičiui – 0,4 m/s. Modifikuotuose amortizatoriuose naudojama alyva – *Castrol Fork Oil 10W*, jos savybės modeliavimo metu yra įvertinamos naudojant gamintojo pateikiamą informaciją (Castrol Fork Oil 10W Data Sheet 2005). Atliekant amortizatorių modifikavimą buvo naudojamos tik naujos bei techniškai tvarkingos dalys ir eksploatacinės medžiagos: sandarikliai, guminiai žiedai, alyva, vožtuvo plokštelės ir t. t. Matematinio modeliavimo metu priimtas amortizatoriuje veikiančios trinties jėgos dydis (30 N) yra parenkamas 2.1.9 darbo

dalyje. Vožtuvo plokštelių medžiagos Puasono koeficientas (0,28) ir tamprumo modulis (210 GPa) nustatomi 3.2 poskyryje, tiriamų amortizatorių dalys buvo sveriamos *A&D SK-5001* elektroninėmis svarstyklėmis, kurių tikslumo skalė – 1 g. Slėgio reikšmė amortizatoriaus kamerose pradiniu laiko momentu ≈ 1,5 MPa. Siekiant atlikti kuo tikslesnį sudaryto vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modelio įvertinimą ir analizę, darbe yra pateikiamos ir analizuojamos ne tik slopinimo jėgos, bet ir kitų amortizatoriaus eksploatacinių rodiklių priklausomybės nuo amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo konstrukcijos. Šiame poskyryje pateikiamuose tiriamų amortizatorių slopinimo jėgos charakteristikų grafikuose slopinimo jėga sukuriama suspaudimo eigos metu sutampa su teigiama *y* ašies kryptimi (*x-y* koordinačių sistema), slopinimo jėga sukuriama ištraukimo eigos metu – su neigiama *y* ašies kryptimi. Kiekvieno iš tirtųjų modifikuotų *XYZ SuperSport-1* amortizatorių eksperimentiniai tyrimai elektromechaniniu bandymų stendu buvo kartojami po 2 kartus, papildomai reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant visiškai atvertai ir uždarai, *XYZ SuperSport-2* – tik visiškai atvertai. Tiriamų modifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metu gautų rezultatų analizė yra pateikiama 3.6 poskyryje.

Pastaba: toliau pateikiamose lentelėse simbolis „*” reiškia, kad plokštelė vožtuve yra įtvirtinama nejudamai, o jos storis skiriasi nuo kitų vožtuvo plokštelių storio. Nejudamai įtvirtintų plokštelių storiai yra nurodomi tiriamų amortizatorių matematinių modelių įvesties parametrų lentelėse.

3.4.1. *XYZ SuperSport-1* amortizatorius, skirtas priekinei automobilio pakabos daliai

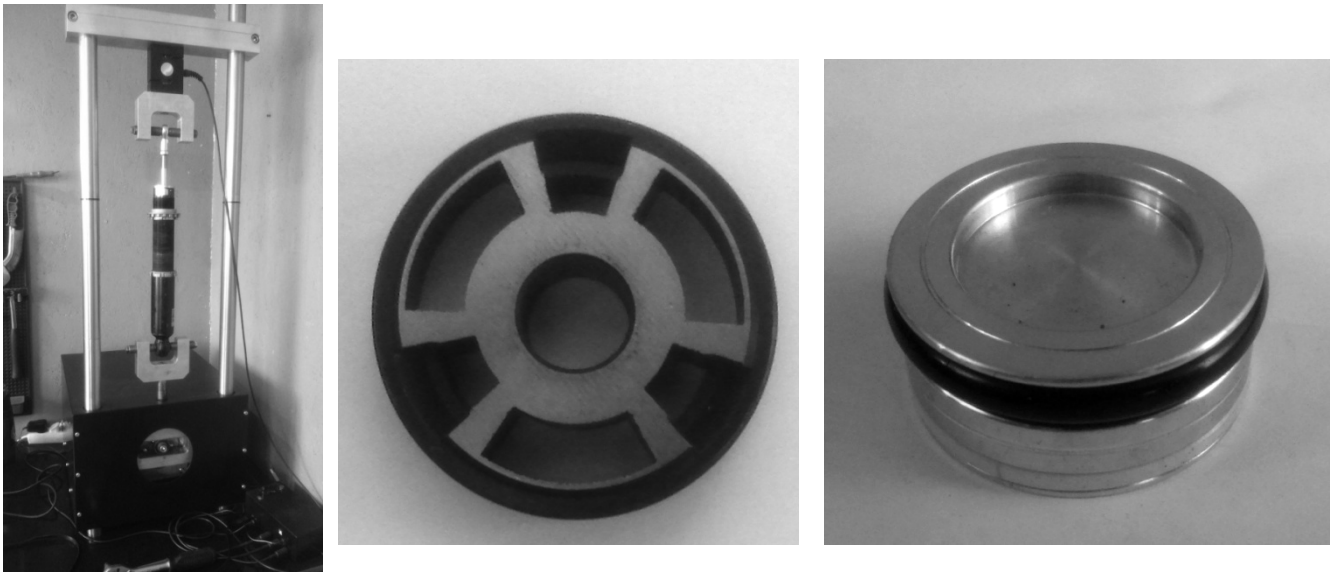
Pagrindiniai *XYZ SuperSport-1* modifikuoto vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, ir jo plokštelinio vožtuvo parametrai bei įvesties duomenys yra pateikiami 3.5 ir 3.6 lentelėse. *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus bandymo elektromechaniniu stendu pavyzdys yra pateikiamas 3.4 pav., a dalyje, pagrindinio ir dujų stūmoklio pavyzdžiai – 3.4 pav., b ir c dalyse.

3.5 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys

Plokštelės padėtis	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Plokštelės išorinis spindulys, mm									
Suspaudimo eigos vožt.	19	19	19	19	19	15	13	8,5	8,5
Ištraukimo eigos vožt.	17	17	17	15	12,5	8,5	8,5	8,5*	-

3.6 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus parametrai ir matematinio modelio įvesties duomenys

Parametras	Reikšmė	Parametas	Reikšmė
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių išorinių sienelių skersmuo, m	0,038	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių išorinių sienelių skersmuo, m	0,034
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių vidinių sienelių skersmuo, m	0,024	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių vidinių sienelių skersmuo, m	0,024
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių ilgis, m	0,019	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių ilgis, m	0,08
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių skaičius	3	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių skaičius	3
Amortizatoriaus korpuso vidinis skersmuo, m	0,045	Pagrindinio stūmoklio skersmuo ties teflono juosta, m	0,045
Suspaudimo kameros aukštis, m	0,103	Ištraukimo kameros aukštis, m	0,105
Dujų kameros aukštis, m	0,049	Koto skersmuo, m	0,02
Skiriamojo stūmoklio skersmuo, m	0,045	Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės pradinis skersmuo, m	0,02
Skiriamojo stūmoklio masė, kg	0,03	Alyvos tankis, kg/m^3	880
Bendra pagrindinio stūmoklio ir jo elementų masė, kg	0,313	Alyvos dinaminė / kinematinė klampa, mPa·s/cSt esant 40 °C	36,96/42
Dujų adiabatės rodiklis	1,4	Alyvos tūrinis spūdumo modulis, MPa	1500
Debito koeficientas suspaudimo eigos metu, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai	0,65	Debito koeficientas ištraukimo eigos metu, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai	0,48
Debito koeficientas suspaudimo eigos metu, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai	0,78	Debito koeficientas ištraukimo eigos metu, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai	0,53
Vožtuvo plokštelių įtvirtinimo skersmuo, m	0,0168	Nejudamai įtvirtintos vožtuvo plokštelės storis, m	0,0035
Temperatūra bandymų metu, °C	20	Vožtuvo plokštelių storis, m	0,0003

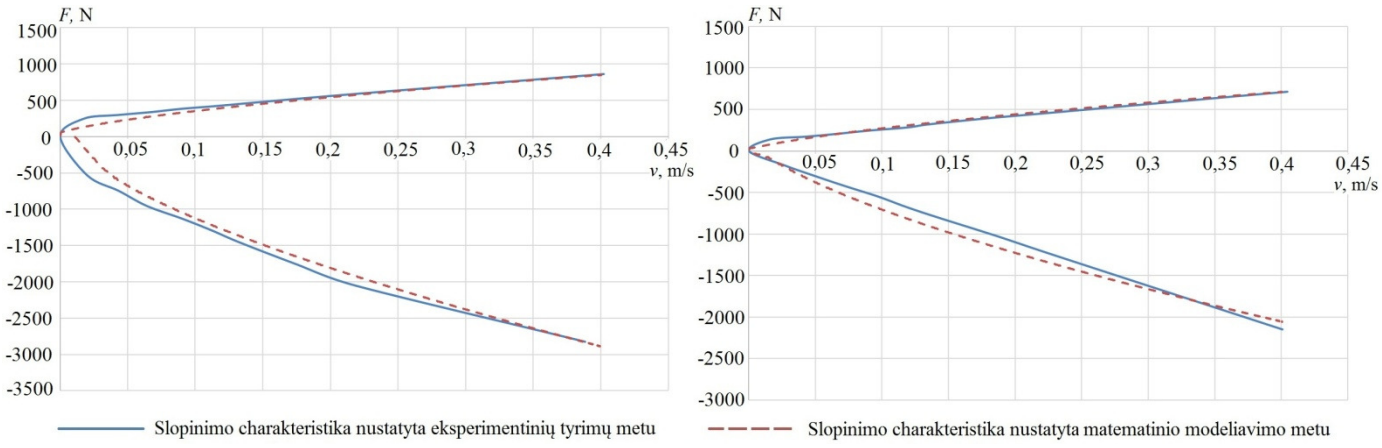


a) b) c)

3.4 pav. *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus eksperimentinių bandymų ir jo dalių pavyzdžiai:

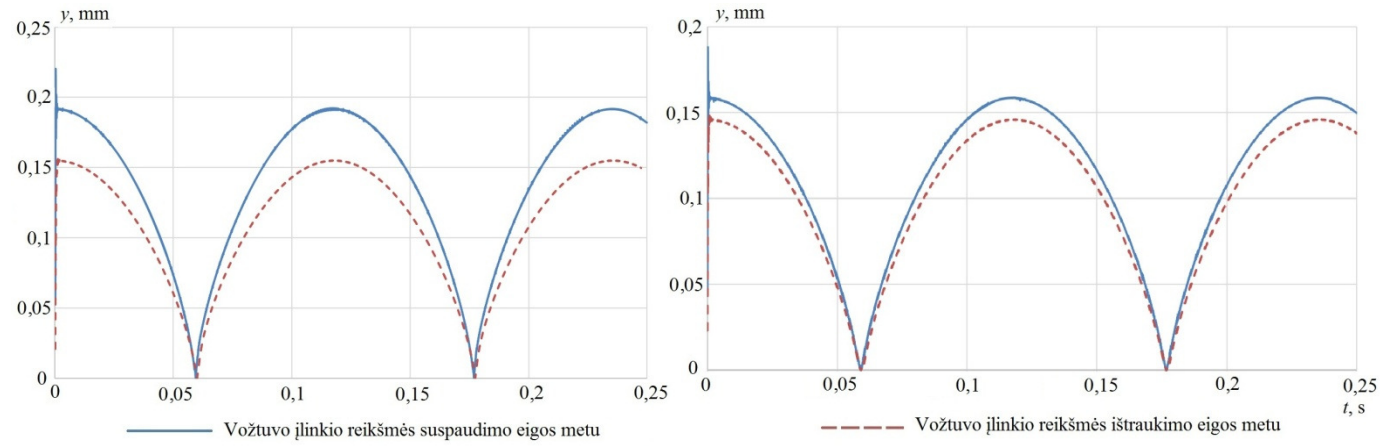
a) amortizatoriaus bandymas elektromechaniniu stendu; b) pagrindinis stūmoklis; c) skiriamasis stūmoklis

Eksperimentiniais ir matematinio modeliavimo duomenimis remiantis sudaryti grafikai, vaizduojantys *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, sukuriamos slopinimo jėgos priklausomybę nuo stūmoklio judėjimo greičio (*F-v*) yra pateikiami 3.5 paveiksle. 3.6 paveiksle yra vaizduojama vožtuvo įlinkio priklausomybė nuo laiko, tiriamo amortizatoriaus vožtuvo konstrukcijai esant tokiai, kaip nurodyta 3.5 lentelėje.



a) b)

3.5 pav. Modifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos: a) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai; b) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai



a) b)

3.6 pav. Matematinio modeliavimo metu nustatytos vienvamzdžio amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo įlinkio reikšmės: a) vožtuvo įlinkis nustatytas darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai; b) vožtuvo įlinkis nustatytas reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai

Matematinio modeliavimo metu nustatyti maksimalūs slėgių skirtumai tarp suspaudimo ištraukimo kamerų: 1. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai, suspaudimo eigos

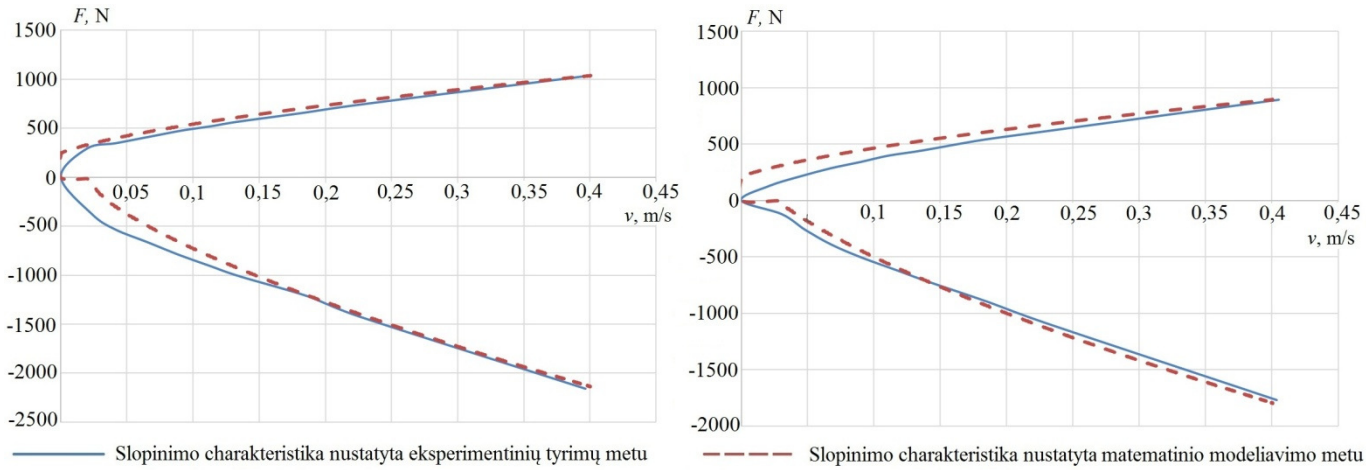
metu – 0,513 MPa, ištraukimo eigos metu – 1,79 MPa; 2. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai, suspaudimo eigos metu – 0,426 MPa, ištraukimo eigos metu – 1,27 MPa.

3.4.2. *XYZ SuperSport-1* amortizatorius, skirtas galinei automobilio pakabos daliai

Pagrindiniai *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties parametrai yra pateikiami 3.7 lentelėje. Kiti šio amortizatoriaus duomenys ir įvesties parametrai, išskyrus koto skersmenį (priimama reikšmė – 0,0124 m) ir debito koeficiento reikšmės, sutampa su pateikiamais 3.6 lentelėje. Debito koeficiento reikšmės: suspaudimo eigos metu, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai – 0,52, atvirai – 0,64, ištraukimo eigos metu, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai – 0,50, atvirai – 0,54. Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modelio metu gauti rezultatai pateikiami 3.7 ir 3.8 paveiksluose.

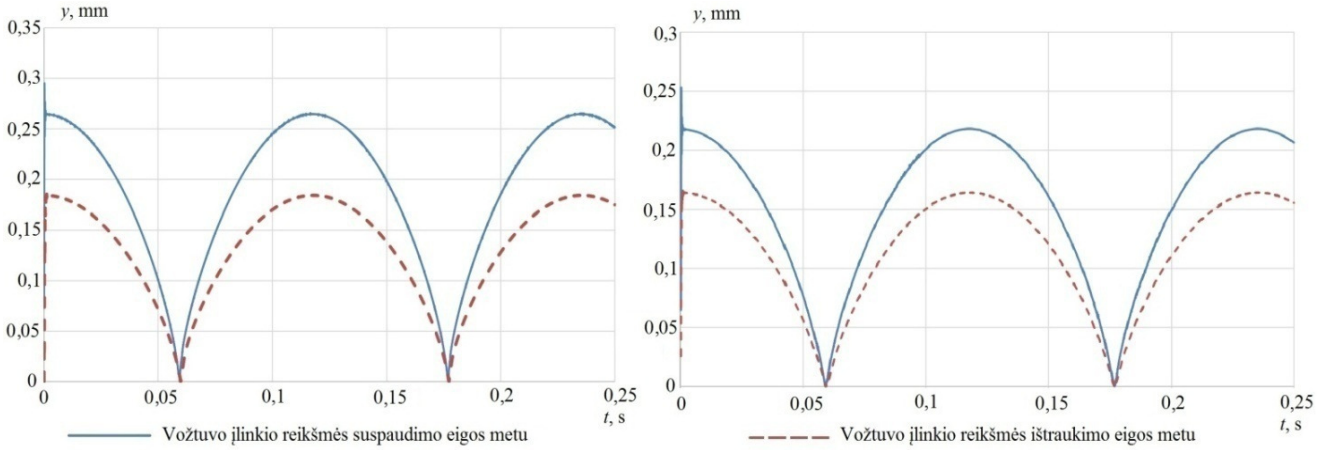
3.7 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys

Plokštelės padėtis	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Plokštelės išorinis spindulys, mm									
Suspaudimo eigos vožt.	19	19	17	17	15	13	8,5	-	-
Ištraukimo eigos vožt.	17	15	13,75	11	8,5	8.5	8,5*	-	-



a) b)

3.7 pav. Modifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos: a) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai; b) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai



a) b)

3.8 pav. Matematinio modeliavimo metu nustatytos vienvamzdžio amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo įlinkio reikšmės: a) vožtuvo įlinkis nustatytas darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai; b) vožtuvo įlinkis nustatytas reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai

Matematinio modeliavimo metu nustatyti maksimalūs slėgių skirtumai tarp suspaudimo ištraukimo kamerų: 1. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai, suspaudimo eigos metu – 0,562 MPa, ištraukimo eigos metu – 1,55 MPa; 2. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai, suspaudimo eigos metu – 0,462 MPa, ištraukimo eigos metu – 1,33 MPa.

3.4.3. *XYZ SuperSport-2* amortizatorius, skirtas galinei automobilio pakabos daliai

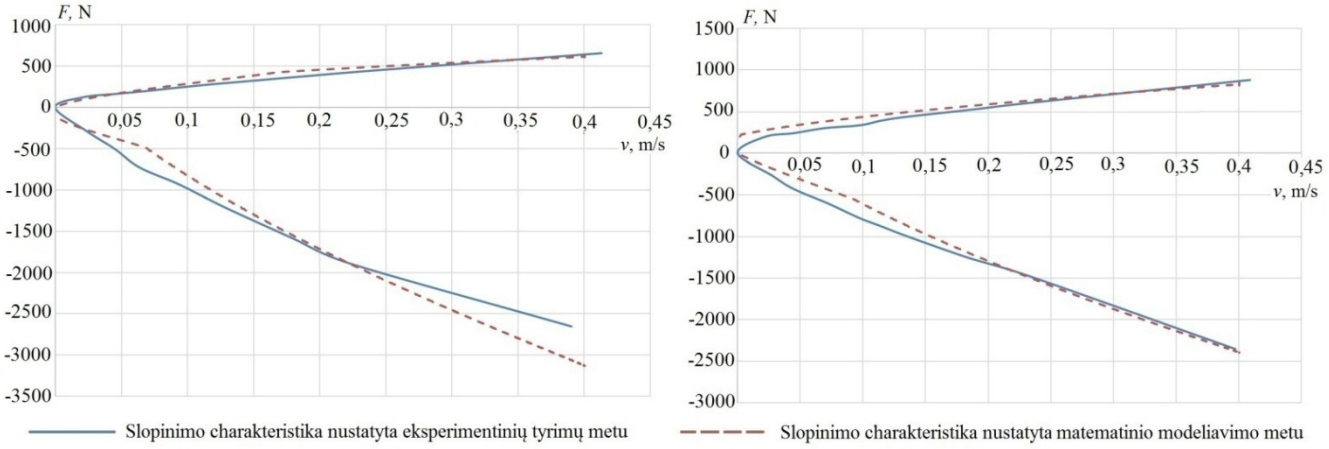
Pagrindiniai *XYZ SuperSport-2* modifikuoto vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, ir jo plokštelinio vožtuvo parametrai bei įvesties duomenys yra pateikiami 3.8 ir 3.9 lentelėse. Eksperimentiniai tyrimai su *XYZ SuperSport-2* amortizatoriumi buvo atliekami 2 kartus, naudojant skirtingas vožtuvo plokštelių išdėstymo variacijas. Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modelio metu gautos slopinimo charakteristikos yra pateikiamos 3.9 paveiksle.

