



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

**Karolina Mitkutė**

**PASLANKAUS MECHANIZMO LANKSČIŪJŲ JUNGČIŲ**  
**DEFORMACIJŲ ANALIZĖ**

Baigiamasis magistro projektas

**Vadovas**

Prof. dr. Alvydas Kondratas

**KAUNAS, 2017**

Mitkutė Karolina. Paslankaus mechanizmo lanksčių jungčių deformacijų analizė. Magistro baigiamasis projektas / vadovas prof. dr. Alvydas Kondratas; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Studijų sritis ir kryptis: Technologijos mokslai, Mechanikos inžinerija

Reikšminiai žodžiai: *Paslankus, paslankumas, jungtis.*

Kaunas, 2017. 62 p.

## SANTRAUKA

Šio darbo pirmojoje dalyje atliekama literatūros apžvalga apie paslankiuosius mechanizmus: jų rūšis, funkcijas, privalumus ir trūkumus, ateityje galimas integravimo sritis. Išsiaiškinama tradicinio keturgrandžio mechanizmo rūšys bei jo pritaikymas. Aprašomi mokslininkų atlikti tyrimai: lenkiamos sijos skirtingų rūšių paslankumas, lanksčių jungčių įtaka mechanizmui, išanalizuoti mikro pozicionavimo įrenginiai turintys lanksčias jungtis.

Antrojoje dalyje siūlomas skaičiavimo būdas, kuris pritaikomas lanksčių jungčių centrų koordinatėms apskaičiuoti. Rezultatai naudojami apskaičiuoti žingsniui ir išmatuoti grandžių ilgiui. Palyginami tradicinio mechanizmo ir paslankaus mechanizmo judėjimo dėsniai. Pateikiamas mechanizmo pritaikymo būdo pavyzdys.

Trečioje dalyje atliekama lyginamoji analizė. Atlikti fototamprumo bandymai, kurie palyginami su modeliavimu gautais rezultatais. Pateikiamos darbo išvados.

Mitkute Karolina. Deformation Analysis Of Compliant Mechanism's Flexible Connections: Master's thesis in Mechanical Engineering / supervisor assoc. prof. dr. Alvydas Kondratas. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Study area and field: Technological Sciences, Mechanical Engineering

Key words: *Compliant, link, flexible, connector.*

Kaunas, 2017. 62 p.

## **SUMMARY**

The first part of the thesis consists of literature analysis concerning compliant mechanisms: their types, functions, advantages and disadvantages and possible areas of integration. Analysis of original four-link rigid body mechanism its types and application were made. Review of several scientific research were made, such as: German scientists' who distinguished three types of compliance, scientists who evaluated influence of compliant joints in the mechanism. Microslides with compliant joints were reviewed.

In the second part, a solution was proposed to obtain coordinates of centers of the compliant joints. Results were used to derive the step between the centers and to obtain lengths of the links.

The third part contains the evaluation of stresses in order to receive comparative results of photo-elasticity and modeled prototype. Conclusions are given.

## TURINYS

<b>SANTRAUKA</b> .....	2
<b>SUMMARY</b> .....	3
<b>ĮVADAS</b> .....	5
<b>1. PASLANKIOJO MECHANIZMO APŽVALGA</b> .....	6
1.1. Paslankusis keturgrandis mechanizmas .....	6
1.2. Paslankiųjų mechanizmų privalumai ir trūkumai.....	9
1.3. Esami paslankieji mechanizmai, jų funkcijos .....	10
1.4. Veiksniai darantys įtaką paslankiajam mechanizmui.....	15
1.5. Lanksčios sijos Paslankumo kitimas .....	16
1.6. Tradiciniai keturgrandžiai mechanizmai .....	17
1.7. Shyh-Chour Huang keturgrandis paslankusis mechanizmas .....	22
1.8. Pseudo kieto kūno mechanizmo modelis (PRBM) .....	22
<b>2. PASLANKAUS MECHANIZMO MODELIAVIMAS</b> .....	25
2.1. Paslankiojo mechanizmo jungties poslinkių skaičiavimas.....	25
2.2. Paslankaus mechanizmo pritaikymo pavyzdys .....	44
2.3. Tradicinio mechanizmo lankstų centrų poslinkių skaičiavimas.....	46
2.4. Paslankaus ir tradicinio mechanizmų viršutinių lankstų palyginimas .....	50
<b>3. PASLANKIŲ JUNGČIŲ ĮTEMPIŲ ANALIZĖ</b> .....	53
3.1. Paslankaus mechanizmo medžiagos parinkimas.....	53
3.2. Paslankaus mechanizmo lyginamoji analizė .....	53
<b>IŠVADOS</b> .....	59
<b>LITERATŪROS SĄRAŠAS</b> .....	60

## ĮVADAS

Šiandien technologijos greitai vystosi ir atsiranda vis naujesnių sudėtingų mechanizmų ar elementų, kurie greitai integruojami į žmogaus kasdienybę. Šios technologijos taupo kiekvieno laiką, gerina susisiekimą, mažina kaštus. Visuomenėje integruotos technologijos leidžia kurti ir gaminti elementus, kurių buvo neįmanoma sukurti prieš kelerius metus, o šiandien neįsivaizduojame kasdienybės be jų. Žinoma, dabar ir toliau, strategiškai kuriami prietaisai ir elementai, kurie lengvina kasdienį gyvenimą.

Vieni iš minėtų elementų yra paslankieji mechanizmai, kurie turi daug privalumų. Šie mechanizmai dažniausiai yra vienos dalies ir gali pakeisti tradicinius mechanizmus: reples, įvairius griebtuvus ar laikiklius.

Esamos technologijos leidžia dirbti mikro masteliu, o po truputį žengiama ir į nano pasaulį. Tradiciniai mechanizmai dažniausiai puikiai atlieka savo funkciją, tačiau atsiranda keblumų juos taikant makro ar nano mastelio sistemose. Tokius mechanizmus yra sunku surinkti ir pagaminti, nes dalys yra itin mažos, taip pat, mechanizmai nesuteikia pakankamo paslankumo, todėl reikia mechanizmo, kuris išspręstų minėtas problemas.

Išanalizavus atliktus mokslinius tyrimus išsiaiškinta, kokie metodai buvo naudojami nustatant paslankiųjų mechanizmų elgseną. Vokiečių mokslininkų tyrimas rodo, kad paslankumas kinta priklausomai nuo deformacijų. Profesorius L.L. Howell išskyrė faktorius, kurie padeda sukurti paslankaus mechanizmo dizainą. Profesorius A. Guerinot siūlo būdą, kuris keičia gniuždymo jėgas į tempimo. Atlikus apžvalgą pastebėta, kad informacijos ir moksliskai pagrįstų straipsnių apie paslankaus mechanizmo elgseną, įtempių koncentraciją ar judesio dėsnį nėra, todėl pasirinktas elementas turintis 4 „grandis“, kuris yra analogiškas tradiciniam keturgrandžiui mechanizmui.

Darbo tikslas:

Sukonstruoti paslankų, tradiciniam keturgriandžiui mechanizmui analogišką, monolitinį mechanizmą su keturiomis lanksčiomis lanko formos jungtimis.

Iškeliama darbo uždaviniai:

1. Nustatyti paslankaus mechanizmo judesio dėsnio tikslumą.
2. Nustatyti lankinių jungčių, centrų judesio dėsnius.
3. Nustatyti mechanizmo perdavimo kreivę.
4. Nustatyti paslankaus mechanizmo įtempių pasiskirstymą lanksčiose lankinėse jungtyse.

# 1. PASLANKIOJO MECHANIZMO APŽVALGA

## 1.1. PASLANKUSIS KETURGRANDIS MECHANIZMAS

Šiame skyriuje apžvelgiama mokslinė literatūra apie paslankiuosius keturgrandžius mechanizmus. Pateikiami paslankiųjų mechanizmų pavyzdžiai, privalumai ir trūkumai, išsiaiškinama informacija apie atliktus mokslinius tyrimus.

### *Paslankusis mechanizmas:*

Tradicinis keturgrandis mechanizmas yra sudarytas iš kietų grandžių, sujungtas lankstais, kurie gali suktis. Tokio mechanizmo judėjimas atsiranda dėl sukimosi ar perėjimo. Vis dažniau naudojami mechanizmai, kurio judesys atsiranda dėl deformacijų viename ar keliose elemento dalyse. [23] Toks mechanizmas vadinamas paslankiuoju (yra lankstus ir gali lenktis taip, kad būtų atliktas naudingas veiksmas [10]). Žodis paslankusis dažnai suprantamas kaip keičiantis koordinatės.

Šie mechanizmai yra daug populiarešni, nei buvo prieš kelerius metus, tačiau kol kas dažniau naudojami tradiciniai keturgrandžiai mechanizmai susidedantys iš kelių dalių.

Stebint gamtą, įmanoma rasti ypač daug paslankiųjų mechanizmų. Šių mechanizmų randama ir žmogaus kūne. Vienas iš pavyzdžių, kurį galima paminėti, kaip paslankųjį mechanizmą – širdis. Širdis išsitempia ir susitraukia su kiekvienu širdies dūžiu [10].

### *Paslankiųjų mechanizmų klasifikacija (pagal Larry L. Howell)*

Egzistuoja dviejų rūšių paslankieji mechanizmai. Mechanizmas klasifikuojamas pagal atliekamą funkciją:

- kaupiantis energiją,
- perduodantis judesį.

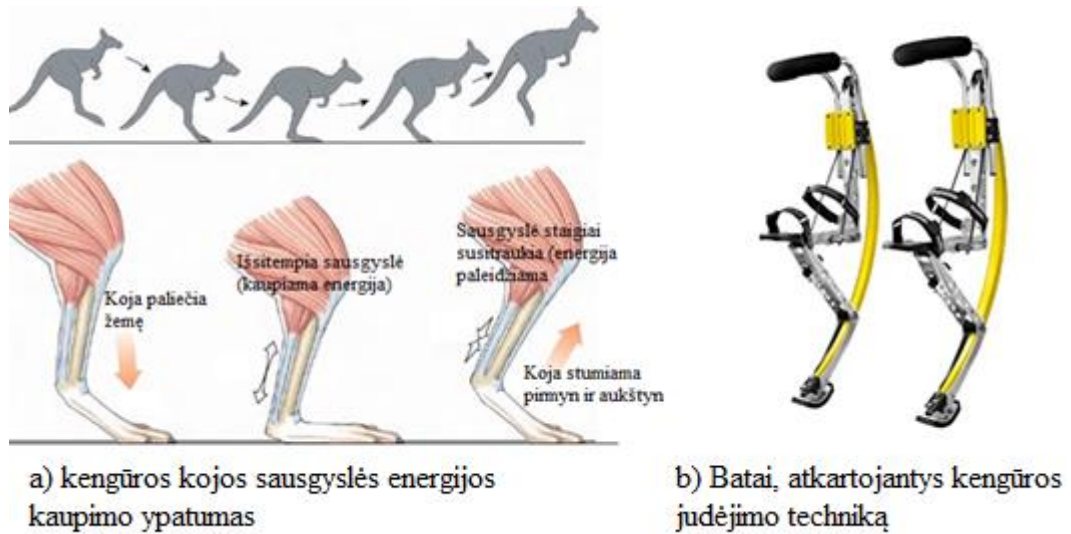
### *Paslankiųjų mechanizmų klasifikaciją: kaupiantys energiją*

Grupei priklauso paslankieji mechanizmai, kurie kaupia energiją. Šie mechanizmai, kaip jau minėta, kaupia energiją ir ją „paleidžia“ vartotojo poreikiui. Ši savybė gali būti didelis privalumas, tačiau taip pat gali pasireikšti kaip trūkumas (pavyzdžiui, gali sumažinti mechanizmo efektyvumą).

Naudojant mechanizmą dėl šio efekto, įmanoma sumažinti arba visiškai pašalinti sistemos priklausomybę nuo spyruoklės [10]

Toliau pateikti keli paslankaus mechanizmo, kuris kaupia energiją, pavyzdžiai.

- Kengūros sausgyslė [11]:



1.1 Pav. Kengūros sausgyslės veikimo principas ir specialūs batai atkartojantys techniką [12]

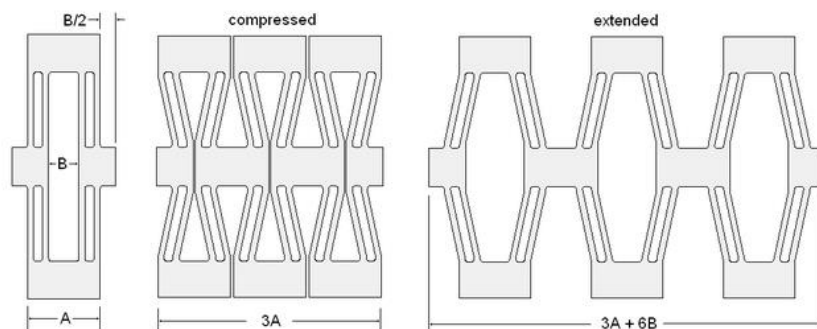
Kengūros sausgyslės yra stiprios ir elastingos. Gyvūnas gali judėti greitai ar lėtai, be didelių raumenų pastangų, todėl jos nepavargsta ir gali įveikti didelius atstumus. Šis fenomenas egzistuoja dėl kengūros sausgyslės gebėjimo kaupti energiją 1.1 Pav. a). Žinduolis norėdamas judėti greičiau, turi pašokti aukščiau. Taip susikaupia daugiau energijos, kuri gali būti panaudota didesniai greičiui įgyti.

Žmogus nukopijavo šią nepaprastą savybę ir panaudojo šios sausgyslės veikimo metodą. Išrasti batai 1.1 Pav. a), kurie leidžia žmogui atkartoti kengūros judėjimo techniką.

### ***Paslankiųjų mechanizmų klasifikaciją: Perduodantys judesį***

Šie mechanizmai yra dažniausiai naudojami, todėl galima pateikti labai daug pavyzdžių – persisukanti mova, įvairūs guoliai, linijiniai mechanizmai ir kt. [13]

Vienas iš pavyzdžių, perduodančio linijinį judesį, pateiktas 1.2 Pav. Iliustracijoje matoma mechanizmo veikimo schema.



1.2 Pav. Linijinį judesį, perduodančio mechanizmo, veikimo schema [13]

## *Paslankiųjų mechanizmų klasifikacija (A. ALBANESI, V. FACHINOTTI, M.*

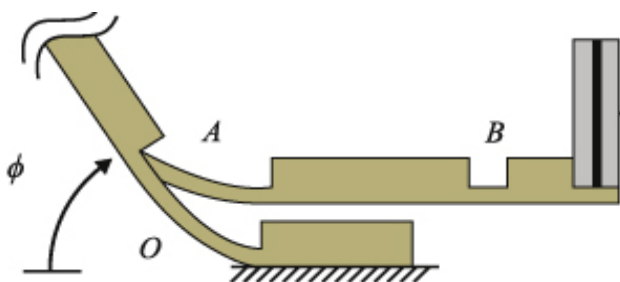
*PUCHETA) [23]*

Sistemoje lankstumas gali būti pasiskirstęs netolygiai, todėl, priklausomai nuo lankstumo pasiskirstymo, paslankieji mechanizmai skirstomi į dvi grupes:

- Mechanizmai su koncentruotu lankstumu.
- Mechanizmai su paskirstytu lankstumu,

Vietos, kurios deformuojasi daugiausiai vadinamos paslankiomis jungtimis. Šie mechanizmai skirstomi į mechanizmus su koncentruota ir paskirstyta jėga. Jungtys, kurias veikia koncentruota jėga turi, palyginus su mechanizmo išmatavimais, nedidelį deformuotą plotą. Mechanizmai veikiami paskirstytosios jėgos, priešingai nei koncentruotos, turi gana didelį deformuojamą plotą. Mechanizmo deformuojamas plotas priklauso nuo to, kokią funkciją šis turi atlikti.

### *Mechanizmai su sutelktuoju lankstumu*



1.3 Pav. Sutelktojo lankstumo mechanizmas [25]

1.3 Pav. Taškuose A,B,O matomi sutelktojo lankstumo vietas.

Mechanizmai su sutelktuoju lankstumu elgiasi gana panašiai, kaip tradiciniai mechanizmai, tačiau lankstai pakeičiami lanksčiomis jungtimis. Tokius mechanizmus yra lengva pakeisti paslankiaisiais. Sutelktųjų paslankiųjų mechanizmų dizaino pradininkas Ashok Midha<sup>1</sup>. Kartu su kolegomis, profesorius

### *Mechanizmas su paskirstytu lankstumu [45]*



1.4 Pav. Paskirstyto lankstumo [45]

Metodai, kaip sudaryti paskirstyto lankstumo mechanizmą atsirado apytiksliai 1990 metais. Šiuo atveju, visas mechanizmas yra lanksti struktūra. Ananthasuresh<sup>2</sup> (1994) pradėjo kurti stuktūros optimizaciją paslankiesiems

<sup>1</sup> Ashok Midha-Mechanikos inžinerijos profesorius Misūrio universitete [24]

<sup>2</sup> Ananthasuresh- Indijos mokslo instituto, mechanikos inžinerijos profesorius [27]



mechanizmams naudojant homogenizacijos<sup>3</sup> metodą. Optimizacijos tikslas nustatomas pagal reikiamą dydį ar funkciją (pavyzdžiui, reikiama sumažinti mechanizmo deformacijos poslinkius ar padidinti naudojamos energijos efektyvumą). Kitas paskirstyto lankstumo mechanizmo dizaino metodas – mechanizmas keičiantis formą. 1.4 Pav. matoma, kad suspaudus mechanizmo kampus, šis pakeičia formą.

## 1.2. PASLANKIŲJŲ MECHANIZMŲ PRIVALUMAI IR TRŪKUMAI

Ankstesniuose skyriuose, minėta, kad paslankieji mechanizmai naudojami vis dažniau. Taip yra todėl, kad šie mechanizmai turi tam tikras reikalingas ir naudingas charakteristikas.

Vienas iš didžiausių paslankiųjų mechanizmų privalumų (dauguma įmonių to siekia) – žema kaina. Šis faktorius atsiranda dėl supaprastintos gamybos (mechanizmas liejamas į vieną formą ar išpjaunamas staklėmis). Nereikalingas mechanizmo surinkimas, nes yra sudarytas iš vienos dalies [10].

Paslankusis mechanizmas gali būti sukurtas ypač mažas. Šis faktorius laikomas dar vienu dideliu pranašumu. Mechanizmas geba judėti net ekstremaliai suvaržytas. Ateityje paslankieji mechanizmai gali būti naudojami, kaip pagrindiniai mechanizmai, nano-maštelio sistemose [10].

Šie mechanizmai didina efektyvumą. Mechanizmas yra vienos dalies, todėl nėra tarpelių tarp detalių, taip pat sumažinamas susidėvėjimas. Taip pat, nereikia tepti jungčių, nėra trinties – todėl gali būti kuriamos sistemos, kurios tausoja gamtą.

Vienas iš faktorių priskiriamas prie privalumų ir prie trūkumų yra gebėjimas kaupti energiją. Ankstesniame skyriuje minėta, kad energija gali būti kaupiama išlenktoje sijoje, o tai gali būti ir privalumas, ir trūkumas. Pranašumas yra tai, kad vienos dalies mechanizmą, į sistemą, įmanoma integruoti spyruoklės ir jungties (ar lanksto) funkcijai atlikti. Mechanizmas pradės veikti tik tada, kai energija bus išleista. Ši integracija suteikia galimybę mechanizmui turėti du stabilumo taškus (dvi skirtingos pozicijos, kada mechanizmas yra stabilus, pvz. įjungtas ir išjungtas šviesos jungiklio mygtukas). Vis dėlto, šis mechanizmo gebėjimas veikti, kaip trukdis sistemai. [10]

Kiekvienas mechanizmas turi savų iššūkių, paslankusis mechanizmas nėra išimtis:

Nuovargio faktorius privalo būti įvertintas, nes judesys atsiranda lenkiant ar deformuojant lanksčias jungtis. Atsiranda sukauptieji įtempiai. Figūruojant pasikartojančiam judesiui, atsiranda ciklinės apkrovos, nuo kurių priklauso mechanizmo gyvavimo ciklas. Neatlikus bandymų, nematuojant mechanizmo deformacijų veikimo metu, sistemoje gali atsirasti parametrinių<sup>4</sup> ar

---

<sup>3</sup> Homogenizacija- Nustato, kaip elgiasi medžiaga individualiuose fazėse įvertinant jos formą ir mechanines charakteristikas [26]

<sup>4</sup> Parametrinis gedimas- detalės gedimas, sistema dirba, tačiau su neleistinomis nuokrypomis. [14]

funkcinių<sup>5</sup> gedimų. Svarbu nustatyti mechanizmo kritinį gyvavimo ciklą. Dabartinės programinės įrangos, be didelių pastangų ir laiko sąnaudų, yra pajėgios nustatyti įvairiausių mechanizmų gyvavimo trukmę. [10]

Taip pat, paslankus mechanizmas yra labiau ribotų judesių nei tradicinis mechanizmas. Velenas, kuris yra sujungtas su šarnyru, geba atlikti pilnus apsisukimus aplink tam tikrą ašį. Lankstus paslankusis mechanizmas bus ribotas ir suksis tiek, kiek leis jo įtempiai iki visiško suyrimo arba suksis tiek kiek jam leis deformacijos. Pavyzdžiui, velenas movoje gali apsisukti pilnu apsisukimo, o paslankaus mechanizmo jungtys suksis iki tam tikrų deformacijų. [10]

Mechanizmas kuriamas vienos dalies, todėl sukurti veikiančio paslankaus mechanizmo dizainą yra sunku ir reikalauja laiko sąnaudų. Šiuo metu yra išspręsta viena problema, susijusi su paslankaus mechanizmo forma. Bandymai atliekami virtualiai, programine įranga, todėl nekainuoja medžiaga ir mechanizmo gaminimas.

