



TECHNOLOGIJOS MOKSLAI ŠIANDIEN IR RYTOJ – 2011

Studentų mokslinių darbų konferencijos
PRANEŠIMŲ MEDŽIAGA

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETO

Panevėžio instituto technologijų fakultetas

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI ŠIANDIEN IR RYTOJ – 2011

Studentų mokslinių darbų konferencijos

PRANEŠIMŲ MEDŽIAGA

Kauno technologijos universitetas, Lietuva
2011 gruodžio 9 d.



UDK 62(474.5)(06)
Te-13

Konferenciją organizuoja Kauno technologijos universiteto Panevėžio
instituto technologijų fakultetas.

ORGANIZACINIS KOMITETAS

Pirmininkas prof. habil. dr. Jonas Bareišis

Mokslinis sekretorius doc. dr. Dainius Vaičiulis

Nariai: prof. dr. Vytautas Kleiza
prof. dr. Vytenis Sinkevičius
doc. dr. Aurimas Česnulevičius
doc. dr. Jonas Valickas
dr. Saulius Sušinskas

ISBN 978-609-02-0265-4

© Kauno technologijos universitetas, 2011

TURINYS

Ižanga	7
J. Tilindis, V. Kleiza Lenkiamos profilinės sijos standumo apskaičiavimas pagal ribotus įlinkio matavimus.....	8
K. Kavaliauskas, D. Vaičiulis Lenkiamo ir tempiamo mechanškai nevienalyčio sandūrinio suvirintojo sujungimo su v formos siūle ekvivalentinės plokščiosios siūlės matmenų tyrimas	13
J. Minevičienė, D. Garuckas Sukamo apvalaus sluoksniuoto strypo optimizacija ir optimizacijos kriterijų tyrimas.....	20
L. Kadžys, A. Bražėnas Dvisluoksnio mechanškai nevienalyčio vamzdžio, veikiamo vidinio slėgio, įtempių deformacijų būvis	28
I. Velmunkaitė, D. Garuckas Tempiamo (gniuždomo) sluoksniuoto strypo optimizacija ir optimizacijos kriterijų tyrimas	35
A. Preidys, A. Bražėnas Juostinių pjūklų patvarumo tyrimas	43
A. Bedalis, J. Bareišis Dvikomponentės sijos standumo ir stiprumo tyrimas.....	49
T. Narbutas, J. Valickas MVE generatoriaus aušinimo tobulinimas.....	54
D. Balčiūnas, A. Jurgelionis, J. Valickas Automobilinio generatoriaus pritaikymas horizontalios ašies mažajai vėjo elektrinei.....	60
D. Rumčikas, D. Vaičiulis Cilindrinų gyliai temptų detalų tempimo proceso technologiškumo nustatymas.....	66

L. Norvilaitė, D. Vaičiulis Klupdomų mechanškai nevienalyčių suvirintųjų sujungimų su plokščia minkšta siūle tyrimas	72
R. Viltrakis, Ž. Bazaras Smulkių krovinų sandėlio technologinio aprūpinimo tyrimas	76
G. Kairys, D. Viržonis Mikroelektromechaninės sistemos impedanso matavimo automatizavimas	82
J. Teresevičienė, V. Sinkevičius Mobilaus roboto energijos sąnaudų modeliavimas	87
A. Ašmanavičius, V. Sinkevičius Laidų pynės testavimo kompiuterine rega tyrimas	93
E. Ribokas, Ž. Bazaras Geležinkelio pervažos guminės dangos sutvirtinimo strypų stipruminis tyrimas	99
V. Krikščikas, D. Viržonis Mikroskysčių valdymas talpiniais mikromontuojamais ultragarso keitikliais	105
T. Šukys, V. Sinkevičius Objektų orientavimo erdvėje sistemos tyrimas	111
A. Tučkus, A. Tautkus Automobilių serviso remonto paslaugų kokybės tyrimas	119
E. Katinauskas, A. Tautkus Eismo priemonių optimizavimas rokiškio mieste	127
A. Augulis, A. Tautkus Stabdymo efektyvumo priklausomybės nuo automobilio masės tyrimas	134
A. Petryla, D. Vaičiulis Pasipriešinimo koeficiento priklausomybės nuo automobilio geometrinių parametrų tyrimas	138

A. Petrauskas, A. Tautkus Padangų įtaka automobilių stabdymo efektyvumui tyrimas	144
I. Šimoliūnas, J. Bareišis Vienodo atsparumo dvikomponentės sijos standumo tyrimas	151
R. Klemka, V. Sinkevičius Mobilių robotų orientacijos sistemos pagal kelio dangos raštą tyrimas.....	158
G. Aukštuolis, J. Valickas Vienfazio inverterio spektrinių charakteristikų valdymas	164
J. Ledzinskas, Ž. Bazaras Automobilio priekinių lonžeronų stiprumo tyrimas	172
D. Sriubas, Ž. Bazaras Triukšmo tyrimas automobilio viduje	177
T. Poška, S. Kazakevičius J. Kaupienė Šiaudinių namų statyba Lietuvoje	182
I. Kraujalytė, I. Navardauskaitė, J. Kaupienė Pavojingos sveikatai medžiagos statybiniuose gaminiuose	188
J. Kanaporienė, Ž. Bazaras Geležinkelio vėžės keitimo įrenginių ašių stiprumo tyrimas	194
K. Kurpis, J. Kaupienė Epoksidinės dervos atsparumo kirpimui ir tūšos savybių nustatymas aukštesnėse temperatūrose.....	200
A. Jasinskas, J. Valickas Dažninės pavaros vidinių trikdžių filtravimo tyrimas	205
D. Tratulytė, D. Garuckas Apvalaus skerspjūvio skylių apdirbimo technologijos įtakos tyrimas apdirbimo savikainai	211
R. Laurinavičius, A. Česnulevičius Dviejų laisvės laipsnių manipulatoriaus dinaminį charakteristikų modeliavimas.....	217

A. Miškinis, A. Tautkus	
Šoninio vėjo įtaka sunkvežimio stabilumui	222
M. Aleksandravičius, D. Vaičiulis	
Mobilaus roboto lipimo laiptais mechanizmų analizė	226
M. Garbašauskas , D. Račiūnas, J. Valickas	
Fotoelektrinių modulių panaudojimo perspektyvos	232
 Autorių indeksas	 243

IŽANGA

2011 m. gruodžio 09 d. KTU Panevėžio instituto Technologijų fakultete vyko studentų mokslo darbų (SMD) konferencija „Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2011“.

Konferencijos tikslai:

- propaguoti ir skatinti studentų mokslinę veiklą;
- išmokyti studentus ruošti mokslinius straipsnius bei formuluoti išvadas;
- supažindinti studentus su atliekamų mokslinių tyrimų rezultatais;
- skelbti studentų tiriamųjų darbų rezultatus specialiame konferencijos leidinyje.

Pranešimuose buvo pristatyti mokslinių tiriamųjų darbų rezultatai šiomis tematikomis: kompozicinių konstrukcijų stiprumas ir optimizavimas, transporto priemonių tyrimas ir logistika, robotikos elementų ir elektrinių įrenginių tyrimas ir valdymas, alternatyvi energetika, naujos statybinės konstrukcijos ir jų analizė.

Tikimės, kad studentų mokslo konferencijos „Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2011“ pranešimų medžiaga Jums bus įdomi ir naudinga.

prof. habil. dr. Jonas Bareišis
doc. dr. Dainius Vaičiulis

LENKIAMOS PROFILINĖS SIJOS STANDUMO APSKAIČIAVIMAS PAGAL RIBOTUS ĮLINKIO MATAVIMUS

J. Tilindis, V. Kleiza

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: sijos standumas, atvirkštinis uždavinys, įlinkis.

1. Įvadas

Šiame darbe tiriamas sijos standumo lenkimui nustatymo metodas [1], juo sprendžiant realius, praktikoje sutinkamus uždavinius, taip tikrinant pasiūlyto metodo patikimumą ir pagrįstumą. Darbe [1] pasiūlytas metodas buvo įvertintas tik analitiniais bei modeliniais pavyzdžiais. Kadangi analitinis uždavinio sprendimas yra daugiau iliustracinio pobūdžio, didžiausias dėmesys turi būti skiriamas skaitmeniniam atvirkštinio uždavinio sprendimui, kuris betarpiškai gali būti taikomas realiose situacijose. Siekdami patikrinti [1] siūlomo skaičiavimo metodo tinkamumą, išnagrinėsime profilinę lenkiamą siją, su konkrečia medžiaga (aliuminis), apkrova ir išmatavimais. Šį konkretų uždavinį spręsimė tokia tvarka: pirma spręsdami tiesioginį uždavinį nustatysime įlinkius, o vėliau naudodamiesi [1] pateikta metodika, imituosime įlinkių matavimo eksperimentą ir pagal tokiu būdu gautus ribotus įlinkių duomenis nustatysime standumą lenkimui ir palyginsime jį su tikrąją jo verte.

Darbe taip pat ištirsime galimas standumo nustatymo problemas, įvairių sprendimo bei regularizacijos parametrų įtaką standumo atstatymo tikslumui.

2. Nagrinėjama sija

Tiriame dvitratmę siją. Sijos ilgis L , o ji apkrauta paskirstyta apkrova $f(x)$. Apkrovos schema parodyta 1 pav.

Sijos tampumo modulis E kintamas (turės lokalų standumo pasikeitimą – defektą), t.y. $E = E(x)$; o inercijos momentas J pastovus visame sijos ilgyje, t.y. $J(x) = J = \text{const}$. Apkrova f yra pastovi, t.y. $f = \text{const}$. Sija tiriamą tik tamprumo ribose, t.y. $\sigma \leq \sigma_y$. Šiai sijai galioja kraštinės sąlygos:

$M(x_1) = M(x_2) = u(x_1) = u(x_2) = 0$ Apkrovos vertė, sijos ilgis ir kiti pastovūs dydžiai pateikti 1 lentelėje.

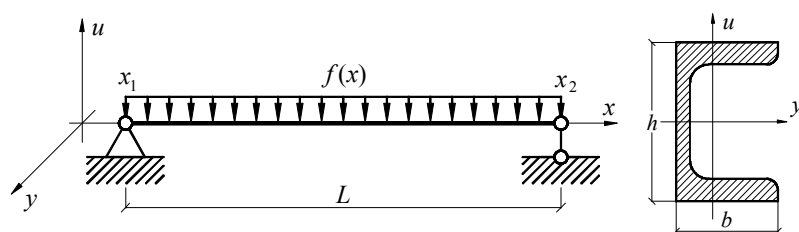
Konkrečios sijos profilis, skerspjūvio bei medžiagos parametrų vertės, parinktos pagal [2] ir [3] ir pateiktos 1 lentelėje.

Kaip jau minėta, sijoje yra lokalus standumo sumažėjimas – defektas nusakomas išraiška:

$$E_L(x) = 70 \cdot 10^9 \left(\frac{-3}{4\pi(1 + 20^2(x - 2,5)^2)} + 1 \right) \quad (1)$$

Tada standumas (turint galvoje, kad inercijos momentas pastovus:

$$k(x) = E_L(x)J(x) = 15,96 \cdot 10^3 \left(\frac{-3}{4\pi(1 + 20^2(x - 2,5)^2)} + 1 \right) \quad (2)$$



1 pav. Tiriamos sijos apkrovos schema ir profilio forma

1 lentelė

Sijos parametrai

Sijos medžiaga	Aliuminis 6013-T4 (IADS)
Sijos forma	Lovys 5P GOST 8240-89
Inercijos momentas	$J_y = 22,8 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$
Atsparumo momentas	$W_y = 9,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Tamprumo modulis:	$E = 70 \text{ GPa}$
Sijos apkrova	$f(x) = 1 \text{ kN/m}$
Sijos ilgis	$L = 1,5 \text{ m } (x_1 = 1 ; x_2 = 2,5)$

3. Tiesioginis uždavinys ir matavimo eksperimento imitacija

Pagal duotus parametrus sprendžiamas tiesioginis uždavinys, t.y. įlinkių nustatymas. Uždavinys sprendžiamas skaitmeniniu metodu, pagal [1] pateiktą metodiką, sudarant sijos ilgyje taškų tinklą, kurio taškų skaičius parenkamas iš nelygybės [1]:

$$\max_{0 \leq i \leq N} |\bar{u}_{h_N}(x_i) - \bar{u}_{h_{N-1}}(x_i)| < 10^{-7} \quad (3)$$

Nelygybė (3), garantuoja pakankamą tikslumą, kadangi didinant taškų skaičių, skaitmeninis sprendinys artėja prie tikro. Tokiu būdu parenkamas skaidymo dalių skaičius $n = 1000$. Suformavus skirtuminių lygčių sistemas, sprendžiamas tiesioginis uždavinys ir nustatomi artutiniai įlinkiai. Iš visos įlinkių aibės, atitinkamai pasirenkame poaibius, kuriuose yra 50, 100 ir 500 taškų. Eksperimentas imituojamas pagal [1]. Prie konkrečios artutinės įlinkio vertės iš kiekvieno poaibio (50, 100, 500), pridedame atsitiktinį dydį su normaliniu skirstiniu, kurio vidurkis yra nulis, standartinis nuokrypis $\sigma = 3 \cdot 10^{-7}$. Šis parametrų derinys imituos matavimo paklaidas, kurių maksimali absoliutinė vertė 0,001 mm. Taigi, būtent šie duomenys ir bus naudojami atvirkštinio uždavinio sprendimui.

4. Standumo lenkimui atstatymas

Pirmiausia standumas atstatomas naudojant 50 įlinkio matavimo taškų, imant neregularizuotus duomenis. Rezultatas pateiktas 2 pav. Toliau sprendžiama su reguliarizacija. Priešingai nei [1], naudojamas modifikuotas reguliarizacijos algoritmas t.y. įlinkių vertės paliekamos neregularizuotos, o reguliarizavimas taikomas tik po skaitmeninio diferencijavimo procedūros. Įlinkiai diferencijuojami skaitiniu būdu pagal išraišką:

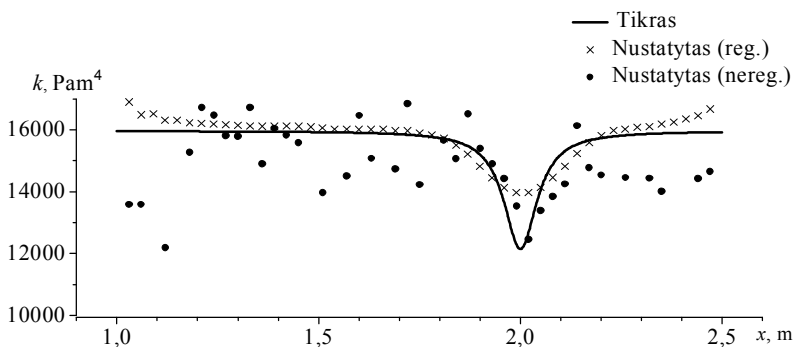
$$u'_i = \frac{u_{i+1} - u_{i-1}}{2h}; \quad i = 1, 2, \dots, n-1. \quad (4)$$

Pritaikius išraišką (4) du kartus, gauname antrąją įlinkių išvestinę $u''(x_i)$. Toliau reguliarizaciją atliekame tokia tvarka: antroji skaitmeninė įlinkių išvestinė $u''(x_i)$, reguliarizuojama mažiausių kvadratų metodu, o tada tris kartus vidurkinama. Toliau vėlgi nustatomas standumas lenkimui. Skaičiavimo rezultatai pateikti 2 pav.

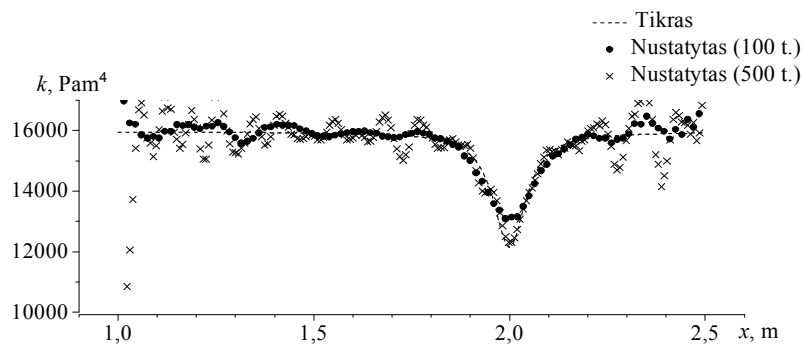
Siekiant įvertinti įlinkių taškų nuskaitymo skaičiaus įtaką standumo atstatymui, įvertinsime standumo nustatymo tikslumą naudojant 100 ir 500 įlinkių nuskaitymo taškų. Tiek vienu, tiek kitu atveju, nebeskaičiuosime neregularizuotų atvejų, kadangi dėl didelio skaitmeninio diferencijavimo

procedūros nestabilumo, gaunami visiškai neaktualūs rezultatai ir todėl pasiliksime tik prie rezultatų, kuriuose naudojama regularizacija. Skaičiavimo rezultatai pateikti 3 pav.

Kaip matome iš rezultatų (2 pav.), naudojant 50 įlinkių nuskaitymo taškų, defektas lokalizuotas, tačiau jo dydis nėra nustatytas.



2 pav. Sijos standumas lenkimui atstatytas naudojant 50 taškų



3 pav. Sijos standumas lenkimui atstatytas naudojant 100 ir 500 taškų

Kaip akivaizdu iš 3 pav. pateiktų rezultatų, naudojant 100 taškų, defektas lokalizuotas, ir jo dydis nustatytas, tačiau pasireiškia nekorektiškumo poveikis ir atstatyto standumo nestabilumas kitose vietose. Naudojant 500 taškų, defektas pilnai nustatomas, tačiau atsiranda dideli iškraipymai, kurių dydis netgi didesnis už paties defekto dydį.

5. Išvados

1. Darbe išspręstas realus standumo atstatymo uždavinys ir pasinaudojant tokio pobūdžio uždavinių sprendimo metodika [1] bei imituotas įlinkių matavimo eksperimentas.
2. Didesnis įlinkio nuskaitymo taškų skaičius, tiksliau nustato defekto dydį, tačiau pasireiškia nekorektiškumas ir rezultatų nestabilumas.
3. Regularizacijos metodo parinkimas taip pat vaidina labai svarbų vaidmenį standumo atstatymo procese.
4. Darbas sudaro pagrindą tolimesniems analitiniam tyrimams tokiems kaip optimalaus įlinkių nuskaitymo taškų skaičiaus nustatymas, bei regularizacijos optimizavimas.

Literatūra

1. **Kleiza V., Tilindis J.** Sijos standumo lenkimui nustatymo metodas naudojant ribotus įlinkio matavimus. Konferencijos „Technologijos mokslai šiandien ir rytoj 2010“ pranešimų medžiaga. – Kaunas: Technologija, 2011, p. 165-174.
2. **Polmear I. J.** Light Alloys: From Traditional Alloys to Nanocrystals, Fourth Edition. London: Elsevier, 2006, – 415 p.
3. **Анруьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. I том., Москва: Машиностроение, 2001, – 920 с.

LENKIAMO IR TEMPIAMO MECHANIŠKAI NEVIENALYČIO SANDŪRINIO SUVIRINTOJO SUJUNGIMO SU V FORMOS SIŪLE EKVIVALENTINĖS PLOKŠČIOSIOS SIŪLĖS MATMENŲ TYRIMAS

K. Kavaliauskas, D. Vaičiulis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: suvirintasis sujungimas, V formos siūlė, plokščia ekvivalentinė siūlė.

1. Įvadas

Suvirinti galima beveik visus metalus bei nemetalines medžiagas. Suvirinimo darbus galima atlikti kone visur – po vandeniu, po žeme, kosmose. Šiuo metu išmokta suvirinti medžiagas, kuriu storis svyruoja nuo kelių mikronų iki keliolikos metrų. Šiuo būdu sujungtos konstrukcijos gali sverti ir vos keletą gramų, ir kelis šimtus tonų. Dažnai būtent suvirinimas yra tas vienintelis būdas, kuriuo galima sukurti neišardomus konstrukcijų elementus [1].

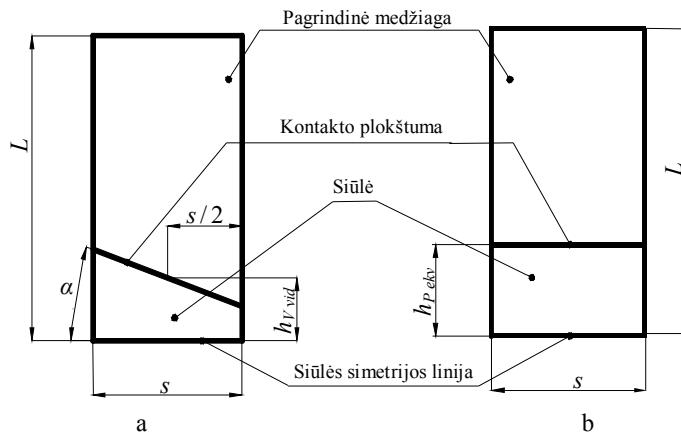
Sandūrinių suvirintųjų sujungimų stiprumą ar ilgaamžiškumą žymiai paprasčiau apskaičiuoti, kai siūlė yra plokščia. Todėl skaičiuojant sandūrinių suvirintųjų sujungimų su V ar X formos siūle stiprumą ar ilgaamžiškumą dažnai V ar X formos siūlės pakeičiamos ekvivalente plokščia siūle. Ekvivalentinės plokščios siūlės matmenys turi būti tokie, kad ekvivalentinio ir tikrojo suvirintojo sujungimo stiprumas ar ilgaamžiškumas būtų vienodi.

Darbo tikslas:

- naudojant baigtinių elementų metodą (naudosime ANSYS 10.0) ištirti, kaip kinta ekvivalentinės plokščios siūlės matmenys tempiamuose ir lenkiamuose mechaniškai nevienalyčiuose sandūriniuose suvirintuose sujungimuose su minkšta V formos siūle, priklausomai nuo V formos siūlės vidutinio santykinio aukščio $h_{s\ V\ vid}$ ir siūlės kampo α ;
- panaudojant mažiausių kvadratų metodą nustatyti plokščios ekvivalentinės siūlės aukščio empirinę priklausomybę nuo $h_{s\ V\ vid}$ ir α .

2. Tyrimams naudotas modelis

Šiame darbe apatiniai indeksais P ir V atitinkamai žymimi plokščios ir V formos siūlių parametrai, apatiniu indeksu s – santykiniai dydžiai, o apatiniu indeksu c – didžiai nustatyti siūlės simetrijos linijoje (žr. 1 pav.).



1 pav. Suvirintojo sujungimo parametrai: a – V formos siūlė; b – plokščia siūlė

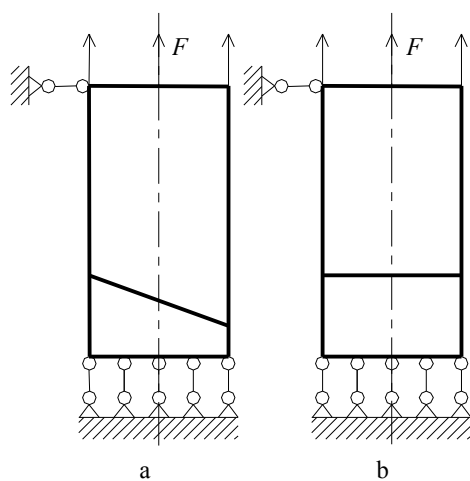
Tyrimai atlikti naudojant plokščią suvirintojo sujungimo baigtinių elementų modelį. Šio modelio pagrindiniai geometriniai parametrai pateikti 1 pav.:

- suvirintų lakštų sienelės storis s ;
- santykinis sujungimo ilgis $L_s = L / s$;
- vidutinis V formos siūlės aukštis $h_{V\text{vid}}$;
- ekvivalentinės plokščios siūlės aukštis $h_{P\text{ekv}}$;
- V formos siūlės kampas α ;
- mechaninio nevienalytiškumo koeficientas – tai pagrindinio metalo (PM) ir siūlės metalo (SM) tamprumo modulių santykis: $\gamma_e = E_{PM} / E_{SM} = 2$; čia E_{PM} – pagrindinio metalo medžiagos tamprumo modulis; E_{SM} – siūlės medžiagos tamprumo modulis.

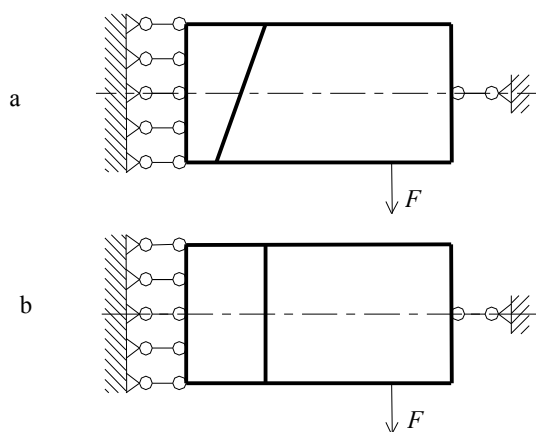
Tyrimams buvo priimta:

- $s = 10$ mm;
- $L_s = 8$;
- $h_{s\text{Vvid}} = h_{V\text{vid}} / s = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2$;
- $\alpha = 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ; 21^\circ; 25^\circ; 30^\circ$.

Tempiamo ir lenkiamo suvirintojo sujungimo su plokščia ir V formos siūlėmis skaičiavimo schemas pateiktos 2 ir 3 pav.



2 pav. Skaičiavimo schema tempiant: a – V formos siūlė; b – plokščia siūlė



3 pav. Skaičiavimo schema lenkiant: a – V formos siūlė; b – plokščia siūlė

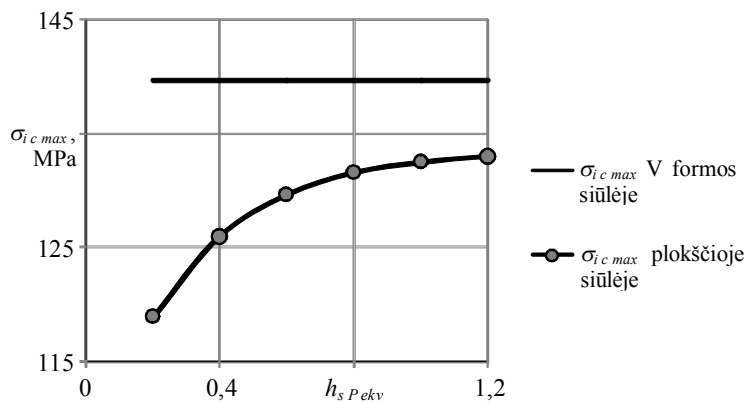
3. Tyrimų rezultatai

Šiame darbe buvo atliekami tyrimai ekvivalentinės plokščios siūlės santykinio aukščio $h_{s\ p\ ekv}$ priklausomybės nuo V formos siūlės vidutinio santykinio aukščio $h_{s\ V\ vid}$ ir siūlės kampo α (žr. 1 pav.).

Ekvivalentinės plokščios siūlės santykinio aukščio $h_{s\ p\ ekv}$ nustatyti pagal didžiausius siūlės įtempimų (deformacijų) intensyvumus, taikant BEM, nepavyko. Šiuo atveju buvo gauta, kad keičiant plokščios ekvivalentinės siūlės santykinį aukštį $h_{s\ p\ ekv}$ plokščioje siūlėje didžiausias įtempimų intensyvumas nepasiekia V formos siūlėje kylančių didžiausių įtempimų. Be to, didžiausi įtempimų (deformacijų) intensyvumai plokščioje ir V formos siūlėse realizuojasi skirtingose vietose. Todėl $h_{s\ p\ ekv}$ tempiant ir lenkiant buvo nustatytas taikant tris skirtingas prielaidas. Plokščia siūlė laikoma ekvivalentinė V formos siūlei, kai [2]:

- plokščios ir V formos siūlės simetrijos linijoje didžiausi įtempimų intensyvumai yra lygūs, t. y. $\sigma_{i\ p\ c\ max} = \sigma_{i\ V\ c\ max}$ (1 prielaida);
- plokščios ir V formos siūlės simetrijos linijoje vidutiniai įtempimų intensyvumai yra lygūs, t. y. $\sigma_{i\ p\ c\ vid} = \sigma_{i\ V\ c\ vid}$ (2 prielaida);
- plokščios ir V formos siūlių deformavimui sunaudojama tokia pat energija, t. y. $\iiint \sigma_{p\ ekv} \epsilon_{p\ ekv} dV = \iiint \sigma_{V\ ekv} \epsilon_{V\ ekv} dV$ (3 prielaida).

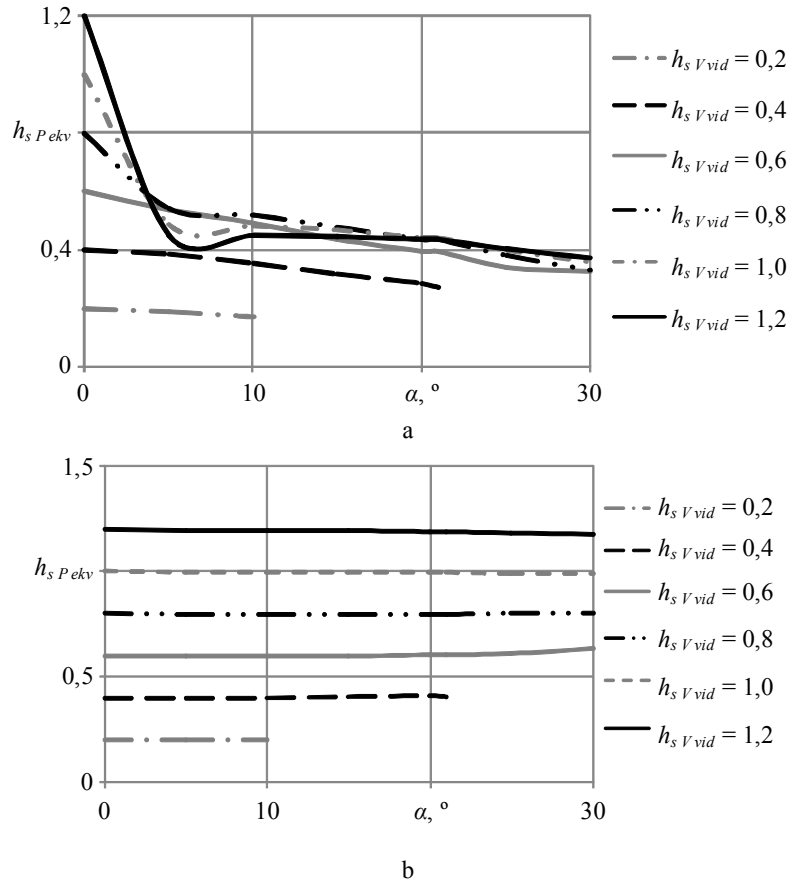
Lenkimas. Atliekant tyrimą buvo nustatyta, kad ekvivalentinės plokščios siūlės matmenims lenkimo momento ženklas įtakos neturi.



4 pav. Didžiausi įtempimų intensyvumai siūlės simetrijos linijoje $\sigma_{i\ c\ max}$ prie skirtingų ekvivalentinės plokščios siūlės santykinio aukščio $h_{s\ p\ ekv}$. Ekvivalentinis plokščios siūlės santykinis aukštis $h_{s\ p\ ekv}$ buvo nustatinėjamas sujungimui V formos siūle, kurios $h_{s\ V\ vid} = 0.6$ ir $\alpha = 15^\circ$

1 prielaida. Atlikus tyrimą gauta, kad keičiant plokščios ekvivalentinės siūlės santykinį aukštį $h_{s\text{ P ekv}}$ plokščioje siūlėje didžiausias įtempimų intensyvumas nepasiekia V formos siūlės simetrijos linijoje didžiausių įtempimų (žr. 4 pav.).

2 prielaida. Plokščios ekvivalentinės siūlės santykinio aukščio $h_{s\text{ P ekv}}$ priklausomybė nuo $h_{s\text{ V vid}}$ ir α pateikta 5 pav., a. Kai V formos siūlės santykinis vidutinis aukštis $h_{s\text{ V vid}} = 0,2 \dots 0,6$, tai didėjant siūlės kampui α aukštis $h_{s\text{ P ekv}}$ tolygiai mažėja. Kai $h_{s\text{ V vid}} = 0,8 \dots 1,2$ ir V formos siūlės kampui



5 pav. Ekvivalentinės plokščios siūlės aukščio $h_{s\text{ P ekv}}$ priklausomybė nuo V formos siūlės vidutinio santykinio aukščio $h_{s\text{ V vid}}$ ir siūlės kampo α , kai taikoma: a – 2 prielaida; b – 3 prielaida

$\alpha = 5^\circ$, tai aukštis $h_{s\ P\ ekv}$ staigiai mažėja. Kai $\alpha = 10^\circ$, $h_{s\ P\ ekv}$ padidėja, toliau didėjant siūlės kampui α aukštis $h_{s\ P\ ekv}$ tolygiai mažėja. Taikant mažiausių kvadratų metodą gauta ekvivalentinės plokščios siūlės aukščio empirinė priklausomybė nuo V formos siūlės vidutinio santykinio aukščio $h_{s\ V\ vid}$ ir siūlės kampo α , įtempimui ir deformacijai:

$$h_{s\ P\ ekv} = h_{s\ V\ vid} + \alpha^{-0,55+1,13 \cdot h_{s\ V\ vid}^{-1,428}} - 0,407 h_{s\ V\ vid}^{-1,94} (0,428 h_{s\ V\ vid}^{7,7} - 0,792 h_{s\ V\ vid}^{6,1767} - 0,0001) \quad (1)$$

3 prielaida. Plokščios ekvivalentinės siūlės santykinio aukščio $h_{s\ P\ ekv}$ priklausomybė nuo $h_{s\ V\ vid}$ ir α pateikta 5 pav., b. Taikydami mažiausių kvadratų metodą gauta ekvivalentinės plokščios siūlės aukščio empirinė priklausomybė nuo V formos siūlės vidutinio santykinio aukščio $h_{s\ V\ vid}$ ir siūlės kampo α :

$$h_{s\ P\ ekv} = h_{s\ V\ vid} + (0,0015 h_{s\ V\ vid}^{-0,00002} - 0,0015) \alpha^{4,25+0,0156 h_{s\ V\ vid}^{16}}. \quad (2)$$

Tempimas. Ekvivalentinės plokščios siūlės santykinis aukštis $h_{s\ P\ ekv}$ tempiant buvo nustatytas darbe [2]. Čia pateikiame tik empirines $h_{s\ P\ ekv}$ išraiškas taikant:

1-ąją prielaidą

$$h_{s\ P\ ekv} = h_{s\ V\ vid} + \alpha^{0,8+0,65 h_{s\ V\ vid}} \times (0,032 \cdot h_{s\ V\ vid}^2 - 0,1 h_{s\ V\ vid}^{0,5} + 0,0652), \quad (3)$$

2-ąją prielaidą

$$h_{s\ P\ ekv} = h_{s\ V\ vid} + 0,961 \left(\frac{\alpha}{45} \right)^{2,6+2,095 \exp(-0,165 \cdot h_{s\ V\ vid}) \sin(7,98 h_{s\ V\ vid} - 3,984)} \times \exp(0,242 h_{s\ V\ vid} - 0,602) \sin(2,5 h_{s\ V\ vid}), \quad (4)$$

3-ąją prielaidą

$$h_{s\ P\ ekv} = h_{s\ V\ vid} + (0,0009 h_{s\ V\ vid}^{1,7} - 0,00001) \alpha^{1,6-0,5 h_{s\ V\ vid}}. \quad (5)$$

4. Išvados

1. Pagal šiame darbe pateiktas empirines išraiškas apskaičiuotos $h_{s\ P\ ekv}$ vertės nuo verčių, apskaičiuotų BEM, skiriasi ne daugiau kaip 4,5%.

2. Taikant prielaidą, kad plokščia ekvivalentinė siūlė yra tokia, kurios siūlėje kylantys didžiausi įtempimų intensyvumai yra lygūs didžiausiems V formos siūlės įtempimų intensyvumams, aukščio $h_{s\ P\ ekv}$ priklausomybės nuo $h_{s\ V\ vid}$ ir α , esant grynajam lenkimui, nustatyti nepavyko, nes didinant ekvivalentinės plokščios siūlės santykinį aukštį $h_{s\ P\ ekv}$ didžiausias įtempimų intensyvumas plokščioje siūlėje nepasiekia V formos siūlėje kylančių didžiausių įtempimų.
3. Taikant prielaidą, kad plokščios ir V formos siūlės simetrijos linijoje vidutiniai įtempimų intensyvumai yra lygūs, gauta: esant tempimui ir didėjant α , aukštis $h_{s\ P\ ekv}$ didėja, o esant grynajam lenkimui – mažėja. Santykinis ekvivalentinės siūlės aukštis $h_{s\ P\ ekv}$ esant tempimui ir lenkimui, kai $h_{s\ V\ vid} = 1,0$ ir $\alpha = 30^\circ$, skiriasi 1,85 karto.
4. Taikant prielaidą, ekvivalentinės plokščios ir V formos siūlių deformavimui sunaudojama tokia pat energija, gauta, kad $h_{s\ P\ ekv}$ didžiausias nesutapimas tempiant, lyginant su grynuoju lenkimu, neviršija 5,5%, t.y. $\approx 0,6$ karto.

Literatūra

1. Mokomoji medžiaga ES šalių inžinieriams – suvirinimo darbų specialistams. Prieiga per internetą: <<http://e-stud.vgtu.lt/users/files/dest/9282/1.%20ivadas.pdf>> [žiūrėta 2011-05-10].
2. **Kavaliauskas K., Vaičiulis D.** Tempiamų mechanškai nevienalyčių sandūrinių suvirintųjų sujungimų su minkšta V formos siūle ekvivalentinės plokščiosios siūlės matmenų tyrimas. Konferencijos “Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2010” pranešimų medžiaga. – Kaunas: Technologija, 2010. 207-211 p. ISBN 978-9955-25-904-6.

SUKAMO APVALAUS SLUOKSNIUOTO STRYPO OPTIMIZACIJA IR OPTIMIZACIJOS KRITERIJŲ TYRIMAS

J. Minevičienė, D. Garuckas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: sluoksniuotas apvalus, sukamas, optimizacija.

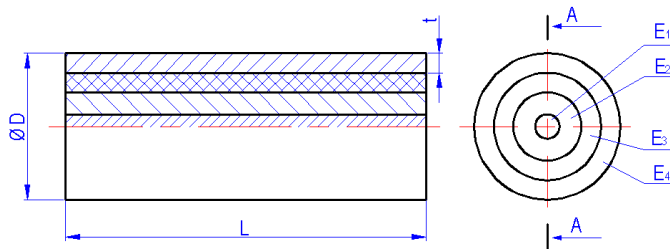
1. Įvadas

Nemažai konstrukcinių elementų yra gaminami iš vienos rūšies medžiagos, dėl ko būna sunku suderinti medžiagos stiprumo savybes su gaminiui ar konstrukcijai keliamais reikalavimais kainai ar masei. Atsižvelgiant į tai, projektuojant mechanizmus vis dažniau naudojami sluoksniuoti konstrukciniai elementai (SKE) iš kompozicinių medžiagų. Tokie konstrukciniai elementai yra pigesni ir lengvesni, atsparūs įvairiems cheminiams poveikiams, korozijai [1].

Todėl parenkant sluoksnių medžiagas, keičiant skerspjūvio geometrinius matmenis, galima gauti optimalią daugiasluoksnę konstrukciją.

2. Tyrimo objektas

Tiriamas ir optimizuojamas apvalus konstrukcinis elementas (1 pav.) matmenys ir sąlyginės apkrovos buvo pastovios: $L = 150$ mm; $D = 50$ mm. Sluoksniai numeruojami nuo skerspjūvio centro į išorę. Pirmas sluoksnis – strypo šerdis.



1 pav. Tiriamas apvalaus skerspjūvio sluoksniuotas konstrukcinis elementas

Bus nagrinėjama kaip kinta optimizavimo kriterijai: standumas sukimui, masė ir kaina, o taip pat stiprumo ir standumo charakteristikos įvairioms konstrukcijoms (1 lent.) nuo šerdies santykinio storio ψ kitimo, kai strypas yra veikiamas pastoviu sukimo momentu $T = 1200 \text{ Nm}$.

Tiriami konstrukcijos elementai formuojami iš penkių medžiagų sudarant keturis sluoksnius; anglies plastiko A , plieno P , Titano lydinio Ti , medžio (pušis) WP ir kaprolono K . Sluoksniai formuojami naudojant dvi, tris ir keturias skirtingas medžiagas.

1 lentelė

Konstrukcijų tipai

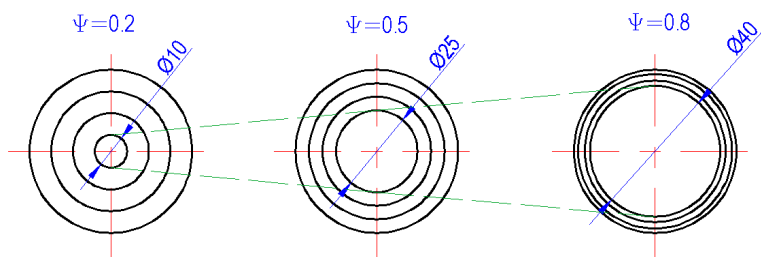
Konstr. Nr.	Dviejų medžiagų	Konstr. Nr.	Trijų medžiagų	Konstr. Nr.	Keturių medžiagų
1	$K - A - K - A$	5	$WP - P - K - P$	7	$WP - P - A - Ti$
2	$WP - P - WP - P$	6	$P - WP - P - Ti$	8	$K - P - Ti - A$
3	$Ti - A - Ti - A$	–	–	–	–
4	$P - K - P - K$	–	–	–	–

3. Šerdies storio parametro ψ reikšmė

Nustatant konstrukcinio elemento charakteristikų kitimo dėsnį nuo santykinio šerdies storio parametro ψ

$$\psi = \frac{D_s}{D_{max}}, \quad (1)$$

pastarasis buvo palaipsniui keičiamas nuo 0 iki 1 (2 pav.) [3]. Kintantis parametras ψ rodo kokią dalį konstrukciniame elemente užima vidurinysis sluoksnis – šerdis, likusi dalis yra kiti sluoksniai.



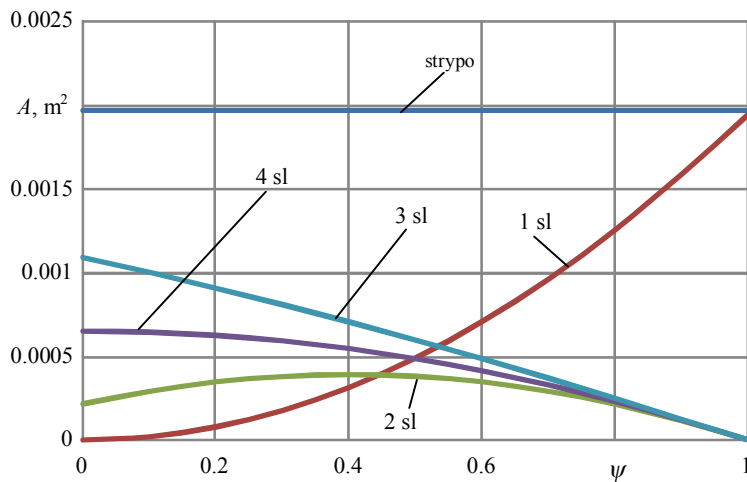
2 pav. Sluoksnių storio kitimas nuo parametro ψ

4. Optimizavimo kriterijų kĳtimo dĳsningumai

SKE skaiĳavimo programa gauti sluoksnių skerspĳvių plotų kĳtimo rezultatai nuo parametro ψ pateikti 3 pav.

Iš grafiko (3 pav.) matyti, kad kĳtant ųrdies storio parametrai ψ nuo 0 iki 1, visos konstrukcijos plotas išlieka pastovus, nes priimta, kad sluoksniuoto konstrukcinio elemento gabaritinis matmuo D_{max} yra pastovus. ųrdies skerspĳvio plotas (1 sluoksniu) didĳja ir kĳnta pagal parabolĳs dĳsnĳ. Tai susiję su skerspĳvio ploto skaiĳavimo išraiška. ųrdies skerspĳvio plotui didĳjant, likusių sluoksnių skerspĳvio plotai mažĳja.

Keiĳiantis ųrdies storio parametrai ψ , 3, 4, 6 konstrukcijų standumas esant sukimui K_s eksponentiškai didĳja, o pirmos konstrukcijos, antros konstrukcijos, penktos konstrukcijos, septintos konstrukcijos ir aštuntos konstrukcijos standumas sukimui mažĳja. Didžiausią standumą turi 6 konstrukcija, tuo tarpu mažiausią standumą turi 1 konstrukcija, o jos mažĳjimas yra neųymus lyginant su kitomis konstrukcijomis. Skirtingai nuo kitų konstrukcijų 8 konstrukcijos kreivę, didĳjant parametrai ψ iki 0,65 reikšmĳs, sukimo standumas K_s didĳja, o perųengus reikšmę $\psi = 0,65$, standumas parabolĳškai mažĳja. 3, 4 bei 6 konstrukcijų standumo K_s didĳjimas yra susiję su medųziagos, turinĳios didesnį ųlyties modulį G , kiekio didĳjimu



3 pav. SKE sluoksnių ploto kĳtimas priklausomai nuo viduriniojo sluoksniu (ųrdies) storio ψ : strypo – visos konstrukcijos plotas, 1 sl – ųrdies, 2 sl ir 3 sl – vidurinieji sluoksniai, 4 sl – išorinis konstrukcijos sluoksniu

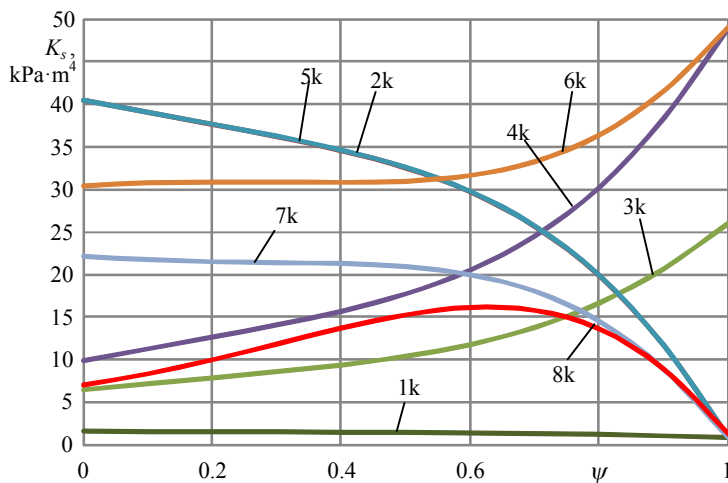
elemento skerspjūvyje. Kitų konstrukcijų 1, 2, 5, 7 ir 8 kreivės atvirkščiai, didėjant mažesnio šlyties modulio G medžiagos kiekiui, konstrukcijos standumas sukimui K_s mažėja. 8 konstrukcijos kitimas išsiskiria iš visų kitų konstrukcijų krievių, dėl to, kad antrame ir trečiame sluoksniuose esančių medžiagų su didžiausiu šlyties modulių G , poliniai inercijos momentai iki $\psi = 0,5 \dots 0,65$ didėja, kas yra susiję su polinio inercijos momento skaičiavimu, o išorinis sluoksnis turi mažesnį šlyties modulį G ir to sluoksnio polinis inercijos momentas mažėja, tačiau didžiausią įtaką šioje konstrukcijoje turi antro ir trečio sluoksnių standumai sukimui $K_{s(1)}$ ir $K_{s(2)}$.

Daugiasluoksnių konstrukcinių elementų tyrimo programos pagalba gauti susisukimo kampo kitimo rezultatai nuo parametro ψ pateikta 5 pav.

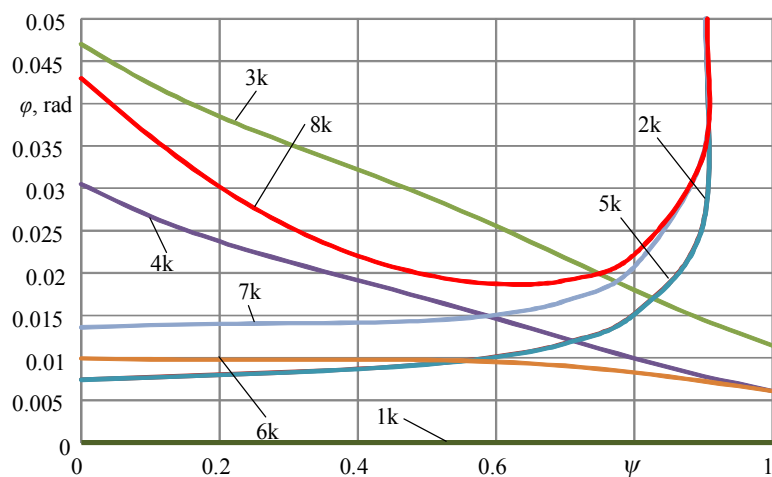
Susisukimo kampas priklauso nuo standumo esant sukimui. Tai rodo, kad 3 konstrukcijos standumas didėja, todėl susisukimo kampas mažėja.

Aštuntai konstrukcijai didėjant šerdies storiui, susisukimo kampas mažėja iki $0,6 \psi$ reikšmės, nes plonėja išorinis sluoksnis, kur yra A ir Ti, o kai šių medžiagų visai sumažėja, mažėja elemento standumas, dėl ko ir padidėja deformacija, t.y. susisukimo kampas.

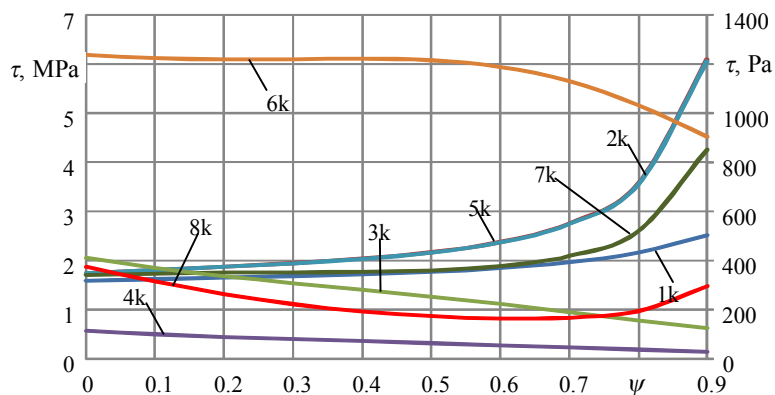
Kintant šerdies storio parametrai ψ nuo 0 iki 1, konstrukcijų 2, 7, 8 ir 5 įtempimai eksponentiškai didėja (6 pav.). Likusių konstrukcijų (pirmos, trečios ir ketvirtos konstrukcijos) įtempimai turi tendenciją mažėti. Šių



4 pav. Sluoksniuoto konstrukcinio elemento standumo, esant sukimui, priklausomybė nuo sluoksnių storio parametro ψ : 1k - $K-A-K-A$; 2k - $WP-P-WP-P$; 3k - $Ti-A-Ti-A$; 4k - $P-K-P-K$; 5k - $WP-P-K-P$; 6k - $P-WP-P-Ti$; 7k - $WP-P-A-Ti$; 8k - $K-P-Ti-A$



5 pav. SKE susisukimo kampo φ kitimas, priklausomai nuo sluoksnių storio parametro ψ : 1k - $K-A-K-A$; 2k - $WP-P-WP-P$; 3k - $Ti-A-Ti-A$; 4k - $P-K-P-K$; 5k - $WP-P-K-P$; 6k - $P-WP-P-Ti$; 7k - $WP-P-A-Ti$; 8k - $K-P-Ti-A$



6 pav. SKE tangentinių įtempimų τ kitimas, priklausomai nuo sluoksnių storio parametro ψ : 1k - $K-A-K-A$; 2k - $WP-P-WP-P$; 3k - $Ti-A-Ti-A$; 4k - $P-K-P-K$; 5k - $WP-P-K-P$; 6k - $P-WP-P-Ti$; 7k - $WP-P-A-Ti$; 8k - $K-P-Ti-A$. Konstrukcijų 3, 4 ir 8 τ vertės pateiktos dešinėje grafiko skalėje, o likusių – kairėje

konstrukcijų didėjimas susijęs su standumo sukimui mažėjimu, nes įtempimai yra atvirkščiai proporcingi standumui sukančiam.

Konstrukcijų, kurių įtempimai mažėja, tai šis mažėjimas susijęs su standumo sukimui didėjimu.

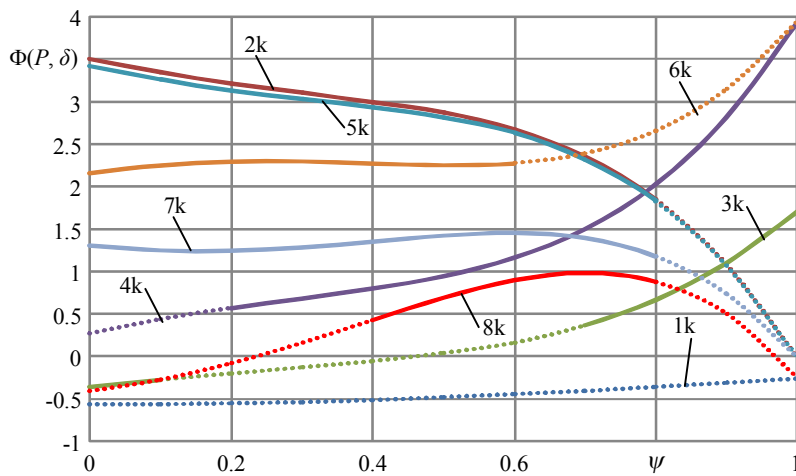
Didžiausi įtempimai kyla 1, 2, 5 ir 7 konstrukcijose, tuose sluoksniuose, kurių intensyvumas didėjime pasiekus $\psi = 0.7 \dots 0.8$.

Mažiausi įtempimai yra konstrukcijose 3, 4 ir 8. Jų įtempimų skalė yra dešinėje pusėje. Kitose konstrukcijose įtempimai praktiškai sutampa.

5. Optimizacija

SKE optimizavimui taikoma sąlyginė optimizacija. Apribojimais tikslo funkcijai buvo realizuojami užduodant juos sąlygų pavidalu. Kadangi konstrukcinis elementas bus optimizuojamas kelių parametru požiūriu, t.y. ašinio standumo B , standumo sukimui K_s , masės m ir kainos C , todėl bus sprendžiamas daugiamatės optimizacijos uždavinys [6].

Pasinaudojus programa (programa parašyta FORTRAN programavimo kalba, naudojant FORCE3 aplinką) gautos kreivės pavaizduotos 7 pav. Šios



7 pav. Tikslo funkcijos $\Phi(P, \delta)$ kitimas visoms konstrukcijoms ir visoms nepriklausomų kintamųjų reikšmėms: 1k – $K-A-K-A$; 2k – $WP-P-WP-P$; 3k – $Ti-A-Ti-A$; 4k – $P-K-P-K$; 5k – $WP-P-K-P$; 6k – $P-WP-P-Ti$; 7k – $WP-P-A-Ti$; 8k – $K-P-Ti-A$. Ištinės linijos vaizduoja tikslo funkcijos intervalus, kur tenkinamos visos užsiduotos sąlygos, o punktyrinės linijos – tikslo funkcijos reikšmės, kurios netenkina optimizavimo sąlygų

kreivės gautos, kad nustatyti pačią „geriausią“ optimaliausią konstrukciją, kuo didesnė tikslo funkcijos reikšmė [6], tuo konstrukcija geresnė, standesnė, pigesnė ar lengvesnė.

Kreivės vaizduoja tikslo funkcijos kitimą visoms konstrukcijoms ir visoms nepriklausomų kintamųjų reikšmėms, kurios nagrinėjamos šiame darbe, nevertinant apribojimų sąlygų.

Jei įvertinsime optimizacijos uždavinio lokalinius ir globalinius apribojimus, tai tikslo funkcijos $\Phi(P, \delta)$ kreivės ne visi taškai patektų į „gerų“ ar tinkamų konstrukcijų sąrašą, tai yra būtų išskirti atskiri tikslo funkcijos kreivės segmentai, kuriuose konstrukcijai esant, tenkintų visas užsiduotas sąlygas. Be to, kai kurių konstrukcijų tikslo funkcijos gali tokių sričių ir neturėti, nes konstrukcija gali netenkinti sąlygų, išskeltų apribojimų. Tokia konstrukcija yra pirmoji (žr. 7 pav. ir 2 lent.).

Atskiro konstrukcinio elemento optimali konstrukcija surandama būtent tame intervale $[\psi_1; \psi_2]$ (7 pav.), taške ψ_R , kuriame tikslo funkcijos reikšmė yra maksimali. 2 lentelėje pateiktos konstrukcijų optimizavimo kriterijų reikšmės ir intervalai, kur yra optimali konstrukcija. Optimali konstrukcija yra antroji.

2 lentelė

Konstrukcijos, kurios atitiko tikslo funkcijos kriterijus

Eil. Nr.	Konstrukcija	$\Phi(P, \delta)$, sąl. vnt.	ψ_R	$\psi_R \in [\psi_1; \psi_2]$		K_z , MPa·m ⁴	Masė m , kg	Kaina C , Lt
				ψ_1	ψ_2			
1	$K - A - K - A$	—	—	—	—	—	—	—
2	$WP - P - WP - P$	3,505	0,0	0,00	0,80	0,0404	1,56	4,61
3	$Ti - A - Ti - A$	1,097	1,0	0,70	1,00	0,00265	1,32	33,83
4	$P - K - P - K$	1,505	1,0	0,20	1,00	0,0493	2,29	6,89
5	$WP - P - K - P$	3,417	0,0	0,00	0,80	0,0405	1,64	7,02
6	$P - WP - P - Ti$	2,302	1,0	0,00	0,60	0,0493	2,29	6,92
7	$WP - P - A - Ti$	1,453	0,6	0,00	0,80	0,0200	0,88	19,80
8	$K - P - Ti - A$	0,984	0,7	0,40	0,80	0,0157	0,84	19,38
Čia: „—“ – konstrukcijos tikslo funkcija neturi sričių, kurios tenkintų apribojimus. ψ_1 ir ψ_2 – tikslo funkcijos intervalas, kur tenkinamos visos užsiduotos sąlygos. ψ_R – tikslo funkcijos max reikšmė, kurioje yra optimali konstrukcija.								

4. Išvados

Atlikus optimizaciją ir optimizacijos kriterijų tyrimus nustatyta, kad:

1. Optimali konstrukcija yra antroji, kurio sudaryta iš dviejų medžiagų $WP - P - WP - P$, nes jos tikslo funkcijos reikšmė yra didžiausia.

2. konstrukcijų standumo K_s didėjimas yra susijęs su medžiagos, turinčios didesnę šlyties modulį G , kiekio didėjimu elemento skerspjūvyje ir atvirkščiai.
3. Tangentinių įtempimų didėjimas susijęs su standumo sukimui mažėjimu, nes įtempimai yra atvirkščiai proporcingi standumui sukant.
4. Susisukimo kampas priklauso nuo standumo esant sukimui. Kuo didesnis standumas sukimui, tuo susisukimo kampas yra mažesnis.

Literatūra

1. **Bareišis J.** Plastikų, kompozitų ir daugiasluoksnių konstrukcijų elementų stiprumas. Monografija. – Kaunas, 2006. 111-204 p.
2. **Bareišis J., Paulauskas V.** Daugiasluoksnių kompozicinių konstrukcinių elementų projektavimas. Mokomoji knyga. – Kaunas, 1995. – 48 p.
3. **Bareišis J., Garuckas D.** Trisluoksnių konstrukcinių elementų optimizavimas // Mechaninė technologija Nr. 25. – Kaunas: Technologija, 1997. 87–95 p.
4. **Garuckas D.** Sluoksniuotų kompozicinių elementų stiprumo ir standumo tyrimas. Daktaro disertacija. – Kaunas, 2000. – 109 p.
5. **Габасов Р.И., Кириллова А.М.** Методы оптимизации. -Минск, 1975. -280 с.
6. **Garuckas D., Mineviciene J.** Sukamo apvalaus sluoksniuoto strypo optimizavimo uždavinio formulavimas. Konferencijos „Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2010“ pranešimų medžiaga. – Kaunas: Technologija, 2010. 101-106 p.

DVISLUOKSNIO MECHANIŠKAI NEVIENALYČIO VAMZDŽIO, VEIKIAMO VIDINIO SLĖGIO, ĮTEMPIŲ DEFORMACIJŲ BŪVIS

L. Kadžys, A. Bražėnas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio instituto

Raktiniai žodžiai: vamzdis, nevienalytis, radialiniai, tangentiniai įtempimai.

1. Įvadas

Kadangi storasieniam indui reikia atlaikyti didelį slėgį, būtina kurti naujas medžiagas, kurių takumo riba $\sigma_{0.2} > 2000$ MPa. Taigi dėl indo aukšto slėgio, būtina ieškoti naujų konstrukcinių sprendimų [1].

Dviejų sluoksnių vamzdžiai yra plačiai pritaikomi pramonėje, vamzdynuose, laivuose. Norėdami sustiprinti plastiko vamzdį dažnai naudojamos dviejų sluoksnių konstrukcijos kurių išorinis sluoksniu yra metalas.

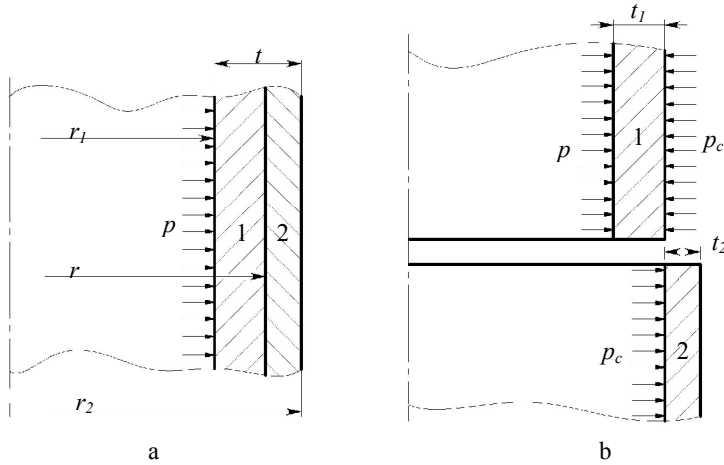
Darbo tikslas – apskaičiuoti dvisluoksnio mechaniškai nevienalyčio vamzdžio, veikiamo vidinio slėgio, įtempimų būvį ir analitiškai gautus rezultatus patikrinti baigtinių elementų metodu.

2. Analitinis metodas

Nagrinėjant įtempimus deformuojamą kūną yra priimta, kad abiejų sluoksnių medžiagos yra izotropinės, homogeninės, tiesiškai tamprios ir išilginių įtempimų kontaktiniame sluoksnyje nėra.

Mechaniškai nevienalytis dviejų sluoksnių vamzdis gali būti suskirstytas į du vamzdžius su skirtingomis mechaninėmis savybėmis: vidinis vamzdis 1, tamprumo modulis E_1 , Puasono koeficientas ν_1 tamprumo riba σ_{e1} ir išorinis vamzdis 2 su E_2 , ν_2 ir σ_{e2} (1 pav.). Vieną vamzdį vadinsime stipria medžiaga H ir priešingu atveju – minkšta medžiaga M. Kada struktūra yra $E_1 > E_2$ žymima H-M ir priešingai – M-H. Dėl veikiančio vidinio slėgio p kontaktiniame medžiagų H ir M paviršiuje atsiranda kontaktinis slėgis p_c . Dvisluoksnio vamzdžio įtempimų būvio komponentai yra nustatomi įvertinant

vidinį slėgį p ir kontaktinį slėgį p_c , kuris nustatomas iš žiedinių deformacijų ε_{tH} ir ε_{tM} lygybės.



1 pav. Dvisluoksnio vamzdžio įtempimų deformacijų būvio schema: a – vamzdžio schema; b – vidinio 1 ir 2 išorinio sluoksnio kontaktinis įtempimas p_c jų kontakto vietoje

Įtempimų būvis dviejų sluoksnių vamzdžio, veikiant vidinio slėgio yra nustatomas darant šias prielaidas:

- kai $p = 0$, spindulys $r = r_{12} = r_{21}$;
- sluoksniai 1 ir 2 nėra sujungti;
- žiedinės deformacijos kontakto paviršiuje $\varepsilon_{1t}|_{\rho=r} = \varepsilon_{2t}|_{\rho=r}$;
- įtempimų intensyvumas $\sigma_{i1} \leq \sigma_{e1}$ ir $\sigma_{i2} \leq \sigma_{e2}$;
- ašiniai įtempimai $\sigma_{z1} = \sigma_{z2} = 0$.

Kai įtempimai vidiniame vamzdžio paviršiuje $\rho = r_1$, įtempimai $\sigma_{r1}|_{\rho=r}$, $\sigma_{t1}|_{\rho=r}$, $\sigma_{r2}|_{\rho=r}$, $\sigma_{t2}|_{\rho=r}$ apskaičiuojami iš žiedinių, radialinių deformacijų, kylančių kontaktiniame paviršiuje, žinant vidinį slėgį p [1, 3].

Vidiniame sluoksnyje:

$$\sigma_{r1}|_{\rho=r} = -p_c; \quad (1)$$

$$\sigma_{t1}|_{\rho=r} = p \frac{2r_1^2}{r^2 - r_1^2} - p_c \frac{r^2 + r_1^2}{r^2 - r_1^2}; \quad (2)$$

išoriniame sluoksnyje:

$$\sigma_{r2}|_{\rho=r} = -p_c; \quad (3)$$

$$\sigma_{t2}|_{\rho=r} = p_c \frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r^2}; \quad (4)$$

čia: σ_t – žiediniai įtempiai; σ_r – radialiniai įtempiai; p – vidinis slėgis; r_1 – vidinis cilindro spindulys; r – vidinis antro cilindro spindulys; r_2 – išorinis antro cilindro spindulys.

Įtempiai abėjuose sluoksniuose nustatomi pagal Hookeo dėsnį. Uždavinį patogiau spręsti santykinėse koordinatėse. Šios priklausomybės gautos naudojant santykinius parametrus dvisluoksniame vamzdyje (1 pav.): $s_1 = t_1/r_1$, $s_2 = t_2/r_1$, $s = t/r_1 = s_1 + s_2$, $r/r_1 = 1 + s_1$, $r_2/r_1 = 1 + s_1 + s_2$, $\xi = \rho/r_1 - 1$, $C_p = p_c/p$. Tada santykinis 1 sluoksnio įtempimas, kai $0 \leq \xi \leq s_1$:

$$\left. \frac{\sigma_{t1}(\xi)/p}{\sigma_{r1}(\xi)/p} \right\} = \frac{1 - C_p(1 + s_1)^2}{s_1(2 + s_1)} \pm \frac{1 - C_p}{s_1(2 + s_1)} \left(\frac{1 + s_1}{1 + \xi} \right)^2, \quad (5)$$

o išorinio sluoksnio 2, kai $s_1 < \xi \leq s$:

$$\left. \frac{\sigma_{t2}(\xi)/p}{\sigma_{r2}(\xi)/p} \right\} = C_p(1 + s_1)^2 \frac{(1 + \xi)^2 \pm (1 + s_1 + s_2)^2}{s_2(2 + 2s_1 + s_2)(1 + \xi)^2}. \quad (6)$$

Lygtys (1) – (6) galioja, kai medžiagos 1 ir 2 yra absoliučiai tamprios.

Plastiškai medžiagai sąlyga $\sigma_i \leq \sigma_e$ nusakoma šia priklausomybe:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r} \leq \sigma_e; \quad (7)$$

čia: σ_i – įtempių intensyvumas, σ_e – tamprumo riba.

Dvisluoksnio vamzdžio labiausiai apkrauta zona yra medžiaga 1. Kai medžiaga 1 deformuojama tamptai, maksimalų slėgį galime nustatyti iš lygčių (5) ir (7) kai $\xi = 0$.

$$p_{\max 1} = \frac{\sigma_{e1}s_1(2+s_1)}{\sqrt{[1-C_p(1+s_1)^2]^2 + 3(1-C_p)^2(1+s_1)^4}}. \quad (8)$$

Medžiagos 2 labiausiai apkrauta zona yra, kai $\xi = s_1$ ir $p = p_{\max 2}$:

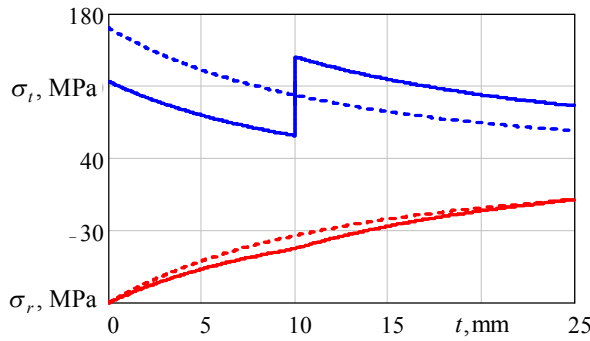
$$p_{\max 2} = \frac{\sigma_{e2}s_2(2+2s_1+s_2)(1+s_1)^4}{C_p(1+s_1)^2\sqrt{(1+s_1)^4 + 3(1+s_1+s_2)^4}}. \quad (9)$$

Didžiausias vidinis slėgis

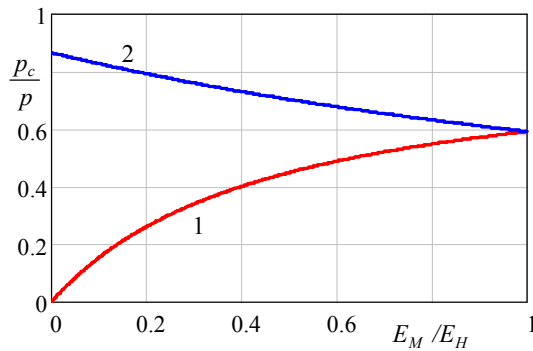
$$p_{\max} = \min(p_{\max 1}, p_{\max 2}). \quad (10)$$

Dvisluosnio mechanškai nevienalyčio vamzdžio, veikiamo vidinio slėgio, medžiagos yra maksimaliai išnaudojama, kai $p_{\max 1} = p_{\max 2}$.

Pateiktos priklausomybės pagal nustatytą [4] įtempių būvio analizę. Kontaktinis slėgis p_c kontakto plokštumoje medžiagos H ir M, apskaičiuojamas iš lygčių (1)–(7), priklauso nuo tamprumo modulių E_1, E_2 , Puasono koeficientų ν_1, ν_2 , geometrinių skerspjūvio parametrų bei H ir M medžiagų vietos. Kontaktinio slėgio reikšmė p_c yra proporcinga vidiniam slėgiui p . Santykis $C_p = p_c / p$ priklauso nuo E_M / E_H (3 pav.), santykinų sienelių storio s_1, s_2 (4 pav.) ir medžiagų išdėstymo.



2 pav. Įtempių σ_t, σ_r priklausomybės: (---) – vienalyčio cilindro, kai $r_1 = 25$ mm, $t = 25$ mm, $E_H = 1$ MPa, $\nu_H = 0.3$; (—) – dvisluosnio cilindro (struktūra H-M), kurio $r_1 = 25$ mm, $t_1 = 10$ mm, $t_2 = 15$ mm, $\nu_H = \nu_M = 0.3$, $E_H / E_M = 2$

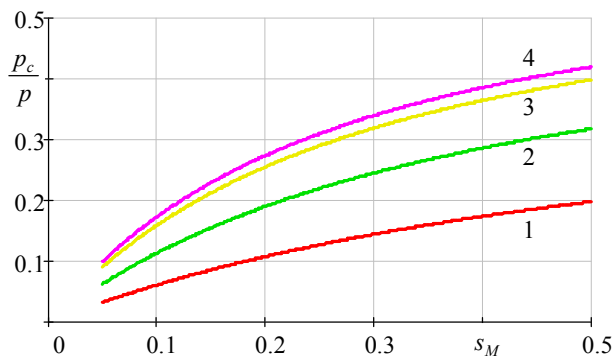


3 pav. Priklausomybės p_c/p nuo E_M/E_H , kai $E_H = 2.1 \cdot 10^5$ MPa, $r_1 = 25$ mm, $r = 35$ mm, $r_2 = 60$ mm, $v_H = v_M = 0.3$: 1 – struktūra H-M; 2 – struktūra M-H

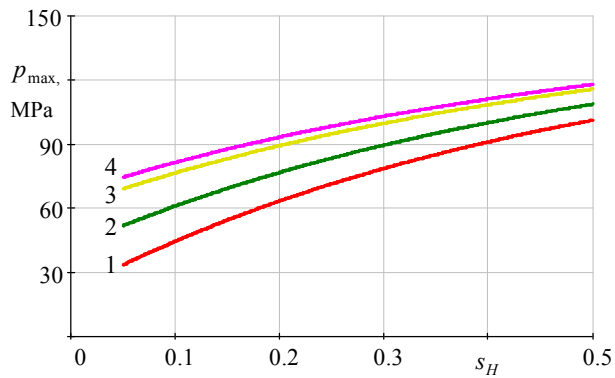
Įtempių pasiskirstymas skersai sienelės vienalyčiame ir dvisluoksniame vamzdžiuose pavaizduotas 2 pav.