3.8 lentelė. *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys

Pirmasis bandymas	Plokštelės padėtis	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Plokštelės išorinis spindulys, mm									
	Suspaudimo eigos vožt.	17	15	12,5	11	9	7,5	-	-	-
	Ištraukimo eigos vožt.	15	15	13,75	11	8,5	-	-	-	-
Antrasis bandymas	Plokštelės padėtis	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Plokštelės išorinis spindulys, mm									
	Suspaudimo eigos vožt.	17	15	12,5	11	9	7,5	7,5	-	-
	Ištraukimo eigos vožt.	15	15	13,75	11	9	8,5	8,5	-	-

3.9 lentelė. *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus parametrai ir matematinio modelio įvesties duomenys

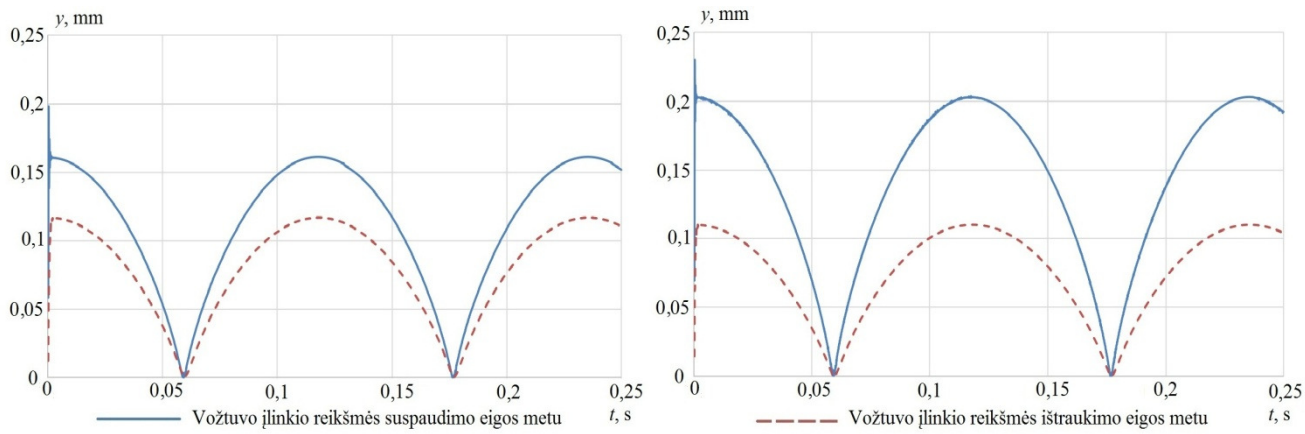
Parametras	Reikšmė	Parametas	Reikšmė
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių išorinių sienelių skersmuo, m	0,034	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių išorinių sienelių skersmuo, m	0,03
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių vidinių sienelių skersmuo, m	0,022	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių vidinių sienelių skersmuo, m	0,022
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių ilgis, m	0,016	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių ilgis, m	0,007
Trapecinių, suspaudimo eigai skirtų, kiaurymių skaičius	3	Trapecinių, ištraukimo eigai skirtų, kiaurymių skaičius	3
Amortizatoriaus korpuso vidinis skersmuo, m	0,04	Pagrindinio stūmoklio skersmuo ties teflono juosta, m	0,04
Suspaudimo kameros aukštis, m	0,103	Ištraukimo kameros aukštis, m	0,105
Dujų kameros aukštis, m	0,049	Koto skersmuo, m	0,0124
Skiriamojo stūmoklio skersmuo, m	0,04	Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės pradinis skersmuo, m	0,002
Skiriamojo stūmoklio masė, kg	0,024	Alyvos tankis, kg/m^3	880
Bendra pagrindinio stūmoklio ir jo elementų masė, kg	0,288	Alyvos dinaminė / kinematinė klampa, mPa·s/cSt esant 40 °C	36,96/42
Dujų adiabatės rodiklis	1,4	Alyvos tūrinis spūdumo modulis, MPa	1500
Debito koeficientas suspaudimo eigos metu, pirmojo bandymo metu	0,82	Debito koeficientas ištraukimo eigos metu, pirmojo bandymo metu	0,42
Debito koeficientas suspaudimo eigos metu, antrojo bandymo metu	0,54	Debito koeficientas ištraukimo eigos metu, antrojo bandymo metu	0,50
Vožtuvo plokštelių įtvirtinimo skersmuo, m	0,0168	Nejudamai įtvirtintos vožtuvo plokštelės storis, m	-
Temperatūra bandymų metu, °C	20	Vožtuvo plokštelių storis, m	0,0003



a) b)

3.9 pav. Modifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-2*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos*:* a) slopinimo charakteristika nustatyta pirmojo bandymo metu; b) slopinimo charakteristika nustatyta antrojo bandymo metu

3.10 paveiksle yra pateikiamos matematinio modeliavimo metu nustatytos *XYZ SuperSport-2* vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo įlinkio reikšmės, matematinio modelio įvesties parametrų reikšmėms esant vienodoms, tačiau skirtingoms vožtuvo konstrukcijoms.



3.10 pav. Matematinio modeliavimo metu nustatytos vienvamzdžio amortizatoriaus *XYZ SuperSport-2*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo įlinkio reikšmės: a) vožtuvo įlinkis pirmojo bandymo metu; b) vožtuvo įlinkis antrojo bandymo metu

Matematinio modeliavimo metu nustatyti maksimalūs slėgių skirtumai tarp suspaudimo ištraukimo kamerų: 1. Pirmojo bandymo suspaudimo eigos metu – 0,353 MPa, ištraukimo eigos metu – 2,89 MPa; 2. Antrojo bandymo suspaudimo eigos metu – 0,54 MPa, ištraukimo eigos metu – 2,24 MPa.

3.5. Nemodifikuotų amortizatorių eksperimentiniai tyrimai

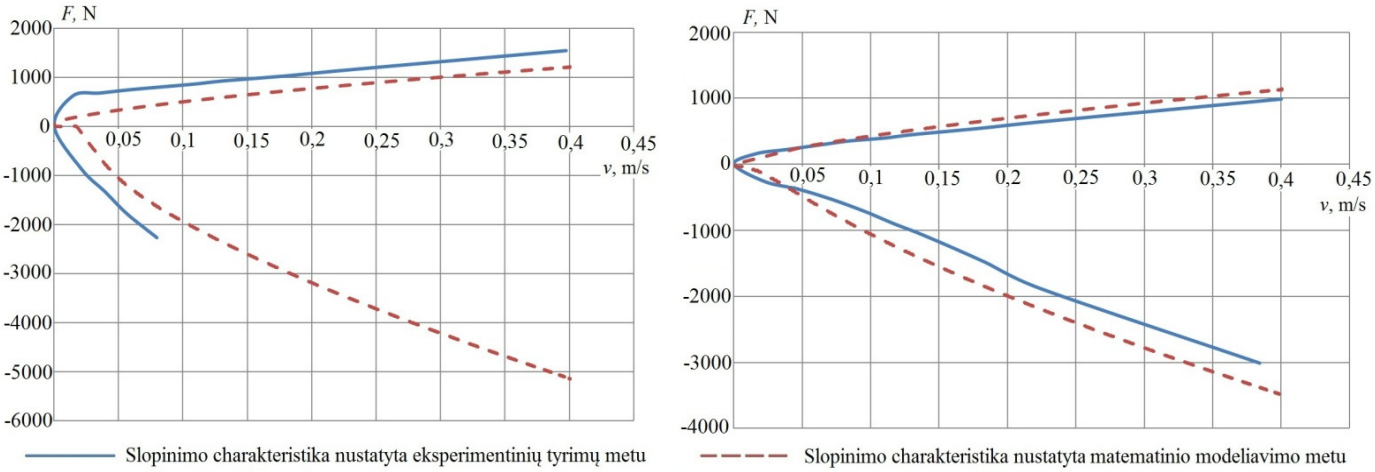
Nemodifikuotų amortizatorių eksperimentiniai tyrimai buvo atliekami su tais pačiais, 3.4 poskyryje aprašytais *XYZ SuperSport-1* ir *SuperSport-2* amortizatoriais, prieš atliekant jų modifikavimą. Atliktų nemodifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų sąlygos analogiškos modifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų sąlygoms: suspaudimų / ištraukimų eigos amplitudė – 0,03 m, amortizatoriaus bandymo stendu trukmė – 80 s, maksimalus amortizatoriaus stūmoklio suspaudimų ir ištraukimų greitis – 0,4 m/s. *XYZ SuperSport-1* amortizatorių eksperimentiniai tyrimai taip pat buvo kartojami reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant tiek visiškai užvertai, tiek atvertai, *XYZ SuperSport-2* – tik visiškai atvertai. Šiuo atveju, nemodifikuotose amortizatoriuose naudojamų sandariklių, guminių žiedų, vožtuvo plokštelių ir kitų amortizatoriaus elementų techninė būklė nėra žinoma. Taip pat nėra žinoma ir tiriamuose nemodifikuotose amortizatoriuose naudojamos alyvos gamintojas ir savybės, todėl remiantis literatūros šaltiniu (Dixon 2007) yra priimamos vidutinės amortizatoriams skirtos alyvos tankio (855 kg/m^3) ir klampos (kinematinė klampa esant 40 °C temperatūrai – 67,0 cSt, dinaminė klampa – 57,29 mPa·s, kinematinė klampa esant 100 °C temperatūrai – 10,37 cSt, dinaminė klampa – 8,87 mPa·s) reikšmės. Tiriamų nemodifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metu gautų rezultatų analizė yra pateikiama 3.7 poskyryje.

3.5.1. *XYZ SuperSport-1* amortizatorius, skirtas priekinei automobilio pakabos daliai

Pagrindiniai *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties parametrai yra pateikiami 3.10 lentelėje. Kiti šio amortizatoriaus parametrai ir matematinio modelio įvesties duomenys, išskyrus nejudamai įtvirtintos plokštelės storį – 0,002 m, yra analogiški pateikiamiems 3.6 lentelėje. Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metu gautos nemodifikuoto *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos yra pateikiamos 3.11 paveiksle.

3.10 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys

Plokštelės padėtis	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Plokštelės išorinis spindulys, mm									
Suspaudimo eigos vožt.	19	17	16	15	13,75	12,5	11,25	11,25*	-
Ištraukimo eigos vožt.	17	16	15	13,75	12,5	12*	-	-	-



a) b)

3.11 pav. Nemodifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto priekinei automobilio pakabos daliai slopinimo charakteristikos: a) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai; b) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai

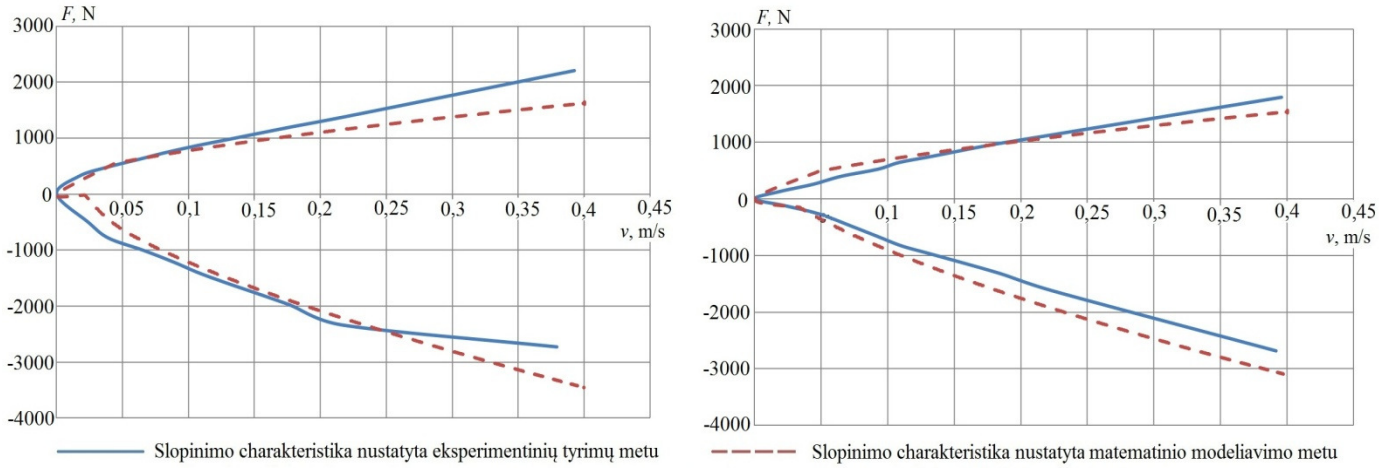
3.11 paveiksle, a dalyje pateikiamame grafike, kreivės dalis vaizduojanti slopinimo jėgą, sukuriamą ištraukimo eigos metu yra nepilna ir nesiekia stūmoklio judėjimo 0,4 m/s greičiu reikšmės, dėl eksperimentinių tyrimų metu pasireiškusių naudoto elektromechaninio stendo duomenų apdorojimo trikdžių.

3.5.2. *XYZ SuperSport-1* amortizatorius, skirtas galinei automobilio pakabos daliai

Pagrindiniai *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties parametrai yra pateikiami 3.11 lentelėje. Kiti šio amortizatoriaus parametrai ir matematinio modelio įvesties duomenys yra analogiški pateikiamiems 3.6 lentelėje ir 3.4.2 darbo dalyje. Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metu gautos nemodifikuoto *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos yra pateikiamos 3.12 paveiksle.

3.11 lentelė. *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys

Plokštelės padėtis	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Plokštelės išorinis spindulys, mm									
Suspaudimo eigos vožt.	19	19	17	16	15	13,75	12,5	12,5*	-
Ištraukimo eigos vožt.	17	16	15	13,75	12,5	11,25	10	10*	-



a) b)

3.12 pav. Nemodifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-1*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristikos: a) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai; b) slopinimo charakteristika nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai

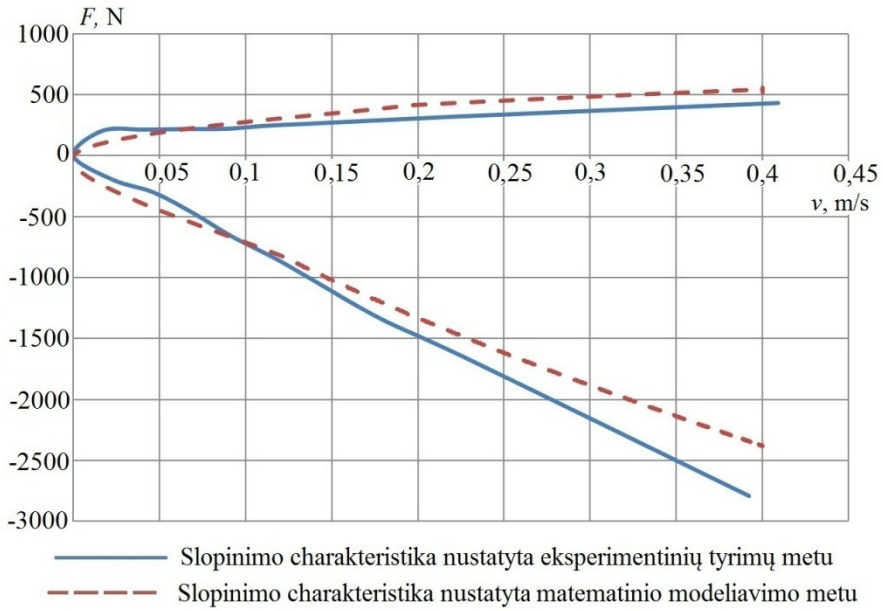
Kiti, nemodifikuotų vienvamzdžių *XYZ SuperSport-1* amortizatorių, modeliavimo metu gauti parametrai nėra pateikiami, kadangi juos nagrinėti nėra tikslinga, dėl nežinomos nemodifikuotų amortizatorių techninės būklės daromos įtakos jų eksploatacinėms savybėms.

3.5.3. *XYZ SuperSport-2* amortizatorius, skirtas galinei automobilio pakabos daliai

Pagrindiniai *XYZ SuperSport-2* vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties parametrai yra pateikiami 3.12 lentelėje. Kiti šio amortizatoriaus parametrai ir matematinio modelio įvesties duomenys yra analogiški pateikiamiems 3.9 lentelėje, nejudamai įtvirtintos plokštelės storis – 0,0035 m. Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metu gauta nemodifikuoto *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristika yra pateikiama 3.13 paveiksle.

3.12 lentelė. *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuoto plokštelinio vožtuvo matematinio modelio įvesties duomenys

Plokštelės padėtis	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Plokštelės išorinis spindulys, mm									
Suspaudimo eigos vožt.	17	12,5	9	7,5	7,5*	-	-	-	-
Ištraukimo eigos vožt.	17	16	15	13,75	12,5	11,25	10	10*	-



3.13 pav. Nemodifikuoto amortizatoriaus *XYZ SuperSport-2*, skirto galinei automobilio pakabos daliai, slopinimo charakteristika, nustatyta reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant atvirai

Kiti, nemodifikuoto vienvamzdžio *XYZ SuperSport-2* amortizatoriaus, modeliavimo metu gauti parametrai nėra pateikiami, kadangi juos nagrinėti nėra tikslinga, dėl nežinomos nemodifikuoto amortizatoriaus techninės būklės daromos įtakos jo eksploatacinėms savybėms.

3.6. Modifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo rezultatų analizė

Detaliai rezultatų analizei atlikti ir įvertinti sudaryto modelio tikslumą, teoriškai gautos slopinimo charakteristikos su nustatytomis eksperimentų metu yra lyginamos ir analizuojamos kiekvienoje iš greičio zonų atskirai. Nagrinėjant gautuosius eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo duomenis buvo pastebėta, kad skirtingose greičio zonose sukuriamos slopinimo jėgos dydis priklauso nuo atitinkamose padėtyse išdėstytų plokštelių: keičiant 1–2 padėtyse esančias plokšteles labiausiai kinta mažo greičio zona, 3–5 padėtyse esančias plokšteles – vidutinio greičio zona, 6–9 padėtyse esančias plokšteles – didelio greičio zona. Remiantis gautaisiais rezultatais, nustatyta, kad nuo 1-oje ir 2-oje padėtyse esančių plokštelių geometrinių parametrų ir jų standumo priklauso ne tik sukuriamos slopinimo jėgos dydis mažo greičio zonoje, bet ir kreivės lūžio taško padėtis. Kuo 1-oje ir 2-oje padėtyse esančių plokštelių standumas yra didesnis, tuo ir sukuriama slopinimo jėga yra didesnė, tačiau eksperimentiniai tyrimai taip pat parodė, kad plokštelių standumo funkcinė priklausomybė nuo plokštelių storio nėra tiesinė, t. y. dvi 0,15 mm storio plokšteles pakeitus viena 0,3 mm plokštele, nebus gaunamas analogiško standumo plokštelinis vožtuvas. Remiantis sudarytu vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematiniu modeliu ir literatūros šaltiniu (Inside Ohlins T44 manual Part 1 2011), suformuluota prielaida, kad skirtingų storių plokštelių tarpusavio ryšys gali būti išreiškiamas funkcine priklausomybe:

$$\left(\frac{x_s}{x_p}\right)^3 = N \tag{3.1}$$

čia: x_s – storesniosios vožtuvo plokštelės storis, m;

x_p – plonesniosios vožtuvo plokštelės storis, m;

N – skaičius nurodantis, kiek plonesniųjų vožtuvo plokštelių atitinka vieną storesnę plokštelę.