Paslankiųjų mechanizmų moksliniuose straipsniuose, trūkumų sąrašė, minima medžiaga. Dažnai mechanizmai yra veikiami temperatūros ar įtempių. Mechanizmas, kuris yra pagamintas iš tam tikros medžiagos, gali pakeisti savo formą, veikiamas minėtų faktorių [10].

Medžiaga, iš kurios yra pagamintas mechanizmas, veikiami temperatūros ar įtempių, gali daryti įtaką mechanizmo formai. Naudojamas terminas galimam fenomenai apibūdinti- relaksacija<sup>6</sup>. Sistemoje paslankus mechanizmas turi atlikti savo funkciją, todėl turi būti stebimas, kai veikia įtempiai, temperatūra, kitaip – gali atsirasti relaksacija. Šis faktorius reikalauja itin kruopščios medžiagos analizės, taip pat sumanios paslankaus mechanizmo struktūros.

### **1.3. ESAMI PASLANKIEJI MECHANIZMAI, JŲ FUNKCIJOS**

Įvairių įrankių funkciją atliekančių paslankiųjų mechanizmų sukuriama vis daugiau. Šie mechanizmai, turi daug privalumų, kurių tradiciniai įrankiai gali pritrūkti. Įmanoma, kad šie mechanizmai bus naudojami dažniau nei mechanizmai iš kelių dalių. Šiame skyriuje pateikta apžvalga esamų paslankiųjų mechanizmų.

#### ***Griebtuvai***

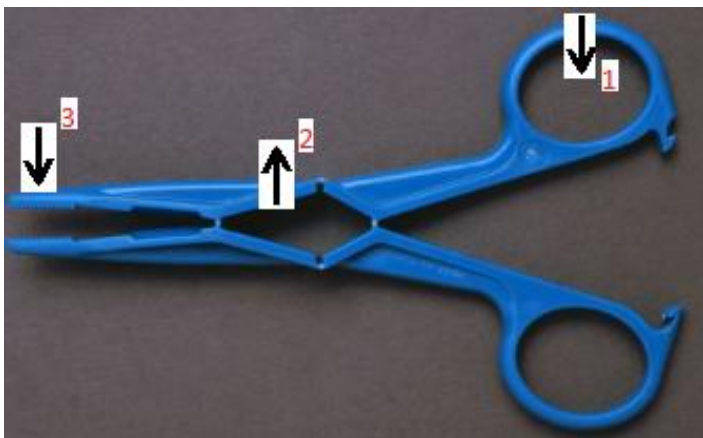
1.5 Pav. Replių iliustracija ir veikimo principo paaiškinimas. Pirmoje pozicijoje (pažymėta 1) spaudžiamos rankenėlės. Antroje pozicijoje (pažymėta 2) tarpas didėja ir pozicijoje 3 – replės susispaudžia. Šis veiksmas galimas dėl lanksčias jungtis turinčio keturgrandžio mechanizmo [15].

---

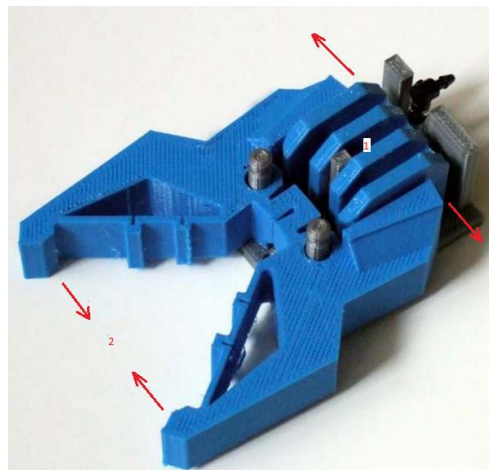
<sup>5</sup> Funkcinis gedimas- Sistema, dėl detalės gedimo, negali atlikti savo funkcijos. [14]

<sup>6</sup> Relaksacija- Reiškiny, kai dėl valkšnumo detalės tamprioji deformacija virsta plastine ir kartu mažėja įveržimas [14]

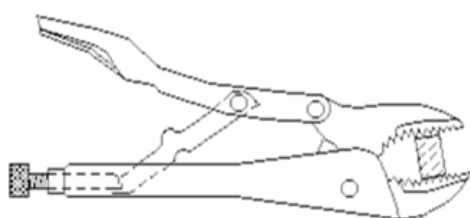
Mechanizmo daliai, pažymėtu 1 (1.6 Pav.), atsiskleidus, griebtuvas 2 susiskleidžia.



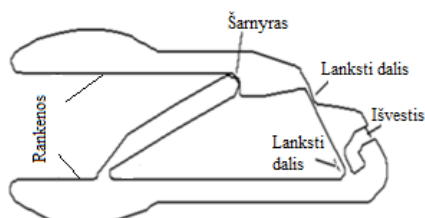
1.5 Pav. Replės [15]



1.6 Pav. Griebtuvas pneumatiniam robotui [16]



a) Replės



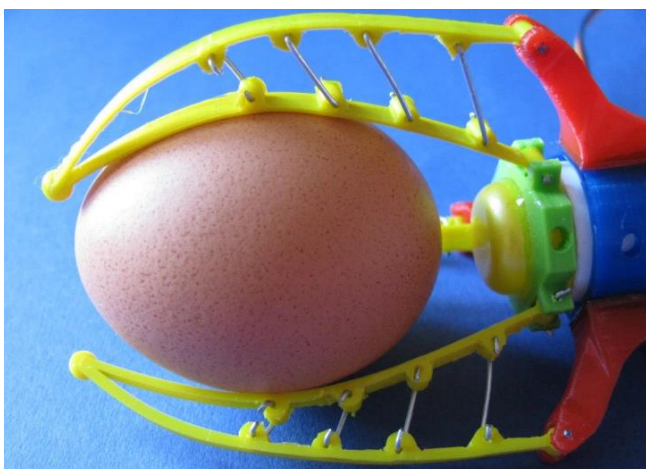
b) Replės, paslankusis mechanizmas

1.7 Pav. Kasdienio įrankio pakeitimas paslankiuoju mechanizmu [15]



1.8 Pav. Paslankusis mechanizmas – replės [15]

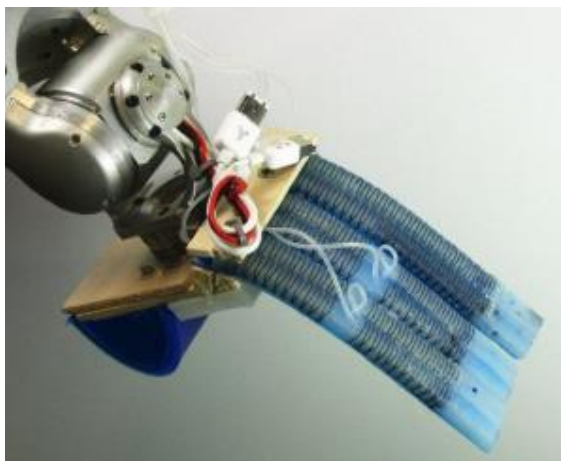
Pavyzdys parodo, kaip paprastas replės 1.7 Pav. a, galima pakeisti vieno kūno, b, mechanizmu turinčiu lanksčias jungtis. Šių jungčių pagalba mechanizmas gali atlikti įprastų replių funkciją. Spaudžiant rankenas, mechanizmo vidurinė dalis yra stumiama ir replės susispaudžia. 1.8 Pav. parodo, kaip paslankusis mechanizmas susiskleidžia.



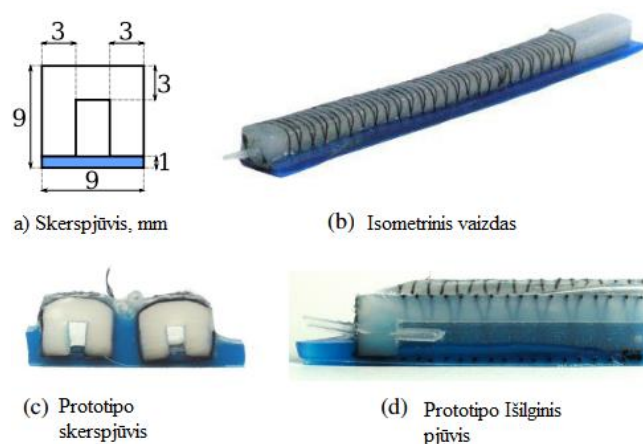
1.9 Pav. Lankstus griebtuvas [17]

Trys pirštai apgaubia objektą (1.9 Pav.). Pirštai pagaminti iš dvejų lanksčių rėmų turinčių lygiagretainio skerspjūvį. Rėmai sujungti tarpusavyje. Pirštų viduje yra atskirų jungčių, kurios yra tvirtinamos prie mechanizmo. Mechanizmas gali būti sukurtas kartu su lanksčiomis jungtimis (vienos dalies mechanizmas), be papildomų jungčių tvirtinimo. Lankstus rėmas sukuria lapo efektą. Pirštai pritaisyti prie linijinį judesį

perduodančio mechanizmo. Šis lankstus griebtuvas jau dabar naudojamas vaisiams skinti, šiukšlėms rinkti ar objektus, kurių paviršiaus negalima sužeisti, perkelti.



1.10 Pav. Griebtuvas su pneumatine pavara



1.11 Pav. Griebtuvas su pneumatine pavara

Šis griebtuvas (1.10 Pav.) turi didelį paslankumą ir yra pritaikomas robotikoje. Ši griebtuvą lengva pagaminti, taip pat yra pigus ir tvirtas. Viena iš pagrindinių naudingiausių roboto rankos savybių yra tai, kad mechanizmas prisitaiko prie imamo objekto tiek forma, tiek jėga, kurios reikia, kad objektas būtų pakeltas, bet nepažeistas. Mechanizmas pritaikytas imti įvairius daiktus, turinčius įvairias savybes kaip forma, medžiaga, trapumas kt. pavyzdžiui: vandens buteliukas, akiniai, medžiagos gabaliukas ar metalo lakštas. 1.11 paveikslėlyje matyti skirtingi griebtuvo vaizdai.

### ***Tamprieji elementai***

- Tamprusis elementas 1 (angliškai, ortho-planar spring) [18]

Šis elementas veikia vienoje plokštumoje. Spyruoklė (1.12 Pav.) atlaiko didelius poslinkius bet kuria kryptimi, tačiau negali sukis kaip įprasta spyruoklė (paslankusis elementas veikia vienoje plokštumoje). Minėtos elemento savybės turi daug privalumų.

- Kompaktiška: užima mažiau vietos nei įprasta sraigtinė spyruoklė;
- Nėra sukimosi: Šios spyruoklės centras, nesisuka atžvilgiu su spyruoklės pagrindu;
  - Didelis įlinkis: Potencialiai didesni įlinkiai lyginant su sraigatine spyruokle;
  - Maža kaina: Elemento forma gaminama naudojant paprasčiausius gamybos metodus;
  - Sumažintas susidėvėjimas ir triukšmas: Elemento platforma nesisuka ir neslysta, todėl gretimi paviršiai nesitrina, nėra išdilimo ar papildomo triukšmo dėl spyruoklės;



1.12 Pav. Tamprusis elementas

- Nėra atliekų: Naudojant elementą nėra atplyšusių dalelių, nes nėra nusidėvėjimo (detalės paviršiai nesitrina). Šis faktorius yra svarbus, nes nekelia žalos aplinkai, kurioje yra dirbama;
- Įvairaus dydžio: Elementas gaminamas skirtingų dydžių, tačiau tai nedaro mechanizmo mažiau efektyviu.

Šis elementas gali būti naudojamas pneumatiniuose vožtuvuose, klaviatūrose, garso aparatūroje, aviacijoje, pozicionavimui ir kt.

- Vienos krypties mova (1.13 Pav.) [19]



1.13 Pav. Vienos krypties mova

Mechanizmas turi lanksčius paslankiuosius elementus, kurie suteikia galimybę funkcionuoti, kaip įprasta mova. Elementas žymiai sumažina apdirbimo bei surinkimo laiką ir detalių skaičių. Paslankusis mechanizmas be trukdžių sukasi į vieną pusę, bet sukant į kitą pusę atsiranda pasipriešinimas.

Įprastas movas, ateityje įmanoma keisti žemos kainos ir lengvo surinkimo paslankiomis movomis, kurios skirtos dirbti naudojant nedidelius svorius.

Vienos krypties movą galima pritaikyti šiose srityse:

- Vienos krypties sukimas  
Žvejo ritė, dviračiai, įrankiai, žemės ūkio įranga, paleidimo varikliai.
- Stabdymas  
Konvejerio diržai, gervės.
- Indeksavimas  
Rūšiavimas, skaičiavimas

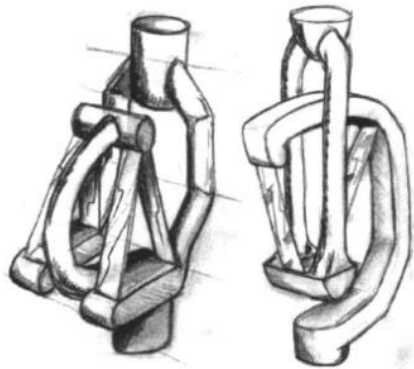
### ***Medicina***

Paslankieji mechanizmai naudojami ir medicinoje, vienas iš jų yra paslankusis kelis:

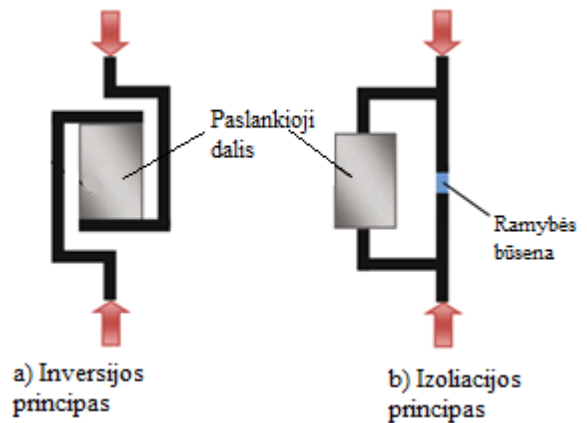
Viena iš teorijų, kodėl paslankieji protezai nėra dažnai naudojami – tokio tipo mechanizmai puikiai veikia tempimo metu, bet prastai – gniuždymo. Deja, vienas iš reikalavimų proteziniam mechanizmui yra galimybė neprikaištingai dirbti nesvarbu kokio pobūdžio jėga veikia protezą. Keli mokslininkai pasiūlė du sprendimus, kurie išsprendžia iškilusią problemą.



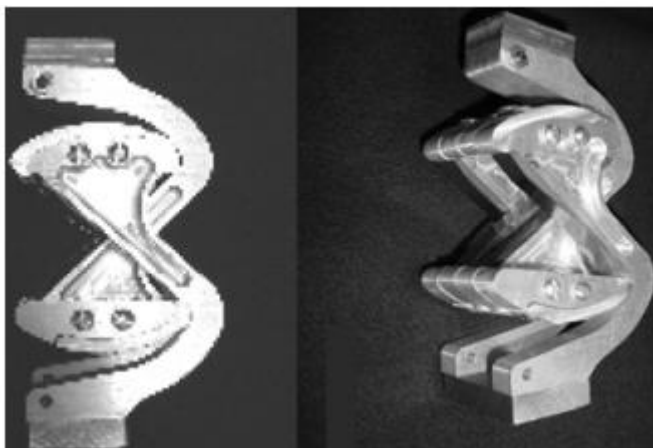
Siūlomi du metodai – inversijos ir izoliacijos. Inversijos būdas – pakeisti tempimo jėgą, gniuždymo (1.15 Pav. a). Izoliacijos metodas suteikia galimybę pašalinti apkrovą iš lanksčiosios dalies ir nukreipti kietoms elemento dalims (1.15 Pav. b). [20]



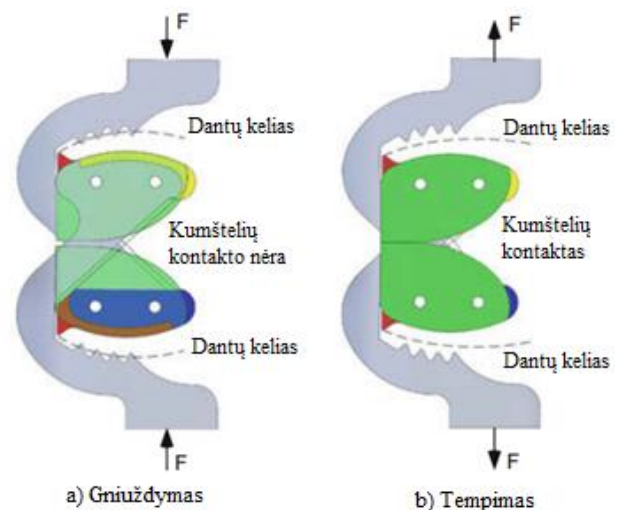
1.14 Pav. Aleksandro Guerinet'o kelis naudojant inversijos principą [20]



1.15 Pav. Inversijos a) ir izoliacijos b) metodas [20]



1.16 Pav. Guerinet'o inversijos, susikertančių ašių paslankusis mechanizmas [20]



1.17 Pav. Guerinet'o inversijos, susikertančių ašių paslankiojo mechanizmo elgsena [20]

Mokslininkai atlikę tyrimus, įrodė, kad toks mechanizmas (1.16 Pav.) išlaiko iki 3113 N apkrovą, o poslinkis yra tik apie 3,15 mm.

1.17 Pav. a) dalyje matoma, kaip mechanizmas veikia gniuždymo metu. Gniuždymo metu kontakto tarp kumštelių, nėra. Tempimo metu, kumšteliai susiliečia b).

Paveikslėlyje 1.18 pavaizduotas mechanizmas, kuris tinkamas vaikams, nes protezas atlaiko tik nedideles apkrovas. Vienas didžiausių šio mechanizmo trūkumų yra tai, kad kiekvienas įtaisas yra unikalus (kiekvienas individas gauna individualų pagamintą įtaisą. Mechanizmas nėra

reguliuojamas). Taip pat, įtaisas turi būti pagamintas mažesnis, nei sąnarys, todėl viena koja visuomet yra trumpesnė, tai sudaro nepatogumų vartotojui [21].

Minėta, kad kelio protezas, dažniausiai, yra veikiamas didelių gniuždymo jėgų, todėl yra labiau tinkamas kietam mechanizmui, o paslankusis mechanizmas susiduria su iššūkiais. Problemos atsiranda todėl, kad paslankusis mechanizmas puikiai veikia tuomet, kai jėgos yra nedidelės.



1.18 Pav. Mahler'io protezinio kelio sąnario prototipas [21]

Norint išnaudoti paslankaus mechanizmo teikiamus privalumus, būtinas protingas mechanizmo dizainas. Floridos universitete atlikti tyrimai ir sumanymai, leidžia tobulinti šį mechanizmą. Žinoma, tyrimai vis dar atliekami ir ieškomas optimaliausias dizainas [21].

Tradiciskai, kaip ir dauguma paslankiųjų mechanizmų, kelio struktūra sukurta taip, kad sugebėtų atlaikyti visus lanksčių dalių lenkimus. Paslankusis mechanizmas yra priešingybė kietajam, nes judesiai atsiranda dėl lanksčiųjų dalių lenkimo. Gamta įdarbina paslankiuosius mechanizmus, kad perduotų judesį ir suteiktų sutvirtinimą. Kelio raiščiai yra lankstus, pluoštinis audinys, kuris jungia kaulus. Raiščiai sudaro sąnarius (šarnyrus), kurie yra privalomi judesiui išgauti. Dažna neteisinga nuomonė, kad atsparumas ir sauga yra išvien su standumu. Šis teiginys yra priežastis, didelio kiekio kietų mechanizmų, šiandieninėje pramonėje. Minėtą idėją paneigia ir nagrinėjamas kelio sąnarys. Atlikti tyrimai Floridos universitete [21], rodo, kad keliui tampant standžiam, mažėja jo efektyvumas (artritas<sup>7</sup>).