Santykis $C_p = p_c/p$ priklauso nuo E_M/E_H (3 pav.) ir v_H, v_M . Kontaktinio slėgio reikšmė p_c yra proporcinga vidiniui slėgiui p .

Santykis p_c/p , kai santykinis medžiagos H storis $s_H = t_1/r_1 = 0.3$, didėjant medžiagos M santykiniam storiui $s_M = t_2/r_1$ ir E_M/E_H , šis pasiskirstymas artimas paraboliniam dėsnui (4 pav.). Kai standumų santykis E_M/E_H yra mažas, santykis p_c/p didėja didinant s_M .



4 pav. Priklausomybės p_c/p nuo s_M ir E_M/E_H struktūros H-M kai $E_H = 2.0 \cdot 10^5$ MPa, $s_H = 0.3$, $v_H = v_M = 0.3$, $r_1 = 25$ mm: 1 – $E_M = 0.3 E_H$; 2 – $E_M = 0.6 E_H$; 3 – $E_M = 0.9 E_H$; 4 – $E_M = E_H$



5 pav. Priklausomybė p_{max} nuo s_H ir E_M/E_H struktūros H-M, kai $E_H = 2.0 \cdot 10^5$ MPa, $s_M = 0.3$, $\nu_H = \nu_M = 0.3$, $r_1 = 25$ mm, $r = 32.5$ mm, $\sigma_{eH} = 350$ MPa: 1 – $E_M = 0.3 E_H$ ir $\sigma_{eM} = 150$ MPa; 2 – $E_M = 0.6 E_H$ ir $\sigma_{eM} = 250$ MPa; 3 – $E_M = 0.9 E_H$ ir $\sigma_{eM} = 350$ MPa; 4 – $E_M = E_H$ ir $\sigma_{eM} = 450$ MPa

Maksimalus leistinas slėgis gaunamas, kai dviejų sluoksnių medžiagos deformuojamos tampriai, t.y. $\sigma_{1i} \leq \sigma_{e1}$ ir $\sigma_{2i} \leq \sigma_{e2}$. Kai šios sąlygos galioja, tai maksimalus vidinis slėgis p_{max} gali būti nustatomas iš lygties (9). Priklausomybė p_{max}^{H-M} nuo s_H ir E_M/E_H struktūrai H-M kai $s_M = 0.3$ ir $\nu_H = \nu_M = 0.3$ parodyta 5 pav.

3. Baigtinių elementų metodas

Patikrinti gautiems analitiniams rezultatams bus naudojama baigtinių elementų metodas, „Ansys 12.1“ programa. Modelis sudarytas iš PLANE82 baigtinių elementų – tai aštuonių mazgų plokščias (2-D) izoparametrinis elementas [2].

BEM modelyje kontaktiniai paviršiai sujungti. Analitiškai apskaičiuotų σ_i reikšmių (2 pav.) palyginimas su BEM rezultatais pateiktas 1 lentelėje.

Didžiausias įtempių σ_i reikšmių, apskaičiuotų analitiškai ir nustatytų su BEM, skirtumas neviršija 0.5%. Tai parodo, kad gautos priklausomybės yra tikslios.

Įtempių σ_t skirtumai, struktūros H-M

σ_t	Analitika, MPa	BEM, MPa
$\sigma_{t \xi=0}^H$	114.7	114.2
$\sigma_{t \xi=0.4}^H$	62.1	61.1
$\sigma_{t \xi=0.4}^M$	138.5	139.6
$\sigma_{t \xi=1}^M$	91.2	92.3

4. Išvados

1. Įtempimų būvis dvisluoksnyje vamzdyje, veikiamame vidinio slėgio priklauso nuo santykio E_M/E_H , santykinų sienelės sluoksnių s_1 , s_2 ir medžiagų išdėstymo (H-M arba M-H).
2. Struktūroje H-M santykis p_c/p didėja, didinat E_M/E_H ir s_M bei nežymiai priklauso nuo ν_1 ir ν_2 .
3. Iš įtempių reikšmių, nustatytų analitiškai ir BEM, matyti, kad šiame darbe gautos priklausomybės yra gana tikslios. Todėl jos gali būti naudojamos dviejų sluoksniu vamzdžiams su skirtingom mechaninėmis savybėmis apskaičiuoti esant tampriajam deformavimui.

Literatūra

1. **Feodosjevas V.** Medžiagų atsparumas. – Vilnius: Mokslas, 1983. 253 – 257 p.
2. ANSYS User Manual Volume 4 Theory Updo ON-R 300. 50 – 4.
3. **Bražėnas A.** Tamprumo ir plastiškumo teorijų pagrindai. – Šiauliai: 2003. – 193 p.
4. **Bražėnas A., Partaukas N.** Stress strain state of two-layer mechanically inhomogeneous pipe at elastic loading subjected to internal pressure. -Proc. 4th Int. Conf. ITELMS'2009, p. 72-77.

TEMPIAMO (GNIUŽDOMO) SLUOKSNIUOTO STRYPŲ OPTIMIZACIJA IR OPTIMIZACIJOS KRITERIJŲ TYRIMAS

I. Velmunskaitytė, D. Garuckas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: strypas, tempimas, gniuždymas, sluoksniuotas elementas, optimizacija, kriterijų tyrimas.

1. Įvadas

Daugiasluoksnis elementas – tai toks elementas, kuris sudarytas iš dviejų ir daugiau skirtingų medžiagų sluoksnių. Pagamintos detalės ir įvairios konstrukcijos iš keleto medžiagų yra daug naudingesnės ir praktiškesnės. Naudojant sluoksniuotus konstrukcinius elementus (SKE), daugeliu atveju galima suderinti medžiagos stiprumo savybių su konstrukcijai keliamais masės, kainos ir kitais reikalavimais. Naudojant įvairias medžiagas, turinčias skirtingas stiprumo ir kitas fizikines ir mechanines savybes, galima gauti optimalių parametrų konstrukcinius elementus [1].

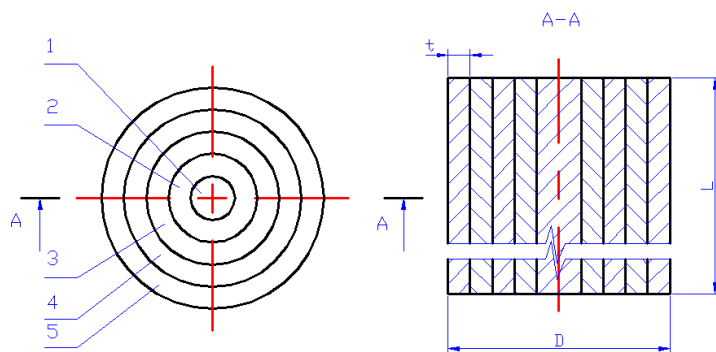
2. Tyrimo objektas

Darbe [2] parodyta, kad sluoksnių įtaka yra ryškesnė, kai sluoksnių skaičius yra iki septynių sluoksnių, kuo mažiau sluoksnių tuo didesnė paties sluoksnio įtaka konstrukciniam elementui. Todėl šiame darbe buvo pasirinkta sija su penkiais sluoksniais, turinčių skirtingas tamprumo charakteristikas E_i , stiprumo bei irimo ribų įtempimus ir deformacijas.

Bendruoju atveju apvalų sluoksniuotą konstrukcinį elementą gali sudaryti įvairaus storio t sluoksniai (1 pav.).

Tiriamąjį elemento gabaritiniai matmenys pasirinkti pastovūs: ilgis $L = 150$ mm, skersmuo $D = 50$ mm. Konstrukcinis elementas yra apkrautas ašine jėga $N = 120$ kN.

Bus tiriamos dešimt sluoksniuoto konstrukcinio elemento konstrukcijų (1 lentelė) bei nustatoma optimali konstrukcija, atsižvelgiant į užduotas sąlygas: apkrovą, medžiagas, sluoksnių skaičių ir pan. Elemento sluoksnių numeravimas prasidės nuo strypo šerdies ir baigsis išoriniame jo sluoksnyje.



1 pav. Apvalaus skerspjuvio sluoksniuotas konstrukcinis elementas
Geometrinų parametų žymėjimas: t – sluoksnių storis, D – elemento skersmuo, L – elemento ilgis

1 lentelė

Sluoksniuoto konstrukcinio elemento konstrukcijos

Eil. Nr. konstrukcijos	Sluoksnių medžiagos				
	1 sluoksniu	2 sluoksniu	3 sluoksniu	4 sluoksniu	5 sluoksniu
1	WB	A	WB	A	WB
2	KP	WB	KP	WB	KP
3	A	Al	A	Al	A
4	WB	KP	A	KP	A
5	Al	WB	KP	WB	KP
6	A	WB	A	WB	KP
7	WB	Al	A	WB	Al
8	KP	WB	KP	WB	Al
9	Al	A	WB	KP	A
10	WB	A	Al	A	KP

Čia: A – anglies plastikas; KP – plienas; Al – duraliuminis; WB – medis.

3. Parametro ψ reikšmė

Nagrinėjamos konstrukcijos buvo įvestas šerdies santykinio su sluoksniu storio parametras ψ :

$$\psi = \frac{d_{\text{šerd}}}{D}; \quad (1)$$

čia: $d_{\text{šerd}}$ – strypo šerdies skersmuo; D – strypo skersmuo.

Tuomet šerdies skersmuo bus apskaičiuojamas:

$$d_{\text{šerd}} = \psi D. \quad (2)$$

O šerdies sluoksnio storis

$$t_{\text{šerd}} = \frac{1}{2} \psi D. \quad (3)$$

Likusių sluoksnių storiai bus lygūs ir nustatomi iš formulės:

$$t = \frac{1}{2} \frac{(1-\psi)}{(n-1)} D; \quad (4)$$

čia n – sluoksnių skaičius.

Tada kitų sluoksnių charakteringi skersmenys bus apskaičiuojami:

$$d_i = d_{\text{šerd}} + 2 t (i-1) \quad (5)$$

arba

$$d_i = \left(\psi + \frac{(1-\psi)}{(n-1)} (i-1) \right) D. \quad (6)$$

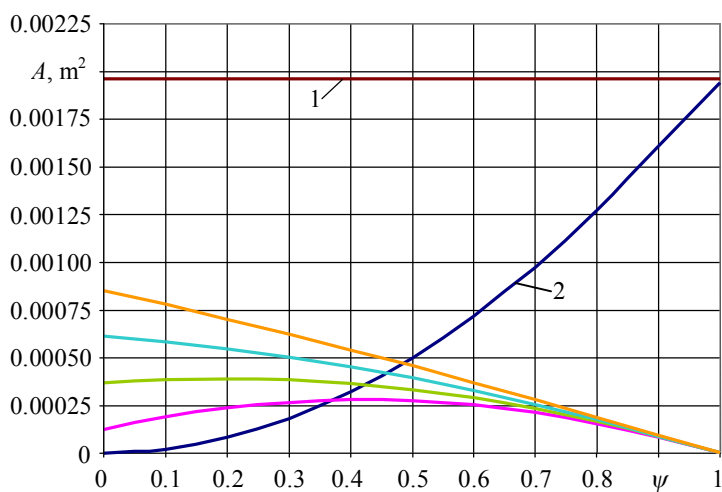
Nustatant konstrukcinio elemento charakteristikų dėsnį, nuo elementą sudarančių sluoksnių storio, santykinis sluoksnių storio parametras ψ yra keičiamas nuo 0 iki 1. Keičiantis parametrai ψ elemento gabaritinis skersmuo nesikeičia, tik keičiasi sluoksnių storiai. Parametro dydis rodo kokią dalį konstrukcijoje užima šerdis, likusią elemento dalį užima kiti sluoksniai.

4. Tyrimo rezultatai

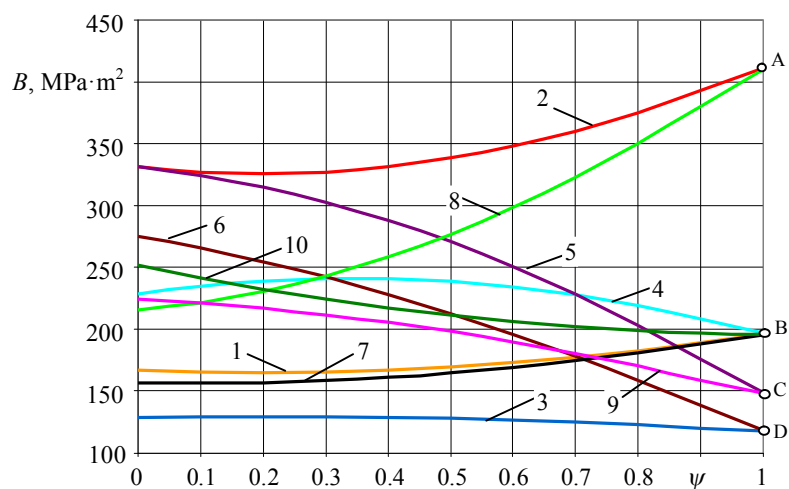
Sluoksniuotų konstrukcinių elementų charakteristikų skaičiavimo programos nustatytas sluoksnių skerspjūvių plotų kitimas nuo parametro ψ pateiktas 2 pav. Konstrukcijos plotas yra pastovus dydis tai vaizduoja 1-oji kreivė. Sluoksniuotos konstrukcijos šerdies ploto kitimą vaizduoja 2-oji kreivė, o visos kitos kreivės yra atitinkamai kitų sluoksnių plotų priklausomybė nuo parametro ψ . Iš pateiktų kreivių matyti, kad, kai konstrukcijos šerdis yra mažo skersmens, atitinkamai kitų sluoksnių plotai yra didesni, o kai šerdies plotas didėja, atitinkamai mažėja kitų sluoksnių plotai.

Sluoksniuotų konstrukcinių elementų tyrimo programos gauti ašinio standumo rezultatai nuo parametro ψ pateikta 3 pav. Šis grafikas yra atvirkštinis absoliutinės deformacijos grafikui (4 pav.). Ašinio standumo grafike (3 pav.) 2 ir 8 konstrukcija didėja kai ψ artėja prie vieneto ir jos susijungia taške A. Kreivės 4, 1, 7 ir 10 kinta ir susijungia taške B, 5 ir 9 taške C, 6 ir 3 taške D. Kadangi absoliutinės deformacijos priklausomybė yra atvirkščiai proporcinga standumui ir kreivės išsidėsčiusios atvirkščiai proporcingai šiam grafikui. Šie

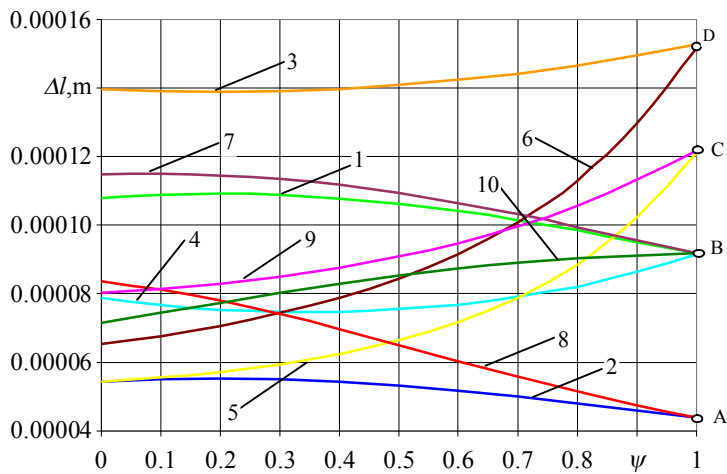
charakteringi taškai, kurie paminėti standumo grafike, deformacijų grafike bus išsidėstę atvirkščiai, tai yra taškas A yra apačioje.



2 pav. Sluoksnių skerspjūvių plotų priklausomybės nuo parametro ψ

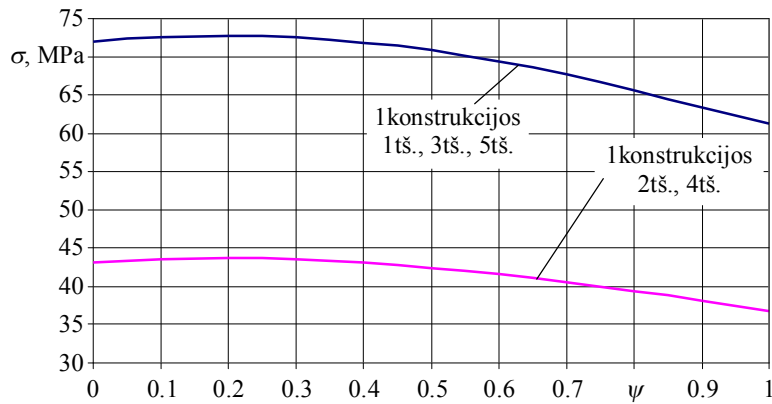


3 pav. Ašinio standumo priklausomybė nuo šerdies santykinio storio parametro ψ dešimčiai konstrukcijų

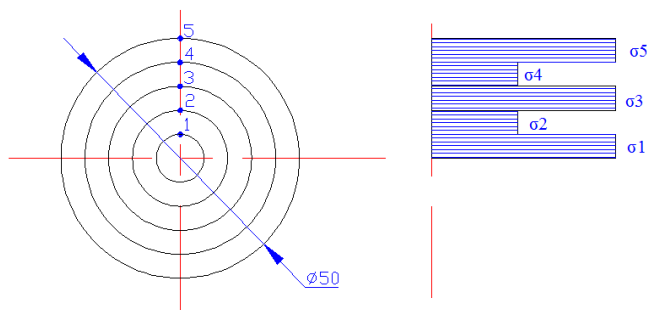


4 pav. Absoliutinės deformacijos priklausomybė nuo sluoksnio storio parametro ψ dešimčiai konstrukcijų

Sluoksniuotų konstrukcinių elementų tyrimo programos gauti įtempimų kitimo rezultatai nuo parametro ψ pateikta 5 pav. Įtempimai skaičiuojami kiekviename sluoksnyje tai yra kiekviename taške (žr. 6 pav.).



6. pav. Įtempimų priklausomybė nuo sluoksnio parametro ψ , 1 konstrukcijos kiekviename taške: WB – A – WB – A – WB



5 pav. Įtempimų skaičiavimo taškų padėtis strypo skerspjūvyje

5. Optimizacija

Optimizacija buvo atlikta iš visų konstrukcijų rinkinio. Optimalios konstrukcijos radimui buvo taikomi globaliniai apribojimai:

$$\begin{cases} B_{\min} + \lambda_B \cdot \Delta_B \leq B \leq B_{\max}; \\ m_{\min} \leq m \leq m_{\max} - \lambda_m \cdot \Delta_m; \\ C_{\min} \leq C \leq C_{\max} - \lambda_C \cdot \Delta_C; \end{cases} \quad (7)$$

čia: $B_{\min}$, $m_{\min}$, $C_{\min}$ – minimalios galimos charakteristikų reikšmės, apskaičiuotos pastovių gabaritinių matmenų optimizuojamam konstrukciniam elementui, kai jis yra pagamintas iš vienos, blogiausios charakteristikų reikšmės turinčios medžiagos, paimtos iš visų pasirinktų medžiagų sąrašo.

Lokaliniai apribojimai:

$$\sigma_{xi \min} \leq \sigma_{xi} \leq (\sigma_{xi \max} = \sigma_{xi \text{ adm}}) \quad (8)$$

čia: σ_{xi} – atskirame sluoksnyje i veikiantys skaičiuojamieji normaliniai įtempimai; $\sigma_{xi \min}$, $\sigma_{xi \max}$ – minimalios ir maksimalios kraštinės normalinių ir tangentinių įtempimų reikšmės atskirame sluoksnyje; $\sigma_{xi \text{ adm}}$ – leistinieji normaliniai ir tangentiniai įtempimai atskirame sluoksnyje.

Optimalios konstrukcijos nustatymui buvo vykdomas daugia-parametrinio optimizacijos uždavinio sprendimas [4].

Optimizacijos kriterijai. Optimaliai daugiasluoksnio kompozicinio konstrukcinio elemento konstrukcijai nustatyti buvo parinkti trys optimalumo rodikliai – elemento ašinis standumas B , elemento masė m ir kaina C . Šios trys charakteristikos vadinamos optimizacijos kriterijais. Optimalia daugiasluoksnio konstrukcinio elemento konstrukcija laikoma tokia konstrukcija, kuri turės didžiausius standumus tempimui (gniuždymui) B ir

mažiausią masę m bei kainą C . Kiekvienas iš optimizacijos kriterijų yra apibrėžiamas funkcija $\varphi_i(P, \psi)$.

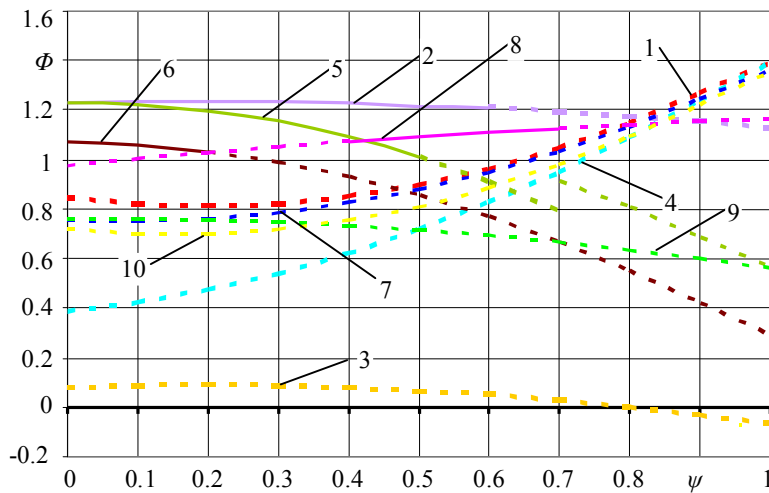
Vieno optimizacijos kriterijaus funkciją reikia maksimizuoti ir dvi – minimizuoti [2]:

$$\begin{cases} B \rightarrow \max \varphi_1(P, \psi) \\ m \rightarrow \min \varphi_2(P, \psi) \\ C \rightarrow \min \varphi_3(P, \psi) \end{cases} \quad (9)$$

čia P ir ψ – nepriklausomieji skaičiavimų kintamieji: P – naudojamų kompozicinių medžiagų savybės $P = [E_{xi}, \sigma_{uxi}, \rho_i, C_i]$; ψ – santikinis šerdies storis.

Atlikus dešimties konstrukcinių elementų optimizaciją, (1) ir (2) apribojimus tenkina tik 4 konstrukcijas. Duomenys apie šias racionalias konstrukcijas pateikti 2 lentelėje. Optimizacijos programa *Optimizacija* iš 4 racionalių konstrukcijų optimalia konstrukcija išrenka A1-WB-KP-WB-KP konstrukciją, kuri turi vidutinį standumą tempimui (gniuždymui) B , vidutinę masę m ir mažiausią kainą C , bei didžiausias intervalas parametro ψ reikšmė (žr. 2 lent.).

Dešimties konstrukcijų tikslo funkcijų $\Phi(P, \psi)$ grafinis vaizdas pateiktas 7 paveiksle.



7 pav. Racionalių konstrukcijų tikslo funkcijų $\Phi(P, \psi)$ priklausomybės nuo parametro ψ : (—) – optimali konstrukcija, kuri tenkina lokalius ir globalius apribojimus; (- - -) – konstrukcija, kuri netenkina lokalių ir globalių apribojimų. Kreivių numeriai atitinka konstrukcijas, pateiktas 1 lentelėje

Racionalių konstrukcijų optimizacijos duomenys

Eil. Nr.	Konstrukcija	$\Phi(P, \psi)$, sąl.vnt	$\psi_R \in [\psi_1, \psi_2]$		B , MPa·m ²	m , kg	C , sąl.vnt.
			ψ_1	ψ_2			
1.	KP-WB-KP-WB-KP	1.228	0	0.6	331.0	1.472	4.32
2.	Al-WB-KP-WB-KP	1.227	0	0.5	331.0	1.472	4.32
3.	A-WB-A-WB-KP	1.003	0	0.2	275.7	1.145	11.97
4.	KP-WB-KP-WB-Al	1.075	0.4	0.7	322.7	1.556	6.19

ψ_R – racionalių santykinio storio parametro ψ reikšmių intervalas;
 ψ_1 – racionalių santykinio storio parametro ψ reikšmių intervalo pirma reikšmė;
 ψ_2 – racionalių santykinio storio parametro ψ reikšmių intervalo antra reikšmė.

6. Išvados

Išanalizavus optimizacijos kriterijų priklausomybes nuo parametro ψ . ašinio standumo B , masės m , kainos C , ir kitų parametrų (įtempimai ir deformacijos) nustatyta, kad pagrindinė įtaką charakteristikų reikšmėms turi žiedinio skerspjūvių plotų kitimas nuo parametro ψ ir naudojamų medžiagų savybių skirtumo.

Buvo gautos sudėtingos charakteristikos kitimo kreivės todėl, kelių skaičiavimo rezultatų pagrindu sunku atspėti kuri konstrukcija yra geresnė – blogesnė – optimali, todėl projektuojant sluoksniuoto tempiamo - gniuždomo apvalaus skerspjūvio konstrukcijas būtina spręsti daugiaparametrinės optimizacijos uždavinį tai yra apsibrėžus lokalinius ir globalinius apribojimus, kuriuos turi tenkinti optimali konstrukcija, reikia suformuluoti optimizacijos uždavinį ir jį išspręsti.

Optimizavus 10 konstrukcijų sudarytų iš 2...4 medžiagų esant aukščiau pamynėtom sąlygom, nustatyta kad tam atvejui optimali konstrukcija yra antroji (KP-WB-KP-WB-KP) ir dar kelios kurios tenkina globalines ir lokalines sąlygas ir savo charakteristikomis nežymiai skiriasi nuo optimalios. Antroji konstrukcija yra pagal kainą iš visų pigiausia, masė yra vidutinė lyginant su kitomis konstrukcijomis ir turi didžiausią standumą.

Literatūra

1. **Bareišis J.** Plastikų, kompozitų ir daugiasluoksnių konstrukcinių elementų stiprumas. Monografija. – Kaunas: Technologija, 2006. – 252 p.
2. **Garuckas D.** Sluoksniuotų kompozicinių konstrukcinių elementų stiprumo ir standumo tyrimas. Daktaro disertacija. – Kaunas: Technologija, 2000. – 109 p.
3. **Bareišis J., Paulauskas V.** Daugiasluoksnių kompozicinių konstrukcinių elementų projektavimas. – Kaunas: Technologija, 1995. – 48 p.
4. **Ostasevičius V.** Optimalus konstrukcijų projektavimas. – Kaunas, 1986.-75 p.

JUOSTINIŲ PJŪKLŲ PATVARUMO TYRIMAS

A. Preidys, A. Bražėnas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: juostinis pjūklas, pjovimo skriemuliai, galandimo kampas.

1. Įvadas

Atliekant tyrimą bus analizuojamos juostinių pjūklų eksploatacijos laiko sutrumpėjimo priežastys. Tiriama pjūklų trūkimai ir pagal trūkimo pobūdį bus nustatomos pjūklų trūkimo priežastys ir numatomos galimybės kaip išvengti tokių pjūklų trūkimų ir taip prailginti jų tarnavimo laiką.

Numatomi įrenginio konstrukcijos ir pjūklų dantų formos trūkumai, ieškoma priežasčių kaip to išvengti numatomi būdai kaip pašalinti jų atsiradimo priežastis ir pasekmes.

Atliekamas tyrimas leis sugaištant minimaliai laiko sumažinti išlaidas pjūklų ir įrenginio remontui. Išvengus šių gedimų galima sumažinti gaminių savikainą.

Bandymų metu pagal juostinių pjūklų trūkimą nustatysime trūkimo atsiradimo priežastis ir pobūdį, pasiūlyti rekomendacijas, kaip išvengti juostinių pjūklų trūkimų.

Darbo tikslas – atlikti juostinio pjūklo patvarumo tyrimą. Nustatyti įtrūkimų atsiradimo priežastis ir pasiūlyti jų pašalinimo būdus

Reikalavimai – ištirti kokią įtaką juostinio pjūklo patvarumui turi šie parametrai:

- pjovimo ir pastūmos greičiai;
- pjūklo galandimo kampai, pjūklo danties profilis, pjovimo briaunos ilgis;
- varančiųjų ratų padėtis ir jų balansavimas, formos tikslumas, tarpusavio lygiagretumas, pasvirimo ir posūkio kampai;
- kreipiančiųjų ratelių formos vienodumas, jų posvyrio ir pasukimo kampai;
- įtempimo jėga.

2. Pagrindiniai medžio pjovimo staklių parametrai

Prieš pradedant tyrimą į 1 lentelę surašome pagrindinius duomenis apie pjovimo, galandimo stakles, pjūklo įtempimo ir galandimo parametrus.

Pagrindiniai staklių parametrai prieš tyrimą

Pjūklo įtempimo slėgis	100 – 120 bar
Pjūklo pjovimo briaunos pasvirimo kampas	15°
Kreipiančių ratelių ir pjovimo skriemulių aukščio skirtumas	1 – 2 mm
Kreipiančių ratelių pasukimo kampas	0
Pjūklo nugarinės dalies atstumas iki kreipiančių ratukų atramos	0 – 2 mm
Pjūklo kraštų atstumas nuo pjovimo skriemulių kraštų	-3 – 5 mm
Praėjimų skaičius iki pjūklo pagalandimo	1
Apytikslis pjūklo tarnavimo laikas (planinio laiko atžvilgiu)	30 %

3. Juostinių pjūklų trūkimo priežastys

Juostinių pjūklų trūkimo priežastys:

- neteisingai suprofiluotas galandimo diskas;
- neišgalastas visas danties profilis;
- galandimo metu perkaitintas pjūklo metalas;
- netinkamai suformuotas pjūklo takas;
- neišlaikyta pjovimo skriemulių apskritumas;
- per maži pjovimo ratai;
- kreipiančių ratelių formos netikslumai;
- netinkamai pasukti kreipiantieji rateliai;
- kreipiančių ratelių atraminė briauna remiasi į pjūklo nugarinę dalį;
- pjūklo pertempimas;
- virpesiai kylantys dėl per didelio pjūklo tako ir didelio tarpašinio atstumo.

4. Juostinių pjūklų trūkimo priežasčių pašalinimo būdai

Kai trūkimas atsiranda dėl netinkamai suprofiluoto galandimo disko, jų priežastis yra staigios perėjimo formos ir gilūs įrėžimai atsiradę galandant. Norint to išvengti rekomenduojama pjūklų galandimui naudoti elboro diskus. Jie gaminami tokie, kad vienu disko praėjimu suformuotų visą pjūklo danties profilį galutinai.

Pjūklus galandant abrazyviniais diskais, kai galandimo staklės sureguliuojamos taip, kad vienu disko praėjimu išgalastų visą pjūklo danties profilį, nuimant didelę drožlę dažniausiai pjūklo metalas įkaista iki grūdinimosi temperatūros.

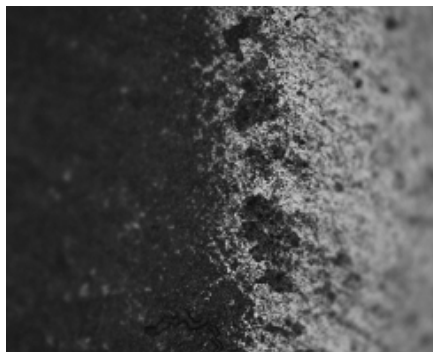
Pjūklai gaminami iš smulkiagrūdžio martensitinio plieno. Galandimo metu kai nuimama didelė drožlė pjūklas įkaista ir savaimė ore užsigrūdina [1]. Grūdinimosi metu smulkiagrūdis martensitas sustambėja (1 pav.). Sustambėjęs

martensitas tampa kietas ir trapus. Tokiose vietose susiformuoja mikroįtrūkimas ir jis plinta į gilesnius metalo, sluoksnius taip sugadindamas pjūklą.

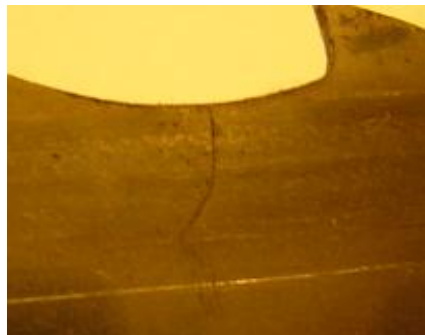
Norint išvengti tokių trūkimų rekomenduojama pjūklus galandimo metu aušinti. Aušinimui naudojama alyva, kuri gerai atvėsina metalą galandimo vietoje.

Kai trūkimai atsiranda dėl netinkamai suformuota pjūklo tako, tai dažniausiai jie atsiranda pjūklo paviršiuje. Taip atsitinka, kai pjūklo takas yra labai mažas ir pjūklo paviršius nuo trinties įkaista. Vėsdamas pjūklo metalas sukieta ir pradeda aižėti. Kad išvengti tokių įtrūkimų pjūklo takas turi būti formuojamas kiekvieno galandimo metu.

Dėl netinkamos pjovimo skriemulių formos trūkimai atsiranda todėl, kad pjovimo metu pjūklai nuolat būna veikiami dinaminės jėgos. Taip pjūklo metalas nuvarginamas ir pasikartojančiose dinaminės jėgos veikimo vietose atsiranda nuovargio įtrūkimai (2 pav.) [2].



1 pav. Pjūklo metalo struktūros pokytis



2 pav. Pjūklo įtrūkimas

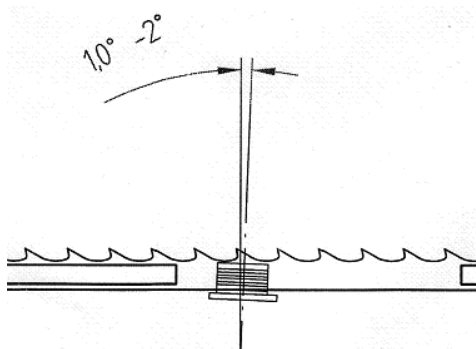
Norint išvengti tokių trūkimų reikia nuolat stebėti pjovimo skriemulių būklę, arba skriemulius padengti guma, oda ar kokia nors minkštesne medžiaga. Geriausia išeitis pjovimo skriemulio darbinėje dalyje ištekinti griovelį trapeciniam diržui. Parenkamas reikiamo ilgio diržas ir uždedamas ant pjovimo skriemulio (3 pav.).

Trūkimai atsirandantys dėl kreipiančių ratelių dažniausiai atsiranda, kai neišlaikomas jų formos apskritumas, susidėvėję guoliai arba netinkamas pasukimo kampas. Kreipiančių ratelių pasukimo kampas turi būti 1 – 2 laipsniai (4 pav.), rateliai turi būti pasukti į pjūklo danties pusę.

Pjūklas neturi liestis į kreipiančių ratukų atraminę briauną nes nuo trinties pjūklo nugarinėje dalyje susiformuoja užvarta ir joje atsiranda mikrotrūkimas kuris plinta į gilesnius metalo sluoksnius [1].



3 pav. Pjovimo skriemulys su trapeciniu diržu



4 pav. Kreipiančių ratelių reguliavimas

Reikiamą pjūklo įtempimo jėgą sukelia hidraulinis cilindras, kurio nominalusis darbinis slėgis skaičiuojamas pagal formulę [3].

$$p = \frac{F}{\pi r^2}; \quad (1)$$

čia $F = 700 \text{ N}$ – rekomenduojama pjūklo įtempimo jėga; r – hidraulinio cilindro vidinis spindulys.

Kad nekiltų nepageidaujami pjūklo virpesiai esant dideliame tarpašiniame atstumui, tarp pjovimo skriemulių pjovimo staklėse reikia sumontuoti papildomai automatinį įtempėją viršutinėje pjovimo galvos dalyje (5 pav.).

Baigus tyrimą medžio pjovimo staklių pagrindinius parametrus surašome į 2 lentelę.



5 pav. Automatinis pjūklo įtempėjas

2 lentelė

Pagrindiniai staklių parametrai po tyrimo

Pjūklo įtempimo slėgis	50 bar
Pjūklo pjovimo briaunos pasvirimo kampas	6°
Kreipiančiųjų ratelių ir pjovimo skriemulių aukščio skirtumas	5 mm
Kreipiančiųjų ratelių pasukimo kampas	2°
Pjūklo nugarinės dalies atstumas iki kreipiančiųjų ratukų atramos	4 mm
Pjūklo kraštų atstumas nuo pjovimo skriemulių kraštų (priklausomai nuo pjūklo pločio)	2 - 4 mm
Galandimų skaičius iki pilno pjūklo pagalandimo	Min. 3
Apytikslis pjūklo tarnavimo laiko pailgėjimas (pradinio laiko atžvilgiu)	80 %

Atlikus patikrinamuosius skaičiavimus nustatyta, kad pjūklo įtempimo slėgis viršijo leistiną – 50-70 Bar. Bandymų metu parinktas optimalius pjūklo pjovimo briaunos kampas – 6°. Tinkamai sureguliuoti kreipiantieji rateliai ir pjovimo skiemuliai. Galandant pjūklus nuimama nedidelė drožlė ir padidinamas praėjimų skaičius, siekiant apsaugoti pjūklo metalą nuo savaiminio užsigrūdinimo ir užvartos atsiradimo. Patobulinus medžio pjovimo staklių konstrukciją, pašalinti žalingi pjūklo virpesiai.

Atlikus tyrimą ir medžio pjovimo staklių derinimą pjūklų tarnavimo laikas prailgėjo apie 80 % nuo pradinio tarnavimo laiko.

Išvados

1. Tyrime buvo išnagrinėti pjovimo staklių konstrukcija jų gamybos netikslumai.
2. Nustatomi galandimo staklių konstrukcijos trūkumai.
3. Pagal pjūklų trūkimo pobūdį buvo nustatytos trūkimo atsiradimo priežastys.
4. Nustatyti pjūklų metalo struktūros pokyčiai netinkamo galandimo metu.
5. Nustatytos priežastys, kaip sumažinti pjūklų įtrūkimus ir pateikiamos rekomendacijos, kaip jų visiškai išvengti.
6. Numatyti pjovimo ir galandimo staklių konstrukcijos patobulinimai, įgalinantys pagerinti našumą ir atliekamo darbo kokybę.

Literatūra

1. Uddeholm strip Steel AB. Wood bandsaw blade manual. Munkfors: Nordeström Grafiska AB, 1995. – 48 p.
2. Uddeholm strip Steel AB. Руководство по изготовлению и уходу за дереворежущими пильными лентами. Munkfors: Nordeström Grafiska AB, 1995. – 48 p.
3. **Preidys A., Bražėnas A.** Juostinių pjūklų trūkimo priežasčių tyrimas. Konferencijos „Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2010“ pranešimų medžiaga. – Kaunas: Technologija, 2010. 153-157 p. Prieiga per internetą: <http://stud.ppf.ktu.lt/vaiciulis/konferencija/archyvas/2010_TMSR_darbu_rinkinys.pdf> [lankytasi 201105-20].

DVIKOMPONENTĖS SIJOS STANDUMO IR STIPRUMO TYRIMAS

A. Bedalis, J. Bareišis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: sija, standumas, medis, plienas.

1. Įvadas

Konstrukciniai elementai dažniausiai paplitę iš vienos medžiagos, todėl daugeliu atvejų neįmanoma suderinti medžiagos stiprumo savybių su konstrukcijai keliamais masės reikalavimais.

Viena svarbiausių statybininkų užduočių – statyboje naudoti lengvas konstrukcijas. Naudojant lengvas konstrukcijas sutaupoma metalo. Tarp lengvų konstrukcijų svarbiausią vietą užima medis. Mediena turi daug gerų savybių: tai mažas šiluminio plėtimosi koeficientas, be to mediena lengvai ir greitai apdorojama. [2]

Šiame darbe tirta medinė sija sutvirtinta su plieno lakštais, iš sijos apačios, ir iš sijos apačios ir sijos viršaus.

Tyrimo objektas – šešių metrų sija sudaryta iš dviejų medžiagų.

Tyrimo tikslas – išsiaiškinti racionaliausią medinės sijos tvirtinimo būdą, plieno juostomis, kainos ir stiprumo atžvilgiu, kad sijos įlinkis būtų sumažintas iki 1,5 karto.

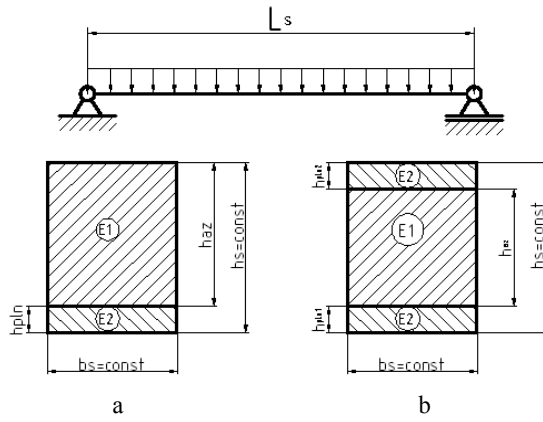
2. Tyrimo objektas

Sijos projektavimui naudosiu dvi medžiagas: medis – ąžuolas, metalas – plienas, kurių mechaninės charakteristikos parodytos 1 lentelėje. Nagrinėsime 6 m ilgio dvitramę stačiakampio skerspjūvio siją ($b \times h = 0,05 \times 0,1$ m), kai sijos aukštis ir plotis pastovus. Siją sutvirtinsiu plieno juostomis, keisdamas jų aukštį h_{pln} nuo 0,005 iki 0,1 m (1 pav.).

1 lentelė

Medžiagų charakteristikos [3]

Eil. Nr.	Pavadinimas	E , Pa	ρ , kg/m ³	Leistinieji įtempiai σ_{adm} , MPa	Kaina, Lt/m ³ Lt/kg
1	Medis (ąžuolas)	$3 \cdot 10^{10}$	580	68	450
2	Metalas (plienas)	$2 \cdot 10^{11}$	7800	390	2,40



1 pav. Dviatramė sija ir jos skerspjūviai

Nagrinėjant daugiasluoksnį konstrukcinį elementą (DKE) iš pradžių apskaičiuojamas ašinis standumas ir tada randama neutralaus sluoksnio liniją [1]:

$$B = \sum_{i=1}^n (E_i A_i) \quad (1)$$

Dvisluoksnių sijų (1pav, a), kurių sluoksnių storiai h_i , neutralusis sluoksnis apskaičiuojamas iš lygties

$$y_n = \frac{B_1 h_1 + B_2 h_2 + 2 B_2 h_1}{2 (B_1 + B_2)}, \quad (2)$$

o trisluoksnės sijos atveju, dėl sluoksnių simetriškumo neutraliojo sluoksnio padėtis sutampa su geometrinio centru ir jos padėtis nekinta.

Daugiasluoksnių sijų standumas lenkiant [1]

$$D = \sum_{i=1}^n (E_i I_i). \quad (3)$$

Kai sijos skerspjūvio elementai yra stačiakampės formos, i -ojo sluoksnio inercijos momentas

$$I_i = \frac{b_i h_i^3}{12} + b_i h_i \cdot y^{*2}. \quad (4)$$

Nagrinėjamo sluoksnio skerspjūvio vidurio atstumas y^* iki pjūvio neutraliosios ašies apskaičiuojamas iš lygybės

$$y^* = y_n - 0,5h_i - \sum_{m=1}^{i-1} h_m. \quad (5)$$

Normalinius įtempius, esant lenkimui, bet kuriame daugiasluoksnės sijos elemente apskaičiuojame iš (6) lygybės:

$$\sigma_{xi} = \frac{M \cdot y_i}{D} \cdot E_{xi}; \quad (6)$$

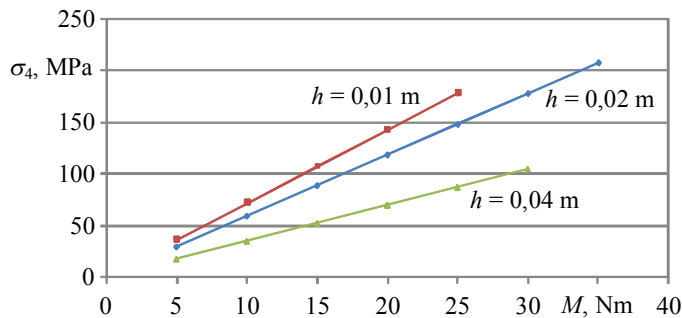
čia: σ_{xi} ir E_{xi} – i -ojo sluoksnio normaliniai įtempiai ir tamprumo modulis x ašies kryptimi; y_i – atstumas nuo neutraliosios linijos iki nagrinėjamo sluoksnio. Jis randamas iš lygybės

$$y_i = \left| y_n - \sum_{m=1}^{i-1} h_m \right|. \quad (7)$$

3. Tyrimo rezultatai

Ankščiau [4] buvo nustatyta, kad didinant plieno sluoksnio storį iki 0,05m dvikomponentės sijos standumas kinta skirtingai. Dvisluoksnėje sijoje plieno sluoksnio storiui padidėjus iki 0,01, standumas išauga iki 250 Nm ir po to iki $h_{pl} = 0,04$ m sijos standumas praktiškai nekinta. Tuo tarpu, trisluoksneje sijoje standumas eksponentiškai didėja ir esant $\Sigma h_{pl} = 0,04$ išauga iki 680 Nm, t.y. beveik 3 kartus daugiau negu dvisluoksnės sijos. Abiems atvejais abiejų medžiagų kiekiai, o tuo pačiu ir sijų kainos yra vienodos.

Dvisluoksnės sijos lenkimo momento priklausomybė nuo įtempių pateikta (2 pav.), o trisluoksnės sijos momento priklausomybė nuo įtempių yra analogiška 2 pav. Konkrečios įtempių ir momentų reikšmės pateiktos 2 ir 3 lentelėse. Abiejų sijų įtempių pasiskirstymas pateiktas (3 pav.).



2 pav. Dvisluoksnės sijos įtempių priklausomybė nuo momento

Iš pateiktų duomenų lentelėse matome, kad įlinkis 1,5 karto mažesnis nuo pradinio įlinkio, kai dvisluoksnei sijai pridedame 0,004 m plieno juostą, o trisluoksniėje sijoje – $\Sigma h_{pl} = 0,002$ m. Jeigu netenkina įlinkio mažinimas iki 1,5 karto lentelėje yra pateiktos ir kitos reikšmės.

2 lentelė

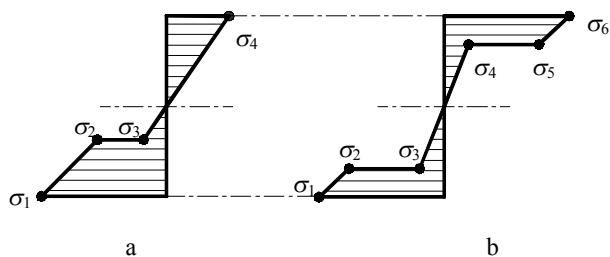
Dvisluoksniės sijos gauti rezultatai

Plieno storis, m	Momentas M_{max} , kNm	Įtempiai σ_1 , MPa	Įtempiai σ_4 , MPa	Kaina, Lt	Svoris, kg	Įlinkis $\times 10^{-6}$, m
0	5,6	0	68	13,5	17,4	3,78
0,002	5,7	387,75	47,61	24,58	21,76	2,92
0,004	6,2	386,43	40,5	35,65	26,12	2,5
0,005	6,5	383,54	38,6	41,19	28,3	2,36
0,008	6,7	384,3	31,92	57,8	34,85	2,1
0,01	6,9	388,23	29,6	68,88	39,21	2
0,015	7,05	387,8	25,62	96,57	50,11	1,87
0,02	7,06	388,5	23,62	124,04	61,02	1,81
0,025	7,065	389,5	23,61	151,95	71,92	1,8
0,03	7,07	389	23,05	179,65	82,83	1,79
0,035	7,09	389,4	23,03	207,33	93,74	1,79
0,04	7,25	388,9	24,06	235,03	104,64	1,78

3 lentelė

Trisluoksniės sijos gauti rezultatai

Plieno storis Σh_{pl} , m	Momentas M_{max} , kNm	Įtempiai σ_1 , MPa	Įtempiai σ_3 , MPa	Kaina, Lt	Svoris, kg	Įlinkis $\times 10^{-6}$, m
0	5,6	0	68	13,5	17,4	3,78
0,002	6,4	384,03	56,45	24,58	21,76	2,83
0,004	8	387,13	55,75	35,65	26,12	2,28
0,005	8,8	389,3	55,48	41,19	28,3	2,09
0,008	10,9	386,85	53,38	57,8	34,85	1,6
0,01	12,3	388	52,4	68,88	39,21	1,49
0,015	15,5	389,13	49,6	96,57	50,11	1,18
0,02	18	382,4	45,8	124,04	61,02	1
0,025	20,8	389,2	43,78	151,95	71,92	0,88
0,03	23	389,58	40,9	179,65	82,83	0,8
0,035	24,9	389,8	38	207,33	93,74	0,74
0,04	26,5	389,5	35,06	235,03	104,64	0,69



3 pav. Normalinių įtempių pasiskirstymas: a – dvisluoksnėje sijoje; b – trisluoksnėje sijoje

4. Išvados

1. Gauta, kad panaudojant tą patį plieno kiekį, didesnis standumas gaunamas kai sija sutvirtinama plienu iš viršaus ir apačios (1 pav., b). Tokios sijos stiprumas taip pat didesnis, negu tvirtinant iš sijos apačios (3 pav.).
2. Kad sijos įlinkis būtų mažesnis 1,5 karto negu vienkomponentės ažuolinės sijos, ją racionaliausia tvirtinti su plienu iš viršaus ir iš apačios, pridėdant po 0,001 m plieno juostas (3 lentelė), arba 0,004 m – esant dvisluoksnei sijai.
3. Kai pradinis sijos standumas $125 \cdot 10^3 \text{ Nm}^2$ [4], sutvirtinus ją plieno juostomis, kurių storis (dvisluoksnei – 0,004 m, o trisluoksnei $\Sigma h_{pl} = 0,002 \text{ m}$) sijų standumas padidėja iki $188 \cdot 10^3 \text{ Nm}^2$ (dvisluoksnė konstrukcija), ir iki $166,5 \cdot 10^3 \text{ Nm}^2$ (trisluoksnė konstrukcija), o sijų kainos skiriasi 1,45 karto (mažesnė trisluoksnės sijos kaina). Taip pat ir trisluoksnės sijos maksimalus lenkimo momentas didesnis negu dvisluoksnės sijos.

Literatūra

1. **Bareišis J.** Plastikų, kompozitų ir daugiasluoksnių konstrukcinių elementų stiprumas. Monografija. – Kaunas: Technologija, 2006. – 252 p.
2. **Valentinavičius A.** Klijuotinės medžio konstrukcijos. – Vilnius, 1974. – 323 p.
3. **Dragūnas B., Pilikauskas K.** ir kt. Inžinieriaus mechaniko žinynas. – Vilnius, 1988. – 528 p.
4. **Bedalis A.** Sutvirtintos medinės sijos standumo tyrimas. Konferencijos „Technologijos mokslai šiandien ir rytoj – 2010“ pranešimų medžiaga. – Kaunas: Technologija, 2010. 212-215 p.

MVE GENERATORIAUS AUŠINIMO TOBULINIMAS

T. Narbutas, J. Valickas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: MVE, sinchroninis, generatorius, vertikalios ašies vėjo jėgainė, ritė, temperatūra, turbina, aušinimas.

1. Įvadas

Didėjant energijos kainoms bei pavojingai vystantis pasaulinio klimato kaitai, mokslui privalu ieškoti galimybių kaip efektyviai panaudoti alternatyvias energijos rūšis. Vėjo energija nuo seno daugelyje pasaulio šalių buvo naudojama buitiniams poreikiams, tačiau panaudojimo efektyvumas buvo menkas.

Rinkoje parduodamos mažosios vėjo elektrinės (MVE) yra palyginti brangios ir nėra pakankami efektyvios, tad atsipirkimo laikas santykinai ilgas (apie 10 metų). Tobulėjant technologijoms darosi įmanoma sukonstruoti labai efektyvias mažąsias vėjo elektrines (naudingumo koeficientas $> 35\%$), kurios gali būti santykinai nebrangios ir naudingos vidutinio namų ūkio elektros poreikiui patenkinti. Tokios MVE generatorius – sinchroninis su pastoviais rotorius magnetais. Sukurta gausybė tokio tipo generatorių konstrukcijų ir išpildymo variantų. Įmanoma pagaminti daugiapolį pastovių magnetų rotorių, kuris statoriaus apvijoje kuria nominalią įtampą, esant santykinai nedideliame jo veleno sukimosi greičiui (50 – 200 aps/min). Darbinės įtampos nominalas pasirinktas pagal gaminamus – pastovios/kintamos įtampos inverterių išėjimo parametrus – 140 – 550 V. Tokiam greičiui išvystyti gali būti naudojama vertikalaus tipo mažatriukšmė, profiliuota sparnuotė [1].

Autoriai suprojektavo tokio tipo generatorių. Kuriant jį, originaliai buvo išspręsta visa eilė techninių problemų. Vienas svarbiausių techninių sprendimų generatoriaus konstrukcijoje – geras ir pastovus statoriaus apvijų aušinimas.

2. MVE generatoriaus aušinimo tobulinimas

Viena iš pagrindinių tokio tipo generatoriaus problemų yra statoriaus ričių aušinimas. Žiemos metu, tai nėra labai aktuali problema, bet vasaros metu – reikalingas kuo geresnis aušinimas. Atliekant MVE generatoriaus apkrovos

bandymus, buvo pastebėta, kad praėjus tam tikram laiko tarpui stipriai padidėja statoriaus temperatūra. Išmatavus, paaiškėjo, jog po 100 min intensyvaus darbo, temperatūra pakildavo iki 160 °C. Papildomais bandymais nustatyta, kad temperatūrai artėjant prie 180 °C, statoriaus korpusas pradeda deformuotis, atsiranda matomų įtrūkimų, susilpnėja ričių laidą dengiantis emalės sluoksnis, o tai gali rimtai sugadinti MVE generatorių ir kitas judančias dalis.

Sprendžiant problemą buvo sudarytas statoriaus sistemos kaitimo ir deformacijų matematinis modelis. Atlikti realūs modelio bandymai, kurių pagalba buvo realizuojami technologiniai sprendimai.

Modeliavimui naudotas pastovaus šilumos kiekio perdavimo metodas (SSHT), kuris remiasi netiesinių iteracijų sprendiniu.

Kai šilumos mainai vyksta tarp kietųjų kūnų, tai efektyvusis spinduliavimas skaičiuojamas pagal formulę [2]:

$$Q_{ef} = F \frac{\varepsilon}{A} \sigma T^4 - Q_{rez} \left(\frac{1}{A} - 1 \right); \quad (1)$$

čia: Q_{ef} – efektyvusis spinduliavimas, W/m²; F – paviršiaus plotas, m²; ε – kūno paviršiaus juodumo laipsnis; A – sugėrimo koeficientas; $\sigma = 5,67051 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ – Stefano ir Bolcmano konstanta; T – absoliučiai juodo kūno absoliuti temperatūra, K; Q_{rez} – kūno rezultatyvus spinduliavimas (kūno išspinduliuotos ir sugertos energijų skirtumas), W.

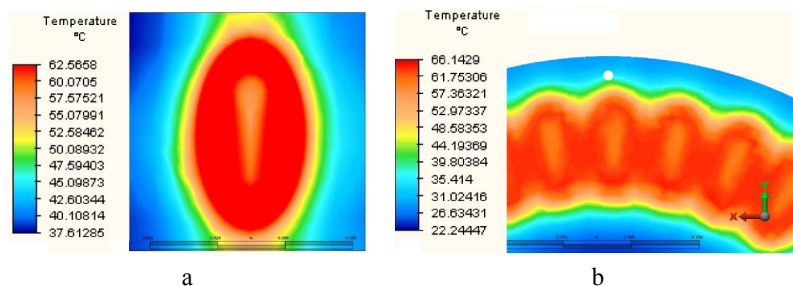
Spinduliavimo būdu perduotos šiluminės energijos kiekis 1 kūnui skaičiuojamas [2]:

$$Q_{1,2} = H_{1,2} \varepsilon_i \sigma (T_1^4 - T_2^4); \quad (2)$$

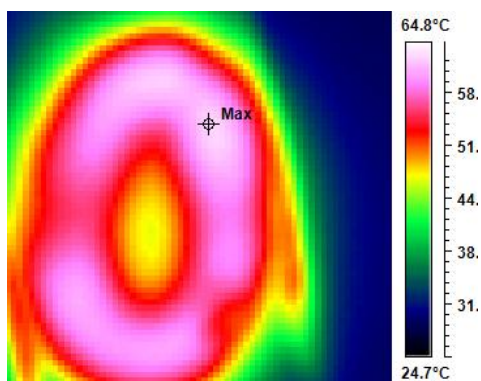
čia: $H_{1,2} = \phi_{1,2} F_1$ – tarpusavio spinduliavimo paviršius, m²; ε_i – kūnų sistemos tariamas juodumo laipsnis.

Tokio tipo generatorius yra aušinamas oru, todėl reikalingas kuo didesnis pro jo paviršių pratekantis oro srautas arba kuo didesnis aušinamas plotas aplink temperatūros šaltinį. Nors MVE stovi intensyviai judančiame oro sraute, bet aušinimas tampa ribotas dėl generatoriaus apsaugos, skirtos nuo tiesioginio aplinkos poveikio.

Iš matematinio modelio rezultatų matosi, jog esant pilnai apkrovai generatoriaus statorius gana greitai įkaista. Sukurtos sąlygos atitinka pilną sinchroninio generatoriaus apkrovimą (žr. 1 pav.), o gauti rezultatai (po 125 min statoriaus ritės įkaista iki 160,2 °C) atitinka išmatuotus pradinius duomenis.



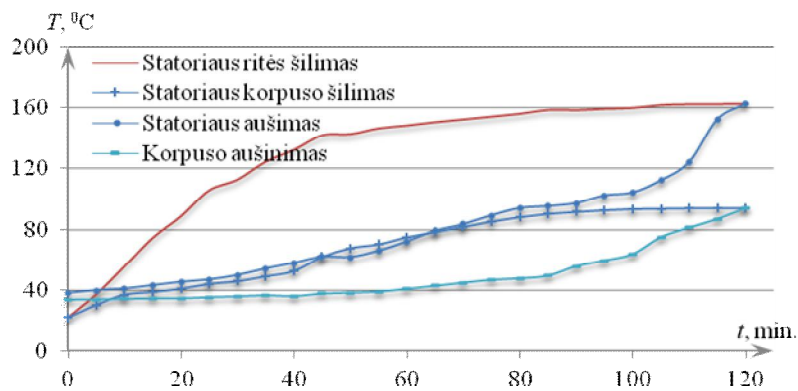
1 pav. Matematinio modelio rezultatas: a – temperatūros pasiskirstymas bandomojoje statoriaus ritėje po 10 min; b – temperatūros pasiskirstymas visame statoriuje po 10 min



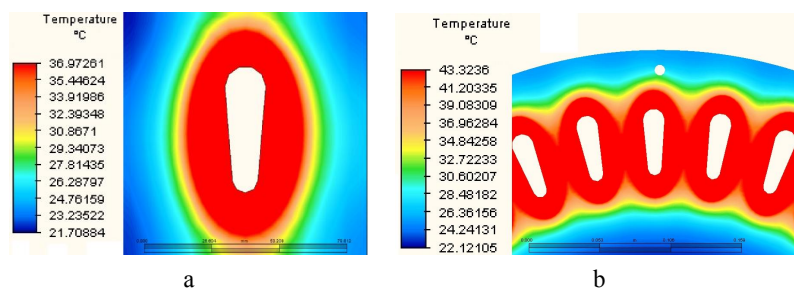
2 pav. Atlikto bandymo rezultatas: temperatūros pasiskirstymas bandomojoje statoriaus ritėje po 10 min

Bandymas pakartotas naudojant Guide TermoPro™ TP8 termovizorių. Realaus modelio temperatūros pasiskirstymas yra labai panašus, kaip ir matematinio modelio (žr. 1 ir 2 pav.). Bandomojo modelio aušimo procesas trunka žymiai ilgiau, nei kaitimo. Tam turi įtakos statoriaus gamyboje naudotos nepakankamai šilumai laidžios medžiagos (žr. 3 pav.). Auštant, temperatūra tolygiai pasiskirsto per visą modelio paviršių.

Atsižvelgiant į šią problemą, buvo padidintas statoriaus aušinamas paviršius, suformuojant kiaurymes per ričių vidurius (žr. 4 ir 5 pav.). Šis sprendimas, vienos ritės aušinimo paviršiu leido padidinti $18,3 \text{ cm}^2$, t.y. 24% viso, modelio aušinamo paviršiaus.



3 pav. Atlikto eksperimento rezultatas: temperatūros didėjimas sulėtėja po 40 min, o nusistovi – apytiksliai po 80 min. Bandomo modelio aušimas pradeda lėtėti jau po 90 min

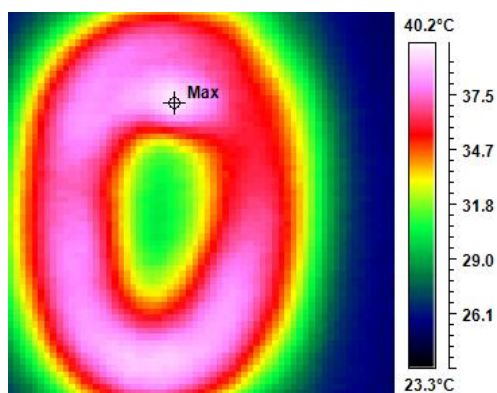


4 pav. Matematinio modelio rezultatas: a – temperatūros pasiskirstymas statoriaus ritėje su kiauryme po 10 min; b – temperatūros pasiskirstymas visame statoriuje po 10 min

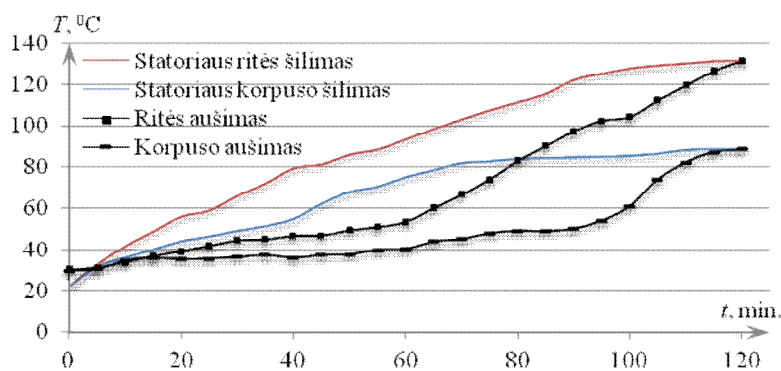
Šis sprendimas, statoriaus temperatūrą leido sumažinti apie 17,6%. Esant maksimaliai apkrovai statoriaus ričių temperatūra siekia 132 °C.

Iš gautų rezultatų matosi, vėstančios statoriaus ritės tolygus temperatūros pasiskirstymas su mažesne vidurio temperatūra (žr. 6 pav.). Tai sąlygoja didesnę šilumos kiekio atidavimą į aplinką.

Nuo aušimo pradžios praėjus 137 min modelio ir aplinkos temperatūros susilygino. Šis bandymas parodė, jog modelis atidavė šilumą 14,4% greičiau, nei bandymo, be aušinimo ertmių, metu.



5 pav. Matematinio modelio rezultatas: temperatūros pasiskirstymas po 10 min statoriaus ritėje su kiauryme



6 pav. Eksperimento rezultatas: temperatūra pradeda nusistovėti po 90 min

Iš grafiko, pateikto 6 pav., matosi, jog aušančios ritės temperatūra pradžioje intensyviai mažėja, o praėjus, beveik, pusei aušimo laiko, temperatūros kritimas palaipsniui nusistovi ir susilygina su aplinkos temperatūra.

3. Išvados

1. Aušinimo kiaurymių suformavimas leido 24% padidinti aušinamą statoriaus paviršių, ko pasėkoje statoriaus vidinė temperatūra sumažėjo 17,6%.

2. Maksimaliai apkrauto statoriaus ričių temperatūra praėjus 120 min siekia tik 132 °C, t.y. 14,4 % greitesnis statoriaus aušimo laikas.
3. Šis sprendimas leido išvengti matomų deformacijų ir įtrūkimų, taip pailgėja generatoriaus tarnavimo laikas.
4. Gamyboje sunaudotas mažesnis medžiagų kiekis.

Literatūra

1. **Dominy R., Lunt P. & Bickerdyke A.** The Self-Starting Capability of a Darrieus Turbine. University of Durham of Engineering South Road. – Durham, DH1 3LE, UK. 2006. – 112 p.
2. **Vaitiekūnas P., Špakauskas V.** Šilumos ir masės pernašos procesų aplinkoje modeliavimo principai. Mokomoji knyga. – Vilnius: Technika, 2003. – 195 p.

AUTOMOBILINIO GENERATORIAUS PRITAIKYMAS HORIZONTALIOS AŠIES MAŽAJAI VĖJO ELEKTRINEI

D. Balčiūnas, A. Jurgelionis, J. Valickas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

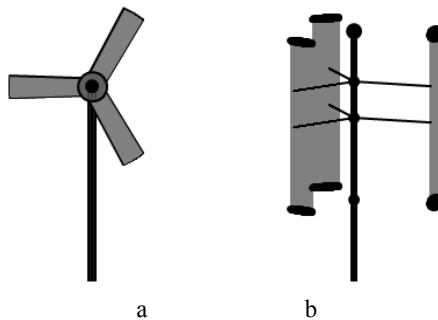
Raktiniai žodžiai: HAVT, mažoji vėjo elektrinė, automobilinis generatorius, lyginimo tiltelis.

1. Įvadas

21-ame amžiuje, sparčiai vystantis pramonei, elektros energijos poreikis visame pasaulyje vis labiau didėja. Didėjant oro užterštumui, mažėjant iškastiniams ištekliams vis labiau svarbūs tampa alternatyvūs energijos šaltiniai, kurie praktiškai yra nemokami ir neišsenkantys: saulės energija, vėjo energija, vandens energija, geoterminė energija ir kt. Būtent todėl tikslinga šią nemokamą energiją pasiimti iš mus supančios aplinkos ir pritaikyti savo poreikiams.

Šiuo metu sparčiai didėja vėjo energetikos svarba elektros energijos gamyboje. Į vėjo elektrines kreipiamas didesnis dėmesys, kadangi jos neišskiria jokių teršalų į aplinką, efektyviai pritaikomos tiek pramoniniams, tiek buitiniams poreikiams.

Labiausiai paplitusios yra horizontalios ašies (HAVT) ir vertikalios ašies (VAVT) vėjo turbinos 1 pav.



1 pav. Vėjo jėgainių tipai: a – HAVT; b – VAVT

Lyginant šiuos du tipus, dominuoja HAVT tipo vėjo turbinos, nes [1]:

- greitaiegiškesnės, vieno instaliuoto kilovato kaina paprastai yra mažesnė negu vertikalios ašies jėgainių;
- kintamas ašmenų metimas duoda jėgainės ašmenims optimalų atakos kampą;
- mentės visada yra statmenos vėjui ir generuoja energiją viso apsisukimo metu, tai duoda didesnę efektyvumą;
- beveik dvigubai naudingesnės nei VAVT tipo elektrinės;
- užima mažiau vietos ir yra lengvesnės.

Tačiau pagrindinis ir vieno ir kito tipo vėjo elektrinių trūkumas yra didelė techninės dalies ir jų įrengimo kaina, todėl stengiamasi įvairiais būdais ją mažinti. Vienas iš būdų: kitos paskirties generatorių pritaikymas vėjo jėgainėms.

Darbo tikslas – autobuso JIA3-695 generatoriaus Γ287K.3701 pritaikymas mažajai vėjo elektrinei.

2. Γ287K.3701 sinchroninio generatoriaus analizė ir veikimo principas

Generatorius yra pagrindinis automobilio energijos šaltinis, jo dėka yra maitinami visi elektros energijos imtuvai ir įkraunamas automobilio akumuliatorius (kai variklio alkūninis velenas sukasi pakankamu sukimosi dažniu, kad būtų sužadintas generatorius [2]). Tai tipinė trifazė kintamosios srovės sinchroninė mašina, kuri veikia lygiagrečiai su automobilio akumuliatoriumi.

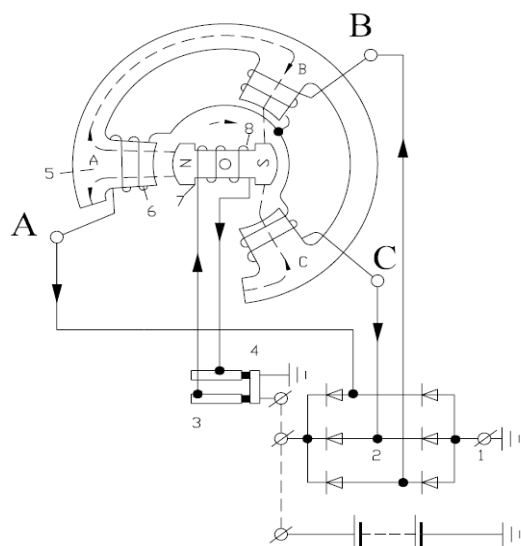
Pagrindinės Γ287K.3701 generatoriaus sudedamosios dalys: statorius, lenktapolio rotorius su žadinimo apvija, įtampos reguliatorius, kontaktiniai žiedai su šepetiais, lygintuvas ir žadinimo apvijos reguliatoriaus.

Kad generatorius veiktų jo rotorius reikia įmagnetinti. Pirmiausia rotorius įmagnetina akumuliatorių baterija, kai pasiekiamas pakankamas sukimosi dažnis jis pats maitina žadinimo apviją. Sukant rotorius, polių magnetinis laukas veria statoriaus apvijas ir jose indukuoja kintamąją elektrovaros jėgą (EVJ). Indukuotą statoriaus kintamąją srovę išlygina lygintuvas [2]. Principinė schema pateikta 2 pav.

Generatoriaus rotorius, kad būtų didesnė EVJ, turi šešias polių poras, o statorius aštuoniolika – po šešias į kiekvieną fazę nuosekliai sujungtas rites [2].

Pagrindinės Γ287K.3701 sinchroninio generatoriaus charakteristikos yra pateiktos 1 lentelėje.

Iš generatoriaus Γ287K.3701 charakteristikų matyti, kad naudingam darbui reikalingos apsukos turi būti didesnės nei 750 aps/min. Tokį rotoriaus greitį iš vėjo energijos yra sunku pasiekti, todėl tikslinga keisti generatoriaus konstrukciją.



2 pav. Kintamos srovės generatorius su puslaidininkiniu lygintuvu [2]

1 lentelė

Generatoriaus charakteristikos

Nominali įtampa, V	14
Maksimali srovė, A	80
Svoris, kg	9
Galia, KW	1120
Sukimosi dažnis be krovimo, aps/min	750
Sukimosi dažnis maksimaliai srovei	5000/70
Ilgis, mm	230
Diametras, mm	174
Statoriaus grandinės apvijų jungimo būdas	Dviguba žvaigždė

3. Generatoriaus konstrukcijos keitimas

Lietuvos sąlygomis vidutinis vėjo jėgainės rotoriaus sūkių dažnis nenaudojant reduktoriaus yra 200-300 aps/min. Todėl naudojant įprastinės konstrukcijos Г287К.3701 generatorių būtų pasiekiamos labai mažos įtampos ir srovės reikšmės. Norint to išvengti, nuspręsta kelti įtampos reikšmę konstrukcinėmis ir techninėmis priemonėmis.

Nuspręsta keisti statoriaus grandinės apvijų jungimo būdą, nes senasis jungimas dviguba žvaigžde netinkamas dėl reikalingo didelio sūkių dažnio, kad būtų pasiektas naudingumas ir standartinės įtampos reikšmės (standartinės reikšmės: 12 V, 24 V, 36 V, 48 V, ...). Kad pasiekti kuo artimesnę reikšmę standartiniai įtampos reikšmei esant mažiems sūkiams gali būti taikomi tokie jungimo būdai:

- nuosekliai sujungiant statoriaus apvijas į vieną fazę ir išvedant du laidus į įtampos lygintuvą;
- jungiant kas trečią apviją gauti tris fazes ir jas tiesiogiai išvesti į įtampos lygintuvą.