Naudojant (3.1) išraišką, yra aišku, kad siekiant 0,3 mm storio plokštelę pakeisti 0,15 mm storio, vienodo skersmens plokštelėmis suformuojant tokio paties standumo plokštelinį vožtuvą, tam iš viso reikia 8 0,15 mm storio vožtuvo plokštelių, tačiau net ir laikantis įvardintos prielaidos, sukuriamos slopinimo jėgos dydis mažo greičio zonoje ir kreivės lūžio taško padėtis gali skirtis. Iš 3.5, 3.7, 3.9, 3.11, 3.12 paveiksluose pateikiamų grafikų yra matyti, kad slopinimo jėgos dydis mažo greičio zonoje ir kreivės lūžio taško padėtis tiesiogiai priklauso ir nuo adatos padėties reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymėje. Reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai yra suformuojamas pasipriešinimas alyvos tekėjimui šia kiauryme, todėl sukuriama slopinimo jėga yra didesnė, o kreivės

lūžio taškas, t. y. momentas, kada atsidaro plokštelinis vožtuvas, yra aiškiai matomas (3.5 pav., a dalyje, kreivės lūžio taškas suspaudimo ir ištraukimo eigos metu yra matomas stūmoklio suspaudimų / ištraukimų greičui esant ~0,02 m/s, 3.7 pav., a dalyje, kreivės lūžio taškas yra matomas stūmoklio suspaudimų greičui esant ~0,018 m/s, ištraukimų greičui – 0,04 m/s ir t. t.). Kuo slėgio skirtumo tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų reikšmė, reikalinga atverti plokšteliniam vožtuvui, yra didesnė, tuo kreivės lūžio taškas yra matomas aiškiau. Reguliuojamo darbinio skermens kiaurymei esant atvirai, papildomas pasipriešinimas alyvos tekėjimui šia kiauryme yra nesuformuojamas, sukuriama slopinimo jėga mažo greičio zonoje didėja tiesiškai, kreivės lūžio taškas nėra ženklus, tačiau sukuriama slopinimo jėga yra mažesnė, nei šiai kiaurymei esant uždarai. Pavyzdžiui, *XYZ SuperSport-1* amortizatoriuje, skirtame galinei automobilio pakabos daliai, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymei esant uždarai, mažo greičio zonoje, suspaudimo eigos metu eksperimentinių tyrimų metu nustatyta maksimali slopinimo jėgos reikšmė yra 369 N, kiaurymei esant atvirai – 128 N (3.7 pav.). Vis dėlto tarp matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų metu, mažo greičio zonoje nustatytų slopinimo jėgos reikšmių yra matomi nesutapimai, suspaudimo eigos metu siekiantys iki 17,83 %, ištraukimo eigos metu – iki 20,16 % (3.5 pav., 3.7 pav, 3.9 pav., taip pat ir 3.11 pav., 3.12 pav.). Susidarančias paklaidas galima paaiškinti tuo, kad grafikuose yra pateikiamos vidutinės matematinio modeliavimo metu nustatytos slopinimo jėgos reikšmės mažo greičio zonoje. Nagrinėjant modeliavimo rezultatus, kai stūmoklio suspaudimų ir ištraukimų greitis yra mažas, buvo pastebėtas slopinimo jėgos kilpos susidarymo reiškinys, kuris literatūros šaltiniuose (Farjoud *et al*. 2011; Inside Ohlins T44 manual Part 1 2011; Lee 1997; Talbott *et al*. 2002) yra įvardinamas, kaip savo prasme artimas histerezės kilpos susidarymo reiškiniui. Įvardinto reiškinio užfiksavimas matematinio modeliavimo metu lėmė vidutinių, o ne konkrečių slopinimo jėgos reikšmių pateikimą tirtų amortizatorių slopinimo charakteristikų grafikuose. Literatūros šaltinyje (Lee 1997) nurodoma, kad slopinimo kilpa modeliavimo metu yra pastebima dėl priimamos pastovios trinties jėgos reikšmės. Remiantis literatūros šaltiniu (Inside Ohlins T44 manual Part 1 2011), eksperimentinių bandymų metu slopinimo jėgos kilpos formavimuisi įtaką daro elektromechaniniu bandymų stendu sudaromas sinusoidės tipo suspaudimo / ištraukimo eigos algoritmas. Esant staigiam amortizatoriaus koto eigos krypties pasikeitimui, dėl slėgio tarp kamerų ir greito alyvos srauto judėjimo krypties pasikeitimo, plokštelinis vožtuvas iš karto yra uždaromas, o pagalbinės drenažinės kiaurymės – užkemšamos. Tai ir lemia uždelstą amortizatoriaus virpesių slopinimo pradžią ir slopinimo jėgos kilpos formavimąsi mažo greičio zonoje. Pasiekus pakankamą slėgių skirtumo reikšmę ir vėl atsivėrus plokšteliniam vožtuvui, slopinimo jėgos kilpos formavimosi reiškinys yra nebeužfiksuojamas.

Iš pateiktų, tiek eksperimentinių tyrimų, tiek matematinio modeliavimo būdu gautų, modifikuotų amortizatorių slopinimo charakteristikų, yra aišku, kad amortizatoriaus sukuriamos slopinimo jėgos dydis tiesiogiai priklauso nuo slėgio reikšmių suspaudimo bei ištraukimo kamerose ir plokštelinio

vožtuvo įlinkio (matyti iš (2.50) ir (2.58) išraiškų). Kuo 3–9 padėtyse naudojamų plokštelių standumas yra didesnis ir joms deformuoti reikalingas didesnis slėgių skirtumas tarp suspaudimuo ir ištraukimo kamerų, tuo sukuriamos slopinimo jėgos reikšmė yra didesnė: pavyzdžiui, *XYZ SuperSport-1* amortizatoriaus, skirto galinei automobilio pakabos daliai, nemodifikuotame plokšteliniame vožtuve naudojant 8 plokšteles, kai paskutinioji vožtuvo plokštelė yra įtvirtinama nejudamai (3.11 lent.), sukuriama maksimali slopinimo jėga suspaudimo eigos metu yra 2200 N, modifikavus šio vožtuvo konstrukciją, vožtuvą sudarant iš 7 plokštelių, nenaudojant nejudamai įtvirtintos plokštelės (3.7 lent.), suspaudimo eigos metu maksimali sukuriama slopinimo jėga – 1040 N. Remiantis 3.6, 3.8, 3.10 paveiksluose pateikiamais grafikais, galima teigti, kad plokštelinio vožtuvo įlinkio funkcinė priklausomybė nuo slėgių skirtumo yra tiesinė.

Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metu taip pat buvo pastebėta, kad sukuriamos slopinimo jėgos dydžiui, vidutinio ir didelio greičio zonose, įtaką daro ne tik plokštelinio vožtuvo plokštelių savybės, bet ir kitos amortizatorių konstrukcinės savybės: 1. Vožtuvo plokštelių įtvirtinimo spindulys – kuo šis spindulys didesnis, tuo didesnis plokštelinio vožtuvo standumas, todėl didėja ir sukuriama slopinimo jėga. *XYZ SuperSport-1* vienvamzdžio amortizatoriaus, skirto priekinei automobilio pakabos daliai, modifikuoto plokštelinio vožtuvo (3.5 lent.) plokštelių tvirtinimo spindulį sumažinus nuo 8,4 mm iki 7 mm, maksimali slopinimo jėga suspaudimo eigos metu sumažėja nuo 860 N iki 690 N, ištraukimo eigos metu – nuo 2800 N iki 2300 N; 2. Adatos padėtis reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymėje. Tyrimų metu buvo nustatyta, kad alyvos tekėjimas, vykstantis reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymėmis, daro įtaką ne tik slopinimo jėgos dydžiui mažo greičio zonoje ir kreivės lūžio taško padėčiai, bet ir maksimaliai sukuriamai slopinimo jėgos reikšmei didelio greičio zonoje. Pavyzdžiui, kiaurymei esant uždarai, modifikuotu *XYZ SuperSport-1* amortizatoriumi, skirtu galinei automobilio pakabos daliai, sukuriamos slopinimo jėgos dydis suspaudimo eigos metu yra 1040 N, ištraukimo eigos metu – 2150 N, kiaurymei esant atvirai, suspaudimo eigos metu – 890 N, ištraukimo eigos metu – 1770 N (3.7 pav.). Tai gali būti paaiškinama tuo, kad vykstant virpesių slopinimui didelio greičio zonoje, papildoma reguliuojama darbinio skersmens kiaurymė nėra uždaroma ar užkemšama ir alyvos tekėjimas ja amortizatoriaus eksploatacijos metu vyksta nuolatos, nepriklausomai nuo to, koks yra stūmoklio suspaudimų / ištraukimų greitis. Remiantis gautaisais rezultatais, yra aišku, kad kiaurymei esant uždarai yra sukuriama didesnė maksimali slopinimo jėga, kiaurymei esant atvirai – mažesnė maksimali slopinimo jėga, o santykis, kuriuo slopinimo jėga padidėja / sumažėja, keičiant adatos padėtį kiaurymėje, priklauso nuo kiaurymės darbinio skersmens eksploatacijos metu; 3. Alyvos debito koeficiento reikšmė, nuo šio koeficiento reikšmės tiesiogiai priklauso stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis pratekančio alyvos debito ir sukuriamos slopinimo jėgos dydis (matyti iš (2.16) ir (2.53) išraiškų). Literatūros šaltinyje (Lee 1997) yra pateikiamos apytikslės šio koeficiento reikšmės esant skirtingoms alyvos judėjimo sąlygoms stūmokliu ir jo

vožtuvu, tačiau taip pat yra nurodoma, kad realiomis sąlygomis šio koeficiento reikšmei įtaką daro ne tik kiaurymės skerspjūvio plotas ir forma, bet ir kiaurymių ilgis, briaunų užapvalinimai ir nuožulos ištekėjimo ir įtekėjimo į stūmoklį vietose, vožtuvo plokštelių išdėstymas, Reinoldso skaičius ir stūmoklio judėjimo greitis, todėl yra būtinas tikslesnis šio koeficiento įvertinimo algoritmo naudojimas. Vis dėlto tikslesnis debito koeficiento nustatymo algoritmo sudarymas reikalauja atskiro alyvos judėjimo srautų uždavinio formulavimo ir tyrimo, todėl šiame darbe, matematinio modeliavimo metu debito koeficientas yra nustatomas taikant pusiau empirinių koeficientų metodą (angl. *semi-empirical coefficients*). Šių konstrukcinių amortizatorių savybių įtaka maksimaliam sukuriamos slopinimo jėgos dydžiui, nepriklausomai nuo modifikuojamo amortizatoriaus, buvo pastebėta visais atliekamų tyrimų atvejais.

Atlikus sudaryto vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modelio validavimą modifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų rezultatais, nustatyta santykinė paklaida tarp matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatų suspaudimo eigos metu yra ≤ 0,5 %, ištraukimo eigos metu ≤ 2 %, o visos gautosios slopinimo charakteristikos yra tiesinio tipo. Nustatytos santykinių paklaidų reikšmės rodo, kad matematinio modeliavimo rezultatai tiksliai atitinka eksperimentinių tyrimų rezultatus, o tai patvirtina, kad matematinis modelis yra sudarytas teisingai ir gali būti taikomas praktiškai sportinių automobilių ir motociklų amortizatorių modifikavimo veikloje.

3.7. Nemodifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo rezultatų analizė

Apdorojus nemodifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metu gautus duomenis, pateikiamus 3.11–3.13 paveiksluose, tarp eksperimentiškai ir teoriškai nustatytų rezultatų yra pastebimi neatitikimai: santykinė paklaida suspaudimo eigos metu siekia iki 18,79 %, ištraukimo eigos metu – iki 17,85 %. Dėl šios priežasties, detalios nemodifikuotų amortizatorių slopinimo charakteristikų analizės atlikimas, nagrinėjant kiekvieną iš greičio zonų atskirai, nėra tikslingas, o toks santykinių paklaidų dydis gali būti paaiškinamas tuo, kad šiuo atveju nėra žinoma ir įvertinama reali amortizatoriaus techninė būklė, todėl remiantis gautaisiais nemodifikuotų amortizatorių matematinio modeliavimo rezultatais, teigti, kad sukurtas bendrasis vienvamzdžio amortizatoriaus matematinis modelis yra netikslus ir sudarytas neteisingai negalima. Norint matematinio modeliavimo būdu teisingai nustatyti nemodifikuoto amortizatoriaus slopinimo charakteristikas, ypač svarbu yra tiksliai žinoti amortizatoriaus techninę būklę ir jo pažeidimus. Tam tikslui sudarytą bendrąjį vienvamzdžio amortizatoriaus matematinį modelį būtina papildyti naujomis posistemėmis, įvertinančiomis su konkretaus tiriamo amotizatoriaus technine būkle susijusius tam tikrus papildomus įvesties parametrus.

IŠVADOS

1. Sukurtas plokštelinio vožtuvo matematinis modelis, kuris nuo kitų literatūroje randamų modelių išsiskiria tuo, kad modeliui sudaryti taikomas jėgų metodas. Modelyje yra įvertinamas plokštelių skaičius, geometriniai matmenys, išdėstymas ir medžiagos savybės. Sudarytas plokštelinio vožtuvo matematinis modelis suteikia galimybę tirti plokštelinio vožtuvo deformacijų ir kontaktinių jėgų, susidarančių tarp vožtuvo plokštelių, priklausomybes, galima atskirai tirti kiekvienos iš vožtuvo plokštelių deformacijas ir veikiančias kontaktines jėgas. Plokštelinio vožtuvo modelis tinkamas naudoti tiek vienvamzdžių, tiek dvivamzdžių amortizatorių tyrimams ir modeliavimui.

2. Sudarytas vienvamzdžio amortizatoriaus matematinis modelis, kuris susideda iš atskirų dalių: plokštelinio vožtuvo, reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymės su adata, pagrindinio ir skiriamojo stūmoklio judėjimo, alyvos judėjimo ir fizinių savybių modelių. Naudojant programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje pateiktą vienvamzdžio amortizatoriaus modelį galima tirti plokštelių įlinkio, alyvos debito pagrindinėmis ir pagalbinėmis drenažinėmis kiaurymėmis, slėgių kamerose pokyčių, pagrindinio ir skiriamojo stūmoklių poslinkio, greičio ir pagreičio, slopinimo jėgos funkcines priklausomybes nuo atitinkamų įvesties parametrų. Galima tirti išvardytų priklausomybių derinius.

3. Siekiant nuodugniai įvertinti sudaryto vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modelio posistemes, atlikti amortizatoriams skirtos alyvos fizinių savybių ir vožtuvuose naudojamų plokštelių optinės emisijos eksperimentiniai tyrimai. Nustatyta, kad alyvos dinaminės klampos ir tankio santykinės paklaidos tarp eksperimentiškai ir teoriškai nustatytų reikšmių kinta priklausomai nuo alyvos temperatūros. Vidutinė alyvos klampos santykinės paklaidos reikšmė – 11,7 %, alyvos tankio santykinė paklaida ≤ 2,5 %. Optinės emisijos rezultatai parodė, kad skirtingų gamintojų vožtuvo plokštelės yra gaminamos iš geležies ir anglies (Fe-C) lydinių, kurių cheminė sudėtis ir savybės yra artimos.

4. Palyginus modifikuotų amortizatorių eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo rezultatus, nustatyta, kad santykinė paklaida tarp matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatų suspaudimo eigos metu yra ≤ 0,5 %, ištraukimo eigos metu ≤ 2 %, todėl sudarytas vienvamzdžio amortizatoriaus matematinis modelis yra tinkamas realiam taikymui sportinių automobilių ir motociklų amortizatorių modifikavimo veikloje. Taikant šį modelį buvo nustatyta, kad plokštelinio vožtuvo standumas, adatos padėtis reguliuojamo darbinio skersmens kiaurymėje, vožtuvo plokštelių įtvirtinimo spindulys, stūmoklio geometrija ir drenažinių kiaurymių skerspjūvio plotas yra pagrindiniai amortizatoriaus konstrukcijos elementai, darantys įtaką amortizatoriaus sukuriamos slopinimo jėgos dydžiui.

5. Tiriant eksperimentinių tyrimų ir modeliavimo rezultatus, buvo nustatyta, kad modeliavimo metu būtina tiksliai įvertinti realią tiriamojo amortizatoriaus techninę būklę. Neįvertinus amortizatorių

techninės būklės, santykinė paklaida tarp matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatų suspaudimo eigos metu didėja iki 18,79 %, ištraukimo eigos metu – 17,85 %. Tiriant ir modeliuojant nemodifikuotus amortizatorius, sudarytas matematinis modelis gali būti papildomas naujomis posistemėmis, įvertinančiomis su konkretaus tiriamo amotizatoriaus technine būkle susijusius papildomus įvesties parametrus.

LITERATŪRA

Afkar, A.; Asadi, K.; Javanshir, I.; Paykani, A. 2013. *Optimization of suspension system of off-road vehicle for vehicle performance improvement.* Central South University Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 9 p.

ANSYS, Inc. 2013. *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference.* ANSYS, Inc. 998 p.

Arndt, E.; Spies, K.; Trauth, W. 1981. *Some Comments on Comfort Shock Absorber Seals.* SAE Technical Paper: 810203. 15 p.

Barauskas, R.; Belevičius, R.; Kačianauskas, R. 2004. *Baigtinių elementų metodo pagrindai.* Vilnius: Technika. 612 p.

Barvidienė, O.; Šaulys, V.; Biekša, D. 2012. *Skysčių mechanika, techninė termodinamika*. Vilnius: Technika. 235 p.

Bogdevičius, M. 2012. *Transporto priemonių dinamika*. Vilnius: Technika. 206 p.

Bogdevičius, M.; Junevičius, R.; Vansauskas, V. 2012. *Transporto priemonių dinamika*. Vilnius: Technika. 91 p.

Bogdevičius, M.; Prentkovskis, O. 2003. *Hidraulinių ir pneumatinių sistemų dinamika*. Vilnius: Technika. 261 p.

Boggs, C.; Ahmadian, M.; Southward, S. 2009. *Efficient empirical modeling of a high-performance shock absorber for vehicle dynamics studies*. Vehicle Systems Dynamics, Vol. 48, No. 4. 481-505 p.

Brookfield DV-I Prime Operating Instructions. [interaktyvus]. 2007. Brookfield Engineering Laboratories. [žiūrėta 2016 m. vasario 25 d.]. Prieiga per internetą:http://www.brookfieldengineering.com/download/files/dviprimemanual.pdf

Bružas, A.; Kaikaris, P.; Basakirskas, A.; Mačiulis, A. 2008. *Automobilių remontininko rengimas: Trečioji knyga.* Profesinio mokymo metodikos centras. 346 p.

Burdzik, R.; Konieczny, L.; Piwnik, J.; Baranowski, P. 2009. *The influence of oil leak in modern vehicle shock absorber on its dumping characteristics.* Transport Problems, Vol. 4, No. 4. 99-106 p.

Calvo, J.A.; Diaz, V.; San Roman, J.L.; Garcia-Pozuelo, D. 2008. *Influence of shock absorber wearing on vehicle brake performance.* International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No. 4. 467–472 p.