#### **1.4. VEIKSNIAI DARANTYS ĮTAKĄ PASLANKIAJAM MECHANIZMUI**

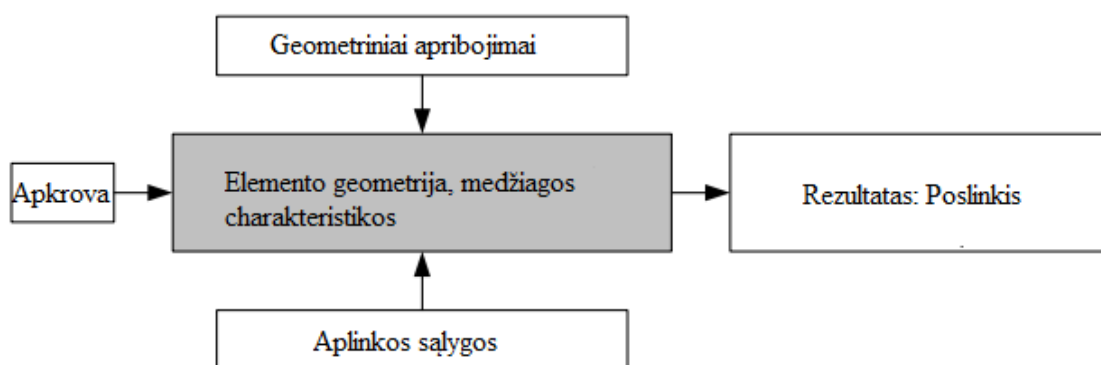
Paslankusis mechanizmas turi būti įvertintas, atsižvelgiant į tam tikrą pasirinktą atitiktens tašką ar mechanizmo plotą. Šiame taške ar vietoje veikia išorinė jėga. Taip traktuoti yra būtina, nes

---

<sup>7</sup> Artritas- lėtinė, progresuojanti, uždegiminė autoimuninės kilmės liga, kuri gali pakenkti daugeliui kūno sąnarių. [22]

dažniausiai mechanizmo deformacijos yra asocijuojamos su besikeičiančiais poslinkiais įvairiuose mechanizmo taškuose. Šiuo atveju, skirtingai nei Vokietijoje atliktuose tyrimuose. Vieta, kurioje yra koncentruota jėga, nedaro didelės įtakos nagrinėjimo mechanizmo poslinkiams, t.y pakeitus koncentruotos jėgos koordinates (nekeičiant plokštumos), mechanizmo poslinkiai kinta minimaliai. [28]

Vokietijos universitete buvo atlikti paslankiųjų mechanizmų tyrimai. Suformuota schema, kuri parodo, kokie veiksniai daro įtaką paslankiam mechanizmui. 1.19 Pav. yra pritaikyta šiame darbe nagrinėjamam objektui. Patobulintas paskutinis punktas- rezultatas (vokiečių mokslininkai išskyrė išorinės koncentruotos jėgos koordinates, kaip dar vieną veiksnį.



1.19 Pav. Aspektai, kurie daro įtaką paslankiam mechanizmui [28]

### 1.5. LANKŠČIOS SIJOS PASLANKUMO KITIMAS

Teigiama, kad paslankumas gali būti dviejų rūšių: pastovus arba kintantis. Pastovus paslankumas įmanomas tik idealiose sąlygose (neįmanomas gamtoje). Tačiau, Vokietijoje panaudoti teoriniai skaičiavimo modeliai, kurie įvertina pastovų paslankumą. Pateikiamas pavyzdys: mažų poslinkių lenkiama sija. Šiame atveju, jėga yra tiesiogiai proporcinga poslinkiui. Lentelėje 1.1 parodomas ketvirčio apskritimo paslankumas, kurio spindulys R=20mm. Šiam uždaviniui išspręsti naudojama Castigliano tiesinė teorema, kuri apibrėžia sijos galo poslinkius:

$$\frac{u}{F} = \frac{R^3 \sqrt{\pi^2 + 4}}{4EI_3} \quad (1)$$

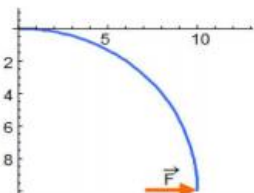
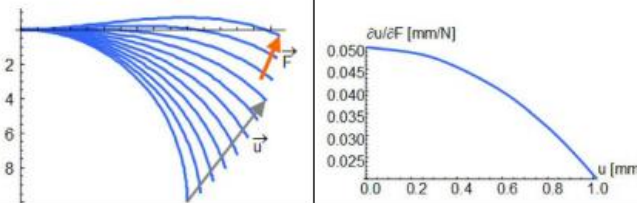
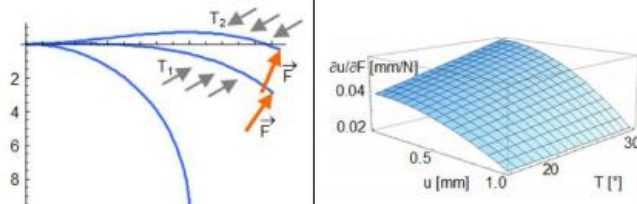
Dideliems poslinkiams, naudojami skirtingi skaičiavimo būdai paslankumui rasti. Paslankumas nusakomas  $\frac{\partial u}{\partial F}$ . Paslankumas keičiasi koncentruojant jėgą skirtingose mechanizmo plokštumos vietose. Pateikiamas pavyzdys: Žiedo formos lanksti struktūra (spyruoklė). Keičiant



spyruoklės tempimo aukštį  $h$ , spyruoklės paslankumas gali būti kryptingai nukreipiamas į tašką  $P$ . Toks paslankumas vadinamas pirmo laipsnio paslankumu.

Mintėta, kad keičiant jėgos veikimo vietą keičiasi paslankumas ir tai vadinama pirmuoju laipsnių. Pridėjus ir temperatūros kaitą atsiranda antras paslankumo laipsnis. Žinoma, tokių veiksmų gali atsirasti ir daugiau, todėl atsirastų  $N$  laipsnio paslankumas.

1.1 Lentelė Trijų laipsnių paslankumas ketvirčio – apskritimo sijai ( $F=1\text{N}$ ,  $EI_3=100\text{Nmm}^2$ ) [28]

Paslankumo laipsnis	Modelis	Kreivė	Paslankumas
N=0	Tiesinis		$\frac{u}{F} = \frac{R^3 \sqrt{\pi^2 + 4}}{4EI_3}$
N=1	Netiesinis (didelės deformacijos)		
N=2	Netiesinis ir priklausomybė nuo temperatūros		

## 1.6. TRADICINIAI KETURGRANDŽIAI MECHANIZMAI

Šiame skyriuje, pasitelkiant mokslinius straipsnius ir patikimus tyrimus, informuojama apie kietuosius keturgrandžius mechanizmus – jų rūšis, veikimo principą.

### *Keturgrandžių mechanizmų rūšių analizė*

Paprasčiausias ir dažniausiai naudojamas yra keturių grandžių mechanizmas. Šį mechanizmą sudaro keturios standžios grandys ir keturi lankstai.

### *Grashof'o<sup>8</sup> kriterijus*

Grashof'o kriterijus [1]:

Kiekvienos grandies ilgiams aprašyti naudojamas standartinis žymėjimas:

<sup>8</sup> Franz Grashof- vokiečių inžinierius. Teorinės mechanikos profesorius.

$s$  = trumpiausios grandies ilgis;  
 $l$  = ilgiausios grandies ilgis;  
 $p$  = pirmosios likusios grandies ilgis;  
 $q$  = antrosios likusios grandies ilgis.

Grashof'o teorema teigia, kad keturgrandis mechanizmas turi bent vieną besisukančią grandį jei:

$$s + l \leq p + q.$$

Taip pat, trys neįtvirtintos grandys beveik nepajudės jei:

$$s + l > p + q.$$

Šis kriterijus teigia, kad yra 5 keturgrandžių mechanizmų grupės [2 – 4]

Lentelėje 1.2 nurodytos keturgrandžių mechanizmų grupės ir šių grupių kriterijai:

1.2 Lentelė Keturgrandžių mechanizmų grupės [1]

Nr.	Kriterijus	Trumpiausia grandis	Grupė
1	$s + l < p + q$	Įtvirtintas rėmas	Dviejų skriejimų
2	$s + l < p + q$	Šoninė grandis	Skriejiko ir svirties
3	$s + l < p + q$	Kreipiančiosios	Dviejų svirčių
4	$s + l = p + q$	Bet kuri	Taško keitimo
5	$s + l > p + q$	Bet kuri	Trijų svirčių

#### ***Dvigubų skriejimų keturgrandis mechanizmas***

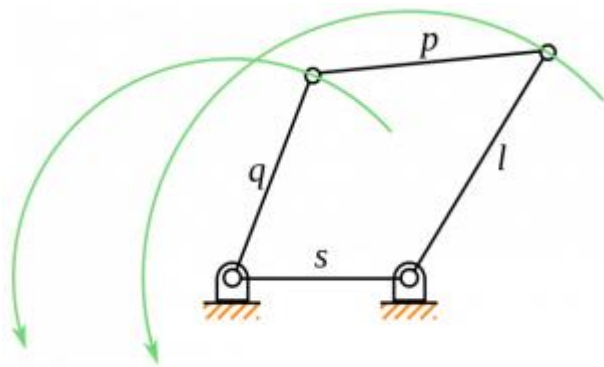
Pastoviai sukant vieną grandį, kita grandis taip pat suksis pastoviai. Ši elgsena leidžia mechanizmui sukis visu apsisukimu (1.20 Pav.).

#### ***Skriejiko ir svirties keturgrandis mechanizmas***

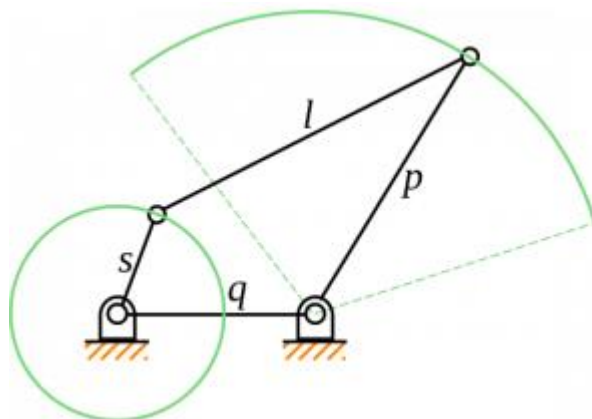
Trumpiausia judinama grandis, suksis visu apsisukimu, o išėjimo grandis svyruos tarp leistinų ribų 1.21 Pav. Ši grupė naudojama automobilio valytuvų sistemai valdyti.

#### ***Dviejų svirčių keturgrandis mechanizmas***

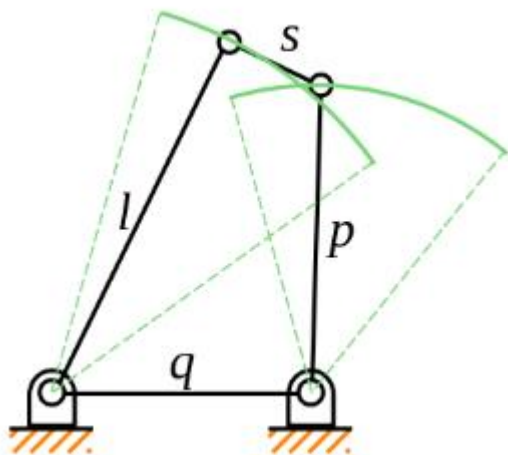
Grandis, kuri yra prijungta prie įtvirtintos grandies, negali sudaryti viso apsisukimo. Įeinančios ir išeinančios grandys yra apribotos ir gali svyruoti tik leistinoje zonoje, kaip parodyta paveikslėlyje 1.22.



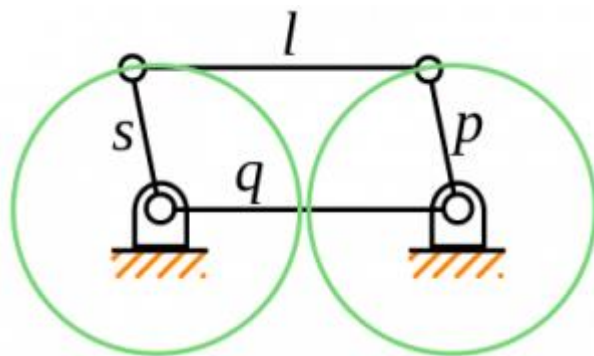
1.20 Pav. Dviejų skriejimų kinematinė schema [2]



1.21 Pav. 1 Skriejiko – svirties kinematinė schema [2]



1.22 Pav. Dviejų svirčių kinematinė schema



1.23 Pav. Taško keitimo kinematinė schema

### ***Taško keitimo keturrandis mechanizmas***

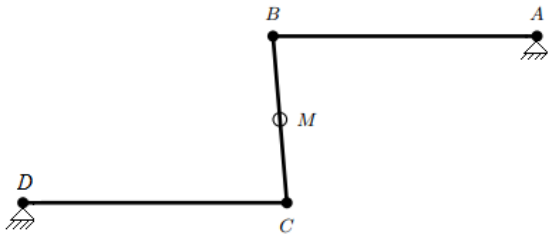
Mechanizmas gali būti sudaromas, kad visos grandys būtų kolinearios. Šios grupės žymiausias tipas yra lygiagrečias. Rėmas ir kreipiančioji yra identiško ilgio. Esant šiam ypatumui, mechanizmo grandys persidengia. Esant kolinearumui – mechanizmo elgsena neapibrėžta. Judesys gali likti lygiagrečias formos arba išsiderinti ir įgyti, pavyzdžiui, „drugelio“ formos judesį (1.23 Pav.).

### ***Lygiagrečios krypties mechanizmas***

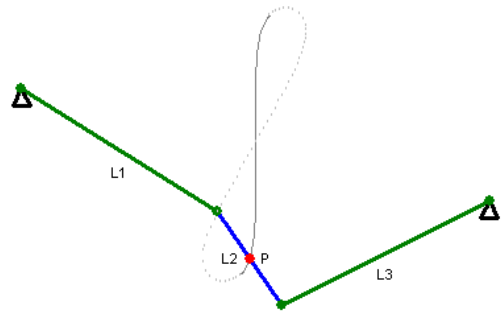
Jamesas Wattas<sup>9</sup> sukūrė šį mechanizmą (dar žinomas, kaip lygiagretis ryšys). Tuo metu Wattui buvo paskirta užduotis patobulinti Tomo Newcomeno garo variklio, netinkamo judantiems mechanizmams, modelį. Kilo mintis sudaryti universalų variklį, pritaikius dvigubo veikimo cilindą, tačiau sudarytą iš dviejų strypų. Mechanizmo veikimo principas yra gana paprastas. Du

<sup>9</sup> James Watt- mechanikos inžinierius, chemikas. Skotų išradėjas patobulinęs, garsiąją, garo mašiną sukūręs lygiagrečios krypties mechanizmą.

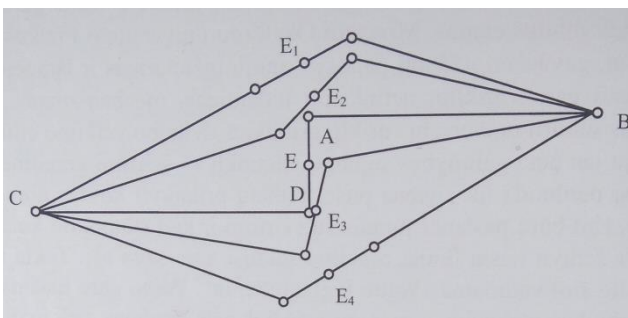
taškai ( $|AB|=|CD|$ ) sujungti strypu (1.24 Pav.) BC. Sukimasis vyksta apie centrus A ir D, vienodai atsilenkiant 5 priešingas puses, o taškas M brėžia apytikriai tiesią liniją. Jei reikalavimas patenkinti reikėtų, kad būtų išpildyta sąlyga  $|CD|=1/2|AB|$ , pasiektume tokį patytį rezultatą, tačiau atsiranda dar viena kraštinė sąlyga – taškas M turi būti arčiau taško C Mechanizmo judėjimas yra apribotas. Tiesiniam judėjimui tinka ne tik taškas M (1.24 Pav. ir 1.25 Pav. ), bet ir kiekvienas tiesės BE taškas (1.26 Pav.) Lygiagretainio ADFG viršūnė F turi būti tiesėje BE. Judantis taškas F tinkamas tvirtinimui. [30]



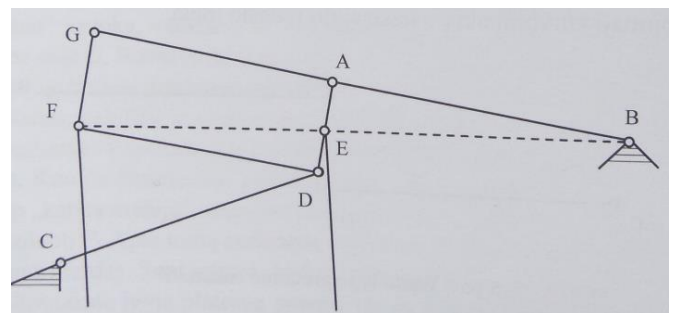
1.24 Pav. Watt'o mechanizmo kinematinė schema [6]



1.25 Pav. Watt'o mechanizmo aproksimuota taško P judėjimo kreivė [7]



1.26 Pav. Schema mechanizmo judesiui paašškinti [30]



1.27 Pav. Watto lygiagretainio schema [30]

Vienas iš žinomiausių pavyzdžių – automobilio pakaba, kuri išlaiko automobilį vertikaliaje tiesėje ir užkerta kelią transporto priemonei svyruoti į šonus.

Šis mechanizmas priskiriamas keturgrandžiams, nes dažnai egzistuoja įtvirtintoji grandis (1.28 Pav.).

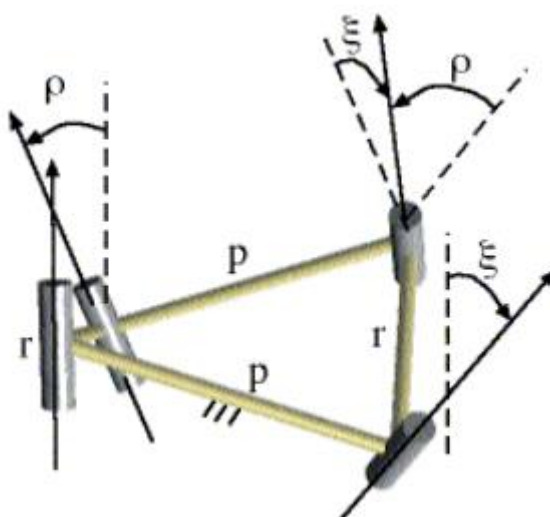


1.28 Pav. Automobilio pakaba – Watt'o mechanizmo panaudojimas [8]

***Benett'o visiškai suvaržytas mechanizmas [9]***

Šio mechanizmo grandys (1.29 pav.) yra išsidėsčiusios skirtingose plokštumose. Mechanizmo geometrija sudaryta iš 4 grandžių ir 4 lankstų (kaip ir įprastas keturgrandis mechanizmas).

Norint įsitikinti, kad mechanizmas yra visiškai suvaržytas, skaičiuojami jo laisvės laipsniai, naudojamas Grublerio kriterijus, uždaroms grandims, pagal formulę 2:



1.29 Pav. Benett'o keturgrandis mechanizmas

$$W = 6(n - 1) - \sum_{i=1}^m (6 - f_i) \tag{2}$$

$n_j$  – grandžių skaičius,  $m$  – jungčių skaičius,  $f$  –  $i$ -ojo lanksto laisvės skaičius [9] Šiuo atveju  $f=1$ , nes nėra aukštesnės klasės porų.

Iš formulės:

$$W = 6(4 - 1) - 4(6 - 1) = -2$$

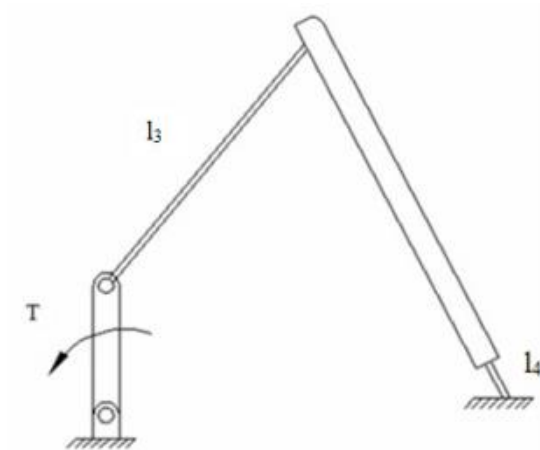
Matyti, kad laisvių skaičius teoriškai yra -2, tačiau iš tikrųjų mechanizmas turi 1 laisvį. Tai yra Benetto mechanizmo ypatumas – mechanizmas teoriškai suvaržytas, tačiau gali judėti. Judesys galimas dėl specialios mechanizmo geometrinės konfigūracijos.

Kraštinės sąlygos (1.29 Pav.), kad mechanizmas judėtų, yra šios:

1. Mechanizmo priešingos grandys (grandys, kurios nėra sujungtos tarpusavyje) yra to pačio ilgio, pažymėtos  $p$ ,  $p$  ir  $r$ ,  $r$ .
2. Pasisukimo kampai, pažymėti  $\xi$ ,  $\xi$  ir  $\rho$ ,  $\rho$ , yra lygūs skirtingose pusėse, bet su priešingu ženklu.
3. Grandžių ilgiai ir kampų posūkiai turi tenkinti lygybę:

$$\frac{\sin \rho}{r} = \frac{\sin \xi}{p}. \quad (3)$$

### 1.7. SHYH-CHOUR HUANG KETURGRANDIS PASLANKUSIS MECHANIZMAS



1.30 Pav. S.C Huango pasiūlytas paslankusis mechanizmas [42]

Mokslininkas Shyh-Chour Huang pasiūlė keturgrandžio mechanizmo modelio optimizavimą, skaičiavimus, kurie padėtų integruoti paslankų keturgrandį mechanizmą vietoje tradicinio mechanizmo. Pasiūlytas modelis:

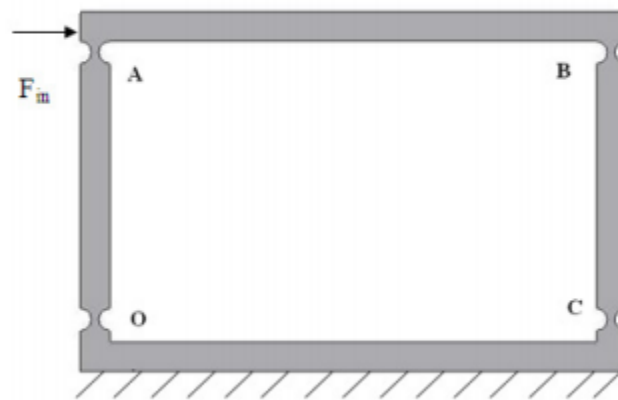
1.30 Pav. Grandys  $l_3$  ir  $l_4$  yra lanksčios. Atliekami skaičiavimai naudojant Taguchi metodą. Šis metodas parenkamas, nes turint nedidelį kiekį informacijos iš eksperimento su kintamu dydžiu, galima gauti tikslius rezultatus.