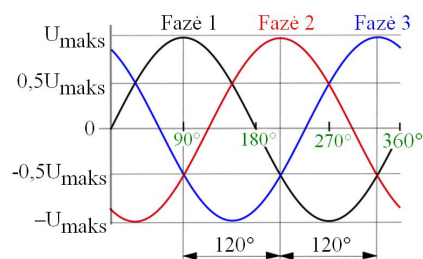
Pirmuoju būdu buvo nuspręsta apvijas sujungti nuosekliai į vieną fazę, taip padidinant įtampos reikšmę esant mažam sukimosi greičiui. Tačiau po bandymų ir analizės nuspręsta šio būdo atsisakyti, nes rotoriaus polių porų skaičius skiriasi nuo statoriaus, todėl atsiranda išlyginamosios srovės apvijose ir išėjime gaunama labai mažos reikšmės įtampa su iškraipyta sinusine kreive.

Antruoju būdu buvo sujungtos statoriuje trys grandinės, kuriose yra nuosekliai sujungta kas trečia statoriaus apvija, tokiu būdu kiekvienoje grandinėje yra po šešias apvijas. Grandinių galai buvo išvesti į generatoriaus išorę bei sujungti su lyginiu tilteliu.

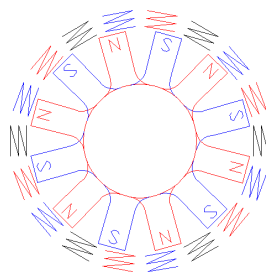
4. Lyginimo tiltelis ir įtampos didinimas

Lyginimo tiltelio paskirtis bendroje generatoriaus konstrukcijoje yra sudėti generatoriaus apvijose gaunamas EVJ reikšmes, kadangi įprastai sumuoti įtampų reikšmių negalima dėl fazių skirtumo.

Fazių skirtumas (žr. 3 pav.) statoriuje gaunamas, kadangi skiriasi įtampų reikšmės tam tikru laiko momentu. Žiūrint 4 pav. juoda spalva pažymėtose statoriaus apvijose kuriama EVJ lygi nuliui, mėlyna spalva – EVJ pasiekusi didžiausią teigiamą reikšmę mažėja, raudona spalva – EVJ kyla link neigiamos didžiausios reikšmės.



3 pav. Trifazės srovės reikšmės kintant laikui [3]



4 pav. Rotoriaus ir statoriaus tarpusavio padėtys

Lyginimo tiltelį sudaro trys atskiras pradžias turinčios grandinės, kurių išvadai tarpusavyje sujungti nuosekliai. Kiekvieno lyginimo tiltelio pradžia prijungta prie generatoriaus statoriaus skirtingos apvijų grupės, o galai sujungti nuosekliai, tarp kiekvieno galų lygiagrečiai prijungus kondensatorių įtampos pulsacijų mažinimui 5 pav. Šios jungimo schemos lyginimo tiltelis sumuoja generatoriuje kuriamas įtampų reikšmes:

$$U = U_1 + U_2 + U_3; \quad (1)$$

čia: U – išėjimo įtampa, U_1 , U_2 ir U_3 – generatoriuje gaunamos įtampos.

Gaunamas suminis trijų apvijų grandinių įtampų dydis su teigiama ir neigiama nuolatinės įtampos reikšmėmis.

Statoriaus generuojamos EVJ, kintančios pagal sinuso dėsnį, amplitudės reikšmė skaičiuojama pagal formulę:

$$E_m = 2 B l v; \quad (2)$$

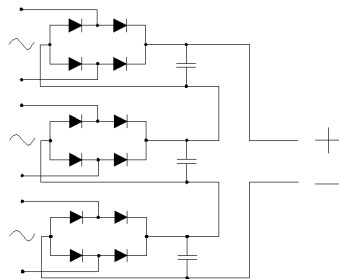
čia: B – magnetinės indukcijos dydis; l – laidininko ilgis; v – laidininko linijinis greitis [4].

Iš šios formulės matyti, kad norit padidinti EVJ, reikia keisti magnetinės indukcijos dydį, laidininko ilgį arba laidininko linijinį greitį. Šiuo atveju lengviausia keisti pirmąjį dydį, nes generatorius turi elektromagnetą.

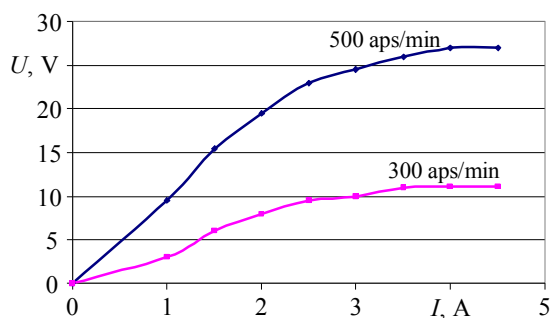
Kadangi magnetinė indukcija yra proporcinga magnetiniam srautui, todėl keičiant srovės dydį tiesiogiai reguliuojama statoriaus gnybtų įtampa. Didinant žadinimo srovę, kuriama didesnė magnetinio srauto reikšmė bei didėja generuojama įtampa, tai atspindi 6 pav.

Kadangi generatorius negali dirbti be žadinimo, todėl tolimesniuose bandymuose teks pasirinkti žadinimo būdą, galimi variantai:

- antro mažo generatoriaus darymas su nuolatiniais magnetais, kurio rotorius suktųsi pritvirtintas ant tos pačios ašies kaip ir pagrindinis generatorius;
- generatoriaus žadinimo sistemos projektavimas, naudojant akumuliatoriaus energiją;
- elektromagneto rotoriuje keitimas į nuolatinis magnetus.



5 pav. Lyginimo tiltelio schema įtampų didinimui



6 pav. Generuojamos įtampos priklausomybė nuo žadinimo srovės

4. Išvados

1. Perdarytas sinchroninis generatorius tinka krauti 12 V akumuliatorius.
2. Nevisai pasiektas teorinis rezultatas – išmatuota galia gaunama mažesnė nei buvo tikėtasi, nes gavome didelius nuostolius dėl bandymui naudotų permažo skerspjūvio laidų, netvirtų sujungimų, kurie, padidinus apkrovą, kaito.
3. Reikalinga papildoma aparatūra generatoriaus veikimui: papildomas generatorius arba sistema su valdikliu, kuri priklausomai nuo apskų ir apkrovos duotų reikiamą galią žadinimui, lyginimo tiltelis, įtampos reguliatorius akumuliatorių krovimui.
4. Kadangi naudingam darbui reikalingos didesnės apskos nei 300 aps/min, reikia panaudoti multiplikatorių.

Literatūra

1. Vėjo jėgainės. Prieiga per internetą: <<http://www.vejojegaines.lt/content/view/27/30/>> [žiūrėta 2011-11-15].
2. Automobilių elektros įrenginiai. Prieiga per internetą: <http://www.ebiblioteka.lt/resursai/Mokslai/VGTU/Leidiniai/Leidinukai%20/Zubav_Maketas_internetui.pdf> [žiūrėta 2011-11-19].
3. Internetinis žinynas Wikipedia. Prieiga per internetą: <http://lt.wikipedia.org/wiki/Trifazė_srovė> [žiūrėta 2011-11-20].
4. Masiokas S. Elektrotechnika. Mokomoji knyga. – Vilnius: Mokslas, 1989. – 52 p.

CILINDRINIŲ GYLIAI TEMPTŲ DETALŲ TEMPIMO PROCESO TECHNOLOGIŠKUMO NUSTATYMAS

D. Rumčikas, D. Vaičiulis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio Institutas

Raktiniai žodžiai: gilus tempimas, ištempimas.

1. Įvadas

Pramonėje naudojama daug cilindrinės formos detalių. Šiame straipsnyje apžvelgiama į ką reikia atkreipti dėmesį, norint pagaminti cilindrinės formos detalę gilaus ištempimo būdu, tempiant iš lakšto.

Darbo tikslas – išsiaiškinti kaip priklauso operacijų skaičius nuo nuo skardos storio.

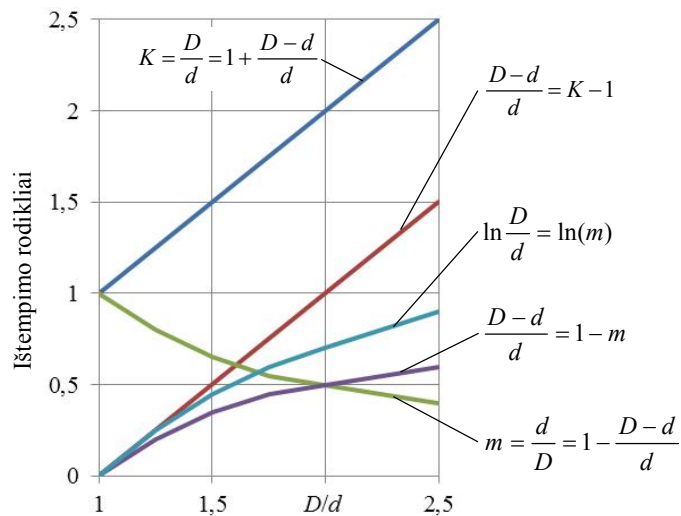
2. Gylyai temptų cilindrinė detalių ištempimo laipsnio koeficientai ir jų įtaka technologiniam procesui

Priklausomai nuo tempiamos detalės skersmens ir aukščio santykio, santykinio ruošinio storio ištempimas gali būti atliekamas per vieną arba kelias operacijas. Būtina, kad tempimas būtų atliekamas per kuo mažesnę operacijų skaičių, atliekant su galimai didžiausiu deformavimo laipsniu nenaudojant tarpinių atkaitimo operacijų. Deformavimo laipsnis – santykinis skersmens sumažėjimas ir ištempimo gylio padidėjimas. Jis tempiamoms cilindrinės formos detalėms gali būti išreikštas vienu iš šių rodiklių. [1]

$$\frac{D-d}{d}; \quad \frac{D-d}{D}; \quad \ln\left(\frac{D}{d}\right); \quad K = \frac{D}{d}; \quad m = \frac{d}{D} = \frac{1}{K}; \quad (1)$$

čia: D – ruošinio skersmuo; d – detalės skersmuo; m – ištempimo koeficientas; K – ištempimo laipsnis, tai dydis atvirkščiai proporcingas ištempimo koeficientui.

Šie rodikliai yra tarpusavyje tiesiogiai susiję ir duoda teisingas ištempimo charakteristikas bendram ištempimo deformacijos laipsniui tik esant konkrečiai sąlygai – pilnam flanšo pertempimui į cilindrinį šoninį detalės paviršių (1 pav). Plačiausiai naudojamas ištempimo koeficientas m .



1 pav. Ištempimo charakteristikos bendram deformacijos laipsniui [1]

1 lentelė

Ribinė tempimo deformacijos reikšmės tempiant per vieną operaciją [1]

Ištempimo koeficiento rodiklis	Ištempimo koeficientas	
	Teorinis	Praktinis
m	0,368	0,45
K	2,72	2,25
$\ln(D/d)$	1,00	0,80

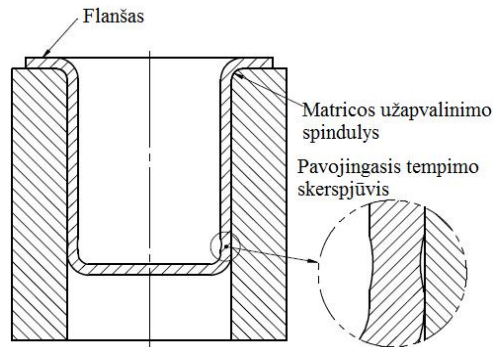
Tempiant plastišką metalą teorinio ištempimo koeficiento reikšmės ženkliai viršija nustatytas praktiškai (1 lent.). Tai paaiškinama tuo, kad neįvertinamos realios tempimo proceso sąlygos, t. y. nevertinama:

- įtempiai, atsirandantys pirminėje tempimo stadijoje;
- medžiagos anizotropijos laipsnis;
- santykinis ruošinio storis;
- trinties koeficientas.

Kai detalė suformuojama per vieną operaciją būtina atsižvelgti į:

- nepakankamą metalo plastiškumą dėl padidinto pasipriešinimo detalės plokščiajam flanšui, kas sukelia padidintus tempimo įtempius pavojuojajame tempimo skerspjuvyje (2 pav.);

- raukšles, kurios susiformuoja, kai tempimo metu flanšas praranda stabilumą. Tai ženkliai padidina pasipriešinamą tempimui ir sukelia priešlaikinį ruošinio nutrūkimą;
- padidintą plokščio ruošinio pasipriešinimą tempimui ir įtempių padidėjimą pavojingajame detalės skerspjūvyje dėl per mažų matricos užapvalinimo spindulio (2 pav).



2 pav. Pavojingasis tempimo skerspjūvis. Ties užapvalinimo pabaiga, detalės sienelė visada bus plonesnė [2]

Ribinės deformacijos reikšmė, formuojant detalę per vieną operaciją, smarkiai priklauso nuo tempiamos medžiagos izotropijos laipsnio. Ribinis deformacijos laipsnis atitinka tam tikrą įtempių reikšmę, kuri atsiranda pavojingajame skerspjūvyje. Stiprumo sąlyga yra nusakoma priklausomybe [1]:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{tr} \quad \text{arba} \quad \sigma_{max} \leq \sigma_u (1 - \delta_y); \quad (2)$$

čia: σ_{max} – didžiausi leistinieji įtempimai pavojingajame pjūvyje; σ_{tr} – detalės ribiniai nutrūkimo įtempimai; σ_u – ruošinio medžiagos stiprumo riba; δ_y – santykinis leistinasis pailgėjimas.

Didžiausias leistinasis deformacijos laipsnis ir reikiamas operacijų skaičius nustatomi panaudojus bendruosius tamprumo ir plastiškumo dėsnius. Tačiau, įvertinus uždavinio sudėtingumą, skaičiavimai dažniausiai atliekami naudojant eksperimentines koeficiento m reikšmes.

Praktikoje naudojami ištempimo koeficientai yra apytiksliai, kadangi neįvertinama priklausomybė nuo santykinio sienelės storio, anizotropijos koeficiento, medžiagos sustiprėjimo, ištempimo greičio ir kt. Be to, būtina įvertinti geometrines ruošinių ir detalių formas. Tik įvertinus aukščiau išvardytas sąlygas ištempimo eksperimentiniai koeficientai sutaps su teorinėmis reikšmėmis. Šių koeficientų negalima naudoti cilindro formos

gaminams su flanšu. Būtina sąlyga – skardos storio ir skersmens atitikimas, išreikštas santykiu S/D (čia S – skardos storis). Skirtingus santykius S/D atitinka skirtingi deformacijų koeficientai. Pastarieji parenkami įvertinus flanšo, kuris pašalinamas paskutinėje operacijoje, standumą. Kadangi kiekvienoje operacijoje S mažėja, tai skaičiuojant S/D santykį naudojamas pradinis lakšto storis, t.y. ruošinio storis.

3. Tempimo koeficiento įtaka technologiniam procesui

Ištempimo laipsnio koeficientas labiau priklauso nuo santykinio ruošinio storio nei nuo medžiagos plastiškumo charakteristikų.

Projektuojant ištemptų cilindrinų detalių technologinį procesą reikia nustatyti: deformacijos laipsnį, tempimo operacijų skaičių, kiekvienos operacijos ruošinio matmenį. Kiekvienos operacijos deformacijos laipsnis parenkamas pagal eksperimentiškai nustatytas ir praktiškai patikrintas vertes.

Be flanšo temptų cilindrinų detalių ištempimo koeficientai išreiškiami santykiais:

$$\text{pirmajam tempimui } m_1 = \frac{d_1}{D};$$

$$\text{antrajam tempimui } m_2 = \frac{d_2}{d_1};$$

$$n\text{-ajam tempimui } m_n = \frac{d_n}{d_{n-1}};$$

čia: d_1 – detalės skersmuo po pirmo tempimo; d_2 – detalės skersmuo po antrojo tempimo; d_n – detalės skersmuo po n -tojo tempimo.

Nustačius teisingą ištempimų koeficiento reikšmę
 $(\prod_{i=1}^n m_i = m_1 \cdot m_2 \cdot \dots \cdot m_n \approx 0,45; \text{ žr. 1 lent.})$ apskaičiuojami ruošinio skersmenys tarp tempimo operacijų

$$d_1 = m_1 D, \quad d_2 = m_2 d_1, \quad d_n = m_n d_{n-1} \quad (3)$$

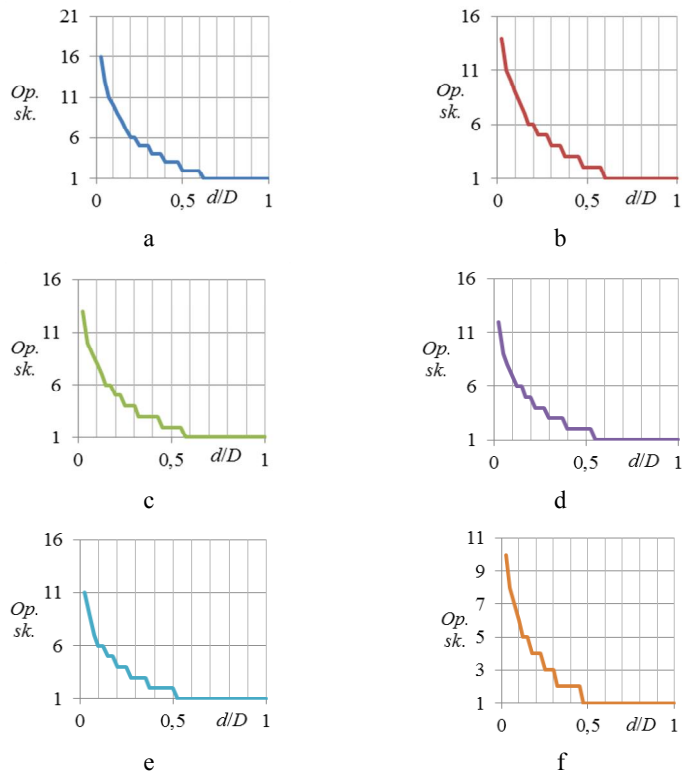
ir reikalingas tempimo operacijų skaičius [1].

Ištempimo koeficiento vertė priklauso nuo ruošinio ir detalės formos, santykinio ruošinio skardos storio.

2 lentelėje pateiktos cilindrinų detalių be flanšo, kurio ištempiamos naudojant prispaudėją, ištempimo koeficiento priklausomybės nuo skardos storio. Koeficientai pritaikyti gilaus ištempimo plienams [1].

Ištempimo koeficiento priklausomybė nuo santykinio detalės storio

Ištempimo rodikliai	Koeficiento m reikšmės, kai skardos santykinis storis S/D				
	2,0-1,5	1,5-1,0	1,0-0,5	0,5-0,2	0,2-0,06
m_1	0,46-0,50	0,50-0,53	0,53-0,56	0,56-0,58	0,58-0,60
m_2	0,70-0,72	0,72-0,74	0,74-0,76	0,76-0,78	0,78-0,80
m_3	0,72-0,74	0,74-0,76	0,76-0,78	0,78-0,80	0,80-0,82
m_4	0,74-0,76	0,76-0,78	0,78-0,80	0,80-0,82	0,82-0,84



3 pav. Ištempimo operacijų skaičiaus priklausomybė nuo ištempimo koeficiento d/D : Op. sk. – operacijų skaičius a – $S/D = 0,06\%$; b – $S/D = 0,2\%$; c – $S/D = 0,5\%$; d – $S/D = 1,0\%$; e – $S/D = 1,5\%$; f – $S/D = 2,0\%$

Reikiamas ištempimo operacijų kiekis [1]:

$$n - 1 = \frac{\ln(d_n) - \ln(m_2 D)}{\ln(m_1)}; \quad (4)$$

čia: n – ištempimo operacijų skaičius.

Kai detalės ir ruošinio skersmenų santykis d/D mažesnis už 0,2, formavimo operacijų skaičius didėja, t.y. kuo mažesnis santykis S/D tuo daugiau operacijų prireiks suformuoti detalę (3 pav.). Tai galima paaiškinti tuo, kad plonesnės skardos labiau raukšlėjasi.

4. Išvados

1. Mažėjant skardos storio ir ruošinio skersmens santykiui S/D , didėja operacijų skaičius, reikalingas detalei suformuoti.
2. Projektuojant gilaus ištempimo šampus būtina atsižvelgti į detalės santykinę storį, kad būtų galima nustatyti optimalų operacijų skaičių (kiekviena papildoma operacija ženkliai padidina šampo projektavimo ir gamybos kainą bei gaminio savikainą).

Literatūra

1. **Романовский В. П.** Справочник по холодной штамповке, 6-е изд. – Ленинград: Машиностроение, 1979. – 689 с.
2. **Suchy I.** Handbook of Die Design. McGraw-Hill, 2004. – 729 p. ISBN 0-07-146271-6.

KLUPDOMŲ MECHANIŠKAI NEVIENALYČIŲ SUVIRINTŲJŲ SUJUNGIMŲ SU PLOKŠČIA MINKŠTA SIŪLE TYRIMAS

L. Norvilaitė, D. Vaičiulis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: klumpdymas, suvirintasis sujungimas, mechaninis nevienalytiškumas.

1. Įvadas

Konstrukcijos ir bet kurio jos elemento pusiausvyra turi būti stabili. Stabilumas – konstrukcijos ar jos elemento savybė išlaikyti pradinę pusiausvyros formą, t.y. gebėjimas po bet kokių trikdžių grįžti į pradinį būvį. Kai pusiausvyros forma nestabili, deformuotas elementas į pradinę pusiausvyros formą nebegrįžta.

Konstruktinio elemento pusiausvyra būna stabili, kol jo pagrindinė apkrova nedidelė, kol ji mažesnė už tam tikrą kritinę reikšmę, o kai apkrova viršija tą reikšmę, pusiausvyra tampa nestabili [1].

Darbo tikslas – nustatyti kaip mechaniškai nevienalyčio suvirintojo sujungimo kritinė klumpdymo jėga priklauso nuo plokščios minkštos siūlės santykinio aukščio.

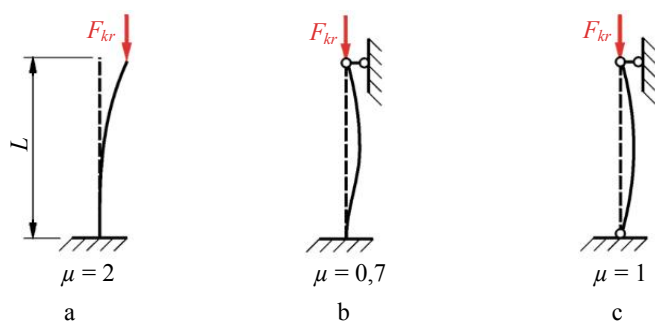
2. Oilerio formulė kritinei jėgai skaičiuoti

Tiesiųjų gniuždomųjų strypų stabilumą nagrinėjo ir kritinę jėgą nustatė Sankt Peterburgo mokslų akademijos akademikas Leonardas Oileris (1744 m.) [2].

Tampraus tiesaus centriškai gniuždomo strypo kritinės jėgos didumas apskaičiuojamas panaudojant vadinamąją Oilerio formulę [2]:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\mu L)^2}; \quad (1)$$

čia: E – strypo medžiagos tamprumo modulis; I_{min} – minimalus strypo skerspjūvio inercijos momentas (strypo profilio, pateikto 2 pav., a $I_{min} = 833,3(3) \text{ m}^4$), L – strypo ilgis; μ – strypo galų įtvirtinimo sąlygų koeficientas (žr. 1 pav.).



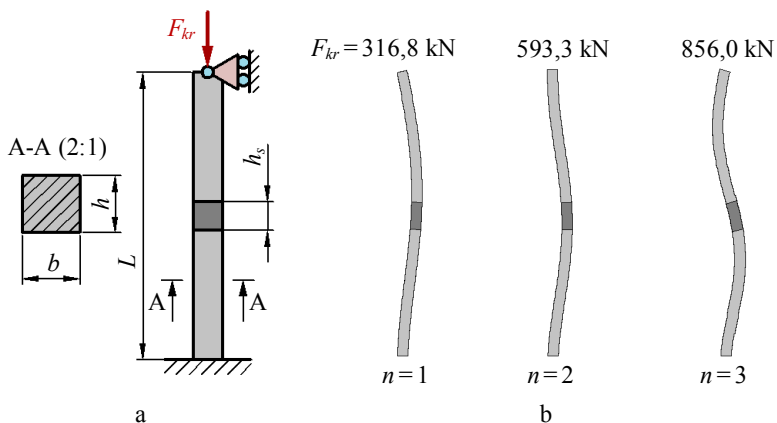
1 pav. Strypo galų įtvirtinimo sąlygos ir jų koeficientai [2]

Pagal (1) formulę kritinė jėga tiesiog proporcinga strypo standumui, atvirkščiai proporcinga strypo ilgio kvadratui ir visiškai nepriklauso nuo medžiagos stiprumo rodiklių.

Pagal Oilerio formulę kritinė jėga gali būti nustatyta tik vienalyčiams liauniems klupdomiems strypams. Nevienalytėms konstrukcijoms kritinė jėga dažniausiai nustatoma baigtiniu elementų metodu (BEM).

3. Nevienalyčio suvirinto sujungimo kritinės jėgos tyrimas BEM

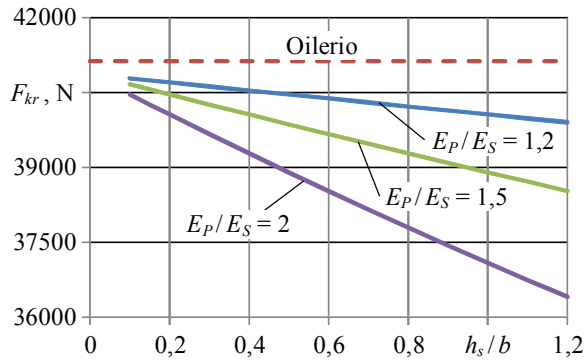
Nevienalyčio suvirinto sujungimo kritinė jėga buvo nustatyta panaudojus ANSYS programą.



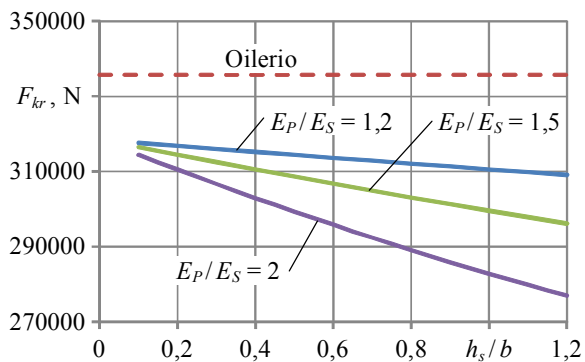
2 pav. Liauno mechanškai nevienalyčio suvirintojo sujungimo skaičiavimo schema (a) ir trys pirmosios nestabilumo formos (b)

Tyrimo metu buvo analizuojamos trys 1 pav. pateiktos strypo galų įtvirtinimo sąlygos.

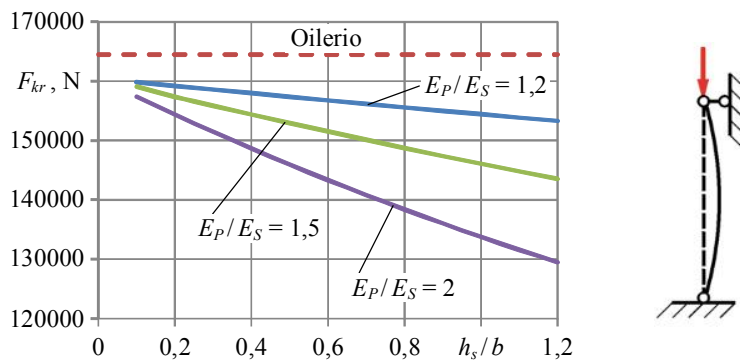
Nagrinėta kritinės jėgos priklausomybė nuo siūlės geometrijos. Sujungimo nevienalytiškumas išreiškiamas santykiu E_P/E_S ; čia E_P – pagrindinės medžiagos tamprumo modulis; E_S – siūlės medžiagos tamprumo modulis. Santykis E_P/E_S buvo priimtas: 1,2; 1,5; 2,0. Plokščios minkštos siūlės santykinis aukštis h_s/b buvo keičiamas ribose nuo 0,1 iki 1,2. Tyrimas atliktas suvirintam sujungimui, kurio ilgis $L = 100$ mm. Suvirintojo sujungimo geometrija pateikta 2 pav.



3 pav. Kritinės jėgos F_{kr} priklausomybė nuo santykinio minkštos siūlės aukščio h_s/b , pagrindinės ir siūlės medžiagų tamprumo modulių santykio, kai $\mu = 2$



4 pav. Kritinės jėgos F_{kr} priklausomybė nuo santykinio minkštos siūlės aukščio h_s/b ir pagrindinės ir siūlės medžiagų tamprumo modulių santykio, kai $\mu = 1$



5 pav. Kritinės jėgos F_{kr} priklausomybė nuo santykinio minkštos siūlės aukščio h_s/b ir pagrindinės ir siūlės medžiagų tamprumo modulių santykio, kai $\mu = 0,7$

Nepriklausomai nuo įtvirtinimo būdo, pagrindinės ir siūlės medžiagų tamprumo modulių ir santykinio minkštos siūlės aukščio, didėjant minkštos plokščios siūlės santykiniam aukščiui h_s/b kritinė jėga F_{kr} mažėja (3 ... 5 pav.).

Nepriklausomai nuo įtvirtinimo būdo, didėjant santykiui E_P/E_S , kritinė jėga F_{kr} mažėja. Didinant tamprumo modulių santykį, kritinė jėga taip pat mažėja.

Kai suvirintas sujungimas tik viename gale įtvirtintas gembiskai (žr.1 pav., a), kritinė jėga gaunama didžiausia (3 pav.). Kai suvirintojo sujungimo vienas galas įtvirtintas gembiskai, o kitas šarnyriškai (žr.1 pav., b), kritinė jėga gaunama, mažesnė, nei įtvirtinta gembiskai, bet didesnė, nei tada kai abu galai įtvirtinti šarnyriškai (3 ... 5 pav.).

4. Išvados

1. Didėjant santykiniam minkštos plokščios siūlės aukščiui h_s/b kritinė jėga F_{kr} mažėja.
2. Didinant tamprumo modulių santykį E_P/E_S , kritinė jėga F_{kr} mažėja.

Literatūra

1. Gniuždomų strypų stabilumas. Prieiga per internetą: <<http://www.freewebs.com/auris10/XII%20skyrius.pdf>> [žiūrėta 2011-11-26].
2. **Foedosjevas V.** Medžiagų atsparumas. – Vilnius: Mokslas, 1977. 395 – 398 p.

SMULKIŲ KROVINIŲ SANDĖLIO TECHNOLOGINIO APRŪPINIMO TYRIMAS

R. Viltrakis, Ž. Bazaras

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: sandėlys, transporteriai, įranga.

1. Įvadas

Produktų sandėliavimas – neatskiriama logistikos sistemos dalis. Jis atlieka gyvybiškai svarbų vaidmenį, teikiant vartotojui reikiamo lygio paslaugas su mažiausiomis įmanomomis išlaidomis. Tai tarpinė grandis tarp gamintojo ir vartotojo. Per daugelį metų prekių sandėliavimo svarba nuo palyginti nežymaus firmos logistikos sistemos aspekto išsivystė ir tapo viena iš pačių svarbiausių šios sistemos funkcijų.

Sandėliavimą mes galime apibrėžti, kaip firmos logistikos sistemos dalį, apimančią produkcijos sandėliavimą (žaliavos, atsarginės detalės, gamybos stadijoje esančios ir jau pagamintos prekės) pagaminimo vietoje, taip pat produktų saugojimą tarp pagaminimo ir vartojimo vietų bei informacijos teikimą administracijai apie sandėliuojamų produktų būklę ir išdėstymą [1].

Šiuolaikinis sandėlis – tai techniškai sudėtingas statinys, kurį sudaro daugybė tarpusavyje susijusių elementų; jis turi savo struktūrą; atlieka funkcijas susijusias su atsargų srautais, kaupimu, perdirbimu, krovinų paskirstymu vartotojams. Sandėlis taip pat suprantamas kaip vieta medžiagų atsargoms, kurios nedaro tiesioginės įtakos gamybai. Turimos medžiagos laiko požiūriu yra panaudojamos vėliau.

2. Optimalių sandėlio parametrų nustatymas

Norėdami rasti optimalią sandėlio įrangos konfigūraciją pirmiausia turime nustatyti lentynų dydžius bei praėjimų kieki.

Šiam tyrimui išsikeliamo uždutį – rasti mažiausią praėjimų kiekį sandėlyje [2]:

$$2 L_r L_h N_a \leq S_s ; \quad (1)$$

$$N_a [L_r (2 W_r + W_a) + 2 W_a (W_r + W_a)] \leq S_t .$$

čia: L_r – lentynos ilgis, m; L_h – lentynos aukštis, m; N_a – praėjimų kiekis; S_s – bendras sandėliavimo plotas lentynose, m²; W_r – lentynos plotis, m; W_a – praėjimo plotis, m; S_t – sandėlio plotas, m².

Apskaičiuojamas transporterių panaudojimas U_T [2]:

$$U_T = 100 \frac{P}{P + T \left[\frac{f(n)}{n} \right] + \frac{a}{n}}; \quad (2)$$

$$f(n) = 0,38532 + 0,07333 + \frac{2n}{(n+1)}.$$

čia: P – krovinų apyvarta per parą, t; T – lentynų masto koeficientas, ($0 \leq T \leq 1$); n – iškraunamų krovinų kiekis, vnt/h; a – transporteriu atliekamo reiso trukmė.

Pagal (1) ir (2) formules [2]:

$$T = \frac{L_h}{v_v} = \frac{L_r}{v_h}; \quad (3)$$

čia: v_v – transporterio vertikalios judėjimo greitis, m/min; v_h – transporterio horizontalios judėjimo greitis, m/min.

Pagal (2) ir (3) formules [2]:

$$60 N_a \sqrt{N_a} - R t \sqrt{N_a} \geq R \lambda \left[\frac{f(n)}{n} \right]; \quad (4)$$

čia: R – reikiamas sandėlio pralaidumas; $\lambda = \sqrt{\frac{c}{2 v_h v_v}}$; $t = p + \left(\frac{a}{n} \right)$; c – transporterio judėjimo netolygumo koeficientas, (0,6 – 0,8); p – vienam iškrovimui sugaižtamas laikas.

Žemiau pateikiamas algoritmas praėjimų skaičiui nustatyti [2]:

- 1) $N_a = \frac{R t}{60}$;
- 2) Jei $(60 N_a - R t) \sqrt{N_a} \geq R \lambda \left[\frac{f(n)}{n} \right]$ pereiti prie 4), kitu atveju pereiti prie 3);
- 3) $N_a \leftarrow N_a + 1$, pereiti prie 2);
- 4) Stop (N_a yra mažiausias praėjimų skaičius).

Pagal aukščiau pateiktą metodiką galime surasti praėjimų kiekį. Tuomet pagal toliau pateiktus veiksmus paprastai surandame optimalius

sandėlio įrangos parametrus: lentynų ilgį L_r , lentynų aukštį L_h bei sandėlio išnaudojimo koeficientą Q [3]:

$$L_r = \sqrt{\frac{S_s v_v}{2 v_h N_a}}; \quad (5)$$

$$L_h = \sqrt{\frac{S_s v_h}{2 v_v N_a}}; \quad (6)$$

$$Q = 100 \frac{R (T \cdot f(n) + pn + a)}{60 n N_a}, \%. \quad (7)$$

Skaitiniam pavyzdžiui parinktos sekančios duomenų reikšmės:

$S_s = 539 \text{ m}^2$,
 $S_t = 350 \text{ m}^2$,
 $R = 294$ kroviniai,
 $n = 5$ krovimai/maršrutą,
 $p = 0,25$ min/krovimui,
 $v_h = 150$ m/min,
 $a = 1,25$ min/pervežimui.

Pagal pateiktus duomenis bei formules galime rasti minimalų reikiamą praėjimų kiekį sandėlyje bei lentynų matmenis, kurie yra lygūs:

$N_a = 3$ praėjimai,
 $L_h = 4,1$ m,
 $L_r = 20,6$ m,
 $U_T = 92,52$ %.

3. Judėjimo laiko skaičiavimas

Naudinga sandėlio veiklos organizavime žinoti numanomą transportavimo laiką. Bendras krovinių apdorojimo laikas susideda iš krovinio paėmimo, transportavimo ir padėjimo į krovinio saugojimo vietą laikų. Didžiausias krovinio paėmimo laikas T_{pt} gali būti apskaičiuojamas sekančiai [3]:

$$T_{pt} = t_i N_{max}; \quad (8)$$

čia: t_i – laikas, kurį sugaišta transporteris paimdamas i kiekį krovinių; N_{max} – maksimalus vieno transporterio paaimamų krovinių kiekis.

Transportavimo laikas T_{tt} , kurį transporteris sugaišta pravažiuodamas sandėlio taku, randamas [3]:

$$T_{tt} = \frac{2 L_r N_a + 4 W_a N_a}{v_h}. \quad (9)$$

Prastovų laikas krovinių paėmimo metu priklauso nuo to, kiek skirtingų saugojimo vietų yra sandėlyje, prie kurių transporteris turi privažiuoti.

Norėdami apskaičiuoti stovėjimo laiką T_{st} turime pasižymėti [3]:

$$T_{st} = t_i T_b N_a \left[1 - \left(1 - \frac{1}{(T_b N_a)^{N_{\max}}} \right) \right]; \quad (10)$$

čia: T_b – viename pravažiavime reikiamų paimti/padėti krovinių kiekis.

Taigi, bendras krovinių apdorojimo laikas T_{tps} apskaičiuojamas susumavus paėmimo laiką T_{pts} , pervežimo laiką T_{tt} ir stovėjimo laiką T_{st} kiekvienoje krovinių saugojimo vietoje [3]:

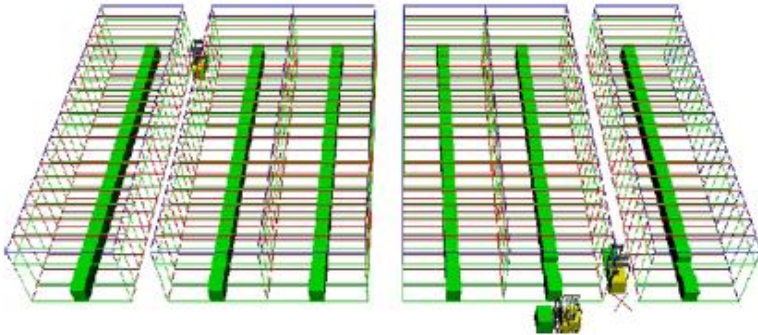
$$T_{tps} = T_{st} + T_{tt} + T_{pt}. \quad (11)$$

Kiek konkrečiai reikia turėti transporterių modeliuojamame sandėlyje galima nustatyti palyginus duomenis 1 bei 2 lentelėse.

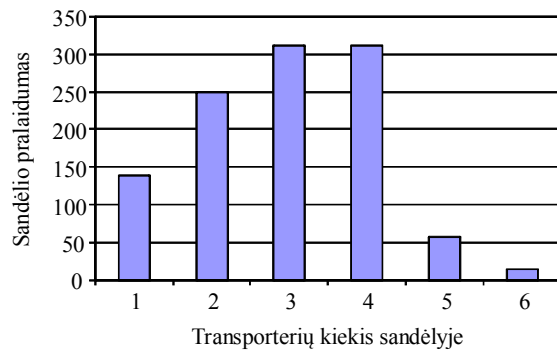
4. Sandėlio technologinio aprūpinimo modeliavimas

Panaudojus sandėlio plotą S_i , lentynų ilgį L_r , lentynų aukštį L_h bei pravažiavimų kiekį N_a , sudarome smulkių krovinių sandėlio modelį, kuris pavaizduotas 1 pav.

Tyrime atlikti skaičiavimai remiantis aukščiau pateiktomis formulėmis bei keičiant transporterių skaičių sandėlyje nuo 1 iki 6 bei priimant, jog sandėlys veikia 1000 valandų be pertraukos. 2 pav. grafiškai atvaizduotas transporterių išnaudojimas modeliuojamajame sandėlyje bei šiuose skaičiavimuose pasirinkto sandėlio pralaidumas.



1 pav. Sandėlio modelis [2]



2 pav. Transporterių išnaudojimas

1 lentelė

Transporterių išnaudojimas

Transp. kiekis sandėlyje	Pristatymas			Priėmimas		
	Bendras transporterių išnaudojimas, %	Maršrutų kiekis	Vid. laikas, s/maršrutui	Bendras transporterių išnaudojimas, %	Maršrutų kiekis	Vid. laikas, s/maršrutui
1	50,0	34,65	52,2	50,0	34,65	52,2
2	53,5	31,34	61,8	46,5	31,34	53,4
3	60,9	26,27	83,4	39,1	26,27	53,4
4	66,4	19,61	121,8	33,6	19,61	61,8
5	28,1	28,82	350,4	71,9	28,84	893,4
6	34,7	5,85	2139,6	65,3	5,88	4008

2 lentelė

Sandėlio pralaidumai

Transporterių kiekis sandėlyje	Bendras pralaidumas	Sandėlio išnaudojimas, %
1	138,3	55,2
2	250,3	59,0
3	311,8	61,3
4	311,1	61,2
5	57,1	52,4
6	13,7	50,1

1 lentelėje suvesti atliktų skaičiavimų rezultatai. Joje puikiai matyti, kaip transporterių kiekis tokia sandėlyje įtakoja tokius parametrus kaip atliktų maršrutų kiekis, vidutiniškai sugaištamas laikas vienam maršrutui bei bendras transporterių apkrovimas sandėlyje.

Kaip kinta sandėlio pralaidumas bei efektyvus sandėlio ploto išnaudojimas keičiant transporterių kiekį tokia sandėlyje pateikta 2 lentelėje.

5. Išvados

Pasinaudoję pateiktomis formulėmis ir apskaičiavę pagrindinius sandėlio parametrus pagal pasirinktus ir užsiduotus jo duomenis konkrečiu atveju suradome, jog optimalus transporterių kiekis tokia sandėlyje būtų trys ir tokiu atveju sandėlio pralaidumas būtų 311,8 kroviniai per valandą.

Literatūra

1. **Paulauskas V.** Logistika. Klaipėdos Universitetas. – Klaipėda, 2007. – 285 p. ISBN 978-9955-18-225-2.
2. **De Roy L.** Industrial Engineering. Karel de Grote-Hogeschool. – Antwerpen, 2010. – 481 p. ISBN 9971-5-0210-0.
3. **Meidutė I.** Sandėliavimo logistika I dalis. Vilniaus teisės ir verslo kolegija. – Vilnius, 2007. – 79 p. ISBN 978-9955-19-086-8.

MIKROELEKTROMECHANINĖS SISTEMOS IMPEDANSO MATAVIMO AUTOMATIZAVIMAS

G. Kairys, D. Viržonis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

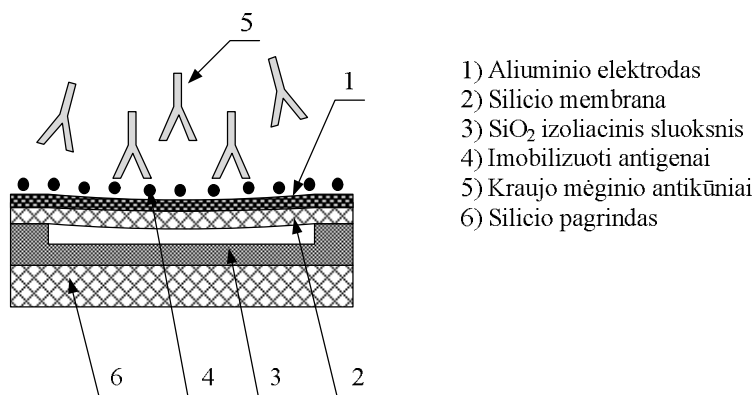
Raktiniai žodžiai: elektromechaninis impedansas, CMUT jutiklis, leukemijos virusas.

1. Įvadas

Dabartinį mikroelektromechaninių sistemų (MEMS) įrenginių paplitimą paskatino pramonės susidomėjimas naujomis gamybos technologijomis, leidžiančiomis pasiekti geras jutiklių ir vykdyklių charakteristikas bei susidomėjimas MEMS įrenginių gamybos pranašumais. Šioms pažangioms sistemoms sukurti bei plėtoti reikalingi nauji tyrimo metodai. Vienas jų yra sutelktųjų parametrų metodas, leidžiantis įvertinti mikromechaninės sistemos statines bei dinamines charakteristikas. MEMS sistemų gebėjimą priešintis išoriniam poveikiui apibūdina mechaninis impedansas, kurį patogiu išmatuoti transformuojant jį į elektrinio impedanso matavimą. Elektromechaninis impedansas – tai nauja sąvoka, nusakanti elektrinio bei mechaninio impedanso sąryšį elektromechaninėse sistemose.

Biomedicininuose tyrimuose elektromechaninio impedanso matavimai dažniausiai naudojamas atliekant ultragarsinę diagnostiką. Šiems matavimas atlikti dabartiniu metu naudojami talpiniai mikromechaniniai ultragarsiniai keitikliai (CMUT), kadangi jie pasižymi dideliu jautrumu bei turi nedidelę gamybos savikainą. Naudojant CMUT imunosensorius galima sėkmingai aptikti leukemijos virusą organizme. Šių jutiklių veikimo principas pagrįstas masės – apkrovos rezonanso efektu [1].

Leukemijos viruso nustatymas CMUT jutikliu, pavaizduotas 1 pav. Silicio membranos aliuminis elektrodas padengiama specialiais antigenais, prie kurių prisijungia į leukemijos virusą reaguojantys antikūnai. Kuo daugiau antikūnų prilimpa prie membranos, tuo labiau didėja jos masė, o tuo pačiu pasipriešinimas judėjimui. Kadangi membrana iš viršaus slegiama masės bei veikiama atraminės įtampos, ji išlinksta. Šis išlinkimas nustatomas matuojant CMUT įrenginio impedansą, t.y. nustatomas rezonansinis dažnis f_0 bei realiosios elektromechaninio impedanso dalies dydis R_e .



1 pav. Leukemijos viruso nustatymas CMUT jutikliu [2]

Darbo tikslas – sukurti ir ištirti automatizuotą elektromechaninio impedanso matavimo sistemą leukemijos viruso tyrimui CMUT jutikliu.

2. Matavimo metodas

Prijungus CMUT jutiklį prie Agilent 4395A tinklo analizatoriaus nustatomas jo rezonansinis dažnis. Leukemijos viruso tyrimas vykdomas pagal sekantį algoritmą:

- 1) foninių verčių matavimas;
- 2) jutiklio paviršiaus modifikavimas antigenais;
- 3) džiovinimas;
- 4) fono matavimas modifikuotu jutikliu;
- 5) analitinio skysčio įleidimas ir imunofermentinė reakcija;
- 6) plovimas dejonizuotu vandeniu;
- 7) džiovinimas;
- 8) matavimas;
- 9) jutiklio regeneravimas.

Pirmame žingsnyje išmatuojami švaraus jutiklio parametrai, po to jutiklio paviršius padengiamas specialiu antigenų tirpalu ir po to džiovinamas. Po 10 min džiovinimo, atliekamas modifikuoto jutiklio parametrų matavimas. Įleidus kraujo tirpalą ir įvykus imunofermentinei reakcijai jutiklis nuplaunamas ir džiovinamas, tada atliekamas rezonanso matavimas. Jutiklio plovimo ir džiovinimo operacijos kartojamos, kol nebepastebima rezonansinio dažnio f_0 bei realiosios impedanso dalies R_e slinktis. Pagal gautas Δf_0 ir ΔR_e kreives sprendžiama ar tiriamas kraujo mėginys yra užkrėstas leukemijos virusu.

Rezonansinis dažnis apibrėžiamas, atsižvelgiant į CMUT jutiklio matmenis ir medžiagos savybes [1]:

$$f_0 = 0,47 \frac{t}{r^2} \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}; \quad (1)$$

čia: r – membranos diametras; t – membranos storis; ρ – tankis; E – tamprumo (Jungo) modulis; ν – Puasono koeficientas.

3. Sutelktųjų parametrų metodo panaudojimas impedanso transformacijai atvaizduoti

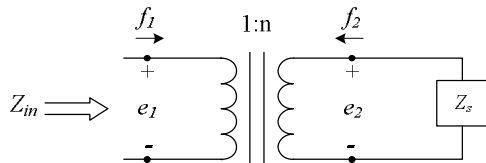
Elektromechaninis impedansas – tai nauja sąvoką naudojama MEMS sistemų analizei, kuri nusako elektrinio bei mechaninio impedanso sąryšį elektromechaninėse sistemose. Šiam sąryšiui atskleisti pasitelkiamas sutelktųjų parametrų metodas, kuris suteikia galimybę transformuoti sistemos parametrus iš vienos energijos rūšies į kitą. Šis metodas leidžia apibrėžti energetiškai susijusius kintamuosius, sukuriančius energijos srautą tarp dviejų elementų. Du pagrindiniai nuo laiko priklausomi energetiškai susiję kintamieji: įtempimas $e(t)$ ir srautas $f(t)$. Su srautu yra susijęs nuo laiko priklausomas apibendrintas poslinkis [2]:

$$q(t) = \int_{t_0}^t f(t) dt + q(t_0). \quad (2)$$

Impedanso pokyčiams fiksuoti pasitelkiamas transformatorius, kuris leidžia transformuoti kitų elementų, veikiančių grandinėje impedanso efektą. Idealusis transformatorius perduoda prie antrinės apvijos prijungtos apkrovos impedansą pirminės apvijos grandinei (2 pav.). Taigi įėjimo grandinės impedansas apskaičiuojamas pagal sekančią formulę [1]:

$$Z_{in} = \frac{e_1(s)}{f_1(s)} = \frac{Z(s)}{n^2}; \quad (3)$$

čia: Z_{in} – pirminės apvijos (įėjimo) grandinės impedansas; Z_s – antrinės apvijos (apkrovos) grandinės impedansas; n – transformacijos koeficientas.



2 pav. Transformatorius su impedansu, prijungtu jo išėjime [2]

Mechaninės energijos transformacijos į elektrinę energiją santykis randamas pagal sekančią formulę [3]:

$$n = \frac{V_{DC} \varepsilon_0 \varepsilon^2 S}{[\varepsilon_0 t_m + \varepsilon h(t)]^2}; \quad (4)$$

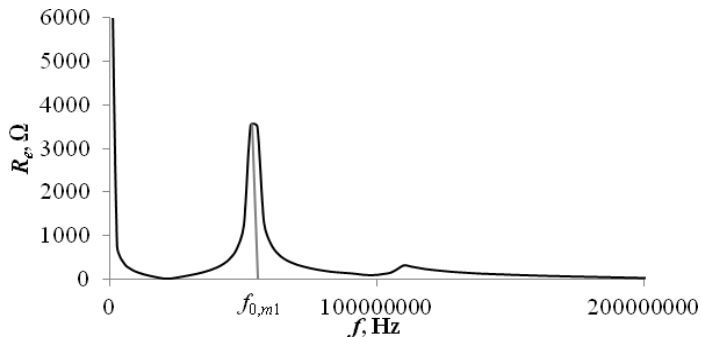
čia: t_m – membranos storis; $h(t)$ – tarpelio tarp elektrodų laiko funkcija; V_{DC} – nuolatinė kompensacinė srovė; S – elektrodo plotas; ε – medžiagos tarp elektrodų dielektrinės skvarba.

4. Eksperimentinė dalis

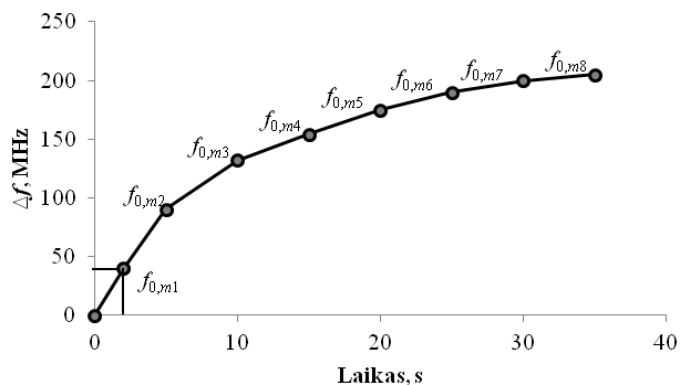
CMUT jutiklio impedanso matavimas atliktas Agilent 4395A tinklo analizatoriumi, kuris per GPIB sąsają prijungtas prie kompiuterio USB jungties, panaudojus Prologix GPIB – USB valdiklį. Matavimo automatizavimui parašyta programa su LabWindows/CVI programine įranga, suteikiančia pilnavertės funkcijų bibliotekas ir visapusiškus programinius įrankius duomenų surinkimui, analizei ir atvaizdavimui. Gauti impedanso matavimo rezultatai pateikiami 3 pav.

Pirmo matavimo rezonansinis dažnis $f_{0,m1}$ randamas nustatius realiosios impedanso dalies R_e maksimalią vertę. Apie imunofermentinės reakcijos pabaigą sprendžiama iš nusistovėjusių Δf_0 ir ΔR_e verčių. Atlikus eilę matavimų gautas Δf_0 grafikas (4 pav.), pagal kurį sprendžiama ar tiriamasis kraujo mėginys yra užkrėstas leukemijos virusu. Užkrėsto mėginio Δf_0 pradžioje sparčiai didėja, kol tampa stabilus, o sveikame kraujyje Δf_0 augimas yra nežymus ir iš karto stabilizuojasi. Taigi, CMUT jutiklis gali padėti tiksliai identifikuoti leukemijos virusą kraujyje.

Sukurta programa netik atvaizduoja impedanso matavimo rezultatus, bet ir suteikia galimybę išsaugoti gautus duomenis į tekstinius failus. Taip pat,



3 pav. CMUT rezonansinio dažnio matavimo rezultatai



4 pav. Suformuotas Δf_0 reikšmių grafikas

programa gali būti pritaikoma ir kitiems impedanso matavimas, nes suteikia galimybę keisti Agilent 4395A tinklo analizatoriaus darbo parametrus.

5. Rezultatai ir išvados

1. Naudojant sukurtą programą informacijos nuskaitymas užtrunka 10 kartų trumpiau, dėl to, kad nebereikia matavimo duomenų įrašinėti į laikmeną, o galima iš karto atvaizduoti kompiuterio ekrane bei atlikti tolimesnius skaičiavimus.
2. Atliekant automatizuotus leukemijos viruso tyrimus, gaunamas 10% didesnis matavimo tikslumas, kadangi galiam atlikti daugiau matavimų imunofermenitinės reakcijos metu.

Literatūra

1. **Ramanavičienė A., Virzonis D., Vanagas G., Ramanavicius A.** Capacitive micromachined ultrasound transducer (cMUT) for immunosensor design // Analyst, The Royal Society of Chemistry, 2010, 1531-1534 p., DOI: 10.1039/c0an00104j. Prieiga per internetą <<http://dx.doi.org/10.1039/C0AN00104J>> [žiūrėta 2011-11-24].
2. **Senturia S. D.** Microsystem design. Kluwer Academic Publishers, 2002. – 689 p. ISBN: 0-306-47601-0.
3. **Seung-Mok Lee.** Viscous Damping Effect on the CMUT Device in Air // Journal of the Korean Physical Society, Vol. 58, No. 4, April 2011, 747-755 p.

MOBILAUS ROBOTO ENERGIJOS SĄNAUDŲ MODELIAVIMAS

J. Teresevičienė, V. Sinkevičius

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: energijos sąnaudos, akumuliatorius, mobilaus roboto energetinis modelis.

1. Įvadas

Yra atlikta ir atliekama daugybė tyrimų su mobiliais robotais atsižvelgiant į jų paskirtį ir konstrukciją. Tačiau mobilaus roboto energetinių sąnaudų efektyvaus panaudojimo klausimai dažniausiai lieka nepalieti.

Roboto maitinimo šaltinis atlieka svarbų vaidmenį energijos sunaudojime, nes nuo jo priklauso roboto veikimo trukmė ir sistemos svoris [1]. Naudojami robotams akumuliatoriai turi greitai pasikrauti, turėti didelį energijos tankį ir savitąją galią, dirbti plačiame temperatūrų diapazone.

Projektuojant ar bandant nusipirkti konkrečios paskirties mobilių robotų būtina įvertinti jo energetinį efektyvumą, kuris parodo atlikto darbo santykį su sąnaudomis tam darbui atlikti:

$$\text{efektyvumas} = \frac{\text{darbas}}{\text{sanaudos}}. \quad (1)$$

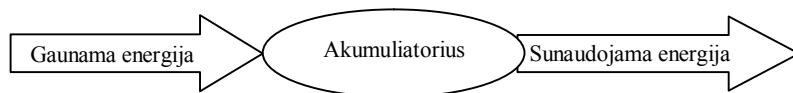
Mobilių robotų atveju *darbas* yra roboto nuvažiuotas, nuplauktas ar nuskristas kelio ir gabenamo svorio sandauga, o *sanaudos* yra sunaudotas energijos kiekis. Robotų konstrukcijose naudojami skirtingi varikliai, reduktoriai, akumuliatoriai, pavaros, todėl kiekvienos roboto konstrukcijos energetinis efektyvumas bus individualus.

2. Mobilių robotų energetinis modelis

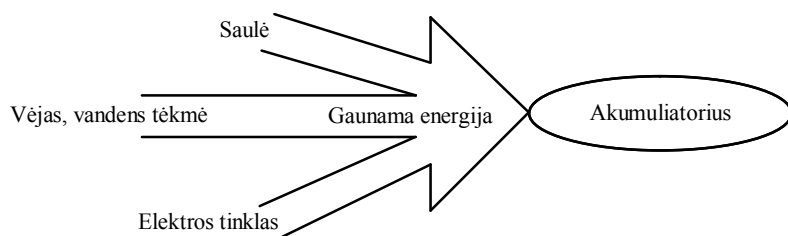
Bendru atveju mobilus robotas priima energiją iš aplinkos (1 pav.), ją transformuoja ir kaupia akumuliatoriuje. Po to naudoja ją naudoja savo reikmėms. Akumuliatoriaus talpa yra ribojama akumuliatoriaus mase ir matmenimis. Todėl robotas savo akumuliatoriuje gali sukaupti tik baigtinio dydžio energijos kiekį. Kai sukauptos energijos kiekis sumažėja iki leistino minimumo, robotas priverstas ieškoti energijos šaltinio arba panaudoti atsinaujinančių šaltinių energiją.

Mobilus robotas, dirbantis urbanizuotoje aplinkoje, energija gali priimti iš elektros tinklo (2 pav.). Dirbant lauko sąlygomis gali būti įrengta jėgainė su vidaus degimo varikliu ir generatoriumi. Jei robotas pilnai autonominis, tada jis gali panaudoti saulės energiją. Saulės baterijos montuojamos ant roboto korpuso. Tačiau saulės baterijos padidina roboto masę ir nakties metu energijos praktiškai netiekia.

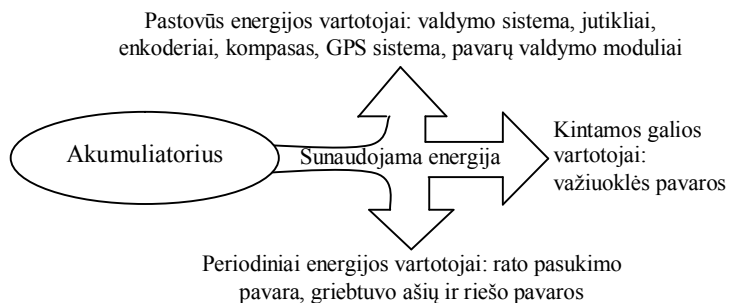
Mobilūs robotai, dirbantys vėjuotoje aplinkoje, gali būti aprūpinti vėjo jėgaine. Taip jie gautų papildomai energijos iš vėjo. Robotai gali gauti energijos iš tekančios vandens srovės. Jie dažniausiai yra plaukiojantys ir, fiksuodami savo korpusą prie dugno, geba priimti tekančios srovės energiją.



1 pav. Mobilaus roboto energetinis modelis



2 pav. Gaunamų energijų srautai

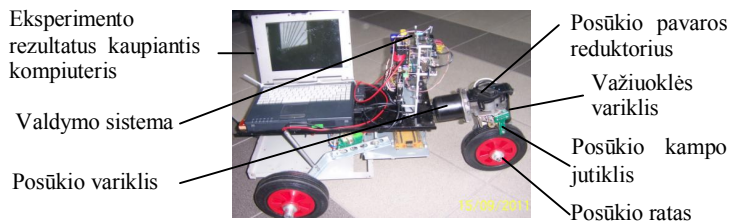


3 pav. Sunaudojamos energijos srautai

Mobiliame robote yra trys pagrindinės grupės, kurios naudoja sukauptą akumuliatoriuje energiją: valdymo sistema, važiuoklė ir įrenginiai, dirbantys ne visą laiką (3 pav.).

3. Tiriama mobilaus roboto energetinis modelis

Tiriama mobilaus roboto energetiniame modelyje energijos šaltinis yra akumuliatorius su galimybe papildomai gauti elektros tinklo energiją. Energijos vartotojai atitinka 3 pav. parodytas vartotojų grupes. Mobilaus roboto energijos sąnaudų modelio sudarymui panaudotas KTU Panevėžio institute sukurtas mobilus robotas (4 pav.).



4 pav. Eksperimentinis mobilus robotas

Tirta, kaip mobilaus roboto energetinės sąnaudos priklauso nuo roboto masės, judėjimo greičio, varančiojo rato posūkio kampo ir akumuliatoriaus maitinimo įtampos (išsikrovimo dydžio). Tyrimams sudarytas eksperimento planas, kuriame panaudotos išvardintų dydžių skaitinės reikšmės iš šių nurodytų diapazonų:

x_1 – roboto masė – m , kg (13 – 20 kg);

x_2 – linijinis judėjimo greitis – v , m/s (0,137 – 0,543 m/s);

x_3 – posūkio rato pasukimo kampas – R (0 - 90°);

x_4 – akumuliatoriaus (šaltinio) įtampa – U , V (7 – 13,8 V).

Eksperimentai bus atliekami tokiomis pačiomis trasomis: ant laboratorijos grindų plytelių ir šiurkščios dangos. Pradiniame etape matematiniam modeliui panaudotas tiesinis polinomas:

$$\begin{aligned}
 y = & a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 x_4 + \\
 & + a_{12} x_1 x_2 + a_{13} x_1 x_3 + a_{14} x_1 x_4 + \\
 & + a_{23} x_2 x_3 + a_{24} x_2 x_4 + a_{34} x_3 x_4 + \\
 & + a_{123} x_1 x_2 x_3 + a_{124} x_1 x_2 x_4 + a_{134} x_1 x_3 x_4 + a_{234} x_2 x_3 x_4 + \\
 & + a_{1234} x_1 x_2 x_3 x_4.
 \end{aligned} \tag{2}$$

Jei atlikus eksperimentą modelis bus neadekvatus, tada bus naudojamas netiesinis polinomas.

4. Matavimo sistemos kalibravimas

Srovės matavimams atlikti naudojamas Holo jutiklis, DC-DC keitiklis, mikroprocesorius „Arduino“, lygiagrečiai sujungtos varžos ir įrenginys „Mastech DC Power SUPPLY“, kuris matuoja įtampą ir srovę.

Srovės matavimo Holo jutiklio [2] maitinimo įtampa ± 15 V, todėl reikalingas DC-DC keitiklis [3], kuris įtampą iš 12 V pakeičia į ± 15 V. Duomenų reikšmės registravimui yra pasirinktas mikroprocesorius Arduino, kuris analoginį signalą pakeičia skaitmeniniu kodu ir per USB sąsają perduoda į eksperimento duomenis kaupiantį kompiuterį.

Srovės matavimo sistema buvo sukalibruota dviem atvejams: didelių ir mažų srovių matavimui. Vienu atveju matuojamos grandies laidas aplink Holo jutiklio magnetinės grandinės šerdį apvyniotas du kartus, kitu atveju penkis kartus. Atlikus matavimus iš gautų rezultatų mažiausių kvadratų metodu apskaičiuojami tiesės lygties koeficientai:

$$y = a_0 + a_1 x. \quad (3)$$

Dviejų apvijų atvejui gauta tokia ryšio formulė:

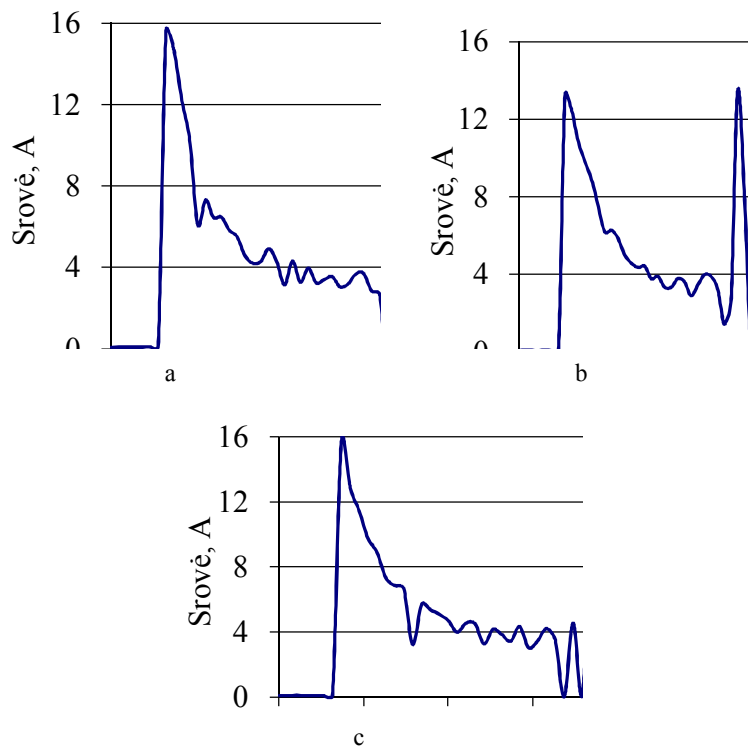
$$y = 0,016 - 0,0583x. \quad (4)$$

Penkių vijų atvejui gauta tokia ryšio formulė:

$$y = 0,0085 - 0,0263x. \quad (5)$$

5. Nevažiuojančio roboto krypties rato pasukimas

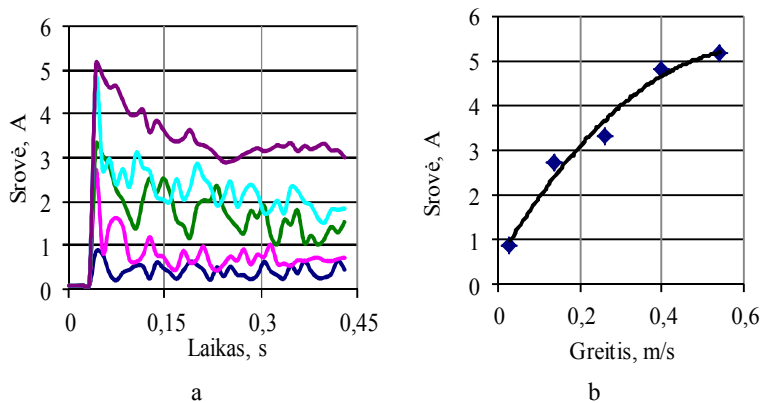
Krypties rato pasukimas yra periodinė apkrova. Nejudančio roboto krypties rato pasisukimo į dešinę pusę 90° kampu, eksperimento sąlygos: matavimo šaltinio įtampa yra 13,8 V, robotui nejudant naudojama šaltinio srovė – 2 A (srovę naudoja kompiuteris, pavaros, maitinimo ir matavimo šaltinis, pavaros), roboto masė – 13 kg, ant Holo jutiklio užvyniotos 2 apvijos, naudojamos trys skirtingos dangos. Eksperimento rezultatai pateikti 5 pav.



5 pav. Nejudančio roboto krypties rato pasukimas: a – ant grindų plytelių, b – robotas pakeltas nuo dangos ir ratai kabo ore, c – ant šiurkščios dangos

6. Roboto įsibėgėjimas

Bandymai buvo atliekami laboratorijoje, lygioje vietoje, ir robotas važiavo penkiais skirtingais greičiais: 0,028 m/s, 0,137 m/s, 0,261 m/s, 0,398 m/s ir 0,543 m/s. Eksperimento rezultatai pateikti 7 pav., a. Maksimali srovė greitėjimo metu viršija nusistovėjusią srovės reikšmę 2-2,5 karto. Maksimali srovė yra pagrindinis kriterijus pasirenkant akumuliatoriaus talpą. Įsibėgėjimo metu elektros variklio naudojamą srovę riboja naudojama HB-25 pavara.



6 pav. Sunaudojamos srovės priklausomybės: a – pajudėjimo metu skirtingais greičiais, b – maksimalios reikšmė

Apskaičiuota maksimalios srovės reikšmės, roboto įsibėgėjimo metu, priklausomybės nuo užduoto judesio greičio (6 pav., b). Ši priklausomybė bus panaudota roboto įsibėgėjimo greičio valdymo dėsniai apskaičiuoti taip, kad nebūtų naudojamos srovės šuolio.

6. Išvados

1. Krypties rato pavara dirba su perreguliavimu, todėl būtina valdyti greičio kitimą rato pasisukimo metu.
2. Roboto įsibėgėjimo metu, kai iš karto užduotas norimas judesio greitis, srovė 2-2,5 karto viršija nusistovėjusią reikšmę, todėl būtina valdyti įsibėgėjimo procesą taip, kad jo metu srovė neviršytų nusistovėjusios reikšmės.

Literatūra

1. Mobilusis roboto važiuoklė. Prieiga per internetą: <<http://www.maplesoft.com/applications/view.aspx?SID=1467&view=html>> [žiūrėta 2011-03-29]
2. Jutiklis CSNA111. Prieiga per internetą: <<http://ip565bfb2a.direct-ads.nl/datasheets/Sensor/current/CSNA111.pdf>> [žiūrėta 2011-08-18].
3. DC-DC keitiklio schema. Prieiga per internetą: <<http://320volt.com/200-600w-dc-dc-konvertor/>> [žiūrėta 2011-08-19].

LAIŲ PYNĖS TESTAVIMO KOMPIUTERINE REGA TYRIMAS

A. Ašmanavičius, V. Sinkevičius

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: vaizdų apdorojimas, kompiuterinė rega, laidų pynė, atstumo matavimas.

1. Įvadas

Yra daug įvairių darbų, kuriuose veiksmai atliekami pagal gautą informaciją iš matomo vaizdo. Tipiški darbai yra vizualinė kontrolė, kai žmogus žiūri į objektą ar objektus ir, suvokęs pamatytą vaizdą, priima sprendimą. Tokio tipo darbus galėtų atlikti robotai, turintys kompiuterinės regos sistemas (*Computer Vision*). Pastarosios naudoja vaizdų apdorojimo metodus (*Image Processing*) ir objektų ar jų parametrų atpažinimo metodus (*Object Recognition*).

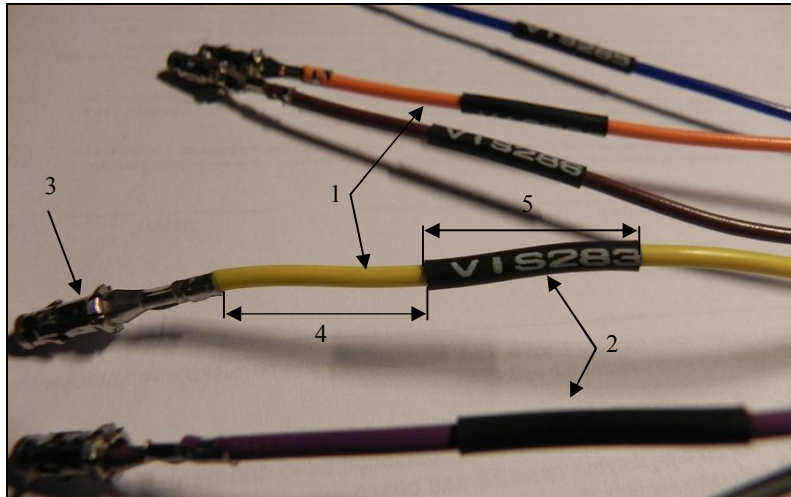
Pagrindinis skirtumas tarp vaizdų apdorojimo ir objektų atpažinimo yra tas, kad pirmoji sritis skirta pateikti vaizdus žmogui ar kompiuteriui, o antroji – analizuoti juos kompiuteriu ir priimti sprendimą. Iš dalies šios dvi mokslo sritys tarpusavyje siejasi ir dažnai viena kitą papildo [1].