Castrol Fork Oil 15W Data Sheet [interaktyvus]. 2005. Castrol. [žiūrėta 2014 m. lapkričio 20 d.]. Prieiga per internetą: http://www.rgracing-oils.co.uk/TDS/Bike%20Care/Fork%20Oil%20Mineral%2015

Castrol Fork Oil 10W Data Sheet [interaktyvus]. 2005. Castrol. [žiūrėta 2016 m. kovo 2 d.]. Prieiga per internetą: http://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/210EFB79999B916880257B8A0050C0FD/$File/BPXE-98RJMS.pdf

Czop, P.; Slawik, D.; Sliwa, P.; Wszolek, G. 2009. *Simplified and advanced models of a valve system used in shock absorbers.* Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Vol. 33, No. 2. 173–180.

Čižas, A. 1993. *Medžiagų atsparumas. Konstrukcijų elementų mechanika.* Vilnius: Technika. 408 p.

Dalibert, A. 1977. *Progress in Shock Absorber Oil Technology.* SAE Technical Paper: 770850. 12 p.

Dallel, M.; Hamda, H.; Guettari, M. 2014. *Contribution to modeling the viscosity Arhhenius-type equation for some solvents by statistical correlation analysis.* Fluid Phase Equilibria, Vol. 383, 14–20 p.

Dixon, J. 2007. *The shock absorber handbook*, 2nd ed., Professional engineering publishing Ltd and John Wiley and Sons Ltd, Chichester. 445 p.

Farjoud, A; Ahmadian., M.; Craft. M Burke, W. 2011. *Nonlinear modeling and experimental characterization of hydraulic dampers: effects of shims stacks and orifice parameters on damping performance.* Springer-Science and Business Media B.V. 20 p.

Funke, T.; Bestle, D. 2013. *Physics-based model of stroke-dependent shock absorber*. Multibody System Dynamics Vol. 30, No. 2. 221–232 pp.

Gacka, P, S.; Doherty, C, G. 2006. *Design analysis and testing of dampers for a formula SAE race car*. SAE technical paper series 2006-01-3641. 15 p.

General Manual for Ohlins shock absorbers [interaktyvus]. 2011. Ohlins Racing AB. [žiūrėta 2015 m. kovo 13 d.]. Prieiga per internetą: http://www.motorsportsspares.com /files/general_workshop_manual.pdf

Haney, P. 1996. *A comparison of modern racing dampers. SAE* 962545. 221–225 p.

Heibing, H.; Ersoy, M. 2011. *Chassis Handbook*. Springer Science. 611 p.

Inside Ohlins T44 manual. Part 1. Theory and Design. [interaktyvus]. 2011. Ohlins Racing AB. [žiūrėta 2016 m. kovo 10 d.]. Prieiga per internetą: http://www.motorsports spares.com/files/inside_the_tt44_theory_and_design.pdf

Inside Ohlins T44 manual. Part 2. Work Section. [interaktyvus]. 2011. Ohlins Racing AB. [žiūrėta 2014 m. lapkričio 17 d.]. Prieiga per internetą: http://www.motorsportsspares.com/ files/inside_the_ttx_work_section.pdf

Kim, Y.; Bae, W.; Lim, D.; Suh, Y. 1998. *A Study on the Development of Engineering Plastic Piston Used in the Shock Absorber.* Metals and Materials, Vol 4. 7 p.

Johnsrud, T. *Damper tuning at the shop and at the track.* [interaktyvus]. 2007. [žiūrėta 2015 m. balandžio 15 d.]. Prieiga per internetą: http://www.theoryinpracticeengineering.com/drift_mag/Damper_tuning.pdf

Juodelis, V.; Bendikas, A.; Valiulis, V. 2004. *Metalotyros pagrindai.* Vilnius: Technika. 160 p.

Kasprzak, J.; Floyd, R. 1994. *Use of Simulation to Tune Race Car Dampers*. SAE Technical Paper 942504. 8 p.

Koylu, H.; Cinar, A. 2011. *The influences of worn shock absorber on ABS braking performance on rough road.* International Journal of Vehicle Design Vol. 57, No. 1. 84–101 p.

Kowalszyk, H. 2002. *Damper tuning with the use of a seven post shaker rig*. SAE Technical Paper Series 2002-01-0804. 14 p.

Kulikauskas, L. 1997. *Medžiagotyra. Konstrukcinės medžiagos.* Vilnius: Žara. 508 p.

LaJoie, J, C. 1996. *Damper performance development*. SAE 962551. 255–251 p.

Lang, H, H. 1977. *A Study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequances.* University of Michigan, daktaro disertacija.

Lee, K. 1997. *Numerical Modelling for the Hydraulic Performance Prediction of Automotive Monotube Dampers*. Vehicle System Dynamics, 28. 25–39 p.

Leeuwen, H. 2009. *The determination of the pressure – viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements.* Engineering Tribology, Vol. 223, Part J:J. 1143–1163 p.

Lizarraga, J.; Sala, J, A.; Biera, J. 2009. *Modelling of friction phenomena in sliding conditions in suspension shock absorbers.* Vehicle System Dynamics, Vol. 46. 751–764 p.

Long, Y, Q.; Cen, S.; Long, Z, F. 2009. *Advanced Finite Element Method in Structural Engineering.* Springer Science & Business Media. 706 p.

Madenci, E.; Guven, I. 2015. *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS.* Springer International Publishing. 657 p.

Mariajayaprakash, A.; Senthilvelan, T.; Vivekananthan, P, K. 2013. *Optimisation of shock absorber process parameters using failure mode and effect analysis and genetic algorithm*. Journal of Industrial Engineering International. 10 p.

Merckx, K. 1953. *Plastic bending of circular plates symmetrically loaded.* Stanford University. Devision of Engineering Mechanics. 90 p.

Moniowski, M. 2014. *Optimization of wheel suspension dampers in off-road rally cars.* Proceedings of the Institute of Vehicles 4 (100). 13 p.

Motorex Fork Oil Safety Data. [interaktyvus]. 2005. Motorex Manufacturer. [žiūrėta 2016 m. vasario 25 d.]. Prieiga per internetą: http://www.rowersport.pl/sklep/media/strona/img/biblioteka/1224_karty%20charakterystyk.pdf

Nakshatrala, K. B.; Rajagopal, K. R.; 2010. *A numerical study of fluids with pressure dependent viscosity flowing through a rigid porous medium.* International Journal for Numerical Methods in Fluids.40 p.

Oval Track Valving Manual [interaktyvus]. 2015. Bilstein. [žiūrėta 2015 m. balandžio 4 d.] Prieiga per internetą: http://www.bilsteinus.com/downloads/product-information/

Pečeliūnas, R. 2004. *Automobilio svyravimai ekstremalaus stabdymo metu.* Vilniaus Gedimino technikos universitetas, daktaro disertacija. 150 p.

Ping, Y. 2003. *Experimental and mathematical evaluation of dynamic behaviour of an oil – air coupling shock absorber*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 17, No. 6. 1367–1379 p.

Ping, Y. 2005. *Mechanical characteristics of oil-damping shock absorber for protection of electronic-packaging components*. Tsinguana science and technology, Vol. 14. 216–220 p.

Ramos, J.C.; Rivas, A., Biera, J.; Sacramento, G.; Sala, J.A. 2005. *Development of a thermal model for automotive twin-tube shock absorbers.* Applied Thermal Engineering 25. 1836–1853 p.

Reddy, J, N. 2006. *Theory and Analysis of Elastic Plates and Shells.* Taylor & Francis Group. 543 p.

Qian, X.; Qinghua, L.; Chao, C. 2015. *The influence of lateral shock absorber valve parameters on vehicle dynamic performance.* Journal of Mechanical Science and Technology 29 (5). 1907–1911 p.

Rech, C.; Balbinot, A. ir kt. 2005. *An off-road suspension design.* SAE international. 5 p.

Reimpell, J.; Stoll, H.; Betzler, J. 2001. *The Automotive chassis.* Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd. 456 p.

Rhoades, S, K. 2006. *Development and experimental verification of a parametric model of an automotive damper.* Texas A&M University. 126 p.

Riley, B, W.; George, A, R. 2002. *Design, analysis and testing of dampers for a formula SAE car chassis*. SAE technical paper series 2002-01-3300. 18 p.

Sapramer, H, R.; Acharya, G, D. 2015. *Test Rig Design for Measurement of Shock Absorber Characteristics*. Asian International Conference of Science, Engineering and Technology. 126–130 p.

Shim ReStackor [interaktyvus]. 2015. ShimReStackor. [žiūrėta 2015 m. spalio 24 d.] Prieiga per internetą: http://www.shimrestackor.com/Physics/Fluid_Dynamics/fluid-dyn.htm

Skirckij, V. 2014. *Trnasporto mašinų transmisijos elementų dinaminių procesų tyrimas.* Vilniaus Gedimino technikos universitetas, daktaro disertacija. 126 p.

Srinivasan, K.; Muthu, S.; Prasad, N.K.; Satheesh, G. 2014. *Reduction of paint line defects in shock absorber through Six Sigma DMAIC phases.* Procedia Engineering 97. 1755–1764 p.

Steel C75 [interaktyvus]. 2015. Metal Ravne. [žiūrėta 2015 m. vasario 29 d.] Prieiga per internetą: http://www.metalravne.com/steelselector/steels/C75.html

Steel Ck55 [interaktyvus]. 2015. Metal Ravne. [žiūrėta 2015 m. vasario 29 d.] Prieiga per internetą: http://www.metalravne.com/steelselector/steels/CK55.html

Šleževičius, K.; Roličius, J. 2007. *Plokščių rėmų skaičiavimas jėgų metodu.* Šiaulių universitetas. 20 p.

Talbott, S, M.; Starkey, J. 2002. *An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper*. SAE Technical Paper Series, 2002-01-337. 20 p.

Talemi, H, R.; Zahedi, A.; Baets, D, P. 2014. *Fretting fatigue failure mechanism of automotive shock absorber valve*. International Journal of Fatigue, Vol. 73. 58–65 p.

Twin-tube shock absorber and monotube shock absorber [interaktyvus]. 2014. TEIN inc. [žiūrėta 2014 m. lapkričio 12 d.] Prieiga per internetą: https://www.tein.co.jp/e/special/ni_toryu/

Vadluga, V. 2007. *Nevienalyčių struktūrų dinaminio deformavimo ir irimo modeliavimas diskrečiųjų element metodu.*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, daktaro disertacija. 99 p.

Vyčius, J. 2008. *Hidraulika*. Kaunas: Ardiva. 85 p.

Warren, C. Y.; Budynas, G., R. 2001. *Roark's Formulas for Stress and Strain.* R.R. Donnelley & Sons Company: 851 p.

Watanabe, K.; Tamura, M. ir kt. 2001. *Development of a new-type suspension spring for rally cars.* Journal of Materials Processing Technology. 3 p.

Yukimasa, T.; Motohashi, H.; Ohtaki, M.; Chikamori, H. 1985. *Comments on Oil Seals for Gas Pressurized Shock Absorbers of Automotive Suspensions.* SAE Technical Paper: 850333. 12 p.

Žuraulis, V. 2015. *Posūkio trajektorija slydimo rėžimu judančio automobilio dinaminių parametrų tyrimas.*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, daktaro disertacija. 158 p.

Žuraulis, V.; Levulytė, L. 2014. *The Influence of Comfort and Sport Driving Modes of Modern Vehicles on the Vibration of Sprung and Unsprung Masses.* Proceedings of 18th International Conference Transport Means 2014. 15–19 p.

PRIEDAI

A PRIEDAS.

Magistrinio darbo tema tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Transport Means 2015“ paskelbtas mokslinis straipsnis

Proceedings of 19th International Scientific Conference. Transport Means. 2015.

Research of Characteristics of Sports Cars' Shock Absorbers

P. Skačkauskas*, V. Žuraulis**

**Vilnius Gediminas Technical University, J. Basanavičiaus st. 28, 03224, Vilnius, Lithuania,*
E-mail: paulius.skackauskas@vgtu.lt
***Vilnius Gediminas Technical Universiity, J. Basanavičiaus st. 28, 03224, Vilnius, Lithuania,*
E-mail: vidas.zuraulis@vgtu.lt

Abstract

In sports cars shock absorbers are a complex part of suspension that ensures the damping of a car's oscillations and a suitable grip of the wheels to a road surface, which is very important for a car's driver seeking to move in an optimal racing line on a race track. However, even using shock absorbers for auto sport in cars, their suspensions are not constructionally perfect because shock absorbers for sports cars are designed to be suitable in various situations, seeking to obtain acceptable characteristics. In order to adjust a specific sports car for a particular race type, considering the driver's mass, skills, specific requirements and the car's parameters, it is very important to obtain suitable characteristics of a shock absorber's oscillatory damping and to determine them precisely. In this thesis, an original method of a monotube shock absorber's modification is reviewed, changing the construction of a shim valve of piston used in shock absorbers, which (method) is designed for getting the desirable characteristics of damping. Test results of modified and not modified monotube shock absorbers got using the specialised shock absorbers' test stand are presented and the influence of the modified construction of the piston valve on the change of a F_d-v characteristic's form, which describes the shock absorber's oscillatory damping during exploitation, is discussed.
KEY WORDS: *shock absorber, sports car, damping force, characteristics, shim valve*

1. Introduction

Seeking to move in an optimal racing line with a sports car, without the movement in the driving direction, being affected by additional external and internal forces, the car oscillates around transverse, longitudinal and vertical axis. Oscillations of sprung and unsprung masses appearing due to the additional movements of a car have negative influence on the dynamics and safety of driving [10], therefore shock absorbers of different and also of partly adjustable characteristics are used in cars. Different specific features of shock absorbers' constructions have influence both on operation characteristics of shock absorbers and a suspension [1], that is why, in order to ensure optimal and precise dynamic and safety characteristics of a specific sports car, a modification of shock absorbers is done, based on different specifics.

The main method of shock absorbers' modification researched in scientific works is improvement of separate elements of shock absorbers' construction. In the source of literature [3] a method of modification of a shock absorber's construction, which consists of two stages, is researched: 1) The changing of metal powder pistons with engineering plastic (PPA) pistons. Advantages of the engineering plastic piston mentioned in the publication: lesser mass of a piston and a high temperature resistance (PPA piston starts to melt when it reaches a temperature of 300°C, under complex conditions in shock absorbers of exploited vehicles a temperature of ~120°C predominates); 2) Research of optimizing alternatives of parameters of engineering plastic piston's forms, which have influence on the dependency of shock absorber's damping characteristic. In the work it is stated that, during exploitation under different pressures between working chambers and a high temperature, deformations form in the construction of the piston which determine inefficient work of a shock absorber. After determining optimal PPA piston's orifices' measurements and avoiding the forming of deformations, using the mentioned piston a F_d-v characteristic (this characteristic indicates how the force varies with compression and rebound velocities) is obtained, the form of which is close to the form of the characteristic, which is obtained when exploiting metal powder piston in a shock absorber. A disadvantage of the mentioned method – an unsuitable technology of production of metal powder pistons, they can only be produced using injection molding manufacturing process. In the paper [5], a method of modifying monotube shock absorbers by assembling an original construction gas chamber is presented. The construction described in the presented work is peculiar because of the additional gas (nitrogen) movement orifices, which are equipped in the gas chamber of a shock absorber. With these orifices an additional gas flow movement during exploitation is formed. The author of the publication indicates that because of the additionally formed gas movement flows, when the amplitude of oscillations is growing so is the maximal damping force, the shock absorber damps oscillations more effectively when their frequency is 5-10 Hz. The results obtained during the laboratory tests of a shock absorber of such construction are presented in the work, however practical tests in the suspension of a vehicle, during which named propositions would be validated and the actual effectiveness of the operating of such shock absorbers would be tested, were not done. The same author has published another work [6], in which an original method of modifying a working chamber of a shock absorber is described too,

which is used in order to obtain the most possible accurate adjusting possibilities of damping characteristic of a shock absorber. Both in sources [5] and [6] mathematical models are presented, based on which supposed damping characteristics of F_d-v and F_d-x (damping force – position of the piston) of modified shock absorbers are predicted, however the results got theoretically and during laboratory tests do not match. In the conclusions of both papers it is stated that the main reason which determined the differences in the results is the simplifications which were done during mathematical modelling, i.e. physical characteristics (compressibility) of the oil used in a shock absorber which were not introduced. A method of modifying shock absorbers for vehicles prepared for rally races, developing and using a spring of original construction, which would be used in the suspension of a car together with a coilover, is analysed in the paper [8]. In the indicated work, a cylindrical spring is described which is made of three different parts of variable number of coils, which's cross-section form of a wire is a rectangular, however the measurements of all the parts are different. The researched construction of the course of uneven winding and the variable wire measurements theoretically has influence on the nonlinear characteristic of a spring, however the actual benefit of the spring of such construction for the suspension of a vehicle is not proved: dynamical quarter modelling of the vehicle, while the suspension of the vehicle is equipped with these springs, is not done, also the changes in the oscillation damping of the body and a comparison when the suspension of the vehicle is equipped with the described springs and the standard springs are not presented. In various papers different methods of modifying shock absorbers are also researched: shock absorbers are modified by researching and eliminating the defects in them that show during the exploitation [4, 8], possibilities of using amplitude-selective-damping (ASD) valves are researched [2], magneto-rheological (MR) and electro-rheological (ER) fluids have been widely studied to control the damping force of shock absorbers by replacing the mechanical valves [9]. In the source of literature [9] a possibility to improve the performance of shock absorbers by using a MR accumulator, that consists of a gas accumulator and a MR device is researched. The level of damping is continuously variable by means of control of the applied current in an MR device that is fitted to a floating piston in a shock absorber. The MR device is used to resist the movement of the floating piston.

Various scientific works are published, in which methods of modifying shock absorbers are presented and analysed, however in such works, as well as in the reviewed ones, only the prototypes of the modified shock absorbers and the theoretical possible alternatives of modifying shock absorbers, which are complex and not designed to apply to actual shock absorbers used in auto sport, are presented. In this work, a method of modifying shock absorbers, by changing the construction of a shim valve of a piston used in a shock absorber, is reviewed, designed for obtaining the desirable damping characteristics in monotube shock absorbers for auto sport. The test results of not modified and modified monotube shock absorbers got from a specialised shock absorber test stand are presented and compared. The influence of the modified construction of a valve of a piston on the changing of the form of a F_d-v characteristic, describing the oscillation damping of a shock absorber during exploitation, is discussed.

2. Modification method and experimental procedure

In a shim valve construction (Fig. 1), the main bleed orifices in a piston which are designed for the flowing of the oil during compression and rebound are covered by special shim stack. When the sprung mass oscillations are forming and because of that the rod of the shock absorbers is moving, a difference in pressures, which deforms the shims, forms between the working chambers of the shock absorber. The rate of the oil that flows through the piston and the form of a F_d-v characteristic of a shock absorber depends on the extent of the deformation of these shims and the resistance to the pressure. The amount of the shims of the valve and their geometrical proportions in the shock absorber are not limited, various variations of positioning these shims on the piston, forming different geometrical forms, are possible (Fig. 1).

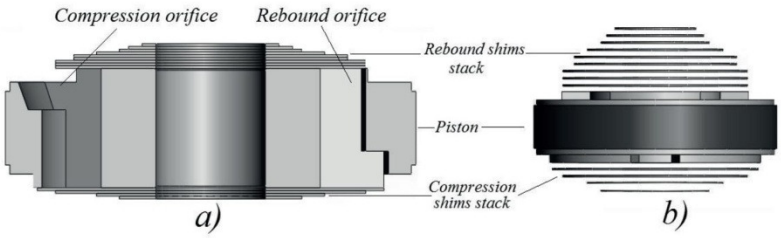
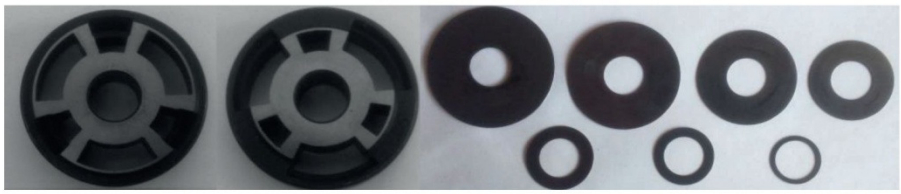


Fig. 1 Model of the researched piston: a - piston and shim valve construction; b - outspread positioning of shims stack on the piston and their formed geometrical form

On both sides of the piston using a different amount of these shims, when the shims are of different diameters and with this forming a different stiffness of a shims group and different geometrical forms, different desirable damping characteristics for both compression and rebound processes are obtained separately. An example of the named method of modifying shock absorbers is presented in this work. In the Fig. 2 compression and rebound sides of a linear type piston of the tested shock absorbers and the samples of the valve shims used during modifying are presented.



a) b) c)

Fig. 2 Parts of the researched shock absorber: a - piston compression side; b - piston rebound side; c - samples of the valve shims used for tests

External diameters and the positioning order of the shims used before modification and during modification are presented in the Table 1 (in the table from left to right, the positioning order of a shim from the closest to the farthest from the piston). The thickness of all the shims used in the research – 0.3 mm, internal diameter – 20/12 mm, mass – 1–3 g.