Atlikus eksperimentą buvo nustatyti optimalūs pradiniai lenkimo momentai, taip pat nustatytas pradinis optimalus kampas. Šie rezultatai leidžia padidinti mechanizmo poslinkius, tuo tarpu sumažinti įtempius.[42]

### 1.8. PSEUDO KIETO KŪNO MECHANIZMO MODELIS (PRBM)

Šis elementas (1.31 Pav.), kaip ir šiame darbe tiriamas, gali efektyviai perduoti linijinį judesį tam tikra kryptimi. Taip pat, gali būti pritaikytas kaip slydimo mechanizmas ar reguliuojamas mikro pozicionavimo įrenginys (ang. Microstage). [43] Šiame darbe atlikti tyrimai įrodė, kad mechanizmas efektyviai perduoda linijinį judesį. Mechanizmas tinkamas atlikti pasikartojantį judesį, nes veikiant jėgai mechanizme atsiranda poslinkiai, kai jėga nustoja veikti, mechanizmas grįžta į pradinę padėtį. 1.32 paveikslėlyje matoma reali jungtis mikro masteliu.

Paveikslėlyje 1.35 pavaizduotas pozicionavimo įrenginio modelis, kurį pasiūlė amerikiečių fizikai. Iškelta problema teigė, kad mikro masteliu yra labai sunku išgauti reikiamą judesį ar didelį

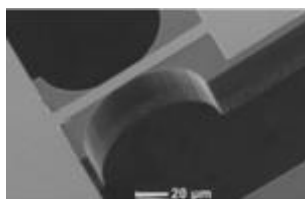


1.31 Pav. Pseudo kieto keturrandžio mechanizmo (PRBM) skaičiuojamoji schema [43]

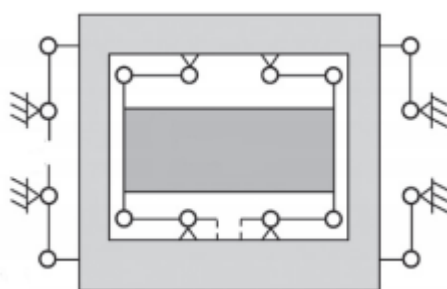
mechanizmo poslinkį. Pasiūlytas vieno laisvio paslankus keturrandis mechanizmas, kuriame integruotas dar vienas toks pat mechanizmas. Rezultatai parodė, kad pasiektas žymiai didesnis poslinkis naudojant šį naują modelį. Pozicionavimo įrenginys pasiekė  $50\mu m$  didesnę poslinkį X ir Y kryptimi. Rezultatai buvo atlikti manipuluojant  $15\mu m$  didžio polipropileno dalele, naudojant 2 pirštus, kurie yra pritvirtinti prie pozicionavimo įrenginio [44].

1.34 paveikslėlyje matoma schema negali būti pritaikoma tradiciniam mechanizmui iš kelių standžių dalių, nes jis neveiktų, tačiau paslankus mechanizmas gali atlikti judesį.

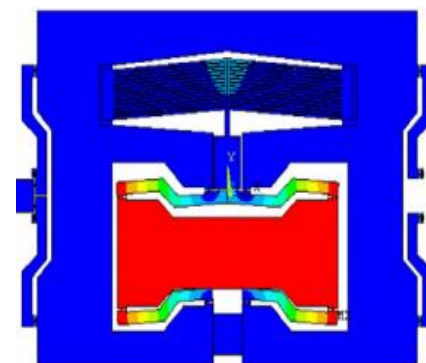




1.32 Pav. Paslankaus pozicionavimo įrenginio naudojama lanksti jungtis [44]



1.33 Pav. Pozicionavimo įrenginio kinematinė schema [44]

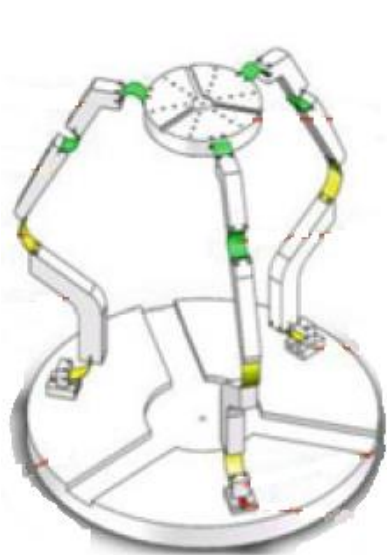


1.34 Pav. Sumodeliuotas paslankus pozicionavimo įrenginys [44]

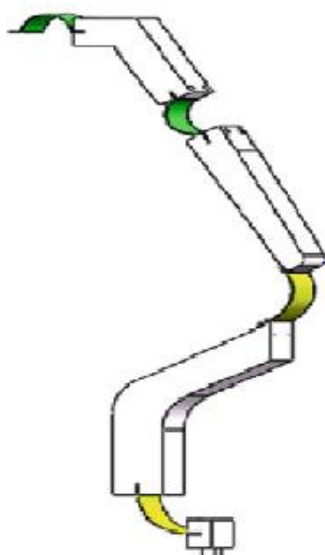
### *Paslankus mikro-pozicionavimo įrenginys*

Šis pozicionavimo įrenginys sudarytas iš kelių dalių, turi lanksčias jungtis. Paveikslėlyje 1.35 a) dalyje matomas mikro-pozicionavimo įrenginys, kuris turi tris laisvius. Paslankioji grandis b) dalyje, kuri turi 4-ias tvirtinamas lanksčias jungtis. Dalyje c) matoma įrenginio kinematinė schema.

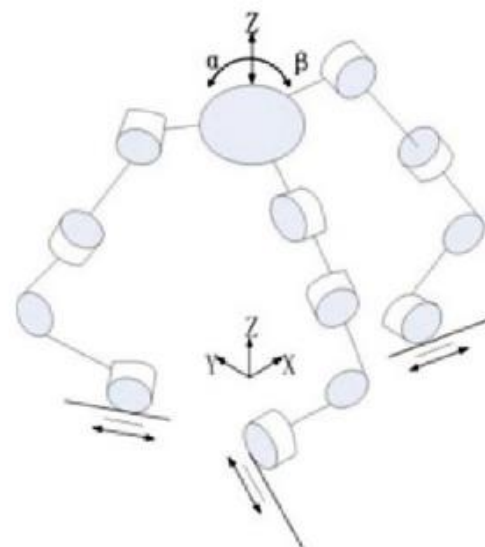
Darbe atliktas tyrimas nustatė įrenginio poslinkius. Nustatyta koreliacija tarp paslankių jungčių ir apkrovos, veikiančios skirtingoje plokštelės vietoje [45].



a) Pozicionavimo įrenginys



b) Pozicionavimo įrenginio paslanki grandis



c) Pozicionavimo įrenginio kinematinė schema

1.35 Pav. Mikro-pozicionavimo įrenginys [45]



## 2. PASLANKAUS MECHANIZMO MODELIAVIMAS

Atlikus literatūros apžvalgą įsitikinta, kad paslankusis mechanizmas yra pigus ir dažnai pranašesnis už tradicinį mechanizmą. Išsiaiškinta, kad keturgrandis mechanizmas yra plačiai naudojamas, parinkta jo formą atitinkantis elementas, kurio judesys yra gana panašus į minėto. Taip pat šis paslankus mechanizmas gali būti pritaikytas mikro mastelio sistemose, o ateityje – nanotechnologijose, todėl šie tyrimai yra itin svarbūs šių sričių ateities idėjoms įgyvendinti.

Pastebėtas įdomus aspektas – lanksčių jungčių elgsena, kuri leidžia keisti mechanizmo parametrus. Atliekami skaičiavimai, kurie nustato kintančio centro koordinatas. Šios naudojamos tolimesniems rezultatams gauti: judesio dėsniai ir perdavimo kreivės nustatymui, lanksčių lanko formos jungčių centrų žingsniui nustatyti. Palyginama paslankiojo monolitinio keturgrandžio mechanizmo ir tradicinio, kelių dalių mechanizmo elgsena.

### 2.1. PASLANKIOJO MECHANIZMO JUNGTIŲ POSLINKIŲ SKAIČIAVIMAS

Modeliuojamam mechanizmui, kuriam atliekami skaičiavimai, pritaikomos šios kraštinės sąlygos:

- Mechanizmo rėminis pagrindas įtvirtintas,
- Mechanizmo įėjimo ir išėjimo grandys, pradinėje būsenoje, yra lygios ir lygiagrečios,
- Mechanizmo švaistiklis ir įtvirtintoji grandis, pradinėje būsenoje, yra lygios ir lygiagrečios,
- Mechanizmo lanksčios jungtys deformacijos metu išlaiko lanko formą,
- Mechanizmo horizontalioji dalis išlieka horizontali,
- Lanksčių jungčių centrai gali kisti,
- Mechanizmas sukamas apie naują centrą po  $1^\circ$  iki  $40^\circ$ ,
- Jungties lanko ilgis  $P=20.0277\text{mm}$ ,
- Viršutinės grandies ilgis nekinta.

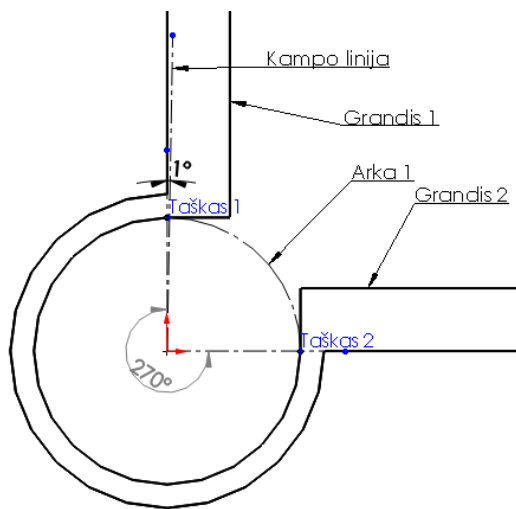
Paslankiojo mechanizmo skaičiuojamoji schema 2.1 Pav.



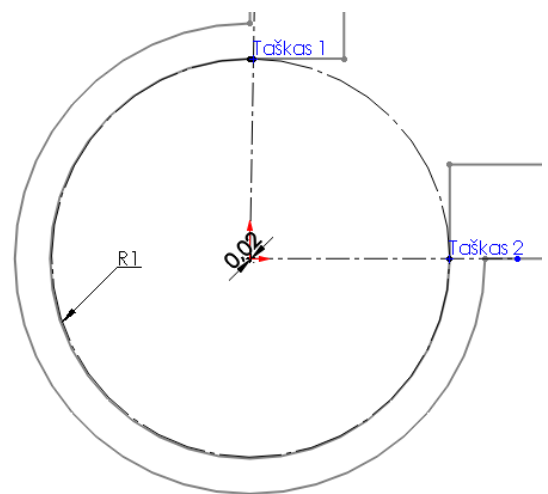
- Linija 1 (Grandis 3 linija) pratęsiama nuo paskutinio spindulio centro 60mm. (2.5 Pav. pradinės grandies 3 ilgis)
- Iškeliamas 2mm statmuo. Gaunamas naujas centras R1.

Paskutinioji, dešinės pusės apatinė jungtis skaičiuojama identišškai pirmajai. Taip gaunama kampo nuokrypa.

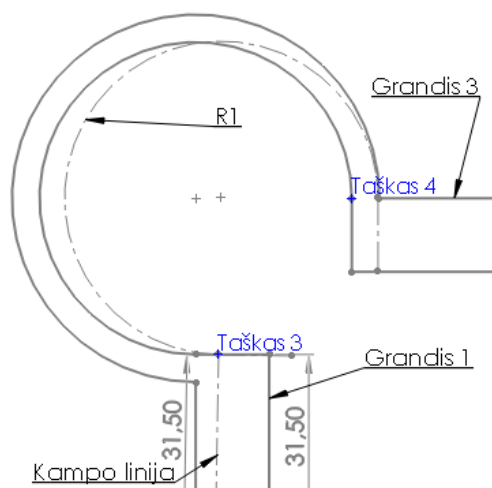
Pasinaudojus šiuo modeliu, kuris pritaikomas kiekvienai jungčiai, po kiekvieno kampo pasukimo, gaunami reikalingos lanksčių jungčių centrų koordinatės, kurios naudojamos judesio dėsniai nustatyti, nustatyti lanksčių jungčių centrų žingsnius ir įvertinti lanksčių jungčių elgseną.



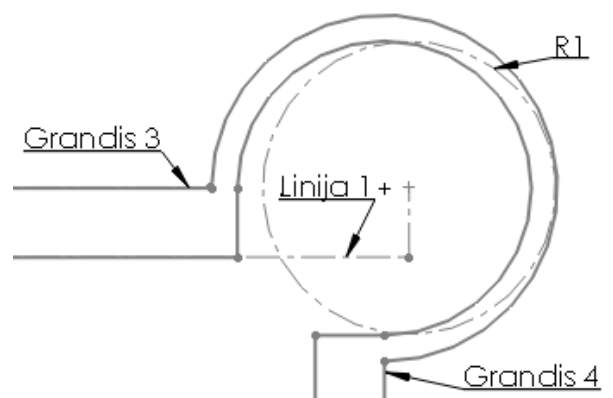
2.2 Pav. Jungties centrų koordinatų skaičiavimo metodo pirmoji dalis



2.3 Pav. Apatinio kairiojo lanksto pirmojo pasislinkusio centro koordinatė



2.4 Pav. Viršutinio kairiojo šarnyro pirmojo pasislinkusio centro koordinatė



2.5 Pav. Viršutinio dešiniojo šarnyro pirmojo pasislinkusio centro koordinatė

### ***Paslankaus mechanizmo apatinis kairysis šonas***

Nustatomi spinduliai, kurie, sukant mechanizmą  $1^\circ - 40^\circ$ , išlaikytų nekintantį perimetrą. Spindulys skaičiuojamas pritaikius proporcijos išraišką. Žinoma, kad lanksti jungtis susiskleidžia, todėl lanko kampas didėja.

Naudojama formulė:

$$P = P_i$$

P – pradinis lankščios jungties perimetras,  $P_i$  – lankščios jungties perimetras kintant sukimo kampui  $K_i$ .

$$\frac{K}{360} \times 2 \times \pi \times R = \frac{K_i}{360} \times 2 \times \pi \times R_i^S; \quad (4)$$

$R_i^S$  – spindulio dydis kintant sukimo kampui, jam susiskleidžiant, R – pradinis spindulys, K – pradinis kampas,  $K_i$  – keičiamo kampo dydis.

Suprastinus formulę 4, gaunama:

$$R_i^S = \frac{K}{K_i} \times R; \quad (5)$$

Skaičiavimai:

$$R_1^S = \frac{270}{271} \times 4.25 = 4,2343mm$$

$$R_{11}^S = \frac{270}{281} \times 4.25 = 4,0836mm$$

$$R_2^S = \frac{270}{272} \times 4.25 = 4,2187mm$$

$$R_{12}^S = \frac{270}{282} \times 4.25 = 4,0836mm$$

$$R_3^S = \frac{270}{273} \times 4.25 = 4,2033mm$$

$$R_{13}^S = \frac{270}{283} \times 4.25 = 4,0548mm$$

$$R_4^S = \frac{270}{274} \times 4.25 = 4,1879mm$$

$$R_{14}^S = \frac{270}{284} \times 4.25 = 4,0405mm$$

$$R_5^S = \frac{270}{275} \times 4.25 = 4,1727mm$$

$$R_{15}^S = \frac{270}{285} \times 4.25 = 4,0263mm$$

$$R_6^S = \frac{270}{276} \times 4.25 = 4,1576mm$$

$$R_{16}^S = \frac{270}{286} \times 4.25 = 4,0122mm$$

$$R_7^S = \frac{270}{277} \times 4.25 = 4,1426mm$$

$$R_{17}^S = \frac{270}{287} \times 4.25 = 3,9982mm$$

$$R_8^S = \frac{270}{278} \times 4.25 = 4,1277mm$$

$$R_{18}^S = \frac{270}{288} \times 4.25 = 3,9844mm$$

$$R_9^S = \frac{270}{279} \times 4.25 = 4,1129mm$$

$$R_{19}^S = \frac{270}{289} \times 4.25 = 3,9706mm$$

$$R_{10}^S = \frac{270}{280} \times 4.25 = 4,0982mm$$

$$R_{20}^S = \frac{270}{290} \times 4.25 = 3,9569mm$$

$$R_{21}^S = \frac{270}{291} \times 4.25 = 3,9433mm$$

$$R_{31}^S = \frac{270}{301} \times 4.25 = 3,8123mm$$

$$R_{22}^S = \frac{270}{292} \times 4.25 = 3,9298mm$$

$$R_{32}^S = \frac{270}{302} \times 4.25 = 3,7997mm$$

$$R_{23}^S = \frac{270}{293} \times 4.25 = 3,9164mm$$

$$R_{33}^S = \frac{270}{303} \times 4.25 = 3,7871mm$$

$$R_{24}^S = \frac{270}{294} \times 4.25 = 3,9031mm$$

$$R_{34}^S = \frac{270}{304} \times 4.25 = 3,7747mm$$

$$R_{25}^S = \frac{270}{295} \times 4.25 = 3,8898mm$$

$$R_{35}^S = \frac{270}{305} \times 4.25 = 3,7623mm$$

$$R_{26}^S = \frac{270}{296} \times 4.25 = 3,8767mm$$

$$R_{36}^S = \frac{270}{306} \times 4.25 = 3,7500mm$$

$$R_{27}^S = \frac{270}{297} \times 4.25 = 3,8636mm$$

$$R_{37}^S = \frac{270}{307} \times 4.25 = 3,7378mm$$

$$R_{28}^S = \frac{270}{298} \times 4.25 = 3,8507mm$$

$$R_{38}^S = \frac{270}{308} \times 4.25 = 3,7256mm$$

$$R_{29}^S = \frac{270}{299} \times 4.25 = 3,8378mm$$

$$R_{39}^S = \frac{270}{309} \times 4.25 = 3,7136mm$$

$$R_{30}^S = \frac{270}{300} \times 4.25 = 3,8250mm$$

$$R_{40}^S = \frac{270}{310} \times 4.25 = 3,7016mm$$

$R_i^S$  rezultatų lentelė 2.1:

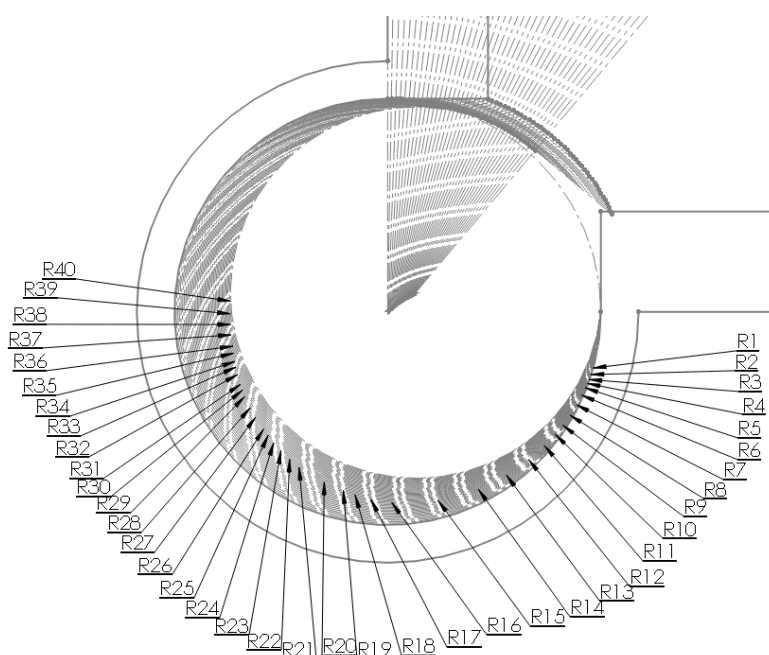
2.1 Lentelė. Mechanizmo susiskleidžiančių jungčių spindulių dydžiai

Nr.	Kampas, °	Spindulys, $R_i^S$	Spindulio kitimas, mm	Nr.	Kampas, °	Spindulys, $R_i^S$	Spindulio kitimas, mm
1	271	R1	4,2343	21	291	R21	3,9433
2	272	R2	4,2188	22	292	R22	3,9298
3	273	R3	4,2033	23	293	R23	3,9164
4	274	R4	4,1880	24	294	R24	3,9031
5	275	R5	4,1727	25	295	R25	3,8898
6	276	R6	4,1576	26	296	R26	3,8767
7	277	R7	4,1426	27	297	R27	3,8636
8	278	R8	4,1277	28	298	R28	3,8507
9	279	R9	4,1129	29	299	R29	3,8378
10	280	R10	4,0982	30	300	R30	3,8250
11	281	R11	4,0836	31	301	R31	3,8123
12	282	R12	4,0691	32	302	R32	3,7997
13	283	R13	4,0548	33	303	R33	3,7871
14	284	R14	4,0405	34	304	R34	3,7747
15	285	R15	4,0263	35	305	R35	3,7623

16	286	R16	4,0122	36	306	R36	3,7500
17	287	R17	3,9983	37	307	R37	3,7378
18	288	R18	3,9844	38	308	R38	3,7256
19	289	R19	3,9706	39	309	R39	3,7136
20	290	R20	3,9569	40	310	R40	3,7016

Pagal turimus duomenis ieškomi nauji centrai. Atidedami 2 žinomi taškai ir spindulys.