2. Vaizdų atpažinimo sistema

Tyrimo objektas yra vaizdus apdorojanti sistema. Laidų pynės, laidų spalvų bei jų markiruočių atpažinimo sistemai sukurti reikalingos tokios priemonės: spalvoto vaizdo kamera, personalinis kompiuteris, vaizdų apdorojimo programinė įranga. Šių priemonių pakanka analizuoti, apdoroti ir atpažinti vaizdo kamera gautus vaizdus. Sistema turėtų:

1. atpažinti laidų spalvas;
2. išmatuoti ar vamzdeliai su užrašais yra tinkamo ilgio;
3. išmatuoti ar vamzdeliai uždėti tinkamu atstumu nuo antgalio.

Pirmajame etape vaizdo atpažinimo sistema surasti ir atpažinti laidus pagal jų spalvas. Kitame žingsnyje, kiekvienas laidas bus patikrinamas nuodugniau: 1 – patikrinama ar ant laido yra uždėtas vamzdelis su užrašu, 2 – ar šis vamzdelis reikiamo ilgio, 3 – ar šis vamzdelis reikiamu atstumu nuo užspausto antgalio, 4 – ar ant vamzdelio yra užrašas (jei jis nesimato, tai



1 pav. Vaizdas kameroje: 1 – pynės laidai; 2 – laido žymėjimo vamzdeliai su užrašais; 3 – laido antgalis; 4 – vamzdelio atstumas nuo antgalio; 5 – vamzdelio ilgis

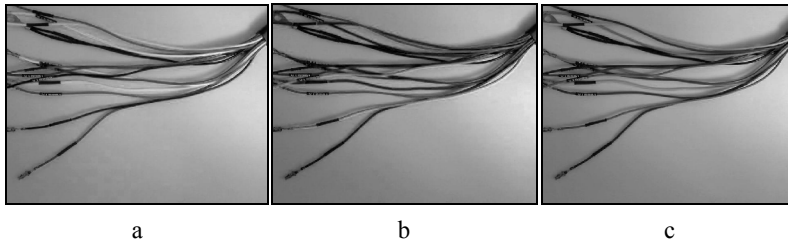
robotas turėtų pasukti laidą su vamzdeliu, 5 – ar užrašas atitinka laido spalvą. Etapai 4 ir 5 bus vykdomi tolimesniuose darbuose (1 pav.).

Spalvotas vaizdas realiaame laike gaunamas vaizdo kamera. Iš šio vaizdų srauto atitinkamais laiko intervalais iškerpamas vaizdo kadras, šiam veiksmui atlikti panaudota MATLAB komanda *getsnapshot(video_1)*, kur „*video_1*“ - vaizdo srautas gaunamas iš vaizdo kameros. Iškirptas vaizdas analizuojamas MATLAB esančio „*Image Processing Toolbox*“ programinio paketo funkcijomis. Kadangi vaizdas analizuojamas realiaame laike, tai per trumpą laiko tarpą gaunama daug vaizdo kadrų. Vaizde atsiranda įvairių trikdžių, dėl šviesos intensyvumo ar atspindžio gali pasikeisti spalva, vaizdas gali būti iškraipomas ir atsiranda galimybė gauti klaidingą testavimo signalą.

3. Spalvos atpažinimas

Spalvotas RGB vaizdo kadras sudarytas iš trijų pagrindinių spalvų: raudonos, žalios ir mėlynos (*red, green, blue*)[2]. Jas reikia atskirti panaudojant MATLAB esančią spalvų diapazonų atskyrimo funkciją:

```
raudonaSpalva = rgbImage(:, :, 1);
žaliaSpalva = rgbImage(:, :, 2);
mėlynaSpalva = rgbImage(:, :, 3).
```



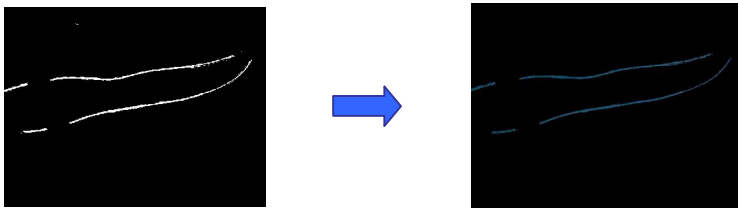
2 pav. Spalvų pustonių vaizdai: a – raudonos; b – žalios; c – mėlynos

Ši funkcija atskiria tris pagrindines spalvas ir transformuoja į atskirus tris raudonos, žalios ir mėlynos spalvos pustonio vaizdo paveikslus (2 pav.).

Toliau vaizdas pakeičiamas į dvejetainį, juodai-baltą vaizdą. Balti taškai atitinka loginį vienetą, o juodi loginį nulį. Kadangi spalvos sudarytos iš daug skirtingų atspalvių, pustonio paveikslo konvertavimas į dvejetainį vaizdą turėtų vykti pagal numatytą slenkstinę reikšmę, t.y. jei vaizdas yra 24 bitų, tai kiekviena iš trijų spalvų atitinkamai turi 256 skirtingų atspalvių. Norint ją paversti į 1 bito spalvą, reikia naudoti slenkstinę reikšmę, kuri nusako kiek procentų spalvos atspalvių paversti į loginį nulį, o kiek į loginį vienetą (3 pav.) [3].



3 pav. Dvejetainiai vaizdai konvertuoti pagal tam tikrą slenkstinę reikšmę



4 pav. Išskirti mėlynos spalvos laidų kontūrai

Sekančiame etape, visi dvejetainiai vaizdai, sudedami vieną kadrą, kad būtų išskirtas reikiamos spalvos vaizdo šablonas (4 pav.). Šiam veiksmui atlikti panaudota MATLAB funkcija: *Objkawkė = uint8(raudonaK & žaliaK & mėlynaK)*. Ir uždedama originalaus vaizdo kaukė patikrinimui ar tikrai išskirtas vaizdas yra mėlyna spalva arba šiuo atveju, mėlynos spalvos laidai (4 pav.).

4. Objektų ilgio vaizde matavimas

Atstumas matuojamas atskirame vaizdo kadre, prieš tai jį apdorojus. Kelių identiškų vaizdo kadrų iš vaizdo kameros gauti neįmanoma dėl triukšmų – apšvietimo intensyvumo nevienodumo, atsitiktinių atspindžių, kameros veikimo trikdžių. Taigi, norint kuo tiksliau išmatuoti atstumą reikia vaizdo kadrą apdoroti taip, kad esant įvairiems trikdžiams apdorotas vaizdo kadras turėtų kuo mažiau skirtumų nuo prieš tai buvusio.

Atstumo matavimui laidas patalpinamas į vaizdo kameros matymo lauką. Vaizdo kamera gauna vaizdo kadrų seką, iš kurios tam tikrais, nustatytais laiko intervalais iškerpami po vieną kadrą ir jie apdorojami toliau. Kadangi prieš šį vaizdo apdorojimą buvo išskirtas vaizdo kadras su laido spalva, šioje programos dalyje panaudojamas tas pats vaizdas su išskirta atitinkama spalva. Reikalinga gauti atstumą, kuris taipogi yra mėlynos spalvos laido gabaliuko ilgis (5 pav.).

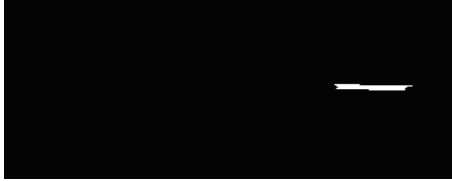


5 pav. Išskirtas mėlynos spalvos vaizdo kadras

Turime vaizdo kadrą su išskirta spalva. Matavimui atlikti šį vaizdo kadrą reikia papildomai apdoroti, visų pirma šis vaizdo kadras konvertuojamas į dvejetainį paveikslėlį t.y. juodos-baltos spalvos vaizdą. Tokiu būdu gauname dvejetainį vaizdo kadrą, kuriame laidas padalintas į dvi dalis. Tokį vaizdą galime toliau apdoroti, reikiamos laido dalies atstumo matavimui. Šie du vaizdo objektai (5 pav.), atsiranda dėl ant laido uždėto vamzdelio, kuris šiuo atveju yra ir laido žymėjimas. Kadangi laidas yra pakankamai ilgas šios dvi dalys yra nevienodo ilgio. Trumpesnė ta dalis, kurios ilgį reikia išmatuoti. Toliau atliekamas vaizdo kadro segmentavimas – iš vaizdo pašalinama ilgesnė laido dalis, vaizde liks trumpesnioji laido dalis. Tai atliekama su MATLAB funkcija *regionprops „Area“* – ji nustato vaizde esančio objekto faktinį taškų

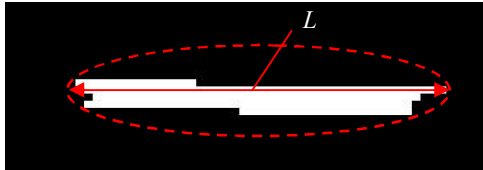
skaičių. Žinant matuojamo objekto taškų skaičių, vaizdo objektus galima rūšiuoti pagal dydį. Atskyrimas atliekamas su MATLAB komanda „find“, programoje naudojama tokia komandos išraiška:
 $search=find(Areas>60\&Areas<300)$.

Ši išraiška nufiltruoja vaizde pašalinius objektus kurių dydis yra mažesnis nei 60 ir didesnis negu 300 pikselių. Nufiltruojamų objektų dydis parenkamas eksperimentiškai. Vaizdo kadre lieka vienintelis objektas, kurio ilgį ir reikia išmatuoti (6 pav.).



6 pav. Atstumo matavimui išskirtas reikiamas objektas vaizde

Turimą objekto ilgį matuoti galima įvairiais būdais. Pavyzdžiui, surasti objekto kraštų koordinates ir pagal jas apsiskaičiuoti koks yra atstumas tarp taškų. Šis būdas tikėtų, jei objektas turėtų kokią nors pastovią formą, pavyzdžiui, stačiakampio. Bet dėl įvairių trikdžių tai gauti yra sunku. Kitas būdas galėtų būti surandant objekto perimetrą, kadangi laido storis nekinta, norimą laido galo ilgį apsiskaičiuoti nebūtų sudėtinga. Šiame darbe naudojama MATLAB funkcija, kuri vaizdo kadre išskirtą objektą apibrėžia elipse ir išmatuoja šios elipsės ilgosios ašies ilgį pikseliais (7 pav.). Pagal išmatuotą ašies ilgį apsiskaičiuojamas tikrojo objekto ilgis.

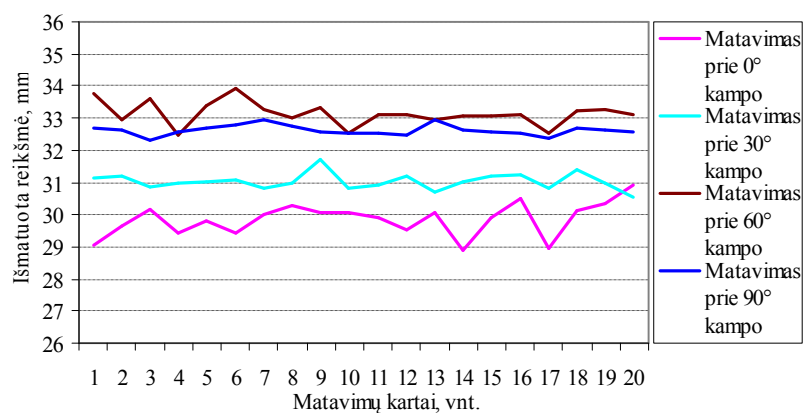


7 pav. Objekto ilgio matavimas elipse. Padidintas objektas esantis 6 pav.,
 L – elipsės ilgoji ašis

5. Atstumo matavimo tyrimas

Sukurtos programos darbo efektyvumas buvo patikrintas atliekant tyrimą, kurio metu buvo matuojamas vamzdelio atstumas iki antgalio uždėtas

30 mm atstumu, keičiant laido ir vamzdelio kampą kameros atžvilgiu horizontalioje plokštumoje (8 pav.). Tyrimas atliktas prie dirbtinio apšvietimo.



8 pav. Ilgio matavimas prie dirbtinio apšvietimo

6. Išvados

1. Spalvoms atpažinti būtina neutrali darbo paviršiaus spalva. Jei objektas ir darbo paviršius tos pačios spalvos, objekto spalvos atpažinti nepavyks.
2. Matavimų tikslumui įtakos turi matuojamo objekto padėtis horizontalioje plokštumoje, vaizdo kameros atžvilgiu.
3. Dėl netinkamo apšvietimo gali atsirasti įvairių trikdžių, kurie gali kardinaliai pakeisti atpažinimo ir matavimo rezultatus.

Literatūra

1. **Serackis A.** Vaizdo rekonstravimo technologijos baltymų pėdsakams parametrizuoti. – Vilnius: Technika, 2008. – 133 p. ISBN 978-9955-28-356-0.
2. **Gonsales R. C., Woods R. E., Eddins, S. L.** Digital image processing using MATLAB. – Prentice Hall, 2004. – 610 p. ISBN 0-13-008519-7.
3. **Pupeikis R.** Vaizdų apdorojimo MATLAB'o terpėje pagrindai. – Vilnius: Technika, 2008. – 110 p. ISBN 978-9955-28-232-7.

GELEŽINKELIO PERVAŽOS GUMINĖS DANGOS SUTVIRTINIMO STRYPŲ STIPRUMINIS TYRIMAS

E. Ribokas, Ž. Bazaras

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: vibroizoliaciniai elementai, vibracija, sutvirtinimo strypas.

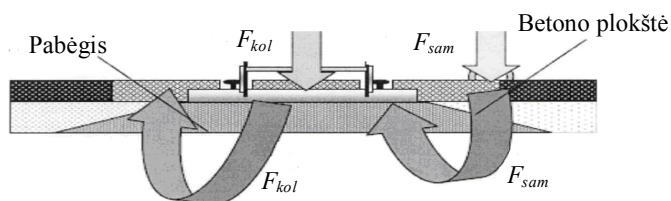
1. Įvadas

Šiais laikais stengiamasi įdiegti naujas technologijas į įvairias transporto sritis: automobilius, laivus, lėktuvus, geležinkelius, kelius. Naujų technologijų pagalba norima sumažinti poveikį gamtai ir žmonėms: užterštumą, triukšmą, vibraciją. Norint sumažinti šių procesų poveikį pervažose montuojamos vibroizoliacinės medžiagos, kurios mažina garso ir vibracijų poveikį.

2. Vibroizoliacinių elementų panaudojimas, jų įtaka ir poveikis aplinkai

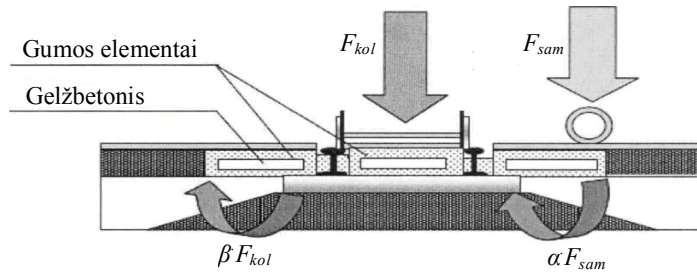
Dar ir dabar yra naudojamos paprastos betoninės pervažos be elastingų elementų vibracijai ir triukšmui mažinti. Tokių pervažų konstrukcijos labai paprastos, pigios, greitai suyrančios. Paprastose pervažose yra išklotos tik betono plokštės, kurios turi išlyginti bėgio aukštį su automobilių keliu. Tradicinės pervažos konstrukciją matome 1 pav.

Iš 1 pav. matyti, kad geležinkelio ir sausumos transporto jėgos į betono plokštę perduodamos tiesiogiai, taip sukeldamos žemės vibracijas ir triukšmą.



1 pav. Geležinkelio ir sausumos transporto įtaka paprastoje pervažoje [1]

Panagrinėkime kitą atvejį – pervažą su izoliaciniais elementais 2 pav. Tokiose pervažose yra panaudotos elastingos medžiagos, kurios įterptos į geležinkelio pervažos konstrukciją. Elastinių medžiagų paskirtis – sumažinti dinaminį poveikį aplinkai.



2 pav. Geležinkelio ir sausumos transporto įtaka pervažoje su vibroizoliaciniais elementais [1]

Pagrindinis elementas perduodantis vibracijas, atsirandančias dėl transportavimo, yra pabėgiai, dėl kurių taikant elastingas vibroizoliacines ir garsą absorbuojančias medžiagas žymiai sumažėjo dinaminis ir akustinis poveikis sklindantis į aplinką. Tai atspindi koeficientai $\alpha < 1$ ir $\beta < 1$.

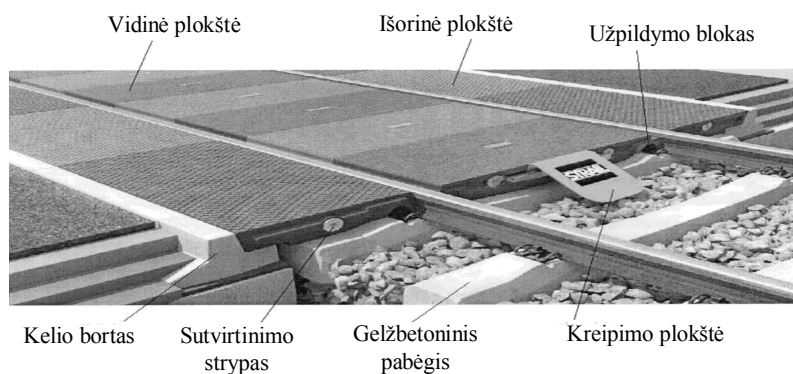
3. Geležinkelio pervažos klojinio tyrimas

Trumpai aptarsime medinio ir gelžbetoninio klojinio savybes. Medinės plokštės yra naudojamos dėl gerų tamprumo, hidroizoliacinių savybių. Jų gamyba labai paprasta, nes lengvai apdorojami. Kai montuojami ant medinių pabėgių, plokštės gerai sukimba. Kalbant apie dinaminį poveikį aplinkai, tai medinė danga geriau sugeria triukšmą, būna nedidelės vibracijos.

Plačiai naudojami gelžbetoniniai pervažos klojiniai. Jų naudojimo laikas yra ilgesnis už medinių plokščių, didelis svoris užtikrina stabilumą. Gelžbetoninių plokščių trūkumai tokie, kad nėra tokie tamprūs kaip mediniai; didesnė rizika, kad atsirastų įtrūkimų, veikiant smūgiams; didelis svoris, o tai apsunkina įrengimo darbus ir reikalauja specialios technikos.

Guminis pervažos klojinys. Pervažų klojiniams naudojamos gumos plokštės. Pervažos privalumai:

- greita ir paprasta montuoti,
- paprasta montuoti be pakėlimo įrangos;
- specialūs sprendimai posūkiams, tiltų paklotams, tuneliais ir pan.;
- didelė elektros izoliacija;
- pagrindiniuose keliuose montuojama su bortų sutvirtinimu. Tai užtikrina mažesnią automobilių transporto apkrovą pervažai.



3 pav. Pervažos sudėtinės dalys [2]

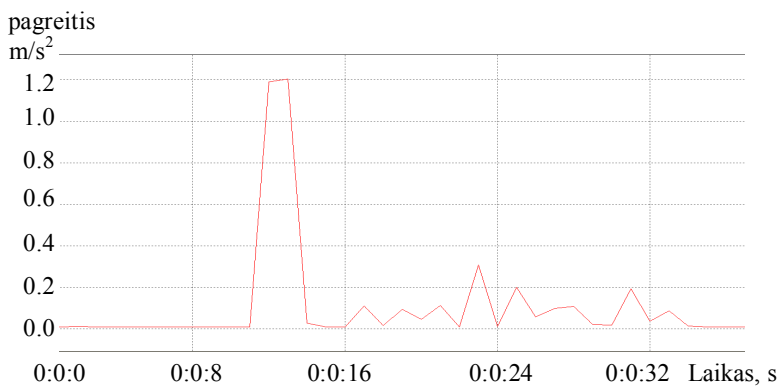
Geležinkelio pervažos su gumine dangos sudėtinės dalys pavaizduotos 3 pav.

Gumos plokštės gali būti klojamos ant medinių ir gelžbetoninių pabėgių. Gumos plokščių viršus turi būti aukščiau bėgių viršaus 5-10 mm. Gumos klojinys nuo asfaltbetonio dangos atskiriamas lovio profilio gelžbetoniniais bordiūrais. Jie statomi ant 300 mm storio ir 400 mm pločio betoninio pagrindo

4. Automobilio poveikis geležinkelio pervažai tyrimas

Atlikau vibracijos tyrimą, norėdamas palyginti koks yra vibracijos slopinimas geležinkelio pervažos su gumine danga, kuomet pervaža yra įveikiama skirtingais greičiais. Mano pasirinkti greičiai buvo 50 km/h ir 60 km/h. Tyrimas atliktas su lengvuju automobiliu, kurio masė $m = 1380$ kg.

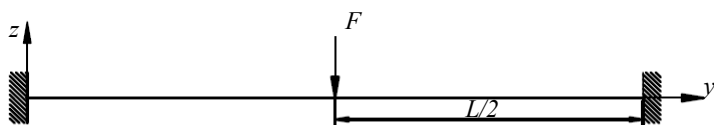
Atlikus bandymus, galime matyti 4 pav., kad važiuojant 50 km/h greičiu, esant vienodai masei, vidutinis vibracijos poveikis pervažai yra $0,2 \text{ m/s}^2$ pagreitis. Diagramoje taip pat matyti didelis pagreičio šuolis, tai yra pravažiuojančio sunkvežimio poveikis pervažai, siekiantis beveik $1,2 \text{ m/s}^2$ pagreitį. Taigi galima daryti išvadą, kad pervaža veikiant sunkvežimiui vibracijos poveikis padidėja beveik 10 kartų, tačiau veikiant lengvajam automobiliui, vienodo svorio vibracijos poveikis kinta labai nežymiai.



4 pav. Automobilio poveikis geležinkelio pervažos dangai važiuojant per pervažą 50 km/h greičiu

5. Sutvirtinimo strypo įtempių, lenkimo momentų ir įlinkių skaičiavimas

Atliksime geležinkelio pervažos guminės dangos sutvirtinimo strypo stipruminius skaičiavimus. Sutvirtinimo strypo skerspjūvio forma yra skritulys. Sutvirtinimo strypas apkraunamas taške sukoncentruota jėga, kuri yra ties strypo viduriu (5 pav.).



5 pav. Sutvirtinimo strypas apkrautas taške sukoncentruota jėga

Pervaža veikiama lengvojo automobilio, kurio masė $m = 1380$ kg. Iš atliktų geležinkelio pervažos dangos vibracijos tyrimo gautų rezultatų, paskaičiuosime sutvirtinimo strypo patvarumą. Tyrimas buvo atliktas pervažą įveikiant skirtingais greičiais 50 km/h ir 60 km/h.

Skaičiavimų tikslai:

- apskaičiuoti strypo įtempius;
- apskaičiuoti strypo įlinkius;
- apskaičiuoti lenkimo momentus;
- apskaičiuoti maksimalią apkrovą ant strypo;

- apskaičiuoti patvarumą;

Pirmiausia apskaičiuosime dinaminę jėgą, kuria automobilis veikia pervažą [3]:

$$F = m a ; \quad (1)$$

čia: m – lengvojo automobilio masė, kg; a – pagreitis (žr. 4 pav.), m/s^2 .

Apkrovus strypą atsiranda vidinės jėgos. Didžiausi lenkimo momentai gaunami strypo viduryje.

Skritulio formos skerspjūvio inercijos momentas [4]:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} ; \quad (2)$$

čia: d – strypo skersmuo, m.

Pirmiausia paskaičiuosime įlinkį sutvirtinimo strypo viduryje, kai strypą veikia taške sukoncentruota jėga [5]:

$$y_{max} = \frac{F L^3}{192 E I} ; \quad (3)$$

čia: F – dinaminė jėga, N; L – strypo ilgis, m; E – tamprumo modulis, Pa; I – inercijos momentas, m^4 .

Maksimalus lenkimo momentas [5]:

$$M_{max} = \frac{F L}{8} . \quad (4)$$

Normaliniai įtempimai [3]:

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot d^3} . \quad (5)$$

Atsargos koeficientas veikiant įtempimui:

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma} ; \quad (6)$$

čia: σ_y – strypo medžiagos takumo riba, MPa.

Įlinkio, įtempimo, lenkimo momento ir atsargos koeficiento priklausomybė nuo automobilio greičio per pervažą pateikta skaičiavimo rezultatų 1 lentelėje.

Palyginus strypo vidurio įlinkius, įtempimus ir lenkimo momentus, esant vienodam automobilio svoriui, ir tik padidinus automobilio greitį 10 km/h, visi rodikliai padidėjo dvigubai, o atsargos koeficientas perpus sumažėjo.

Ilinkio, įtempimo, lenkimo momento ir atsargos koeficiento priklausomybė nuo automobilio greičio per pervažą

Automobilio greitis per pervažą v , km/h	Ilinkis strypo viduryje y_{max} , m	Normaliniai įtempimai σ , MPa	Maksimalus lenkimo momentas M , Nm	Atsargos koeficientas n
50	0,0006	14,73	62,1	27,93
60	0,0013	33,2	139,73	12,41

6. Išvados

1. Pervažos su guminės dangos vibroizoliacinėmis medžiagomis yra pranašesnės už medinį ir gelžbetoninį klojinius, kadangi taikant elastingas vibroizoliacines ir garsą absorbuojančias medžiagas žymiai sumažėja dinaminis ir akustinis poveikis sklindantis į aplinką.
2. Geležinkelio pervažos guminės dangos vibracija priklauso nuo transporto priemonės svorio ir greičio. Kai ta pati transporto priemonė per pervažą važiuoja 10 km/h didesniu greičiu, transporto priemonės poveikis pervažai padidėja apie du kartus.

Literatūra

1. **Jan Targosz.** Vibroisolation of railway transportation and energetic distribution of dynamic influence on the surrounding. Prieiga per internetą: <http://transportproblems.polsl.pl/pl/Archiwum/2009/zeszyt3/2009t4z3-2_10.pdf> [žiūrėta 2011-04-05].
2. Strail. Prieiga per internetą: <<http://www.strail.de/index.php?id=155&L=1>> [žiūrėta 2011-03-20].
3. **Bareišis J.** Konstrukcinių elementų atsparumas. – Šiauliai: VŠĮ Šiaulių universiteto leidykla, 2003. – 253 p.
4. **Dragūnas B., Pilkauskas K.** ir kt. Inžinieriaus mechaniko žinynas. – Vilnius: Mokslas, 1988. – 528 p. ISBN 5-420-00028-8
5. Fixed beam Formulae. Prieiga per internetą: <<http://www.ecs.umass.edu/mie/labs/mda/dlib/ref/beam2.html>> [žiūrėta 2011-12-08].

MIKROSKYSČIŲ VALDYMAS TALPINIAIS MIKROMONTUOJAMAIŠ ULTRAGARSO KEITIKLIAIS

V. Krikščikas, D. Viržonis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: mikroskysčių valdymas, ultragarso keitiklis.

1. Įvadas

Mikrokanalinės sistemos – tai techninės sistemos, tiriančios ir manipuliuojančios mažais (10^{-9} iki 10^{-18} litro) skysčių kiekiais. Skysčių ar jų sudėtinių dalių analizė tokiose sistemose atliekama skystį leidžiant ar pumpuojant per mažus (nuo 100 nm^2 iki keletą šimtų ar tūkstančių kvadratinių mikronų) kanalus, turinčius reikiamų fizikinių, biofizinių, cheminių, optinių ar kitų parametrų jutiklius.

- pagrindiniai mikrokanalinės sistemos privalumai;
- naudoja labai mažus kiekius skysčių;
- atlieka dvi atskiras operacijas t.y. skysčio pumpavimo ir skysčio analizės;
- tikslūs tiriamo skysčio rezultatai;
- didelis atliekamo tyrimo greitis;
- kompaktiška įtaiso konstrukcija;
- nedidelė įtaiso kaina.

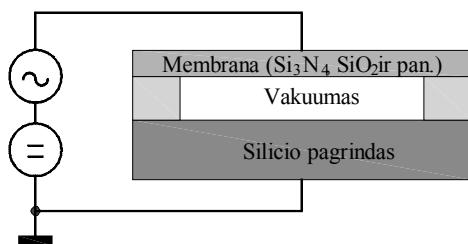
2. CMUT koncepcija

Viena iš ateities MEMS įtaisų sričių yra ultragarso keitikliai. Šiuo metu žinomi du pagrindiniai mechaninių virpesių siuntimo ir priėmimo principai, naudojami elektroniniuose ultragarsiniuose prietaisuose: pjezoelektrinis ir elektrostatinis.

Ultragarsiniai keitikliai yra naudojami mechaninių virpesių, turinčių ultragarsinį dažnį priėmimui ir perdavimui. Dauguma dabar naudojamų ultragarsinių keitiklių yra gaminami iš pjezoelektrinių medžiagų [1]. Elektriniam laukui veikiant tokias medžiagas, jos keičia savo formą priklausomai nuo šio lauko stiprumo. Kintant elektriniam laukui, kyla atitinkamo dažnio mechaniniai virpesiai. Priėmimo režime dėl medžiagos formos pokyčio, kurį sukelia aplinkos slėgio pokyčiai, susiformuoja elektrinio

lauko pokytis, atitinkantis priimamos ultragarsinės bangos slėgį. Talpiniai mikromontuojami ultragarsiniai keitikliai pirmą kartą aprašyti [2]. Pagal veikimo principą CMUT yra kondensatoriai su viena judančia plokšte, nuo struktūrinio pagrindo atskirta vakuumo tarpeliu ir izoliuojančiais laikikliais (1 pav.). Dažniausiai membrana yra diskinė, bet gali būti ir keturkampė, daugiakampė ar bet kurios kitokios formos. Visa struktūra suformuojama ant silicio plokštelės, kuri, priklausomai nuo legiravimo laipsnio, gali funkcionuoti ir kaip apatinis elektrodas. Prie elektrodų prijungus įtampą, nepriklausomai nuo poliškumo, membrana dėl elektrostatinų jėgų įlinksta į pagrindo pusę. Membranos vibravimas ir ultragarsinė banga gaunama valdant membranos įlinkį kintančiu elektriniu lauku. Priėmimo režime elektrinis signalas gaunamas dėl ultragarsinės bangos slėgio sukulto membranos įlinkio ir talpos pokyčio. Taip suformuojamas laike kintantis elektrinis signalas.

Nauja nenagrinėta membranų funkcionuojančių kaip jutikliai pritaikymo sritis yra biologiniai imunologiniai jutikliai, kurie gali būti naudojami medicininių tyrimų tikslais.

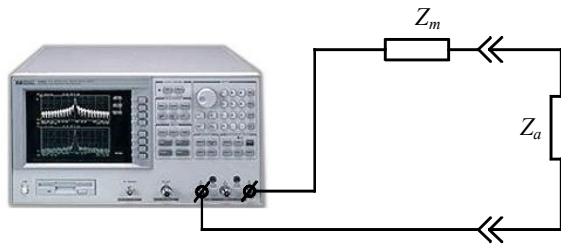


1 pav. vienos CMUT celės skerspjūvio schema

3. Keitiklio elektromechaninio impedanso matavimo eksperimentinė blokinė schema

Keitiklio eksperimentavimui naudotas Agilent 4395A grandinių/spektrų/impedanso analizatorius. Naudota matavimų schema pateikta 2 pav. Eksperimentiniuose matavimuose buvo naudotas integruotas 40 V ir papildomas 100 V pastovios įtampos šaltinis. Ore akustinio impedanso Z_a įtaka matavimų rezultatams yra nykstamai maža ir kontūro kokybę apsprendžia membranos mechaniniai nuostoliai. Kadangi skystyje talpuminiai keitikliai neturi ryškiai išreikšto rezonanso, šioje aplinkoje metodas nenaudojamas.

Matavimai ir analitinis modeliavimas atlikti 32,5 μm membranoms. Visus testuojamus elementus sudarančių keitiklio celių išskyrus vakuomo tarpelį buvo identiški (6 pav. ir 7 pav.): $t_g = 0,1-0,18 \mu\text{m}$, $t_m = 0,85 \mu\text{m}$, $t_i = 0,3 \mu\text{m}$, $a = 16,25 \mu\text{m}$.



2 pav. Impedanso matavimo schema: Z_m – keitiklio impedansas; Z_a – akustinės aplinkos impedansas

4. CMUT mikrosiurblys

CMUT struktūra iš esmės yra tinkama peristaltinio mikrosiurblio, kurio paskirtis yra pumpuoti ir maišyti analizuojamas medžiagas mikrokalininiame įtaise, konstrukcijai. Vienos membranos paviršiuje sukuriama slėgis gali būti rastas naudojantis žemiau esančia lygtimi

$$P = Z_a x_{max} f ; \quad (1)$$

čia: Z_a – darbinės aplinkos impedansas; x_a – membranos efektyvi judesio amplitudė; f – membranos dažnis.

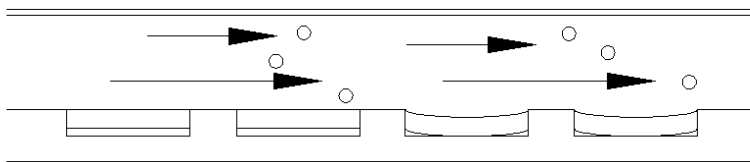
Kai $Z_a = 1,5 \cdot 10^6$, $x_a = 1,5 \mu\text{m}$ ir $f = 10 \text{ MHz}$ pagal (1) formulę gauname 2,25 MPa slėgį.

Peristaltinės mikropompos – tai mechaninių pompų klasė, kuri yra pakankamai paprasta savo struktūra ir turi geras miniatiūrizavimo galimybes, kartu supaprastinant integraciją su mikrokalininiais įtaisais. Tokiuose įtaisuose judesio diagramos yra grindžiamos (3 pav.) bangos efektu, reikiama tvarka lokaliai keičiant vamzdelio tūrį, panašiai kaip raumenų susitraukimai veikia vamzdelio formos organą, transportuojant skystą arba pusiau skystą turinį. Peristaltinė teorija sukurta jau prieš 40 metų [3, 4], kur ištirta peristaltinio judesio skysčio elgsena kanale.

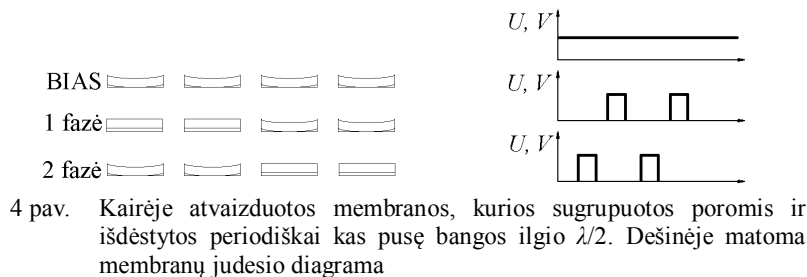
Šiame darbe bus kuriamas peristaltinis mikrosiurblys, naudojantis CMUT struktūrą. Kuriamojo siurblio veikimo principas parodytas 3 pav.

Parodytas įtaisas turi dvi fazes. Kiekvienoje fazėje įjungta lygiagrečiai sujungtų 2×13 membranų matrica. Fazių laiko diagramos parodytos 4 pav.

Judesio diagramoje parodyta fazinės įtampos sukelia elektrostatinę sąveiką tarp CMUT elektrodų, ir susidariusi Kulono jėga įlenkia atitinkamas mikromembranas. Taip sudaromi lokalūs tūrio pokyčiai, kurie, tinkamai suderinus keitiklio elementų tarpusavio išdėstymą, impulsų trukmę ir



3 pav. Mikrosiurblio veikimo principas



4 pav. Kairėje atvaizduotos membranos, kurios sugrupuotos poromis ir išdėstytos periodiškai kas pusę bangos ilgio $\lambda/2$. Dešinėje matoma membranų judesio diagrama

pasikarojimo dažnį, sukuria kryptingą slėgio frontą. Sukurtas slėgio frontas, savo ruožtu, priverčia judėti skystį.

5. Eksperimentinis CMUT įvertinimas

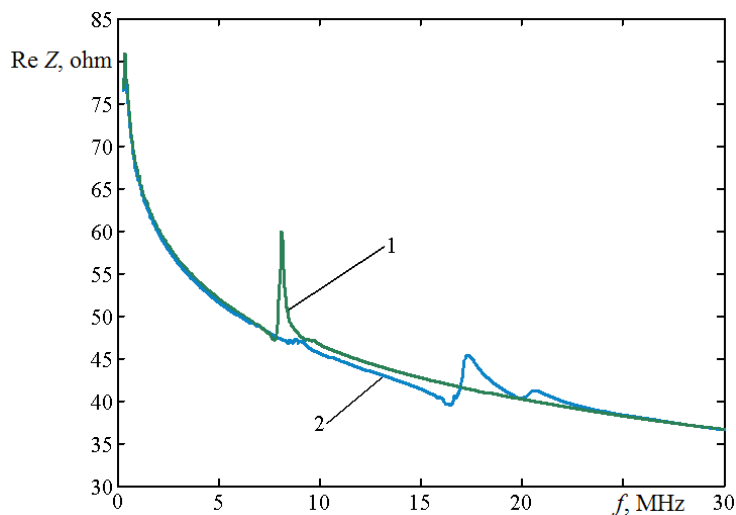
CMUT funkcionalumas ir pagrindiniai elektromechaniniai parametrai buvo įvertinti naudojant Agilent 4395A. Elektromechaninio impedanso realiosios dalies, išmatuotos CMUT veikiant ore, esant skirtingoms priešįtampių vertėms, priklausomybė nuo dažnio parodyta 5 pav. Ryškus elektromechaninio impedanso vertės padidėjimas ties 8 ir 16 MHz rodo CMUT mikromembranų virpesių rezonansines vertes, atitinkančias skirtingas priešįtampių vertes.

Membranų parametrai (rezonansinio dažnio, impedanso vertės) pokytis yra sietinas su skirtingu darbo tašku susidarančiu dėl skirtingų priešįtampių verčių. Esant 60 V priešįtampiui membranos padėtis yra panaši į tą, kuri parodyta 6 pav. Membrana gali laisvai virpėti, nes įlinkusi membranos centrinė dalis nesiekia pagrindo.

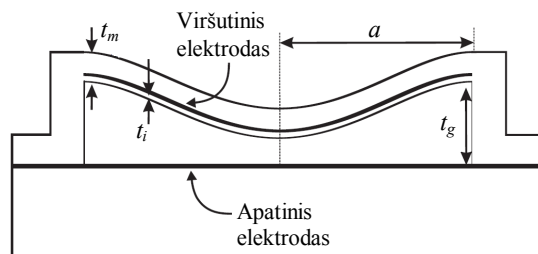
Padidinus priešįtampį, centrinė membranos dalis pritraukiama prie pagrindo, ir vibruoti gali tik membranos pakraščiai, kaip tai parodyta 7 pav.

Modeliuojant ir projektuojant CMUT, buvo gautas 10 MHz neįtemptos (be priešįtampių) membranos rezonansinis dažnis. Atliktas rezonanso ore matavimas rodo, kad išmatuotas rezonansinis dažnis yra artimas modeliavimo metu surastam. Taip pat eksperimentiškai surasta kolapso įtampa

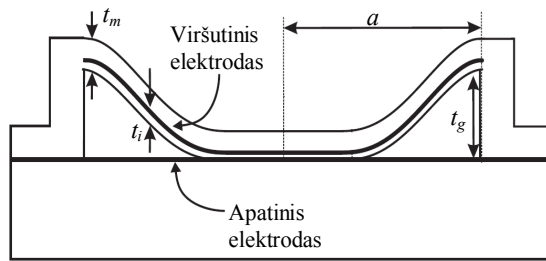
(75 V) yra nedaug didesnė už apskaičiuotą (50 V). Pagrindinė neatitikimo priežastis yra didesnis atstumas tarp elektrodų realiaame įtaise, nei modeliuotame. Didesnis tarpas gavosi dėl to, kad įtaiso gamybos metu buvo koreguojama konstrukcija ir technologija.



5 pav. CMUT elektromechaninio impedanso priklausomybė nuo dažnio: 1 – 8 MHz dažnis esant 60 V priešįtampio vertei; 2 – 16 MHz rezonanso dažnis, esant 75 V priešįtampiui



6 pav. Neklapsavusios apskritimo formos membranos pjūvis, kur: t_g vakuumo tarpelis, t_m membranos storis, t_i izoliacinis sluoksnis, a membranos spindulys



7 pav. Membranos pjūvis ir elgsena membranai kolapsuojant

6. Išvados

1. Siurblio integravimas į mikrokanalinį įtaisą padidina automatizavimo galimybes.
2. Sinchronizuojant membranas yra pasiekiamas iki 2,25 MPa slėgis tinkamas skysčiui pumpuoti.
3. Modeliuojant sutelktųjų elementų metodu galima surasti kritinius mikromembraninio įtaiso matmenis ir juos vienareikšmiškai susieti su darbo tašku.

Literatūra

1. **Kino G. S.** Acoustic Waves: Devices, Imaging, and Analog Signal Processing. – New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1987. – 322 p.
2. **Haller M. I., Khuri-Yakub B. T.** A surface micromachined electrostatic ultrasonic air transducer // IEEE Ultrasonics Symposium, 1994, p. 1241–1244.
3. **Fung Y. C., Yih C. S.** Peristaltic transport // J. Appl. Mech. (35) 1968, p. 669–675.
4. **Shapiro A. H., Jaffrin M. Y., Weinberg S. L.** Peristaltic pumping with long wavelengths at low Reynolds number // J. Fluid Mech. (37) 1969, p. 799–825.

OBJEKTŲ ORIENTAVIMO ERDVĖJE SISTEMOS TYRIMAS

T. Šukys, V. Sinkevičius

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: vaizdų atpažinimas, objekto orientacija, koordinatės.

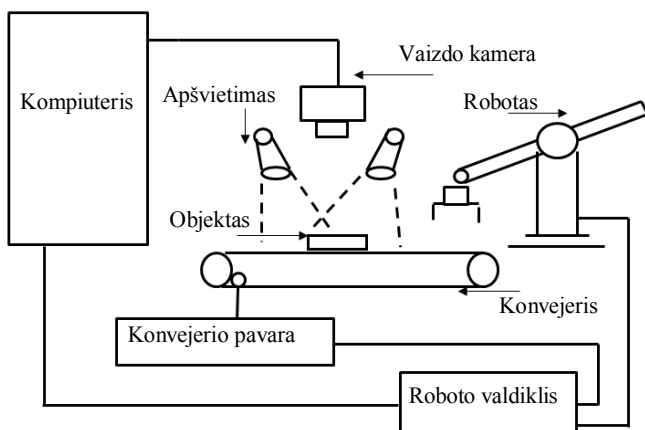
1. Įvadas

Šiuo metu žmonės atlieka labai daug darbų kur reikalingas atidus, bet monotoniškas darbas. Tokie darbai labai vargina ir mažina žmogaus dėmesį. Tam tikslui atsirado įvairios mašinos, robotai, kurie galėtų dirbti tokius darbus. Žmogaus sukurtos mašinos gali puikiai be perstojo dirbti tokį monotonišką darbą, atlikti tūkstančius užduočių ir nepavargti, bet turi ir savų trūkumų. Robotai ir kitos automatizuotos mašinos nesugeba suvokti supančios aplinkos taip, kaip tai daro žmogus. Norint robotus priartinti prie žmogaus aplinkos suvokimo, į automatizuotas sistemas diegiami įvairūs jutikliai, detektoriai padedantys mašinai gauti tam tikrus duomenis apie supančią aplinką ir objektą su kuriuo dirbama. Įvairiais jutikliais puikiai galima matuoti atstumą, skirti spalvas, bet tai nepadedą gauti duomenų prilygstančių žmogaus regai.

Tam tikslui pasitelkiamos kompiuterinės vaizdo atpažinimo sistemos. Kompiuterinė rega, tai atvaizdų turinio analizė, kai apdorojus pradinį atvaizdą gaunamas jo apibūdinimas. Vis dažniau kompiuterinė rega ir vaizdo analizavimas taikomas pramonėje kur reikalinga tikrinti gaminių kokybę, rūšiuoti ir pakuoti gaminius. Vaizdo atpažinimas vykdomas fiksuojant darbo objektą vaizdo kamera, perduodant skaitmeninį signalą į kompiuterį, kur apdorotas algoritmų bus siunčiamas kaip pozicionavimo duomenys robotų valdymo sistemai.

2. Sistemos sandara

Tipiška robotų su vaizdo atpažinimu sistema sudaryta iš robotų ir jo valdymo periferijos, konvejerio ar kito tiekimo įtaiso, vaizdo fiksavimo jutiklio (vaizdo kamera) ir kompiuterio, kuris apdoroja gautą vaizdą (1 pav.). Dažniausiai pramoninėse sistemose nėra kompiuterio kokį esame įpratę matyti. Čia būna specializuotas valdiklis su atitinkama technine ir programine įranga.

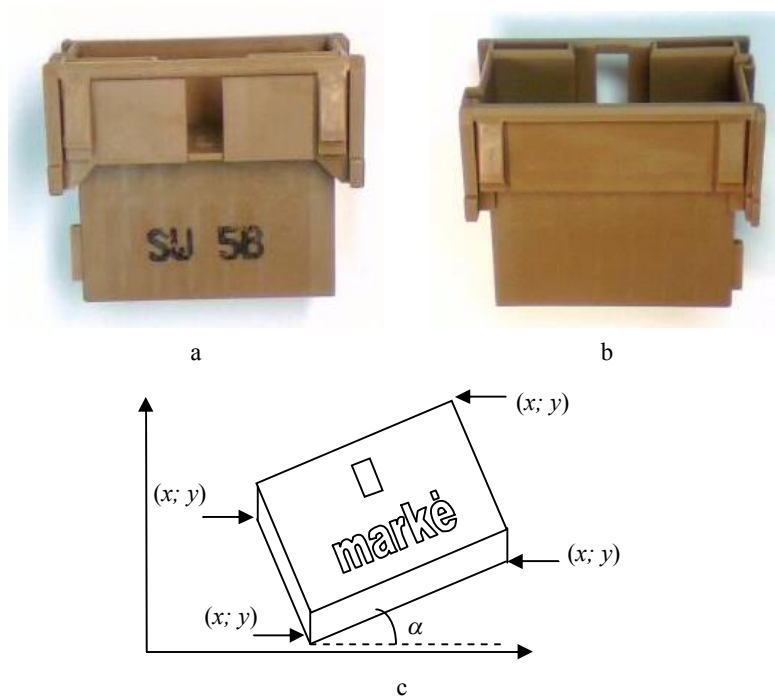


1 pav. Roboto celės sandara su vaizdo atpažinimu

Kompiuterinės regos sistema sukalibruojama ir užprogramuojama konkreitiems objektams. Sistema apmokoma nustatyti objekto orientaciją pagal regionų intensyvumą, šešėlių padėtį. Detalės, judančios konvejerio juosta yra nuolat stebimos vaizdo atpažinimo sistema, o robotas šioje sistemoje pakeičia konvejeriu judančių detalių padėtį ir orientaciją į reikiamą. Kompiuteryje vykdomas algoritmas nustato detalės rūšį ir jos orientaciją ant konvejerio, o gautos koordinatės siunčia roboto valdymo sistemai.

2. Darbo objektas

Sistema skirta orientuoti netaisyklingų formų, bet simetriškas detales (laidų pynių kontaktinės jungtys). Detales reikia orientuoti taip, kad būtų galima jas pažymėti t.y. atspausdinti detalės markę. Todėl detalės turi būti padėtos reikiama plokštuma į viršų, pasuktos teisingu kampu ir padėtos į nustatytą vietą ant konvejerio juostos. Iš sistemos reikalaujama nustatyti detalės poziciją ant darbinės plokštumos tam, kad robotas galėtų detalę perorientuoti. Reikalingi duomenys: detalės kampų koordinatės (x ; y), posūkio kampas α nuo etaloninės pozicijos, bei detalės pusė (viršus ar apačia). Detalė pavaizduota 2 pav. Kontaktinės kaladėlės geroji ir blogoji pusės turi tam tikrus būdingus požymius: skylės, paviršiaus iškilimai ir įdubimai, bei įvairios įpjovos. Geometriškai detalės siluetas yra simetriškas per vieną ašinę liniją ir panašus į stačiakampį, kurio kampai nuo geometrinio centro nutolę panašiu atstumu. Detalės gali būti skirtingo storio, ilgio ir pločio. Priklausomai nuo to turi būti parinktas objekto apšvietimas.



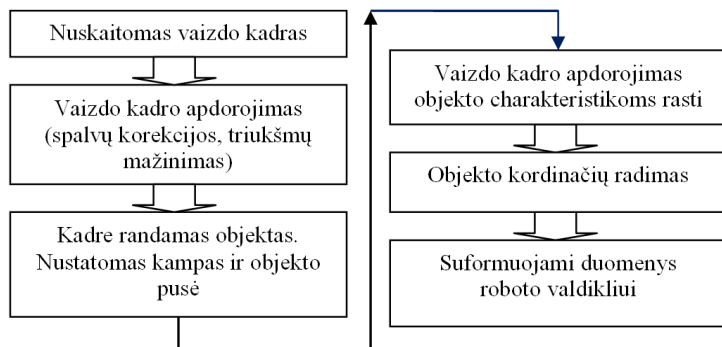
2 pav. Darbo objektas – kontaktinė kaladėlė: a – geroji su užrašu pusė, b – blogoji pusė, c – orientacija

3. Kompiuterinė rega naudojant „Matlab“ programinę įrangą

Vaizdo atpažinimui pasirinkta „Matlab“ programavimo terpė, kuri turi nemažai funkcijų bibliotekų, skirtų vaizdų apdorojimo uždaviniams spręsti. Matlab suteikia neribotų galimybių sukurti bei analizuoti nespaltvotus ar spalvotus skaitmeninius vaizdus, taikant įvairias integrinio taikomųjų vaizdo apdorojimo programų IPT (Image processing toolbox) paketo funkcijas, apdoroti šiuos signalus užprogramuotais IPT algoritmais ir atvaizduoti juos kompiuterio vaizduoklio ekrane (3 pav.).

Ši sistema sudaryta iš dviejų pagrindinių dalių. Pirmojoje dalyje randamas kampas, kuriuo yra pasisukęs objektas nuo idealios pozicijos, bei ant kurios pusės jis guli. Antrojoje dalyje nustatomos objekto koordinatės. Surastas posūkio kampas ir koordinatės bus perduotos robotų valdymo sistemai.

Pirma sistemos dalis veikia koreliacijos principu, kai objektas randamas skaičiuojant atitikimo šablonui koreliacijos koeficientą. Tuo tikslu padaromi detalės du šablonai: vienas, kai detalė guli gerąja puse į viršų, kitas, kai detalė guli gerąja puse į apačią. Šablonai, tai paprasčiausi paveikslėliai, bet tokio paties dydžio kaip ir pats objektas, t.y. objektas „iškirptas“ iš fono. Turint šablonus gaunamas vaizdo kadras iš vaizdo kameros, kuri filmuoja paviršių ant kurio guli ieškoma detalė.

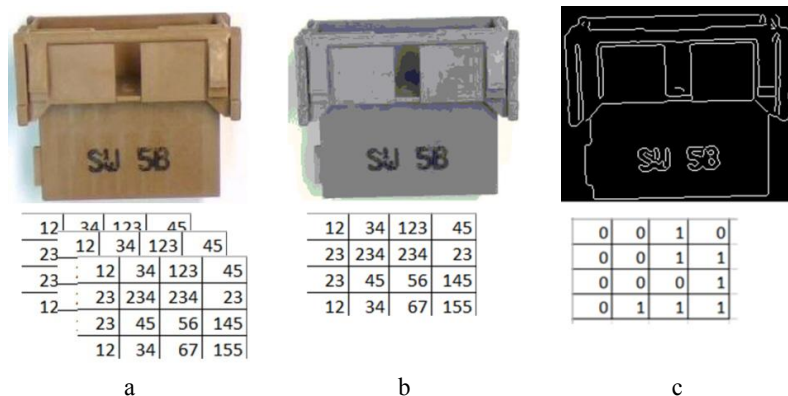


3 pav. Kompiuterinės regos darbo algoritmas

Detalės aptikimas atliekamas lyginant vaizdo kadrą su išsaugotais šablonais ir tikrinant viso vaizdo panašumus. Iš vaizdo kameros gautas paveikslėlis yra trimatis masyvas, kuris atspindi paveikslėlį kaip skaliarinę matricą. Kiekviena matrica koduoja atskiras spalvas: raudona, žalia ir mėlyna. O kiekvienas matricos narys gali įgyti reikšmes nuo 0 iki 255. Tam, kad sumažinti duomenų kiekį ir tuo pačiu tausoti kompiuterio resursus vaizdo kadras ir šablonai perkoduojami į pilkų pustonį vaizdą, naudojant funkciją *rgb2gray*. Gaunama tik po vieną skaičių matricą kiekvienam paveikslėliui, taigi duomenų kiekis sumažėja tris kartus. Bet dar spartesniam sistemos darbui paveikslėliai perkoduojami į dvinarius masyvus, kur kiekvienas elementas gali įgyti reikšmes lygias 0 arba 1. Tam naudojami „Matlab“ programinio paketo kraštų aptikimo operatoriai. Jų yra 6: *Sobelio operatorius*, *Prewitt'o operatorius*, *Robertso operatorius*, *Gauso Laplaso operatorius*, *Nulio perkirčio (zerro-cross) operatorius*, *Canny operatorius*. Jų veikimas pagrįstas skirtingais metodais, bet jų funkcija yra rasti vaizde kontrastingas sritis, kurios traktuojamos kaip kraštai [1].

Randant detalės kraštus ypač svarbi yra apšvietimo kokybė. Atsiradę pernelyg dideli šešėliai arba atspindžiai nuo pernelyg intensyvaus apšvietimo šaltino iškreipia detalės kontūrus. Todėl projektuojant tokią kompiuterinės regos sistemą būtina optimaliai parinkti šviesos šaltinių stiprį, jų išdėstymą ir,

jei reikia, kiekvienam objektui reguliuoti kiekvieno šaltinio šviesos stiprį. Čia uždavinio sprendimą palengvina tai, kad objektų partijoje visi objektai yra tie patys. Šiuos trūkumus taip pat galima sumažinti naudojant programinį filtravimą, kai pavieniai vaizdo taškai, neturintys gretimų panašių taškų, yra panaikinami arba jų intensyvumas sumažinamas [2]. Bet tai reikia atlikti esant spalvotam paveikslėliui arba jį jau perkodavus į pilkų pustonių vaizdą. Trys paveikslėlio perkodavimo fazės pavaizduotos 4 pav.

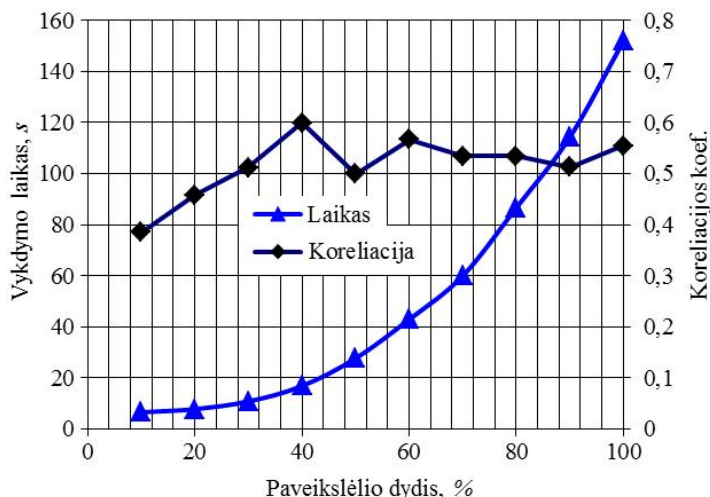


4 pav. Detalės šablonai ir juos koduojančios matricos: a – spalvotas vaizdas; b – pilkų pustonių vaizdas; c – detalės kraštų vaizdas panaudojus Canny kraštų aptikimo operatorių

Objekto aptikimas vykdomas gautas skaičių matricas tarpusavyje ir ieškant šabloninės matricos atitikimo kurioje nors vaizdo kadro matricos vietoje pagal pasirinktą svertinį koeficientą. Jei koreliacija netenkina svertinio koeficiento reikšmės tada šabloninė matrica pasukama per vieną laipsnį ir tikrinama toliau ir taip tol kol koreliacijos koeficientas tenkina užduotąjį arba iki tol kol šabloninė matrica apsukama 360 laipsnių. Tikrinama su kitu šablonu, kuris vaizduoja kitą detalės pusę. Šiame etape randama detalės pusė ir jos posūkio kampas.

Sistemos sparta šiame etape labai priklauso nuo paveikslėlių dydžio, kurie kartu atspindi ir duomenų kiekį kurį tenka apdoroti. Objektui fiksuoti naudojama VGA raiškos video kamera, kurios kadro dydis yra 640 vaizdo taškų į plotį ir 480 vaizdo taškų į aukštį (640×480). Matlab programinė įranga turi *Profiler* įrankį, kuris padeda analizuoti parašyto kodo vykdymo spartą. Įrankis pateikia kiekvienos kodo eilutės ir funkcijos vykdymo laiką, kreipimusi kartų skaičių ir bendrą vieno ciklo vykdymo laiką. Atliktas tyrimas keičiant vaizdo kadro dydį nuo 100% tikro dydžio iki 10% (5 pav.). Tyrimas atliktas

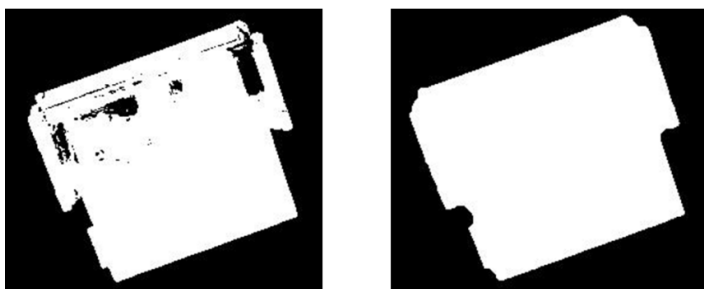
pasukus detalę 18° kampu ir matuojant sistemos vykdymo laiką. Nustatyta, kad didžiausias koreliacijos koeficientas gaunamas, kai detalės paveikslėlio dydis yra 40% tikrojo dydžio.. Apdorojant pilno dydžio paveikslėlį vykdymo laikas siekia daugiau nei 2 min ir tai per didelis laiko tarpas optimaliam sistemos veikimui. Perdaug sumažinus paveikslėlio dydį gaunamas per mažas koreliacijos koeficientas ir tada jau nebegalima teisingai nustatyti detalės poziciją.



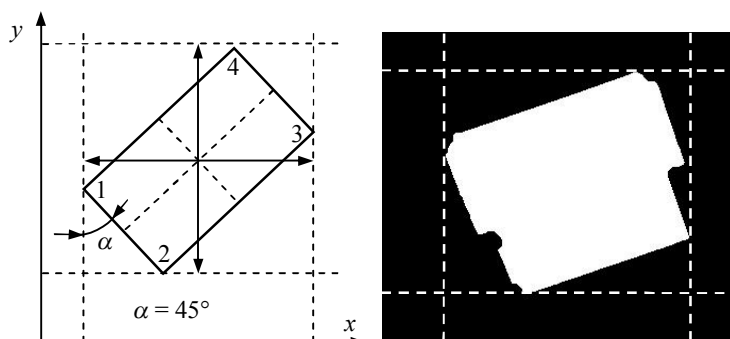
5 pav. Objekto aptikimo laiko ir koreliacijos koeficiento priklausomybės nuo paveikslėlio dydžio

Kitame etape analizuojamas vaizdo kadras perkoduojamas į baltai juodą vaizdą – dvejetainį paveikslą su tam tikra slenkstinę šviesumo reikšme. Gaunama matrica, kurioje 0 žymi foną, o 1 – objektą. Bet gautajame paveiksle objektas nėra vientisa figūra. Figūroje gali atsirasti vietų, kurios gali būti prilyginamos fonui. Panaudojus *imclose* funkciją su tam tikra kauke, gaunamas morfologiškai vientisas elementas – analizuojama detalė (6 pav.).

Funkcija '*Centroid*' surandamas figūros masės centras [3]. Analizuojamas kadras pasukamas 45° kampu ir ieškomi labiausiai nutolę taškai nuo figūros centro x ir y kryptimis (7 pav.). Taškai ieškomi ne kaip pavieniai pikseliai, bet ieškoma kraštinės eilutės, kurioje yra 1, o tai atitinka detalės buvimą. Atitinkami veiksmai atliekami y ašies kryptimi.



6 pav. Dvejtainis paveikslėlis ir paveikslėlis apdorotas su *imclose* funkcija



7 pav. Detalės kampų koordinatės: 1 ir 3 – labiausiai nuo figūros centro nutolę taškai x ašyje, 4; 2 – labiausiai nutolę taškai y ašyje

Detalę persukama tam, kad jos kampai atsidurtų paskutinėse dvejetainiu vaizdu koduojamo paveikslėlio eilutėse. Gautos detalės keturių kampų koordinatės persukamos atitinkamai tokiu kampu, koku pasuktos, kad atitiktų tikrąją detalės poziciją. Koordinatės persukamos paveikslėlio centro atžvilgiu. Esant VGA (640×480) raiškai centras atitinka – 320 pagal x ašį ir 240 pagal y ašį. Gautos koordinatės, detalės kampai ir centro taškas, posūkio kampas ir detalės pusė perduodami roboto valdymo sistemai (7 pav.). Robotas reikiamu kampu orientuoja griebtuvą ir sugriebia detalę. Jei viršuje ne ta plokštuma, tada detalę persuka. Po to pasuka detalę reikiamu kampu ir padeda ant konvejerio.

4. Išvados

1. Sistemos sparta didėja mažinant apdorojamų duomenų kiekį. Perkodavus paveikslėlius į juodai baltus vaizdus sistema veikia greičiausiai.
2. Apšvietimas turi didelę įtaką bendram atpažinimo procesui. Atspindžiai ir šešėliai pasireiškia kaip įvairūs artefaktai apdorojant vaizdinę informaciją. Figūros praranda įprastas formas ir atpažinimo procesas tampa nebeįmanomi.
3. Įprastos buitinės web- kameros prie nepakankamo apšvietimo generuoja triukšmus nuotraukose. Triukšmų įtaką galima sumažinti naudojant programinius vaizdo filtrus (pvz. Gausso filtras).
4. Sistemos darbo greitis priklauso nuo apdorojamų paveikslėlių dydžio. Optimaliausias paveikslėlio dydis yra 40% tikrojo dydžio. Gaunamas didžiausias koreliacijos koeficientas ir vienos detalės pozicijos nustatymas vidutiniškai lygus 17 sekundžių.

Literatūra

1. **Gonzalez R. C., Woods R. E., Eddins S. L.** Digital Image Processing Using MATLAB. – Addison-Wesley Pub Co., 2004. – 609 p. ISBN: 0130085197.
2. **Linda G. Shapiro, George C. Stockman.** Computer vision. – Prentice Hall, 2001. – 580 p. ISBN-13: 9780130307965.
3. **Gonzalez R. C, Woods R. E.** Digital Image Processing. – Addison-Wesley Pub Co., 1992. – 793 p.

AUTOMOBILIŲ SERVISO REMONTO PASLAUGŲ KOKYBĖS TYRIMAS

A. Tučkus, A. Tautkus

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: kokybė, autoservisas, automobilis, tyrimas.

1. Įvadas

Šiuo metu Lietuvoje kelių transporto priemonių skaičius yra pasiekęs beveik du milijonus [1]. Didžioji dauguma iš jų yra lengvieji automobiliai. Nuo gatvėmis riedančių automobilių techninės būklės tiesiogiai priklauso nemažai rodiklių, tokių kaip: eismo saugumas, žmonių sveikata, oro užterštumas, degalų sąnaudos bei išlaidos automobiliams eksploatuoti.

Eksploatuojant techninį gaminį jo patikimumas mažėja, o mažėjant patikimumui didėja gedimo atsiradimo tikimybė. Atsiradus gedimui jį reikia šalinti, o automobilių naudotojai dažniausiai menkai išmano apie jų techninę būklę bei dar mažiau moka įvairius remontus atlikti savarankiškai. Tam tikslui yra susikūrę nemažai automobilių remonto bei priežiūros centrų, nuo kurių ir priklauso daugumos automobilių būklė. Kadangi remonto paslaugas atliekančių įmonių skaičius yra ganėtinai didelis, tai vienas pagrindinių argumentų renkantis automobilių servisą yra kokybė. Kokybė aptarnaujant klientą, naudojamų ir parduodamų medžiagų kokybė bei remonto paslaugų kokybė.

2. Tyrimui parinkto autoserviso aprašymas

Autoservisas UAB „Alfama“ įsikūręs Panevėžyje, Baržų gatvės pradžioje. Įmonė užsiima naujų Citroen ir Peugeot markės automobilių pardavimu, jų priežiūra bei beveik visų automobilių markių automobilių remontu. Šioms paslaugoms atlikti yra įrengtos administracinės, automobilių pardavimo, serviso priėmimo bei remonto patalpos. Per daugiau nei 10 gyvavimo metų yra sukaupta nemažai įrangos gedimams nustatyt bei remonto darbams atlikti. Serviso patalpose yra įrengti 10 automobilių keltuvų iš kurių 3 pritaikyti sunkiajam transportui. Bendras darbuotojų skaičius yra 11, iš kurių 5 aukštos kvalifikacijos ir didelę darbo patirtį turintys mechanikai.

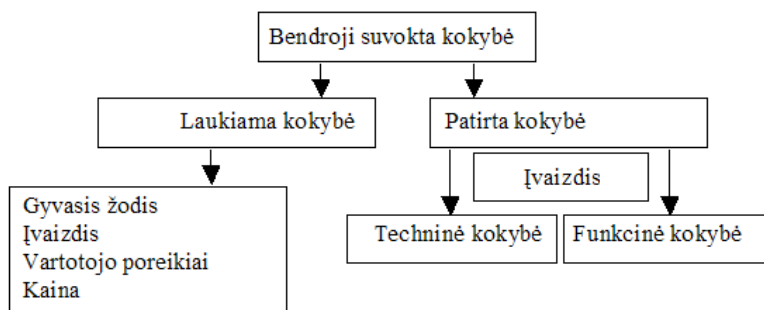
3. Tyrimo tikslas ir naudotos priemonės

Daugelis teoretikų ir praktikų pabrėžia, kad tiksliai apibūdinti paslaugų kokybę nėra lengva [2]. Todėl, norint gauti kuo tikslesnius rezultatus, tiriant kokybę reikia taikyti ne vieną, o kelis modelius. Jei naudojamas tik vienu modeliu, sutaupoma lėšų ir greitai gaunami rezultatai, tačiau jie išsamiai neatspindi, kokia yra paslaugos kokybė [2]. UAB „Alfama“ serviso paslaugų kokybės vertinimas buvo kompleksinis: buvo remtasi anketine apklausa, serviso darbuotojų vertinimu bei remonto paskyrų analize. Anketinės apklausos imtis: 100 anketų. Kiekvienoje iš jų pateikti 24 klausimai, kuriuos galima sugrupuoti į 5 blokus:

1. Socialinis-demografinis blokas;
2. Techninės kokybės blokas;
3. Funkcinės kokybės blokas;
4. Laukiamos kokybės blokas;
5. Vartotojo poreikių blokas.

Tokia anketa sudaryta remiantis Ch. Grönroos [3] kokybės modeliu. Bendrai suvokiamą paslaugos kokybę (1 pav.) lemia laukiama ir patirta kokybė. Bendroji suvokta paslaugos kokybė susiformuoja kaip santykis tarp patirtos ir laukiamos kokybės. Tai reiškia, kad klientas galutinį sprendimą apie paslaugos kokybę priima palyginęs patirtą kokybę su savo lūkesčiais [4]. Laukiama kokybė yra kelių veiksnių funkcija, o patirtos kokybės dimensijos (techninė ir funkcinė) atspindi rezultato ir proceso kokybę [2].

Anketoje pateiktus kokybės aspektus klientai turėjo įvertinti vienu iš pateiktų kriterijų: labai gerai, gerai, patenkinamai arba blogai. Gauti rezultatai traktuojami taip: labai gerai ir gerai – paslaugų kokybė tinkama, patenkinamai ir blogai – kokybę reikia gerinti, spręsti problemines sritis. Paslaugų kokybės vertinimo kriterijai ir gauti rezultatai pateikti 1 lentelėje.



1 pav. Bendroji suvokta paslaugos kokybė [4]

Paslaugų kokybės vertinimo kriterijų lentelė

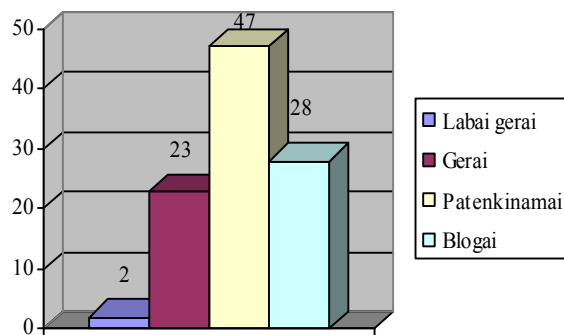
Kriterijus		Vertinamas aspektas	Įvertinimas
Techninė kokybė	Aplinka ir fiziniai ištekliai	Darbuotojų skaičius	Patenkinamai
		Parduodamų detalių kokybė	Labai gerai
		Įrangos ir patalpų tinkamumas	Labai gerai
	Profesionalumas ir įgūdžiai	Darbuotojų profesionalumas ir įgūdžiai	Labai gerai
	Kompensavimas ir kreditingumas	Padarytų klaidų pripažinimas	Patenkinamai
Funkcinė kokybė	Požiūris ir elgsena	Paslaugų vertės apskaičiavimas	Patenkinamai
		Darbuotojų mandagumas, paslaugumas	Patenkinamai
		Darbuotojų apranga	Blogai
	Patogumas ir lankstumas	Darbo laikas	Gera
		Autoserviso geografinė vieta	Patenkinamai
		Aptarnavimo ir remonto trukmė	Patenkinamai
Laukiama kokybė	Patikimumas ir pasitikėjimas	Paliktų daiktų saugumas remonto metu	Labai gerai
	Išankstinis įvaizdis	Kliento išankstinė nuomonė apie servisą	Patenkinamai
		Pažystamų atsiliiepimai apie servisą	Patenkinamai
	Gyvojo žodžio veiksnys	Patarimai eksploatacijos klausimais	Gera
	Kaina	Paslaugų kainos	Patenkinamai
		Nuolaidų lankstumas	Patenkinamai
	Vartotojo poreikiai	Darbo užsakymo ir atlikto darbo sutapimas	Gera

Įvertinus įmonės paslaugų kokybę iš klientų perspektyvos gaunami vieni rezultatai, o kiti – remiantis įmonės darbuotojų apklausa. Pastaroji apklausa ir išvados atliktos remiantis 8 esminiais kokybės vadybos principais: orientavimasis vartotoją, lyderystė, darbuotojų įtraukimas, procesinis požiūris, sisteminis požiūris į vadybą, nuolatinis gerinimas, faktais paremtų sprendimų priėmimas, abipusiai naudingi ryšiai su tiekėjais [5].

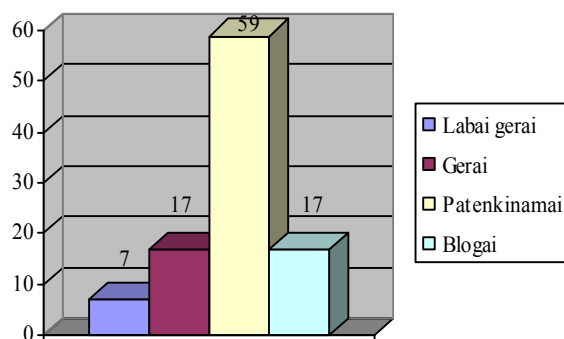
Remonto paslaugų kokybės nustatymo tyrimas apima 200 automobilių remonto paskyrų. Analizuojami tokie rodikliai kaip apsilankančių automobilių senumas, remonto išlaidos, papildomai atlikti darbai bei kokybiškas darbų atlikimas. Taipogi atliktas transporto priemonių gedimų struktūrinis klasifikavimas.