Table 1

External diameters and positioning of the used valve shims during tests

Position of the shim			1	2	3	4	5	6	7	8	9
External diameters of the shims, mm											
Shock absorber of front suspension	Before revalving	Compression	38	34	32	30	27.5	25	22.5	-	-
		Rebound	34	32	30	27.5	25	-	-	-	-
	After revalving	Compression	38	38	38	38	38	30	26	16	17
		Rebound	34	34	34	30	25	17	20	-	-
Shock absorber of rear suspension	Before revalving	Compression	38	38	34	32	30	27.5	25	-	-
		Rebound	34	32	30	27.5	25	22.5	20	-	-
	After revalving	Compression	38	38	34	34	30	26	17	-	-
		Rebound	34	30	27.5	22	16	17	-	-	-

Main information of the monotube shock absorbers used for the tests and conditions of the test are presented in the Table 2. F_d-v characteristic of the researched shock absorbers is determined using electromechanical tester (Fig. 3), operating of which is based on the principle of the "Scotch Yoke" mechanism. The Shock absorber is fixed at one end of the testing stand, and attached to a vertical shaft on its opposing end.

Table 2

Information of the researched shock absorbers and test conditions

Model	XYZ Super Sport Coilover
Used oil	Castrol Fork Oil 10W
Initial pressure of rebound, compression and gas chambers, MPa	~1.5
Diameter of the rod (Front/Rear suspension), mm	20/12
Diameter of the piston, mm	40
Stroke length of the rod of the shock absorber during the processes of rebound/compression, mm	15/15
Maximal velocity of the compression and rebound of the rod, during which the test is done, mm/s	400
Duration of the test of the shock absorber using the stand, s	80

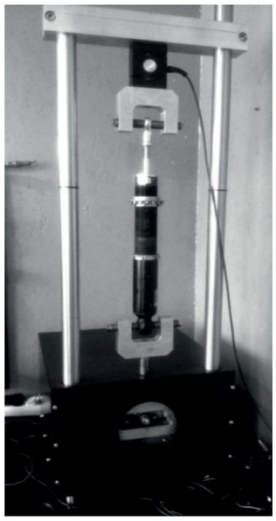


Fig. 3 The shock absorber test stand used for research and the „XYZ Super Sport" shock absorber mounted in it

In order to imitate the process of compression and rebound, DC electric motor is used in the stand. From the DC motor, drive is brought to a gear reducer whose gear reduction ratio is 4:1. Variation of stroke is possible by disassembly of the apparatus, i.e. connecting rod can be fixed in any of the appropriate holes, which are made in the disk type flywheel, to select the stoke length. As the DC electric motor turns, the shaft displaces vertically for a set distance. The shock absorber damping force is measured by load cell, which is equipped in the used stand. The data of the damping force F_d formed by the shock absorber and piston movement velocity v obtained using the stand are sent to a computer, in which they are processed.

3. Results

The characteristics obtained during tests are linear type and have two different phases (slopes) (Fig.4). The first slope is the low speed phase of the characteristic (shaft velocities between 0 mm/s and 50 mm/s, velocities form 50 mm/s upwards – normal and high speeds). In this stage, due to the insufficient difference in pressures between the working chambers for the deformation of the shim stack, the shim stack does not have influence on the size of the forming damping force. An increasing rate of damping for slow velocities is provided and controlled by an adjustment needle, the diameter of which during exploitation is constant. Because of this reason, the size of the damping force formed by the shock absorber of the front suspension before and after modification, as well as by the shock absorber of the rear suspension before and after modification, and the characteristic shape in the first slope is close, though they do not match completely. The forming of the differences is determined by the fact that during the tests of the shock absorbers before and after modification, different operation materials were used. Before modification – materials which were used since the beginning of the exploitation of the tested shock absorbers. After modification – new operation materials (oil, o-rings, etc.).

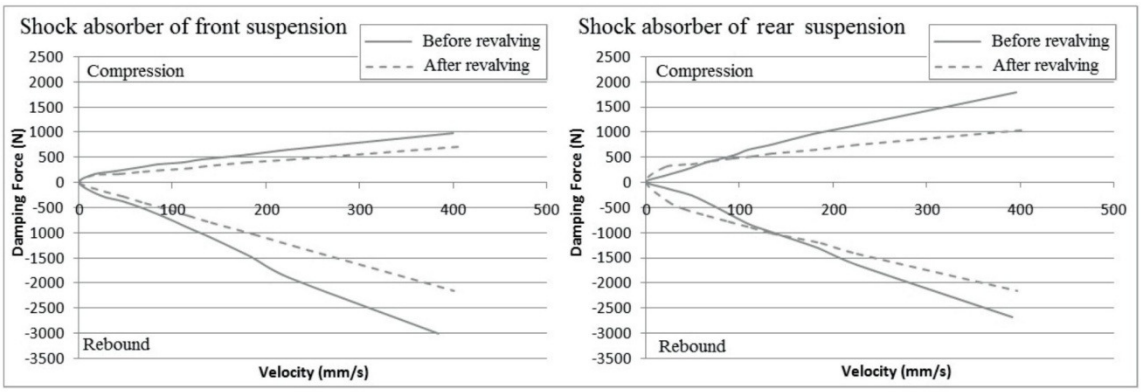


Fig. 4 F_d-v characteristics obtained during tests

The point of transition from the low speed characteristic to the high speed characteristic is "knee" point. An example of a "knee" point is presented in Fig. 5. During the tests it was observed that the shims against the piston affect the preload on the whole shim stack and that has influence on the location of the „knee" of the characteristic. It was also observed that as the bleed adjuster of the needle is opened to the maximum, the „knee" point of the characteristic drops significantly. When the amount of oil flowing through the adjusting needle is minimal, greater damping force forms at the lower shaft velocities, for example, during rebound when shaft velocity is ~30 mm/s and the adjuster is opened to the maximum, the damping force is 100 N, when the adjuster is opened to the minimum – 600 N (Fig. 5). In this case, by changing the shims against the piston and adjusting the needle, the „knee" point location can be controlled.

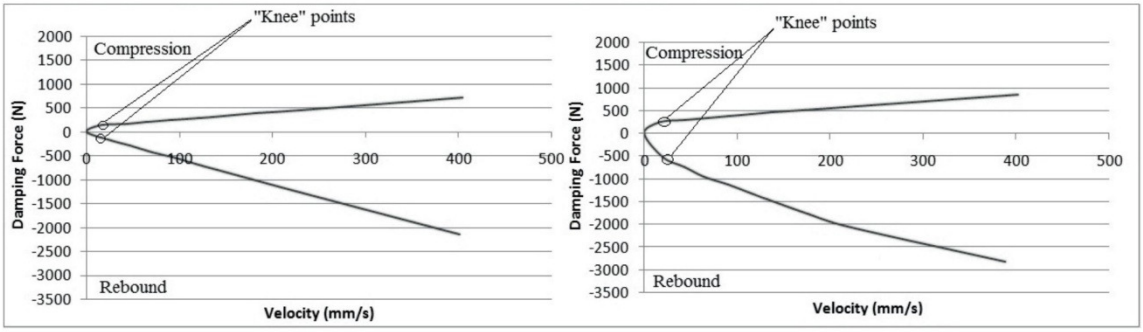


Fig. 5 Damping characteristics of the shock absorber of the front suspension, when the bleed adjuster of the needle is opened to the maximum and minimum: a) adjuster opened to the maximum; b) adjuster opened to the minimum

During the normal/high speed phase of the F_d-v characteristic, the flow through the adjusting needle is obstructed and the pressure forms on the shim stack. In this phase, the damping force is controlled by the shim stack preload and the index of the shims stack mentioned in the chapter 2. The last set of shims (5-9 shims) adjusts the damping force of the high speed region of the characteristic. In the obtained characteristics, which show the tendency of the changing of the damping force after revalving, forming the shim stack during modification, the stiffness of which is greater than the stiffness of the shim stack before revalving, it is seen that both in the position of compression and rebound, the growth

of the damping force, when the shaft velocity is increasing, and its maximal size are lower, for example, the maximal damping force in the shock absorber of the rear suspension in the compression process before modification is 1800 N and after modification – 1000 N (during the maximal 400 mm/s velocity). In the presented characteristics (Fig. 4), it is seen, that the shock absorbers with the modified shim stack, using the positioning of the shims presented in the Table 1, are much softer than the shock absorbers with the original shim stack.

4. Conclusions

The presented method of modification of shock absorbers is suitable for monotube shock absorbers, in which shim valves are used. On analysing the results of the experiment, modifying shim valves of coilovers for sports cars, it was found that it is possible to get the desirable characteristics of the low speed phase, using suitable shims against the piston, as well as adjusting the needle and with this controlling the „knee“ point location in the F_d-v characteristic. This allows to make quick changes of the damping characteristics, when the vehicle is exploited on different tracks, to enhance grip in bumpy corners or provide more support on smoother tracks, without the repeated revalving of the shim valve of the shock absorbers.

Splitting characteristic into two phases (slopes) leads to a more balanced and better performing vehicle suspension. Based on the obtained results, it is clear that each shim in the shim stack performs a different function that influences the characteristic shape, however it is difficult to predict what kind of influence each shim will have on the performance of the shock absorber and the form of the made damping characteristic, therefore the future work is to create a mathematical model, able to predict the forms of F_d-v ir F_d-x damping characteristics, before and after revalving.

References

1. **Dixon J.** The shock absorber handbook, 2nd ed., Professional engineering publishing Ltd and John Wiley and Sons Ltd, Chichester, 2007. 445 p.
2. **Goldasz J., Knapczyk M**. Dynamics of a quarter car system with amplitude selective damping. Modelowanie Inzynierskie. 2010. vol. 39. pp 89-96.
3. **Kim Y., Bar W., Lim D., Suh Y.** A Study on the Development of Engineering Plastic Piston Used in the Shock Absorber. Metals and Materials. 1998. Vol 4. 7 p.
4. **Mariajayaprakash A., Senthilvelan T., Vivekananthan P. K.** Optimisation of shock absorber process parameters using failure mode and effect analysis and genetic algorithm. Journal of Industrial Engineering International. 2013. pp 9-18.
5. **Ping Y.** Experimental and mathematical evaluation of dynamic behaviour of an oil – air coupling shock absorber. Mechanical Systems and Signal Processing. 2003. Vol. 17, No. 6. pp 1367-1379.
6. **Ping Y.** Mechanical characteristics of oil-damping shock absorber for protection of electronic-packagink components. Tsinguana science and technology. 2005. Vol. 14. pp 216-220.
7. **Talemi H. R., Zahedi A., Baets D. P.** Fretting fatigue failure mechanism of automotive shock absorber valve. International Journal of Fatigue. 2014. Vol. 73. pp 58-65.
8. **Watanabe K; Tamura M. ir kt.** Development of a new-type suspension spring for rally cars. Journal of Materials Processing Technology. 2001. 3 p.
9. **Yun Y., Lee S., Park M.** A study on the efficiency improvement of a passive oil damper using an MR accumulator. Journal of Mechanical Science and Technology. 2011. Vol. 24 (11). pp 2297-2305.
10. **Žuraulis V., Levulytė, L.** The influence of Comfort and Sport Driving Modes of Modern Vehicles on the Vibration of Sprung and Unsprung Masses. Proceedings of 18th Intenrational Conference Transport Means. 2014. pp 15-19.

B PRIEDAS.

Magistrinio darbo tema 18-oje jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“ paskelbtas mokslinis straipsnis

19-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos
TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,
vykusios 2016 m. gegužės 6 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 19th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'
TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT, 6 May 2016, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 19-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»
ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК, 6 мая 2016 г., Вильнюс, Литва

VIENVAMZDŽIO AMORTIZATORIAUS PLOKŠTELINIO VOŽTUVO MATEMATINIS MODELIS

Paulius Skačkauskas[1], Vaidas Vadluga[2], Vidas Žuraulis[3]

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius
El. paštas: [1]paulius.skackauskas@vgtu.lt; [2]vaidas.vadluga@vgtu.lt; [3]vidas.zuraulis@vgtu.lt

Santrauka. Straipsnyje yra pateikiamas vienvamzdžiuose amortizatoriuose naudojamo plokštelinio vožtuvo matematinis modelis, skirtas nustatyti vožtuvo plokštelių deformacijas, susidarančias amortizatoriaus eksploatacijos metu, nuo kurių priklauso amortizatoriaus sukuriama slopinimo jėgos charakteristika. Sudarytame modelyje yra įvertinamas vožtuvo plokštelių skaičius, geometriniai matmenys, išdėstymas ir medžiagos savybės, nustatomos kontaktinės jėgos, susidarančios tarp vožtuvo plokštelių. Aprašomas plokštelinio vožtuvo modelis yra pateikiamas programinio paketo Matlab/Simulink aplinkoje, atliekama sudaryto modelio analizė naudojantis programiniu paketu ANSYS 15.0.

Reikšminiai žodžiai: vienvamzdis amortizatorius, plokštelinis vožtuvas, matematinis modelis, deformacijos, kontaktinės jėgos, slėgių skirtumas.

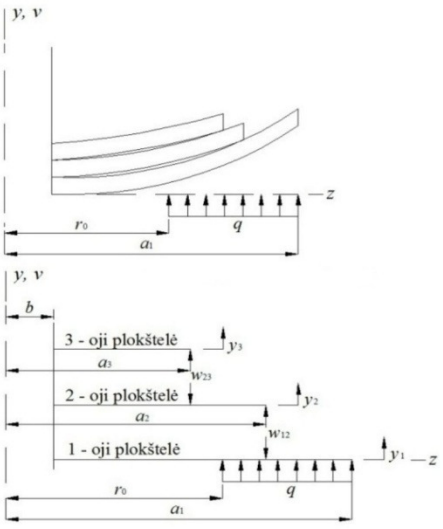
Įvadas

Siekiant judėti optimalia kelio trajektorija, transporto priemonei judant posūkiuose ar horizontaliosiomis kreivinėmis važiavimo trajektorijomis, be judėjimo važiavimo kryptimi, automobilis taip pat atlieka judesius ir apie skersinę, išilginę ir vertikalią ašis, o atsirandantys amortizuojamų ir neamortizuojamų masių svyravimai turi neigiamos įtakos važiavimo dinamiškumui ir saugumui, todėl automobilių pakabose yra naudojami amortizatoriai. Tačiau, net automobiliuose naudojant autosportui skirtus amortizatorius, jų pakabos nėra konstrukciškai nepriekaištingos, kadangi sportiniams automobiliams ar motociklams skirti amortizatoriai yra projektuojami taip, kad būtų tinkami įvairiose situacijose, esant įvairioms eksploatacijos sąlygoms, siekiant išgauti patenkinamas slopinimo charakteristikas. Autosportui skirti amortizatoriai turi 2–3 nepriklausomus charakteristikų reguliatorius, kurie leidžia keisti amortizatoriaus eksploatacinius rodiklius atskirai suspaudimo ir/arba ištraukimo eigose, tačiau šių reguliatorių ribos yra per siauros norint konkretų sportinį automobilį pritaikyti tam tikroms eksploatacijos sąlygoms, pavyzdžiui, žiedinėms lenktynėms, atsižvelgiant į specifinius poreikius ir automobilio parametrus, todėl amortizatorių konstrukcijos yra modifikuojamos.

Vienvamzdžių amortizatorių veikimo principas yra paremtas amortizatoriaus konstrukcijos, t. y., plokštelinio vožtuvo sukuriamu pasipriešinimu alyvos judėjimui, jo eksploatacijos metu, todėl modifikuojant plokštelinį vožtuvą yra suformuojamos skirtingas savybes turinčios amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos. Literatūros šaltinyje (Farjoud *et al*. 2011) yra nurodoma, kad amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos forma ir eksploataciniai rodikliai tiesiogiai priklauso nuo plokšteliniuose vožtuvuose naudojamų plokštelių skaičiaus, geometrinių matmenų, jų išdėstymo ir medžiagos savybių, iš kurios yra gaminamos plokštelės, tačiau tiksli šių faktorių įtaka amortizatoriaus slopinimo charakteristikai nėra ištirta. Eksperimentiniu būdu ištirti rezultatus, gaunamus taikant įvairius vožtuvo ir jo plokštelių modifikavimo derinius praktiškai neįmanoma dėl tyrimų kainos ir sugaištamo laiko. Tai yra reali problema, su kuria yra susiduriama sportinių automobilių ir motociklų amortizatorių modifikavimo veikloje, todėl fizikinės sistemos matematinis modeliavimas yra tapęs realia alternatyva eksperimentiniams bandymams. Vis dėlto, siekiant supaprastinti matematinio modeliavimo procesą, įvairių mokslininkų darbuose yra įvedami įvairūs supaprastinimai, kurie nulemia netikslius modeliavimo rezultatus, pavyzdžiui: nevertinamas plokštelių išdėstymas (Talbott, Starkey 2002), nevertinamos amortizatoriuose naudojamos alyvos fizikinės savybės (Ping 2003) bei alyvos debitas, susidarantis alyvai tekant pagalbinėmis stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis (Farjoud *et al*. 2011; Phu, Lee 2014) ar įvedami įvairūs kitokie vožtuvo konstrukcijos supaprastinimai (Funke, Bestle 2013). Dėl šių priežasčių naujų tikslesnių matematinių modelių kūrimas yra aktualus uždavinys.

Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis

Tokio tipo uždaviniai, kai modeliuojami įvairių mechaninių sistemų elementų tarpusavio ryšiai, sąveika ir deformacijos, yra sprendžiami taikant įvairaus pobūdžio prielaidas ir metodus. Šiame darbe remiantis literatūros šaltiniais (Farjoud *et al*. 2011) ir (Talbott, Starkey 2002) yra parenkamas Roarko deformacijų skaičiavimo metodas, kuris yra įvardinamas, kaip vienas tiksliausių skaitinių metodų, skirtų nustatyti įvairių plokštelių įlinkiams. Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis yra sudaromas naudojantis 1 pav. pateikta skaičiuojamąja schema, kurioje yra vaizduojamas plokštelinis vožtuvas, susidedantis iš trijų plokštelių, schemoje taip pat yra pavaizduoti pagrindiniai plokštelių matmenys, plokšteles veikiančios apkrovos, jų pridėjimo spinduliai.