Paveikslėlyje 2.6 matyti, kaip susiskleidžia mechanizmo jungtis. Šiuo atveju, kai mechanizmo lanksti jungtis susiskleidžia, atsiranda perimetro paklaida, nes nėra tangentinio ryšio su rėmo linija.



2.6 Pav. Mechanizmo, kairiosios apatinės lanko formos jungties kitimas, kai jungties spindulių dydžiai  $R_i$  mažėja

Skaičiuojama teorinė paklaida:

Žinomas pradinis jungties lanko ilgis:  $P = 20.0277\text{mm}$

Paskutinis lanksčios jungties lanko ilgis:  $P_{40} = 19.6426\text{mm}$

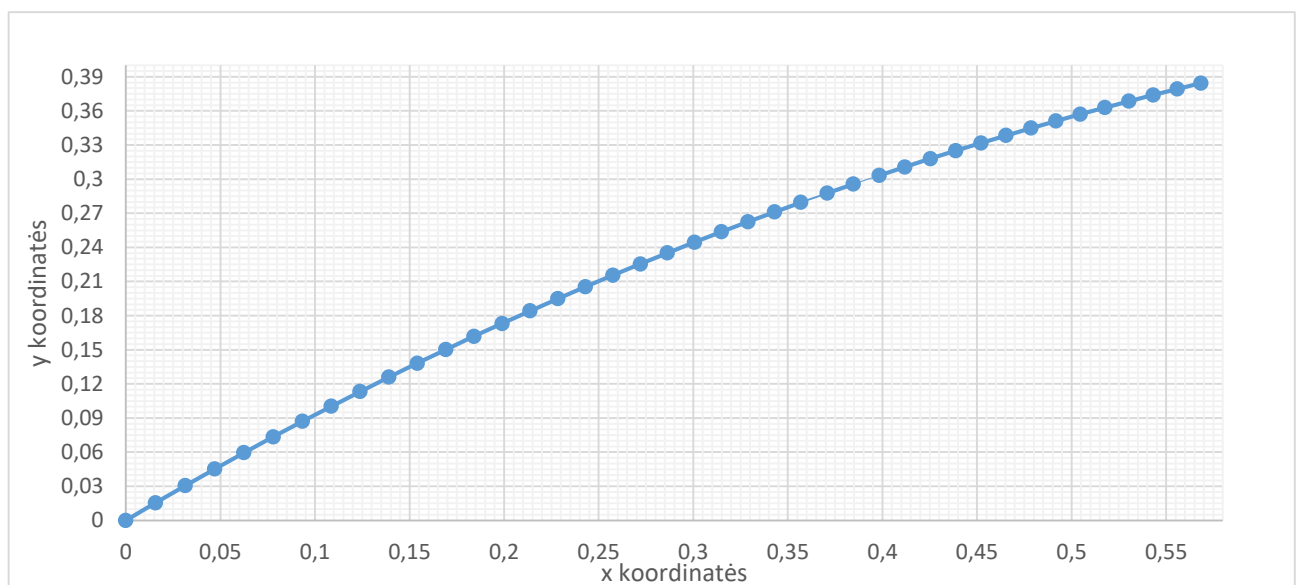
$$\Delta = \frac{P - P_{40}}{P} \times 100\% \times 100\% = \frac{20.0277 - 19.6426}{20.0277} \times 100\% = 1.9228\% \quad (6)$$

Nubraižius mechanizmo lanksčias jungtis, sukant mechanizmą  $1^\circ - 40^\circ$ , gaunamos lanksčios jungties centrų koordinatės ir šių jungčių centrų žingsnis (lentelė 2.2)

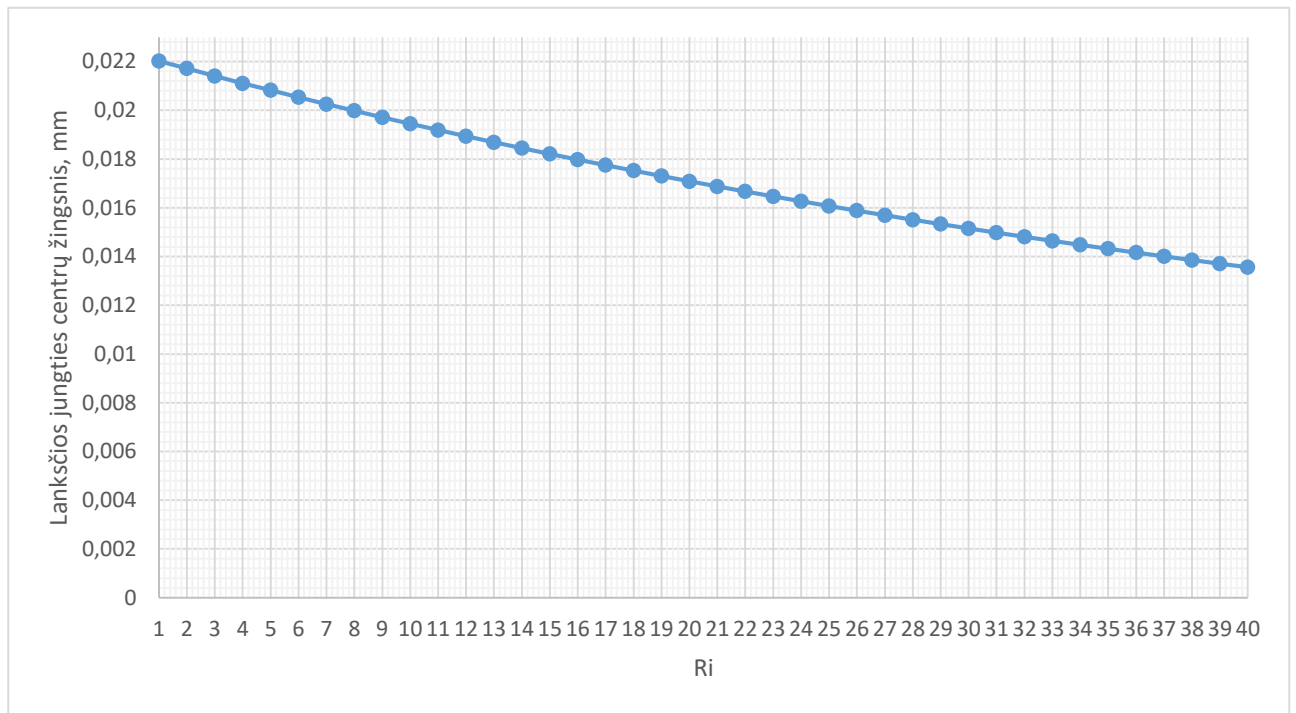
2.2 Lentelė. Mechanizmo, kairiosios, apatinės jungties centrų koordinatės ir žingsnis.

Spindulys	Koordinatės		Žingsnis, mm	Spindulys	Koordinatės		Žingsnis, mm
	x	y			x	y	
R	0	0	L				
R1	0,0157	0,0154	0,0220	R21	0,3149	0,2536	0,0169
R2	0,0314	0,0305	0,0217	R22	0,3290	0,2625	0,0167
R3	0,0469	0,0452	0,0214	R23	0,3430	0,2711	0,0165
R4	0,0625	0,0595	0,0211	R24	0,3570	0,2795	0,0163
R5	0,0779	0,0735	0,0208	R25	0,3708	0,2877	0,0161
R6	0,0933	0,0871	0,0205	R26	0,3846	0,2956	0,0159
R7	0,1086	0,1003	0,0203	R27	0,3983	0,3033	0,0157
R8	0,1239	0,1133	0,0200	R28	0,4119	0,3107	0,0155
R9	0,1390	0,1259	0,0197	R29	0,4254	0,3180	0,0153
R10	0,1541	0,1381	0,0195	R30	0,4388	0,3250	0,0152
R11	0,1691	0,1501	0,0192	R31	0,4522	0,3318	0,0150
R12	0,1841	0,1617	0,0189	R32	0,4654	0,3384	0,0148
R13	0,1989	0,1731	0,0187	R33	0,4786	0,3448	0,0146
R14	0,2137	0,1841	0,0185	R34	0,4917	0,3510	0,0145
R15	0,2284	0,1949	0,0182	R35	0,5047	0,3570	0,0143
R16	0,2430	0,2054	0,0180	R36	0,5176	0,3629	0,0142
R17	0,2576	0,2155	0,0178	R37	0,5304	0,3685	0,0140
R18	0,2720	0,2255	0,0175	R38	0,5432	0,3740	0,0139
R19	0,2864	0,2351	0,0173	R39	0,5558	0,3792	0,0137
R20	0,3007	0,2445	0,0171	R40	0,5684	0,3843	0,0136

2.6 Pav. judesio dėsnio kreivė. 2.7 Pav. matoma, kad žingsnis tarp centrų tolygiai mažėja. Skirtumas tarp pirmojo ir paskutiniojo žingsnio 0,0085 mm, tai sudaro 3,86% pirmojo žingsnio.



2.6 Pav. Mechanizmo kairės pusės, apatinės, lankščios jungties centrų poslinkiai



2.7 Pav. Mechanizmo kairės pusės, apatinės lankščios jungties centrų žingsnis

### ***Paslankaus mechanizmo viršutinis kairys šonas***

Nustatomi spinduliai, kurie, sukant mechanizmo įėjimo grandį  $1^\circ - 40^\circ$ , išlaikytų nekintantį perimetrą. Spindulys gaunamas pritaikius proporcijos išraišką. Žinoma, kad lanksti jungtis atsiskleidžia, todėl lanko kampai mažėjantys.

Pritaikoma proporcija iš buvusio paragrafo, tik šiuo atveju, kampai mažėja po  $1^\circ$ :

$$\frac{K}{360} \times 2 \times \pi \times R = \frac{K_i}{360} \times 2 \times \pi \times R_i^A \quad (7)$$

$R_i^A$  – spindulio dydis kintant sukimo kampui, jam atsiskleidžiant,  $R$  – pradinis spindulys,  $K$  – pradinis kampas,  $K_i$  – keičiamo kampo dydis.

Suprastinus 7-ąją formulę, gaunama:

$$R_i^A = \frac{K}{K_i} \times R \quad (8)$$



Skaičiavimai:

$$R_1^A = \frac{270}{271} \times 4.25 = 4,2658mm$$

$$R_2^A = \frac{270}{272} \times 4.25 = 4,2817mm$$

$$R_3^A = \frac{270}{273} \times 4.25 = 4,2978mm$$

$$R_4^A = \frac{270}{274} \times 4.25 = 4,3139mm$$

$$R_5^A = \frac{270}{275} \times 4.25 = 4,3302mm$$

$$R_6^A = \frac{270}{276} \times 4.25 = 4,3466mm$$

$$R_7^A = \frac{270}{277} \times 4.25 = 4,3631mm$$

$$R_8^A = \frac{270}{278} \times 4.25 = 4,3798mm$$

$$R_9^A = \frac{270}{279} \times 4.25 = 4,3966mm$$

$$R_{10}^A = \frac{270}{280} \times 4.25 = 4,4135mm$$

$$R_{11}^A = \frac{270}{281} \times 4.25 = 4,4305mm$$

$$R_{12}^A = \frac{270}{282} \times 4.25 = 4,4477mm$$

$$R_{13}^A = \frac{270}{283} \times 4.25 = 4,4650mm$$

$$R_{27}^A = \frac{270}{297} \times 4.25 = 4,7222mm$$

$$R_{28}^A = \frac{270}{298} \times 4.25 = 4,7417mm$$

$$R_{29}^A = \frac{270}{299} \times 4.25 = 4,7614mm$$

$$R_{33}^A = \frac{270}{303} \times 4.25 = 4,8418mm$$

$$R_{34}^A = \frac{270}{304} \times 4.25 = 4,8623mm$$

$$R_{35}^A = \frac{270}{305} \times 4.25 = 4,8830mm$$

$$R_{36}^A = \frac{270}{306} \times 4.25 = 4,9038mm$$

$$R_{14}^A = \frac{270}{284} \times 4.25 = 4,4824mm$$

$$R_{15}^A = \frac{270}{285} \times 4.25 = 4,5000mm$$

$$R_{16}^A = \frac{270}{286} \times 4.25 = 4,5177mm$$

$$R_{17}^A = \frac{270}{287} \times 4.25 = 4,5356mm$$

$$R_{18}^A = \frac{270}{288} \times 4.25 = 4,5536mm$$

$$R_{19}^A = \frac{270}{289} \times 4.25 = 4,5717mm$$

$$R_{20}^A = \frac{270}{290} \times 4.25 = 4,5900mm$$

$$R_{21}^A = \frac{270}{291} \times 4.25 = 4,6084mm$$

$$R_{22}^A = \frac{270}{292} \times 4.25 = 4,6270mm$$

$$R_{23}^A = \frac{270}{293} \times 4.25 = 4,6457mm$$

$$R_{24}^A = \frac{270}{294} \times 4.25 = 4,6646mm$$

$$R_{25}^A = \frac{270}{295} \times 4.25 = 4,6837mm$$

$$R_{26}^A = \frac{270}{296} \times 4.25 = 4,7029mm$$

$$R_{30}^A = \frac{270}{300} \times 4.25 = 4,7813mm$$

$$R_{31}^A = \frac{270}{301} \times 4.25 = 4,8013mm$$

$$R_{32}^A = \frac{270}{302} \times 4.25 = 4,8214mm$$

$$R_{37}^A = \frac{270}{307} \times 4.25 = 4,9249mm$$

$$R_{38}^A = \frac{270}{308} \times 4.25 = 4,9461mm$$

$$R_{39}^A = \frac{270}{309} \times 4.25 = 4,9675mm$$

$$R_{40}^A = \frac{270}{310} \times 4.25 = 4,9891mm$$

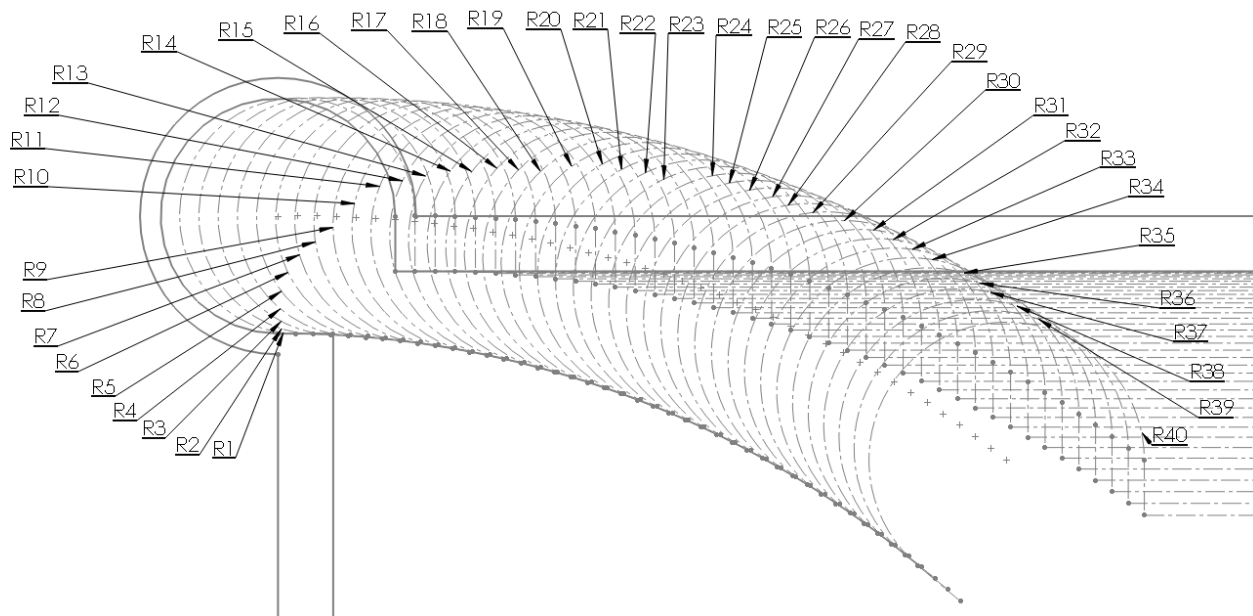
$R_i^A$  rezultatų lentelė:

2.3 Lentelė. Mechanizmo atsiskleidžiančių jungčių spindulių dydžiai

Nr.	Kampas, °	Spindulys, $R_i^A$	Spindulio kitimas, mm	Nr.	Kampas, °	Spindulys, $R_i^A$	Spindulio kitimas, mm
1	269	R1	4,2658	21	249	R21	4,6084
2	268	R2	4,2817	22	248	R22	4,6270
3	267	R3	4,2978	23	247	R23	4,6457
4	266	R4	4,3139	24	246	R24	4,6646
5	265	R5	4,3302	25	245	R25	4,6837
6	264	R6	4,3466	26	244	R26	4,7029
7	263	R7	4,3631	27	243	R27	4,7222
8	262	R8	4,3798	28	242	R28	4,7417
9	261	R9	4,3966	29	241	R29	4,7614
10	260	R10	4,4135	30	240	R30	4,7813
11	259	R11	4,4305	31	239	R31	4,8013
12	258	R12	4,4477	32	238	R32	4,8214
13	257	R13	4,4650	33	237	R33	4,8418
14	256	R14	4,4824	34	236	R34	4,8623
15	255	R15	4,5000	35	235	R35	4,8830
16	254	R16	4,5177	36	234	R36	4,9038
17	253	R17	4,5356	37	233	R37	4,9249
18	252	R18	4,5536	38	232	R38	4,9461
19	251	R19	4,5717	39	231	R39	4,9675
20	250	R20	4,5900	40	230	R40	4,9891

Pagal turimus duomenis ieškomi nauji centrai. Atidedami 2 žinomi taškai ir spindulys, gaunamos lanksčių jungčių centrų koordinatės 2.8 Pav.

Paveikslėlyje 2.8 matyti, kaip atsiskleidžia mechanizmo lanksti jungtis. Šiuo atveju, perimetro paklaidos nėra, nes įmanomas tangentinis ryšys su standžiomis grandimis.

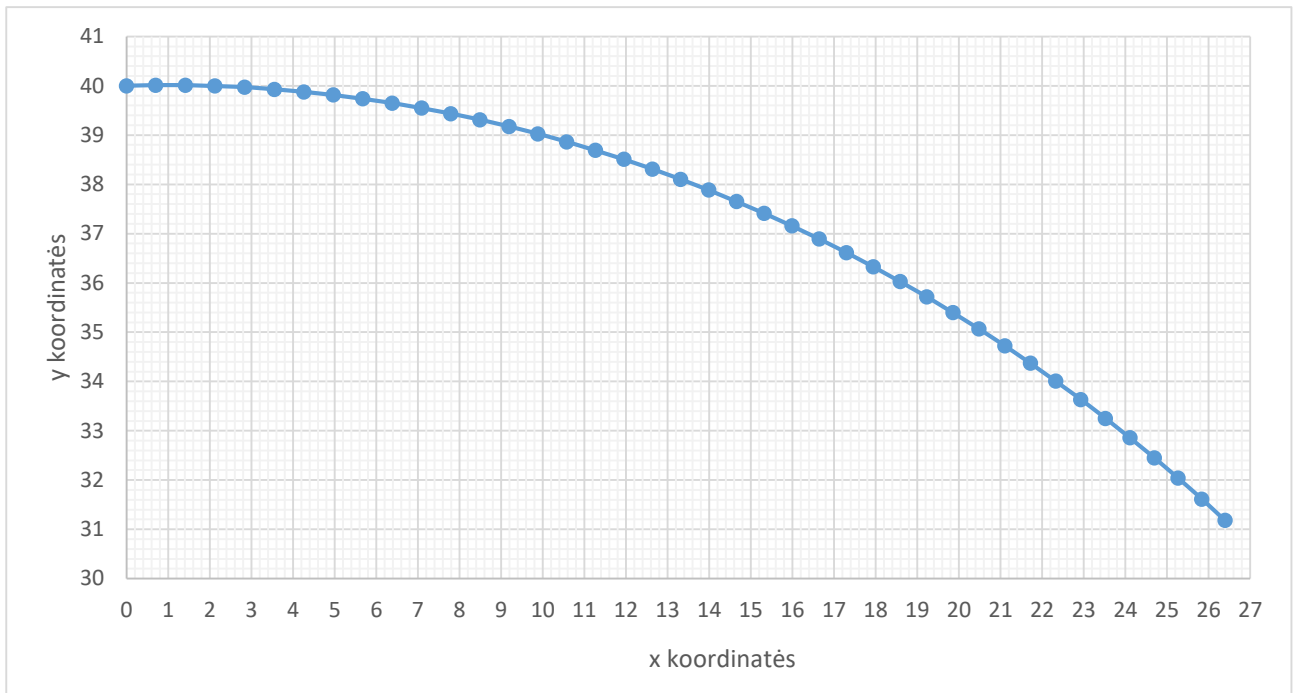


2.8 Pav. Mechanizmo, kairiosios, viršutinės lanko formos jungties kitimas, kai jungties spindulių dydžiai  $R_i$  didėja

Nubraižius mechanizmo lanksčias jungtis, sukant mechanizmo įėjimo grandį  $1^\circ - 40^\circ$ , gautos kiekvienos lanksčios jungties centrų koordinatės :

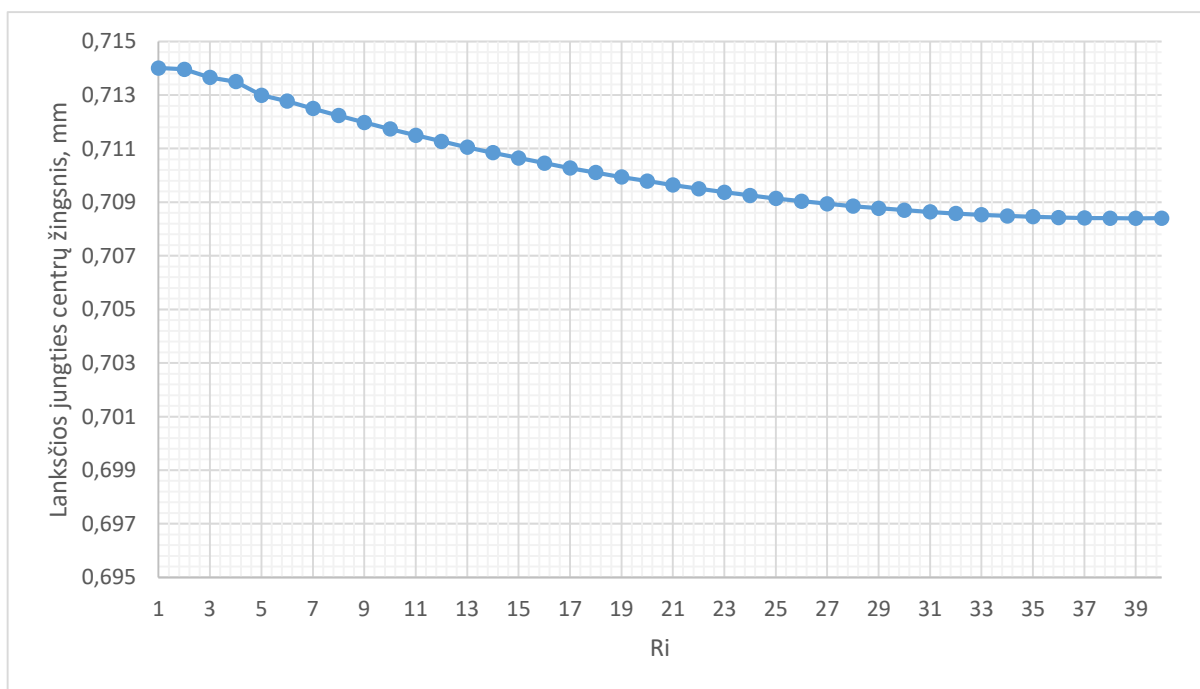
2.4 Lentelė. Mechanizmo, kairiojo, viršutinio lanksto centrų koordinatės ir žingsnis.