4. Tyrimo eiga ir rezultatai

Atlikus techninės kokybės kriterijų analizę pastebima, kad trys iš penkių vertinimo aspektų yra įvertinti labai gerai. Detalių kokybė, turima serviso įranga, patalpos ir darbuotojų profesionalumas bei įgūdžiai didesnės dalies klientų buvo įvertinta labai gerai. Tobulintini aspektai yra darbuotojų skaičius ir padarytų klaidų pripažinimas.



2 pav. Darbuotojų skaičiaus įvertinimas, %

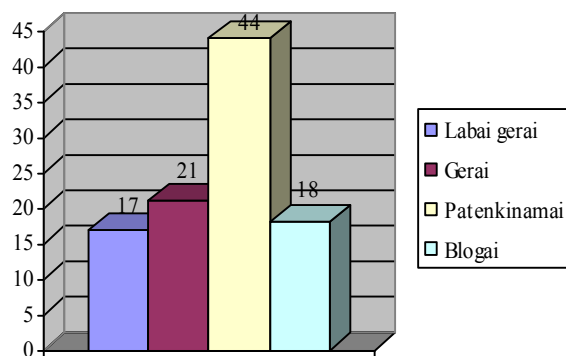


3 pav. Padarytų klaidų pripažinimo vertinimas, %

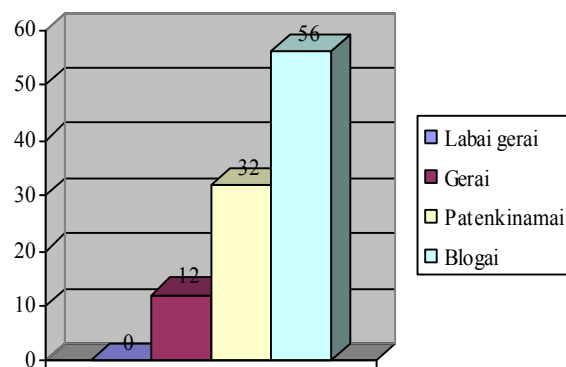
Didžioji dalis respondentų (75%) darbuotojų skaičių įvertino patenkinamai ar netgi blogai (2 pav.). Optimalaus darbuotojų skaičiaus nebuvimas rimtas trūkumas, nes esantys darbuotojai turi daugiau darbo nei gali fiziškai įgyvendinti, o tai sąlygoja didelę prastos kokybės paslaugų grėsmę.

Vertinant padarytų klaidų pripažinimą vaizdas gavosi kiek kitoks. Net 59% respondentų įvertino patenkinamai, o tai reiškia, kad klaidos nėra pripažįstamos arba pripažįstamos nenoromis (3 pav.).

Išanalizavus funkcinės kokybės kriterijus matome, kad tik du iš šešių aspektų buvo įvertinti gerai ir labai gerai. Neigiamai buvo atsiliepta apie įmonės paslaugų vertės apskaičiavimą, darbuotojų mandagumą bei paslaugumą, aptarnavimo trukmę (4 pav.) ir geografinę vietą. Labai prastą įvertinimą gavo darbuotojų apranga (5 pav.).



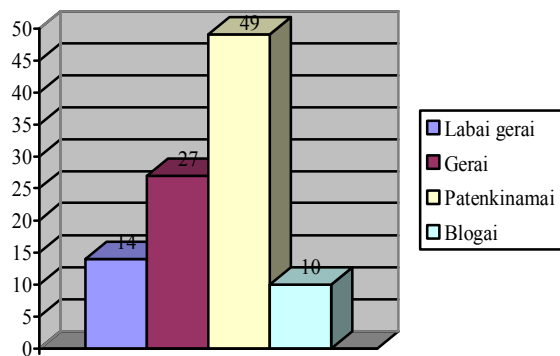
4 pav. Aptarnavimo ir remonto trukmės vertinimas, %



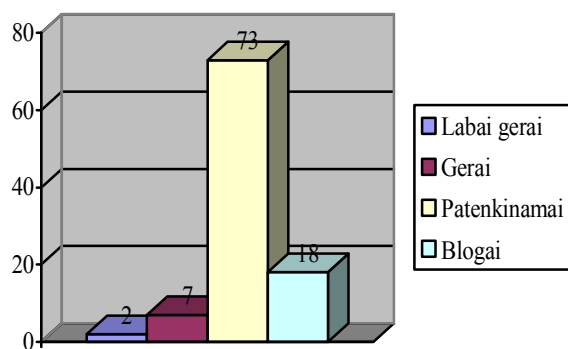
5 pav. Darbuotojų aprangos vertinimas, %

Laukiamos kokybės kriterijai taipogi įvertinti ganėtinai prastai. Teigiamai atsiliepta apie darbo užsakymo ir atlikimo sutapimo. Taip pat vertinant patarimus eksploatacijos klausimais. Įmonės įvaizdis klientų atžvilgiu ir kainų lankstumas atitinkamai pateikti 6 ir 7 pav., – vertinama patenkinamai.

Apklausus įmonės darbuotojus (remiantis kokybės vadybos principais) gauti rezultatai pateikti 3 lentelėje. Darbuotojai kiekvieną aspektą vertindami galėjo pasirinkti vieną iš keturių įvertinimų. Du iš jų (labai gerai ir gerai) galima priskirti prie teigiamo įvertinimo, o kitus du (patenkinamai ir blogai) prie neigiamo įvertinimo.



6pav. Išankstinės nuomonės, serviso atžvilgiu, vertinimas, %



7pav. Paslaugų kainų vertinimas, %

Įmonės vertinimas darbuotojų atžvilgiu

Vertinamas aspektas	Įvertinimas
Orientavimasis vartotoją	Patenkinamai
Lyderystė	Blogai
Darbuotojų įtraukimas	Gera
Procesinis požiūris	Blogai
Sisteminis požiūris į vadybą	Blogai
Nuolatinis gerinimas	Patenkinamai
Faktais paremtų sprendimų priėmimas	Patenkinamai
Abipusiai naudingi ryšiai su tiekėjais	Gera

Išanalizavus rezultatus gautus ištyrus 200 remonto paskyrų nustatyta, kad su nusiskundimais dėl prastos darbų ar detalių kokybės grįžo 29% klientų (58/200). Toks didelis skaičius rodo, kad pakankamos kokybės kontrolės servise nėra, nes beveik kas trečias automobilis grįžta pakartotinai.

4. Išvados

Ištyręs automobilių serviso UAB „Alfama“ veiklą galiu teigti, kad įmonėje yra nemažai tobulintinų aspektų. Visų pirma reikėtų didinti darbuotojų skaičių įmonėje. Papildomai priimti detalių tiekėją ir serviso meistrą, kad klientai negaištų laiko laukdami eilėje, darbų planavimas ir eiga būtų labiau prižiūrimi bei remonto kokybės kontrolei būtų skirtas atitinkamas dėmesys. Tai pat būtina gerinti darbuotojų psichologines žinias, juos mokyti bendrauti su klientais. Taip būtų galima išvengti konfliktų tarp darbuotojų ir klientų, kai paslauga, kliento nuomone, suteikiama nepakankamai kokybiškai.

Siekiant gerinti funkcinę kokybę, autoserviso savininkams būtina pasirūpinti darbuotojų išvaizda, atnaujinant jų aprangą. Norint atsikratyti prastos reputacijos serviso šleifo yra būtina sudaryti ilgalaikės reklamos kampanijos planą bendram įvaizdžiui gerinti.

Koreguoti serviso teikiamų paslaugų kainas. reikėtų atlikti automobilių servisų teikiamų paslaugų kainų analizę ir atlikti atitinkamas korektūras, nes klientai akcentuoja, kad paslaugų kainos ir nuolaidų lankstumas – tobulintinas aspektas. Atlikus tokį tyrimą galima būtų įvertinti už kokiais paslaugas kainos yra per didelės, o kokių paslaugų tiekimas galėtų atnešti didesnių pajamų.

Vienas iš didžiausių įmonės vadovų trūkumų yra netinkamas visų problemų vertinimas ar net jų ignoravimas. Visi tikslai bandomi pasiekti čia ir dabar principu bei kuo mažesnėmis išlaidomis. Darbuotojas nėra vertinamas

kaip vertybė ar potencialus įmonės gerbūvio kūrėjas. Beveik visi veiksmai yra grindžiami trumpalaikiais sprendimais. Problemoms šalinti lėšos skiriamos tik iškilus rimtesnėms problemoms.

Literatūra

1. Lietuvos statistikos departamentas. Prieiga per internetą: <<http://www.stat.gov.lt/lt/pages/view/?id=1227>> [žiūrėta 2011-10-15].
2. **Bagdonienė L., Hopenienė R.** Paslaugų marketingas ir vadyba. – Kaunas: Technologija, 2004. – 468 p. ISBN 9955-09-579-2
3. **Grönroos Ch.** Strategic management and marketing in service sector. – Cambridge, Mass: Marketing science institute, 1983. – 135 p. ISBN 9144439113
4. **Vengrienė B.** Paslaugų vadyba. – Vilniaus: Vilniaus universiteto leidykla, 2006. – 271 p. ISBN 9986-19-854-2
5. **Pociūtė D., Janušauskienė V., Vitkauskas R.** Kokybės vadyba. – Vilnius: Technika, 2005. – 218 p. ISBN 9986-05-781-7

EISMO PRIEMONIŲ OPTIMIZAVIMAS ROKIŠKIO MIESTE

E. Katinauskas, A. Tautkus

Kauno technologijos universiteto Panevėžio Institutas

Raktiniai žodžiai: saugus eismas, transporto srautų tyrimas, eismo saugumo didinimo priemonės.

1. Įvadas

Saugus eismas – visiems aktualus klausimas. Saugus eismas susideda iš keturių pagrindinių komponentų: aplinka, kelias, eismo dalyvis, transporto priemonė. Visų komponentų įnašas į saugų eismą yra vienodai svarbus, žinoma įnašas į saugų eismą tiesiogiai priklauso nuo valstybės skiriamų lėšų eismo saugumo didinimui, nuo eismo dalyvio požiūrio į saugų eismą ir jo išmanymo.

Plečiantis ir augant gyvenvietėms vis sunkiau užtikrinti saugų eismą, todėl keliuose pritaikomos inžinerinės priemonės saugiam eismui, kuriomis siekiama sumažinti šansą nusižengti Kelių eismo taisyklėms, o nutikus avarijai minimalizuotų jos pasekmes. Todėl daugelis sankryžų perdaromos į žiedinio tipo sankryžas, sankryžose įrengiami šviesoforai, rengiami apsauginiai atitvarai.

Darbo tikslas – atlikti tyrimą ir nustatyti kokias eismo saugumo didinimo priemones galima būtų panaudoti judriausioje Rokiškio miesto sankryžoje - Taikos g. - Perkūno g. - Respublikos g.

2. Eismo saugumo didinimo priemonės

Antyslidiminė danga – ši danga naudojamos pavojingose vietose: prieš pėsčiųjų perėjas, prieš sankryžas, posūkiuose. Antislydiminė danga pagerina padangų sukibimą su kelio danga, ypač lietuvi lyjant, todėl padeda išvengti daugelio avarinių situacijų ir sutrumpina stabdymo kelią.

Kelių ženklavimas – būna trejopas: ženklavimas dažais, ženklavimas termoplastu, ženklavimas šaltu plastikumi.

Kelio ženklai – tai svarbi transporto sistemos dalis, eismo tvarkos reguliatoriai, įspėjantys, nukreipiantys eismo dalyvius reikiama linkme, suteikiantys jiems reikiamos informacijos bei draudžiantys atlikti neleistinus veiksmus.

Kelių ženklavimo tipai

Ženklavimo tipas	Apibūdinimas
Ženklavimas dažais	Dažai išpurškiami ant dangos ženklavimo mašinomis su aukšto spaudimo išpurškimo įranga. Tam, kad linijos atspindėtų šviesą tamsiu paros metu, ant dažų sluoksnio berama stiklo rutuliukų.
Ženklavimas termoplastu	Termoplastas yra liejamas ant kelio dangos įkaitintas. Termoplastu ženklinama miestų gatvės ir keliai, kur didelis automobilių srautas.
Ženklavimas šaltu plastikumi	Šaltas plastikas naudojamas ilgalaikiam pėsčiųjų perėjų, rodyklių ir kitų elementų ženklavimui. Pavojingos pėsčiųjų perėjės žymimos balta-raudona spalva.

Šviesoforai – kaip ir kelio ženklai, yra ne mažiau svarbi transporto sistemos dalis, kelių transporto infrastruktūros objektas. Jie reguliuoja transporto, pėsčiųjų, dviračių eismą.

Greičio mažinimo kalneliai – greičio mažinimo kalneliai naudojami įvairiose pavojingose vietose, ypač kur yra didelis pėsčiųjų srautas.

Atšvaitai – šviesą atspindintys atšvaitai naudojami pagerinti eismo saugumą tamsiuoju paros metu, esant rūkui, lietai. Nuo automobilių šviesų šie atšvaitai išryškina kelkraščių kontūrus ir atkreipia vairuotojų dėmesį į kliūtį kelyje.

Kelių atitvarai – atitvarais atitveriami pavojingi kelių ruožai, kad vairuotojai būtų informuojami apie kelio kryptį. Atitvarai yra trijų rūšių: orientuojantieji, nukreipiamieji, sulaikantieji.

Kelių apšvietimas – naudojami eismo saugumui padidinti tamsiu paros metu, kada matomumas ribotas.

Saugumo salelių įrengimas – saugumo salelės naudojamos perėjose, kelių praplatėjimuose, gatvių skiriamosiose juostose. Jomis suformuojamos vietos, kurios yra gerai matomos vairuotojo – taip žymiai padidinamas pėsčiųjų ir vairuotojų saugumas.

Žiedinių sankryžų įrengimas – žiedinės sankryžos, pasak kelininkų, yra viena efektyviausių saugumo priemonių keliuose. Praktika rodo, kad žiedinės sankryžos pralaidumas yra didesnis ir prastovos laikas mažesnis nei šviesoforinės [1].

3. Transporto srautų tyrimas ir pasiskirstymas

Važiuojamosios dalies laidumas – tai maksimalus galimas praleisti transporto priemonių skaičius per 1 valandą viena kryptimi tiriamuoju pjūviu.

Laidumas nustatomas maksimalaus eismo metu, esant normalioms gatvių naudojimo sąlygoms ir garantuojant visų transporto rūšių ir pėsčiųjų eismo saugumą [2].

Keturšalės reguliuojamosios sankryžos laidumas nustatomas atsižvelgiant į šiuos parametrus:

t_c – bendroji šviesoforo ciklo trukmė, s;

t_z – žalio signalo trukmė, s;

t_r – raudono signalo trukmė, s;

t_g – geltono signalo trukmė, s;

m_1 – perskaičiuotas skaičius automobilių, pervažiuojančių sankryžą per vieną taktą viena labiausiai apkrauta juosta;

m_2 – perskaičiuotas skaičius automobilių, pervažiuojančių sankryžą per antrą taktą;

M_1 – perskaičiuotas skaičius automobilių, pervažiuojančių sankryžą per 1 h;

M_2 – analogiškai kaip antrajai gatvei;

q – vid. laiko intervalas tarp lengvųjų automobilių, s;

T_0 – vairuotojo reakcijos laikas, s.

Bendroji šviesoforo ciklo trukmė:

$$t_c = t_z + t_r + 2 t_g. \quad (1)$$

Trukmės t_z ir t_r :

$$t_z = T_0 + q (m_1 - 1); \quad (2)$$

$$t_r = T_0 + q (m_2 - 2). \quad (3)$$

Irašę į (1) formulę (2) ir (3) išraiškas, gausime

$$t_c = 2 T_0 + q (m_1 - m_2 - 2) + 2 t_g. \quad (4)$$

Vienos juostos laidumas per valandą bus: kai ciklų skaičius per valandą yra $3600/t_c$,

$$M_1 = \frac{3600 m_1}{t_c}; \quad (5)$$

$$M_2 = \frac{3600 m_2}{t_c}. \quad (6)$$

Iš čia rasime perskaičiuotą automobilių, pervažiuojančių sankryžą vieną taktą viena labiausiai apkrauta juosta, skaičių:

$$m_1 = \frac{M_1 t_c}{3600}; \quad (7)$$

$$m_2 = \frac{M_2 t_c}{3600}. \quad (8)$$

Taikydami šias formules, nustatysime t_z ir t_r reikšmes:

$$t_z = T_0 - q + \frac{t_c M_1 q}{3600}; \quad (9)$$

$$t_r = T_0 - q + \frac{t_c M_2 q}{3600}. \quad (10)$$

Vienos juostos laidumas atitinkamai bus:

$$M_1 = \frac{3600(t_z + q - T_0)}{t_c - q}; \quad (11)$$

$$M_2 = \frac{3600(t_r + q - T_0)}{t_c - q}. \quad (12)$$

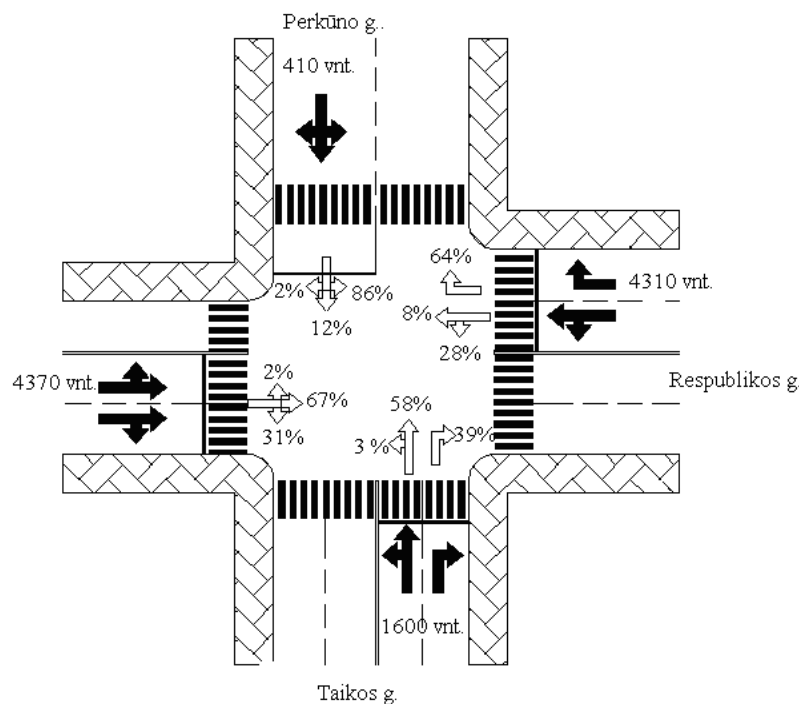
Kai $M_1 = M_2$, tai $t_z = t_r$, žaliojo ir raudonojo signalų trukmės lygios, o kai transporto eismo intensyvumai skirtingi, gausime skirtingas t_z ir t_r reikšmes, kurios priklausys nuo automobilių srautų susikertančiose gatvėse santykio:

$$\frac{M_1}{M_2} = S; \quad (13)$$

$$t_z = S t_r; \quad (14)$$

Geltonojo signalo trukmė skaičiuojama taip, kad paskutinis automobilis, kirtęs STOP liniją, žaliojo signalo metu spėtų pervaziuoti sankryžą; jo nuvažiuojamas kelias sankryžoje bus: L_p – kertamos gatvės plotis, m; l – transporto priemonės ilgis, m. $T_0 \cong 2$ s, $t_g - 3-7$ s, $q - 2,5-2,8$ s.[3]

Atliktas transporto srautų tyrimas nagrinėjamoje Taikos g. – Perkūno g. – Respublikos g. sankryžoje Rokiškio mieste, kuris pavaizduotas 1 pav. Taikos gatvė į sankryžą per parą įvažiuoja apie 1600 vnt. transporto priemonių, iš jų į kairę 3%, tiesiai 58%, į dešinę 39%. Perkūno gatvė į sankryžą per parą įvažiuoja apie 410 vnt. transporto priemonių, iš jų į kairę 86%, tiesiai 12%, į dešinę 2%. Respublikos gatvė pietų kryptimi į sankryžą per parą įvažiuoja apie 4310 vnt. transporto priemonių, iš jų į kairę 28%, tiesiai 8%, į dešinę 64%. Respublikos gatvė šiaurės kryptimi į sankryžą per parą įvažiuoja apie 4370 vnt. transporto priemonių, iš jų į kairę 2%, tiesiai 67%, į dešinę 31%. Kritiniu metu – per rytinį, pietinį ir vakarinį pikus transporto spūsties nėra – prie šviesoforo ilgiau kaip ciklą stovėti nereikia.



1 pav. Transporto srautų pasiskirstymas Taikos g. – Perkūno g. – Respublikos g. sankryžoje

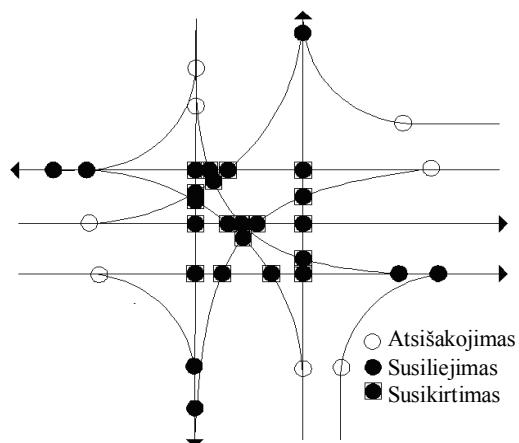
4. Transporto mazgai Taikos g. – Perkūno g. – Respublikos g. sankryžoje

Gatvių sankryžose transporto srautai išsiskirsto įvairiomis kryptimis, taip pat susilieja ir susikerta jų eismo trajektorijos. Miesto gatvių tinklo vietos, kuriose vyksta transporto srautų įvairiapusis susipynimas, vadinamas atsišakojimo, susiliejimo ir susikirtimo taškais arba bendroju atveju – konfliktiniais taškais.

Transporto mazgo sudėtingumas nustatomas pagal penkiabalę sistemą, kai yra suskaičiuojamas bendras konfliktinių taškų (atsišakojimų, susiliejimų, susikirtimų) skaičius:

$$M = \sum n_a + 3 \sum n_s + 5 \sum n_p ; \quad (15)$$

čia: n_a – atsišakojimų skaičius; n_s – susiliejimų skaičius; n_p – susikirtimų skaičius (2 pav.).



2 pav. Taikos – Perkūno – Respublikos gatvių sankryžos konfliktiniai taškai

Nustatant sankryžos sudėtingumą, atsišakojimas vertinamas 1 balu, susilieјimas – 2 ir susikirtimas – 5 balais. Kai transporto mazgo apskaičiuotas bendras konfliktinių taškų skaičius $M < 40$, mazgas yra nesudėtingas; jeigu $40 < M < 80$, tai mazgas yra vidutinio sudėtingumo; kai yra $80 < M < 150$, mazgas yra sudėtingas ir kai $M > 150$, tai toks transporto mazgas yra labai sudėtingas. Transporto priemonių sąveika gatvėse ir sankryžose yra ypač sudėtingas reiškinys, o supaprastintas konfliktinių situacijų vertinimas parodo tik apytikslį susikirtimo pavojingumą [2].

2 lentelė

Sankryžos eismo įtaka konfliktiniams taškams

Sankryžos eismo organizavimas	Konfliktinių taškų skaičius				Transporto mazgo sudėtingumas
	Susikirtimai	Susilieјimai	Atsišakojimai	Iš viso	
Leidžiami visi posūkiai	19	8	8	35	Sudėtingas
Draudžiama:					
Vienas dešinysis posūkis	19	7	7	33	Sudėtingas
Vienas kairysis posūkis	15	7	7	29	Sudėtingas
Visi dešinieji posūkiai	19	4	4	23	Sudėtingas
Visi kairieji posūkiai	6	4	4	14	Vidutinio sudėtingumo
Visi posūkiai	6	0	0	6	Nesudėtingas

5. Pasirinktos sankryžos eismo saugumo optimizavimo tyrimas

Nagrinėjant pasirinktą sankryžą buvo siekiama optimizuoti saugų transporto priemonių, pėsčiųjų, dviratininkų eismą, padidinti sankryžos pralaidumą, minimalizuoti konfliktinių taškų skaičių sankryžoje, sumažinti sankryžos sudėtingumą.

Siekiant padidinti saugų pėsčiųjų ir dviratininkų eismą sankryžoje įrengiami jiems skirti šviesoforai pritaikyti ir neįgaliesiems, įrengiamos saugumo salelės, prieš perėjas įrengiami greičio mažinimo kalneliai, įrengiama antyslidiminė danga, įrengiamas koncentruotas perėjų apšvietimas ir atitvarai.

Siekiant optimizuoti transporto priemonių eismą sankryžoje buvo išanalizuota keletas sankryžos modelių – žiedinė sankryža, sankryža su nuvažomis, įvažomis, sankryža kurioje įrengiama papildoma juosta sukti į kairę, į dešinę, kaikurių modelių įgyvendinimas yra neįmanomas dėl šalia esančių gyvenamųjų namų, kultūros namų ir parkelio, kuris Respublikos g. gyventojams tarnauja kaip triukšmo mažinimo priemonė.

6. Išvados

1. Planuojamos panaudoti eismo saugumo priemonės Taikos – Perkūno – Respublikos gatvių sankryžoje: antislydiminė danga, kelių ženklavimas, kelio ženklai, šviesoforai, greičio mažinimo kalneliai, apsauginiai atitvarai, atšvaitai, kelių ir pėsčiųjų perėjų apšvietimas, saugumo salelių įrengimas.
2. Atliktas transporto srautų tyrimas ir transporto mazgo analizė parodė, kad didžiausia sankryžos eismo problema susidaro sankryžoje kai sukant į kairę reikia praleisti priešpriešinį eismą.

Literatūra

1. Kelio ženklavimas, kelių ženklai, šviesoforai, greičio ribokliai, ratų atmušėjai, atšvaitai, kelių ženklavimas, kelių ženklai, šviesoforai, atšvaitai, ženklavimasParašai puslapio pavadinimą. Prieiga per internetą: <<http://www.punktyras.lt/>> [žiūrėta 2011-11-28].
2. **Paliulis G. M.** Eismo inžinerija. – Vilnius: Technika, 2007. – 119 p. ISBN 978-9955-28-145-0.
3. Eismo inžinerija – VGTU – Vilniaus Gedimino Technikos Universitetas. Prieiga per internetą: <www.ebooks.vgtu.lt/reader/eismo-ininerija/5> [žiūrėta 2011-11-28].

STABDYMO EFEKTYVUMO PRIKLAUSOMYBĖS NUO AUTOMOBILIO MASĖS TYRIMAS

A. Augulis, A. Tautkus

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: stabdymo efektyvumas, automobilio masė, transporto priemonės lėtėjimas.

1. Įvadas

Stabdymas – tai dirbtinis automobilio greičio mažinimas arba automobilio išlaikymas vietoje kelio atžvilgiu. Stabdymas yra viena iš pagrindinių saugaus eismo sąlygų. Kuo mažesnis bus stabdymo kelias, tuo saugesnis bus eismas.

Automobilio stabdymo efektyvumas apibūdina automobilio galimybę greitai sumažinti važiavimo greitį ir jo paruoštumą ekstremaliai situacijai. Patikima ir efektyvi stabdžių sistema leidžia vairuotojui, važiuojančiam automobiliu dideliu greičiu, esant reikalui sustabdyti automobilį nuvažiavus mažą atstumą. Stabdymo efektyvumas yra labai svarbus eismo saugumo požiūriu, nes jis gali nulemti avarijos padarinių mastus. Prie saugumo kelyje užtikrinimo prisideda ne vien tik įvairios automobilio saugumo sistemos bet ir stabdymo kelias, kuris priklauso nuo stabdymo efektyvumo. Negalima pasikliauti vien automobilio technine būkle, stabdžių pedalų, pasyviomis saugos sistemomis padedančiomis stabdymo metu ar geromis padangomis, nes kelyje nuolat keičiasi vairavimo sąlygos, taip pat keičiasi ir vairuojamo automobilio fizinės savybės, o dėl visų šių faktorių sustojimo kelias kinta.

Darbo tikslas – atlikti tyrimą, siekiant įvertinti automobilio stabdymo efektyvumą, priklausomai nuo jo pakrovimo lygio.

2. Automobilio stabdymo kelio sąvoka

Šiuolaikiniai automobiliai turi keturias stabdžių sistemas: darbinę, atsarginę, stovėjimo ir papildomą. Dideli sunkvežimiai turi visas keturias atskiras stabdžių sistemas. Kai kuriose stabdžių sistemose įrengiami stiprintuvai palengvinti valdymą ir padidinti stabdžių efektyvumą. Lengvuosiuose automobiliuose paprastai kaip atsarginė sistema naudojama stovėjimo stabdžių sistema, o kaip papildoma – stabdymas varikliu.

Svarbiausia automobilio valdymui ir eismo saugumui užtikrinti yra darbinė stabdžių sistema. Ji naudojama normaliam ir ekstremaliam automobilio stabdymui.

Normaliu vadinamas stabdymas esant nedideliam lėtėjimo pagreičiui (apie $1\text{--}4\text{ m/s}^2$). Ekstremaliu vadinamas stabdymas esant dideliui lėtėjimo pagreičiui, paprastai maksimaliam, kuris lengviesiems automobiliams ant sausos asfalto dangos būna didesnis kaip 7 m/s^2 . Eismo saugumo požiūriu svarbesnis yra ekstremalus stabdymas, kadangi taip stabdoma pavojingose situacijose, kad būtų išvengta staiga atsiradusios ar pamatytos kliūtys ar susidūrimo.

Važiuojant automobiliu visada susiduriama su įvairias kelio dangų tipais, kartais važiuojamojoje kelio dalyje yra vietų, kurių dangų sukibimo su ratais koeficientas yra skirtingas. Pavyzdžiui, važiuojamosios kelio dalies ruožas padengtas smėliu, purvu, vietomis apledėjęs ir panašiai. Atitinkamai kiekvienu atveju yra skirtingas ratų sukibimo su kelio danga koeficientas, nuo kurio priklauso stabdymo kelias.

Taip pat vairuojant automobilį nereikia pamiršti jo bendrosios masės bei automobiliu vežamo krovinio masės, ypač vairuojant krovininį automobilį. Automobilio masė turi labai didelę įtaką automobilio lėtėjimui stabdymo metu. Pavyzdžiui didelės masės kūnas įgauna didesnę pagreitį nei mažesnės masės, tad sunkesnio ar pakrauto automobilio vairuotojas turėtų tai įvertinti ir kelyje elgtis atsakingai ir apgalvotai, nes stabdant pakrautą automobilį jo lėtėjimas bus mažesnis nei nekrauto.

3. Automobilio lėtėjimo priklausomybės nuo jo masės tyrimas

Kelių transporto priemonių stabdymo efektyvumo vertinimo pagrindinės charakteristikos yra šios: stabdymo kelias (m), lėtėjimas (lėtėjimo pagreitis m/s^2), ir (arba) stabilumas stabdant. Pastaroji charakteristika dažniausiai naudojama, kai tikrinamas kombinuotų transporto priemonių, t.y. autotraukinių bei sujungtų transporto priemonių stabdymo efektyvumas.

Viena iš stabdymo efektyvumo charakteristikų – transporto priemonės lėtėjimas, kuris žymimas j_{st} apskaičiuojamas pagal formulę [2]:

$$j_{sp} = \frac{F_B}{P}; \quad (1)$$

čia: F_B – suminė stabdymo jėga, N ; P – transporto priemonės masė, kg .

Kadangi tyrimui aš pasirinkau krovininį automobilį VW Crafter su diskinais stabdžiais, tai momentas (reikalingas apskaičiuoti suminei stabdymo jėgai), kuris stabdo diską apskaičiuojamas pagal formulę [3]:

$$M_{st} = \left(\frac{p \pi d^2 \mu}{2} \right) r_d ; \quad (2)$$

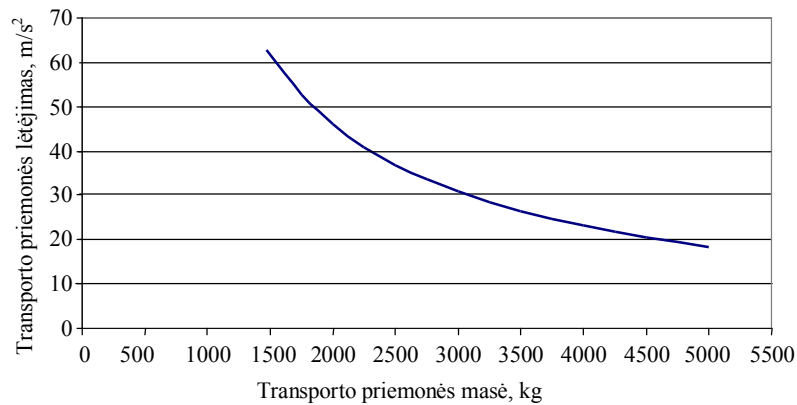
čia: p – slėgis stabdžių cilindruose; d – stūmoklio skersmuo; μ – trinties koeficientas tarp disko ir trinkelų frikcinių antdėklų; r_d – atstumas nuo trinties jėgos F_{tr} pridėties taško iki disko ašies.

Stabdymo jėga rato ir kelio lietimosi vietoje, apskaičiuojama pagal formulę [3]:

$$F_{st} = \frac{M_{st}}{r} ; \quad (3)$$

čia: r – rato spindulys.

Mano pasirinkto automobilio paruošto eksploatacijai masė yra 1471 kg, o bendroji automobilio masė – 3500 kg. Kadangi krovininiai automobiliai yra dažnai perkraunami, t. y. kraunant viršijama bendroji masė, tai savo tiriamajame skaičiavime į tai atsižvelgiau.



1 pav. Transporto priemonės lėtėjimo priklausomybė nuo transporto priemonės masės

Siekiant saugumo kelyje, nepriklausomai nuo to, kiek transporto priemonė pakrauta, turi vienodai efektyviai stabdyti, tačiau praktikoje yra visiškai kitaip.

Kaip matyti iš 1 pav. transporto priemonės lėtėjimo pokytis yra didžiausias iki tol kol kraunant pasiekama bendroji automobilio masė, toliau

palaipsniui didinant transporto priemonės masę, stabdymo efektyvumas mažėja nežymiai.

1 lentelė

Apskaičiuoti transporto priemonės lėtėjimo koeficientai
priklausomai nuo jos masės

Transporto priemonės masė, kg	Transporto priemonės lėtėjimas, m/s ²
1471	62,69
2000	46,12
2500	36,89
3000	30,74
3500	26,35
4000	23,05
4500	20,49
5000	18,44

4. Išvados

1. Automobilio stabdymo efektyvumas priklauso nuo kelio dangos, oro sąlygų, stabdžių konstrukcijos, bei nuo jo pakrovimo lygio.
2. Atlikus skaičiavimus, siekiant nustatyti automobilio stabdymo efektyvumą, gauta, kad automobilio lėtėjimo koeficientas sparčiai mažėja iki tol kol kraunant pasiekama automobilio bendroji masė.
3. Įvertinus automobilio bendrąją masę ir perkrovimo masę galima teigti jog automobilio lėtėjimas mažėja nebe taip sparčiai, lyginant su pradinėmis reikšmėmis.
4. Atsižvelgiant į skaičiavimų rezultatus reikia įvertinti tai, kad vairuotojas visada turi įvertinti automobilio pakrovimą ir perkrovimą, nes nuo to priklauso stabdymo efektyvumas, kuris nulemia stabdymo kelią, o šis lemia eismo saugumą keliuose, bei blogiausiu atveju eismo įvykio mastus, bei padarinius.

Literatūra

1. **Jurkauskas A.** Automobilų eksploatacinės savybės. – Kaunas: Technologija, 1998. – 295 p.
2. Kelių transporto priemonių valstybinių techninių apžiūrų taisyklės ir kiti norminiai teisės aktai. – Vilnius: UAB „Ergos spaustuvė“, 2000. – 110 p.
3. **Giedra K.** ir kt. Traktoriai ir automobiliai. – Vilnius: Akademija, 1995. – 142 p.

PASIPRIEŠINIMO KOEFICIENTO PRIKLAUSOMYBĖS NUO AUTOMOBILIO GEOMETRINIŲ PARAMETRŲ TYRIMAS

A. Petryla, D. Vaičiulis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: automobilio pasipriešinimo koeficientas, Reinoldso skaičius, CFD.

1. Įvadas

Aerodinaminis automobilio efektyvumas apibrėžiamas pasipriešinimo koeficientu. Pasipriešinimo koeficientas priklauso nuo kūno formos ir ploto, apriboto objekto kontūro projekcijos plokštumoje, statmenoje judėjimo krypciai (šis plotas dar vadinamas midelio plotu) [1].

Skaičiuojamoji skysčių dinamika (CFD – computational fluid dynamics) yra paremta pagrindinėmis skysčių dinamikos lygtimis – tolydumo, judesio kiekio ir energijos. Tai yra diferencialinėmis dalinių išvestinių lygtys. Šių lygčių sprendiniai apskaičiuojami taikant skaitinius metodus. Šiuo metu plačiausiai taikomas skaitinis metodas – baigtinių elementų metodas (BEM).

Darbo tikslas – nustatyti kokia įtaka pasipriešinimo koeficientui C_d , turi automobilio geometriniai parametrai ir važiavimo greitis.

2. Pasipriešinimo jėga

Norint apskaičiuoti oro pasipriešinimo jėgą reikia žinoti pasipriešinimo koeficientą C_d , terpės kurioje juda objektas tankį ρ (oro $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$), objekto judėjimo greitį v ir midelio plotą A_M [2]:

$$F_D = \frac{\rho v^2 C_d A_M}{2}. \quad (1)$$

3. BEM modelis

Terpės (šiuo atveju oro) judėjimo pobūdis (laminarinis ar turbulentinis) priklauso nuo greičio netoli kliūties. Paprastai judėjimo pobūdis nustatomas pagal Reinoldso skaičių [3]:

$$R_e = \frac{\rho v L_c}{\mu}; \quad (2)$$

čia: v – srauto judėjimo greitis m/s; μ – dinaminis klampis (oro $\mu = 1,789 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$); L_c – charakteringasis automobilio matmuo:

$$L_c = \frac{4 A}{P}; \quad (3)$$

A – automobilio profilio plotas (1 pav.); P – automobilio profilio perimetras.

Pagal [2] šaltinį laminarinis tekėjimas vyksta, kai $R_e \leq 500\,000$, o turbulentinis prasideda, kai $R_e > 500\,000$.

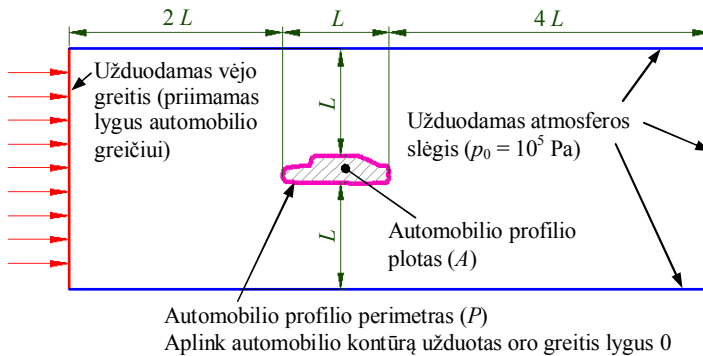
Pasipriešinimo koeficiento C_d priklausomybės nuo automobilio geometrijos ir judėjimo greičio tyrimams buvo naudojamas baigtinių elementų metodo programinis paketas ANSYS. Nustatant C_d buvo padarytos šios prielaidos:

- automobilio kėbulo aukštis nuo (pagrindo) t.y. nuo kelio nevertinamas;
- oras yra nesuspaudžiamas;
- C_d apskaičiuotas plokščiam modeliui priimant, kad modelio plotas atitinka realaus automobilio plotą ties centriniu pjūviu;
- nevertinamas automobilio paviršiaus šiurkštumas ir paviršiaus netolydumas.

BEM modelio geometrija ir kraštinės sąlygos pateikti 1 pav. BEM apskaičiuojamas oro srauto slėgis į automobilio kontūrą p ir šlyties įtempimai ties automobilio kontūru τ_w . Pasipriešinimo jėga [2]:

$$F_d = \int p \cos \theta \, dA + \int \tau_w \sin \theta \, dA; \quad (4)$$

čia: θ – kampas tarp automobilio kontūro (bet kuriame taške) normalės ir judėjimo krypties vektoriaus.



1 pav. Plokščias BEM modelis

3. Tyrimų rezultatai

Tyrimams buvo pasirinktas automobilio Audi 80 prototipas [4]. Nustatyta kokią įtaką automobilio aerodinamikai turi priekinio stiklo kampas α ir stogo ilgis L (žr. 2 ir 3 pav.). Priekinio stiklo kampas buvo keičiamas nuo 22° iki 72° (standartinio automobilio priekinio stiklo kampas 28°). Stogas buvo ilginamas simetriškai nuo centro į abi puses.



2 pav. Automobilio priekinio stiklo kampo keitimo schema



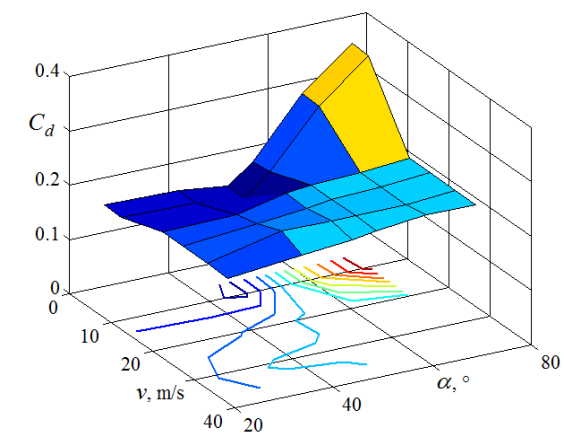
3 pav. Automobilio stogo ilgio keitimo schema

Esant nedideliam greičiui ($v \leq 10$ m/s, laminarinis tekėjimas) pasipriešinimo koeficientas C_d didėja didėjant stiklo kampui α . Prie didelių greičių ($v > 10$ m/s, turbulentinis tekėjimas), kai $\alpha \leq 45^\circ$, C_d didėja, ir kai $\alpha > 45^\circ$ C_d kinta neženkliai (žr. 4 pav.).

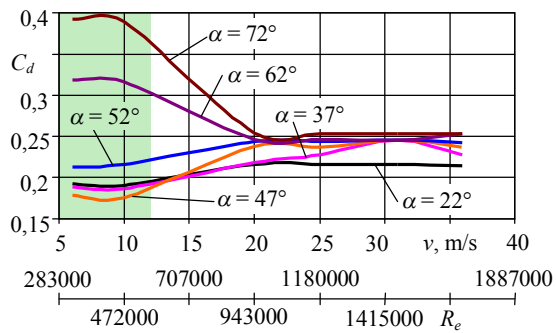
Prie nedideliu automobilio greičių ($v \leq 10$ m/s) ir didinant automobilio stogo ilgį L , pasipriešinimo koeficientas C_d mažėja. Esant didesniems greičiams ($v > 20$ m/s) automobilio stogo ilgis C_d įtakoja nežymiai (žr. 5 pav.).

4. Išvados

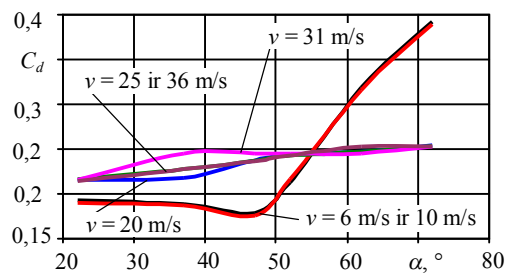
1. Prie nedidelio greičio ($v \leq 10$ m/s) pasipriešinimo koeficientas C_d didėja didėjant stiklo kampui α . Kai automobilio greitis didesnis už 10 m/s ir $\alpha \leq 45^\circ$, C_d didėja, o kai $\alpha > 45^\circ$ automobilio priekinio stiklo kampo α dydis pasipriešinimo koeficientą C_d įtakoja nežymiai.



a

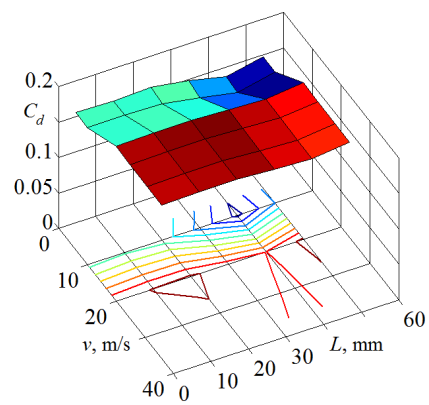


b

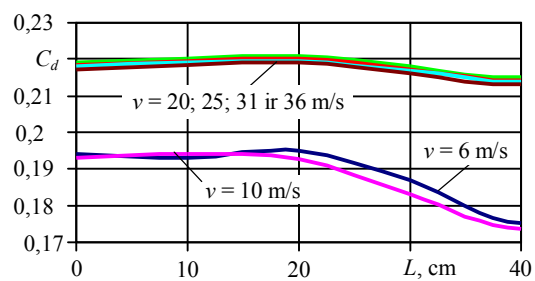


c

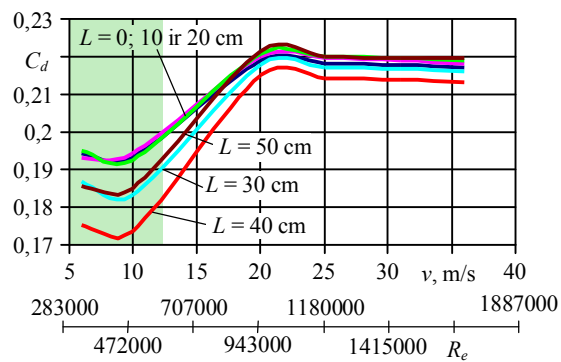
4 pav. Pasipriešinimo koeficiento C_d priklausomybė nuo priekinio stiklo kampo α ir automobilio greičio v (arba Reinoldso skaičiaus R_e)



a



b



c

5 pav. Pasipriešinimo koeficiento C_d priklausomybė nuo stogo ilgio L ir automobilio greičio v (arba Reinoldso skaičiaus R_e)

2. Ilginant automobilio stogą L prie nedidelių greičių ($v \leq 10$ m/s) pasipriešinimo koeficientas C_d mažėja, nuo 10 m/s iki 20 m/s C_d didėja ir esant didesniems greičiams $v \leq 20$ m/s, automobilio stogo ilgis C_d įtakoja nežymiai.
3. Pasipriešinimo koeficiento C_d reikšmės gaunasi mažesnės nei literatūroje ($C_d = 0,29$) [5]. Tam įtakos turėjo: pasipriešinimo koeficientas C_d apskaičiuotas plokščiam modeliui, neįvertintas automobilio kėbulo aukštis nuo žemės, neįvertintas paviršiaus, dažų dangos pasipriešinimas, kaip oras praeina per variklio skyrių kėbulo plyšius ir saloną.

Literatūra

1. Aerodynamics. Prieiga per Internetą <http://www.autozine.org/technical_school/aero/tech_aero.htm> [žiūrėta 2011-11-11].
2. **Sulaiman S. A., Chen H. J.** Determinations of Drag and Lift using ANSYS CFD Flotran Simulation Department of Mechanical Engineering Universiti. Prieiga per Internetą <<http://eprints.utp.edu.my/1531/1/ANSYS05Shaharin%26Chen.pdf>> [žiūrėta 2011-11-24].
3. Fluid Analysis Guide. ANSYS, Inc. Prieiga per Internetą <http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/ans_flu.pdf> [žiūrėta 2011-12-01].
4. Audi 80 Typ 89/B4 (1991). Prieiga per Internetą <http://www.smcars.net/forums/attachments/audi/116986d1295874237-audi-80-1990-1990_audi-80.jpg> [žiūrėta 2011-12-01].
5. Audi Prieiga per Internetą <<http://www.carinf.com/en/286048308.html>> [žiūrėta 2011-12-01]

PADANGŲ ĮTAKA AUTOMOBILIŲ STABDYMO EFEKTYVUMUI TYRIMAS

A. Petrauskas, A. Tautkus

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: automobilio stabdymo procesai, padangos, stabdymo efektyvumas, stabdymo kelias.

1. Įvadas

Viena svarbiausių eismo saugumo gerinimo problemų Lietuvoje – būtinybė sumažinti eismo įvykių pasekmes kelių eismo įvykių metu.

Norint tiksliau įvertinti atsitiktines reikšmes, būtina atlikti daug matavimų. Tačiau ekspertas, analizuodamas eismo įvykį ir turėdamas kokio nors dydžio reikšmę, pavyzdžiui, spėjama automobilio judėjimo greitį, pagal jį turi nustatyti stabdymo kelią arba, žinodamas automobilio ratų slydimo pėdsako ilgį, pagal jį turi nustatyti pradinį automobilio greitį.

Vienas iš pagrindinių eismo įvykių analizės uždavinių – techniniu bei teisiniu požiūriais įvertinti jų dalyvių judėjimo parametrus tiesiogiai prieš eismo įvykį ir nustatyti šio atsiradimo sąlygas.

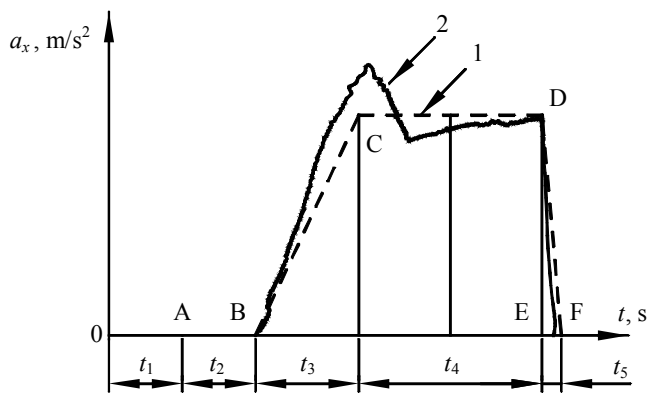
Darbo tikslas – įvertinti kuo daugiau pagrindinius stabdymo efektyvumo parametrus lemiančių veiksnių (padangos konstrukciją, vairuotojo reakciją, stabdžių veikimo parametrus, automobilio lėtėjimo ypatumus stabdymo metu), nustatyti tikslesnes jų reikšmes ir galimas kitimo ribas.

2. Automobilio stabdymo proceso skaičiavimo veiksniai

Automobilio stabdymas – sudėtingas procesas, kurį lemia daug atsitiktinių veiksnių. Šie veiksniai skiriasi savo reikšme bei įtaka galutiniam stabdymo rezultatui (pavyzdžiui, stabdymo keliui), todėl pagrindinis tikslas – apibrėžti pagrindinių veiksnių įtaką galutinėms stabdymo parametrų reikšmėms.

Panagrinėkime paprasčiausią lengvojo automobilio stabdymo atvejį, kai jis važiuoja tiesia trajektorija, lygiu, horizontaliu keliu. Geriausiai šį atvejį apibūdina automobilio lėtėjimo pagreičio išilgine kryptimi a_x kitimo laiko atžvilgiu diagrama.

Pradiniu laiko momentu (1 pav. taškas O) automobilio, judėjusio tam tikru pradiniu greičiu v_a , vairuotojas pastebi kliūtį ir priima sprendimą stabdyti, perkelia koją ant stabdžių pedalo (atkarpa OA).



1 pav. Automobilio stabdymo proceso diagrama: bendras vaizdas:
1 – teorinė, 2 – gauta remiantis eksperimentiniais bandymais

Tai – *vairuotojo reakcijos laikas* t_1 arba laiko intervalas nuo pavojaus signalo atsiradimo momento iki momento, kada vairuotojas pradėjo spausti stabdžių pedalą ar pasuko vairą. Atkarpa AB nuo stabdymo pradžios iki greičio mažėjimo pradžios vadinama *stabdžių pavaros vėlavimo laiku* t_2 arba darbinis cilindrus ir tuo pačiu kompensuojami galimi tarpeliai stabdžių sistemoje. Per laiko tarpą $t_1 + t_2$ stabdžiai visiškai įjungti ir automobilio greitis ima mažėti.

Ekspimentinė automobilio lėtėjimo priklausomybė nuo laiko gana sudėtinga, todėl, siekiant supaprastinti skaičiavimus, priimta, kad teorinė automobilio lėtėjimo kreivė (1) kyla pagal tiesę (atkarpa BC, laikas t_3), po to, pasiekusi didžiausią reikšmę, lieka nusistovėjusi ir lygi a_{xm} (atkarpa CD). Stabdymo pabaigoje (taškas D) lėtėjimo kreivė krenta iki nulio (taškas F). Atkarpa BC vadinama *lėtėjimo pagreičio didėjimo laiku* t_3 , o intervalas nuo stabdymo pradžios iki laiko momento, kai lėtėjimas nusistovi (t_2 ir t_3 suma – atkarpa AC) – *stabdžių sistemos suveikimo laiku*. Atkarpa CD – tai automobilio judėjimo nusistovėjusiu lėtėjimo pagreičiu laikas t_4 . Atkarpa EF vadinama *atstabdymo laiku* t_5 (automobiliui sustojus vairuotojas nukelia koją nuo stabdžių pedalo).

Kaip matome 1 pav., (2) reali lėtėjimo pagreičio kreivė (1) skiriasi nuo teoriškai priimtą, todėl labai svarbu įvertinti galimus skirtumus tarp minėtų kreivių. Kitaip tariant, svarbu nustatyti, kiek gali skirtis teorinės ir realios stabdymo parametrų reikšmės.

Laikų t_1 , t_2 , t_3 reikšmės priklauso nuo daugelio veiksnių, kurie nustatomi eksperimentiškai. Konkretaus eismo įvykio konkrečią šių laikų

reikšmę nustatyti yra sudėtinga, tad skaičiuojant dažniausiai imama vidutinė reikšmė.

3. Eksperimentinio bandymo tikslas ir metodika

Eksperimentinių tyrimų tikslas – nustatyti lengvųjų automobilių judėjimo parametrus stabdymo metu – pradinį greitį v_a , išilginį lėtėjimo pagreitį a_x , stabdymo kelią S_T ir kitus dydžius esant fiksuotoms stabdymo trukmės t reikšmėms. Gauti duomenys reikalingi sudarant matematinius modelius, kuriais remiantis prognozuojamos vidutinės stabdymo kelio S_T reikšmės ir nustatomos jų paklaidos.

Bandymams pasirinkti 5 techniškai tvarkingų lengvųjų automobilių padangų, kurių eksploatavimo laiko vidurkis – 2 metai. Bandymai buvo atliekami ant horizontalios ir lygios (šiuo atveju dangos mikro nelygumai nebuvo vertinami) nepašiurkštinto asfaltbetonio kelio dangos (ant sausos vasaros metu ir ant slidžios žiemos metu). Taip pat buvo atsižvelgta ir į padangų protektoriaus rašto tipą – vasarinis, ar skirtas važiuoti žiemą „M+S“. Esant sausai ir slidžiai kelio dangai, tirti automobiliai su vasarinėmis ir žieminėmis padangomis, taip nustatant koks yra efektyvumas abiejų padangų tipų skirtingai metų laikais.

Eksperimentinių tyrimų eiga ir sąlygos:

1. Automobiliai buvo bandomi esant 40, 60 ir 80 km/h pradiniam judėjimo greičiui. Kiekvienu atveju, pasiekus atitinkamą greitį, buvo staigiai stabdoma darbinio stabdžiu, stabdžių pedalas laikomas nuspaustas, kol automobilis visiškai sustoja.
2. Automobilių apkrova visų bandymų metu buvo vienoda – vairuotojas ir keleivis ant priekinės sėdynės. Automobilių masės ir jų pasiskirstymas ašims priimti kaip neturintys didelės įtakos automobilių stabdymo parametrams (lėtėjimo pagreičiui, stabdymo keliui).
3. Bandymai buvo atliekami po 3 kartus esant minėtiems judėjimo greičiams (vienu automobiliu 9 bandymai).
4. Visais atvejais laiko žingsniu $t = 0,02$ s buvo fiksuojami šie stabdymo parametrai – stabdymo lėtėjimo pagreitis a_x , šio pagreičio kitimas laiko atžvilgiu ir jo maksimali reikšmė.
5. Išmatuoti automobilių su ABS, stabdytų ant sausos ir slidžios kelio dangos, stabdymo pėdsakų ilgiai, kurių reikšmės palygintos su vėliau apskaičiuotomis faktinėmis stabdymo kelio S_T reikšmėmis.
6. Oro slėgis padangose buvo nustatytas pagal gamyklos gamintojos rekomendacijas konkrečiam automobiliui.
7. Matavimai buvo atliekami kilnojamuoju lėtėjimo pagreičio matavimo prietaisu **VZM 100**, kuriuo galima matuoti stabdymo pagreitį automobilių tiek su hidrauline, tiek ir su pneumatine stabdžių sistema, taip pat automobilių su ABS.

8. Lėtėjimo pagreičio a_x reikšmės iš prietaiso VZM 100. Integruojant pagal turimas reikšmes, nustatytas tikrasis automobilio pradinis judėjimo greitis ir atstumas, kuris buvo nuvažiuotas stabdymo metu – stabdymo kelias S_T .

4. Judėjimo greičio ir stabdymo kelio skaičiavimas

Turint lėtėjimo pagreičio a_x kitimo priklausomybę nuo laiko, galime nustatyti kiekvieno bandymo tikrąjį, o ne spidometro rodomą, pradinį automobilio judėjimo greitį v_a prieš stabdymą. Tai atliekame integruodami funkcijų $a_x = f(t)$ grafikų trapecijų metodu. Bendra skaičiavimo formulė būtų (1):

$$v_a = \int_a^b f(x) dx \approx \frac{b-a}{n} \left[\frac{f(a)+f(b)}{2} + f(x_1) + f(x_2) + f(x_{n-1}) \right] =$$

$$= h \left[\frac{f(a)+f(b)}{2} + f(x_1) + f(x_2) + f(x_{n-1}) \right]; \quad (1)$$

čia: a, b – pirmą ir paskutinę lėtėjimo pagreičio a_x reikšmės; n – reikšmių skaičius; h – matavimų žingsnis; $f(x_1), f(x_2), f(x_n)$ – lėtėjimo pagreičio reikšmės kiekvienu laiko momentu t .

Kadangi visais atvejais pirmą ir paskutinę lėtėjimo pagreičio reikšmę yra lygi nuliui, lygtis (2) supaprastėja:

$$\int_a^b f(x) dx \approx h [f(x_1) + f(x_2) + f(x_{n-1})]. \quad (2)$$

Taip pat yra galimybė apskaičiuoti ir judėjimo greičio v_a bei nuvažiuoto kelio kitimą per tam tikrą laiką stabdymo metu kiekvienai laiko žingsnio reikšmei konkrečiu atveju. Bendroji skaičiuojamoji lygtis gali būti užrašyta taip (3):

$$v(t) = v_a - \int_0^t a_x(u) du; \quad (3)$$

čia v_a – fiksuota pradinio judėjimo greičio reikšmė m/s; $a_x(u)$ – lėtėjimo pagreičio reikšmė momentu u , m/s². Ji žinoma kiekvienam diskrečiam laiko momentui žingsniu $t = 0,02$ s.

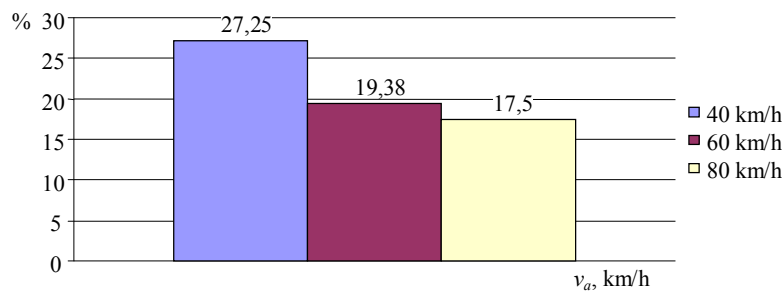
Nuvažiuoto kelio stabdymo metu S_T reikšmės kiekvienai laiko t reikšmei skaičiuojamos pagal tokią lygtį (bendrasis pavidalas):

$$S(t) = t v(t) + \int_0^t u a_x(u) du; \quad (4)$$

čia $t v(t)$ – greičio ir laiko reikšmės sandauga tam tikru laiko momentu t kiekvienai integravimo žingsnio $t = 0,02$ s reikšmei.

Spidometro rodmenys visada lydimi didesnių ar mažesnių paklaidų, kurių dydis reglamentuojamas Europos Sąjungos direktyva 75/443/EEC. Prieš bandymus šios paklaidos mums nežinomos. Jų dydis priklauso nuo įvairių veiksnių, kurie turi didelę reikšmę galutinio skaičiavimo rezultatui (šiuo atveju tai būtų stabdymo kelias S_t) tikslumui. Todėl svarbu išsiaiškinti, ar labai vairuotojas klydo pasirinkdamas judėjimo greitį, kokia gali būti spidometro paklaida ir tuo pačiu, ar gauti stabdymo parametrų duomenys pakankamai tikslūs, kad juos būtų galima panaudoti atliekant skaičiavimus.

Bandymų rezultatai rodo, kad daugeliu stabdymo atvejų vairuotojas gana netiksliai pasirinko judėjimo greitį pagal spidometro rodmenis (arba galime teigti, kad bandytų automobilių spidometrai netikslūs) – bendra paklaida (visų paklaidų vidurkis) sudaro: kai greitis – 40 km/h ~ 27 %, 60 km/h ~ 19 %, 80 km/h ~ 17%.



2 pav. Spidometro rodomo ir tikrojo judėjimo greičių skirtumas, %

Greičio v_a matavimo (arba – spidometro) paklaidų atsiradimo priežastys, jų kitimo dėsningumai labai svarbūs nagrinėjant automobilio judėjimo charakteristikas, jų sklaidos ypatumus. Remiantis šiomis paklaidomis galima sudaryti judėjimo parametrų išsibarstymo laukus, vaizdžiai charakterizuojančius šių reikšmių kitimo dėsningumus.

Kita vertus, reikalinga išsami spidometrų paklaidų įtakos prognozuojamoms stabdymo kelio reikšmėms ir galutinio rezultato paklaidoms analizė.

4. Automobilio stabdymo efektyvumo tyrimas

Atliekant bandymą pradžioje buvo išmatuotas teorinis stabdymo kelias, kuris turi įtakos padangų stabdymo efektyvumui. Buvo pasirinkti automobilio greičiai 40 km/h, 60 km/h ir 80 km/h dėl busimo tyrimo. Tikslas

buvo sužinoti tikrąjį teorinį stabdymo kelią ir palyginti grafiškai koks yra kitimas tarp teorinio ir eksperimentinio tyrimo efektingumas ir kryptingumas. Svarbu, kad stabdant būtų kuo trumpesnis stabdymo kelias (didesnis lėtėjimas).

Lėtėjimas stabdant, apskaičiuojamas:

$$j = \frac{1}{K_e} \varphi g ; \quad (5)$$

čia: K_e – stabdymo efektyvumo (eksplotacinis) koeficientas; φ – trinties koeficientas; g – laisvo kritimo pagreitis.

Stabdymo laikas:

$$t = \frac{1}{j} v_1 ; \quad (6)$$

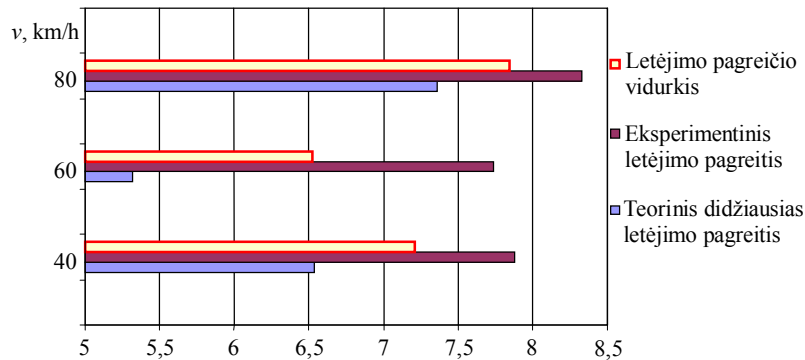
čia v_1 – pradinis greitis.

Stabdymo kelias:

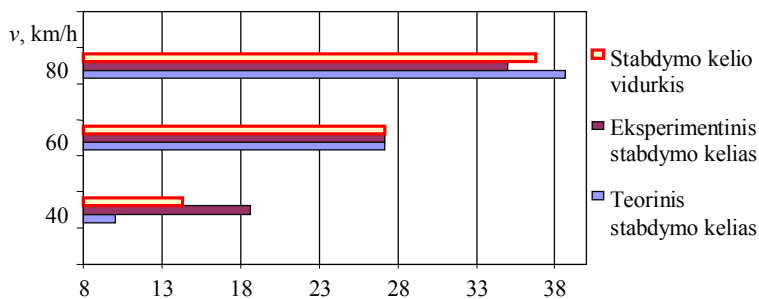
$$s = K_e \frac{v_1^2}{2j} . \quad (7)$$

Priėmus $K_e = 1,2$, $v_1 = 40 \text{ km/h}$ ir $\varphi = 0,8$ gauname: $j = 6,54 \text{ m/s}^2$, o teorinis stabdymo kelias yra 11,3 metrai.

Atlikus eilę eksperimentų buvo nustatyta, kad didėjant greičiui stabdymo kelias labai supanašėja su apskaičiuotu teoriniu stabdymo keliu. Tačiau važiuojant 40 km/h greičiu teorinis ir eksperimentinis stabdymo kelias skiriasi. Bandymo metu lėtėjimo pagreitis buvo $6,80 \text{ m/s}^2$, o stabdymo kelias 20,74 m (nesutapimas su atitinkamais analitiškai nustatytais parametrais



3 pav. Maksimalaus lėtėjimo pagreičio priklausomybė nuo automobilio pradinio judėjimo greičio



4 pav. Stabdymo kelio priklausomybė nuo automobilio pradinio judėjimo greičio

3,8% ir 45,5%). Šį reiškinį sunku vienareikšmiškai vertinti: tikėtina, kad tai žmogiškojo faktoriaus įtaka.

Pagal nustatytus automobilio judėjimo parametrus 3 ir 4 pav. pateikti lėtėjimo pagreičio ir stabdymo kelio kitimo dėsningumai.

5. Išvados

1. Tarp teorinio ir eksperimentiškai nustatytų stabdymo kelio ir lėtėjimo pagreičio gauti pakankamai dideli skirtumai. Tai galim paaiškinti tuo, kad skaičiuojant analitiškai nevertinta kelio dangą, pasirinktos automobilio padangos, automobilio pradinis svoris, padangos protektoriaus gylis.
2. Važiavimo greitis prieš stabdant, apskaičiuotas pagal eksperimentiškai nustatytus stabdymo parametrus nuo eksperimento metu išvystyto greičio skiriasi: važiuojant 40 km/h ~ 27 %, 60 km/h ~ 19 %, 80 km/h ~ 17 %.

Literatūra

1. **Gastila L.** Automobiliai ir traktoriai. Teorija ir konstravimo pagrindai. – Vilnius: Mokslas, 1978. – 280 p.
2. Transporto inžinerija – VGTU – Vilniaus Gedimino Technikos Universitetas. Prieiga per internetą: <<http://www.ebooks.vgtu.lt/catalog/show/transporto%20in%C5%BEinierija/18>> [žiūrėta 2011-11-28].
3. **Radavičius M., Nagurnas S.** Lengvųjų automobilių stabdymo parametrų vertinimas // Lietuvos matematikos rinkinys, 44 (spec. nr.), 2004, p. 577-583.

VIENODO ATSPARUMO DVIKOMPONENTĖS SIJOS STANDUMO TYRIMAS

I. Šimoliūnas, J. Bareišis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: sija, standumas, medis, plienas.

1. Įvadas

Siekiant gauti maksimalų ekonomiškumą, šiuolaikinės technikos srityse naudojamos modernios konstravimo priemonės ir medžiagos.

Daugelyje šiuolaikinės technikos sričių kompozicinės konstrukcijos yra vienos iš efektyviausių. Optimaliai parenkant ir išdėstant komponentus, kompozicinė konstrukcija gali tenkinti daugiau eksploatacinių reikalavimų negu vienkomponeentė konstrukcija [1].

Lyginant su įprastomis konstrukcijomis, kompozitinės turi daug pranašumų. Pirmiausia tuo, kad keičiant sluoksnių medžiagą ir išdėstymą, galima pakeisti visos konstrukcijos mechanines charakteristikas: stiprumą, standumą, patvarumą, atsparumą dilimui. Antra vertus, nesunku pakeisti nemechaninius parametrus: laidumą šilumai, atsparumą cheminiam, terminiam poveikiui ir estetinę išvaizdą. Bet svarbiausia, jog kompozitinės konstrukcijos įgalina sumažinti konstrukcijos kainą, masę, efektyviau panaudoti medžiagas.

Šiame darbe tiriama medinė sija sutvirtinta plieno lakštais iš apačios.

Tyrimo objektas – šešių metrų sija, sudaryta iš dviejų medžiagų.

Tyrimo tikslas – laisvai pasirinktų matmenų stačiakampio skerspjūvio medinės sijos, sutvirtintos plieno juostomis, standumo didinimas, siekiant išlaikyti vienodus įtempimus visame sijos ilgyje.

2. Tyrimo objektas

Sijos projektavimui naudojamos dvi medžiagos: medis – eglė, metalas – plienas, kurių mechaninės charakteristikos pateiktos 1 lentelėje [1].

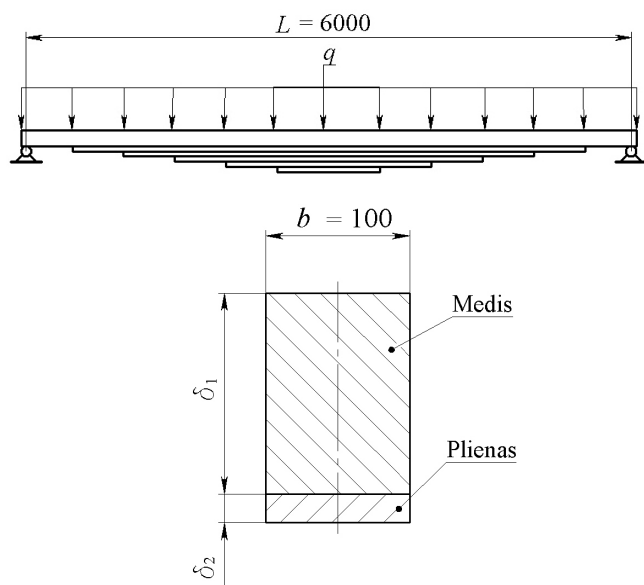
Tyrimas atliekamas nagrinėjant 6 m ilgio dviatramę dvikomponeentę stačiakampio skerspjūvio siją, apkrautą išskirstyta apkrova (sloginiu, kurio intensyvumas q). Medinės sijos skerspjūvio ($b \times \delta_1 = 0,1 \times 0,2$ m) matmenys nekinta. Sijos stiprinimas atliekamas plieno juostomis iš apačios, kurių skerspjūvio matmenys yra $b \times \delta_2$. Plieno juostos plotis lygus medinės sijos

pločiui. Jų storis δ_2 keičiamas nuo 2 mm iki 80 mm, o jų ilgiai ir storiai yra kintami ir skaičiuojami taip, kad sija būtų artima vienodo atsparumo sijai. (1 pav.).

1 lentelė

Medžiagų charakteristikos [2]

Eil.Nr.	Medžiaga	E , Pa	ρ , kg/m ³	σ_{adm} , MPa
1	Eglė	$1 \cdot 10^{10}$	400	25
2	Plienas	$2 \cdot 10^{11}$	7800	400



1 pav. Dviatramės sijos skerspjūvis

3. Tyrimo metodika

Pirmiausia apskaičiuojame kokią apkrovą gali atlaikyti medinė sija, kol ji nėra sustiprinta. Norint tai padaryti, randame medinės sijos atsparumo momentą W_x . Pagal turimus duomenis:

$$W_x = \frac{b \cdot \delta_1^2}{6} = 0,66 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3. \quad (1)$$

Tuomet didžiausias lenkimo momentas, kurį gali atlaikyti medinė sija

$$M_{max} = W_x \sigma_{eg, adm} = 16,5 \text{ kNm}, \quad (2)$$

o sloginio intensyvumas:

$$q = \frac{8 M_{max}}{l^2} = 3,66 \text{ kN/m}. \quad (3)$$

Tuomet reakcijos atramose yra lygios: $R_A = R_B = 11,0 \text{ kN}$.

Esant šioms įrašų dydžiams ir tarę, kad pirmoji sustiprinimo plieno juosta bus pridėta taške, nuo atramos nutolusiame per 0,5 m, tuomet lenkimo momentas šiame pjūvyje yra lygus 5,0 kNm, o didžiausi įtempiai medinės sijos skerspjūvyje $\sigma_{0,5eg} = 7,58 \text{ MPa}$. Šie įtempiai yra 3,28 karto mažesni nei priimti leistinieji eglei. Todėl sijos apkrova gali kisti nuo $q^* = 3,66$ iki 12,0 kN/m, o atraminės reakcijos – $R_A^* = 11 \dots 36 \text{ kN}$.