1 pav. Plokštelinio vožtuvo, plokštelėms kontaktuojant tik išoriniuose spinduliuose, skaičiuojamoji schema

Taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, vožtuvo plokštelių įlinkio nustatymui yra priimamos šios pagrindinės prielaidos, kurių laikantis yra atliekamas modeliavimas:

1. Modeliuojamų plokštelių paviršius yra plokščias, plokštelės storis yra pastovus visame plokštelės skersmenyje ir plokštelė yra pagaminta iš vienalytės medžiagos (E = const), jos savybės visame skerspjūvyje yra vienodos. Plokštelės spindulys a yra baigtinio ilgio;

2. Plokštelės deformacijos dėl temperatūros poveikio neegzistuoja;

3. Modeliuojamų plokštelių storio ir mažiausio matmens plokštumoje santykis yra ≤ ¼.

4. Plokštelių vidurinysis paviršius (sluoksnis) yra plokščias ir deformacijos metu jo skersmuo nekinta, t. y., plokštelių vidurinysis paviršius yra neutralusis sluoksnis. Plokštelės neutralusis sluoksnis yra statmenas veikiančių jėgų plokštumai;

5. Vertikalūs poslinkiai (įlinkiai) nagrinėjami koordinačių z – v sistemoje (įlinkių ašis v sutampa su ašimi y). Įlinkis yra laikomas teigiamu, kai skerspjūvio centras pasislenka teigiamos skerspjūvio ašies kryptimi (horizontalioje plokštelėje – aukštyn, kaip parodyta 1 pav.). Nagrinėjami tik linijiniai poslinkiai. Deformacijos yra tik tamprios, galioja Huko dėsnis;

6. Amortizatoriaus eksploatacijos metu, vožtuvui esant deformuojamam, tarp plokštelių susidaro tarpai ir jos kontaktuoja tik išoriniuose spinduliuose a_i (1 pav.). Šiuo atveju, taip pat gali būti priimama prielaida, kad amortizatoriaus eksploatavimo metu, vožtuvui esant deformuojamam, tarp plokštelių tarpai gali nesusidaryti ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu, tačiau tokios prielaidos priėmimas reikalauja atskiro plokštelių tarpusavio sąveikos tyrimo ir kontaktinės mechanikos uždavinio formulavimo, todėl toliau šiame straipsnyje prielaida, kai tarp plokštelių nesusidaro tarpai ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu, nėra nagrinėjama.

Iš 1 pav. pateiktos skaičiuojamosios schemos yra matoma, kad remiantis įvardintomis prielaidomis, galima išskirti du pagrindinius veikiančių apkrovų atvejus:

1. Plokštelė deformuojama dėl slėgių skirtumo, susidarančio tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų amortizatoriaus eksploatacijos metu. 1 paveiksle ši apkrova žymima simboliu q ir vaizduojama, kaip plokštelę veikianti išskirstyta apkrova. Šis apkrovos tipas galioja tik pirmajai vožtuvo plokštelei, esančiai ant stūmoklio.

2. Vožtuvo plokštelės yra deformuojamos plokštelių kontakto spinduliuose atraminių reakcijų (kontaktinių jėgų), susidarančių dėl pirmąją vožtuvo plokštelę veikiančio slėgių skirtumo. Atraminės reakcijos 1 paveiksle žymimos simboliu w_i ir yra vaizduojamos, kaip koncentruotos jėgos.

Kadangi amortizatoriaus vožtuvo plokštelės yra deformuojamos veikiant dviems skirtingiems apkrovų atvejams, skaitiniam plokštelių įlinkio modeliavimui yra parenkami atitinkami Roarko deformacijų skaičiavimo metodo algoritmai, aprašomi literatūros šaltinyje (Warren, Budynas 2001).

Priėmus įvardintas prielaidas, plokštelinis vožtuvas šiame straipsnyje yra nagrinėjamas, kaip statiškai neišsprendžiama strypinė sistema, taikant jėgų metodą, kuris yra grindžiamas modeliuojamos sistemos statinio neišsprendžiamumo laipsnio nustatymu ir papildomos kanoninių lygčių sistemos, kuri išreiškia sistemos deformavimosi sąlygas, sudarymu. Kanoninių lygčių sistemos sprendiniai yra nežinomaisiais laikytų atpalaiduotųjų ryšių atraminių reakcijų w_i, t. y., kontaktinių jėgų tarp vožtuvo plokštelių, reikšmės. Bendruoju atveju kanoninių lygčių sistema plokšteliniam vožtuvui, susidedančiam iš n plokštelių, kuris yra modeliuojamas, kaip k kartų statiškai neišsprendžiama strypinė sistema, yra užrašoma:

$$\begin{cases} \delta_{11}w_{12} + \delta_{12}w_{23} + ... + \delta_{1i}w_i + \Delta_1 = d_2 w_{12} \\ \delta_{21}w_{12} + \delta_{22}w_{23} + ... + \delta_{2i}w_i = d_3 w_{23} \\ ... \\ \delta_{n1}w_{12} + \delta_{n2}w_{23} + ... + \delta_{ni}w_i = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

čia: δ_{ni} – vienetinės jėgos $\overline{w_i}$ sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi plokštelių kontakto spindulyje, m; Δ_i – slėgių skirtumo q sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryp-

timi plokštelių kontakto spindulyje, m; w_i – atraminė reakcija (kontaktinė jėga), veikianti plokštelių kontakto spindulyje, N; d – deformuojamo pagrindo (atitinkamos plokštelės) deformatyvumo koeficientas, m/N.

Kadangi tik pirmoji vožtuvo plokštelė yra deformuojama tikrosios apkrovos q, o kitos plokštelės tiesioginės sąveikos su šia apkrova neturi, todėl dydis Δ_i taip pat yra vertinamas tik 1-ojoje sistemos lygtyje, aprašančioje pirmosios plokštelės deformacijas v ašies kryptimi. Pirmosios plokštelės deformacijos atveju, deformuojamas pagrindas yra antroji plokštelė, antrosios plokštelės deformacijos atveju, deformuojamas pagrindas – trečioji plokštelė ir t. t. Plokštelės, kuri yra deformuojamas pagrindas, deformatyvumo koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje. Plokšteliniame vožtuve, paskutinioji vožtuvo plokštelė, priklausomai nuo amortizatoriaus gamintojo, gali būti įtvirtinama nejudamai, tokiu atveju yra priimama prielaida, kad priešpaskutiniosios vožtuvo plokštelės poslinkiai atpalaiduotųjų ryšių kryptimis yra neįmanomi, t. y., lygūs nuliui ((1) lygčių sistemos n-toji lygtis). Jeigu n-toji vožtuvo plokštelė yra įtvirtinta judamai, jos deformatyvumo koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje pridedant vienetinę jėgą ir įvertinant šios jėgos sukeltus plokštelės poslinkius. Kitų vožtuvo plokštelių deformatyvumo koeficientai yra nustatomi įvertinant plokštelių išdėstymą ir jų skaičių, suformuojant pagalbinę lygčių sistemą:

$$\begin{cases} \delta'_{22} w'_{23} + \Delta_p = d_3 w'_{23} \\ \ldots \\ \delta'_{ni} w'_i + \Delta_{p+1} = d_{n+1} w'_i \end{cases}, \qquad (2)$$

čia: δ'_{ni} – papildomos vienetinės jėgos $\overline{w}'_i$ sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi atitinkamų plokštelių kontakto spindulyje, m; Δ_{p+1} – papildomos vienetinės jėgos $\overline{w}'_{i+1}$, pridėtos išoriniame atitinkamos plokštelės spindulyje, sukeltas plokštelės poslinkis plokštelių kontakto spindulyje, m; d_{n+1} – žinomas (nustatytas) atitinkamos plokštelės deformatyvumo koeficientas, m/N; w'_i – atraminė reakcija, sukeliama papildomos vienetinės jėgos $\overline{w}'_i$, N.

Remiantis (2) lygčių sistema, kiekvienos plokštelės deformatyvumo koeficientas atitinkamai yra išreiškiamas:

$$d_{n+1} = \frac{y_w + \Delta_{p+1}}{\overline{w}'_{i+1}}, \qquad (3)$$

čia: y_w – atraminės reakcijos w'_i sukeltas atitinkamos plokštelės poslinkis, m.

Amortizatoriaus eksploatacijos metu, vožtuvo plokštelės tuo pačiu laiko momentu yra veikiamos daugiau nei vienos apkrovos, todėl nustatant atitinkamų plokštelių įlinkį, joms yra taikomas superpozicijos principas, t. y., visa plokštelę veikianti apkrova yra išskaidoma į dalines apkrovas, kurių kiekviena yra įvertinama taikant reikiamą Roarko deformacijų skaičiavimo algoritmą. Nustatinėjamas įlinkis tam tikrame pasirinktame plokštelės spindulyje yra apskaičiuojamas nuo kiekvienos veikiančios dalinės apkrovos atskirai, gautieji rezultatai sumuojami ir tokiu būdu gaunamas plokštelės įlinkis nuo visos veikiančios apkrovos. Taikant superpozicijos principą, plokštelių įlinkis yra nustatomas sudarant lygčių sistemą:

$$\begin{cases} y_1 = (y_1)_q + (y_1)_{12} \\ y_2 = (y_2)_{12} + (y_2)_{23} = (z_1)_q + (z_1)_{12} \\ y_3 = (y_3)_{23} = (z_2)_{12} + (z_2)_{23} \end{cases}, \qquad (4)$$

čia: $(y_1)_q$ – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo q, m; $(y_1)_{12}$ – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m; $(y_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m; $(y_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23}, m; $(z_1)_q$ – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo q, m; $(z_1)_{12}$ – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m; $(y_3)_{23}$ – trečiosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23}, m; $(z_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12}, m; $(z_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23}, m.

Jeigu plokštelinį vožtuvą sudaro daugiau nei trys plokštelės, tuomet (4) lygčių sistema yra papildoma lygtimis, analogiškomis antrajai šios sistemos lygčiai. Sudarytu plokštelinio vožtuvo matematiniu modeliu nustačius galutinį pirmosios vožtuvo plokštelės įlinkį, remiantis literatūros šaltinyje (Farjoud *et al.* 2011) pateikiamu vienvamzdžio amortizatoriaus matematiniu modeliu yra apskaičiuojamas teorinis vožtuvo deformacijos suformuojamas drenažinių kiaurymių, skirtų alyvos tėkmei, skerspjūvio plotas A:

$$A = 2\pi \cdot a_1 \cdot y_1, \qquad (5)$$

čia: y_1 – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, m; a_1 – išorinis pirmosios plokštelės spindulys, m.

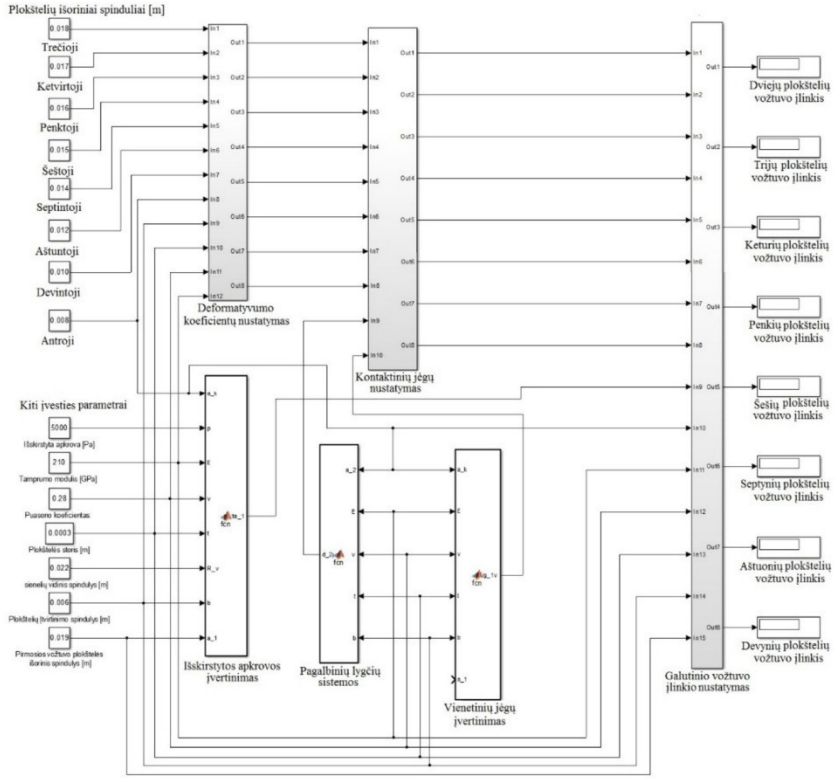
Matematinis modelis *Matlab/Simulink* aplinkoje

Aprašytas matematinis modelis programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje yra pateikiamas 2 paveiksle. 2 pav. pateiktas modelis leidžia analizuoti vožtuvo, sudaryto iš 2–9 plokštelių, deformacijas, priklausomai nuo šių modelio įvesties parametrų: slėgių skirtumo q, susidarančio tarp amortizatoriaus suspaudimo ir ištraukimo kamerų, plokštelių įtvirtinimo vožtuve spindulio b, plokštelių skaičiaus, kiekvienos iš plokštelių išorinio spindulio a_i ir storio, plokštelių medžiagos tamprumo modulio, Puasono koeficiento ir stūmoklio pagrindinių drenažinių kiaurymių matmenų.

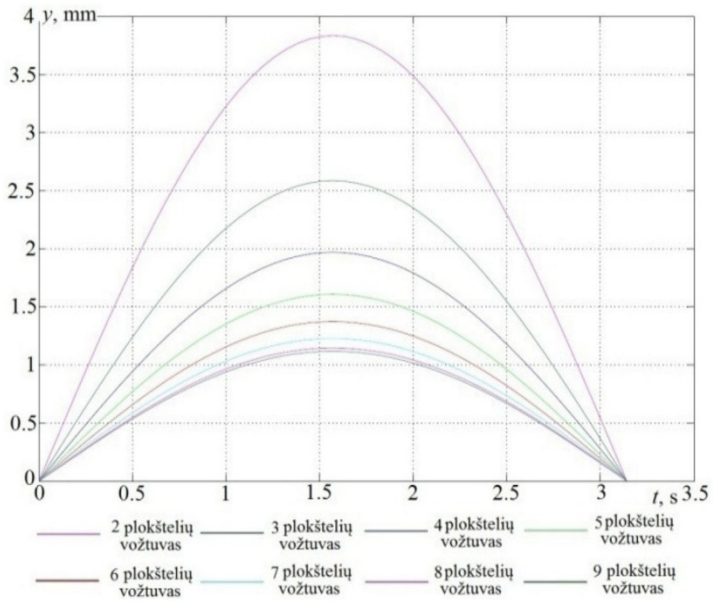
3 paveiksle yra vaizduojami gaunamų pirmosios vožtuvo plokštelės išorinio taško deformacijų modeliavimo rezultatų pavyzdžiai, taikant 2 pav. pateiktą matematinį modelį. 3 pav. pateikti rezultatai yra gauti modeliavimo objektu parinkus plokšteles, kurių storis – 0,3 mm, įtvirtinimo spindulys – 6 mm, pirmosios vožtuvo plokštelės išorinis spindulys 19 mm, kitų plokštelių spinduliai atitinkamai – 18, 17, 16, 15, 14, 12, 10, 8 mm,

išskirstytosios apkrovos (slėgių skirtumo) pridėjimo vidinis spindulys – 15 mm, plokštelių medžiagos Puasono koeficientas – 0,3, tamprumo modulis – 210 GPa, veikiantis slėgių skirtumas – 0–1,5–0 MPa.

Iš pateikto 3 paveikslo matyti, kad veikiant maksimaliai, vienodo dydžio – 1,5 MPa apkrovai, labiausiai yra deformuojamas plokštelinis vožtuvas, sudarytas iš dviejų plokštelių – 3,83 mm, tuo tarpu plokštelinio vožtuvo, sudaryto iš 9 plokštelių, pirmosios plokštelės išorinio taško deformacija yra 1,11 mm. Dėl šios priežasties galima daryti prielaidą, kad plokštelinio vožtuvo deformacijoms didžiausią įtaką turi vožtuve naudojamų plokštelių skaičius.



2 pav. Vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinis modelis programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje



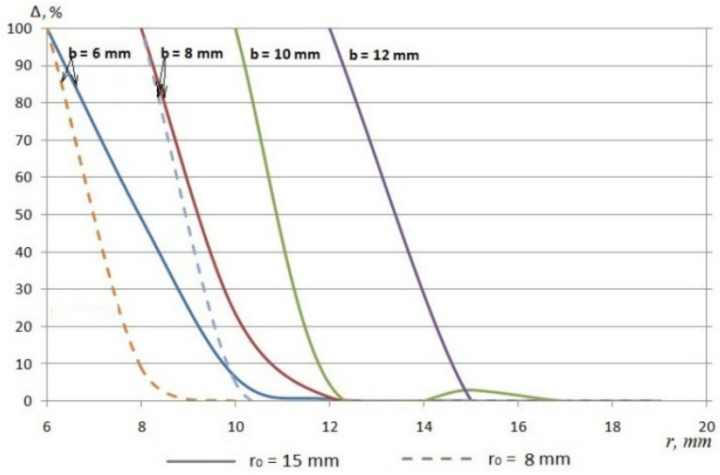
3 pav. Plokštelinio vožtuvo pirmosios plokštelės išorinio taško deformacijų matematinio modeliavimo rezultatų pavyzdys

Matematinio modelio analizė

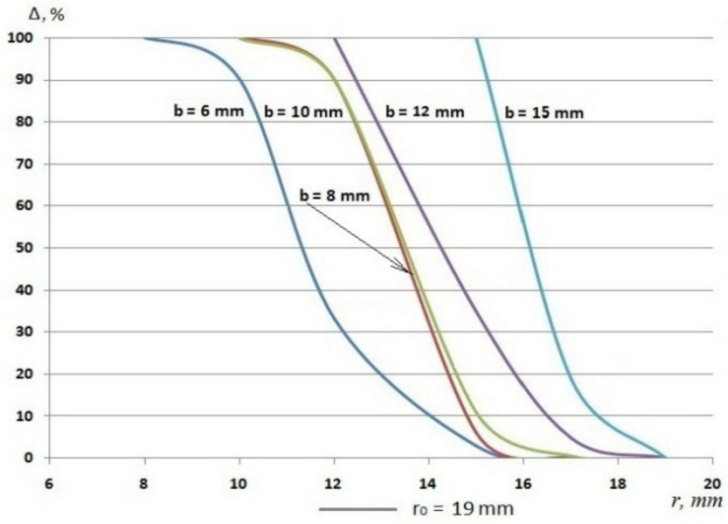
Matematinio modelio analizė yra atliekama programiniu paketu *ANSYS 15.0* taikant baigtinių elementų (BE) metodą. 4 paveiksle yra pateikiamos santykinės paklaidos Δ reikšmės tarp amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų, taikant Roarko ir baigtinių elementų metodus, esant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos tik ją veikiančio slėgių skirtumo. Iš pateikto 4 paveikslo matyti, kad nustatant plokštelių įlinkį skirtinguose jų spinduliuose *r*, gaunamų rezultatų santykinės paklaidos dydis taikant įvardintus modeliavimo metodus priklauso nuo:

1. Išskirstytos apkrovos pridėjimo spindulio r_0. Apdorojus modeliavimo rezultatus buvo pastebėta, kad kuo išskirstytos apkrovos veikimo plotas yra didesnis, t.y., kuo pagrindinės drenažinės kiaurymės yra didesnės, tuo santykinė paklaida tarp gaunamų modeliavimo rezultatų, taikant Roarko ir BE metodus, yra mažesnė;

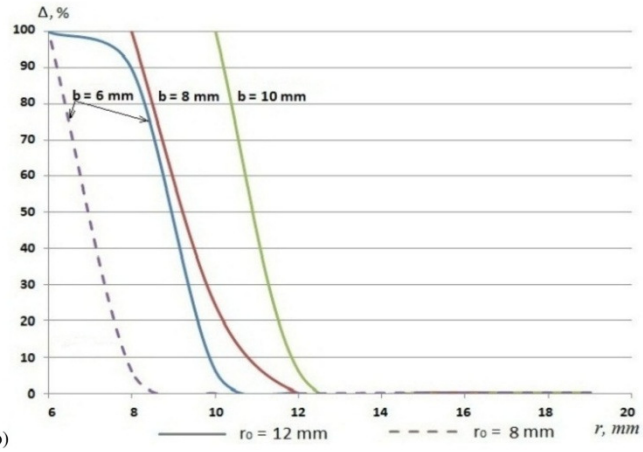
2. Plokštelės įtvirtinimo spindulio *b*. Didžiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų pasireiškia plokštelės spinduliuose *r*, kurie yra artimi plokštelės įtvirtinimo spinduliui *b* ($\Delta \le 100$ %), mažiausia – įlinkį nustatinėjant išoriniame plokštelės spindulyje *a* ($\Delta \le 0{,}1$ %). Maksimalios santykinės paklaidos Δ (100 %) susidarymas plokštelės įtvirtinimo spindulyje *b*, gali būti paaiškinamas tuo, kad taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, nėra įvertinama sąlyga, kad įtvirtinta plokštelės dalis nėra deformuojama, t. y., slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai yra įvertinamas neteisingai, o modeliuojant BE metodu, slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai yra įvertinamas, kaip poslinkis su nulinėmis vertėmis, t. y., priimama, kad įtvirtinta plokštelės dalis yra nedeformuojama. Atlikus gautų modeliavimo rezultatų analizę taip pat buvo pastebėta, kad veikiančios išskirstytos apkrovos dydis ir plokštelės storis neturi įtakos susidarančių modeliavimų rezultatų santykinėms paklaidoms.