Spindulys	Koordinates		Žingsnis, mm	Spindulys	Koordinates		Žingsnis, mm
	x	y			x	y	
R	0	40	L				
R1	0,6985	40,0145	0,6985	R21	14,6605	37,6532	0,7096
R2	1,4124	40,0119	0,7140	R22	15,3273	37,4106	0,7095
R3	2,1259	39,9969	0,7137	R23	15,9896	37,1566	0,7094
R4	2,8391	39,9749	0,7135	R24	16,6474	36,8913	0,7093
R5	3,5507	39,9301	0,7130	R25	17,3004	36,6148	0,7091
R6	4,2616	39,8783	0,7128	R26	17,9484	36,3270	0,7090
R7	4,9712	39,8142	0,7125	R27	18,5913	36,0282	0,7089
R8	5,6793	39,7380	0,7122	R28	19,2289	35,7184	0,7089
R9	6,3858	39,6495	0,7120	R29	19,8609	35,3977	0,7088
R10	7,0904	39,5489	0,7117	R30	20,4873	35,0662	0,7087
R11	7,7929	39,4361	0,7115	R31	21,1079	34,7240	0,7086
R12	8,4931	39,3113	0,7113	R32	21,7223	34,3712	0,7086
R13	9,1909	39,1745	0,7111	R33	22,3306	34,0079	0,7085
R14	9,8860	39,0257	0,7108	R34	22,9326	33,6342	0,7085
R15	10,5782	38,8649	0,7106	R35	23,5279	33,2502	0,7085
R16	11,2674	38,6923	0,7105	R36	24,1166	32,8560	0,7084
R17	11,9533	38,5079	0,7103	R37	24,6983	32,4518	0,7084
R18	12,6357	38,3117	0,7101	R38	25,2731	32,0376	0,7084
R19	13,3146	38,1038	0,7099	R39	25,8406	31,6137	0,7084
R20	13,9895	37,8843	0,7098	R40	26,4007	31,1800	0,7084



2.9 Pav. Mechanizmo kairės pusės, viršutinio, lankščios jungties centrų poslinkiai

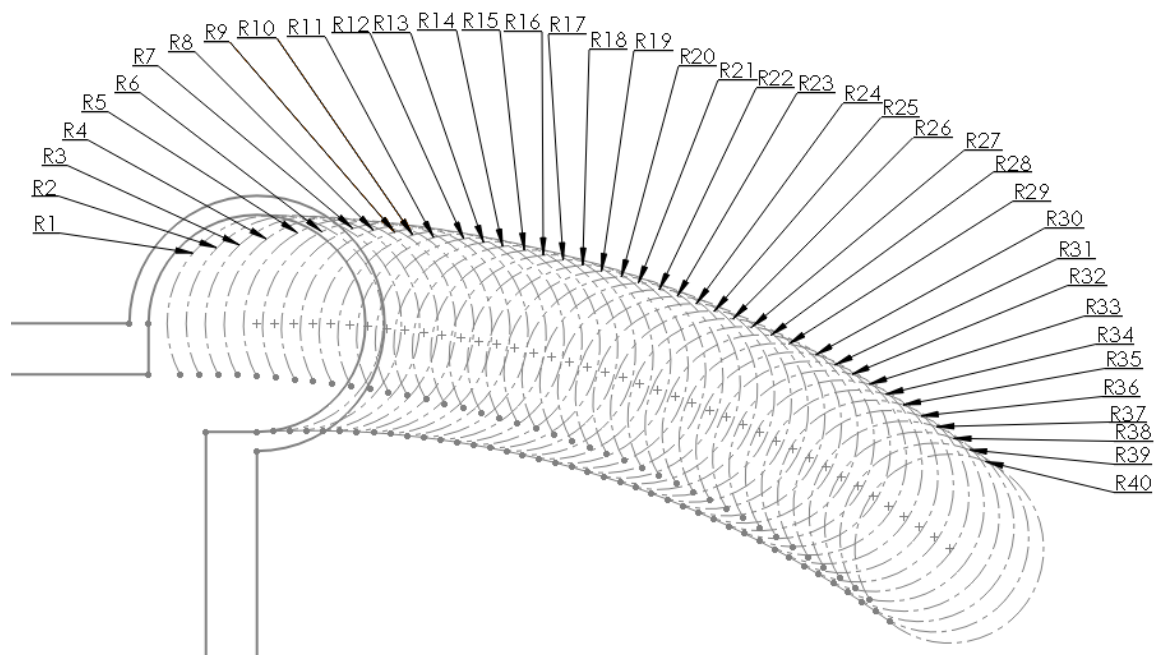
Atlikus šios jungties skaičiavimus, kuri tiesiogiai priklauso nuo apatinės kairiosios jungties elgsenos, gaunamos lankščių jungčių centrų koordinatės. 2.9 Pav. matomas šios jungties judesio dėsnis. 2.10 Pav. sudaryta lankščios jungties centrų žingsnio kreivė. Teigiama, kad žingsnis yra nevienodas, mažėjantis. Žingsnio skirtumas (pirmojo ir paskutinio žingsnio) – 0,0056mm, šis skirtumas sudaro 0,784% pirmojo žingsnio.



2.10 Pav. Mechanizmo kairės pusės, viršutinio, lankščios jungties žingsnis

### Paslankaus mechanizmo viršutinis dešinys šonas

Mechanizmo jungtis susiskleidžia. Naudojami 2.1 paragrafe apskaičiuoti  $R_i^S$  spindulių dydžiai.



2.11 Pav. Mechanizmo, dešinės pusės, viršutinio lanko formos jungties kitimas, kai jungties spindulių dydžiai  $R_i$  mažėja

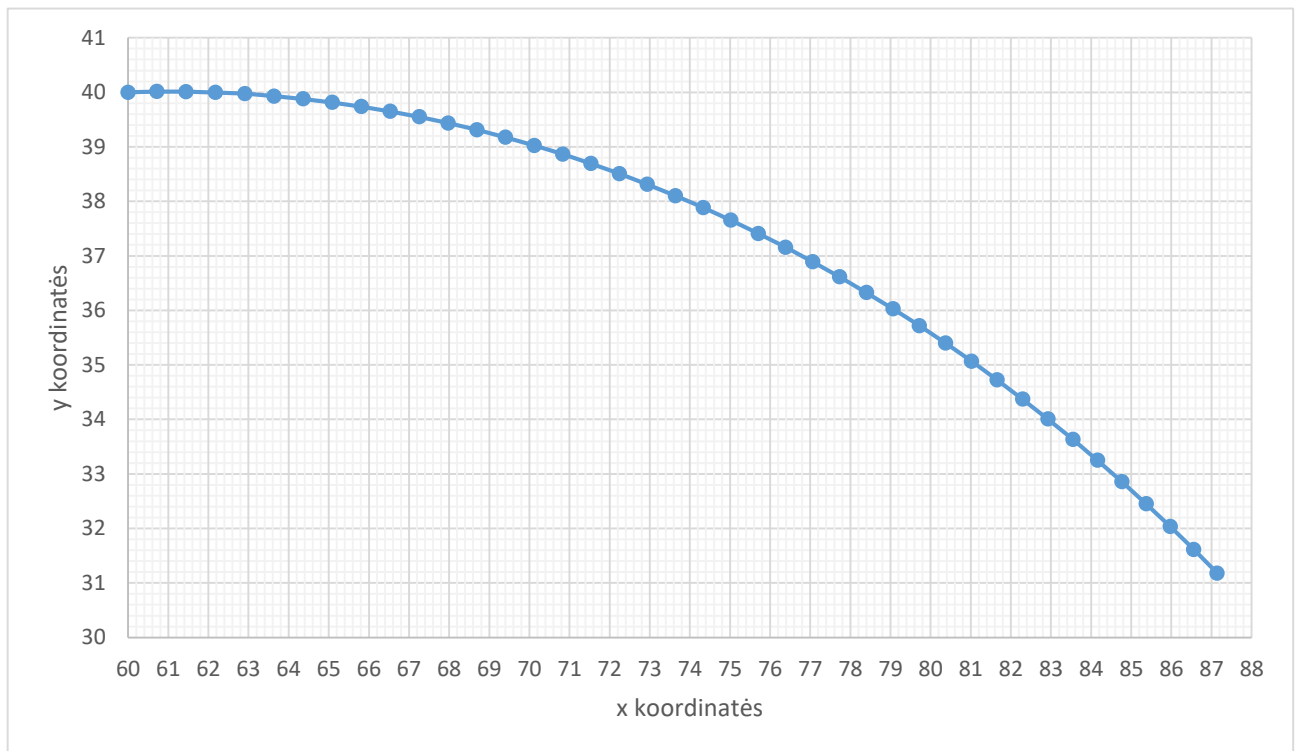
$R_i^S$  spinduliai atidedami funkcija – du žinomi taškai ir spindulys. Atidėti spinduliai matomi 2.11 paveikslėlyje. Gautos lanksčių jungčių centrų koordinatės ir centrų žingsnis, sudaryta rezultatų lentelė:

2.5 Lentelė. Mechanizmo, dešinėsios, viršutinės lanksčios jungties centrų koordinatės ir centrų žingsnis

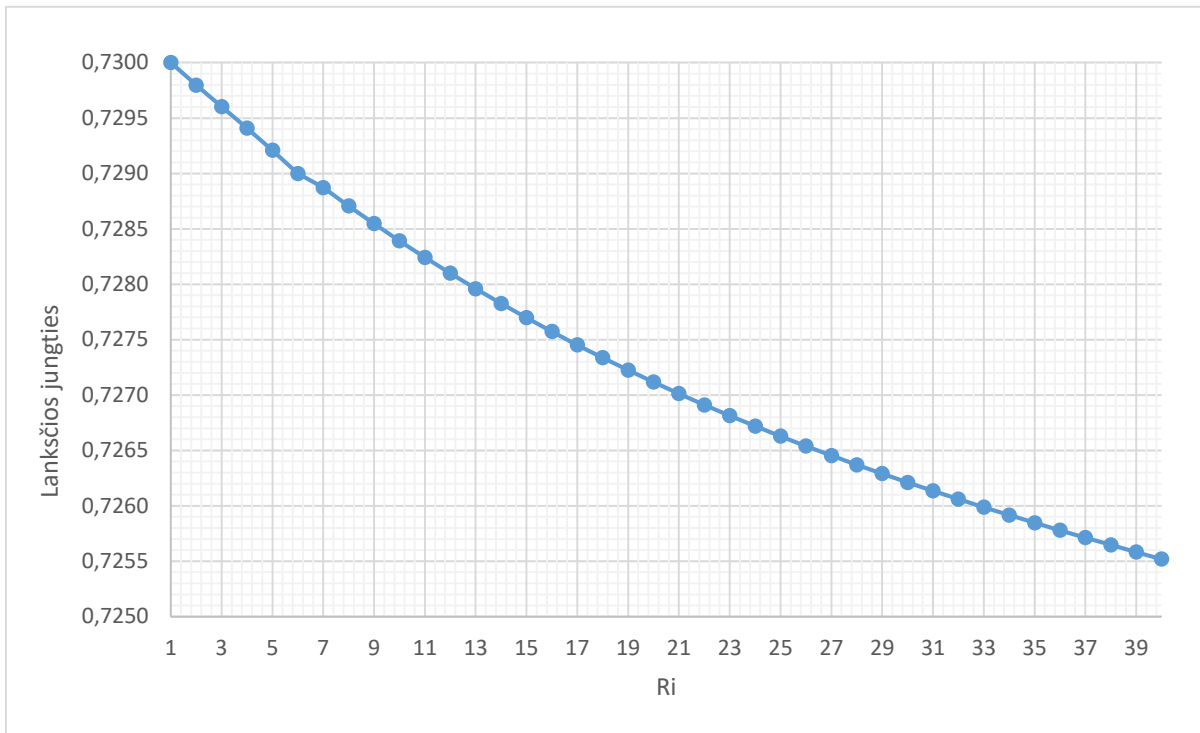
Spindulys	Koordinatės		Žingsnis, mm L	Spindulys	Koordinatės		Žingsnis, mm L
	x	y			x	y	
R	60	40					
R1	60,7143	40,0145	0,7142	R21	75,0189	37,6532	0,7271
R2	61,4441	40,0119	0,7298	R22	75,7043	37,4106	0,7270
R3	62,1737	39,9969	0,7296	R23	76,3854	37,1566	0,7269
R4	62,9082	39,9749	0,7294	R24	77,0620	36,8913	0,7268
R5	63,6309	39,9301	0,7290	R25	77,7340	36,6148	0,7267
R6	64,3582	39,8783	0,7289	R26	78,4013	36,3270	0,7266
R7	65,0843	39,8142	0,7261	R27	79,0635	36,0282	0,7265
R8	65,8091	39,7380	0,7287	R28	79,7206	35,7184	0,7265
R9	66,5323	39,6495	0,7285	R29	80,3723	35,3977	0,7264
R10	67,2538	39,5489	0,7284	R30	81,0186	35,0662	0,7263
R11	67,9734	39,4361	0,7282	R31	81,6591	34,7240	0,7262
R12	68,6908	39,3113	0,7281	R32	82,2938	34,3712	0,7261

R13	69,4058	39,1745	0,7280	R33	82,9224	34,0079	0,7261
R14	70,1184	39,0257	0,7278	R34	83,5448	33,6342	0,7260
R15	70,8282	38,8649	0,7326	R35	84,1609	33,2502	0,7259
R16	71,5351	38,6923	0,7277	R36	84,7704	32,8560	0,7259
R17	72,2388	38,5079	0,7275	R37	85,3732	32,4518	0,7258
R18	72,9393	38,3117	0,7274	R38	85,9692	32,0376	0,7257
R19	73,6363	38,1038	0,7273	R39	86,5581	31,6137	0,7257
R20	74,3295	37,8843	0,7272	R40	87,1398	31,1800	0,7256

2.12 Pav. matyti mechanizmo dešinės pusės, viršutinės lanksčios jungties centrų poslinkių kreivė – judesio dėsnis. 2.13 Pav. matomas lanksčios jungties centrų žingsnio mažėjimas. Žingsnio skirtumas (pirmojo ir paskutinio žingsnio) – 0,0045mm, šis skirtumas sudaro 0,616% pirmojo žingsnio.



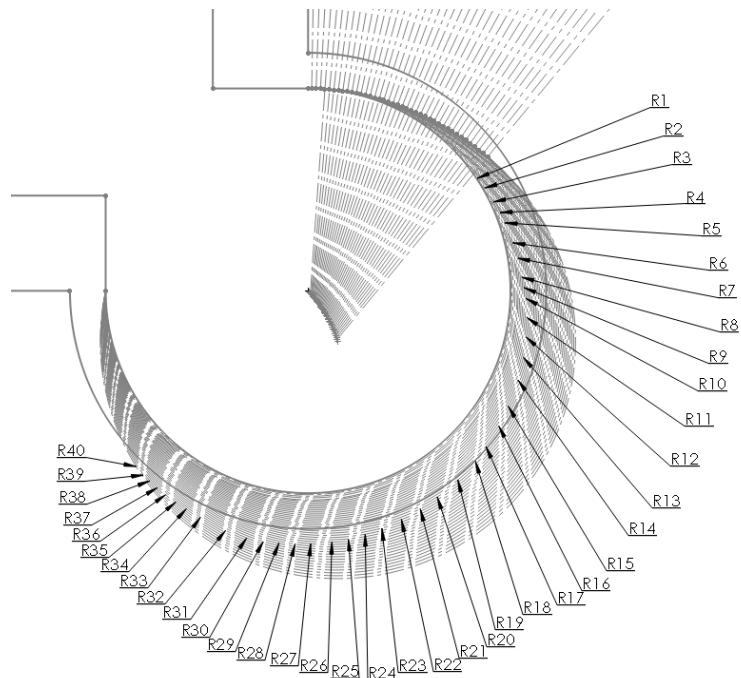
2.12 Pav. Mechanizmo dešinės pusės, viršutinės, lanksčios jungties centrų poslinkiai



2.13 Pav. Mechanizmo dešinės pusės, viršutinės, lankščios jungties žingsnis

***Paslankaus mechanizmo apatinis dešinys šonas***

Mechanizmo jungtis atsiskleidžia. Naudojami apskaičiuoti  $R_i^A$  spindulių dydžiai. 2.14 paveikslėlyje matyti lankščios jungties centrų poslinkiai.