Kad galėtume nustatyti, kokiame skerspjūvyje kokio storio turi būti pridėta plieno juosta, būtina nustatyti, kaip kinta dvikomponentės sijos standumas ir kokias lenkimo momento įrašas gali atlaikyti atitinkamo skerspjūvio sija.

Dvikomponentės sijos standumas lenkimui D skaičiuojamas iš lygybės [2]:

$$D = \sum_{i=1}^n (E_i I_i); \quad (4)$$

čia: E_i ir I_i – i -ojo sluoksnio medžiagos tamprumo modulis ir ašinis inercijos momentas neutraliojo sluoksnio, einančio per sijos standumo centrą, atžvilgiu.

Stačiakampio skerspjūvio sluoksnio inercijos momentas yra skaičiuojamas iš lygybės [2]:

$$I_i = \frac{b_i \delta_i^3}{12} + b_i \delta_i (y^*)^2; \quad (5)$$

čia: δ_i – i -ojo sluoksnio storis; b_i – i -ojo sluoksnio medžiagos plotis, y^* – sluoksnio skerspjūvio vidurio atstumas iki pjūvio neutralios ašies.

Nagrinėjamo sluoksnio δ_i skerspjūvio vidurio atstumas iki pjūvio neutraliosios ašies apskaičiuojamas iš lygybės [2]:

$$y^* = y_E - 0,5 \delta_i - \sum_{m=1}^{i-1} \delta_m; \quad (6)$$

čia: y_E – standumo centro koordinatė [2]

$$y_E = \frac{B_1 \delta_1 + B_2 \delta_2 + 2 B_2 \delta_1}{2 (B_1 + B_2)}; \quad (7)$$

B_1, B_2 – standumas lenkimo atveju pirmame ir antrame sluoksnyje.

$$B = \sum_{i=1}^n (E_i A_i). \quad (8)$$

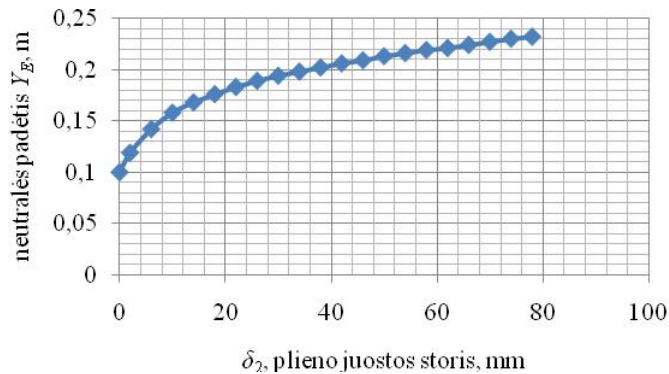
Turėdami standumo reikšmes esant įvairioms δ_i reikšmėms apskaičiuojame, kokias leistinas momento reikšmes gali atlaikyti sija, esant įvairioms D reikšmėms.

$$M_{adm,i} = \frac{\sigma_{adm,i} D}{y_{max i} E_{xi}}. \quad (6)$$

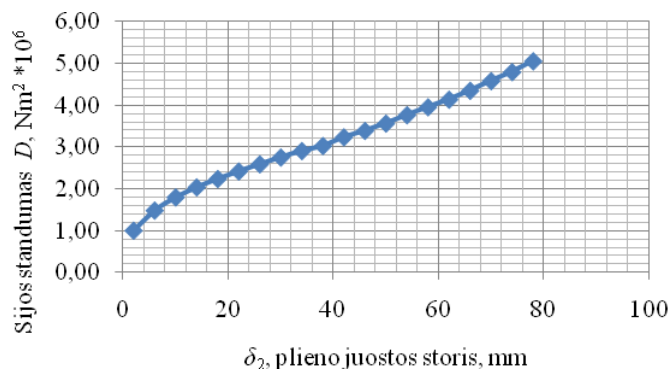
čia: $y_{max i}$ – toliausiai nutolę i -ojo sluoksnio taškai nuo neutralios ašies, E_{xi} – sluoksnio medžiagos tamprumo modulis.

4. Tyrimo rezultatai

Tyrimo rezultatai pateikti 2-5 pav. Standumo centro padėties, per kurį eina neutralusis sijos sluoksnis lenkiant, kitimas pateiktas 2 pav. Kai koordinatų pradžia yra medinės sijos viršus (1 pav.) ir jos padėtis nėra kintama, tai didėjant plieno juostų storiui, standumo centro koordinatė y_E didėja. Šis didėjimas yra intensyvesnis prie mažų plieno juostų storių, o jiems didėjant standumo centro poslinkio kitimo intensyvumas mažėja. Tai



2 pav. Sijos standumo centro koordinatės kitimas nuo plieno juostos storio

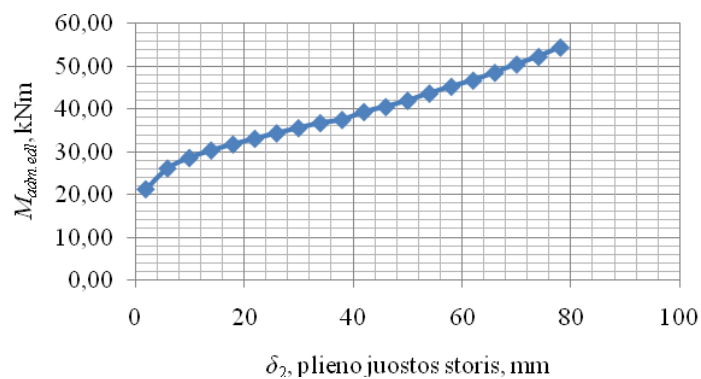


3 pav. Sijos standumo lenkimui D kitimas nuo plieno juostos storio

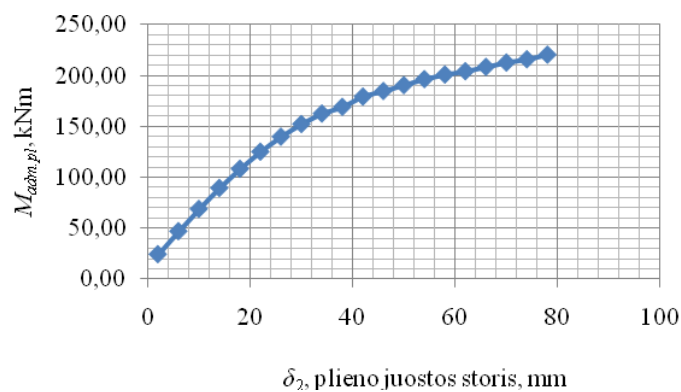
paaiškinama tuo, kad didėjant plieno juostų, kurių standumas 20 kartų didesnis nei eglės, skerspjūvio plotui, pastarosios įtaka sijos standumo centro padėčiai mažėja. Kai plieno juostos storis lygus 38mm, standumo centas iš medžio „pereina“ į metalą, t.y. jo padėtis pakinta daugiau nei 100 mm. Visa tai turi įtakos sijos standumui ir įtempių dydžiams sijos skerspjūvyje.

Sijos standumo kitimas (3 pav.) yra artimas tiesiniam. Ši priklausomybė mums reikalinga, norint nustatyti, kokias apkrovas įvairiuose pjūviuose gali atlaikyti sija, o pagal tai ir kokio storio plieno juostos turi būti viename ar kitame pjūvyje. Į lygtį (6) įstatydami įvairias standumų vertes, gautas keičiant plieno juostų storius, ir jas atitinkančias $y_{max i}$ bei eglės ar plieno tamprumo modulių ir šių medžiagų leistinių įtempimų vertes, apskaičiuojame leistinąsias lenkimo momentų reikšmes. Jos pateiktos 4, 5 pav.

Iš gautų rezultatų matyti, kad dvikomponentės sijos apkrovos dydį riboja medinės sijos parametrai, nes jos lenkimo momentų vertės (4 pav.), kurias gali atlaikyti medinė sija, neviršijant joje leistinių įtempimų, yra žymiai mažesnės nei plieno (5 pav.). 2 lentelėje pateiktos lenkimo momentų reikšmės, esant dviem apkrovos q intensyvumams. Naudojant šiuos ir 4 pav. duomenis, matome, kad sijos viduryje plieno juostų storiai turi būti lygūs 46 ir 68mm. Matyti, kad plieno juostos storio kitimas nėra tiesiog proporcingas išskirstyto krūvio q kitimui. Sloginio intensyvumui sumažėjus 20%, plieno juostos storis sumažėja 33% ir dar ženkliau sijos svoris ir kaina. Tai rodo, kad keičiant stiprinamo elemento storius ir jo charakteristikas, galime gauti įvairaus standumo vienodo atsparumo sijas. Kituose pjūviuose irgi lengvai nustatome reikiamus plieno juostos storius.



4 pav. Leistinių lenkimo momentų eglėje kitimas nuo plieno juostos storio



5 pav. Leistinių lenkimo momentų pliene kitimas nuo plieno juostos storio

2 lentelė

Lenkimo momentų dydžiai, veikiantys siją, įvairiuose pjūviuose

Atstumas nuo šarnyro, m	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Momentas, kNm, kai $q^* = 9,0$ kN/m	13,25	22,5	30,37	36,0	39,37	40,5
Momentas kNm, kai $q^* = 11,0$ kN/m	15,1	27,5	37,1	44,0	48,1	49,5

5. Išvados

1. Pateiktas dvikomponentės dvisluoksnės vienodo atsparumo sijos projektavimo algoritmas.
2. Medinės (eglės) sijos, sustiprintos plieno juostomis, pavyzdžiu, parodyta, kaip kinta tokios konstrukcijos standumo centro koordinatė, standumas lenkimui D bei leistinosios lenkimo momentų vertės, priklausomai nuo plieno juostų storio.
3. Nustatyta, kad nėra tiesialinijinio ryšio tarp apkrovos (išskirstyto krūvio) intensyvumo ir stiprinamo elemento storio.

Literatūra

1. **Dragūnas B., Pilkauskas K.** ir kt. Inžinieriaus mechaniko žinynas. – Vilnius, 1988. – 528 p. ISBN 5420-00-000-28-8
2. **Bareišis J.** Plastikų, kompozitų ir daugiasluoksnių konstrukcinių elementų stiprumas. Monografija. – Kaunas: Technologija, 2006. – 252 p. ISBN 9955-25-150-6.

MOBILIŲ ROBOTŲ ORIENTACIJOS SISTEMOS PAGAL KELIO DANGOS RAŠTĄ TYRIMAS

R. Klemka, V. Sinkevičius

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: atpažinimas, mobilus robotas, kelios dangos raštai.

1. Įvadas

Didėjant robotų panaudojimo poreikiui vis dažniau tenka naudoti mobilius robotus, kurie gali autonomiškai judėti erdvėje. Tokie robotai naudojami įvairiose srityse: pramonėje, sandėliuose, namuose, apsaugoje, medicinoje ir kt. Jų privalumas yra tai, kad jie gali judėti ir atlikti veiksmus nurodytose vietose, gabenti tam tikras medžiagas, stebėti dideles teritorijas bei atlikti kitas operacijas, kurių žmogus negali atlikti ar tai pavojinga žmogaus sveikatai.

Mobilūs robotai naudoja įvairias orientacijos sistemas. Jų panaudojimo galimybės skiriasi priklausomai nuo aplinkos sudėtingumo, kuria mobilus robotas turi judėti. Pavyzdžiui, optinės sistemos bejėgės tankioje ir aukštoje žolėje, dūmais ar dulkėmis užpildytoje erdvėje. GPS sistemos „apanka“ rūsiuose ar pastatuose su metaline armatūra. Todėl mobilūs robotai yra aprūpinami keliomis orientavimosi sistemomis, kurios dirbdamos kartu geba susiorientuoti sudėtingose aplinkose.

2. Mobilaus roboto orientavimosi priemonės

Yra įvairiausių mobilaus roboto orientavimuisi skirtų priemonių ir kiekviena jų turi savitų privalumų ir apribojimų. Dalis jų tinka lauko sąlygomis, bet netinka patalpose arba atvirkščiai. Vienos sistemos skirtos nustatyti roboto buvimo vietą ir orientaciją, kitos geba pamatyti ir atpažinti kliūtis ar taikinius. Pagrindiniai mobilaus roboto orientavimosi metodai ir jutikliai [1]:

1. GPS (Globali Pozicionavimo Sistema). Jos privalumas yra tai, kad robotas orientuojasi naudojant pasaulines koordinačių sistemas. Tačiau ši sistema veikia tik po atviro dangumi, o pigių imtuvų paklaidos gali siekti nuo 5 iki 10 metrų. GPS veikimą stipriai įtakoja oro sąlygos, aukšti pastatai, stulpai ar medžiai.

2. Radijo bangų, matomo ar infraraudono diapazono šviesos švyturiai. Dažniausiai naudojami trys arba daugiau švyturių, kurie išdėstomi darbinės teritorijos perimetre. Kartais naudojama komercinių radijo stočių siųstuvų spinduliai. Roboto vieta teritorijoje surandama išmatavus kampus tarp vektorių į visus švyturius. Tokioje orientacijos sistemoje neturi būti švyturių signalą užstojančių ar iškraipiančių objektų.
3. Kompasas. Jis nenurodo roboto buvimo padėties, bet parodo roboto korpuso orientaciją erdvėje ir, jei aplinkui nėra magnetinį lauką iškraipiančių ar kuriančių prietaisų, jo parodymų tikslumas siekia 2° tikslumą.
4. Enkoderiai. Naudojama judėjimo sekimui matuojant judamųjų dalių (ratų, roboto rankos riešo bei kt.) pasisukimo kampą bei apsisukimų skaičių. Naudojant tokio tipo jutiklius galima apskaičiuoti roboto poziciją nuo roboto pradinės padėties taško.
5. Vaizdo atpažinimo sistemos turinčios vieną arba daugiau kamerų gali orientuotis aplinkoje pagal robotą supančios aplinkos požymius, ieškomų objektų poziciją ir orientaciją kameros gaunamame vaizde. Nors tokių sistemų programavimas yra sudėtingas, reikalingi galingesni procesoriai ir jos veikimas labai priklauso nuo kameros, optikos kokybės bei aplinkos pobūdžio, bet vaizdų atpažinimo sistema gali gauti labai daug informacijos apie supančią aplinką ir roboto orientaciją joje. Vaizdo atpažinimo sistema gali būti panaudota dvejopai: pirmuoju atveju atpažįsta kliūtis, antruoju atveju atpažįsta aplinką, palygina ją su žemėlapiu ir taip „sužino“ roboto buvimo vietą.
6. Ultragarsiniai, infraraudonųjų spindulių atstumo jutikliai ir lazeriniai skeneriai. Jie pasižymi tuo, kad vienodai gerai veikia tiek patalpoje, tiek lauko sąlygomis, o jų tikslumas gali siekti net iki kelių milimetrų. Tačiau tokio tipo jutikliai naudojami tik kliūties aptikimui. Ultragarsiniai jutikliai nereaguoja į mažas, minkštas arba didesniu kampu orientuotas kliūtis. Tačiau gali aptikti stiklines pertvaras, kurių nemato vaizdo atpažinimo sistemos.

Mobiliuose robotuose dažniausiai naudojamos kombinuotos orientavimosi sistemos, kurias sudaro kelių ar net keliolikos skirtingų tipų jutikliai, nusakantys robotą sukančią aplinką, roboto orientaciją ir vietą teritorijoje. Tokiu atveju gaunamų duomenų srautas yra perteklinis ir roboto valdymo sistema, sugedus ar visam laikui ar laikinai „apakus“ vienam ar kitam jutikliui, vis tiek sugeba vykdyti užduotis. robotas gali toliau siekti savo tikslo arba sugrįžti remontui. Robotai, judantys urbanizuotoje aplinkoje, gali pasinaudoti šios aplinkos ypatumais.

3. Mobilaus roboto orientacija pagal kelio dangos raštą

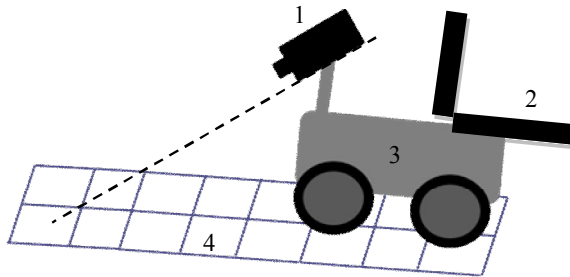
Urbanizuotoje aplinkoje visada yra nors vieno kelio tipas, tinkamas mobilaus roboto judėjimui. O keliu mobiliam robotui yra žymiai paprasčiau judėti nei šaliuke. Tuo keliu gali būti pėsčiųjų ar dviračių takas, gatvė,

greitkelis, negrįstas ar kito tipo kelias. Jei judama patalpose, tai grindys gali būti išklotos plytelėmis, parketo lentelėmis, laminato juostomis ir kt. Todėl mobilus robotas gali orientuotis pagal kelio dangos kontūrus ir raštą.

Tokiai orientacijos sistemai reikia kelių pagrindinių komponentų:

1. Internetinė arba profesionali skaitmeninė kamera;
2. Kompiuteris;
3. Vaizdo apdorojimo ir atpažinimo programa.

Kompiuteris ir kamera yra standartinė įranga, o vaizdo apdorojimo ir atpažinimo programa yra sukuriamą konkrečiam atpažinimo uždaviniui spręsti. Šiuo atveju programa turi apdoroti, išanalizuoti iš kameros gauto kelio nuotrauką ir gautą informaciją panaudoti robotui orientuotis erdvėje. Pagrindiniai tokio roboto elementai pateikti 1 pav.



- 1 pav. Eksperimentinio mobiliojo roboto pagrindiniai elementai: 1 – internetinė kamera; 2 – nešiojamas kompiuteris; 3 – mobilus robotas; 4 – kelio raštą

4. Mobiliojo roboto orientaciją pagal kelio dangos raštą vaizdo atpažinimo programa

Kelio dangos rašto atpažinimo programa sukurta „Microsoft Visual Studio C++“ programavimo terpėje, panaudojant „OpenCV 2.0“ bibliotekų funkcijas. Roboto orientacijos pagal kelio raštą programos sandara pateikta 2 pav.

5. Kameros vaizdo kalibravimas kameros kampo į paviršių pasirinkimas

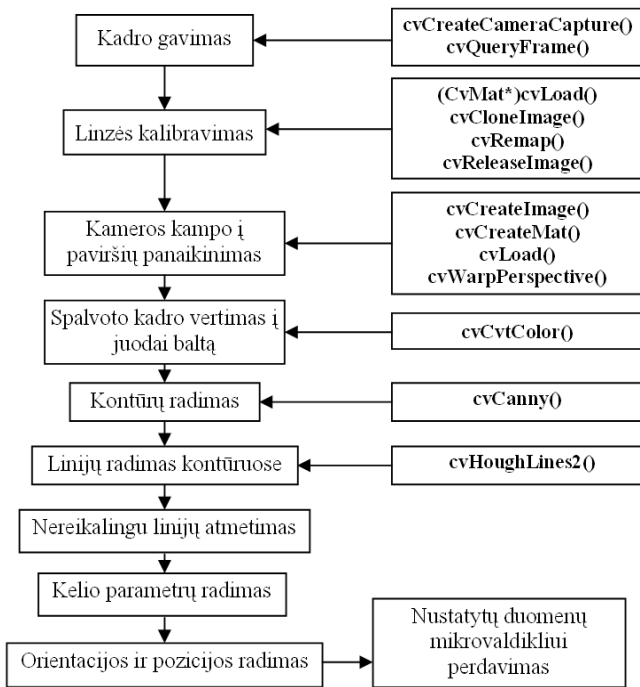
Jei iš kameros gaunamas vaizdas yra iškraipytas, tai atpažinti gauto vaizdo parametrus yra labai sunku, o kartais gal net neįmanoma. Šiai programai yra reikalingi du kalibravimai:

1. Kameros lizės iškraipymo kalibravimas – daugelis kamerų linzių išgaubia kameros matomą vaizdą, todėl pasitelkus kalibravimą šie iškraipymai yra

pašalinami ir vaizdas atstatomas į žmogaus akimi matomą vaizdą. Kalibravimo rezultatas pateiktas 3 pav.

2. Kameros kalibravimas atitaisantis vaizdo iškraipymus kai kamera žiūri kampu į paviršių. Kadangi kamera į kelią žiūri tam tikru kampu (1 pav.), tai visos lygiagrečios linijos iš kameros gautame vaizde atrodys į viršų siaurėjančios. Tokiu atveju sudėtinga rasti atstumus ir kampus vaizde, todėl kamera turi būti sukalibruota ir iš jos gaunamas vaizdas perskaičiuojamas priklausomai nuo kampo į stebimą paviršių. Neperskaičiuotas ir perskaičiuotas vaizdas pateikti 4 pav.

Vaizdo „atvertimo“ metu atliekama transformacija ir pakeičiamas kiekvienos vaizdo eilutės mastelis taip, lyg vaizdas būtų matomas iš viršaus. Nuo kameros posvyrio į paviršių kampo priklauso kiek toli kamera mato ir kiek kartų bus sumažintas arti kameros esantis vaizdas. Buvo iširta, koks yra optimaliausias naudojamos video kameros posvyrio kampas, priimant, kad



2 pav. Mobilaus roboto orientaciją pagal kelio dangos raštą vaizdo atpažinimo programos sandara bei naudojamos *OpenCV* funkcijos [2]

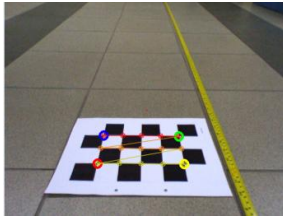


a

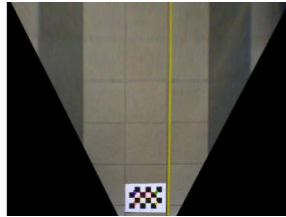


b

3 pav. Video kameros lizės iškraipymų kompensavimas: a – nesukalibruotas vaizdas, b – sukalibruotas vaizdas



a



b

4 pav. Vaizo „atvertimas“: a – vaizdas matomas kamera; b – perskaičiuotas ir „atverstas“ vaizdas

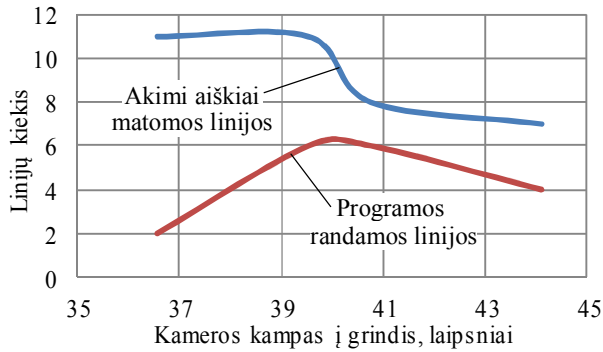
kameros aukštis yra fiksuotas ir susietas su konkrečios konstrukcijos mobiliu robotu. Šio tyrimo eiga:

1. Sukuriama programa vaizdo „atvertimui“.
2. Kamera įstatoma į stovą, ir nukreipiama kampu į grindis.
3. Išmatuojamas kameros lizės aukštis grindų atžvilgiu.
4. Prieš kamerą padedamas lapas su „šachmatų lenta“ taip, kad kameros matomame vaizde juodi kvadratai būtų kuo žemiau (4 pav.).
5. Atliekamas automatinis kalibravimas ir jei perskaičiuotas vaizdas yra per daug mažas, tai jo dydis yra koreguojamas rankiniu būdu.
6. Išmatuojamas atstumas nuo kameros iki grindų vietos, kuri matoma kaip originalaus vaizdo centras.
7. Apskaičiuojamas kameros optinės ašies posvyrio į grindis kampas.
8. Gautas vaizdo perskaičiavimo matricos failas *H.xml* įkeliamas į pagrindinę programą ir suskaičiuojamos surastos linijos.
9. Duomenys užregistruojami ir pateikiami grafike (5 pav.).

Tyrimo metu pastebėta, kad esant mažam kampui į paviršių, programa negali sukalibruoti kameros, nes su didele paklaida aptinka

„šachmatų lentos“ kampus ir negali teisingai sukurti perskaičiavimų matricos. Todėl vaizdas neteisingai perskaičiuojamas ir yra stipriai iškraipytas. Iš kalibravimo tyrimų grafiko (5 pav.) matyti, kad tikslingiausia kamera statyti $39^\circ - 40^\circ$ kampu į kelią, kai kameros aukštis yra 0,56 m nuo kelio.

Taip pat tyrimo metu nustatyta, kad reikia apdoroti juodai baltą kadrą, išryškinti plytelių ir tarpų tarp plytelių esančio tarpo santykį. Tokiu atveju programa galėtų aptikti daugiau kontūrų ir atpažinti daugiau linijų, pagal kurias galėtų tiksliau nustatyti kelio rašto parametrus.



5 pav. Kalibravimo tyrimo rezultatų grafikas

6. Išvados

1. Kameros kalibravimo metu buvo nustatyta, kad tikslingiausia kamerą tvirtinti virš roboto, kai kamera pasukta į paviršių $39^\circ - 40^\circ$ kampu.
2. Taip pat reikia pakeisti kameros matomų plytelių ir tarpų tarp jų ryškumo santykį tam, kad apdorojant vaizdą, programa aptiktų daugiau kontūrų.

Literatūra

1. **Bräunl T.** Embedded robotics – mobile robot design and applications with embedded systems. Third Edition. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008. – 541 p. ISBN 978-3-540-70533-8.
2. **Bradski G., Kaebler A.** Learning Computer Vision with the OpenCV Library. – O'REILLY 2008. – 557 p. ISBN 978-0-596-51613-0.

VIENTAZIO INVERTERIO SPEKTRINIŲ CHARAKTERISTIKŲ VALDYMAS

G. Aukštuolis, J. Valickas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: vienfazis keitiklis, impulsų pločio moduliacija, harmonikos, filtrai.

1. Įvadas

Augant ir stiprėjant valstybių ekonomikos plėtrai neišvengiamai didėja ir energijos poreikis, o tai įtakoja mažėjančius gamtinius energijos išteklius, kas lemia didėjančias kuro ir energijos kainas. To pasekoje, neišvengiamai vis sparčiau į rinką skverbiasi alternatyvūs energijos šaltiniai kaip saulės ir vėjo energija.

Vienas iš pagrindinių alternatyviųjų šaltinių generuojančių elektros energiją ir reguliuojančių jos panaudojimą sistemos elementų yra elektroniniai galios keitikliai, gautos nestandartinės elektros įtampos keitimui į standartinę tinklo įtampą.

Keitiklio išėjime pageidautina gauti kuo tikslesnę sinuso formos įtampą, tuo tarpu, dėl keitiklio specifinių savybių kurios nagrinėjamos darbe išėjimo įtampa yra daugiau ar mažiau iškraipyta. Remiantis Furje teorija iškraipytą sinusinį signalą galima įsivaizduoti kaip superpoziciją pagrindinės 50Hz harmonikos ir aukštesnės eilės sinusinių signalų, kurie neigiamai veikia elektrinių ir elektroninių prietaisų darbą.

Darbo tikslas – sumodeliuoti vienfazį nuolatinės-kintamos įtampos keitiklio modelį, parinkti aukštesniųjų harmonikų filtravimo priemones naudingo signalo gerinimui.

Darbe naudojami modeliavimo, analizės, sintezės metodai.

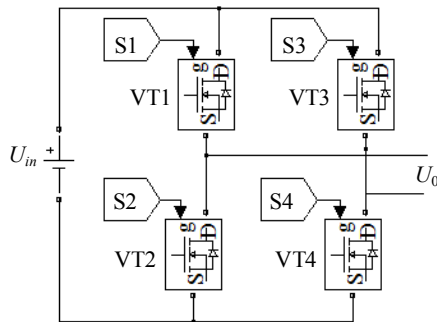
2. Keitiklio modeliavimas

Šiuolaikiniame moksle ypatingą vietą užima tiriamojo objekto ar proceso matematinis modeliavimas. Ne išimtis – ir elektroniniai galios keitikliai. Sparčiai besivystančioje elektronikos srityje modelio tyrimas netik paspartina projektavimą, bet ir skatina naujų sprendimų paiešką bei parametrų gerinimą, nenaudojant materialinių resursų. Objekto modeliavimui yra daug įvairių programų. Pagrindinės yra: Spice, Cadence Desing Systems, Matlab Simulink.

Keitiklio struktūra lemia generuojamos įtampos kokybę, t.y. sinuso formos signalo monochromatiškumą alternatyviojo šaltinio naudingumo koeficientą. Keitiklių konstrukcija nuolat tobulinama atnaujinant elementinę bazę, kuriant naujus įtampos formavimo bei valdymo algoritmus, tobulinant formuojamai kintamai įtampai filtruoti naudojamus filtrus. Pagrindiniai kokybiniai parametrai kuriuos turi atitikti keitiklio generuojama įtampa yra:

1. Įtampos dažnis. Vardinis generuojamos įtampos dažnis turi būti 50Hz. Normaliomis darbo sąlygomis vidutinis sistemos pagrindinės harmonikos dažnis 10s laiko tarpe turi būti $50 \text{ Hz} \pm 1\%$ t. y. nuo 49,5 iki 50,5 Hz
2. Įtampos nesinusiškumas. Tiekiamos įtampos netiesinių iškraipymų faktorius turi būti mažesnis arba lygus 8% (įskaitant visas harmonikas iki 40).
3. Įtampos svyravimai. Tiekiamos elektros leistinos tinklo įtampos ribos: laikant vardine įtampa 230V nuo -10% iki $+10\%$ darbo įtampos ribos, tai yra nuo 207 V iki 253 V [1].
4. Elektromagnetinis suderinamumas pagal IEC 61000-6-3 standartą [2].

Atlikus nuolatinės – kintamos įtampos keitiklių literatūros analizę, kurioje išskiriami pusės ir pilno tiltelio tipologijos keitikliai. Šių keitiklių esminis skirtumas yra tas, kad pilno tiltelio 1 pav. išėjimo įtampos U_0 amplitudė yra dvigubai didesnė už pusės tiltelio keitiklį. Tiltelį sudaro du pečiai, po du galios tranzistorius (VT-1 – VT-4).



1 pav. Vienfazio pilno tiltelio tipologijos keitiklio struktūra

Būtina sąlyga: niekada negali būti įjungti abu tranzistoriai vienu metu, nes įvyks nuolatinės įtampos šaltinio trumpasis jungimas. Kad to išvengti naudojama tranzistorių valdymo būsenos pateiktos 1 lentelėje. Yra keletas moduliacijos būdų, kurie tinka pilno tiltelio tipologijos keitikliams. Bet dėl naudingumo ir patikimumo faktorių daugiausiai naudojami vienpolis ir dvipolis impulsų pločio moduliacijos (IPM) būdai. Dvipoļėje IPM naudojamos

1 ir 2 tranzistorių valdymo būsenos (1 lentelė), o vienpolėje – 1 – 4 būsenos. Nors ir naudojant vienpolę IPM sudėtingėja valdymo algoritmas, bet taip pasiekiamas mažesnis harmonikų lygis, tai yra naudinga savybė, nes leidžia naudoti mažesnius filtravimo elementus kokybiškai srovei ir įtampai gauti prie to paties IPM valdymo dažnio [3].

1 lentelė

Tranzistorių valdymo būsenos

Nr.	Būsena	Išėjimo įtampa, U_0
1	VT1 ir VT4 įjungti, VT2 ir VT3 išjungti	U_{in}
2	VT2 ir VT3 įjungti, VT1 ir VT4 išjungti	$-U_{in}$
3	VT1 ir VT3 įjungti, VT2 ir VT4 išjungti	0
4	VT2 ir VT4 įjungti, VT1 ir VT3 išjungti	0
5	VT1, VT2, VT3, VT4 išjungti	$U_{in} - U_{in}$

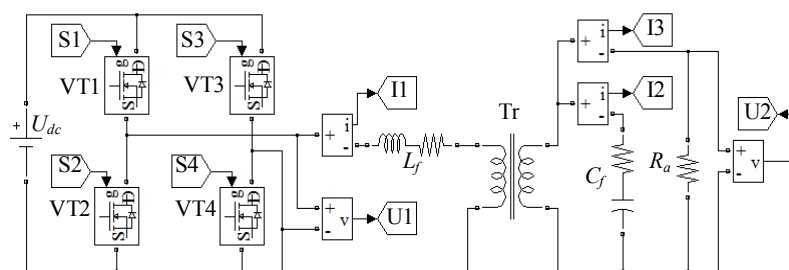
Aukštesniųjų harmonikų mažinimui taip pat galima taikyti šias priemones: IPM valdymo dažnio didinimas, sumažina aukštesnias harmonikas, bet didėja galios nuostoliai tranzistorių junginėjimo metu. Rezonansinių LC kontūrų naudojimas. Keitiklio transformatoriaus induktyviosios sklaidos didinimas, tai atsiliepia į didėjančius keitiklio gabaritus, o taip pat ir į kainą.

Paprastai keitiklio įėjimo įtampa kelis kartus yra mažesnė išėjimo įtampa, todėl tenka naudoti aukštinantįjį transformatorių. Dauguma keitiklių projektuojami be transformatoriaus, nors jie yra mažesnių matmenų, jų patikimumas taip pat yra kur kas mažesnis. Transformatorius netik sukelia įtampą iki nominalios vertės, elektromagnetinės indukcijos reiškinys atlieka dar ir aukštųjų harmonikų filtravimą, išėjimo įtampos apsaugą nuo viršįtampių [4].

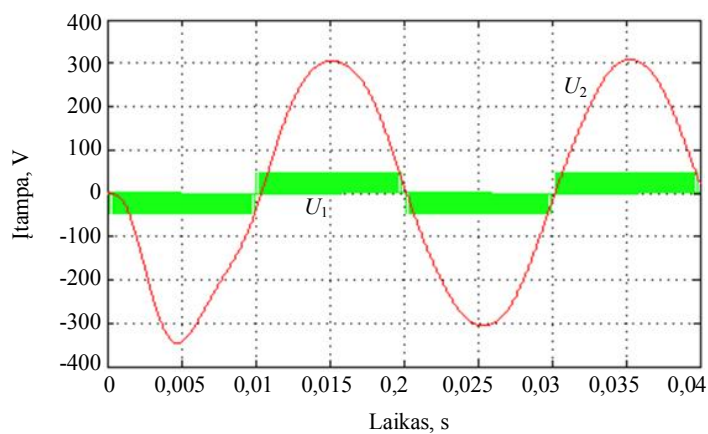
Tiriamasis keitiklis 2 pav. sumodeliuotas Matlab Simulink programiniu paketu.

Norint nufiltruoti IPM valdymo dažnio aukštesnias harmonikas, o išėjime gauti kuo didesnės pagrindinės 50 Hz harmonikos signalą naudojamas žemo dažnio pasyvusis filtras [5].

Modeliuojant pritaikyti aukščiau nagrinėti būdai ir metodai. Nuolatinės įtampos šaltiniui panaudotas baterijos modelis $U_{dc} = 48$ V. Įtampos pulsacijoms sumažinti naudojamas kondensatorius C_{dc} . Keitiklį sudaro keturi galios tranzistoriai VT1 – VT4 sujungti pilno tiltelio tipologija, kuriuos valdo diskretinis impulsų pločio generatorius, formuojami valdymo būsenos (1 lent.) signalai S1 – S4 (vienpolė IPM) tranzistoriams valdyti, tokiu būdu gaunamas sinuso formos signalas (3 pav.) dėl kurio pasiekiamos mažesnės aukštesniosios harmonikos. Transformatoriumi įtampa pakeliama iki reikiamos (230 V) reikšmės. Keitiklio apkrova R_a , kuri gali būti aktyvinė, tiek induktyvinė.



2 pav. Vienfazio keitiklio modelis



3 pav. Keitiklio išėjimo įtampa prieš filtrą (U1), ir už filtro (U2)

Išėjimo signalo filtravimą, aukštesniųjų harmonikų mažinimą atlieka žemo dažnio filtro (ŽDF), kurį sudaro: nuosekliai prijungtas droselis su rezistoriumi L_f , ir filtro kondensatorius C_f prijungtas lygiagrečiai. Modelio įtampos ir srovės matuojamos U ir I matavimo blokais, prie kurių prijungiami oscilografai [6].

3. Tyrimas

Keitiklio kokybei nustatyti naudojamas harmoninių iškraipymų koeficientas THD, kuris išreiškiamas aukštesniųjų harmonikų santykiu su pirmąja harmonika:

$$k_h = \frac{1}{U_{d1ef}} \sqrt{\left[\sum_{n=2,3,\dots}^{\infty} U_{dnef}^2 \right]}; \quad (1)$$

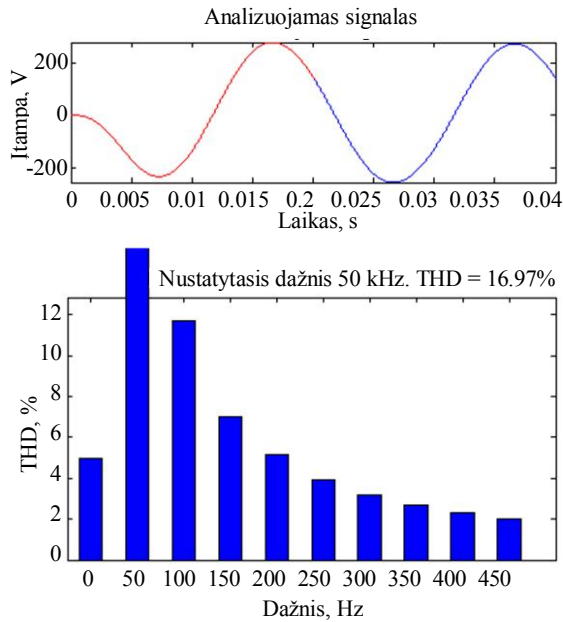
čia: U_{d1ef} – išėjimo įtampos pagrindinės harmonikos efektinė reikšmė;

U_{dnef} – išėjimo įtampos aukštesniosios n harmonikos efektinė reikšmė.

Filtravimo kokybę įvertina įtampos/srovės filtracijos koeficientas

$$s = K_{p1} + K_{p2}; \quad (2)$$

čia: K_{p1} ir K_{p2} – atitinkamai keitiklio ir apkrovos įtampos/srovės pulsacijų koeficientas tai pačiai harmonikai [7].



4 pav. Harmoninių iškreipymų skaičiavimo langas, kai iškreipymai yra didžiausi

Atliktas tyrimas, kurio metu nustatyta harmoninių iškreipymų priklausomybė nuo impulsų pločio moduliacija valdomų tranzistorių komutavimo dažnio, o taip pat, nuo išėjimo filtro kondensatoriaus talpos. Išėjimo įtampos harmoninis iškreipymas tirtas taikant Matlab Simulink greitąją

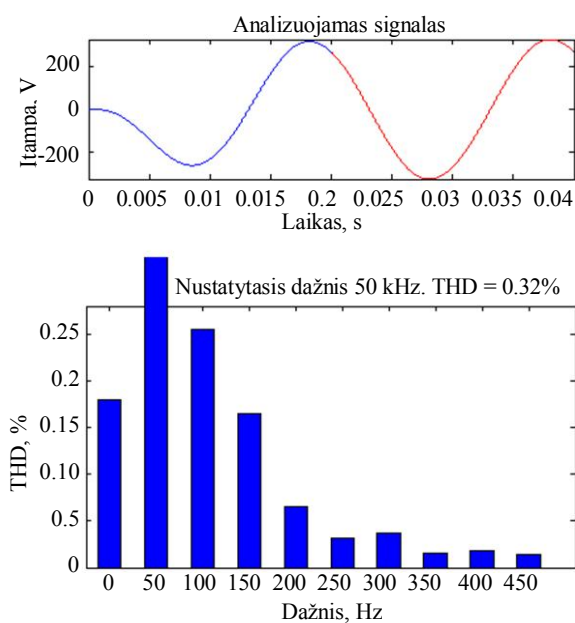
Furje transformaciją FFT. Tranzistorių komutavimo dažnis buvo keičiamas nuo 5,9 kHz iki 31,3 kHz, filtro kondensatoriaus talpa: nuo 1 μF iki 47 μF . Didžiausias harmoninių iškreipimų koeficientas gautas (4 pav.) prie visų IPM komutavimo dažnių, kai kondensatoriaus talpa yra didžiausia 47 μF .

Mažiausias harmoninių iškreipimų koeficientas gautas tranzistorių raktus komutuojuojant 19,5 kHz dažniu, ir naudojant filtro kondensatorių su 4,7 μF talpa (5 pav.).

Gauti bendri tyrimo rezultatai pateikti 6 pav.

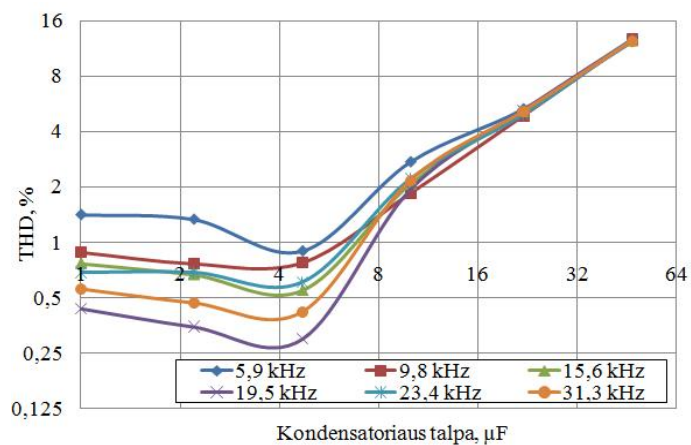
Keitiklio filtro srovė tekanti per kondensatorių apibūdina filtro sunaudojamą energiją, kuri reikalinga korektiškam filtro veikimui. Kuo ši srovė didesnė, tuo daugiau energijos reikia filtro filtravimo funkcijai atlikti. Iš esmės ši srovė nepriklauso nuo apkrovos, todėl iš dalies ją galima vadinti nuostolių srove [8].

Modeliavimo metu atliktas bandymas keičiant tranzistorių komutavimo dažnius nuo 5,9 kHz iki 31,3 kHz, filtro kondensatoriaus talpą: nuo 1 μF iki 47 μF . Filtro kondensatoriaus srovė tiesiogiai priklauso nuo IPM dažnio (žr. 7 pav.). Šiam dažniui didėjant, kondensatoriaus srovė mažėja, o didesnė kondensatoriaus talpa sąlygoja didesnę jo srovę. Galima daryti išvadą,

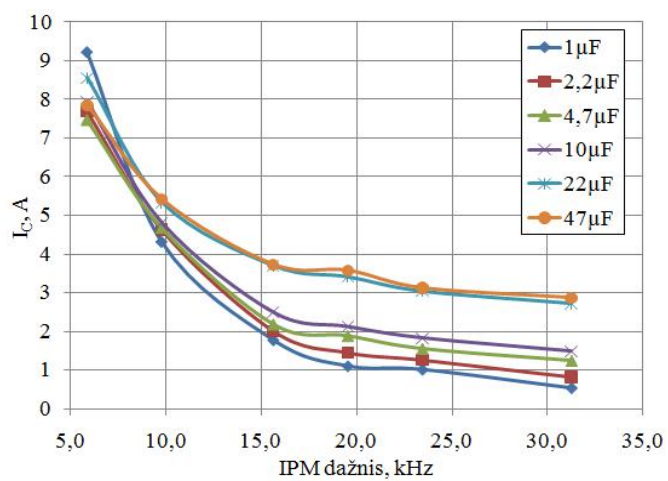


5 pav. Harmoninių iškreipimų skaičiavimo langas, kai iškreipimai yra mažiausi

kad esant žemam IPM dažniui srovės impulsai yra ilgos trukmės, todėl didžioji jų dalis krauna kondensatorių. Didėjant IPM dažniui srovės impulsų trukmės mažėja ir jie nebespėja užkrauti išėjimo filtro kondensatoriaus.



6 pav. Keitiklio išėjimo įtampos harmoninio iškraipymo priklausomybė nuo komutavimo dažnio ir filtro kondensatoriaus talpos



7 pav. Filtro kondensatoriaus srovės priklausomybė nuo IPM dažnio

4. Išvados

1. Mažiausias harmoninis iškraipymas gautas prie 19,5 kHz dažnio ir 4,7 μ F filtro kondensatoriaus talpos. Didėjant dažniui, harmoniniai iškraipymai pradeda didėti, išėjimo filtras nebenufiltruoja aukštesniųjų harmonikų.
2. Didėjant IPM dažniui, mažėja keitiklio išėjimo filtro kondensatoriaus srovė. Taip pat didėjant kondensatoriaus talpai, didėja ir jo srovė. Kadangi ši srovė praktiškai nepriklauso nuo keitiklio apkrovos, ji vadinama nuostolių srove.
3. Tiriant modeliuojamo keitiklio modelį panaudoti metodai leidžia sumažinti išėjimo įtampos aukštesniasias harmonikas, dėl ko gaunama standartinė tinklo įtampa, harmoninių iškraipymų procentinė vertė siekia iki 1,25% tai yra daug mažiau nei reikalauja galiojantys elektros energijos standartai (ne daugiau kaip 8%).
4. Šiuo metu yra konstruojama nagrinėto keitiklio schema, kuri leis palyginti modeliavime gautus rezultatus su eksperimentiniais.

Literatūra

1. Energijos kokybės reikalavimų laikymosi kontrolės nurodymai. Prieiga per internetą: <<http://www.vei.lt/index.php?id=582>> [žiūrėta 2011-11-19].
2. Elektromagnetinio suderinamumo standartas (EMS). (IEC 61000-6-3:2006) Prieiga per internetą: <<http://www.lsd.lt/standards/catalog.php?ics=0&pid=594864>> [žiūrėta 2011-11-28].
3. **Rashid M. H.** Power electronics handbook – devices, circuits, and applications. Academic Press, 2006. – 1172 p. ISBN 0120884798. p.
4. **Starkus B.** Galios elektronika. – Kaunas: Technologija, 2003. – 55 p. ISBN 9955-09-465-6.
5. **Sveikata J.** Elektriniai filtrai ir korektoriai. – Vilnius: Mokslo, 1988. – 131 p. ISBN 5-420-00148-9.
6. **Azuan B. A.** Modeling and simulation of single phase inverter with PWM using Matlab/Simulink. Prieiga per internetą: <http://umpir.ump.edu.my/568/1/Azuan_Alias.pdf> [žiūrėta 2011-09-10].
7. **Udris D.** Elektroniniai galios keitikliai. – Vilnius: Vilniaus pedagoginis universitetas, 2008. – 157 p. ISBN 978-9955-20-288-2.
8. **Platakis A., Lipinskis T.** Išėjimo filtro tyrimas vienfazio inverterio sinusinei įtampai formuoti. Prieiga per internetą: <<http://www.mla.vgtu.lt/index.php/mla/article/view/mla.2011.014/pdf>> [žiūrėta 2011-10-07].

AUTOMOBILIO PRIEKINIŲ LONŽERONŲ STIPRUMO TYRIMAS

J. Ledzinskas, Ž. Bazaras

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: automobilio pasyvusis saugumas, lonžeronų tipai, jėgų pasiskirstymas priekinio susidūrimo metu.

1. Įvadas

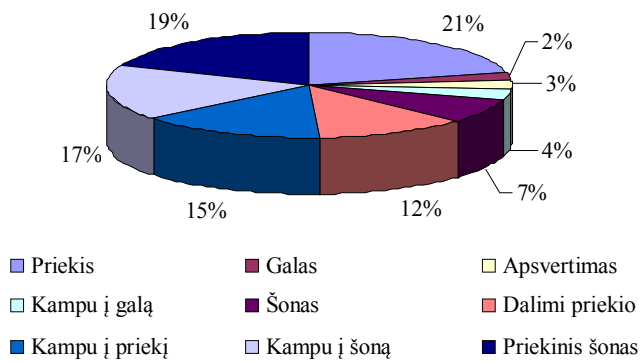
Vienu svarbiausiu kriterijumi transporto priemonėje laikomas saugumas. Automobilio saugumas skirstomas į aktyvųjį ir pasyvųjį:

- aktyvusis saugumas – tai visos priemonės, kurios padeda išvengti įvykio. Jis priklauso nuo automobilio stovumo, manevringumo, apšvietimo, stabdžių efektyvumo, automobilyje įdiegtų saugumo sistemų (aklojo taško sistema, eismo juostos laikymosi kontrolės sistema, įspėjimo apie greičio viršijimą, avarinio stabdymo perspėjimo sistema, ir kitos kontrolės ir saugumo sistemos);
- pasyvusis saugumas – tai visos priemonės, kurios padeda sumažinti sužeidimus susidūrimo metu. Oro pagalvės, saugos diržai, galvos atramos virš sėdinių, automobilio priekinės ir galinės deformacijų zonų efektyvumas.

Nuolatos didėjantis automobilių skaičius intensyviną eismą, to pasakoje didėja ir avarių skaičius, Todėl transporto priemonių saugumui būtinas didelis dėmesys. Kas metus Europos keliuose vis dar žūsta apie 36 tūkstančius eismo dalyvių, o sužeidžiama keliasdešimtis kartu daugiau žmonių. Europos komisija priėmė keletą plataus užmojo planų per ateinančius 10 metų perpus sumažinti žūčių Europos keliuose skaičių.

Statistiniais duomenimis dažniausiai susidūrimuose dalyvauja priekinė automobilio dalis (21%), priekinis šonas (19%), kampu į šoną (17,2%), ir kiti (1 pav.) [1].

Priekinio susidūrimo atveju bendram automobilio saugumui didžiausia įtaka turi lonžeronai. Jų paskirtis yra užtikrinti automobilio kinetinės energijos sugėrimą iš išskaidant ją laike, kad apsaugotų saloną supančius konstrukcinius elementus nuo didelių apkrovų. Lonžeronus galime laikyti įvairaus profilio plonasieniais konstrukciniais elementais. Avarijos metu kaip dalyvauja priekinė automobilio dalis – lonžeronas nuo smūgio praranda

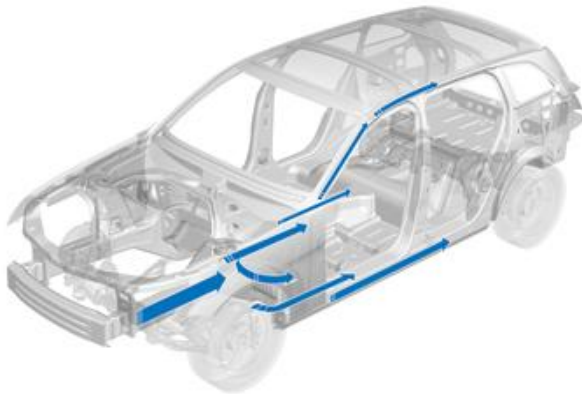


1 pav. Automobilų išorinių dalių paskirstymas susidūrimo metu

stabilumą ir dėl klupdymo sugeria dalį smūgio energijos. Toks uždavinys priėmus net idealias sąlygas yra sudėtingas, kurio nei teorinė, nei praktinė analizė nėra išbaigta.

2. Transporto priemonės kėbulą veikiančių jėgų pasiskirstymas

Automobilio kėbulą priekinio smūgio veikiančios jėgos persiduoda į priekinę skersinę strypą, esantį už buferį ir į lonžeronus (išilgines sijas). Lonžeroną veikiančios jėgos perduodamos į viršutinį sparną, vidurinį tunelį ir A – statramstį. Priekinė rėmo dalis, įskaitant skersinę strypą, kuris skirtas šoninei apsaugai, jėgas perduoda į automobilio konstrukcijos galą. (2 pav.)



2 pav. Lengvojo automobilio kėbulą veikiančių jėgų pasiskirstymas [2]

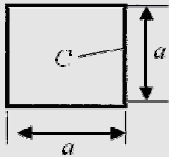
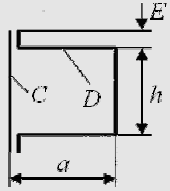
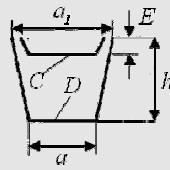
Priekinių, ypatingai šoninių ir galinių susidūrimu metu neturi suardyti keleivių salono ir degalų sistemos.

3. Lonžeronų įtempimų ir poslinkių skaičiavimai

Nagrinėsime automobilį, kurio maksimali leidžiama masė yra $m = 1480$ kg. Automobilio greitis $v = 64$ km/h, sustojimo laikas susidūrus su kliūtimi $t = 90$ ms, išilginės sijos ilgis $l = 720$ mm.

1 lentelė

Išilginių sijų (lonžeronų) skersiniai pjūviai

Lonžerono parametrai	Lonžerono tipas		
			
a , mm	80	90	70; $a_1 = 80$
h , mm	–	70	110
C , mm	2,0	1,5	1,5
D , mm	–	1,5	1,5
E , mm	–	10	20
m_b , kg	3,6	3,29	3,6

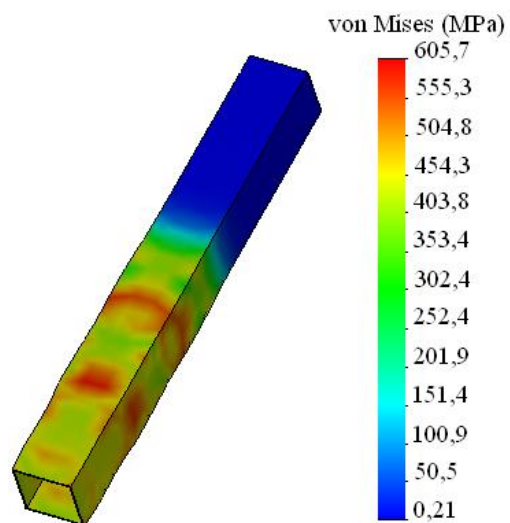
Priekinio susidūrimo atveju, esant 40% persidengimui, priekinis lonžeronas sugeria apie 66,7% energijos [3]. Tokiu atveju sija veikia:

Bandymo greitis:

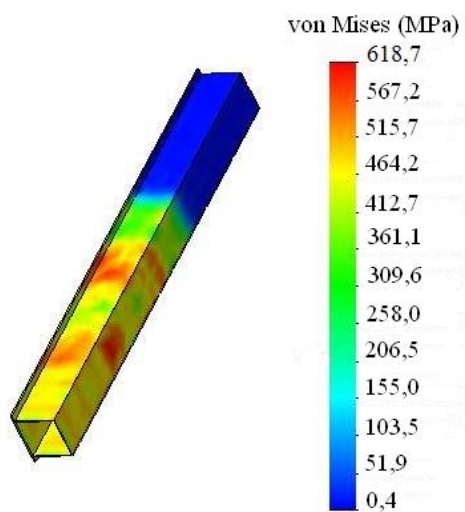
$$v_b = v \sqrt{\frac{m_s}{m_b}}; \quad (1)$$

čia: m_s ir m_b – atitinkamai automobilio maksimali leidžiama masė ir bandinio masė.

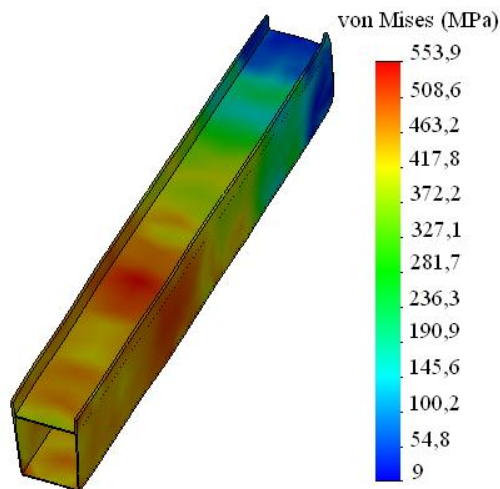
Maksimalūs ekvivalentiniai įtempiai (įtempiai, nustatyti pagal vonMizes'o kriterijų) kyla lonžerone 90×70. Įtempių vertė siekia 618 MPa (3, 4, 5 pav.).



3 pav. Ekvivalentinių įtempių pasiskirstymas lonžerone 80×80×2 po smūgio



4 pav. Ekvivalentinių įtempių pasiskirstymas lonžerone 90×70 po smūgio



5 pav. Ekvivalentinių įtempių pasiskirstymas lonžerone 110×80 po smūgio

4. Išvados

1. Nagrinėjant lonžeroną kaip plonasienį konstrukcinį elementą galime jį supaprastinti iki tam tikro profilio (keletas jų pateikti 1 lentelėje). Tai daroma taupant laiką ir išteklius.
2. Atlikus tyrimą nustatyta, kad lonžeronas 110×80 yra tinkamiausias automobilyje iš trijų tirtų plonasienių konstrukcinių elementų, nes jame veikia mažiausi ekvivalentinių įtempiai.

Literatūra

1. **Furstenberg, K.Ch.**, et al. Development of a Pre-Crash Sensorial System – The Chameleon Project // VDI-Berichte 1653, Vehicle Concepts for the 2nd century of Automotive Technology, ed. by Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Verlag, Dusseldorf, Germany, 2001, p. 289-310.
2. Sicherheitsorientiertes Strukturkonzept. Prieiga prie interneto: http://incar.thyssenkrupp.com/3_06_000_Strukturkonzept.html?lang=en [peržiūrėta 2011-07-03].
3. **Wittemann, W.** Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations, Technical University of Eindhoven, The Netherlands, 1999, p. 224-230.

TRIUKŠMO TYRIMAS AUTOMOBILIO VIDUJE

D. Sriubas, Ž. Bazaras

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: triukšmas automobilyje, triukšmo žala, triukšmo šaltiniai.

1. Įvadas

Vis labiau pripažįstama, kad triukšmas sukelia ne tik nepatogumų, bet ir sveikatos sutrikimų. Pasaulio sveikatos organizacija visuotinį triukšmą, įskaitant ir eismo triukšmą, vertina kaip rimtą pavojų žmonių sveikatai.

Aplinkos triukšmas veikia daug europiečių. Žmonės suvokia jį kaip vieną didžiausių aplinkosaugos problemų. Jis gali veikti ir fiziškai, ir psichologiškai, trikdydamas tokias pagrindines veiklas, kaip miegas, poilsis, mokslas ir bendravimas. Nors šis poveikis žinomas jau seniai, pastaruoju metu atliekami tyrimai rodo, kad jis atsiranda esant net mažesniai triukšmo lygiui, nei buvo manyta anksčiau.

Vienas iš pagrindinių triukšmo šaltinių mieste yra autotransporto triukšmas. Jį galima skirstyti į technologškai neišvengiamą ir piktybiškai sukeliamą. Pirmajam sumažinti reikia milžiniškų investicijų (aplinkelių statyba, garsą sugeriančių ekranų įrengimas, tobulesnių automobilių konstrukcijų, padangų su pagerintomis akustinėmis savybėmis kūrimas ir t.t.). Antrajam sumažinti reikia tik šiek tiek politinės valios ir realiai įgyvendintos, efektyvios drausmės ir labai nedaug resursų, o efektas būtų žymus ir iš karto juntamas.

2. Triukšmo žala žmogui

Žmogui triukšmas pavojingas, kai jis didesnis, negu 6 decibelai, o didmiesčiuose jis neretai viršija net 100 dB. Priklausomai nuo stiprumo ir dažnio jis sukelia galvos skausmą, spengimą ausyse, klausos susilpnėjimą, širdies ir net skrandžio susirgimus, nuo nuolatinio triukšmo žmogaus organizme atsiranda įvairių funkcinių pakitimų: didėja kraujospūdis, sulėtėja širdies ritmas, dažnai pasireiškia jos aritmija, sutrinka seilių sekrecija, skydliaukės ir antinksčių funkcijos, mažėja smegenų aktyvumas [1].

Augant miestams, vystantis pramonei, gausėjant transporto, vis labiau didėja triukšmo problema. Vietinės reikšmės gatvėje triukšmo lygis būna 75 dBA, kelių eismo juostų greittelyje 85 dBA, oro uoste kylant reaktyviniams

lėktuvui (60 m atstumu) 120 dBA, sporto aikštelėse žaidimu metu 65-75 dBA, garsaus pašnekesio metu 60 dBA ir pan. Triukšmas blogai veikia visą žmogaus organizmą, bet labiausiai klausos analizatorių, centrinę nervų bei kraujotakos sistemas. Triukšmas taip pat yra dirginimo, streso, miego trikdymų, gyvenimo kokybės blogėjimo priežastis.

3. Garso izoliacinės medžiagos automobiliui

Automobilyje yra daug triukšmo ir vibracijų šaltinių, sklindančių iš variklio, padangų, kėbulo ir kt. Siekiant sumažinti garso šaltinių skleidžiamus triukšmus transporto priemonėje, būtina naudoti garso izoliacines medžiagas. Izoliacinių medžiagų pagalba, galima sumažinti išorinius triukšmus, vibraciją. Garso izoliaciją gamintojai montuoja variklio skyriuje po variklio dangčiu, bei ant pertvaros skiriančios variklį ir saloną. Automobilio salone garso izoliacija montuojama po kilimais, po prietaisų skideliu, durelių viduje. Specialiai automobiliui skirtos izoliacinės dangos, gaminamos iš butilo su aliuminiu (butilas sugeria šilumą, o aliuminis ją išsklaido) [2].

4. Padangų triukšmas

Atsižvelgiant į žemės paviršiaus dangą, triukšmas gali sumažėti, kai jo energija sugeriama, arba padidėti, kai kietas ir lygus paviršius triukšmą atspindi ir sukoncentruoja tam tikra kryptimi. Triukšmą gerai sugeria dirvožemis, žolė, arimai ir pan., o triukšmą gerai atspindi kieti lygūs paviršiai, pavyzdžiui, asfaltuoti, betonuoti keliai, gatvės ir aikštės.

Triukšmas iš dalies sklinda dėl padangų smūgių, kuriuos sukuria kelio dangos ar padangų protektoriaus nelygumai. Šie smūgiai verčia padangas vibruoti ir skleisti triukšmą. Padangų protektoriaus vibracija persiduoda į padangų šonines sienes, kurios judėdamos skleidžia triukšmą.

Aerodinaminis triukšmo šaltinius sudaro taip vadinamas „oro pumpavimas“, kurį sudaro triukšmą keliantis oro išstūmimas iš padangų ir kelio paviršiaus kontakto priekinės pusės bei triukšmą keliantis oro įsiurbimas iš kontakto galinės pusės. Taip pat rezonansas, kuris pasireiškia padangų viduje ar protektoriaus kanaluose, gali būti vertinamas kaip aerodinaminis triukšmo šaltinis [3].

5. Apdailos detalių įtaka triukšmui automobilio viduje

Automobilio salone gausu plastikinių apdailos elementų, kurie taip pat yra labai svarbūs slopinant triukšmą. Plastiko storis, tai esminis triukšmo slopinimo faktorius, kuo storesnis plastikas tuo geriau absorbuojami virpesiai. Tarp plieno skardos ir plastikinių detalių montuojamas minkštas audinys, kuris sugeria virpesius. Kuo aukštesnė automobilio klasė tuo apdailos medžiagos ir

garsą slopinantis audinys yra storesni, arba turi geresnias garso slopinimo savybes. Triukšmą automobilyje slopina kilimas, jis yra kitokios struktūros negu namuose naudojamas. Automobilių kilimai yra sluoksniuoti, jų apatinis sluoksnis atlieka garso slopinimo funkciją.

6. Automobilio langų įtaka triukšmui

Automobilio langai taip pat vaidina svarbų vaidmenį slopinant tarp kelio dangos ir automobilio važiuoklės atsirandantį triukšmą. Lango sistemoje stiklas blokuoja tik nedidelę dalį triukšmo, o didžiausią darbą atlieka stiklą laikanti konstrukcija. Stiklą laiko guminės detalės, būtent jų konstrukcija įtakoja garso slopinimo lygį. Kiekvienas automobilių gamintojas naudoja skirtingas stiklų laikiklių konstrukcijas. Automobilių gamintojai norėdami dar labiau sumažinti kelio triukšmą ir vibracijas pradėjo naudoti ploną butilio gumos sluoksnį, kuris turi geras garso slopinimo savybes. Ši medžiaga montuojama tarp durelių apdailos ir lango rėmo, po kilimais, po prietaisų skideliu. Ji puikiai sumažina automobilio variklio, bei transmisijos sklaidžiamą triukšmą.

7. Variklio triukšmas

Tai yra pagrindinis garso šaltinis. Dirbant vidaus degimo varikliams, triukšmo susidarymo procese pagrindinis virpesių atsiradimo šaltinis yra pats degimo procesas, lydimas įvairių judančių variklio detalių keliamų virpesių. Šie virpesiai per variklio elementus triukšmo pavidalu perduodami aplinkai. Variklio triukšmo lygis priklauso nuo sūkių dažnio, variklio apkrovos, bei variklio tipo. Dyzeliniai varikliai yra šiek tiek triukšmingesni už benzinius.

8. Garso tyrimas automobilyje

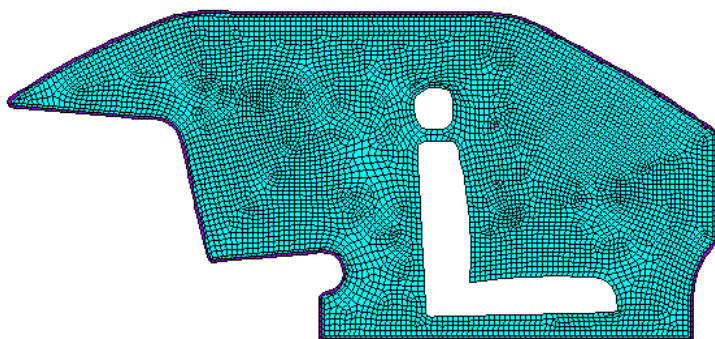
Garso bangų sklaidimo tyrimas buvo atliktas su „Ansys“ programine įranga. Tyrimo pradžioje buvo sukurtas automobilio VW vento salono modelis. Tada modelio elementams buvo nurodytos medžiagos. Automobilio korpuso medžiaga – konstrukcinis plienas, o automobilio salono erdvė – oras. Modelyje nebuvo atsižvelgta į papildomas garsą absorbuojančias medžiagas.

Sekantis žingsnis tai elementų tipo nustatymas [4]. Buvo nurodyti FLUID29 ir PLANE42 tipo elementai [5]. Po šių veiksmų modelis buvo suskaidytas į baigtinius elementus (1 pav.) ir nurodytas garso šaltinis. Garso šaltinis, tai vidaus degimo variklis sukuriantis 80 dB garso lygį. Atlikus modelio simuliaciją (2 pav.), buvo pastebėta, jog garso lygis yra kurkas didesnis priekinėje automobilio salono dalyje negu galinėje. Priekinėje dalyje garso lygis vyrauja nuo 60 dB iki 75 dB, o užpakalinėje iki 55 dB. Ansys

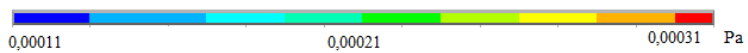
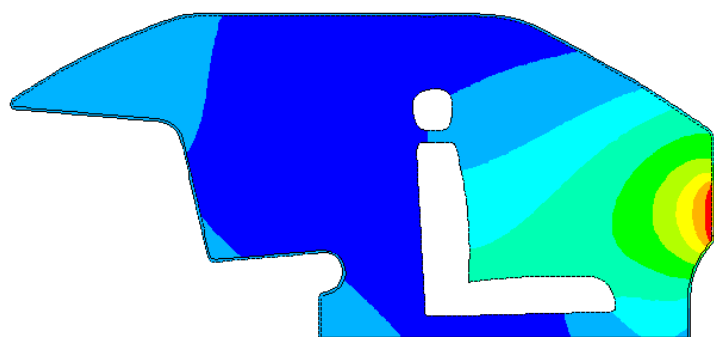
programa parodo garso slėgį Pa, todėl reikalinga formulė (1). Su šia formule garso slėgį galime persiskaičiuoti į decibelus [6].

$$L = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2; \quad (1)$$

čia: L – garso lygis, dB; p – garso slėgis Pa; $p_0 = 20 \text{ mPa}$ – garso slėgio slenkstinė reikšmė.



1 pav. Automobilio salono modelis suskaidytas baigtiniais elementais



2 pav. Garso lygio pasiskirstymas

9. Išvados

1. Automobilyje yra daug garso šaltinių, tokių kaip variklis, padangos, transmisija, pakaba ir kt. Triukšmas yra nepageidaujamas reiškiny automobilio salone, kadangi yra žalingas sveikatai.
2. Triukšmą automobilyje galima sumažinti montuojant papildomas garsą absorbuojančias medžiagas, tobulinant variklius, bei važiuoklę.

Literatūra

1. Science and engineering encyclopedia. Prieiga per internetą: <<http://www.diracdelta.co.uk>> [žiūrėta 2011-11-10].
2. Garso izoliacija, akustika, triukšmo valdymas. Prieiga per internetą: <<http://www.akustika.lt>> [žiūrėta 2011-11-12].
3. Apsaugos ir garso sistemos. Prieiga per internetą: <<http://www.eltona.lt>> [žiūrėta 2011-11-12].
4. Fluid-structure coupled acoustic analysis (command method). Prieiga per internetą: <http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/Hlp_G_COU4_10.html> [žiūrėta 2011-11-01].
5. Acoustics example. Prieiga per internetą: <http://mostreal.sk/html/guide_55/g-cou/GCOU4.htm> [žiūrėta 2011-11-05].
6. Rockwool nedegi izoliacija. Prieiga per internetą: <<http://www.rockwool.lt/akustika/garsas+ir+triuk%C5%A1mas>> [žiūrėta 2011-12-01].

ŠIAUDINIŲ NAMŲ STATYBA LIETUVOJE

T. Poška, S. Kazakevičius J. Kaupienė

Kauno technologijos universitetas Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: ekologiška statyba, šiaudiniai namai, šilumos laidumas, varža.

1. Įvadas

Darbo tikslas – pristatyti visuomenei ekologišką statybos būdą iš vietos žaliavų bei papasakoti apie naujoviškas, ekologiškas statybos idėjas, kurios būtų ne tik pigesnės už dabar populiariai naudojamas, bet ir sveikos žmonėms, bei draugiškos aplinkai.

Pastaraisiais dešimtmečiais, o kai kuriose išsivysčiusiose pasaulio šalyse netgi šimtmečiais, žmonija naudoja vis daugiau ir daugiau gamtinių išteklių. Iki šiol egzistuojantys gamtiniai ištekliai naudojami neatsižvelgiant į jų atsinaujinimo galimybes bei tempus. Žmonijos materialinė gerovė buvo sukurta be saiko eksploatuojant gamtos išteklius, taip sukeliant ekologines problemas bei didinant aplinkos riziką. Pastaraisiais dešimtmečiais mes visi stebime gana spartų bioįvairovės nykimą, sparčią klimato kaitą. Visa tai pasekmė beatodairiško gamtos eksploatavimo ir jos teršimo. Ne naujiena, kad statyboje naudojamų medžiagų didelė dalis yra priešiška žmonių organizmui bei aplinkai, tačiau dėl šių medžiagų didelės paklausos ir lengvo prieinamumo jų panaudojimas statybos sferoje nei kiek nemažėja. Arba būsime tiek protingi ir turtingi, kad susirūpinsime sveika aplinka, arba statybinės medžiagos taps



1 pav. Pirmas šiaudinis namas Lietuvoje

tokios brangios, kad privers naudoti vietines ekologiškas medžiagas. Kito būdo išjudinti ekologinę statybą Lietuvoje, atrodo, kaip ir nėra.

Šiaudinių namų statybos pradininkas Lietuvoje arch. Petras Devižis. Arch. P. Devižio pirmoji mintis apie šiaudinį namą įgyvendinta Jaros ir Ilgės upių santakoje, Taraldžių kaime 1996 m. (1 pav.).

2. Šiaudiniai namai

Pasirodo, šiaudai gali šildyti ne tik degdami. Šiaudai – puiki statybinė medžiaga, kuri laikoma viena iš labiausiai tausojančių energiją. Šiaudus kaip statybinę medžiagą žmonės naudojo jau nuo senų senovės. Tai yra patvari medžiaga, pasižyminti geromis termoizoliacinėmis savybėmis ir lankstumu. Šiaudiniai namai – dažniausiai karkasinės statybos statiniai, pastatyti naudojant natūralias, ekologiškas medžiagas – presuotus šiaudų ryšulius, molį ir medį (2 pav.). Šiaudų briketai naudojami ne tik sienoms, bet ir stogams, perdangoms, pertvaroms apšiltinti. Namai iš išorės tinkuojami tik natūraliu, „kvėpuojančiu“ tinku [1].