4 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, esant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos tik ją veikiančio slėgių skirtumo



a)



b)

5 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, esant sąlygai, kad vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos ją veikiančių kontaktinių jėgų: a – išoriniame plokštelės spindulyje; b – tam tikrame plokštelės spindulyje

5 paveiksle yra pateikiamos amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo skaitinių matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos Δ reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeliamos tiek kontaktinių jėgų išoriniame plokštelės spindulyje a_2 (a dalis), susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su didesnio spindulio plokštele, tiek kontaktinių jėgų tam tikrame plokštelės spindulyje a_3 (b dalis), susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su mažesnio spindulio plokštele.

Iš 5 paveiksle pateikto grafiko yra matyti, kad kaip ir deformacijų susidarančių dėl veikiančio slėgių skirtumo atveju, taip ir šiuo atveju, modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos priklauso nuo kontaktinės jėgos veikimo spindulio ir nuo plokštelės įtvirtinimo spindulio *b*. Nagrinėjant įvardintus kontaktinių jėgų veikimo atvejus taip pat buvo nustatyta, kad nepriklausomai nuo išorinio modeliuojamos vožtuvo plokštelės spindulio a_2, mažiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų yra gaunama įlinkį nustatinėjant išoriniame plokštelės spindulyje a_2 ($\Delta \leq 0{,}1$ %), o įlinkį nustatinėjant mažesniuose plokštelės spinduliuose, t. y., spinduliui, kuriame yra nustatinėjamas plokštelės įlinkis artėjant prie plokštelės įtvirtinimo spindulio *b*, modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, didėja, todėl galima teigti, kad išorinis plokštelės spindulys a_2 neturi įtakos gaunamų rezultatų santykinėms paklaidoms ir tikslumui.

4 ir 5 paveiksluose pateiktos modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos yra gautos modeliavimo objektu parinkus *XYZ SuperSport* vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo pirmąją, t. y., didžiausiąją plokštelę, kurios išorinis spindulys yra 19 mm.

Išvados

Sudarius ir išanalizavus vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinį modelį suformuojamos bendrosios išvados:

1. Sukurtas plokštelinio vožtuvo matematinis modelis yra pagrįstas Roarko deformacijų skaičiavimo ir jėgų metodo principais.
2. Sukurtame matematiniame modelyje įvertinami plokštelių geometriniai parametrai, jų skaičius ir išdėstymas vožtuve, įvertinamos plokštelių medžiagos savybės. Naudojant sukurtą modelį, galima tirti plokštelinio vožtuvo deformacijų priklausomybes amortizatoriaus eksploatavimo metu.
3. Nustatyta, kad taikant sudarytą matematinį modelį, modeliavimo rezultatų paklaidų dydis priklauso nuo išskirstytos apkrovos bei kontaktinių jėgų pridėjimo spindulio ir plokštelės įtvirtinimo spindulio.
4. Nustatyta, kad veikiančios išskirstytos apkrovos ir kontaktinių jėgų dydis, taip pat plokštelių storis ir išorinis plokštelių spindulys neturi įtakos gaunamų modeliavimo rezultatų paklaidų dydžiui.

Literatūra

Farjoud, A.; Ahmadian, M.; Carft, M.; Burke, W. 2011. Nonlinear modelling and experimental characterization of hydraulic dampers: effects of shims stacks and orifice parameters on damping performance, in *Nonlinear Dynamics* 67(2): 1437–1456 https://dx.doi.org/10.1007/s11071-011-0079-2.

Funke, T.; Bestle, D. 2013. Physics-based model of stroke-dependent shock absorber, in *Multibody System Dynamics* 30(2): 221–232. https://dx.doi.org/10.1007/s11044-013-9348-9.

Phu, M. N.; Lee, S. G. 2014. Characteristics of pressure and force considering friction in a closed cylinder with a holed piston, in *Journal of Mechanical Science and Technology* 28 (6): 2409–2415. https://dx.doi.org/ 10.1007/s12206-014-0533-4.

Ping, Y. 2003. Experimental and mathematical evaluation of dynamic behaviour of an oil – air coupling shock absorber, in *Mechanical Systems and Signal Processing* 17(6): 1367–1356. https://dx.doi.org/ 10.1006/mssp.2002.1528.

Talbott, S. M.; Starkey, J. 2002. An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper, in *SAE Technical Paper Series* 2002-01-3337. 20 p. https://dx.doi.org/10.4271/2002-01-3337.

Warren, C. Y.; Budynas, G. R. 2001. *Roark's Formulas for Stress and Strain.* R. R. Donnelley & Sons Company. 854 p.

C PRIEDAS.

Magistrinio darbo tema tarptautiniame moksliniame žurnale „Mechanika“, turinčiame citavimo rodiklį, paskelbtas mokslinis straipsnis

ISSN 1392–1207.MECHANIKA. 2016 Volume 22(2): 105–111

Theoretical evaluation of the influence of the thermodynamic processes on the selection of shock absorbers for sports cars

S. Nagurnas*, V. Žuraulis, P. Skačkauskas***, A. Rimkus****, J. Gargasas*******
**Vilnius Gediminas Technical University, Basanavičiaus str. 28, LT-03224 Vilnius, Lithuania,*
E-mail: saulius.nagurnas@vgtu.lt
***Vilnius Gediminas Technical University, Basanavičiaus str. 28, LT-03224 Vilnius, Lithuania,*
E-mail: vidas.zuraulis@vgtu.lt
****Vilnius Gediminas Technical University, Basanavičiaus str. 28, LT-03224 Vilnius, Lithuania,*
E-mail: paulius.skackauskas@vgtu.lt
*****Vilnius Gediminas Technical University, Basanavičiaus str. 28, LT-03224 Vilnius, Lithuania,*
E-mail: alfredas.rimkus@vgtu.lt
******Vilnius Gediminas Technical University, Basanavičiaus str. 28, LT-03224 Vilnius, Lithuania,*
E-mail: justinas.gargasas@vgtu.lt

crossref http://dx.doi.org/10.5755/j01.mech.22.2.12529

1. Introduction

Oscillations of sprung and unsprung masses have negative influence on the dynamics and the safety of driving [1], therefore shock absorbers are used in vehicles suspensions of all types. Shock absorbers used in serial cars have to ensure the safety and the comfort of driving, i.e., to not allow the oscillations of the car's body from road roughness grow and last for a long time, which can cause harmful loads for passengers and damage fragile shipments. The suspension and its shock absorbers in a sports car have to ensure optimal car's handling characteristics and suitable grip of the wheels to the road surface. It doesn't matter for what type of competition (drift, circuit, drag, rally, etc.) a car is designed. In all sports cars a shock absorber is the most important and the most complex part of suspension, which carries the heaviest load and which plays the decisive role in maintaining a car's stability on the race track. Though the operating of the twin-tube and monotube shock absorbers is based on the hydraulic fluid's (oil) resistance against the existing load, these shock absorbers, due to different constructions, have different characteristics which influence the choice what construction of shock absorbers may be used in cars which are designed for different purposes.

In literature sources [2-4] monotube shock absorbers are accentuated as the most suitable and most commonly used shock absorbers in sports cars. In the source of literature [5] opportunities of optimising the suspension of sports cars using monotube shock absorbers are examined. In the publication it is indicated that constructions of monotube shock absorbers' valves and pistons, body, etc. are more easily modified trying to obtain the needed suspension's characteristics and they are also more suitable for intensive exploitation and heavier loads. The manufacturer "Ohlins" of shock absorbers indicates that more than 80% of "Cart formula" class cars use the monotube shock absorbers manufactured by this firm [6], and the manufacturer "Tein" of sports shock absorbers had published a work where constructional advantages and drawbacks of monotube and twin-tube shock absorbers are examined and compared as well as suitability for races and everyday exploitation. The manufacturer points out that twin-tube shock absorbers are more suitable for everyday exploitation in a city because of the two cylinders body construction which allows to gain better protection against external damages, i.e., if the outer cylinder of such a shock absorber is damaged, it does not influence the work of a shock absorber's piston and rod, and the performance of the shock absorber is not affected. Furthermore, low gas pressure in such shock absorbers ensures smaller loads on seals, smaller friction in the shock absorber and more comfortable driving which is why exploitation expenses of such shock absorbers are lower. The manufacturer "Tein" emphasises that the main factor, which makes monotube shock absorbers more suitable for sports cars and intensive loads, is the emitted temperature [7]. Warner and Takheja also emphasise the importance of the influence of the temperature's factor [8]. In this work it is indicated that the worsening characteristics of hydraulic fluid due to high temperature have influence on the car's suspension's height too if springs of improper stiffness are used. That has an especially great significance in the "Indy Light Formula" class cars. In the experimental tests it was established that a change of 0.76 mm in the suspension's height can determine a 0.5 s longer time of finishing a race track when its length is 1.6 km [8]. During the exploitation, depending on the loads, shock absorbers can heat up to approximately 120°C [9]. In the sources of literature [10] and [11] by using experimental methods it is confirmed that the thermodynamic processes occurring in shock absorbers have influence on their working efficiency. In these works during the experiments with shock absorbers in the laboratory it was established that the too high temperature of a shock absorber's body can cause certain deformations of the shock absorbers and their parts, and a shock absorber's construction influences most the insufficient heat transfer to the atmosphere and the shock absorber's heating. Taking into account that in all of the discussed works there are presented only the results, obtained during the practical experiments, the aim of this work is to analyse and clarify the presumptions presented in various academic publications that a shock absorber's construction has great influence on the heat transfer and distribution in a shock absorber's body, by

means of theoretical modelling of the thermodynamic processes which occur in shock absorbers.

2. Methods of modelling and research

For the investigation and modelling of the heat transfer to the atmosphere and temperature distribution in the shock absorbers' of different constructions, these shock absorbers were chosen: "Bilstein MDS860" coil-over monotube shock absorber which is meant for formula class cars, and short stroke sports type twin-tube "Sachs S27" shock absorber. The monotube "Bilstein F4" shock absorbers which were used in serial "Mercedes-Benz C" cars and twin-tube "Monroe" shock absorbers which were used in "Fiat Panda" cars were chosen for comparison. The models of the shock absorbers were formed and the investigating was done using *SolidWorks* software package. The investigated shock absorbers bodies main geometrical data, which were determined based on the literature sources [9, 12], are presented in Table 1.

Table 1

The main geometrical data of shock absorbers bodies

Model	Inner/outer cylinder height, mm	Inner/outer cylinder diameter, mm	Cylinder wall thickness, mm
Bilstein MDS860	132/-	42/-	3
Bilstein F4	335/-	39.40/-	2
Monroe	268.50/299	30/44	2
Sachs S27	144/162	29/38.30	1.5

The modelling of the indicated shock absorbers' temperature distribution and heat transfer to the atmosphere was done in a four stages:

1. During the first stage, an additional cooling of the shock absorber was not modelled, i.e. natural convection was happening and the conditions of shock absorbers' testing in laboratories were imitated. In the case of natural convection the heat transfer coefficient α from the atmosphere to the shock absorber is equal 5–25 W/m^{2}K [13], (accepted value – 20 W/m^{2}K).

2. During the second stage, an additional cooling of the shock absorber was modelled, i.e. forced convection (imitating the air flow which cools the shock absorber while the car is moving on a track) was introduced. When the forced convection is created by the airflow over the shock absorber, then α changes in a range of 20–350 W/m^{2}K [14], (accepted values – 100, 225 and 350 W/m^{2}K).

While imitating the forced and natural convections, these modelling conditions were accepted: Oil temperature values: 0, 15, 30, 45, 60, 90°C; Atmosphere temperature – 22°C; Oil heat transfer to the body coefficient size: 50, 150 and 300 W/m^{2}K. The modelling of all shock absorbers and processes is done repeatedly with different oil temperatures, different heat transfer coefficient from oil to body and heat transfer coefficient from atmosphere to body.

3. During the third stage, the estimation of shock absorber's body alloy influence on the thermal conductivity through the wall of the shock absorber's body and its transfer from the wall to the atmosphere, is made. Shock absorbers cylinders (bodies) are usually made of steel or aluminium alloys, for example, high quality 7075-0 or 6061 aluminium alloy is used. The thermal conductivity coefficient of a shock absorber depends on the material of the cylinder. In order to ascertain the influence of the thermal conductivity coefficient on the thermal conductivity through the wall of the shock absorber body and its transfer to the atmosphere, modelling of temperature distribution and heat transfer was done with these shock absorbers made of different alloys. Thermal conductivity coefficient of 7075-0 aluminium alloy is 173, steel alloy – 50 and oil – 0.152 W/mK. The values of thermal conductivity coefficient are accepted based on the provided accurate materials characteristics in the SolidWorks software package's materials' library, choosing the alloys from which the shock absorbers are made.

Due to the shock absorber body being a cylindrical surface, the intensity of the heat transfer between the fluids through the wall is described by linear heat flux density. Heat transfer between fluids through a wall can be divided into three stages: 1) Heat transfer from a fluid (oil) to a wall (shock absorber body); 2) Thermal conductivity through a body wall; 3) Heat transfer from the wall to the fluid (atmosphere).Taking into account all these stages, the linear heat flux density for the monotube and twin-tube shock absorbers can be calculated [15]:

$$q_l = \frac{\pi\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \left(\sum \frac{1}{2\lambda_i} ln \frac{d_{i+1}}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{max}}}, \quad (1)$$

where α_i is heat transfer coefficient; T_{fi} is fluid (oil and atmosphere) temperature; d_i is diameters of shock absorber cylinders; λ is thermal conductivity coefficient.

The amount of heat transferred through the shock absorber body to the atmosphere during a certain time, is described as the heat flow. Heat flow is calculated [14, 15]:

$$Q = l\, q_l, \quad (2)$$

where l is a shock absorber cylinder height.

In a simplified case, the temperature in any intermediate point of shock absorber cylindrical body can be calculated [14, 15]:

$$t_{n+1} = t_n - \frac{q_l}{2\pi\lambda_i} ln \frac{r_{n+1}}{r_n}, \quad (3)$$

where t_n is shock absorber inner wall temperature; r_{n+1} is radius to the point, where the temperature is calculated; r_n is inner radius of shock absorber body.

4. Fourth stage: investigation of the influence of the temperature on the oil viscosity, density and damping force. This investigation is carried out by mathematically evaluating the processes occurring in the shock absorber and by deriving the dependencies of fluid's (oil's) viscosity, density and shock absorber's damping force on the changing oil temperature during exploitation. Additionally, experimental tests were done, during which the dependencies of values of oil viscosity and density on the change of the oil temperature are determined. Experimental tests are done using "Motorex Fork Oil W10" oil for shock absorbers, which

has nominal kinematic viscosity of 52.50 mm^2/s (43.25 mPa·s) at the temperature of 40°C, 100°C – 9.90 mm^2/s (7.70 mPa·s), and density at the temperature of 20°C – 840 kg/m^3 [16]. The experiments were carried out by heating the oil and using a rotary viscometer "Brookfield DV-I Prime" to evaluate the oil viscosity at the temperatures of 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90°C. Density is also determined by heating the oil and evaluating it using the hydrometer at the temperatures of 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120°C.

3. Modelling results

In Table 2 the results obtained during the modelling are presented, when the oil's thermal conductivity coefficient is $\alpha_1 = 300$ W/m^{2}K. These results show that in cases of both natural and forced convections, the smaller temperature of the body settles and the bigger linear heat flux density is transferred through the monotube shock absorbers. In Table 2 the tendency of changing values of settling bodies' temperature and linear heat flux density is presented, when the shock absorber's cooling conditions are changing. The tendency of the changes of examined values is analogous to the other cases of modelling.

Table 2

Modelling results

Initial oil temperature T_0, °C	Bilstein MDS860						Bilstein F4					
	The heat transfer coefficient, created by the airflow over the shock absorbers α_2, W/m^{2}K											
	20		100		350		20		100		350	
	T_1, °C	q_l, W/m	T_1, °C	q_l, W/m	T_1, °C	q_l, W/m	T_1, °C	q_l, W/m	T_1, °C	q_l, W/m	T_1, °C	q_l, W/m
0	2.5	−53.8	8.05	−208	13.9	−428	2.7	−50.7	7.25	−198	13.2	−413
15	15.6	−17.1	17.24	−66.3	19.4	−136	15.9	−16.1	17.31	−63.1	19.2	−132
30	29.3	19.6	27.07	75.8	24.9	155.8	29.4	18.4	27.83	72.1	25.5	150.3
45	42.9	56.7	36.58	218	31.4	447.9	43.4	52.9	38.77	207.3	32.1	432.2
60	56.6	92.9	46.08	360.2	35.9	740.1	57.4	87.5	49.71	342.5	38.6	714.1
90	83.9	166.3	65.1	644.5	49.8	1324.4	85.3	156.6	71.59	612.9	51.7	1277
T_0	Monroe						Sachs S27					
0	1.1	−31	1.8	−53	1.8	−61	1.4	−34	2.1	−67	2.3	−81.4
15	15	−9.9	15.6	−16.9	15.6	−19	15.5	−10.7	15.6	−21.3	15.7	−25.9
30	30	11.4	29.9	19.3	29.9	22.1	29.9	12.3	29.9	24.4	29.8	29.6
45	45	32.7	44.9	55.4	44.9	63.3	44.9	35.3	44.7	70.1	44.5	85.1
60	60	53.9	59.9	91.6	59.9	104.6	59.8	58.3	59.6	115.8	59.2	140.6
90	90	96.5	89.9	163.9	89.9	187.2	89.7	104.3	89.2	207.3	88.5	251.7

where T_1 is settling monotube shock absorber's body temperature (twin-tube shock absorber inner body temperature); q_l is overall linear heat flux density transferred through the shock absorbers bodies.

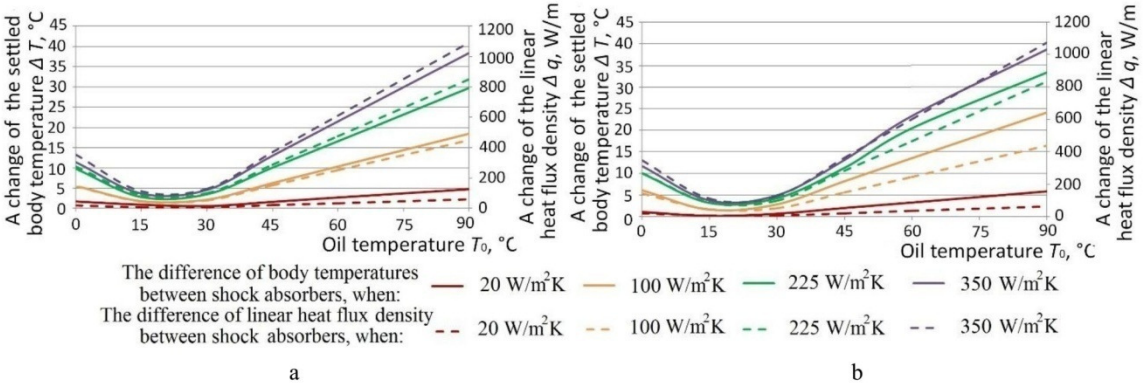


Fig. 1 Differences of settled temperatures in bodies and the overall linear heat flux density values between shock absorbers when the oil heat transfer coefficient is 300 W/m^{2}K, and when the atmosphere heat transfer coefficient values are different: a) "Bilstein F4" and "Monroe", b) "Bilstein MDS860" and "Sachs S27"

Taking into account the results of modelling, which were obtained while imitating the conditions of shock absorbers' testing in laboratories, it is seen that in the case of natural convection, the accumulated amount of heat in the shock absorber and its body temperature depends only on the oil heat transfer coefficient, because when it is getting larger, the value of the linear heat flux density grows also, and the influence of the atmosphere temperature is minimal (except the cases when it is very low or very high). During the process of natural and forced convections, the main (inner) cylinder of the twin-tube shock absorber is not cooled at all due to the fact that in the twin-tube shock absorbers the cylinder is surrounded by oil from both sides, and the linear heat flux density there is minimal or non-existent.