2.14 Pav. Mechanizmo, dešinės pusės, apatinės lanko formos jungties kitimas, kai jungties spindulių dydžiai  $R_i$  didėja

$R_i^A$  spinduliai atidedami funkcija – du žinomi taškai ir spindulys. Gautos lankščių jungčių centrų koordinatės ir centrų žingsnis, sudaryta rezultatų lentelė 2.6:

2.6 Lentelė. Mechanizmo, dešinėsios, apatinės lanksčios jungties centrų koordinatės ir centrų žingsnis.

Spindulys	Koordinates		Žingsnis, mm	Spindulys	Koordinates		Žingsnis, mm
	x	y			x	y	
R	60	40					
R1	60,7143	40,0145	0,0225	R21	75,0189	37,6532	0,0305
R2	61,4441	40,0119	0,0228	R22	75,7043	37,4106	0,0310
R3	62,1737	39,9969	0,0232	R23	76,3854	37,1566	0,0315
R4	62,9082	39,9749	0,0313	R24	77,0620	36,8913	0,0320
R5	63,6309	39,9301	0,0164	R25	77,7340	36,6148	0,0325
R6	64,3582	39,8783	0,0243	R26	78,4013	36,3270	0,0331
R7	65,0843	39,8142	0,0248	R27	79,0635	36,0282	0,0336
R8	65,8091	39,7380	0,0250	R28	79,7206	35,7184	0,0341
R9	66,5323	39,6495	0,0256	R29	80,3723	35,3977	0,0347
R10	67,2538	39,5489	0,0258	R30	81,0186	35,0662	0,0353
R11	67,9734	39,4361	0,0264	R31	81,6591	34,7240	0,0358
R12	68,6908	39,3113	0,0266	R32	82,2938	34,3712	0,0364
R13	69,4058	39,1745	0,0272	R33	82,9224	34,0079	0,0370
R14	70,1184	39,0257	0,0275	R34	83,5448	33,6342	0,0376
R15	70,8282	38,8649	0,0278	R35	84,1609	33,2502	0,0382
R16	71,5351	38,6923	0,0282	R36	84,7704	32,8560	0,0389
R17	72,2388	38,5079	0,0287	R37	85,3732	32,4518	0,0395
R18	72,9393	38,3117	0,0291	R38	85,9692	32,0376	0,0402
R19	73,6363	38,1038	0,0296	R39	86,5581	31,6137	0,0408
R20	74,3295	37,8843	0,0300	R40	87,1398	31,1800	0,0415

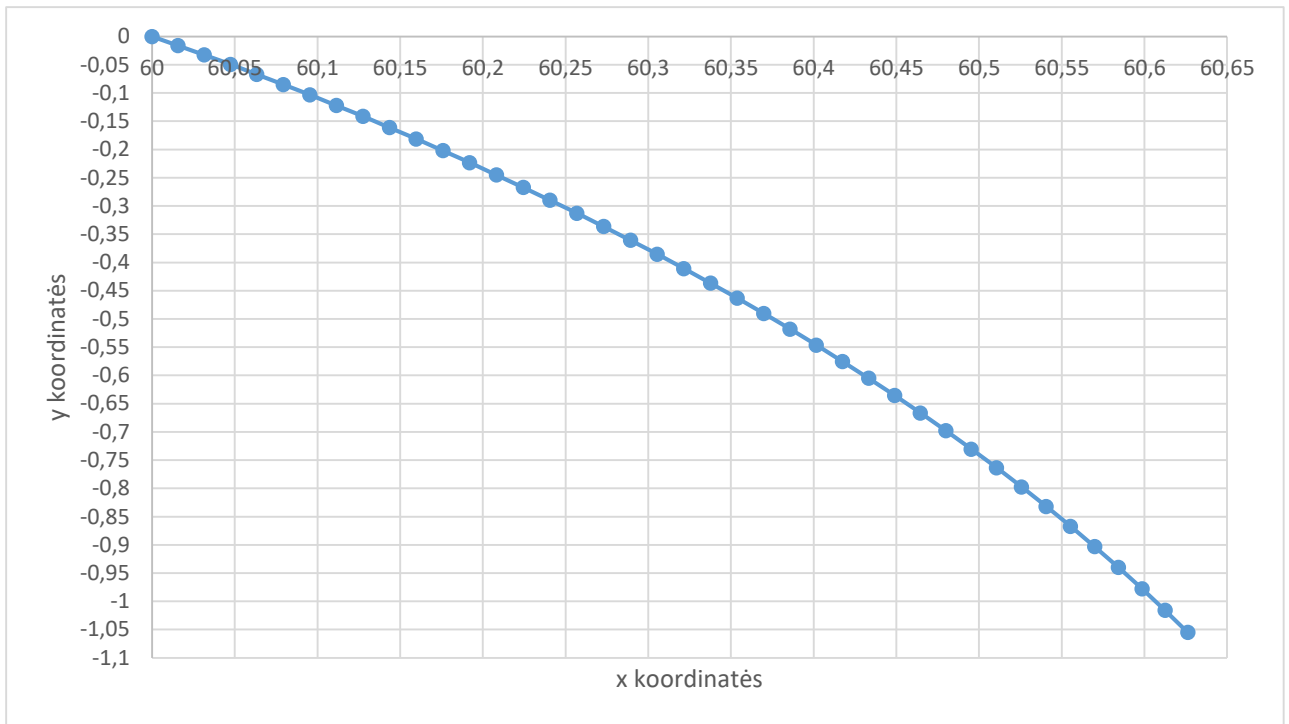
Šiuo atveju yra perimetro ilgio paklaida. Naudojama formulė paklaidai apskaičiuoti:

Paskutinis lanksčios jungties lanko ilgis:  $P_{40} = 21,1709mm$

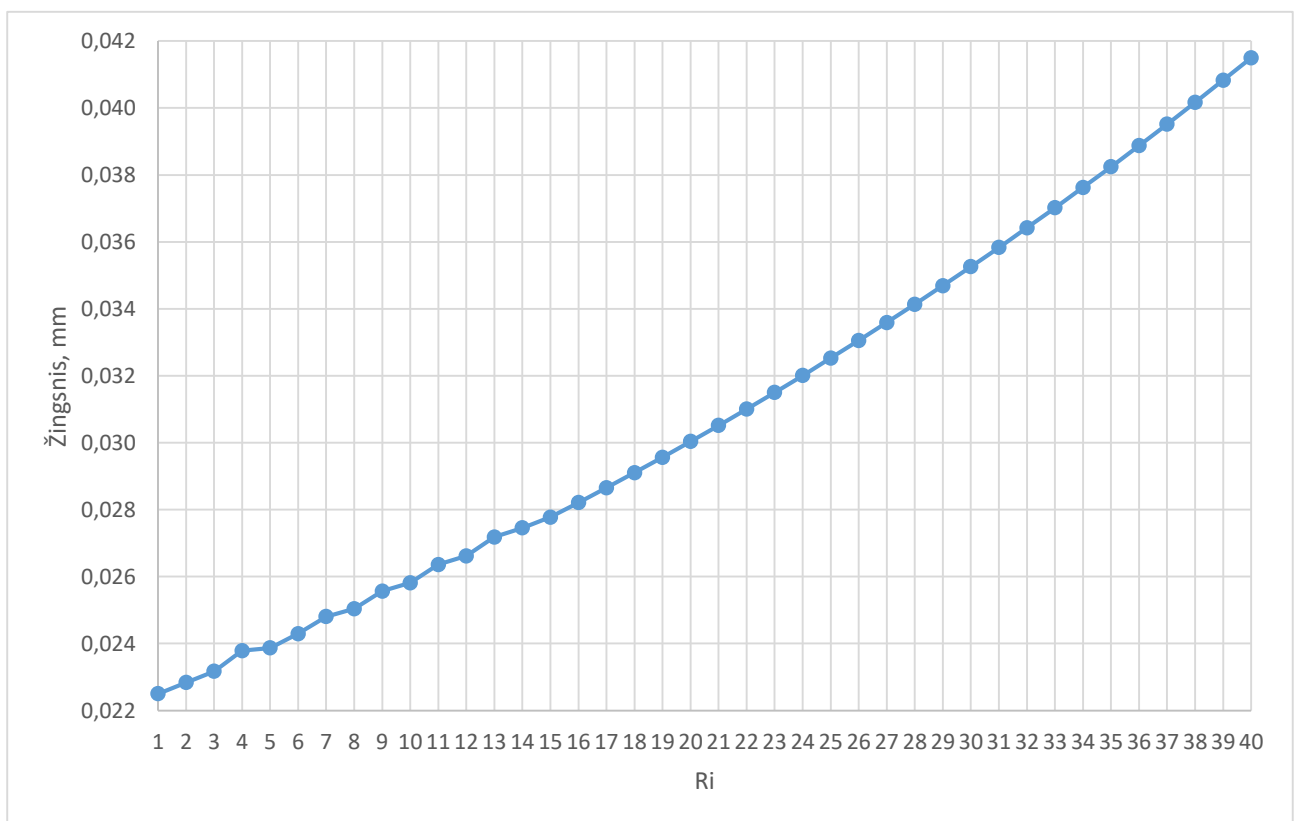
$$\Delta = \frac{P - P_{40}}{P} \times 100\% = \left| \frac{20,0277 - 21,1709}{20,0277} \right| \times 100\% = 5,7081\%$$

2.15 Pav. matyti mechanizmo dešinėsios pusės, apatinės lanksčios jungties centrų poslinkių kreivė – judesio dėsnis. 2.16 Pav. matomas lanksčios jungties centrų žingsnio didėjimas. Žingsnio skirtumas (pirmojo ir paskutinio žingsnio) – 0,019mm, šis skirtumas sudaro 84,44% pirmojo žingsnio.





2.15 Pav. Mechanizmo dešinės pusės, apatinės, lanksčios jungties centrų poslinkiai

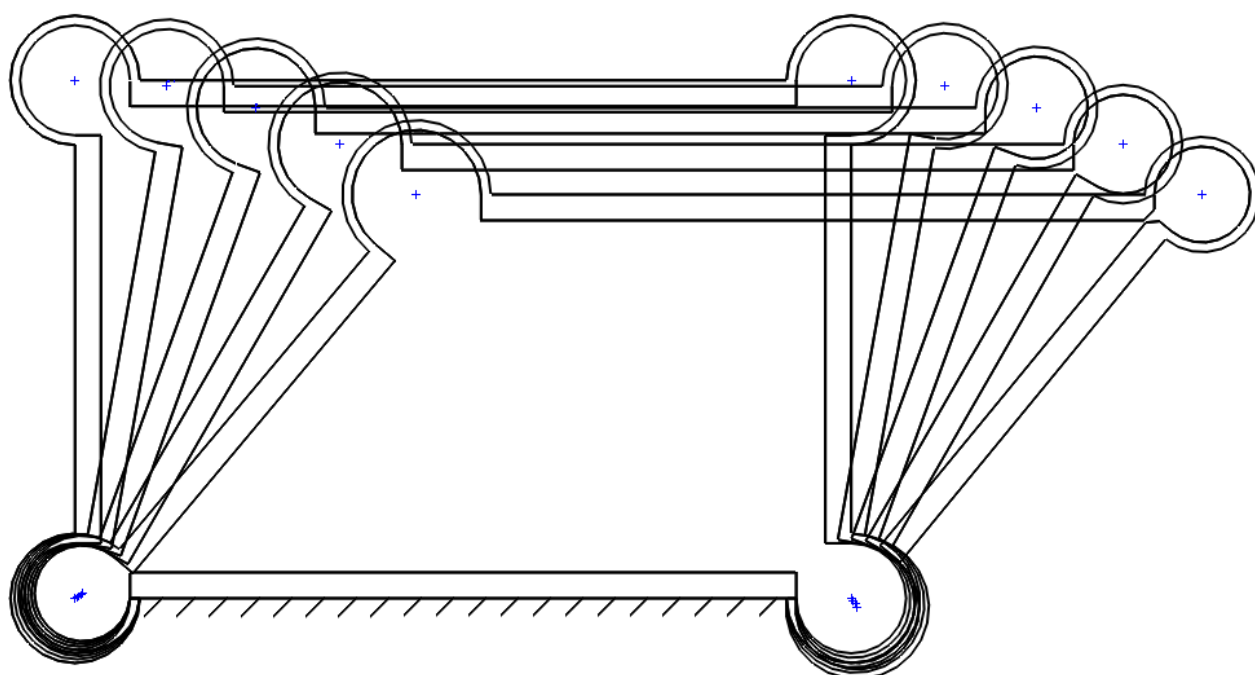


2.16 Pav. Mechanizmo dešinės pusės, apatinės lanksčios jungties žingsnis

### *Paslankaus mechanizmo rezultatų apibendrinimas*

Gauti teoriniai duomenys yra su maža paklaida, kuri egzistuoja dėl per didelio mechanizmo neapibrėžtumo. Įvertinus lanksčių jungčių centrų poslinkius nustatyta, kad centrai juda skirtingais judesio dėsniais. Centrų žingsnis tolygiai didėja ar mažėja ir kiekvienoje lanksčioje jungtyje yra skirtingas ir kintantis.

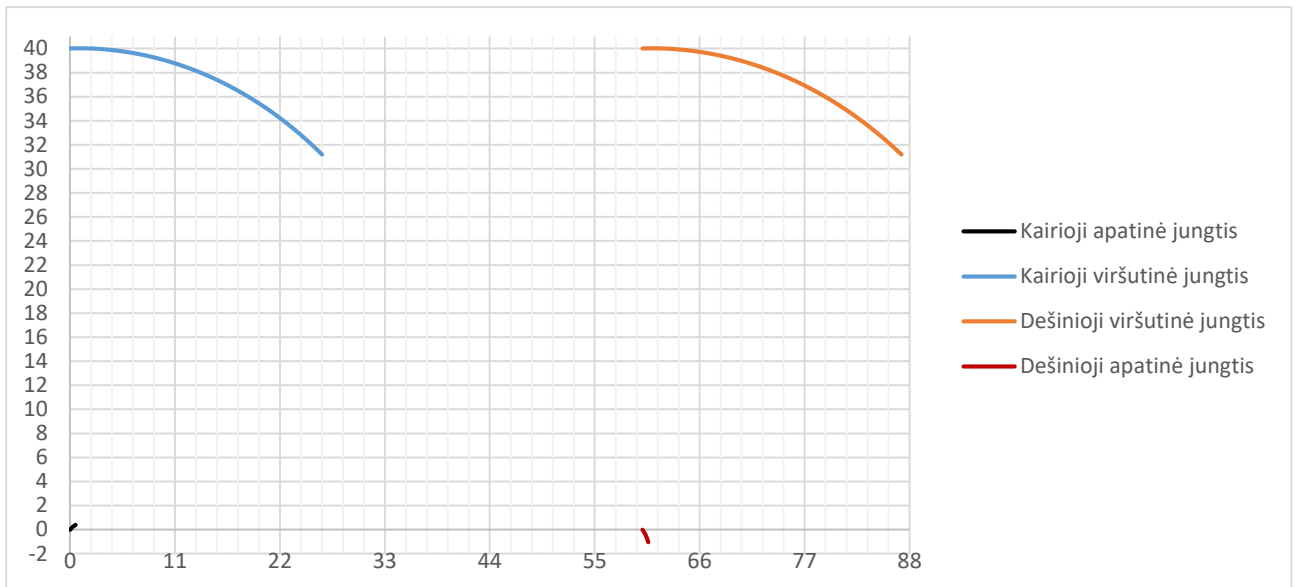
Pateikiama vizuali paslankaus mechanizmo elgsena 2.17 Pav., matyti, kaip mechanizmas slenka. Šioje schemoje mechanizmas sumodeliuotas naudojant turimus rezultatus (įėjimo grandies kampas sukamas po  $10^\circ$  iki  $40^\circ$ ). Svarbu pabrėžti, kad mechanizmo skaičiavimai atliekami iteracijomis, todėl didinant iteracijų skaičiui didėja rezultatų tikslumas, tačiau didėja ir laiko kaštai.



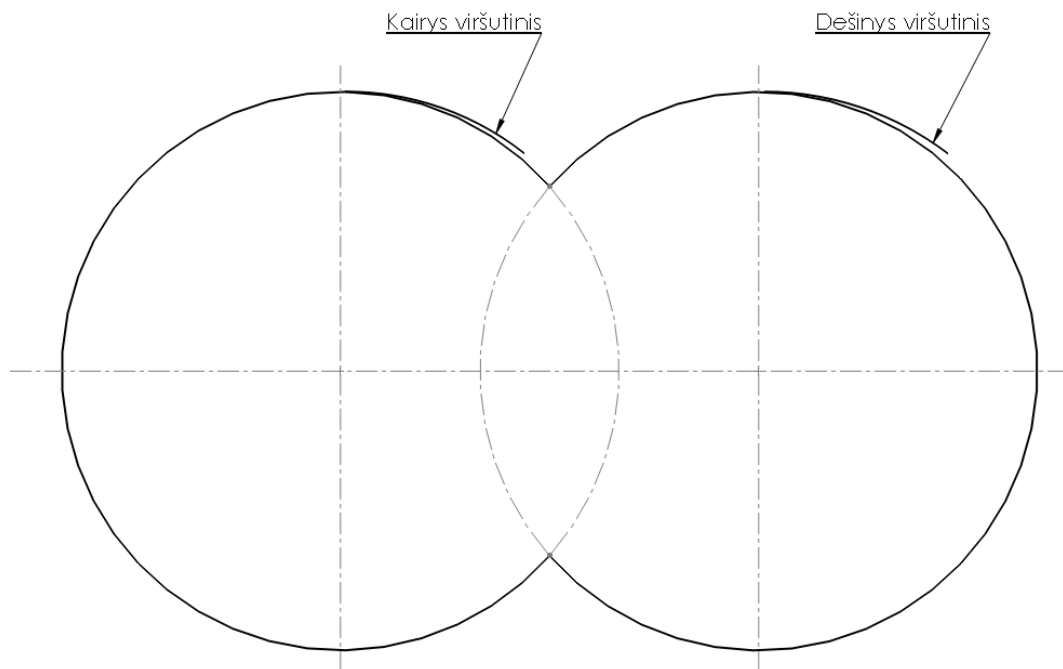
2.17 Pav. Paslankaus mechanizmas lenkiant įėjimo grandį po  $10^\circ$

Mechanizmo lanksčių jungčių elgsena yra simetriška, t.y. mechanizmo priešingos lanksčios jungtys atsiskleidžia (kairioji viršutinė jungtis ir dešinioji apatinė jungtis), susiskleidžia (kairioji viršutinė jungtis ir dešinioji apatinė jungtis). 2.18 Pav. parodyti paslankaus mechanizmo lanksčių jungčių centrų poslinkiai. Matoma, kaip skirtingai juda kiekviena jungtis.

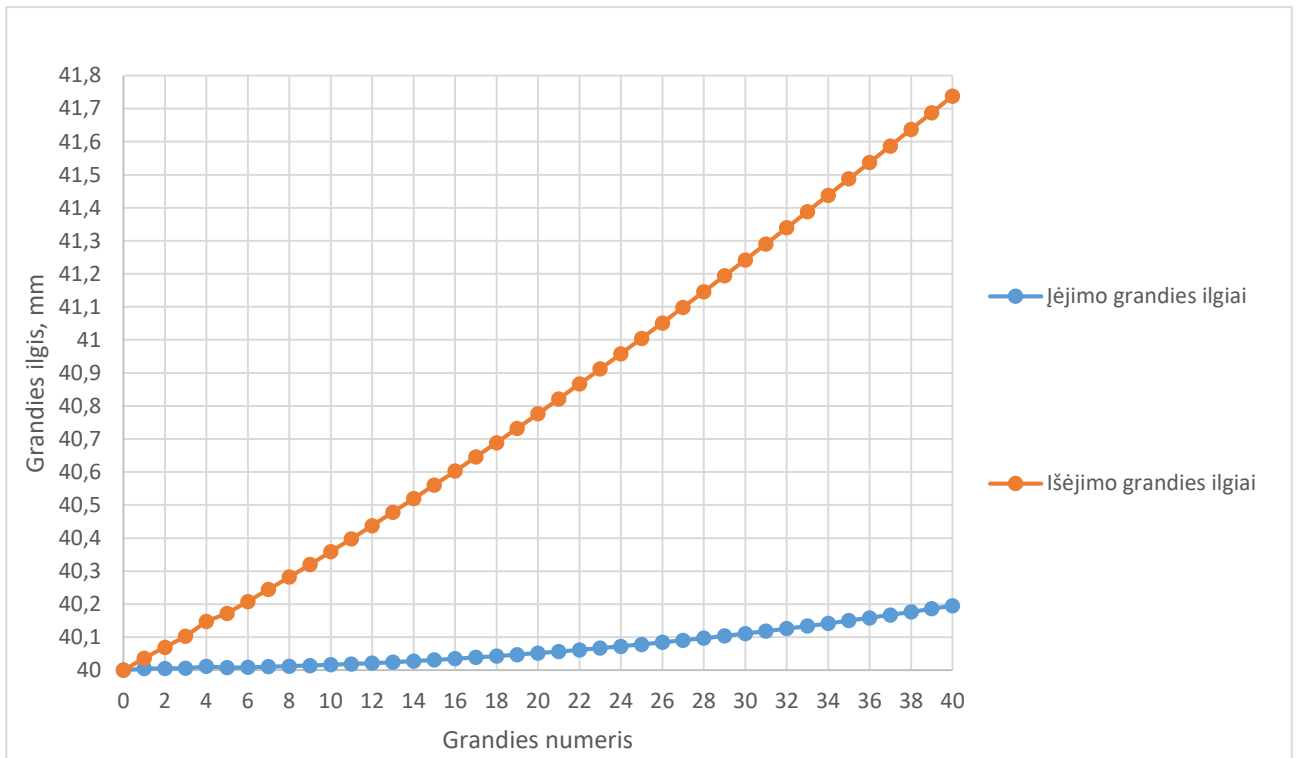
2.19 paveikslėlyje palyginus šių jungčių centrų poslinkius matyti, kad kreivės skiriasi ir nėra suderinamos su apskritimo kreive (tradicinio keturgrandžio mechanizmo judesio dėsnio).