2 pav. Modernus šiuolaikinis šiaudinis namas

Šiaudinių namų statyba yra dvejopa. Vienu atveju šiaudų briketai naudojami namo karkasui, laikančiajai konstrukcijai pastatyti ir yra visos statybos pagrindas, tačiau šis atvejis taikomas statant ribotų matmenų pastatus, nes sienos ilgis negali viršyti šešių metrų ilgio. Šiaudų briketai gali būti dedami kaip plytos, surišami mediniais ar kitokiais virbais ir gali išlaikyti stogo svorį [2]. Kai pastatas baigiamas statyti, jis nutinkuojamas moliniu tinku, tokia statyba nereikalauja didelės statybos patirties, be to yra pigiausia (3 pav.).

Didesnių namų pastato karkasui, laikančiosioms konstrukcijoms statyti naudojamos kitos medžiagos, tokios kaip mediena ir metalas (4 pav.). Didesniam namui pastatyti nepakanka šiaudų briketų, nes būtinas tvirtas



3 pav. Bekarkasis šiaudinis namas

karkasas, laikantis stogą ir perdangas, todėl karkasas dažniausiai daromas iš medienos. Kadangi užsienyje statyba, panaudojant šiaudus kaip statybinę medžiagą yra labiau išplėtotą, tai ten statomi daugiaaukščiai šiaudų pastatai, kurių karkasas negali būti kitoks kaip metalinis, o toks būdas yra gerokai sudėtingesnis ir brangesnis.

Karkasinė statyba iš šiaudų įdomi tuo, kad pirmiausia pastatomas pastato stogas, kuris turi apsaugoti statybos aikštelę ir šiaudus nuo lietaus.

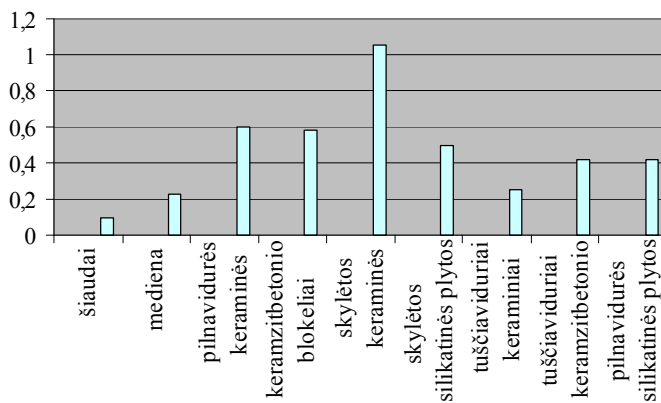
Žmonės renkasi statybą iš šiaudų dėl to, kad šis statybos būdas yra gan pigus, o šiaudai kaip statybinė medžiaga turi geras šilumines savybes. Įprastinio namo apšiltinimas kainuoja 75% brangiau nei šiaudinio namo. Šiaudinio namo energijos sąnaudos per metus neviršija 40 kWh/m^2 . Be to, šiaudų briketų namai pasižymi didele šilumine varža $8\text{-}10 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, o tas leidžia nemažai sutaupyti apšiltinant pastatą. Palyginimui galima pateikti grafiką, kuris parodo šiaudų ir plačiai statyboje naudojamų medžiagų šilumos laidumo koeficientus [3].



4 pav. Šiaudinio namo karkasas

Šiaudų briketai taip pat pasižymi itin gera garso izoliacija. Storos šiaudinės sienos sugeria didžiąją dalį išorinio triukšmo. Statyba iš šiaudų briketų prieinama daugeliui žmonių, nes nėra tokia brangi, kaip būsto statymas iš plytų ir kitų populiarių bei brangių statybinių medžiagų. Užsienio šalių patirtis rodo, kad šiaudinius namus statę žmonės elektros instaliacijos, vandentiekio sistemos įrengimo ir kitus darbus atliko patys, nes tai nebuvo sudėtinga, kaip ir pats statybos procesas [4].

Kaip matome iš grafiko (5 pav.), šiaudai turi mažiausią šiluminį laidumo koeficientą, o tai reiškia kuo jis mažesnis, tuo statybinė medžiaga geriau izoliuoja šilumą, o to pasėkoje pastatas turi žymiai mažesnius energijos nuostolius.



5 pav. Šilumos laidumo koeficientai

Šiaudinių namų privalumai [5]:

- Presuoti šiaudai ypatingai gerai sulaiko šilumą, statant ir įrengiant šiaudinį namą, galima sutaupyti iki 20% lėšų, kurių reiktų statant būstą tradiciniais būdais.
- Sienos, padengtos 25-75 mm gipso ar molio tinku, sertifikuojamos kaip F-90, o tai prilygsta mūrinės sienos sertifikavimui, tokia siena laikoma visiškai nedegia.
- Šiaudų briketai atlieka puikias garso izoliacinės medžiagos funkcijas.
- Geras mikroklimatas ir ekologiškai švari medžiaga teigiamai veikia namo gyventojų sveikatą.
- Statant pastatą iš šiaudų briketų pasiekiamas puikus kokybės rezultatas, o statybos kaštai išlieka gerokai mažesni negu statant tokį pat pastatą iš tradicinių statybinių medžiagų.

- Šiaudinius namus galima pastatyti tiek modernių, tiek įprastinių formų.

Šiaudinis namas turi ir vieną trūkumą: statyti pastato negalima lyjant lietui, nes drėgni šiaudai nebeturės tokių puikių termoizoliacinių savybių. To išvengiama, pastatą pradedant statyti nuo stogo arba organizuojant statybą žingsniais, apsaugant medžiagas nuo atmosferos poveikio plėvelėmis, įvairiomis uždangomis.

3. Šiaudinių namų atsparumas ugniai

Moksliniais tyrimais buvo nustatytas šiaudinių pastatų sienų atsparumas deginimui. Eksperimentiniai bandymai su šiaudinėmis sienomis buvo atliekami Europoje, JAV, Kanadoje ir Australijoje [6].

1. 1993 m. Atliktas testas JAV, Nju Meksike. Testo metu buvo išbandytos tinkuota ir netinkuota šiaudų sienos. Tyrimo metu paaiškėjo, kad padengta tinko sluoksniu siena yra daug atsparesnė ugnies poveikiui. Ji atlaikė dviejų valandų trukmės bandymą. Tuo tarpu netinkuota siena buvo pažeista po pusvalandžio, tačiau siena tik apanglėjo, nes tampriai supresuotuose briketuose yra mažai oro tarpų, kas sukelia deguonies trūkumą, o tai ir stabdo degimo procesą.
2. 2001 m. Danijos Technikos universitete ekspertai atliko tyrimą su tinkuota šiaudų siena. Trisdešimt minučių jie degino vieną sienos pusę, kur karštis siekė 1000°C, per tą laiką priešinga sienos pusė įkaito iki 1°C. Toks degumo rodiklis palyginus labai mažas, nes pagal normatyvus tai sudarė tik vienašimtąją normatyvuose nustatytos 80°C maksimalios leistinos įkaitimo ribos.
3. 2002 m. Australijoje Bohdan Dorniak'as laboratorijoje ekspertai atliko testą su skirtingo storio tinko sluoksniu padengtais šiaudų briketais. Nustačius maksimalų karščio intensyvumą, kuris siekė 29 K·W/m², nei vienas iš devynių briketų neužsidegė. Juose nesimatė jokių didesnių įplyšimų. Remiantis gautais rezultatais ir pagal Australijoje egzistuojančius normatyvus, galima visiškai pagrįstai teigti, kad šiaudų briketai yra nedegūs.

Gausu atliktų tyrimų, kurių metu ne kartą įsitikinta, kad tinkuotos šiaudų sienos yra atsparios ugnies poveikiui. Tačiau kol sienos nėra padengtos jokių tinko sluoksniu, pastatas yra laikomas nesaugiu. Tik tuomet, kai sienos aptinkuojamos iš abiejų pusių gaisro pavojaus atveju tokios sienos tampa patvarios ir yra priskiriamos F 119 gaisringumo klasei. Gaisro metu tokia siena gali atlaikyti dviejų valandų laikotarpį ir išlikti nepakitusi, bei atlikti pastatymo išlaikymo funkciją. Tokias išvadas pateikė vokiečių, amerikiečių bei olandų specialistai. Taigi, remiantis tarpvalstybiniu mastu vykdytų tyrimų analizės rezultatais, galima užtikrintai teigti, kad pastatai iš šiaudų briketų pagal atsparumą degimui niekuo nenusileidžia įprastos konstrukcijos pastatams.

4. Išvados

1. Šiaudų pastatai yra ekologiški ir sukuria gerą mikroklimatą.
2. Šiaudų pastatai pasižymi puikiomis šiluminėmis savybėmis.
3. Šiaudinių pastatų sienos yra nedegios ir sertifikuojamos kaip F-90 klasė.
4. Šiaudinių namų statyba yra pigesnė nei statant tokį pat namą iš tradicinių medžiagų.
5. Šiaudinių namų statyba nereikalauja ilgametės statybos patirties.
6. Šiaudiniuose pastatuose paprasta instaliuoti komunikacijas.

Literatūra

1. Šiaudiniai namai. Prieiga per internetą: < <http://siaudiniai.namai> > [žiūrėta 2011-09-15].
2. Statybos procesas. Prieiga per internetą: < <http://www.ecococon.lt/> > [žiūrėta 2011-09-26].
3. STR 2.01.09:2005 Pastatų energinis naudingumas. Energinio naudingumo sertifikavimas.
4. Namų projektai. Šiaudiniai namai. Prieiga per internetą: < <http://www.realierdve.lt> > [žiūrėta 2011-09-26].
5. Baigiamas statyti pirmasis modernus šiaudinis namas Lietuvoje Prieiga per internetą: < <http://www.technologijos.lt/> > [žiūrėta 2011-09-26].
6. Architektūros ir aplinkos darna: šiaudinis namas. Prieiga per internetą: < <http://www.spec.lt/> > [žiūrėta 2011-10-16].

PAVOJINGOS SVEIKATAI MEDŽIAGOS STATYBINIUOSE GAMINIUOSE

I. Kraujalytė, I. Navardauskaitė, J. Kaupienė
Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: asbesto žala, ligos, šalinimas, LOJ, toluenas, kancerogenai.

1. Įvadas

Lietuvoje asbestas buvo labai populiarus: asbestinėmis detalėmis buvo šiltinami vamzdžiai ir šilumos katilai, dengiami stogai. Asbestas – tai pluoštinis mineralas, atsparus ugniai, rūgštims, šarmams, geras šilumos, garso, elektros izoliatorius. Tačiau, nepaisant gerųjų savybių, ši medžiaga žmogui labai kenksminga – Tarptautinė vėžio tyrimų agentūra yra įrodžiusi, kad asbestas – labai kenksminga, galinti sukelti bronchų, plaučių, rečiau – skrandžio ir žarnyno vėžį. Pagal kenksmingumą asbestas prilygintas arsenui ir gyvsidabriui.

Statybinių atliekų ir gaminių, turinčių asbesto, nemažai sąvartynų nepriima. Pavojingas atliekas, tarp jų ir turinčias asbesto, surenka tik licencijas turinčios įmonės. Jų Lietuvoje yra daugiau kaip du šimtai. Tačiau asbesto surinkimo aikštelių yra ne kiekviename regione. Be to, Aplinkos ministerijos Aplinkos kokybės departamento duomenimis, ir esamose aikštelėse surinkta palyginti nedaug šiferio bei kitų asbesto atliekų [1]. Lietuvoje dar 2008-ųjų balandį Vyriausybė patvirtino Asbesto šalinimo programą ir priemones jai realizuoti iki 2013 metų.

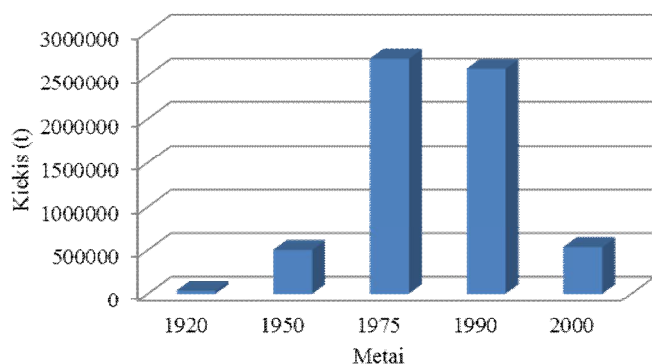
Bet be asbesto, dar yra daug pavojingų medžiagų, kurios yra naudojamos statybose. Tarp jų ir dažai, nes tai yra cheminis produktas, turintis lakiųjų organinių junginių (LOJ).

Toluenas ir benzenas – cheminiai junginiai, kurių kiekį griežtai reglamentuoja Lietuvos teisės aktai. Šių medžiagų dažų sudėtyje turi būti mažiau kaip 0,1 proc.

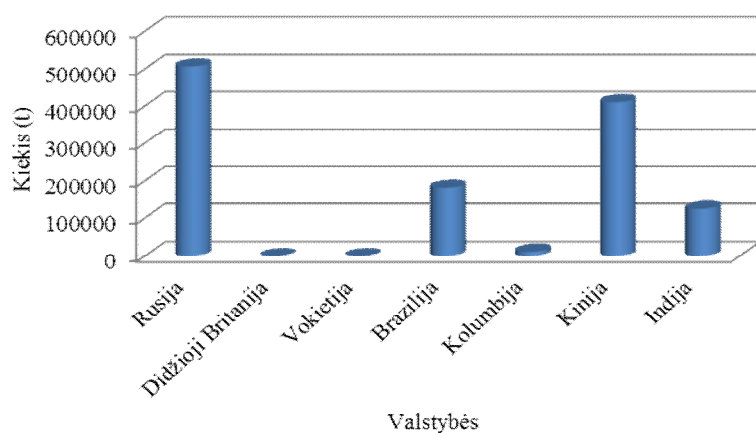
2. Asbesto panaudojimas pasaulyje

Užsienio laikraščiai nurodo, kad yra daugiau nei 3000 skirtingų rūšių komercinių produktų, kurių sudėtyje yra įvairių koncentracijų asbesto, priklausomai nuo galutinio naudojimo (1 pav.).

2006 m. visame pasaulyje buvo išgaunama 2,3 mln. tonų asbesto, 11 ar 12 šalių. Rusija buvo didžiausia gamintoja ir sudaro apie 40,2%. Kinija, Kazachstanas, Kanada ir Brazilija taip pat pasižymi didele asbesto panaudojimo dalimi (2 pav.) [2]. Asbesto produktai vis dar populiarūs besivystančiose šalyse ir apima įvairius statybos gaminius, tokius kaip stogų ir sienų danga, asbesto cemento vamzdžiai, krosnys, vinilo kilimai ir grindų plytelės. Asbestas naudojamas ir garso bei šilumos izoliacijos, ugniai atsparių klijų gamybai [3].



1 pav. Asbesto naudojimas Europoje [4]



2 pav. Asbesto naudojimas pasaulyje 2000 m. [4]

3. Asbesto poveikis žmogui

Pagal statistiką, apie 3 000 žmonių per metus Didžiojoje Britanijoje miršta nuo ligų, sukeltų ankstesnio asbesto poveikio, ir buvo manoma, kad šis skaičius 2010 metais padidės iki 10 000 [5]. Iš šių 3 000 žmonių 25 % kada nors dirbo statybos ar priežiūros versle; Švedijoje daugiau miršta nuo ankstesnio asbesto poveikio (pleuros mezoteliomų), negu iš viso žūsta darbe nelaimingų atsitikimų metu [6].

Higienos Instituto duomenimis, Lietuvoje nuo 1961 m. iki 2004 m., kuomet buvo uždrausta įvežti ir gaminti bet kokią produkciją turinčią asbesto, jau yra panaudota per 700 tūkst. tonų šio vieno iš pavojingiausių pramoninių teršalų, t.y., vidutiniškai vienam gyventojui per metus teko po 7 kg. Daugiausia Lietuvoje asbesto išlikę namų stoguose ir sienose, šiluminėje izoliacijoje, vėdinimo įrenginiuose ir vamzdynuose. Tūkstančiai jo tonų įeina į šiferio lakštų, vamzdžių, termoizoliacinių medžiagų, stabdžių trinkelų sudėtį. Sveikatai pavojingo asbestcemenčio šiferio tebėra ant mokyklų, lopšelių-darželių ir jų pavėsinių. Beveik 70% individualių gyvenamųjų namų Lietuvoje, kaimo vaikų ugdymo ir net sveikatos priežiūros įstaigų yra padengtos banguotais asbestcementiniais arba vadinamaisiais šiferio lakštais.

Be to, asbestcemenčio gaminiai buvo naudojami vėdinimo kanalams įrengti; veikiant stipriems oro srautams, atitrūkę asbesto plaušeliai gali užteršti aplinką ir sukelti pavojų gyventojams.

Asbestcemenčio gaminiuose asbesto plaušeliai yra tvirtai sulipę su pagrindu ir normaliomis sąlygomis į aplinką neišsiskiria. Plaušeliai atitrūksta ir patenka į aplinką, kai vykdant remonto, griovimo ar statybos darbus pažeidžiamas asbestcemenčio gaminių vientisumas ar kai dėl atmosferos poveikio vyksta šių gaminių erozija. Kol asbesto turintys statiniai, konstrukcijos ar gaminiai neliečiami, ši medžiaga didesnio pavojaus nekelia. Kenksmingieji plaušeliai ore pasklinda tik ardant gaminį, pavyzdžiui, laužant šiferį. Niekur nedingstančios, neskylančios ir neišgaruojančios asbesto skaidulos pasklinda aplinkoje. Susirgti gali ir žmonės, turintys atsitiktinių kontaktų, pvz., neatsargiai kraunantys ar sandėliuojantys asbesto turinčius gaminius, taip pat atsitiktinai patekę į aplinką, kurioje yra asbesto plaušelių.

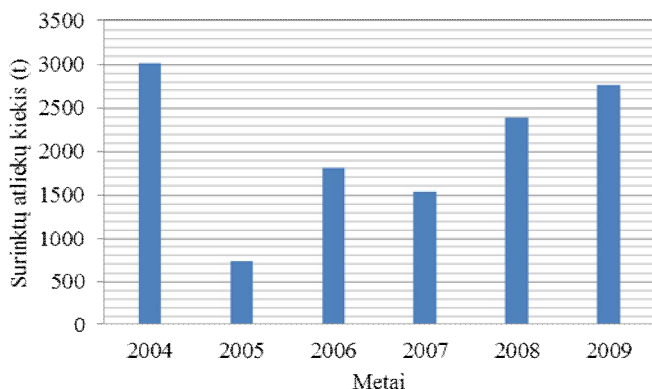
4. Asbesto šalinimas

Statybinės ir apdailos medžiagos, kuriose gali būti asbesto:

- sienos (izoliacinės plokštės sienų pertvarose);
- dangos ir dažai su tekstūra;
- grindų plokštės;
- boileriai su šilumos izoliacija;
- lubų plokštės bei durys;
- šildymo sistemos (vamzdynų, šildytuvų ir katilų šilumos izoliacija);

- stogai (ypač, kaip asbesto cemento produktai);
- vandentiekio ir nuotekų vamzdžiai;
- langų rėmai, asbesto popieriaus dangos ir pan.

Asbesto poveikio žmonių sveikatai stebėjimas buvo įtrauktas į Vyriausybės darbų programą (3 pav.). Lietuvos Respublikos sveikatos apsaugos ministerija draudžia naudoti asbestcemenčio plokštes gyvenamojo būsto, vaikų auklėjimo ir ugdymo įstaigų, gydymo įstaigų statybose. Tačiau asbestcementinių stogų keitimo ir utilizavimo tvarka kol kas nenustatyta.



3 pav. Asbesto atliekų surinkimas Lietuvoje

5. Dažai ir jų žala žmogui

Nors yra dažų, kurie traktuojami kaip ypač draugiški aplinkai, nedarantys jokio neigiamo poveikio žmonių organizmui, specialistai pripažįsta, kad tai daugeliu atvejų vis viena yra cheminis produktas, turintis lakiųjų organinių junginių (LOJ).

Europos Sąjungoje (ES) dažų reikalavimai vis griežtinami, norima, kad dažai turėtų kuo mažiau lakiųjų medžiagų, būtų kuo ekologiškesni. Ekologija dažų pramonėje yra santykinis apibrėžimas. Netgi vandeniui skiedžiamuose dažuose yra lakiųjų medžiagų. Suprantama, reikalavimai garuojančioms medžiagoms nuolat griežtėja (1 lent.).

Europos Komisija reglamentais nuolat mažina LOJ kiekį dažuose. 2009 m. leistinas lakiųjų medžiagų kiekis vienam litrui dažų buvo iki 450 gramų. Dabar siekiama, kad iki 2013-ųjų, šis kiekis būtų sumažintas iki 250 gramų vienam litrui.

Viena kenksmingiausių medžiagų, naudotų dažų gamyboje, yra chloras. Patys dažų gamintojai susivokė, kad naudodami šią medžiagą gali

Kriterijai, kuriuos turi atitikti patalpa po 4 savaitių [7]

Tiriamos ypatybės	M_1 , mg/m ² h	M_2 , mg/m ² h
Visa LOJ emisija, nemažiau 70% indentifikuotų junginių	< 0,2	< 0,4
Formaldehidų emisija (HCOH)	< 0,05	< 0,125
Amoniakas (NH ₃)	< 0,03	< 0,06
Kancerogeninių junginių emisija	< 0,005	< 0,005
Kvapaspas	nėra kvapo	nestiprus kvapas

padaryti savotiškų nusikaltimų. Antai kilus gaisrui ir degant paviršiams, nudažytiems chloro turinčiais dažais, išsiskiria nuodingų dūmų, kuriais apsinuodiję žmonės gali mirti vietoje.

Kalbant apie dviejų komponentų dangą, pavyzdžiui, poliuretaną, naudojamą paviršiniams, baigiamajam dažymui, Lietuva ir kitos posovietinės šalys yra vienos didžiausių naudotojų. Izocianas – kancerogeninė medžiaga, išsiskirianti produktui degant. Šios medžiagos gali išsiskirti ir šlifuojant, pjaunant arba virinant paviršių, padengtą poliuretano danga. Jeigu patalpa nebus gerai ventiliuojama, žmonės kvėpuos kancerogenais.

Anksčiau dažų pramonėje būdavo naudojamas formaldehidas – jis veikdavo kaip akrilinių dažų konservantas. Pažangūs Vakarų gamintojai šios medžiagos atsisakė, nes formaldehido į aplinką išsiskiria ilgą laiką.

Toluenas ir benzenas – cheminiai junginiai, kurių kiekį griežtai reglamentuoja Lietuvos teisės aktai. Šių medžiagų dažų sudėtyje turi būti mažiau kaip 0,1%.

Dažų pramonėje kaip antikoroziniai elementai buvo naudojami švinas bei chromas, kuriuos ES jau yra uždraudusi. Šias medžiagas pakeitė cinkas, cinko ar kalcio fosfatas, žėrutinis geležies oksidas. Kiekvienas gamintojas, priklausomai nuo vidinės politikos, naudoja draugiškas ar ne tokias draugiškas aplinkai medžiagas. Antai cinkui išgauti naudojamas chromas. Tad kai kurie gamintojai užsibrėžė tikslą gaminti tokius antikorozinius dažus, kurių sudėtyje nebūtų daugiau nei 0,01 proc. cinko chromato. Tačiau dažnas gamintojas dažų sudėtyje nevenigia naudoti pakankamai didelį kiekį cinko chromato – iki 0,1%.

Kalcio fosfatas ir žėrutinis geležies oksidas – tokie antikorozinių dažų užpildai, kurie neturi jokio neigiamo poveikio žmonių sveikatai. Šių užpildų turintys dažai pasižymi geresnėmis antikorozinėmis ypatybėmis.

6. Dažų kvapas

Kai kuriose valstybėse vartotojai buriasi į asociacijas ir siekia, kad dažų gamintojai pateiktų kuo ekologiškesnes produktus. Antai Švedijos dažų

vartotojų asociacija privertė šalies vyriausybę priimti teisės aktus, draudžiančius vidaus patalpose naudoti skiediklinius dažus.

LOJ kartais yra beveik bekvapiai, ir žmonėms atrodo, kad tokie dažai yra ekologiški. Patartina bet koku atveju perskaityti technines charakteristikas.

Sudedamoji dažų dalis yra pigmentai. Praėjusiame dešimtmetyje ES uždrausta naudoti šviną, alavą ir chromą. Švino nenaudojantys gamintojai dabar negali išgauti idealios raudonos spalvos. O iš Azijos ar kitų trečiųjų šalių atkeliavę raudoni dažai idealiai atitinka vartotojų lūkesčius. Jie džiaugiasi, kad tokiais dažais paviršiaus nereikia dažyti trimis sluoksniais, o naudojant vakarietiškus dažus tai daryti tenka. Baltarusiškais, kiniškais ar turkiškais dažais užtenka padengti ir vieną sluoksnį. Tačiau panagrinėjus sudėtį greitai tampa aišku, kodėl taip vyksta: raudonų dažų sudėtyje yra švino, o geltonų – chromo [7].

7. Išvados

1. Asbestas yra labai kenksminga žmogaus sveikatai medžiaga, bet vis dar populiarus ne tik Lietuvoje.
2. Daugelyje statybinių gaminių galime rasti asbesto plaušelių, pavyzdžiui, vandens vamzdžiuose, grindų plokštėse, sienų ir šildymo sistemose.
3. Dažai yra cheminis produktas ir kai kurie iš jų kenkia žmogaus sveikatai.
4. Pavojingiausi dažai yra tie, kuriuose yra daug LOJ.

Literatūra

1. Šakalys R. Statybininkai atsisako asbesto. Prieiga per internetą: <<http://lt.allconstructions.com/portal/block/4/article/1536>> [žiūrėta 2011-010-27].
2. Asbestos. Prieiga per internetą: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Asbestos>> [žiūrėta 2011-11-02].
3. Sunday Times, 2000; Iran Daily Newspaper, 2001.
4. Asbestos in the world. Hesa newsletter. June, 2005. Prieiga per internetą: <<http://hesa.etui-rehs.org/uk/newsletter/files/Newsletter27p7-21.pdf>> [žiūrėta 2011-10-28]
5. Health and Safety Executive. Prieiga per internetą: <<http://www.hse.gov.uk/asbestos/index.htm>> [žiūrėta 2011-11-09].
6. The State of Occupational Safety and Health in the European Union. Swedish National report. Prieiga per internetą: <<http://se.osha.eu.int/statistics/osharapp.pdf>> [žiūrėta 2011-11-18]
7. Srėbalius T. Dažai + Ekologija = Darna? // Statyba ir architektūra. 2010/09, p. 34-37.

GELEŽINKELIO VĖŽĖS KEITIMO ĮRENGINIŲ AŠIŲ STIPRUMO TYRIMAS

J. Kanaporienė, Ž. Bazaras

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: automatinis vėžės keitimas, aširatis.

1. Įvadas

Vieninga transporto sistema yra viena svarbiausių pasaulio ekonomikų ir šalių tarpusavio prekybos vystymosi sąlygų. Todėl šiuo metu visų šalių prioritetas yra įsijungimas į bendrą geležinkelio transporto sistemos veiklą, kuris leidžia nelikti nuošaly nuo pokyčių tarptautinėje keleivių ir krovinių vežimo rinkoje. Tačiau pirmųjų geležinkelių įkūrimo laikais bendram geležinkelių tinklui dėmesio nebuvo skirta. Istoriskai susiklostė taip, kad Lietuva atsidūrė tarp skirtingų geležinkelio vėžių.

Šiuolaikiniai geležinkeliai turi vieną svarbiausių ypatumų: skirtingą įvairių šalių geležinkelių tarpuvėžės plotį. Dėl šios priežasties keletą dešimtmečių buvo neįmanoma tiesioginis krovinių srautas iš/į Europos šalis per mūsų šalies pasienį. Praeito amžiaus pabaigoje buvo sukurta priemonė, leidžianti vežti krovinius per skirtingo pločio vėžių sandūras be perkrovimo. Tai automatinio riedmenų aširačių vėžės pločio keitimo sistema.

Darbo tikslas – susipažinti su geležinkelio vėžės keitimo įrenginiais ir atlikti geležinkelio vėžės keitimo įrenginių ašių stiprumo tyrimą.

2. Talgo automatinė vėžės keitimo sistema

Talgo seniai laikoma viena iš pirmųjų, skirtingo pločio vėžės riedmenų kūrėjų ir gamintojų pasaulyje. Vietoj įprastinių aširačių, šiuose traukiniuose, įmontuoti aširačiai su automatinio tarpuvėžės pločio keitimu. Sistemos principas: ratai ne tik gali suktis aplink ašį, bet ir pasislinkti išilgai jos, užimdami vieną iš fiksuotų padėčių, atitinkančių skirtingą vėžės plotį.

Gabaritų kaitos procesas yra visiškai automatinis ir vyksta tada, kai vagonai kerta maždaug 12 m ilgio bėgių įrenginį, esantį matavimo perėjimo stotyje, ir pravažiuojant pro jį ne didesniu kaip 15 km/h greičiu. Vėžės keitimo įrenginys yra dvikryptis (1 pav.), pereinantis nuo plačios standartinės vėžės bėgių viena kryptimi ir atvirkštinio pakeitimo proceso priešinga kryptimi.

Pagrindiniai elementai, kurie sudaro įrenginį, yra šie:

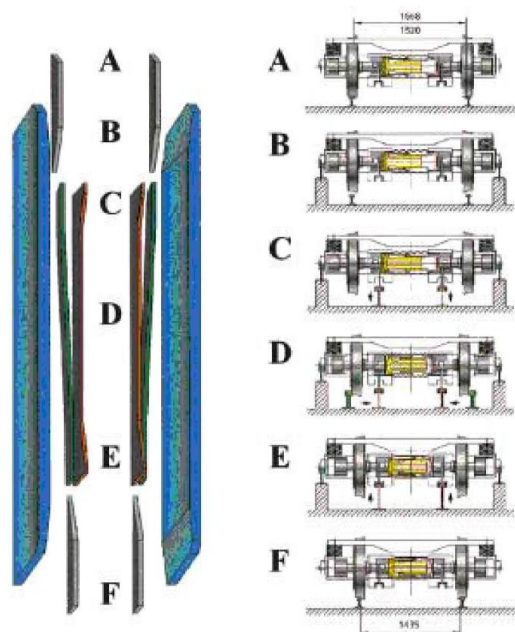
- a) iš vienos pusės, didesnės vėžės pločio bėgiai,
- b) iš kitos, bėgiai siaurojo geležinkelio,
- c) stumdomojo ir centravimo kreipiančiųjų bėgių,
- d) užrakimo ir atrakinimo fiksavimo mechanizmas,
- e) mechanizmas perstumiantis ratų elastingą ir standžias dalis [1].



1 pav. Talgo automatinė vėžės keitimo sistema [2]

Vagonui atvykusiam į plačios vėžės keitimo įrenginį, keitimo procesas atliekamas taip (2 pav.): ratams pasiekus mažėjančią plotą (A) plačios vėžės pabaigą, vežimėlis laipsniškai nuleidžiamas iki slydimo šliužės ant rėmo susisiekančio su kreipiamuoju ir centravimo valdymo bėgiais (B). Nuo šio momento, aširačių apkrovos nelieka iki kito kontakto su standartine vėže bėgių keitimo įtaiso pabaigoje. Ratai yra atleisti ir centruojami link kreiptuvo. Kai aširačiai praėjo standartinės vėžės linijos poziciją, kreipiančiosios profilio pakelėjas vykdo atrakinimą (ištraukimą) fiksavimo juostos ir ratai jau būna pasiruošę formuoti naują vėžę (fazės C). Pradedant atrakinimo procesą, elastinga dalis fiksavimo juosta verčia aširatį susiliesti su vidiniu ratų paviršiumi dėl spaudimo į išorę, siekiant fiksavimo juostą atlikti mažėjančią operaciją. Tada pasikeičia iš standartinės geležinkelio kelio vėžės į plačiąją vėžę, kontaktas su ratais bus padarytas perstumiant išorinę dalį perstumiant į vidų. Kai fiksavimo strypai yra visiškai išjungti, ratlankiai susisieks su standžių paviršiumi stumiant ratus į siaurosios linijos padėtį. Ratai ten kontaktuoja su elastinga zona skirtinguose kreipiančiosios galuose, laikydami jas skersai stop pozicijoje, kur leidžiama užblokuoti fiksavimo strypus lengviau (fazė D). Kai ratai yra šioje pozicijoje, užrakto pakilimo mechanizmo kreiptuvo jėga didėja ir užrakina juos aukščiausioje pozicijoje (fazė E). Kai vidiniai guoliai yra užrakinti, fiksavimo strypai paliekami užrakte ir ratai ateina į pakylančią siaurojo geležinkelio bėgių dalį, stumiant lėtai ratus kol viršutinis guolių paviršius, susiliečia su atrama, vidinių guolių kėlimo rankena yra suspausta tarp pleišto ir taško fiksavimo juostos, baigiant ratų blokavimo

procesą. Kai ratai pakyla bėgiais kelio pabaigoje, tada šliūžė nustoja slysti slydimo bėgiu; baigiasi plačios vėžės linijos kaita (etapas F) [1].



2 pav. Talgo automatinė vėžės keitimo įrenginys [1]

3. SUW 2000 automatinė vėžės keitimo sistema

Vėžės keitimo įrenginio ilgis 27,1 m, sumontuota 1435/1520 mm pločio bėgių kelių sandūroje ir keičia aširačių vėžės plotį abiem kryptimis (3 pav.).

Kai traukinys atvyksta į stotį, kurioje yra skirtingų geležinkelių sandūra, jis privažiuoja prie vėžės pločio keitimo mechanizmo ir sustoja. Kadangi šiuo metu naudojamų lokomotyvų vėžė yra pastovi, jie yra atkabinami nuo sąstato ir per iešmus kitu stoties keliu nuvažiuoja į kitą traukinio galą ir prikabinami prie jo. Kai lokomotyvas yra prikabinamas, jis pradeda stumti sąstatą per vėžės pločio keitimo mechanizmą, tačiau pats neuvažiuoja ir pasilieka savo vėžės pusėje.

Nuo paskutinio traukinio vagono lokomotyvas turi būti atkabintas, kai šis vagonas yra keitimo mechanizme, o pats lokomotyvas yra pasiekęs jo vėžės plotį atitinkantį kelio galą.

Kitą vėžės plotį atitinkančio kelio pusėje kitas lokomotyvas prikabinamas prie pirmojo traukinio vagono, kurio aširačių vėžės plotis tuo metu jau yra pakeistas. Šis lokomotyvas pradeda traukti sąstatą, kol visų vagonų vėžė bus pakeista į kitą.

Kai visas sąstatas pervažiuoja per vėžės pločio keitimo mechanizmą, patikrinimas ratų užfiksavimas naujojoje padėtyje [3].

SUW 2000 aširačio vėžės pločio keitimosi procesas vagonui važiuojant per tarpuvėžės pločio keitimo įrenginį susideda iš tokių fazių:

- a) aširačio įvažiavimas į tarpuvėžės pločio keitimo įrenginį. Pradinis vėžės plotis yra 1435 mm. Dešinysis aširačio ratas yra blokuojamas latakiniame bėgyje ir tampa varančiuoju;
- b) kairiojo flanšo kontaktas su atraminiu bėgiu. Blokuojamoji įvorė juda į kairę ir atleidžia tampriąją įvorę. Išlaisvinamas kairysis ratas. Varantysis dešinysis ratas yra užblokuotas;
- c) išlaisvintas kairysis ratas rieda latakiniu bėgiu, kol pasiekia padėtį, atitinkančią atstumą lygų pusei 1520 mm vėžės pločio. Varantysis dešinysis ratas yra užblokuotas;
- d) pasibaigus kairiojo flanšo ir atraminio bėgio kontaktui, blokuojamoji įvorė užspaudžia tampriąją įvorę. Kairysis ratas fiksuojamas naujoje padėtyje, atitinkanti atstumą, lygų pusei 1520 mm vėžės pločio ir tampa varančiuoju ratu.



3 pav. SUW2000 automatinė vėžės keitimo sistema [4]

4. Teorinis – analitinis aširačius veikiančių apkrovų skaičiavimas

Nepakankamai ištirtinėtos ašies sudėtingos apkrovimo sąlygos, jų įtempimo būvis ir medžiagų stiprumo charakteristikos. Šių uždavinių sprendimą palengvina supaprastintų skaičiavimo metodų taikymas.

Teoriniam – analitiniam skaičiavimui panaudotas Mockvos CMTI MTB ir OSŽD ašių skaičiavimo metodą. CMTI MTB metode priimta, kad ašis apkrauta dviem jėgomis: vertikalinė $1,25 P_0$ ir horizontalinė $H = 0,5 P_0$, čia

1,25 – koeficientas įvertina vertikalines dinamines apkrovas; P_0 – ašį veikianti statinė apkrova dėl vagono bruto svorio, paprastai nustatoma pagal 1 formulę.

$$P_0 = \frac{m_{br} - n m_{kp}}{n} g; \quad (1)$$

čia m_{br} – vagono bruto masė; n – aširačių skaičius vagone; m_{kp} – aširačio masė; g – svorio jėgos pagreitis.

Aširačius veikiančios apkrovos pateiktos 1 lentelėje.

1 lentelė

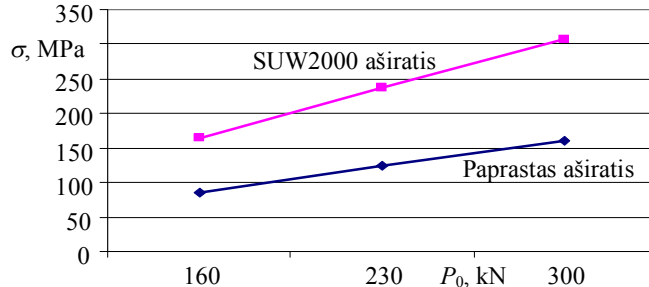
Aširačius veikiančios apkrovos

Paprastas aširatis	SUW2000 aširatis	Talgo aširatis
160 kN	160 kN	80 kN
230 kN	230 kN	115 kN
300 kN	300 kN	150 kN

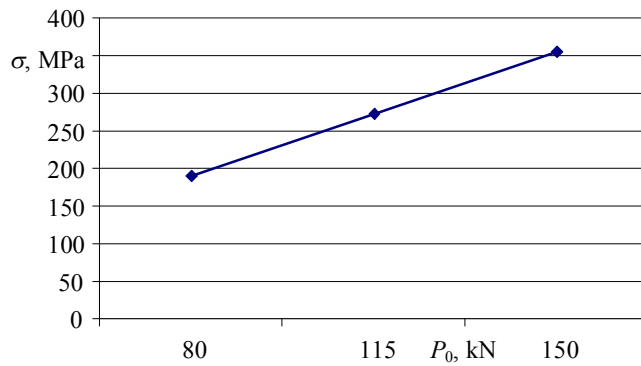
5. Aširačių ašių stiprumo patikrinimas SolidWorks aplinkoje

Ant kiekvieno pusašio buvo uždėtos pastovios jėgos, kurios pateiktos 1 lentelėje. Jos pridėtos prie aširačių turinčių 1520 mm tarpuvėžės plotį. Atliktas įtempių skaičiavimas SolidWorks aplinkoje.

Iš diagramų (4 ir 5 pav.) nustatyta, kad įtempiai atsirandantys ašyse didėja tiesiškai didėjant ašies apkrovai. Ašies apkrovai pakitus nuo 160 kN iki 300 kN, įtempiai paprastame aširatyje padidėja 74,85 MPa, o SUW2000 aširatyje 143,8 MPa. Tuo tarpu ašies apkrovai pakitus nuo 80 kN iki 150 kN, įtempiai Talgo aširatyje padidėja 166,1 MPa. Iš diagramų matyti, kas mažiausi įtempiai, kai aširačius veikia 300 kN jėga, atsiranda paprastame aširatyje ir jie siekia 160,4 MPa, o didžiausi Talgo aširatyje 355,9 MPa, nors jėga veikianti aširatį yra perpus mažesnė, t.y. 150 kN.



4 pav. Įtempiai atsirandantys paprastame ir SUW2000 aširačiuose



5 pav. Įtempiai atsirandantys Talgo aširatyje

4. Išvados

1. Mažiausi įtempiai veikiant aširačius uždėtomis jėgomis atsiranda paprastame aširatyje. Silpniausia konstrukcija yra Talgo.
2. Palyginus Talgo ir SUW2000 nustatyta, kad SUW2000 aširatis Lietuvos sąlygomis tinka geriau, tuo labiau, kad jis pritaikytas 1435 mm vėžės pločio geležinkelio krovinių vagonų riedmenyse.

Literatūra

1. **J. L. Lopez Gomez, J. Lacasta Aisa.** Talgo automatic gauge change system for freight wagons. Prieiga per internetą: <<http://pif.sagepub.com/content/215/1/13>> [žiūrėta 2011-06-09].
2. Talgo RD" Variable Gauge System: 40 years eliminating barriers and future perspectives. Prieiga per internetą: <http://www.unichanger.es/web/docs/11-Mario_Oriol.pdf> [2011-06-28].
3. **Būbnaitis G., Bazaras Ž.** Geležinkelio vėžės keitimo įrenginiai ir jų galimybių tyrimas // Mechanikos inžinerija – 2009: 8-oji jaunųjų mokslininkų konferencija: pranešimų medžiaga, 2009 m. gegužės 15 d. – Kaunas: Technologija, 2009, p. 143-145.
4. **Elgoglide I.** Plain Bushes in SUW 2000 Gauge Changeover Systems from ZNTK Poznań S.A. Prieiga per internetą: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/library/downloads/wl_07541_de_en.pdf> [žiūrėta 2011-06-28].

EPOKSIDINĖS DERVOS ATSPARUMO KIRPIMUI IR TAŠOS SAVYBIŲ NUSTATYMAS AUKŠTESNĖSE TEMPERATŪROSE

K. Kurpis, J. Kaupienė

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: epoksidinė derva, atsparumas, kirpimas, standumas, taša, temperatūra.

1. Įvadas

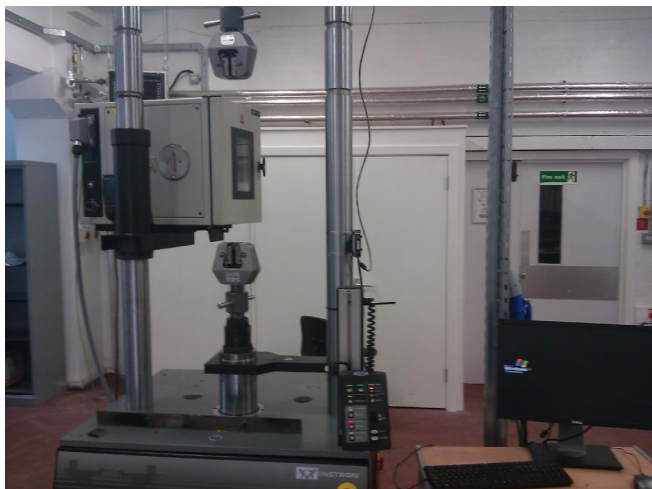
Epoksidinė derva yra naudojama kaip stiprūs klijai įvairiose statybinėse konstrukcijose. Tokios konstrukcijos kaip tiltai, geležinkelio bėgiai esant tiesioginiam saulės spindulių poveikiui kaista ir gali pasiekti įvairias temperatūras. Šiuo atveju epoksidinės dervos savybės kinta: jos stiprumas sumažėja, padidėja tūsumas, atsiranda pūslelės. Atliktų bandymų tikslas, pasitelkus modernias technologijas, nustatyti epoksidinės dervos maksimalias apkrovas ir standumą 20°C, 30°C, 40°C, 50°C ir 60°C temperatūrose.

2. Pasiruošimas bandymui

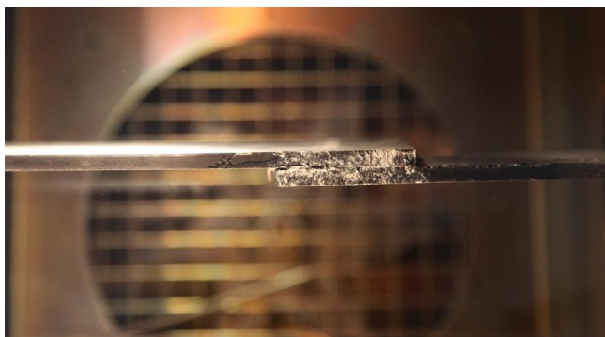
Bandymų metu buvo naudojama „Instron 600LX“ testavimo stotis (1 pav.) su reguliuojama krosnele, taip pat 20 Mpix „Nikon“ profesionalus fotoaparatas su laikmačiu, suveikiančiu kas 5 sekundes. Nuotraukų duomenims apdoroti pasitelkta programa „MatLab“ su įskiepiu „GeoPIV“ [1] arba „Dalelių Vaizdo Velosimetrija“. Programai yra nurodomi pradiniai vaizdo lopinėliai ir po atliktos analizės ji pateikia nurodytų lopinėlių pasislinkimus per visą nuotraukų seką.

Maksimaliai apkrovai nustatyti buvo paruošta 10 bandinių, standumui nustatyti 20 bandinių. Bandiniai pagaminti iš S355 klasės plieno. Bandymui naudojamos dvi pailgos plokštelės, kurių vieni galai buvo nušveisti, nuriebalinti ir tarpusavyje suklijuoti 25×30 mm (2 pav.) epoksidine derva „3M Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive 2216 B/A Gray“. Dervos pagrindinės fizinės savybės: klampumas – 75000-150000 cps, panaudojimo laikas (24°C) – 90 min, kietėjimo laikas – 8-12 val., visiško sukietėjimo laikas – 7 dienos (24°C) arba 120 min (66°C), šlyties modulis – 342 MPa (24°C) [2].

Priešingi jau sukietėjusio bandinio galai montuojami į testavimo stotį (3 pav.). Po sustingimo viena bandinio pusė, kurioje matoma epoksidinė jungtis, yra nudažoma juodu fonu su baltais netvarkingai išsidėsčiusiais taškeliais, siekiant sukurti unikalų paviršių nuotraukų analizei [3].



1 pav. Testavimo stotis Instron 600 LX



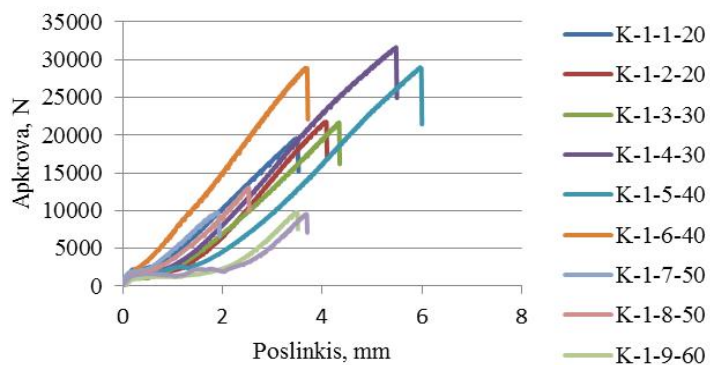
2 pav. Paruošto bandinio pavyzdys



3 pav. Vaizdas bandymo metu

3. Maksimalios apkrovos ir standumo nustatymas

Bandymų metu buvo nustatinėjama maksimali bandinio kirpimo apkrova skirtingose temperatūrose, kiekvienai temperatūrai skirta po du bandinius, bandiniai yra paliekami kaisti atitinkamoje bandymo temperatūroje 15 minučių. Testavimo mašina yra startuojama kartu su fotokamera. Testo pabaigoje išsaugoma testavimo laiko ir tuo metu esančios apkrovos duomenys, taip pat nuotraukų serija iš kurios išgaunami epoksidinės dervos poslinkiai. Apdorojus duomenis, sudaroma epoksidinės dervos poslinkio priklausomybės nuo apkrovos diagrama (4 pav.) ir apskaičiuojamas kampas laipsniais, nuo kurio priklauso kirpimo standumas (1 lent.).



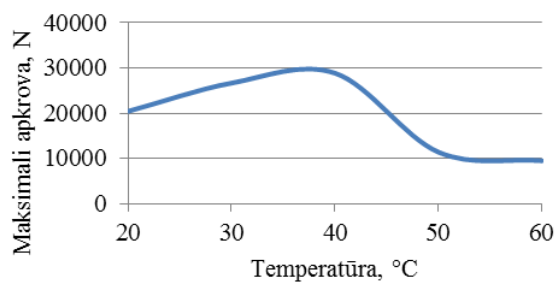
4 pav. Poslinkio priklausomybė nuo apkrovos

Kampai tarp kreivių

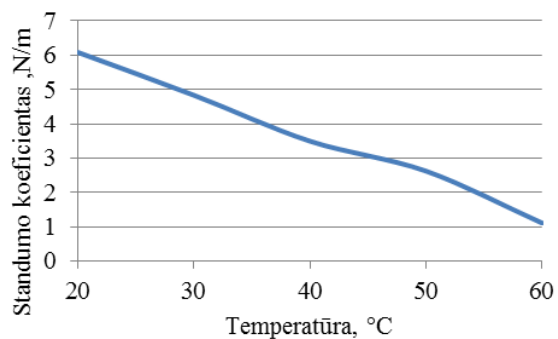
Bandinys	Kampas, °
K-1-1-20	73,11
K-1-2-20	79,35
K-1-3-30	78,66
K-1-4-30	80,16
K-1-5-40	89,98
K-1-6-40	82,69
K-1-7-50	78,36
K-1-8-50	79,00
K-1-9-60	69,89
K-1-10-60	68,45

4. Tąsos nustatymas

Šioje bandymų serijoje iš paruoštų 20 bandinių reikėjo atlikti bent po vieną testą, kurio metu bandinys išsilaikytų statiskai apkrautas nuo 10 minučių iki 2 valandų laikotarpyje. Bandiniai nepatekę į šį intervalą buvo laikomi nepatikimais arba paliekami pakartotiniam bandymui. Bandinių apkrova parenkama apytiksliai $2/3$ arba $3/4$ maksimalios apkrovos, prirėkus padidinama. Bandiniai kaitinami iki bandymo temperatūros 15 minučių. Atlikus bandymus išsaugomas laikas, apkrova ir iš nuotraukų analizės išgaunami poslinkiai. Apdorojus galutinius duomenis, sudaromos maksimalios apkrovos priklausomybės nuo temperatūros (5 pav.) ir standumo priklausomybės nuo temperatūros (6 pav.) diagramos.



5 pav. Maksimalios apkrovos priklausomybė nuo temperatūros



6 pav. Standumo priklausomybė nuo temperatūros

5. Išvados

1. Epoksidinės dervos temperatūros padidėjimas dešimčia laipsnių iki 40°C padidina maksimalią apkrovą, virš 40°C pusiau arba dvigubai sumažina maksimalią apkrovą.
2. Epoksidinės dervos standumas tąsai yra mažesnis nei standumas dinamiškai apkrovai.
3. Epoksidinė derva geriausiai savo savybes išlaiko 20°C – 40°C temperatūroje.

Literatūra

1. Research Fellow. GeoPIV: Particle Image Velocimetry (PIV) software for use in geotechnical testing (October 2002).
2. Catalog. Prieiga per internetą: < <http://bit.ly/vxspWh> > [žiūrėta 2011-07-15].
3. **Franz Biehl**. GLAST Epoxy Thermal Shear Stress. HTN-102050-023 8/1/2000. Prieiga per internetą: <<http://bit.ly/vK8uRr>> [žiūrėta 2011-07-15].

DAŽNINĖS PAVAROS VIDINIŲ TRIKDŽIŲ FILTRAVIMO TYRIMAS

A. Jasinskas, J. Valickas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: dažnio ketiklis, dažninė pavana, harmoniniai iškraipymai, dažninės pavaros trikdžių filtravimas, nekolektorinių variklių valdymas.

1. Įvadas

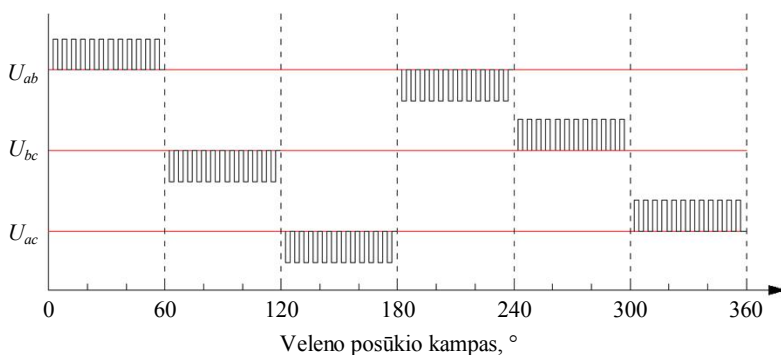
Šiuo metu rinkoje egzistuojančių dažninių pavaru skirtų elektriniam transportui kainos ir kokybės santykis dažnai netenkina keliamų reikalavimų, todėl motorolerio su vidaus degimo varikliu perdirstimui į elektra varomą buvo sukonstruota supaprastinta dažninė pavana su nuolatinės srovės nekolektoriniu varikliu. Pavaros variklis maitinamas laisvai keičiamo dažnio impulsinėmis įtampomis, atitinkamai inkaro posūkio kampui ir reikalingam variklio momentui bei greičiui. Dėl principinės elektrinės schemos paprastumo tokia įranga yra patrauklios kainos ir lengvai pagaminama. Tačiau, dėl aukšto impulsinio signalo harmonikų dydžio ir jų sudėties, tokia schema dirba nepatikimai, sukeldama transporto priemonės nepatikimą darbą dėl ko neįmanoma jos eksploatuoti.

Darbo tikslas – panaudoti patikimas dažninės pavaros valdymo sistemos maitinimo įtampos filtravimo priemones ir ištirti jų poveikio efektyvumą.

2. Nekolektorinio elektros variklio valdymas

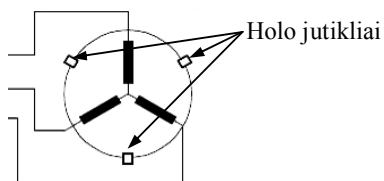
Nekolektorinio nuolatinės srovės variklio veikimas pagrįstas besisukančio magnetinio lauko formavimu tam tikra tvarka į apvijas paduodant fazines įtampas. Šešios skirtingos fazinių įtampų kombinacijos pavaizduotos (1 pav.). Fazinės įtampos keičiamos atsižvelgiant į inkaro posūkio kampą, tai įvyksta kas 60°. Nekolektorinių variklių rotorius, sudarytas iš nuolatinių magnetų. Galios tankis yra žymiai didesnis nei asinchroninių variklių. Taip pat nėra slydimo savybės todėl valdymui yra reikalingas veleno posūkio kampo grįžtamasis ryšys. Dažniausiai naudojami dviejų tipų nekolektoriniai varikliai: trapeciniai, kurių generuojama elektrovara yra trapecijos formos, ir sinusiniai, generuojantys sinuso formos elektrovarą. Trapeciniai varikliai yra pigesni ir jų valdymas yra paprastesnis, o galios tankis toks pat kaip ir sinusinių variklių.

Panaudojus impulso pločio moduliaciją galima keisti variklio apvijomis tekančios srovės dydį ir taip pat veleno sukimosi greitį [1].



1 pav. Nekolektorinio variklio fazinės įtamos

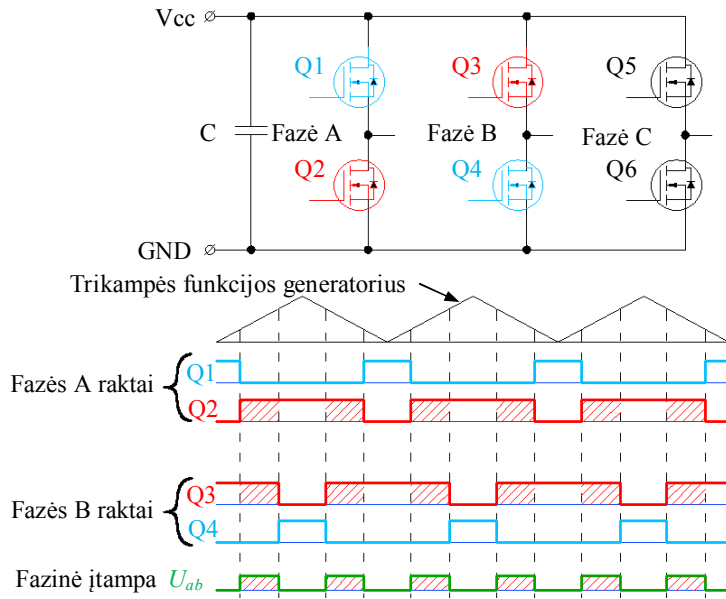
Trapecinių variklių valdymą yra ganėtinai lengva ir pigu įgyvendinti, nes nereikia generuoti sinusinės formos fazinių įtampų. Dėl šios priežasties sumažėja reikalavimai valdymo procesoriui ir grįžtamojo ryšio formavimui, nes rotoriaus posūkio kampą užtenka nustatyti 60° žingsniu. Šiam tikslui nekolektoriniuose varikliuose dažniausiai naudojami trys diskretiniai holo jutikliai (2 pav.).



2 pav. Holo jutiklių išdėstymas

Nekolektorinių variklių dažninėse pavarose impulso pločiu moduluota fazinė įtampa sukurama naudojant pakaitinį trifazio tiltelio raktų junginėjimą. Kiekvienu laiko momentu junginėjami tik 4 raktai iš 6 (3 pav.). Įtampa tarp fazinių gnybtų susidaro tada, kai raktų Q2 ir Q3 įsijungimo fazės sutampa. Kitų dviejų raktų Q1 ir Q4 įsijungimo fazės nesutampa, o tik prasilenkia viena kitos atžvilgiu, todėl įtampa tarp fazinių gnybtų nesusidaro. Keičiant visų keturių raktų valdymo impulsų pločius galima valdyti ne tik

variklio apvijomis tekančios srovės dydį, bet ir jos kryptį, o tuo pačiu ir veleno sukimosi kryptį. Naudojant šį metodą tranzistorinių raktų valdymo grandinė esti ganėtinai paprasta, o tiltelyje galima naudoti vieno poliarizavimo tranzistorius, kas yra neabejotinai paranku kainos atžvilgiu.



3 pav. Pakaitinio junginėjimo tranzistorinių raktų valdymo signalai

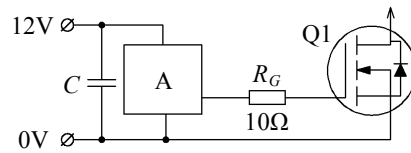
3. Trikdžių pobūdis ir jų filtravimas

Harmoniniai iškraipymai dažninėse sistemose kur aukštu dažniu šuoliškai komutuojamos srovės. Naudojant kvadratinės formos 50% impulso pločiu moduluotus raktų valdymo signalus (3 pav.) atsiranda nelyginės harmonikos (1 lent.). Jei impulsų plotis nėra 50%, sukeliamos ir lyginės harmonikos. Visa tai sukuria maitinimo įtampos trikdžius įtakojančius valdymo grandinių darbą. Dėl aukštų dažnių šie trikdžiai yra labai skvarbūs ir pereina į daugelį gretutinių elektrinių grandinių, todėl būtina naudoti filtrus.

Kaip matyti iš 1 lentelės aukštesnės eilės harmonikų dažnis yra kartotinis pagrindiniam. Jos pereina į dažninės pavaros valdymo grandines per maitinimo liniją ir paveikia tranzistorinių raktų valdymo signalus. Trikdžiams sumažinti buvo panaudotas maitinimo įtampos filtravimas (4 pav.).

Kvadratinės bangos harmonikų dažniai [2]

Harmonikos eilė	Dažnis
Pagrindinė	19,8 kHz
3-ioji	59,4 kHz
5-oji	99 kHz
7-oji	138,6 kHz
n -oji	19,8 kHz



4 pav. Maitinimo grandinės filtravimas

Kondensatoriaus C reikšmė parenkama pagal šiuos kriterijus [3]:

1. Lauko tranzistoriaus Q1 bazė yra kaip kondensatorius todėl įjungimo momentu bazės srovė priklauso tik nuo varžos R_G

$$\Delta I = \frac{U}{R_G} = \frac{12}{10} = 1,2 \text{ A}. \quad (1)$$

2. Maksimalūs įtampos svyravimai V_n , kuriuos valdymo mikroschema A gali atlaikyti surandami iš specifikacijos – $V_n = 0,3 \text{ V}$. Iš čia suskaičiuojamas

$$Z_{max} = \frac{V_n}{\Delta I} = \frac{1}{1,2} = 0,833 \text{ } \Omega. \quad (2)$$

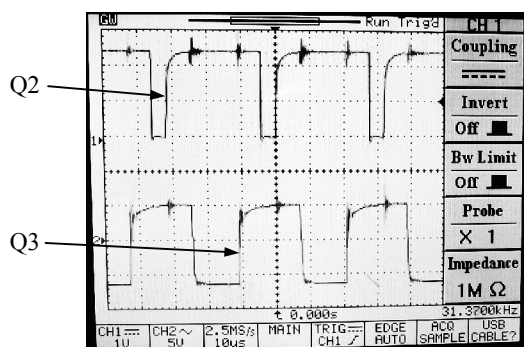
3. Dažninėje pavaroje naudojamas impulso pločio moduliacijos dažnis $f = 19,8 \text{ kHz}$, taigi ir triukšmai prasideda nuo šio dažnio. Kondensatoriaus C talpa apskaičiuojama pagal išraišką

$$C = \frac{1}{2 \pi f Z_{max}} = \frac{1}{2 \pi \cdot 1,98 \cdot 10^4 \cdot 0,833} = 32,15 \cdot 10^{-5} \text{ F}. \quad (3)$$

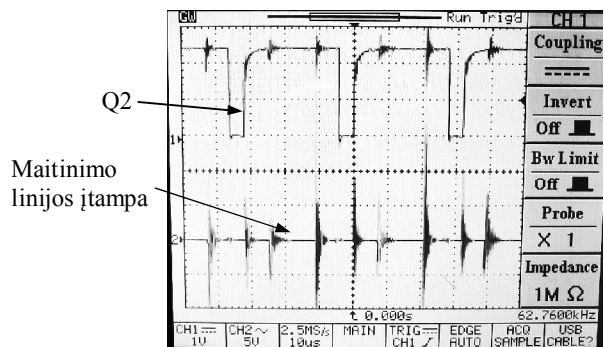
Kadangi kondensatoriaus reikšmė nėra standartinė, parenkamas standartinio nominalo kondensatorius $C = 47 \text{ } \mu\text{F}$. Filtro parametrų skaičiavimai atlikti tariant, kad maitinimo linijos impedansas yra ganėtinai didelis todėl dideliu dažniu kintant srovei susidaro įtampos kritimai. Jiems kompensuoti naudojamas kondensatorius C , kuris veikia kaip rezervinis maitinimo šaltinis. Literatūroje taip pat patariama naudoti kelių talpumų

kondensatorius sujungtus lygiagrečiai, kurių kiekvienas filtruotų atskirus dažnio diapazonus. Taip pat sumažėja filtro parazitinis induktyvumas ir varža.

Pirmojoje sukonstruotoje dažninėje pavaroje buvo panaudotas nepakankamas maitinimo grandinių filtravimas. Oscilogramose pavaizduoti tranzistorių valdymo signalai ir maitinimo linijos įtampa (5 pav.). Trifaziame tiltelyje naudojami lauko tranzistoriai, kurie valdomi įtampa. Dėl šios priežasties jie reaguoja į kiekvieną įtampos šuolį. Trikdžių amplitudė siekė ~20 V, kai tuo tarpu maitinimo linijos įtampa tik 12 V. Toks trikdžių lygis yra pavojingas lauko tranzistoriams, nes jų bazės gali atlaikyti įtampą tik iki 20V. Parazitinis schemos takelių induktyvumas tranzistorių valdymo grandinėse ir variklio keliama įtampos svyravimai yra šių trikdžių atsiradimo priežastys.

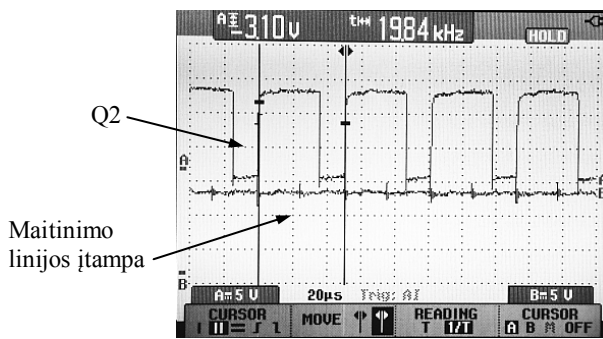


a



b

5 pav. Pirmosios dažninės pavaros oscilogramos: a – raktų Q2, Q3 valdymo signalai; b – rakto Q2 valdymo signalas ir maitinimo linijos įtampa



6 pav. Antrosios dažninės pavaros oscilograma. Q2 rakto valdymo signalas ir maitinimo linijos įtampa

Konstruojant antrąją dažninę pavarą buvo pašalinti pirmosios pavaros trūkumai. Panaudotos maitinimo grandinių filtruotės todėl trikdžių lygis žymiai sumažėjo. Didžiausia trikdžių amplitudė siekia ~ 2 V ir tai tik maitinimo linijoje. Tranzistorinių raktų valdymo signaluose trikdžiai praktiškai išnyko, tai matyti oscilogramoje (6 pav.).

4. Išvados

1. Šio darbo tikslas pasiektas, naudojant maitinimo grandinės filtravimą.
2. Harmonikų amplitudžių lygis sumažintas iki leistinos ribos kas užtikrina dažninės pavaros stabilų darbą.
3. Filtravimo rezultatai patvirtinti pagaminus ir ištyrus dažninę pavarą.
4. Pateiktos dviejų dažninių pavarų valdymo signalų oscilogramos.

Literatūra

1. **Eleivich L. N.** 3-Phase BLDC Motor Control with Hall Sensors Using 56800/E Digital Signal Controllers. Application Note. November, 2005. Prieiga per internetą: <<http://www.freescale.com/files/product/doc/AN1916.pdf>> [žiūrėta 2011-12-01].
2. **Walker J. S.** Encyclopedia of Physical Science and Technology, Fourier series. Prieiga per internetą: <<http://www.uwec.edu/walkerjs/media/fseries.pdf>> [žiūrėta 2011-11-29].
3. **Kal Mustafa.** Filtering Techniques: Isolating Analog and Digital Power Supplies in TI's PLL-Based CDC Devices. Application Note. October, 2001. Prieiga per internetą: <<http://www.ti.com/lit/an/scaa048/scaa048.pdf>> [žiūrėta 2011-12-01].

APVALAUS SKERSPJŪVIO SKYLIŲ APDIRBIMO TECHNOLOGIJOS ĮTAKOS TYRIMAS APDIRBIMO SAVIKAINAI

D. Tratulytė, D. Garuckas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: mechaninis apdirbimas, gręžimas, gilinimas, plėtimas, ištekimas, frezavimas, mašininis laikas, skylių apdirbimas, apvalaus skerspjūvio skylės.

1. Įvadas

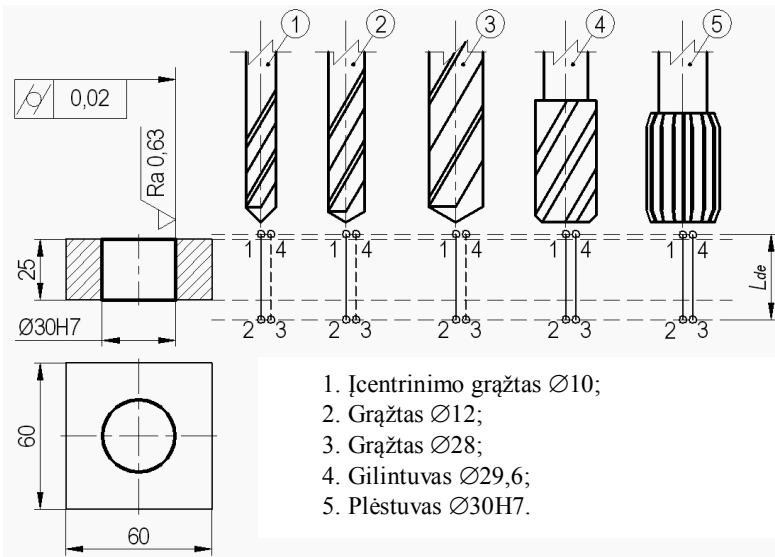
Vykdamas mechaninio apdirbimo darbus, aktualu kuo tiksliau nustatyti preliminarą mechaninio apdirbimo kainą. Pagrindinį vaidmenį apdirbimo savikainoje vaidina ruošinio medžiagos kaina. Kitas, labai svarbus parametras, kuris turi įtakos savikainos dydžiui, yra laikas, per kurį yra apdirbama arba pagaminama detalė. Mechaninio apdirbimo operacijose pagrindinė laiko charakteristika yra operacijos mašininis laikas.

Šiame darbe bus analizuojamas apvalaus skerspjūvio skylių, apdirbamų gręžimu, ištekimu, frezavimu; mašininio laiko priklausomybės nuo apdirbimo maršruto.

Darbo tikslas – duotų matmenų ir techninių reikalavimų skylei sudaryti keletą alternatyvių apdirbimo maršrutų. Nustatyti apdirbimo perėjimų mašininis laikus, bei suminį skylės apdirbimo mašininį laiką. Pasitelkus skirtingas mašininio laiko skaičiavimo metodikas [1, 2, 3], palyginti jo reikšmes kiekvienam apdirbimo maršrutui atskirai ir jo reikšmes tarp atskirų maršrutų. Paanalizuoti mašininio laiko sklaidą.

2. Tyrimo objektas

Tyrimo objektas yra apvalaus skerspjūvio skylės Ø30H7 plieninėje plokštėje (1 pav.), kurios medžiaga – konstrukcinis plienas 40 GOST 1050-88, apdirbimo technologijos variantai, sudaryti atsižvelgiant į galimus panaudoti šiuolaikinius įrankius, kurių darbinės dalies tradicinės įrankinės medžiagos – greitapjovis plienas arba kietlydinis. Šie apdirbimo technologijos variantai – tai ne visi įmanomi sudaryti ir galimi skylės apdirbimo maršrutai, bet keli labiausiai tikėtini ir galimai racionaliausi, kurie gali būti pritaikyti realioje gamyboje.



1 pav. Apdirbamos skylės matmenys, jos paviršiaus formos ir kokybės reikalavimai bei pirmojo apdirbimo maršruto įrankių darbo nuoseklumas

3. Tyrimo metodika

Skylės apdirbimui sudaryti keli alternatyvūs apdirbimo maršrutai, kurie pateikti 1 lentelėje. Maršrutai sudaryti atsižvelgiant į paviršiaus geometriją, tikslumą, šiurkštumą, cilindriškumą, matmenis.

Kad realizuoti maršrutus, buvo parinkti reikalingi įrankiai. 2 lentelėje yra pateikti naudojamų įrankių pagrindiniai duomenys, matmenys, darbinės dalies medžiaga ir pjovimo režimai plienui 40 GOST 1050-88.

1 lentelė

Skylės apdirbimo maršrutai

Pereėjimai	1 maršrutas	2 maršrutas	3 maršrutas
1.	Įcentrinimas	Įcentrinimas	Įcentrinimas
2.	Pirmas gręžimas	Gręžimas	Gręžimas
3.	Antras gręžimas	Rupus ištekimas	Planetinis frezavimas
4.	Gilinimas	Glotnus ištekimas	—
5.	Plėtimas	Tikslus ištekimas	—

2 lentelė

Naudojami pjovimo įrankiai ir jų pjovimo režimai

Įrankio pavadinimas	d , mm	Įrankio medžiaga	t , mm	s_0 , mm/aps	n , aps/min	v , m/min
Įcentrinimo grąžtas	10,0	HSS	5,0	0,10	1250	39,3
Spiralinis grąžtas	12,0	HSS	8,0	0,25	800	30,2
Spiralinis grąžtas	28,0	HSS	8,0	0,31	400	35,2
Gilintuvas	29,6	HSS	0,8	1,00	200	18,6
Plėstuvas	30,0	HSS	0,2	1,25	100	9,4
Ištekinimo galvutė	28,0	VHM	2,0	0,20	1600	140,7
Ištekinimo galvutė	29,4	VHM	0,7	0,10	4000	369,4
Ištekinimo galvutė	30,0	VHM	0,3	0,05	5000	471,2
Pirštinė freza	12,0	HSS	1,5	0,25	630	23,8

Šioje lentelėje: HSS – greitapjovis plienas, VHM – kietlydinis, d – charakteringas įrankio skersmuo, t – pjovimo gylis, s_0 – pastūma, n – įrankio apsisukimai, v – įrankio pjovimo greitis.