Contrary to the case of natural convection, the air flow which cools the shock absorber when the car is moving on a track is imitated, the forced convection is formed, and the accumulated amount of heat in the shock absorbers and the settled body temperature depend not only on the oil heat transfer coefficient but also on the value of atmosphere heat transfer to the body coefficient, i.e., on the intensity of cooling. The differences between twin-tube and monotube shock absorbers, regarding the settled temperature of bodies and the transferred linear heat flux, when different cooling cases of shock absorbers are being modelled, are presented in Fig. 1. In Fig. 1 it is seen that when the oil temperature in the shock absorber working chamber is lower than the atmosphere temperature, the air flow that circulates round the shock absorber does not cool the shock absorber body but heats it, depending on the atmosphere heat transfer coefficient. Because of this reason, since instead of the heat transfer to the atmosphere there is the obtainment of heat, the linear heat flux density is negative. In this case, the lower the heat transfer coefficient and the larger the atmosphere heat transfer coefficient are, the more the shock absorber heats up. A modelling example of the temperature distribution in the shock absorbers' bodies is presented in Fig. 2.

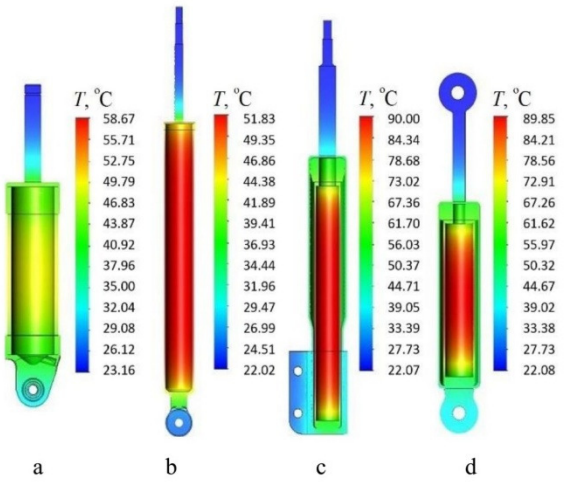


Fig. 2 A modelling example of the temperature distribution in the shock absorbers bodies when the oil heat transfer coefficient is 300 W/m^{2}K during the maximal (350 W/m^{2}K) forced convections: a) "Bilstein MDS 860"; b) "Bilstein F4"; c) "Monroe", d) "Sachs S27"

In Fig. 3, there is a graph which shows the differences between the settled bodies' temperatures and the transferred linear heat flux density in all of the modelled shock absorbers when they are made from different aluminium and steel alloys, the oil temperature ranges from 0 to 90°C, its heat transfer coefficient being 300 W/m^{2}K and the atmosphere heat transfer coefficient being 350 W/m^2·K. Based on the presented graph and the obtained results, it is seen that when the shock absorber body is made from an alloy with lower thermal conductivity coefficient, the linear heat flux density is decreasing, therefore the shock absorbers body accumulates a larger amount of heat and the settling temperature in the body increases. Using Eq. (1) it is determined that in the cases modelled in this work the maximal change of linear heat flux density is not big – 7.5 W/m (the maximal temperature change between the uniform shock absorbers made of different alloys is 5°C). If a shock absorber body is made of the 1060-H16 aluminium alloy, with thermal conductivity coefficient equal to 230 W/mK, under the conditions that are presented in Fig. 3, the "Bilstein F4" shock absorber maximal linear heat flux density increases from 1277 to 1279 W/m. If the shock absorber's body is made of the AISI 321 steel alloy with thermal conductivity coefficient equal to 16.1 W/mK, the linear heat flux density decreases to 1256 W/m. That is why it can be stated that the influence of shock absorber body material thermal conductivity coefficient on the linear heat flux density is not large compared to the influence of the oil and atmosphere heat transfer coefficient.

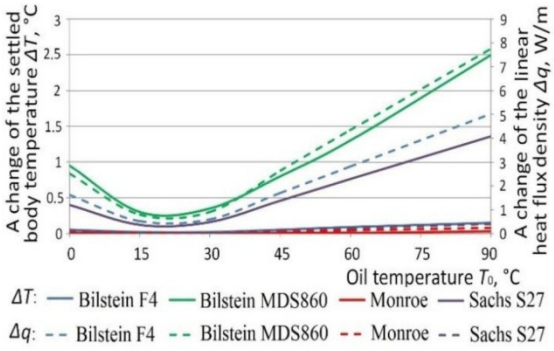


Fig. 3 Differences of settled bodies temperature and the overall linear heat flux density values between all of the tested shock absorbers when the oil temperature ranges from 0 to 90°C, its heat transfer coefficient is 300 W/m^{2}K, and the atmosphere heat transfer coefficient values are different

Based on Eq. (2), the overall amount of heat, which the shock absorber transfers to the atmosphere, depends not only on the linear heat flux density but also on the geometric shapes of the shock absorber – its body (cylinder) height. Evaluating the heights of cylinders of the tested shock absorbers, the biggest amount of heat, under the conditions presented in Fig. 3, is transferred into the atmosphere by the "Bilstein F4" shock absorber – 428 W ("Bilstein MDS 860" – 175 W, "Sachs S27" – 40 W, "Monroe" – 55 W). However, this indicator is not suitable to evaluate shock absorbers because the geometric parameters of the tested shock absorbers are different.

In this thesis the modelling is done accepting that the conditions of convection forming and occurring are ideal. During realistic conditions, a number of external factors have influence on the thermodynamic processes occurring in shock absorbers: protective elements of shock absorbers, technical condition of shock absorbers, wind direction and speed, temperature of vehicle engine. Under realistic conditions, the tendency of the temperature changes and distribution in the shock absorbers' body remains the same as the presented one because all the named factors determine the value of the atmosphere temperature surrounding a shock absorber. Because of this reason, the accepted values of the atmosphere heat transfer coefficients, which are applied while modelling, are affected [15, 17], and, during the modelling, wide-ranging limits of these coefficients are evaluated, which encompass the named external factors.

4. Temperature influence on the oil viscosity, density and the shock absorber damping force

Thermal motion of fluids (oil) is described as vibration of their molecules about certain temporary equilibrium positions. After a certain period of time t the molecule equilibrium position gives a jump. These periods of time t are very different and constantly disorderly change. Such periods of time are called relaxation time. During low temperatures the fluids' viscosity is high because the periods of time t are relatively long, the distances between molecules are small and their interaction is strong. While the fluid heats, time t decreases and the fluid molecules become more mobile. Because of this, while the temperature rises, the fluids viscosity exponentially decreases. Dynamic fluid viscosity dependence on the oil's temperature can be evaluated using the Arrhenius-type equation [18]:

$$\eta = \eta_n e^{C\left(\frac{1}{T_i}-\frac{1}{T_n}\right)}, \tag{4}$$

where η_n is constant oil viscosity during a certain temperature; T_n is nominal oil temperature at which the constant oil viscosity is determined; e is Euler number; T_i is oil temperature; C is coefficient which is approximately equal to the ratio between the oil molecules activation energy and the universal gas constant [18]:

$$C = \frac{E}{R}, \tag{5}$$

where E is oil molecules activation energy, i.e. the minimal energy needed for the fluid molecule to sever the bonds with adjacent molecules and to jump from one balance position to the other, J/mol (for example, water activation energy is approximately 15950 J/mol, methanol – 10060 J/mol [18]); R - the universal gas constant.

The oil viscosity change dependency on the temperature can be most easily determined using the Eq. (4). The initial oil temperature T_1 is inserted into this formula and it is divided by an analogical formula (all of the values in the formula do not change). When oil temperature after change T_2 is inserted into Eq. (4), an expression is obtained which shows how many times the oil viscosity decreases (equations are made and solved using the Maple package):

$$n = e^{-\frac{C(-T_2+T_1)}{T_1 \cdot T_2}}. \tag{6}$$

The oil density, depending on the temperature and the oil characteristic, changes as well. Based on the source literature [19], the oil density dependency can be described as a decreasing linear temperature function and calculated:

$$\rho = \frac{\rho_n}{1+\alpha\left(T_i - T_{n1}\right)}, \tag{7}$$

where ρ_1 is constant oil density during a certain temperature; α is coefficient of volumetric thermos expansion. For the oils used in shock absorbers this coefficient value is $\alpha \approx 0.001$ K^{-1} $\approx$ 1000 ppm/K [19]; T_1 is nominal oil temperature at which the constant oil density is determined.

In order to properly and accurately determine the shock absorber damping force it is needed to evaluate a number of various shock absorber construction parameters and indicators: friction between the moving shock absorber elements, precise pressure in the working and gas chambers, piston construction, valve construction and the characteristics, the geometric shapes of valve plates, etc. The evaluation is very complex and it requires many theoretical and experimental tests. In the source of literature [20] a relatively accurate monotube shock absorber mathematical model is being formed and examined, and it is indicated that the overall shock absorber damping force can be expressed as a non-linear shock absorber rod shift $x(t)$, rod velocity $\dot{x}(t)$ and rod acceleration $\ddot{x}(t)$ function. To evaluate the influence of the temperature on the monotube shock absorber's damping characteristics, using Eqs. (4)-(7), the presented model of the shock absorber is remade [20], an expression is obtained:

$$m\ddot{Z}(t) + \left(\left(-\frac{1}{2}\right)\frac{-\rho_n + A_g^3\dot{Z}^2(t) + A_g^3\dot{Z}^2(t)\alpha T_{i1} - A_g^3\dot{Z}^2(t)\alpha T_{n1}}{\left(1+\alpha T_{i1} - \alpha T_{n1}\right)C_{d1}^2 A_{n1}^2}\right) sign\left(\dot{Z}(t)\right) +$$
$$+ \frac{128 L_1 \eta_n e^{-C\frac{(-T_n+T_i)}{T_n T_i}}\left(1+\alpha T_{i1} - \alpha T_{n1}\right)A_g^2\dot{Z}(t)}{\left(1+\alpha T_{i1} - \alpha T_{n1}\right)n\pi d^4} + \frac{L_1\rho_n A_g^2\ddot{Z}(t)}{\left(1+\alpha T_{i1} - \alpha T_{n1}\right)A_{n1}} + F_f\, sign\left(\dot{Z}(t)\right) = -m\ddot{X}(t), \tag{8}$$

where A_g is average cross-section area of the piston with regard to the cross-section area of the rod; $Z(t)$ is relative displacement (velocity, acceleration); C_d is dynamic discharge coefficient; m is mass of the system; A_n is oil orifice area; L_1 is length of the oil orifice; F_f is estimation of the friction of the system.

In Fig. 4 a graph is presented in which the dependencies of the values of the "Motorex Fork Oil W10" oil density and viscosity are compared, when the oil temperature is changing. These dependencies were measured and theoretically calculated during an experiment. In the graph it can be seen that the obtained values do not entirely match with the theoretically calculated ones, using Eqs. (4) and (7). The mathematically estimated oil dynamic viscosity decrease, when the oil temperature changes in the indicated interval, was approximately 10% smaller than the actual viscosity decrease during the experiment. The measurement errors, which according to the viscometer readings ranged from 0.1 to 1.5%, had the influence on the forming of the difference. However, based on the source literature [18], the difference between the theoretically and practically determined viscosity values is mostly influenced by the oil molecules activation energy because it is a very unstable and constantly changing value which depends on the ambient humidity, pressure, the intensity of processes, and other various indicators. Using Eq. (4) and the information which is provided by the analysed oil manufacturer [16], it was determined that this oil molecules activation energy is around 27900 J/mol. However, after analysing the obtained practical results, it was determined that during the experiment the

oil molecules activation energy was around 33900 J/mol.

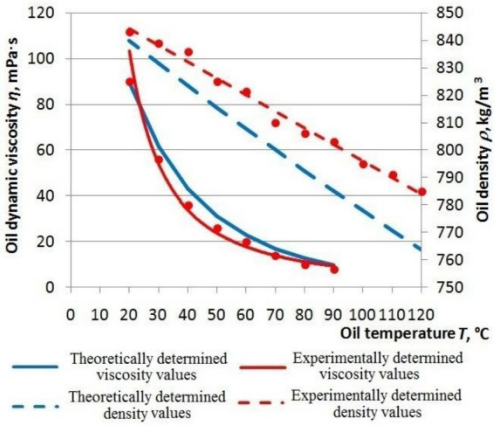


Fig. 4 Characteristics of dependencies of the experimentally and theoretically determined density and dynamic viscosity values on the oil temperature

The obtained graphs of the viscosity and density characteristics are almost identical to the theoretical ones, so a conclusion can be made that the method of calculating the influence of the temperature on the oil viscosity is formed correctly. The estimation of the oil density and viscosity change using the Eqs. (7) and (4) is expedient and it can be applied during the theoretical modelling of the shock absorber characteristics.

5. Conclusions

Based on the results obtained from the investigation of the influence of the thermodynamic processes occurring in the shock absorbers of different constructions, these conclusions, which are important for the selection of the shock absorbers for sports cars, can be made:

1. In all modelled cases the lower body temperature settles and the larger value of the linear heat flux density is gained in the monotube shock absorbers.

2. Damping force and oil viscosity directly depend on the oil temperature in the working chamber of the shock absorber. When the temperature is rising, oil viscosity and the shock absorber damping force decrease. Because of this reason, monotube shock absorbers, due to their characteristics to transfer heat to the atmosphere more effectively, ensure a smaller decrease of damping force than twin-tube shock absorbers, under the same experiment conditions.

3. In the case of natural convection, the accumulated amount of heat in the shock absorber and its body temperature depend only on the oil's heat transfer coefficient. In the case of forced convection, the accumulated amount of heat in the shock absorber and the body settled temperature depend on the oil heat transfer coefficient and on the atmosphere heat transfer to the body coefficient.

4. The influence of the thermal conductivity coefficient of the shock absorber body material on the linear heat flux density is not large compared to the influence of the oil and the atmosphere heat transfer coefficients.

5. The calculation method of the influence of the temperature on the oil viscosity and density is formed properly, because the difference between the theoretically calculated and during the experiment measured values of oil density is ≤2.5%, and the difference between viscosity values is ≤10%. The formed method can be applied during the various theoretical modelling of the shock absorbers.

References

1. **Žuraulis, V.; Levulytė, L.** 2014. The influence of comfort and sport driving modes of modern vehicles on the vibration of sprung and unsprung masses, Proceedings of 18th International Conference Transport Means, 15-19.
2. **Haney, P.** 1996. A comparison of modern racing dampers, SAE Technical Paper 962545: 221-225. http://dx.doi.org/10.4271/962545.
3. **Talbott, M.S.; Starkey, J.** 2002. An experimentally validated physical model of a high-performance monotube damper, SAE Technical Paper 2002-01-3337. 20p. http://dx.doi.org/10.4271/2002-01-3337.
4. **Simms, A.; Crolla, D.** 2002. The influence of damper properties on vehicle dynamic behaviour, SAE Technical Paper 2002-01-0319, 14p. http://dx.doi.org/10.4271/2002-01-0319.
5. **LaJoie, J.C.** 1996. Damper performance development, SAE Technical Paper 962551, 255-261. http://dx.doi.org/10.4271/962551.
6. **Ohlins Manufacturer.** 2011. Inside Ohlins T44 manual. Part 2. Work Section [online] [accesed 9 December 2014]. Available from Internet: http://www.motorsportspares.com/files/inside_the_ttx_work_section.pdf.
7. **Tein Manufacturer.** 2014. Twin-tube shock absorber and monotube shock absorber [online] [accesed 28 November 2014]. Available form Internet: https://www.tein.co.jp/e/special/ni_toryu/.
8. **Warner, B.; Takheja, C.** 1996. An analytical and experimental investigation of friction and gas spring characteristics of racing car suspension dampers, SAE Technical Paper 962548, 241-254. http://dx.doi.org/10.4271/962548.
9. **Reimpell J.; Stoll H.; Betzler J.** 2001. The Automotive Chassis, Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd, Great Britain, 460 p.
10. **Talemi, H.R.; Zahedi, A.; Baets, D.P.** 2015. Fretting fatigue failure mechanism of automotive shock absorber valve, International Journal of Fatigue 73: 58-65. http://dx.doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2014.11.010.
11. **Gallardo, J.M.; Soria, L.; Herrera, E.J.** 2006. Investigation of service failures in automobile shock absorbers, Engineering Failure Analysis 14: 355-363. http://dx.doi.org/ 10.1016/j.engfailanal.2006.02.006.
12. Bilstein Manufacturer 2014. MDS-System Formula Student [online] [accesed 30 October 2014]. Available form Internet: http://motorsport.bilstein.de/en/home/ racing-products/mds-formula/mds-system-formula-student/.
13. SolidWorks Corp. 2010. Thermal analysis. [online] [accesed 16 February 2015]. Available from Internet: http://www.solidworks.com/sw/docs/thermal_2010_ENG_ FINAL.pdf.
14. **Lienhard, H. J**. 2008. A Heat Transfer Textbook, 3rd ed., Massashusetts Institute of Technology, Massashusetts, 762p.
15. **Bockh, V.P.; Wetzel, H.** 2011. Heat Transfer, Springer Publishing, 284p.

16. **Motorex Manufacturer.** 2005**.** Motorex Fork Oil Safety Data. [online] [accesed 22 January 2015] Available from Internet: http://www.rowersport.pl/sklep/ media/ strona/img/biblioteka/ 1224_karty%20 charakterystyk.pdf.
17. **Maffulli, R; He, L.** 2013. Wall temperature effects on heat transfer coefficient, ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Coefficient, 16p. http://dx.doi.org/10.2514/1.B35126.
18. **Dallel, M.; Hamda, H.; Guettari, M**. 2014. Contribution to modeling the viscosity Arhhenius-type equation for some solvents by statistical correlation analysis, Fluid Phase Equilibria 383: 14-20. http://dx.doi.org/ 10.1016/j.fluid.2014.09.023.
19. **Dixon, J.** 2007. The shock absorber handbook, 2nd ed., Professional Engineering Publishing Ltd and John Wiley and Sons Ltd, Chichester, 445p. http://dx.doi.org/10.1002/9780470516430.
20. **Ping, Y.** 2003. Experimental and mathematical evaluation of dynamic behaviour of an oil – air coupling shock absorber, Mechanical Systems and Signal Processing 17(6): 1367-1379. http://dx.doi.org/ 10.1006/mssp.2002.1528.

S. Nagurnas, V. Žuraulis, P. Skačkauskas, A. Rimkus, J. Gargasas

THEORETICAL EVALUATION OF THE INFLUENCE OF THE THERMODYNAMIC PROCESSES ON THE SELECTION OF THE SHOCK ABSORBERS FOR SPORTS CARS

S u m m a r y

In the paper a theoretical analysis of the monotube and twin-tube shock absorbers' suitability for sports cars, based on the thermodynamic processes occurring in them, is done. Investigation is carried out by modelling the transfer of heat, which forms in the shock absorbers of different constructions, to the atmosphere and the distribution of temperature in their bodies under different conditions. The thermodynamic processes that happen in the shock absorbers are represented by dependency graphs according to the linear heat flux density and the heat transfer to the atmosphere coefficient. In the article theoretically and by experiments the way the thermodynamic processes change the shock absorbers oil viscosity and density characteristics as well as the damping force is also analysed.

Keywords: shock absorber; sports car; temperature; oil; density; viscosity; damping force.

Received July 02, 2015
Accepted March 15, 2016