Nagrinėjamiems apdirbimo maršrutams (1 lent.) mašininis laikas bus apskaičiuotas pagal kelias skirtingas pjovimo režimų ir mašininio laiko metodikas:

1. Pagal A. G. Kosilovos metodiką, kada parenkami tikslūs pjovimo režimai, atsižvelgiant į apdirbamą medžiagą ir pjovimo įrankio darbinės dalies medžiagą. Mašininis laikas apskaičiuojamas remiantis tiksliais pjovimo režimais [1]:

$$T_m = \frac{L_{de}}{s_m} = \frac{L_{de}}{s_0 n}; \quad (1)$$

čia: T_m – mašininis laikas; s_m – minutinė pastuma; L_{de} – darbinė įrankio eiga.

2. Pagal apytikslės mašininio laiko formules, kurios pateikiamos A. F. Gorbacevičiaus žinyne, atsižvelgiant į detalės matmenis (D – skylės skersmenį, L – skylės ilgį) jos darbo brėžinyje [2]:

- gręžimui, kai $D < 20$ mm

$$T_m = 0,000560DL; \quad (2)$$

- išgręžimui, kai D nuo 20 iki 70 mm

$$T_m = 0,000423DL; \quad (3)$$

- gilininimui

$$T_m = 0,000210DL ; \quad (4)$$

- rupiajam plėtimui

$$T_m = 0,000430DL ; \quad (5)$$

- glotniajam plėtimui

$$T_m = 0,000860DL ; \quad (6)$$

- rupiajam ištekiniui:

$$T_m = 0,000180DL ; \quad (7)$$

- glotniajam ištekiniui:

$$T_m = 0,000200DL . \quad (8)$$

- tiksliajam ištekiniui

$$T_m = 0,000300DL . \quad (9)$$

3. Pagal katalogų rekomenduojamus pjovimo režimus [3] ir mašininio laiko formules: gręžimui, ištekiniui, gilininimui; kurios bus analogiškos formulei (1), o planetiniam frezavimui:

$$T_m = \left(\frac{L}{p} + 2 \right) \frac{\sqrt{\left[\pi (D - d_{frezos}) \right]^2 + p^2}}{s_m} ; \quad (10)$$

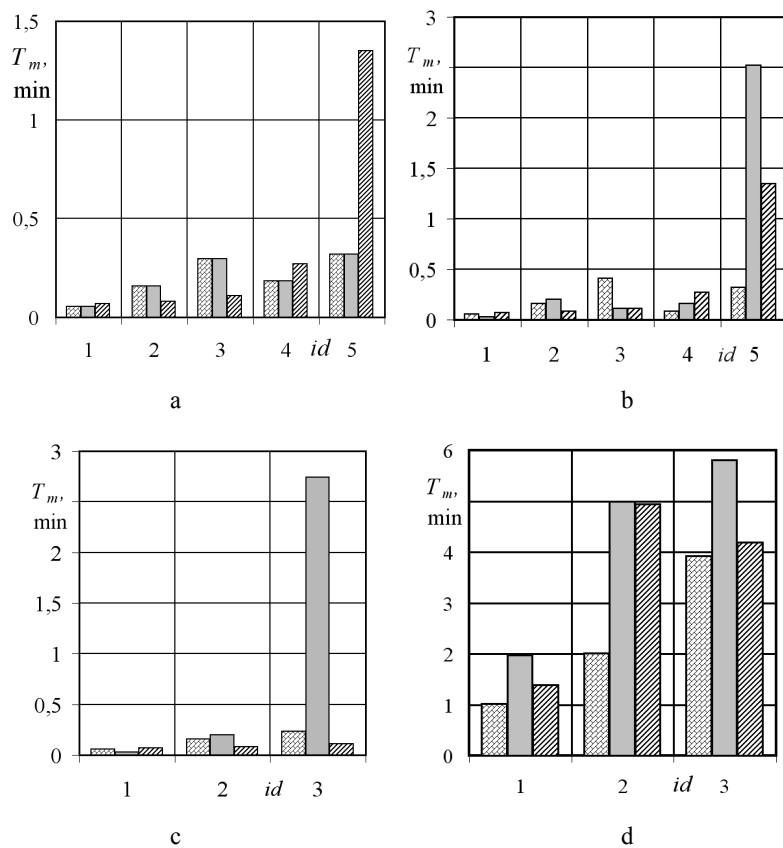
čia: D – apdirbamos skylės skersmuo; d_{frezos} – frezos skersmuo; p – sraigtinės linijos (įrankio trajektorijos) erdvėje žingsnis; L – apdirbamos skylės ilgis arba detalės aukštis (1 pav.).

4. Tyrimo rezultatai

Atlikus tiriamuosius skaičiavimus, nustatyti atskirų apdirbimų perėjimų mašininiai laikai, kurių duomenys pateikti 2 pav., a, b ir c. Kiekvieno perėjimo mašininis laikas pavaizduotas trimis stulpelinės diagramos stulpeliais, iš kurių pirmasis rodo mašininį laiką apskaičiuotą pagal pirmąją, antrasis – pagal antrąją, o trečiasis – pagal trečiąją mašininio laiko nustatymo metodiką (žr. skyrelį „Tyrimo metodika“).

Atskirų apdirbimo maršrutų suminiai mašininiai laikai pateikti 2 pav., d. Kiekvieno maršruto suminio mašininio laiko stulpelinė diagrama susideda iš trijų stulpelių, kurių kiekvienas vaizduoja to maršruto suminius

mašininis laikas pagal atitinkamas metodikas, analogiškai kaip ir atskirų perėjimų grafikuose (2 pav., a, b, c).



2 pav. Nagrinėjamų maršrutų atskirų perėjimų (a, b, c) ir suminiai maršrutų (d) mašininiai laikai: a – pirmojo maršruto, b – antrojo maršruto, c – trečiojo maršruto perėjimų, d – visų trijų maršrutų (diagramose *id* žymi apdirbimo parėjimus (a, b, c) ir maršrutus (d))

5. Rezultatų analizė

Atskirų rupaus ir glotnaus apdirbimo perėjimų mašininiai pagal įvairias mašininio laiko nustatymo metodikas užtrunka neilgai ir skiriasi

nežymiai (2 pav. a, b, c). Paskutiniųjų, tiksliojo apdirbimo perėjimų (2 pav. a, kai $id = 5$; b, kai $id = 5$; c, kai $id = 3$) mašininiai laikai apskaičiuoti pagal skirtingas metodikas turi ženklų skirtumą ir, be to, įgyja didžiausias reikšmes lyginant su rupaus ir glotnaus apdirbimo perėjimais.

Lyginant atskirus skylės apdirbimo maršrutus, iš tyrimo rezultatų (2 pav., d) matyti, kad pirmojo apdirbimo maršruto mašininis laikas yra trumpiausias (3 pav., d, kai $id = 1$). Antrojo maršruto mašininis laikas – apie vidurį (3 pav., d, kai $id = 2$). Ilgiausiai užtrunka skylės apdirbimas pagal trečiąjį apdirbimo maršrutą (3 pav., d, kai $id = 3$). Mašininio laiko požiūriu brangesnis gaunasi trečiasis apdirbimo maršrutas.

Žiūrint iš įrankių pozicijos, pirmajam maršrutui realizuoti reikia sąlyginai nebrangių įrankių (grąžtai, gilintuvas, plėstuvas), antrajame naudojami gan brangūs išteklinimo įrankiai, trečiajame maršrute įrankiai nėra brangūs, tačiau planetinio-sraigtinio frezavimo realizavimui reikalingos brangios programinio valdymo staklės.

6. Išvados

1. Išnagrinėjus duotos skylės pasirinktus apdirbimo maršrutus, nustatyta, kad „jautriausia vieta“ nustatant apdirbimo mašininį laiką pagal kurią nors iš metodikų yra išbaigiamieji, tikslieji apdirbimai. Todėl apdirbant tiksliai skylės reikia atidžiai prognozuoti tokių skylių apdirbimo savikainą.
2. Vertinant apdirbimo technologijos įtaką apdirbimo savikainai, būtina įvertinti naudojamų įrankių ir įrenginių kainos dedamąsias, nes prognozuoti apdirbimo technologijos savikainą vien tik iš apdirbimo mašininio laiko yra gan rizikinga.
3. Reikia atlikti papildomus platesnius ir išsamesnius apdirbimo technologijos įtakos savikainai tyrimus įrankinių medžiagų požiūriu (naudojant vien tik greitapjovius arba vien tik kietlydinio įrankius), apdirbamos detalės medžiagos (plienas, ketus, aliuminio lydiniai ir pan.) požiūriu.

Literatūra

1. Под. ред. **Косиловой А. Г., Мещерякова Р. К.** Справочник технолога - машиностроителя, том 2. – Москва: Машиностроение, 1986. – 496 с.
2. Под. ред. **Горбачевича А. Ф.** Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – Минск: Высшая школа, 1983. – 287 с.
3. Garant manual Machining. 2007. – 645 p.

DVIEJŲ LAISVĖS LAIPSNŲ MANIPULATORIAUS DINAMINIŲ CHARAKTERISTIKŲ MODELIAVIMAS

R. Laurinavičius, A. Česnulevičius

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: 2LL manipulatorius, manipuliatorių dinaminės charakteristikos.

1. Įvadas

Manipuliatorių paskirtis – darbinių objektų sugriebimas, išlaikymas bei manipuliavimas jais. Pagrindiniai uždaviniai, kurie yra sprendžiami projektuojant manipulatorius yra: kinematinės schemos sudarymas, kinematinė bei dinaminė charakteristikų tyrimas, tinkamų vykdymo įtaisų parinkimas. Šiame darbe yra nagrinėjamas mobilus autonominis robotas dviejų laisvės laipsnių manipulatorius (1 pav.), kurio keliamoji galia iki 1 kg.

Parinkant manipulatoriaus vykdymo įtaisus (nuolatinės srovės elektros variklius) reikalinga nustatyti sukimo momentų bei galios reikšmes. Šioje publikacijoje yra pateikti sukimo momentų priklausomybių nuo manipulatoriaus grandžių parametrų bei judėjimo dėsnų, tyrimai.

Galutinis atliekamų tyrimų tikslas yra kompiuterinės programos, skirtos mobilių robotų manipuliatorių projektavimui, sukūrimas [1].

2. Sukimo momentų priklausomybės nuo grandžių parametrų

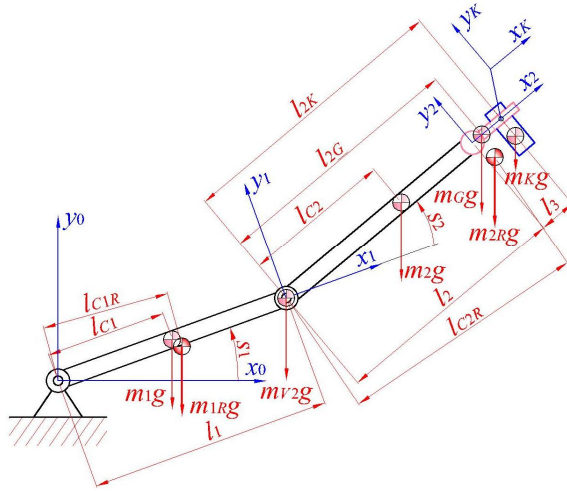
Pagrindinis nagrinėjamos konstrukcijos (1 pav.) dinamikos uždavinio sprendinys yra suskaičiuoti grandžių sukimo momentus, kurie priklauso nuo manipulatoriaus konstrukcijos (grandžių ilgių, redukuotų svorio centrų) bei judesio dėsnio kitimo [2, 3].

Sukimo momentų reikšmės yra apskaičiuojamos pagal tokią išraišką:

$$\begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{R1} & M_{R2} \\ M_{R3} & M_{R4} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1(t) \\ a_2(t) \end{Bmatrix} + C_R \begin{bmatrix} -v_2(t) & -v_{\Sigma}(t) \\ v_1(t) & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1(t) \\ v_2(t) \end{Bmatrix} + g \begin{Bmatrix} S_{R1} \\ S_{R2} \end{Bmatrix}; \quad (1)$$

čia: T_1, T_2 – sukimo momentai ties grandžių sujungimų ašimis, Nm;
 $M_{R1} = m_1 l_{C1R}^2 + I_{1R} + I_{2R} + m_2 \{ l_1^2 + l_{C2R}^2 + 2 l_1 l_{C2R} \cos(s_2(t)) \}$; $M_{R2} = m_2 \times$
 $\times \{ l_{C2R}^2 + l_1 l_{C2R} \cos(s_2(t)) \} + I_{2R}$; $M_{R3} = m_2 \{ l_{C2R}^2 + l_1 l_{C2R} \cos(s_2(t)) \} + I_{2R}$;

$M_{R4} = m_2 \cdot l_{C2R}^2 + I_{2R}$; $C_R = m_2 l_1 l_{C2R} \sin(s_2(t))$; $v_\Sigma(t) = v_1(t) + v_2(t)$; $S_{R1} = \cos(s_1(t)) [m_1 l_{C1R} + m_2 l_1] + m_2 l_{C2R} \cos(s_1(t) + s_2(t))$; $S_{R2} = \cos(s_1(t) + s_2(t)) \times m_2 l_{C2R}$; m_1 ir m_2 – grandžių masės, kg; l_1 – pirmos grandies ilgis, m; l_{C1R} ir l_{C2R} – redukuoti grandžių svorio centrai, m; I_{1R} ir I_{2R} – redukuoti masės inercijos momentai, kg·m²; g – laisvojo kritimo pagreitis; a_1 ir a_2 – grandžių kampiniai pagreiviai, rad/s²; v_1 ir v_2 – grandžių kampiniai greičiai, rad/s; s_1 ir s_2 – grandžių posūkio kampai, rad.



a

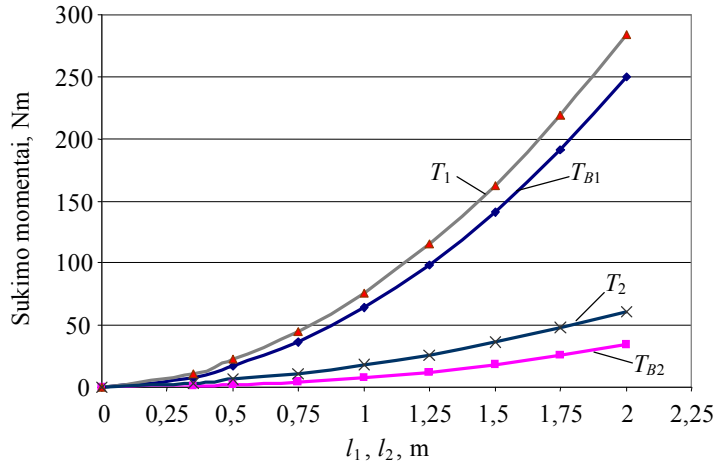


b

1 pav. Dviejų laisvės laipsnių manipulatoriaus: a – kinematinė schema; b – pagaminta konstrukcija

Pirmiausia panagrinėkime kokią įtaką sukimo momentų reikšmėms turi manipulatoriaus grandžių parametrai: grandžių ilgiai, masės, svorio centro padėtis, inercijos momentai.

Sukimo momentų kitimo priklausomybės nuo geometrinių ir inercinių grandžių parametrų (grandžių ilgių, masės inercijos momentų ir redukuotų svorio centrų) pavaizduota 2 pav. Toliau geometrinius ir inercinius grandžių parametrus vadinsime tiesiog parametrais.



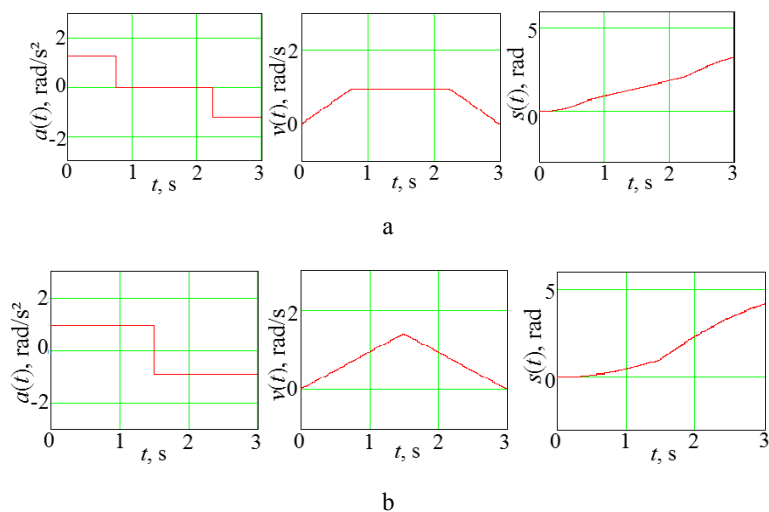
2 pav. Sukimo momentų priklausomybės nuo grandžių parametrų: T_1 ir T_2 – sukimo momentai, kai (1) išraiškoje įvertinami l_{C1R} , l_{C2R} , l_{2K} , l_{2G} , l_{1R} , I_{2R} ; T_{B1} ir T_{B2} – sukimo momentai nevertinant aukščiau išvardintų parametrų

Kai grandžių ilgiai yra iki 0,3 m – sukimo momentų su neįvertintais parametrais, nesutapimas yra mažesnis nei 5%. Didėjant grandžių ilgiui nuo 0,3 m – parametrų įtaka išlieka, grandžiai ilgėjant kas 0,1 m – sukimo momentų nesutapimas didėja atitinkamai pirmoje grandyje 1%, o antroje 2%. Todėl nagrinėjant dviejų laisvės laipsnių manipuliatorių konstrukcijas, reikėtų naudoti sukimo momentų su įvertintais grandžių parametrais lygtį, kuri yra tikslesnė parenkant atskirų grandžių variklius.

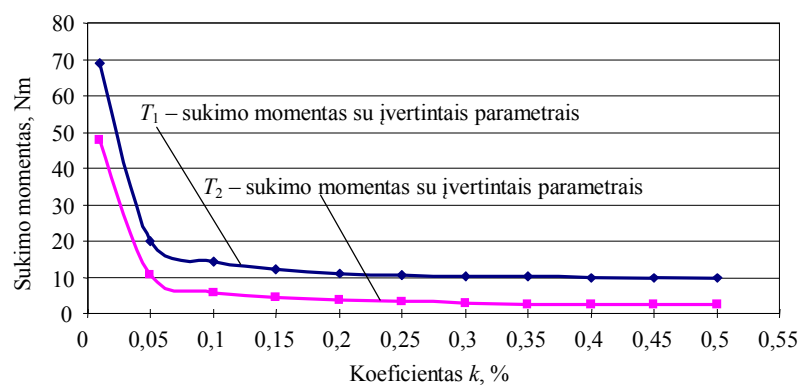
3. Sukimo momentų priklausomybės nuo judėjimo dėsnio

Be grandžių parametrų, darbe buvo nagrinėjama kokią įtaką sukimo momentų kitimui turi grandžių judėjimo dėsniai. Tyrimo metu buvo keičiamos įsibėgėjimo-lėtėjimo koeficiento reikšmės, t.y. analizuojami skirtingi grandžių

judėjimo dėsniai [4]. 3 paveiksle yra pavaizduoti du galimi grandžių judėjimo dėsniai, esant skirtingoms įsibėgėjimo-lėtėjimo koeficiento k reikšmėms.



3 pav. Grandžių judėjimo dėsniai: a – $k = 0,25$; b – $k = 0,5$



4 pav. Sukimo momentų priklausomybė nuo įsibėgėjimo-lėtėjimo koeficiento k

Kai koeficientas $k \leq 0,1$ sukimo momentas ženkliai didėja, o kai koeficientas $k > 0,1$ – sukimo momentas mažėja ir yra artimas mažiausiai sukimo momento reikšmei, kai $k = 0,5$ (žr. 4 pav.). Todėl parenkant judėjimo dėsnį, įsibėgėjimo-lėtėjimo koeficientas k turėtų būti parinktas ne mažesnis už 0,1.

4. Išvados

1. Sprendžiant dviejų laisvės laipsnių konstrukcijų uždavinius – grandžių parametrai turi įtakos sukimo momentų rezultato dydžiui. Grandžiai ilgėjant kas 0,1 m – sukimo momentų nesutapimas didėja ir atitinkamai pirmoje grandyje yra 1%, o antroje 2%. Todėl atliekant skaičiavimus yra tikslingiau naudoti sukimo momentų lygtį su patikslintais parametrais.
2. Sukimo momentai priklauso nuo judėjimo dėsnio. Kai koeficientas $k \leq 0,1$ sukimo momentas gali padidėti iki 7 kartų. O kai koeficientas $k > 0,1$ – sukimo momentas mažėja ir yra artimas mažiausiai sukimo momento reikšmei, kai $k = 0,5$. Todėl parenkant judėjimo dėsnį, įsibėgėjimo-lėtėjimo koeficientas k turėtų būti ne mažesnis už 0,1, t.y. $k \geq 0,1$.

Literatūra

1. The Scientific Electronic Library Online. Mechanical engineering. Homogenous matrices. Prieiga per internetą: <http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S010073862002000300004&script=sci_arttext> [žiūrėta 2011-11-28].
2. **Vaičiulis D.** Robotų technika. Prieiga per internetą: <<http://stud.ppf.ktu.lt/vaiciulis/paskaitos/rt/rt-03.pdf>> [žiūrėta 2011-11-25].
3. **Arlauskas K.** Masių centras. Prieiga per internetą: <ututi.com/subject/vu/ff/mechanika/file/3534/get> [žiūrėta 2011-11-25].
4. **Yangmin Li.** Dynamic Stability Analysis and Control for the Mobile Manipulator // Electrical and Computer Engineering, IEEE CCECE, 2002, p. 554-559.

ŠONINIO VĖJO ĮTAKA SUNKVEŽIMIO STABILUMUI

A. Miškinis, A. Tautkus

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: šoninis vėjas, bandymų poligonas, slydimo kampas.

1. Įvadas

Vienas iš pagrindinių sunkvežimių eksploatavimo parametrų yra stabilumas. Sunkvežimio stabilumas apibrėžiamas kaip galimybė priešintis virtimui [1].

Stabilumas priklauso ir nuo konstrukcinių automobilio parametrų (pakabų tipo, svorio centro padėties, gabaritinių matmenų), padangų charakteristikų, vairuotojo veiksmų. Tai pat didelę įtaką stabilumui turi, išoriniai aplinkos veiksniai, t.y sudėtingos važiavimo sąlygos (stiprus šoninis vėjas, slidi kelio danga, kelio nuolydis) [2].

Sunkvežimių stovumo tyrimams pastaraisiais metais yra skiriama labai daug dėmesio, dėl padidėjusio jų sukeltų avarių skaičiaus.

Šiame darbe apžvelgsiu vieną iš keleto svarbiausių stabilumą įtakančių veiksnių, šoninio vėjo įtaką, kurią pastaruoju metu itin pradėta tirti.

Darbo tikslas – ištirti šoninio vėjo įtaką sunkvežimio stovumui.

2. Šoninio vėjo įtaka sunkvežimio stabilumui

Sunkvežimio stabilumui didelės įtakos turi šoninis vėjas, tai lemia dideli sunkvežimio gabaritiniai matmenys, aukšta svorio centro padėtis. Dėl didelių gabaritinių matmenų sunkvežimį paveikus gūsingam šoniniam vėjui jis pasvirsta. Tuomet pasikeičia svorio centro padėtis ir automobilis tampa nestabilus, slysta arba apvirsta [2].

Dėl šios priežasties keliuose įvyksta daug avaringų situacijų. Sunkvežimių stabilumo trūkumas labiausiai pasireiškia važiuojant per tiltus ir slėnius, nes tuomet ypač paspartėja vėjo srautų mainai.

Pagal [1] vėjo sukeliamas apkrovas judančioms transporto priemonėms nustatyta, kad daugiau kaip 2% nelaimingų atsitikimų keliuose įvyksta dėl vėjuotų važiavimo sąlygų. Šoninio vėjo įtakos tyrimas transporto priemonių stabilumui yra labai svarbus saugumo kriterijus.

Saugumo didinimo priemonės:

- automobilio pakabos tobulinimas.
- leistino važiavimo greičio mažinimas pavojinguose kelio ruožuose.

Sunkvežimių stabilumas yra tiriamas bandymų poligonuose, imituojant sudėtingas važiavimo sąlygas (slidžią kelio dangą, stiprų šoninį vėją, nelygią kelio dangą, staigius posūkius).

Sunkvežimiui praradus stabilumą jis nukrypsta nuo numatomos važiavimo trajektorijos ir pradeda slysti tam tikru kampu vadinamu slydimo kampu, nelygiagrečiu automobilio judėjimo trajektorijai.

3. Šoninio vėjo įtaka transporto priemonių sukeltiems įvykiams

Pagrindinė sunkvežimių sukeltų avarių priežastis yra apsisvertimas arba nuslydimas nuo važiuojamosios dalies, kuriuos dažnai lemia dideli vėjo gūšiai kurie išvedančius automobilį iš pusiausvyros padėties, automobiliui važiuojant dideliu greičiu. Kritinis šoninio vėjo greitis, galintis apversti automobilį [1]:

$$v_{krit} = \sqrt{\frac{2 m g}{\rho A (C_L + 2 C_{RM} l/t)}}; \quad (1)$$

čia: l – ratų bazė, m; t – padangų protektoriaus gylis, m; ρ – oro tankis, kg/m³; A – automobilio kėbulo šoninio paviršiaus plotas, m²; m – automobilio masė, kg; g – laisvojo kritimo pagreitis, m/s²; C_L – pavirto koeficientas; C_{RM} – vortimo momento koeficientas.

Sunkvežinių stovumui šoninis vėjas turi daug didesnę įtaką nei lengvieji automobiliai. Sunkvežimio elgsena papūtus gūsingam šoniniam vėjui pavaizduota 1 pav. [2].

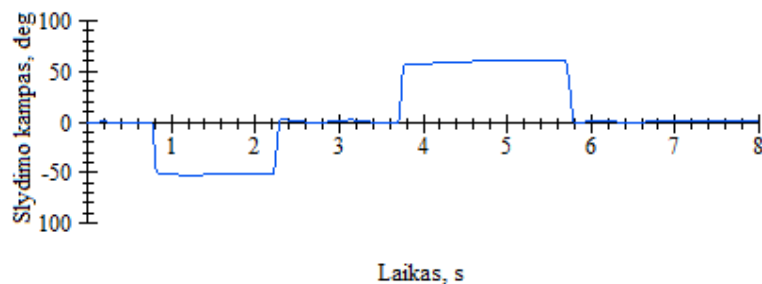


1 pav. Sunkvežimio elgsena papūtus gūsingam šoniniam vėjui: a – sunkvežimio slydimas; b – sunkvežimio vortimas

4. Tyrimo metodika

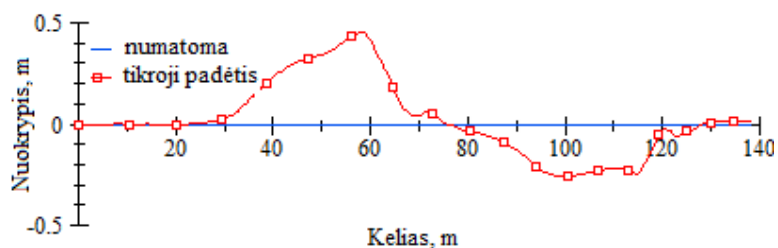
Tyrimas atliekamas naudojant programinę paketą „TruckSim 8,0“. Tiriama transporto priemonė – savivartis triašis sunkvežimis, kurio gabaritiniai matmenys: ilgis 6200 mm, aukštis 3200 mm, plotis 2400 mm.

Modeliuojant buvo priimtas vidutinis sunkvežimio greitis 90 km/h; trinties koeficientas tarp kelio dangos ir padangų 0,85; šoninio vėjo greitis 40 m/s; sunkvežimio masė 11 t. Skaitinis eksperimentas buvo modeliuojamas 8 sekundes, atstumas tarp dviejų vėjo blokų turbinų, išdėstytų skirtingose kelio pusėse 30 m.

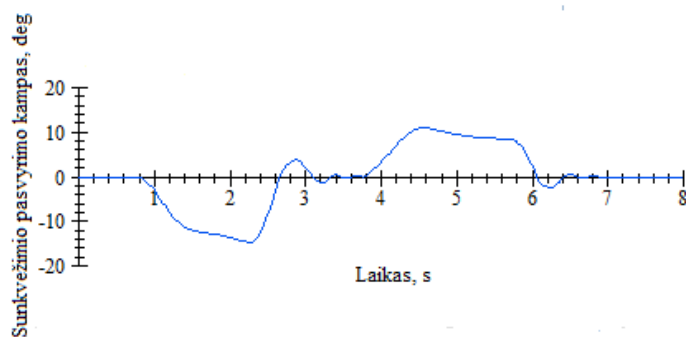


3 pav. Sunkvežimio slydimo kampas, sunkvežimį paveikus stipriems 40 m/s šoninio vėjo gūsiams

Sunkvežimis nukrypdamas nuo numatomos važiavimo trajektorijos gali slysti tam tikru maksimaliu (53 laipsnių) kampu. Automobilio nuokrypis nuo numatytos važiavimo trajektorijos pateiktas 5pav., o sunkvežimio posvyrio kampo kitimas – 6 pav.



5 pav. Sunkvežimio nuslydimas, nuo numatomos važiavimo trajektorijos



6. pav. Sunkvežimio posvyrio kampas tam tikru laiko momentu

5. Išvados

1. Sunkvežimiui važiuojant 90 km/h greičiu ir pučiant 40 m/s greičio šoniniam vėjui, automobilis nuslysta nuo numatytos trajektorijos apie pusę metro, svorio centro koordinatės pakinta apie 15 laipsnių.
2. Stabilumo tyrimo metu paveikus sunkvežimį stipriems šoninio vėjo gūsiams didžiausias važiavimo nuokrypis nuo numatytos trajektorijos buvo gautas papūtus pirmam vėjo turbinų blokui. Antrojo gūsio, kuris buvo priešingos krypties pirmajam, poveikis turėjo mažesnę įtaką nuokrypiui nuo važiavimo trajektorijos.

Literatūra

1. Design criteria of wind barriers for trafic. Prieiga per internetą: <<http://technopress.kaist.ac.kr/samplejournal/pdf/was1401004.pdf>> [žiūrėta 2011-11-28].
2. Heavy combination vehicle stability and dynamics . Prieiga per internetą: <<http://210.48.109.8/resources/heavy-learner/heavy-combination-vehicles/docs/heavy-combination-vehicles.pdf>> [žiūrėta 2011-11-28].

MOBILAUS ROBOTO LIPIMO LAIPTAIS MECHANIZMŲ ANALIZĖ

M. Aleksandravičius, D. Vaičiulis

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: robotas, socialinis robotas, laiptais kopiantis robotas.

1. Įvadas

Mobilieji robotai vis plačiau naudojami paslaugų sferoje. Paslaugų robotas skirtas padėti žmonėms su negalia, pervežti krovinius, naudojamas kaip padėjėjas karo lauke, juo naudojasi gelbėtojai. Šios rūšies roboto pagrindinė paskirtis neįgaliuosius, sužeistuosius ir ligonius transportuoti laiptais, judėti bet kokia kelio danga, bei pačiam „įlipti“ ir „išlipti“ iš automobilio kartu su transportuojamu žmogumi. Toks robotas atlieka pagalbinius darbus ir padeda žmonėms atlikti užduotis. Taigi paslaugų robotas gali palengvinti žmogaus darbo krūvį. Šie robotai paprastai yra savarankiški, tačiau gali būti kontroliuojami, nuotoliniu arba rankiniu būdu, pagal nustatytą valdymo sistemą.

2. Mechanizmų, skirtų kopti laiptais, apžvalga

Atsiradus įvairioms kliūtims, tokioms kaip bordiūrai, laiptai, akmenuotos vietovės, susiduriama su problema kaip jas įveikti, kaip pernešti sunkius krovinius, ligonius, sužeistuosius, bei padėti judėti žmonėms turintiems vaikščiojimo sutrikimų.

Šiuo metu daugiausiai sukurta laiptais kopiančių mašinų, kurios dažniausiai naudojamos kaip susisiekimo priemonė žmonėms su negalia. Tai patobulinti neįgaliųjų vežimėliai, kurie valdomi neįgaliojo arba neįgaliajam padedančio žmogaus. Kadangi daugumoje atveju vežimėlis yra nesudėtingas ir lengvos konstrukcijos jį nesunku įkelti į automobilį. Naudodamas fizinę jėgą, neįgalusis pats gali kopti laiptais (1 pav.). Šis neįgaliesiems skirtas vežimėlis pritaikytas tik standartiniams laiptams ir norint atlikti posūkius aikštelėse reikia pakelti X formos žvaigždes. Tai atima daug laiko [1].

Motorizuotas neįgaliojo vežimėlis pritaikytas kopti laiptas vikšrų pagalba (2 pav.). Tokio lipimo laiptais mechanizmo trūkumas tas, kad norint įveikti posūkius aikštelėse, jį reikia perkonfiguruoti. Šis vežimėlis laiptais



1 pav. Rankomis varomo, laiptais kopiantis vežimėlis neįgaliajam [1]



2 pav. Motorizuotas, vikšrų pagalba kopiantis laiptais, vežimėlis neįgaliajam [2]

kopia tik atbulas, todėl labai sunku matyti kur judama. Jei žmogus sėdėdamas negali pasisukti, reikalingos specialios stebėjimo priemonės, tokios kaip kamera su monitoriumi ar veidrodėliai. Tokių kopimo mašinų greitis yra lėtas, ir valdymas sudėtingas. Jos yra sunkios, todėl iškyla transportavimo problema, norint jį įkelti į automobilį (tam reikalinga kitų žmonių pagalba arba specialus automobilis su liftu) [2].

Dažnai naudojami standartiniai, neįgaliajam skirti vežimėliai, su po vežimėliu prijungta vikšrine mašina, kuri padeda įveikti laiptelius ir pakilimus (3 pav.). Čia dominuoja dvi konstrukcijos, kurias atskirus nuo vežimėlio nėra sunku įkelti į automobilį. Kadangi žmogus turintis negalią negali sujungti (ar atjungti) vežimėlio su vikšrinio mechanizmu, tai be papildomo asmens ar mechanizmo (pavyzdžiui, lifto) toks vežimėlis negali būti patalpintas į automobilį. Tačiau ši konstrukcija turi privalumą: vežimėliui judant lygia danga vikšrai pasikelia nuo žemės ir galima greitai judėti. Pakeisti vežimėlio konfigūraciją į lipimo laiptais režimą užima mažai laiko. Šiuo atveju lipimo laiptais mechanizme naudojami du vikšrai, laiptu aikštelėse pats mechanizmas atlieka posūkius [3].



3 pav. Standartinis neįgaliajam skirtas vežimėlis, su pridėdama vikšrais [3]

Kad įveikti kalnuotas vietas su labai nelygia danga ar akmeningus plotus yra sukurtos greitaieges motorizuotos mašinos. Jos būna dviejų tipu: vikšrinės (4 ir 5 pav.) arba ratuotos (6 pav.). Jos leidžia žmogui su negalia įveikti vietas, kurios standartiniu, neįgaliajam skirtu vežimėliui, neįveikiamos. Vikšrinė savaeigė mašina gali būti naudojama medžioklėje. Tokios mašinos gali įveikti kai kuriuos laiptelius. Jų trūkumas tas, kad tai sunkios ir didelių gabaritų transporto priemonės, joms gabenti reikia specialaus automobilio, arba specialios įrangos (5 pav.) [4].

Šiuo metu kuriami vis nauji neįgalųjų vežimėliai, stengiantis išspręsti vieną iš pagrindinių problemų, kad neįgalusis bendraudamas su stovinčiu žmogumi, bendrautų tame pačiame aukštyje ir nejaustų bendravimo diskomforto. Modelis, pateiktas (7 pav.), kaip ir daugelis kitų, nėra pritaikytas lipti laiptais ir turi būti gabenamas specialiu automobiliu [7].



4 pav. Vikšrinis neįgaliajam skirtas vežimėlis [5]



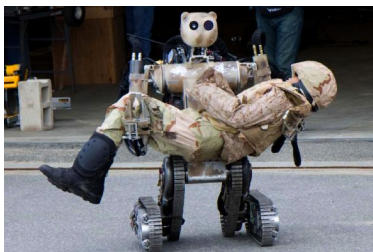
5 pav. Vikšriniam vežimėliui gabenti liftas [4]



6 pav. Motorizuotas, kalnuotom vietovėm skirtas, neįgaliojo vežimėlis [6]



7 pav. Konceptinis modelis [7]



8 pav. Karinei pramonei skirtas socialinis robotas [8]

Karinei pramonei sukurtas mobilus socialinis robotas, važiuojantis vikšru pagalba, galintis judėti nelygia danga, kopti nesudėtingais laiptais, sugeba paimti nuo žemes sužeistą žmogų ir jį nugabenti į reikiama vieta. Toks robotas užduotis atlieka savarankiškai (8 pav.) [8].

3. Kuriamo roboto tikslai ir panaudojimas socialinėje sferoje

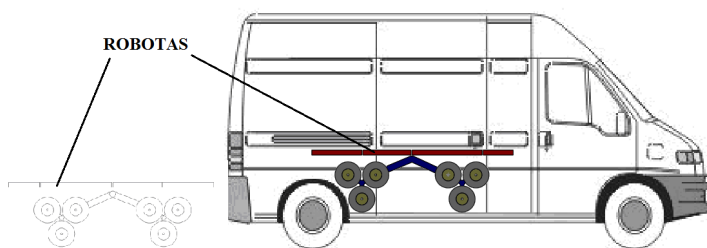
Planuojama sukurti mobilaus roboto prototipą, kuris pats galėtų atlikti tipines užduotis. Reikalavimai keliamei roboto prototipui:

1. Galimybė valdyti nuotoliniu būdu.
2. Robotas turi „gebėti“ įlipti ir išlipti iš standartinio automobilio, įveikdamas kliūtį iki 0,5 m aukščio (9 pav.).
3. Galėtų važiuoti nelygia danga.
4. Galėtų įvažiuoti į patalpas pro duris.
5. Galėtų užlipti ir nultipti įvairių konfigūracijų laiptais (10 pav.).
6. Važiuoklė būtų nepriklausoma, o visi ratai būtų varomieji.
7. Robotas turės daugiafunkcinę platformą: nesunkiai susilankstanti (išsilankstanti) rėminė konstrukcija. Horizontalioje padėtyje (pilnai

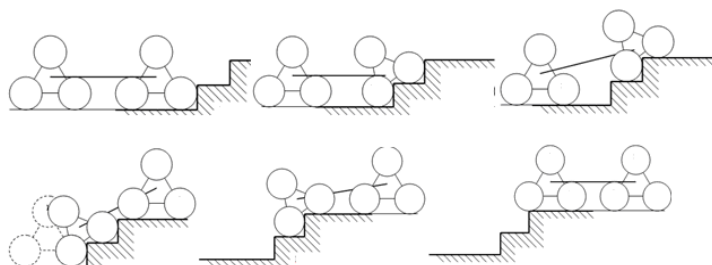
išlankstytas rėmas) bus galima vežti ligonį, arba krovini. Konstrukcija galės susilankstyti ir būti naudojama kaip kėslas neįgaliajam, kuris savo nuožiūra galės save pakelti (pastatyti), kad galėtų bendrauti, su kitu žmogumi, žmogaus ūgyje (11 pav.).

8. Roboto ratai turi pasisukti 90° kampui, kad galėtų judėti, bet kokia kryptimi.

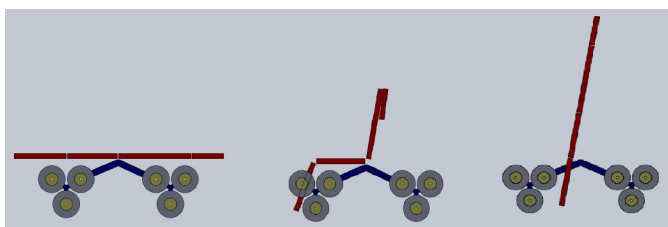
Planuojama, kad robotas išvardintas užduotis atliks gabendamas iki 250 kg sveriantį žmogų.



9 pav. Mobilus socialinio roboto prototipas



10 pav. Lipimo schema



11 pav. Galimos rėminės konstrukcijos padėtys

4. Išvados

Mobiliu robotu, kuris gali lipti laiptais, įlipti ir išlipti, iš automobilio, judėti nelygia kelio danga, vežti iki 250 kg sverianti žmogų, arba krovinį, galėtų naudotis greitosios pagalbos darbuotojai, kai reikia daug sverianti ligoni gabenti laiptais iki greitosios pagalbos automobilio ir iš jo. Juo galėtų naudotis ir neigalieji, kaip motorizuotu neįgaliesiems skirtu vežimėliu. Tokiu robotu galėtų naudotis įstaigos, kur negalima įrengti neįgaliesiems liftu, nes yra pastatai saugomi paveldo. Toks robotas gali gabenti krovinius, pavyzdžiui, gaisrininkams gabentų įrangą laiptais.

Šiuo metu sukurtų lipimo laiptais mechanizmų pritaikymas yra labai ribotas, jie pritaikyti standartiniams laiptams ir kopia atbulomis. Kopimo metu tokį mechanizmą sunku valdyti. Robotas tai atliktu pats ir galėtų judėti įvairių konstrukcijų laiptais.

Literatūra

1. Гради-Стандарт: инвалидная коляска-"ступенькоход". Prieiga per internetą: <<http://www.dislife.ru/flow/theme/8023/>> [žiūrėta 2011-11-27].
2. Я на этой коляске вальс танцевал! Prieiga per internetą: <<http://www.dislife.ru/flow/theme/7043/>> [žiūrėta 2011-11-26].
3. Die Treppenraupe. Prieiga per internetą: <<http://simon-rudolf.de/treppenraupe.html>> [žiūrėta 2011-11-26].
4. Инвалидное кресло для бездорожья. Prieiga per internetą: <<http://www.novate.ru/blogs/151209/13685/>> [žiūrėta 2011-11-15].
5. Кресло на гусеничном ходу – на замену обычной инвалидной. Prieiga per internetą: <http://steer.ru/archives/2006_11.php> [žiūrėta 2011-11-29].
6. Танки грязи не боятся. Prieiga per internetą: <<http://www.dislife.ru/flow/theme/744/>> [žiūrėta 2011-11-29].
7. Modiv: концепция идеальной инвалидной коляски. Prieiga per internetą: <<http://www.dislife.ru/flow/theme/7238/>> [žiūrėta 2011-11-26].
8. BEAR Robot Overview, New Military Robot Project, Carries Dead Human Dummies. Will Kill People & Rule Earth. Prieiga per internetą: <<http://lovalkng.com/2010/08/30/bear-robot-overview-military-robot-project-carries-dead-human-dummies-kill-people/>> [žiūrėta 2011-11-29].

FOTOELEKTRINIŲ MODULIŲ PANAUDOJIMO PERSPEKTYVOS

M. Garbašauskas, D. Račiūnas, J. Valickas

Kauno technologijos universiteto Panevėžio institutas

Raktiniai žodžiai: fotoelektrinis modulis, saulės energija, atsinaujinantys energijos šaltiniai.

1. Įvadas

XXI a. žmonės pradeda jausti greitos ūkio plėtros, daromo poveikio aplinkai padarinius. Pasaulyje vis garsiau kalbama, kad reikia kuo greičiau keisti tradicinius energijos gavybos būdus. Dėl technologijos neišbaigtumo ir geografinių aplinkybių atsinaujinanti energetika išlaidų požiūriu nėra konkurencinga, palyginti su įprastine, tačiau į išlaidas įtraukus padarinius aplinkai išaiškėjo, kad be švarios energijos neišgyvensime, ir tai verčia ieškoti būdų, kaip viską suderinti ir veikti. Lietuva siekia tapti išsivysčiusio pasaulio dalimi, o tokia ji bus tik prisidėjusi prie „žaliosios revoliucijos“ (Thomas L. Friedman, „Hot, Flat, and Crowded“) [1].

2010 m. Lietuvoje iš AEI buvo pagaminta ir patiekta į tinklą 895 GWh elektros energijos. Tai sudarė 9,7% visos Lietuvoje suvartotos elektros energijos per metus ir 16% visos Lietuvoje pagamintos elektros energijos. Didžiausią elektros energijos iš AEI dalį 2010 m. balanse sudarė hidroelektrinių pagaminta energija (540 GWh). Antroje vietoje – vėjo jėgainių energija (202 GWh). Toliau rikiuojasi biomasės (114 GWh) ir biodujų (28 GWh) elektrinės. Pagal instaliuotą galią pirmąją hidroelektrinės – 1027 MW (įskaitant Kruonio HE – 900 MW), tuomet vėjo jėgainės – 178 MW ir biokurą naudojančios elektrinės – 45 MW [1]. Įvairiais vertinimais, fotoelektrinių modulių bendra instaliuota galia Lietuvoje gali siekti apie 55 kW [1].

Šiuo metu Lietuvoje saulės energijos išteklių rūšis beveik nenaudojama. Taip yra dėl nepakankamo subsidijavimo, nes fotoelektrinėms ar kolektoriams įrengti reikalingos pradinės investicijos yra didesnės nei kitų AEI. Kita priežastis – įsigalėjęs požiūris, esą Lietuvoje nepakanka saulės, tačiau šis požiūris nepagrįstas, nes atlikti saulės radiacijos matavimai liudija, kad turime ne mažiau saulės nei kitos, intensyviai saulės kolektorius ir fotoelektrines naudojančios šalys [1]. Vadinasi, Lietuvą nuo šio AEI panaudojimo stabdo ne tiek klimato sąlygos, kiek didesnės pradinės

investicijos ir nepalankus nusistatymas. Tačiau paslėpta saulės energijos nauda gali būti didesnė nei kitų AEI, nes žala aplinkai mažesnė ir vėliau šis AEI nereikalauja jokių kapitalo įdėjimų.[1]

2. Fotoelektrinio modulio veikimo principas

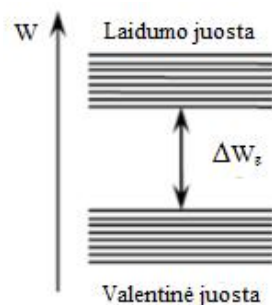
Fizikinis fotoelektrinio modulio veikimo principas pagrįstas užtvarinio fotoefekto veikimu, kuris yra tam tikra vidinio fotoefekto rūšis.

Vidinis fotoefektas arba fotolaidumas – paveikus puslaidininkius ar dielektrikus elektromagnetine spinduliuote (šviesa irgi elektromagnetinės bangos) padidėja jų laisvųjų krūvininkų tankis. Laisvieji krūvininkai gali susidaryti apšvietus gryną, donorinį ar akceptorinį puslaidininkius. Laisvuosius krūvininkus (fotoelektronus) sukuria kvantinis spinduliavimas, t.y. fotonai, sklisdami neša energiją, ši energija egzistuoja tol kol fotonas juda. Fotonui susidūrus su elektronu jis įgauna fotono energiją, todėl sugeba įveikti draustinės energijos juostą (toliau: DEJ) ir pakilti i laidumo lygmenį, valentinėje juostoje palikdamas fiktyvią dalelę vadinamą „skyle“. Tam, kad elektronas įveiktų DEJ, iš fotono gautas energijos kiekis turi būti lygus arba didesnis už DEJ'os plotį, todėl egzistuoja riba, vadinama raudonąja, kuri apibūdinama šviesos dažniu arba didžiausiu bangos ilgiu, nuo kurio pradeda vykti vidinis fotoefektas. Ši riba skiriasi savajam, akceptoriniam ir donoriniam puslaidininkiams. Ją galima apskaičiuoti pagal formules (1 pav.) [2 ... 5]:

$$v_{min} = \frac{\Delta W}{h} \quad (1)$$

arba

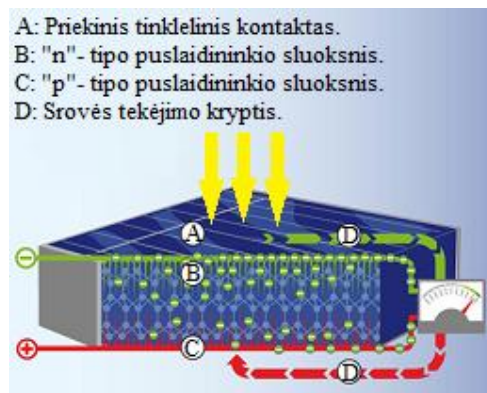
$$\lambda_{max} = \frac{c}{v_{min}} = \frac{h c}{\Delta W}; \quad (2)$$



1 pav. Puslaidininkio energijos lygmenys ir draustinės juostos plotis ΔW kurį reikia įveikti elektronams [6]

čia: ν_{min} – mažiausias elektromagnetinės bangos dažnis prie kurio vyksta vidinis fotoefektas; ΔW – draustinės energijos juostos plotis; h – Planko konstanta; λ_{max} – didžiausias bangos ilgis, virš kurio vidinis fotoefektas nebevyksta; c – šviesos greitis vakuume.

Užtvarinis fotoefektas – tai vidinis fotolaidumas vykstantis p-n sandūroje. Norint gauti elektros energijos šaltinį, laisvuosius elektronus reikia nukreipti viena kryptimi, o skyles – priešinga kryptimi. Tuomet susidaro potencialų skirtumas kuris sukuria elektrovaros jėgą, kuri dar kartais vadinama fotoelektrovaros jėga. Teigiamuosius ir neigiamuosius krūvininkus silicio plokštelėje norimu būdu galėtų suvaldyti (paskirstyti) pastovus elektrinis laukas. Tam kad jis susidarytų, reikalinga p-n sandūra, tai dviejų skirtingai legiruotų silicio plokštelių konstrukcija. „p“ tipo plokštelė gaunama legiravus silicį boru, „n“ tipo – fosforu. p-n sandūra sukuria reikalingą elektrinį lauką. Prie sandūros jungiami teigiamas ir neigiamas elektrodai, viršutinėje, apšviestojoje dalyje kontaktas yra metalinis tinklelis, o apatinėje – ištisinis metalinis kontaktas. Tinklelis netrukdo šviesai patekti į p-n sandūrą. Prijungus prie kontaktų išorinę apkrovą, ja pradeda tekėti elektros srovė [4, 5]. Užtvarinio fotoefekto veikimas grafiškai pavaizduotas 2 pav.

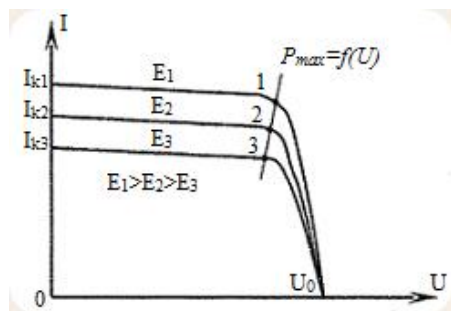


2 pav. Užtvarinis fotoefektas [7]

3. Elektrotechninės charakteristikos

Žinant fotoelektrinių modulių (toliau FEM) veikimo principą, galima sudaryti analogiškai veikiančią jo atstojamąją elektrinę schemą. Šią schemą sudaro ekvivalentinis srovės šaltinis J , kurio srovė I_F priklauso nuo apšvietos E_j ir ekvivalentinis diodas D , kurio p-n sandūros varža priklauso nuo apkrovos varžos R_A ir temperatūros. Kai $R_A = 0$, tai ir $U = 0$ ir FEM veikia trumpojo

jungimo režimu. Per diodą D dėl didelės jo p-n sandūros varžos srovė I_D tokiomis sąlygomis neteka. Didinant apkrovos varžą R_A , didėja ir įtampa U ir FEM pradžioje veikia srovės šaltinio režimu iki tol, kol apkrovos galia pasiekia didžiausią vertę. Šiame taške apkrovos varža lygi FEM vidaus varžai. FEM voltamperinių charakteristikų šeima pateikta 3 pav. Jame šias maksimalios galios vertes žymi tiesės $P_{max}=f(U)$ ir FEM voltamperinių charakteristikų $I=f(U)$ šeimos susikirtimo taškai 1, 2 ir 3. Taigi didinant apkrovos varžą R_A , didėja įtampa U ir mažėja diodo p-n sandūros varža. Todėl didėja diodo srovė I_D . FEM veikia įtampos šaltinio režimu. Praktikoje FEM voltamperinės charakteristikos taškas yra labai svarbus. Norint, kad modulis elektros apkrovai atiduotų maksimalią galią esant kiekvienai apšvietos vertei, reikia nuolat reguliuoti jo apkrovos varžą taip, kad ji visais atvejais būtų lygi FEM vidaus varžai, kuri kinta priklausomai nuo apšvietos [3].



3 pav. FEM voltamperinės charakteristikos esant skirtingoms apšvietoms E [3]

Panagrinėję FEM voltamperines charakteristikas matome, kad jos turi tris ypatingus (charakteringus) taškus: trumpojo jungimo, suderintojo darbo režimo ir tuščiosios veikos. Pažymėtina, kad FEM voltamperinių charakteristikų pobūdis priklauso nuo temperatūros. Didėjant temperatūrai, FEM elektrovara kiek mažėja, o trumpojo jungimo srovė šiek tiek didėja [3].

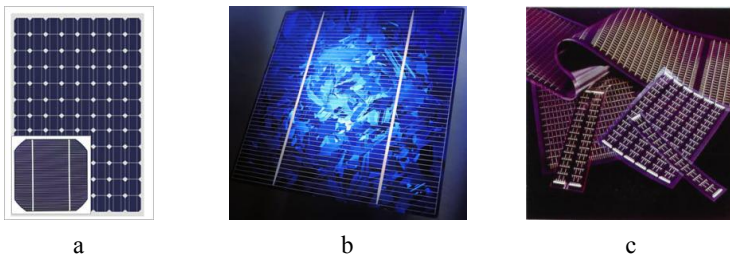
5. Fotoelektrinių modulių tipai ir savybės

Nūdienos technologijos leidžia pagaminti įvairių fotoelektrinių elementų ir modulių iš įvairių žaliavų, visi jie turi savas charakteristikas, privalumus ir trūkumus. Tačiau kolkas didžiausias efektyvumas pasiekiamas naudojant silicio pagrindu pagamintus fotoelektrinius modulius, todėl juos ir aptarsime. Yra trys pagrindiniai fotoelektrinių modulių tipai kurie gaminami iš silicio [8]:

- monokristalinio silicio;
- polikristalinio silicio;

- amorfinio silicio.

Monokristalinio silicio fotoelektriniai moduliai – gaminant iš vientiso silicio kristalo. Jie turi lygų paviršių, kuriame galima įžiūrėti silicio plokšteles sujungtas kontaktais, jas galima pamatyti 4 pav., a nuotraukoje. Tai efektyviausias ir brangiausiai pagaminti kainuojantis saulės elementų tipas. Modulis yra kietas ir nelankstus, todėl turi būti įtvirtintas kietame rėme [11], jo efektyvumas 13-19%. Efektyviausi esant tiesioginiams saulės spinduliams [12].



4 pav. FEM tipų pavyzdžiai: a – monokristalinio silicio FEM [8]; b – polikristalinio silicio FEM [9]; c – amorfinio silicio FEM [110]

Polikristalinio silicio fotoelektriniai moduliai – dar vadinamus multi-kristaliniais, šių fotoelektrinių elementų silicio plokštelės išpjaunamos iš silicio bloko kuris turi daug kristalų. Šių fotoelektrinių modulių plokštelių paviršius yra blizgus, jame matomi daugelio silicio kristalų kontūrai pavyzdys: 4 pav., b. Šie fotoelektriniai moduliai yra šiek tiek mažiau efektyvūs už monokristalinius modulius ir šiek tiek pigesni. Polikristaliniai fotoelektriniai moduliai kaip ir monokristaliniai yra kieti ir nelankstūs todėl turi būti apsaugomi įtvirtinat juos į tvirtą rėmą [11], jų naudingumo koeficientas 13-15%. Efektyviausi esant mažam debesuotumui [12].

Amorfinio silicio fotoelektriniai moduliai – gaminami patalpinus ploną amorfinio silicio juostelę ant įvairių paviršių. Tai mažiausiai efektyvūs ir žemiausios pagaminimo kainos fotoelektriniai moduliai iš visų trijų tipų. Dėl silicio juostelių sluoksnių amorfinės prigimties jie yra lankstūs, todėl pritvirtinus juos prie lankstios medžiagos paviršius galima gauti lankstų fotoelektrinį modulį 4 pav., c. Amorfinio silicio fotoelektriniai moduliai turi savybę kuri sukelia generuojamos galios sumažėjimą per tam tikrą laiko tarpą po kurio generuojama galia nusistovi ir tampa stabili, tai dažniausiai nutinka per kelis pirmuosius mėnesius. Todėl skaičiuojamoji galia turėtų būti įvertinta po nusistovėjimo [11]. Jų naudingumo koeficientas siekia 6-10%. Efektyviausi esant tiesioginiams saulės spinduliams [12].

4. Sharp NU-180(E1) fotoelektrinio modulio charakteristikų analizė

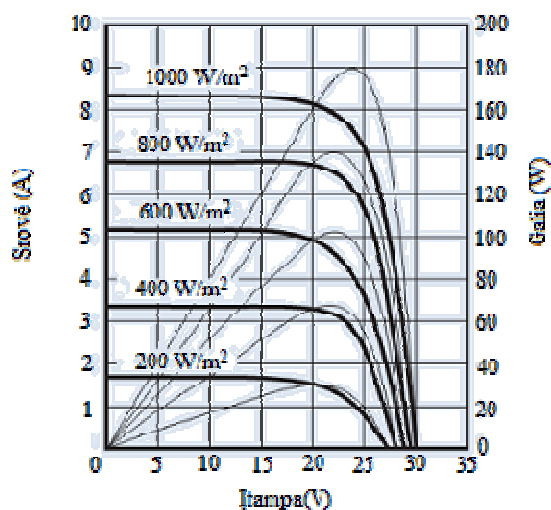
Sharp NU-180(E1) monokristalinio fotoelektrinio modulio charakteristikos pateiktos 1 lentelėje.

1 lentelė

Sharp NU-180E1 FEM informaciniame leidinyje pateikiami duomenys [13]

Pagrindiniai rodikliai:	
Nominali galia P_{max}	180 W
Modulio naudingumas	13,7%
Mechaniniai duomenys:	
Fotoelektrinio elemento plotas	155,55 mm ²
Fotoelektriniu elementų kiekis ir jungimo būdas	48 sujungti nuosekliai
Matmenys (Ilgis×Aukštis×Plotis)	994×1318×46 mm
Svoris	16 kg
Didžiausia mechaninė apkrova	2400 N/m ²
Elektrinės charakteristikos:	
Tuščios veikos įtampa U_0	30 V
Trumpojo jungimo srovė I_{tr}	8,37 A
Įtampa esant didžiausiai galiai U_{max}	23,7 V
Srovė esant didžiausiai galiai I_{max}	7,6 A
Didžiausia nuolatinės srovės grandinės įtampa	1000 V
Apsauga nuo srovės šuolių	15 A
Šiluminiai koeficientai ir charakteristikos:	
$\alpha P_{iš}$	-0,485 %/°C
αI_{tr}	0,053 %/°C
αU_0	-104 %/°C
Darbinė temperatūra	47,5 °C
Sandėliavimo temperatūra	Nuo -40 iki +90°C
Sandėliavimo oro drėgmė	Iki 90%

Iš 5 pav. esančio grafiko matome kad FEM Sharp NU-180E1 suderintojo darbo režimo taškas prie į vairių apšvietos reikšmių nusistovi maždaug prie 20 V įtampos reikšmės. Todėl aiškiai matome kad suderintojo darbo režime, reguliuojant apkrovą kinta tik generuojama galia tiesiogiai priklausanti nuo apšvietos.



5 pav. Sharp NU-180E1 charakteristikų grafikai: storesnė linija pažymėta voltamperinė charakteristika, o plonesnė – $P = f(U)$ grafikas [13]

5. Panaudojimo galimybės Lietuvoje

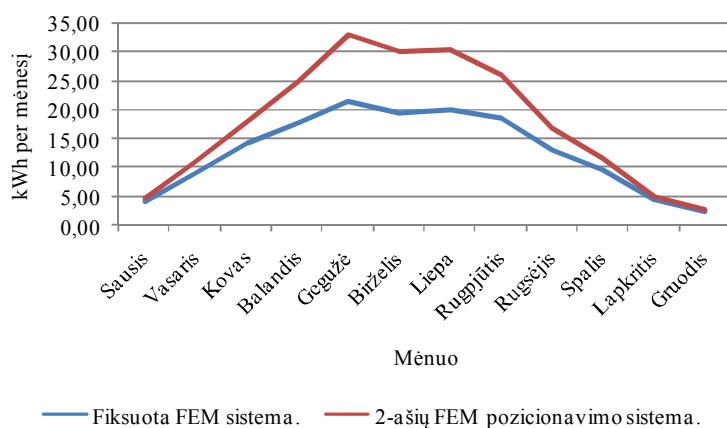
Vokietija laikoma viena iš daugiausiai saulės energiją naudojančių šalių pasaulyje [14].

Saulės aktyvumas svyruoja nuo 1000 kWh/m^2 iki 1300 kWh/m^2 . Norėdami įvertinti pritaikymo galimybes Lietuvoje turime šį energijos kiekį palyginti su vidutiniu Lietuvai tenkančiu kiekiu. Lietuvoje vidutinė metinė saulės spinduliuojama energija yra apie 1000 kWh/m^2 [15], kad nuo Vokietijos skiriasi labai nežymiai [16].

Žinant vidutinį energijos kiekį, saulėtų valandų skaičių ir fotoelektrinių elementų naudingumo koeficientą galima paskaičiuoti kiek energijos būtų sugeneruojama per metus iš vieno kvadratinio metro.

Lietuvoje vidutinis saulėtų valandų skaičius svyruoja nuo 1400 iki 1900 valandų per metus [17, 18]. Remiantis šiais duomenimis 200 W fotoelektrinio elemento generuojamos energijos duomenys pateikti 2 lentelėje (statant 45° kampų) ir (statant optimaliai, 2 ašių pozicionavimas).

Iš grafiko 6 pav. aiškiai matomas dviejų ašių sistemos pranašumas.



6 pav. Fiksuotos FEM sistemos ir 2-ašių pozicionavimo sistemos, per metus pagaminamos energijos palyginimo grafikas [19]

2 lentelė

Fiksuotos ir 2-ašių pozicionavimo sistemų generuojamos energijos duomenys

Mėnuo	Įtvirtinto 45° kampu nukreipto FEM				2-ašių pozicionavimo sistemos FEM			
	E_d	E_m	H_d	H_m	E_d	E_m	H_d	H_m
Sausis	0,14	4,24	0,87	27,1	0,16	4,87	1,01	31,2
Vasaris	0,33	9,10	2,14	60	0,39	11,00	2,62	73,4
Kovas	0,47	14,40	3,18	98,5	0,58	18,00	3,98	123
Balandis	0,59	17,80	4,33	130	0,83	24,90	6,00	180
Gegužė	0,70	21,60	5,24	162	1,06	32,90	7,79	242
Birželis	0,66	19,70	5,03	151	1,00	30,10	7,50	225
Liepa	0,65	20,20	5,02	156	0,98	30,30	7,36	228
Rugpjūtis	0,60	18,70	4,58	142	0,84	25,90	6,25	194
Rugsėjis	0,44	13,20	3,22	96,7	0,56	16,70	4,05	122
Spalis	0,32	9,79	2,21	68,4	0,38	11,70	2,65	82,1
Lapkritis	0,15	4,50	1,00	30	0,17	5,09	1,15	34,5
Gruodis	0,08	2,45	0,51	15,7	0,09	2,73	0,56	17,4
Vid. metinė vertė	0,43	13,0	3,11	94,8	0,587	17,8	4,24	129,4
Suminė metinė vertė	156		1137		214		1553	

6. Priedai reikalingi energijos panaudojimui

Norint kaupti generuojamą energiją reikalingi akumuliatoriai. Renkantis akumuliatorių svarbiausias kriterijus yra talpa. Talpa parenkama nuo 1 Ah iki 6,5 Ah vienam fotoelektrinio elemento vatui.[15] Patariama naudoti gilaus iškrovimo akumuliatorius, kurie tarnauja 20 metų (3500 ciklų) [15]. Kitas, pigesnis variantas specialus rūgštiniai akumuliatoriai, kurie tarnauja 3-7 metus (250-700 ciklų) [15]. Gali būti panaudojami ir paprasčiausi automobiliniai akumuliatoriai, jie yra pigiausi tačiau neilgaamžiai [15]. Šių akumuliatorių tarnavimo amžių galima prailginti rekomenduojamas mažesnis nei nominalus elektrolito tankis ($1,24$ vietoje 128 g/cm^3) ir mažas iškrovos gylis [15].

Norint tinkamai įkrauti akumuliatorių ir apsaugoti fotoelektrinį elementą nuo atgalinės įtampos reikalingas šuntinis reguliatorius. Tokios reguliatoriaus schemos pagrindinės funkcijos yra apsaugoti FEM nuo jam žalingų atgalinių srovių, taip pat kontroliuoti įkraunamų akumuliatorių parametrus, bei būseną. Šiame reguliatoriuje diodas atlieka apsauginę funkciją nuo atgalinių srovių, potenciometru R_{I1} reguliuojama įkrovimo įtampa, potenciometru R_{I2} keičiama atjungimo įtampa ir taip apsaugomas akumuliatorius. Norint panaudoti akumuliatoriuose sukauptą energiją buitiniams prietaisams reikalingas inverteris. Jis nuolatinės srovės elektros energiją pakeičia į standartinės įtampos ir dažnio kintamosios srovės energiją [15].

Inverteriai skirstomi į:

- stačiakampės laiptuotos išėjimo įtampos, sudarytos iš nedidelio laiptelių skaičiaus (dažniausiai 4 laipteliai į periodą) – meandriniai inverterius;
- modifikuotos sinusinės išėjimo įtampos, sudarytos iš didelio laiptelių skaičiaus (apie 50 laiptelių į periodą) – modifikuoto sinuso inverterius;
- sinusinės išėjimo įtampos – sinusiniai inverterius.

Pirmosios grupės inverteriai yra pigiausi, trečiosios – brangiausi [15]. Pirmosios grupės inverteriai tinka 90% visų elektros energijos imtuvų maitinimui (gali netikti kompiuteriams, lazeriniams spausdintuvams, betransformatoriniams įkrovikliams, kai kuriems televizoriams) [15]. Antros ir trečios grupės inverteriai tinka praktiškai visiems imtuvams [15].

6. Išvados

1. Didžiausi energijos kiekiai gaunami vasarą; Siūlau parašyti: Modulius tikslinga naudoti, derinant su kitais AEI dėl efektyvumo laike išnaudojimo (pvz. su vėjo elektrinėmis).
2. Ekonominė nauda gaunama tik statant dideles sistemas.
3. Norint efektyviai kaupti ir panaudoti energiją reikalingi brangūs akumuliatoriai ir inverteris.

Literatūra

1. Tvarios energijos perspektyvos Lietuvoje. Prieiga per internetą: <http://www.technologijos.lt/n/technologijos/energija_ir_energetika/S-22914/straipsnis?name=S-22914&l=2&p=1> [žiūrėta 2011-12-01].
4. **Valentinavičius V.** Fotoefektas. Fizika. Vadovėlis 10 klasei. – Kaunas: Šviesa, 2006. – 228 p.
5. Fotoelektriniai moduliai Prieiga per internetą: <<http://www.saulėsvejoenergija.lt/Fotoelektra/FotoelektriniaiModuliai/>> [žiūrėta 2011-11-29].
6. **Navickas J.** Fotoelektriniai reiškiniai puslaidininkuose. Fizika. II dalis. Mokomoji knyga. – Kaunas: Ardiva, 2008. – 106 p.
7. Fotoefektas. Prieiga per internetą: <<http://fizikavisiems.uzeik.in/uploads/Fotoefektas.ppt>> [žiūrėta 2011-11-29].
8. Kieto kūno fizika. Prieiga per internetą: <http://www.dada.lt/kkf/images/dcmzccbm_1608g72pvbfj_b.png> [žiūrėta 2011-11-29].
9. How a solar cell works. Prieiga per internetą: <<http://www.sharp.eu/sharp/assets/internet/assets/images/Germany/img-C-how-a-solar-cell-works-446-de.jpg>> [žiūrėta 2011-11-29].
10. Solar Power System Manufacturers. Prieiga per internetą: <<http://www.chinasolarpowersystems.com/images/mono-crystalline-silicon-solar-cell.jpg>> [žiūrėta 2011-11-29].
11. Solar panels – PV or Photovoltaic panels. Prieiga per internetą: <http://www.m0ukd.com/Solar_Panels/polycrystalline.jpg> [žiūrėta 2011-11-29].
12. Flexible Amorphous Silicon Modules on a Polyimide Substrate. Prieiga per internetą: <<http://sbir.nasa.gov/SBIR/successes/ss/206text.html>> [žiūrėta 2011-11-29].
13. Photovoltaic Panels. Prieiga per internetą: <<http://www.solar-facts.com/panels/panel-types.php>> [žiūrėta 2011-11-29].
14. Saulės baterijos. Prieiga per internetą: <<http://www.greenstart.lt/lt/saulės-energija/elektros-gamyba/saulės-baterijos/>> [žiūrėta 2011-11-29].
15. Sharp. Flyer NU-Series 48 Multilanguage (EN, FR, ES, DE) February 10. // Sharp NU-180 fotoelektrinių modulių serijos informacinis leidinys. Sharp, 2010. – 8 p.
16. Top 10 Countries Using Solar Power. Prieiga per internetą: <<http://1bog.org/blog/top-10-countries-using-solar-power/>> [2011-11-21]
17. Saulės Energija Lietuvoje. Prieiga per internetą: <<http://sovienergy.lt/saulės-energija-saulės-baterijos-saulės-jėgaines-elektra/saulės-energija-lietuvoje-saulės-baterijos-saulės-moduliai.html>> [žiūrėta 2011-11-21].
18. Solar energy, USA vs. Germany. Prieiga per internetą: <<http://www.joewein.net/blog/2011/09/09/solar-energy-usa-vs-germany/>> [žiūrėta 2011-11-21].

19. Apie saulės energiją. Prieiga per internetą: <<http://www.alera.lt/apie-saules-energija>> [žiūrėta 2011-11-21].
20. Vakuuminiai saulės kolektoriai vandens šildymui. Prieiga per internetą: <<http://www.energitechas.lt/>> [žiūrėta 2011-11-21].
21. Saulės elektrinės. Prieiga per internetą: <<http://www.saulėsvejoenergija.lt/Fotoelektra/FotoelektriniaiModuliai/>> [žiūrėta 2011-11-21].

AUTORIŲ INDEKSAS

A

Aleksandarvičius M.226
 Ašmanavičius A. 93
 Augulis A.134
 Aukštuolis G.164

B

Balčiūnas D. 60
 Bareišis J.49, 151
 Bazaras Ž. 76, 99, 172, 177, 194
 Bedalis A. 49
 Bražėnas A.28, 43

Č

Česnulevičius A.217

G

Garbašauskas M.232
 Garuckas D. 20, 35, 211

J

Jasinskas A.205
 Jurgelionis A. 60

K

Kadžys L. 28
 Kairys G. 82
 Kanaporienė J.194
 Katinauskas E.127
 Kaupienė J. 182, 188, 200
 Kavaliauskas K. 13
 Kazakevičius S.182

Kleiza V. 8
 Klemka R. 158
 Kraujalytė I. 188
 Krikščikas V. 105
 Kurpis I. 200

L

Laurinavičius R. 217
 Ledzinskas J. 172

M

Minevičienė J. 20
 Miškinis A. 222

N

Narbutas T. 54
 Navardauskaitė I. 188
 Norvilaitė L. 72

P

Petrauskas A. 144
 Petryla A. 138
 Poška T. 182
 Preidys A. 43

R

Račiūnas D. 232
 Ribokas E. 99
 Rumčikas D. 66

S

Sinkevičius V. 87, 93, 111, 158
 Sriubas D. 177

Š

Šimoliūnas L.....151
Šukys T.....111

T

Tautkus A. 119, 127, 134, 144, 222
Teresevičienė J..... 87
Tilindis J..... 8

Tratulytė D..... 211
Tučkus A. 119

V

Vaičiulis D..... 13, 66, 72, 138, 226
Valickas J. ... 54, 60, 164, 205, 232
Velmunskaitytė I..... 35
Viltrakis R. 76
Viržonis D.82, 105

SL 344. 2011-12-20. 15,5 leidyb. apsk. I. Tiražas 50 egz.

Kaina sutartinė. Užsakymas 879.

Išleido leidykla „Technologija“, K. Donelaičio g. 73, 44029 Kaunas

Spausdino leidyklos „Technologija“ spaustuvė, Studentų g. 54, 51424 Kaunas