2.18 Pav. Paslankaus mechanizmo jungčių centrų poslinkiai, judesio dėsniai



2.19 Pav. Viršutinių jungčių poslinkių kreivės nesuderinamos su apskritimu

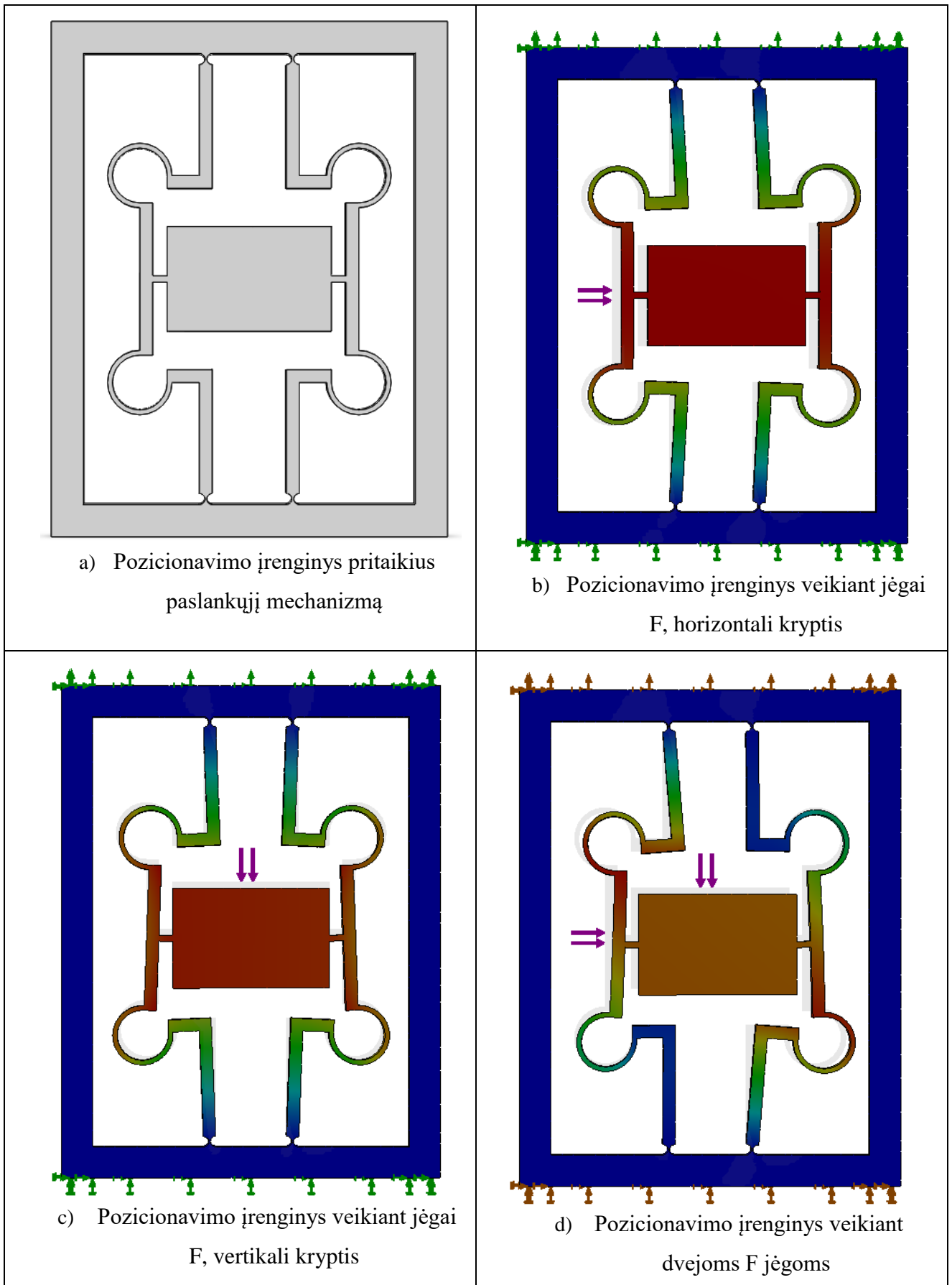


2.20 Pav. Įėjimo ir išėjimo grandžių ilgiai

2.20 Pav. matoma, kad mechanizmo dešinės pusės grandies ilgis pailgėja 1,738 mm, tai sudaro 4,345% pradinio ilgio, o dešinės pusės grandis pailgėja 0,1955 mm, tai sudaro 0,489% pradinio ilgio.

## 2.2. PASLANKAUS MECHANIZMO PRITAIKYMO PAVYZDYS

Pasiūlytus skaičiavimus galima pritaikyti mikro-pozicionavimo įrenginių elgsenai įvertinti ir poslinkių skaičiavimui atlikti. Modelis sudarytis naudojant 1.34 paveikslėlyje sudaryta kinematinė schema. Paveikslėlyje 2.21 pavaizduotas pozicionavimo įrenginys pritaikius darbe nagrinėtą paslankųjį mechanizmą. Sumodeliuotą mechanizmą veikia  $F = 0,2$  N jėga, kuri yra pridama skirtingose vietose, kaip pavaizduota b, c ir d dalyse. Iš šių iliustracijų matyti, kad pozicionavimo įrenginį apkraunant vienoda  $F$  jėga, tačiau keičiant apkrovimo vietą, kinta mechanizmo jungčių elgsena. Nustačius tokio mechanizmo jungčių elgseną, atlikus tinkamus poslinkių skaičiavimus (jungties atsiskleidimo, užsiskleidimo centrų poslinkių skaičiavimus), galima nustatyti judesio kreivę, koreguoti mechanizmą iki optimalaus varianto, kuris labiausiai tiktų reikiamai sistemai.



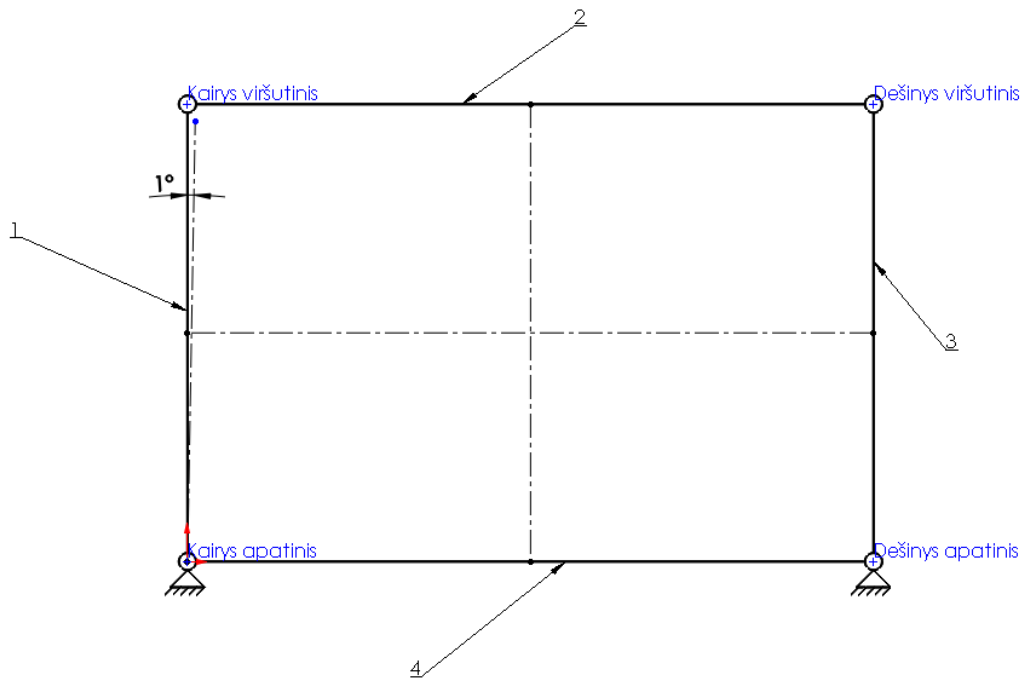
2.21 Pav. Pozicionavimo įrenginio elgsena veikiant jėgai F

### 2.3. TRADICINIO MECHANIZMO LANKSTŲ CENTRŲ POSLINKIŲ SKAIČIAVIMAS

Modeliui priskiriamos šios kraštinės sąlygos:

- Mechanizmo rėminis pagrindas įtvirtintas,
- Mechanizmas sukamas apie naują centrą kas  $1^\circ$ ,
- Mechanizmas turi 4 rėmus ir 4 šarnyrus.

Tradicinio mechanizmo skaičiuojamoji schema 2.12 Pav.



2.22 Pav. Tradicinio mechanizmo skaičiuojamoji schema

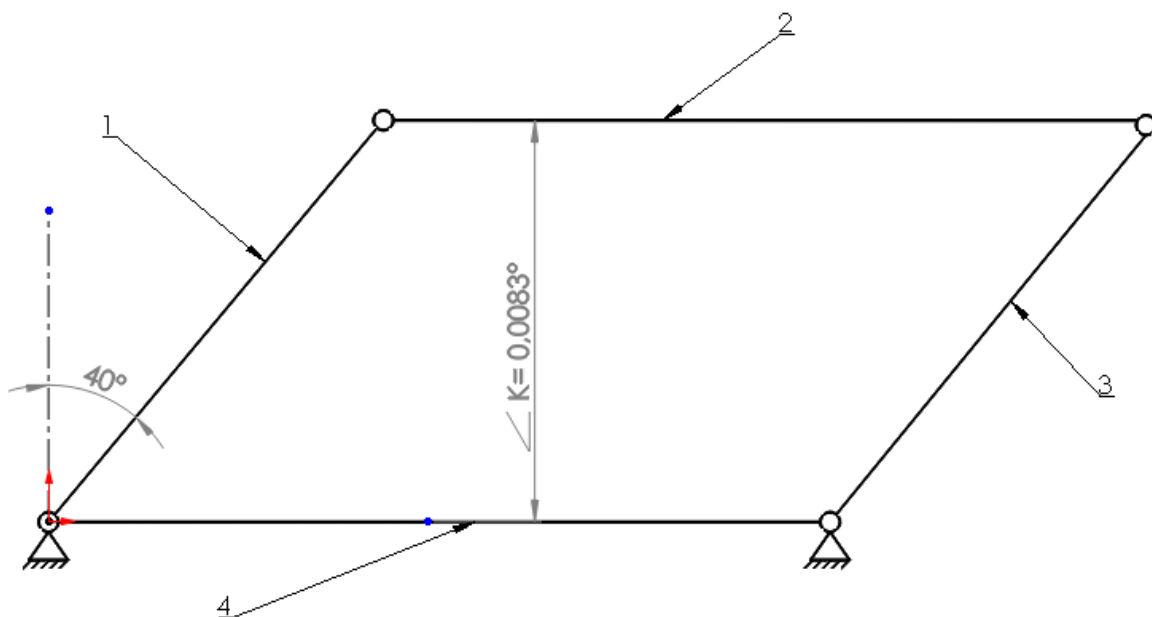
Pastaba:

- Mechanizmo apatiniai, dešiniojo ir kairiojo šono, lankstų centrai nekinta. Šių centrų koordinatės išlieka pradinės ir yra neperskaičiuojamos.

Gavus rezultatus, patikrinus mechanizmo elgseną paskutinėje pozicijoje (mechanizmas pakreiptas  $40^\circ$ ), nustatyta:

- Viršutinė horizontalioji grandis, 2.22 Pav., pažymėta numeriu 2, pakrypusi kampu K. Kampas yra mažas, todėl apvalinamas iki 0.

$$\angle K = 0,0083^\circ \approx 0^\circ$$



2.23 Pav. Tradicinio mechanizmo, antrosios grandies kampo nuokrypa, atliekant skaičiavimus programine įranga

**Tradicinio mechanizmo viršutinis kairysis lankstas**

Šios pusės lankstų koordinatčių duomenys suvesti į lentelę 2.8

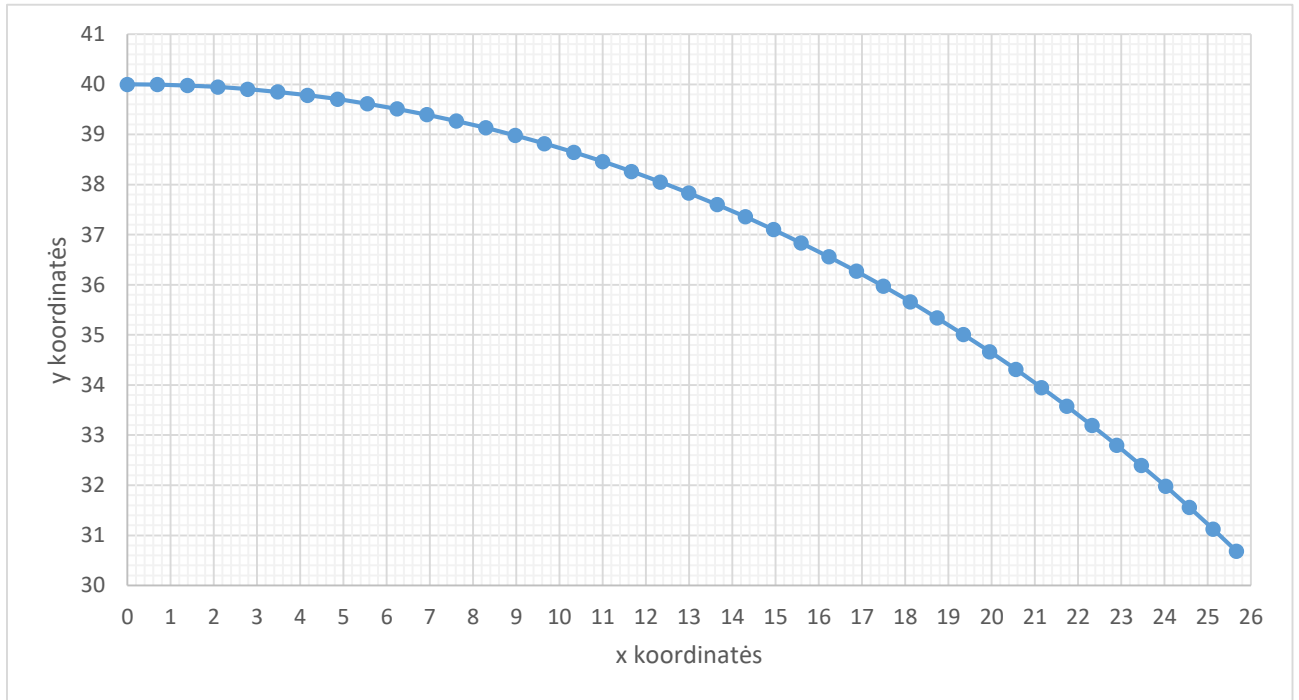
2.7 Lentelė. Mechanizmo, kairiojo, viršutinės jungties centrų koordinatės

Spindulys	Koordinatės		Spindulys	Koordinatės	
	x	y		x	y
R	0	40			
R1	0,6955	39,9942	R21	14,3035	37,3560
R2	1,3899	39,9757	R22	14,9519	37,1007
R3	2,0908	39,9469	R23	15,5944	36,8339
R4	2,7834	39,9037	R24	16,2349	36,5583
R5	3,4773	39,8491	R25	16,8697	36,2700
R6	4,1721	39,7823	R26	17,4974	35,9702
R7	4,8660	39,7037	R27	18,1210	35,6607
R8	5,5550	39,6137	R28	18,7390	35,3399
R9	6,2427	39,5094	R29	19,3513	35,0080
R10	6,9300	39,3957	R30	19,9577	34,6660
R11	7,6134	39,2688	R31	20,5598	34,3139
R12	8,2981	39,1318	R32	21,1527	33,9500
R13	8,9774	38,9800	R33	21,7408	33,5766
R14	9,6541	38,8183	R34	22,3226	33,1933
R15	10,3292	38,6434	R35	22,8959	32,7993
R16	11,0004	38,4580	R36	23,4640	32,3953
R17	11,6684	38,2603	R37	24,0258	31,9824
R18	12,3328	38,0512	R38	24,5784	31,5589
R19	12,9930	37,8310	R39	25,1245	31,1261
R20	13,6502	37,5990	R40	25,6631	30,6844

Lentelėje 2.8 nėra žingsnio dydžio. Šiuo atveju, mechanizmo viršutiniai lankstai juda idealiu apskritimu, todėl žingsnis, kairės ir dešinės pusės lankstų yra vienodi:

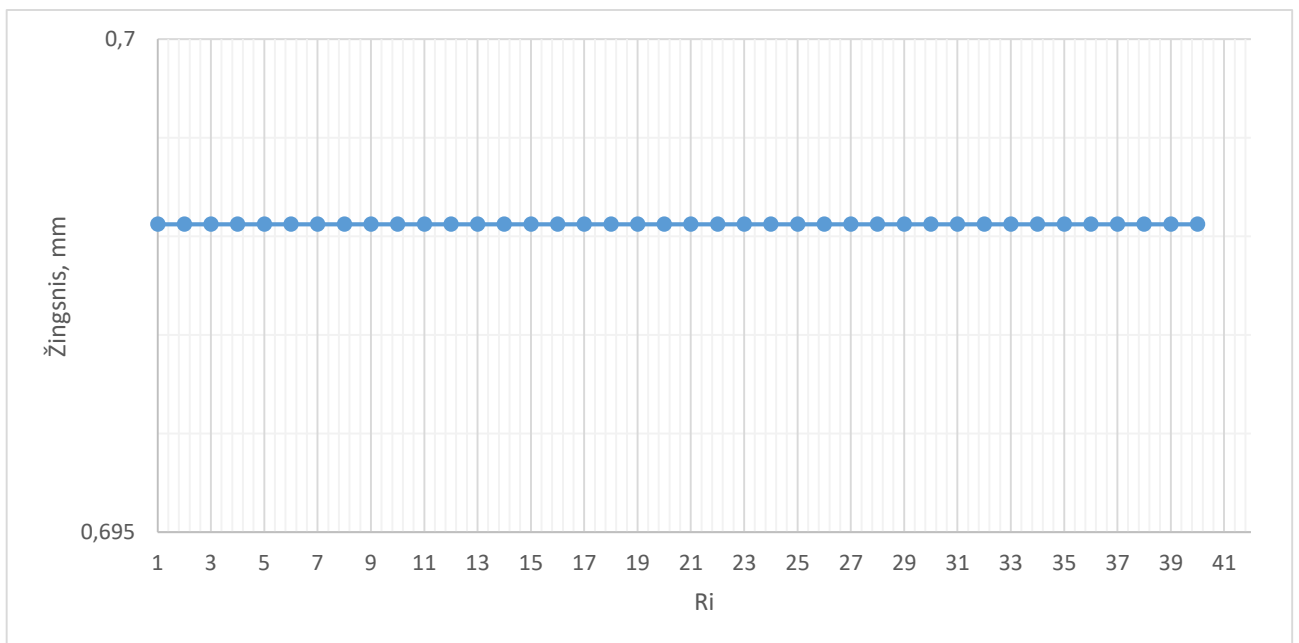
$$L_v = 0,6981 \text{ mm}$$

$L_v$ - Viršutinių, kairės ir dešinės pusės lankstų, žingsnis.



2.24 Pav. Mechanizmo kairės pusės, viršutinio lanksto, centrų poslinkiai

2.24 Pav. matyti, tradicinio mechanizmo centrų poslinkiai. 2.25 Pav. matoma, kad mechanizmo žingsnis tarp lanksto centrų nekinta.



2.25 Pav. Mechanizmo kairės pusės, viršutinio, lanksto žingsniai



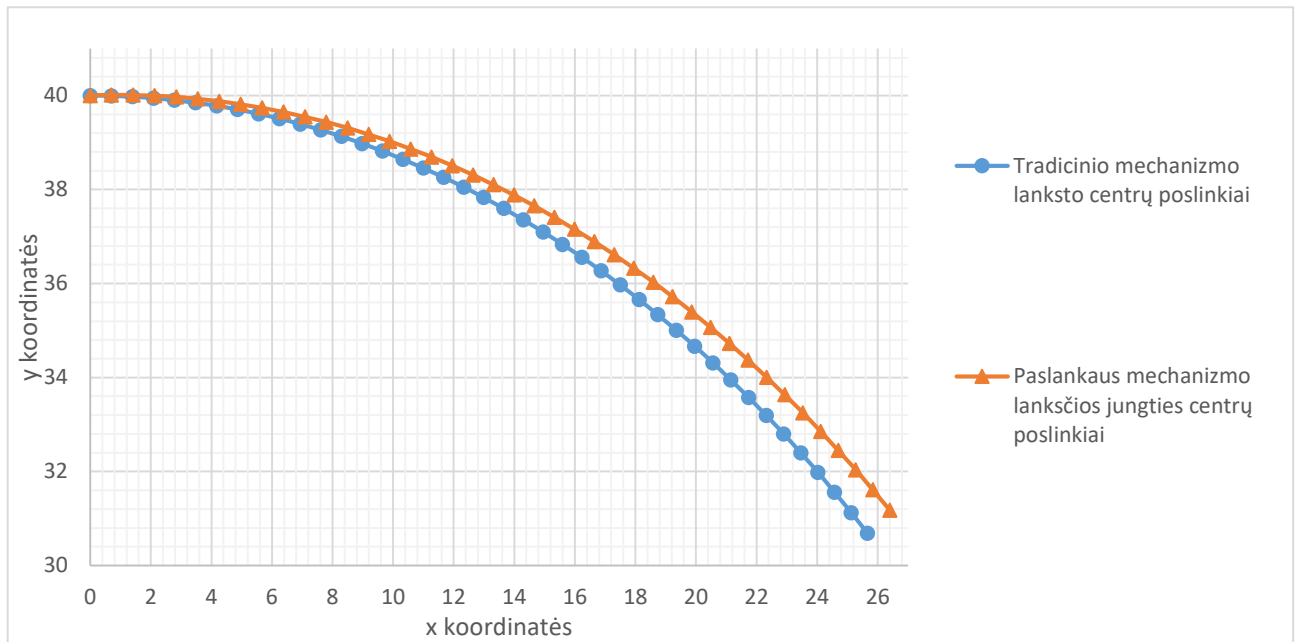
*Tradicioinio mechanizmo viršutinis dešinysis lankstas*

Mechanizmo viršutinio dešiniojo lanksto centrų koordinatės lentelėje 2.9:

2.8 Lentelė. Mechanizmo, dešiniojo, viršutinio lanksto centrų koordinatės

Spindulys	Koordinates		Spindulys	Koordinatės	
	x	y		x	y
R	60	40			
R1	60,6955	39,9942	R21	74,3035	37,3560
R2	61,3899	39,9757	R22	74,9519	37,1007
R3	62,0908	39,9469	R23	75,5944	36,8339
R4	62,7834	39,9037	R24	76,2349	36,5583
R5	63,4773	39,8491	R25	76,8697	36,2700
R6	64,1721	39,7823	R26	77,4974	35,9702
R7	64,8660	39,7037	R27	78,1210	35,6607
R8	65,5550	39,6137	R28	78,7390	35,3399
R9	66,2427	39,5094	R29	79,3513	35,0080
R10	66,9300	39,3957	R30	79,9577	34,6660
R11	67,6134	39,2688	R31	80,5598	34,3139
R12	68,2981	39,1318	R32	81,1527	33,9500
R13	68,9774	38,9800	R33	81,7408	33,5766
R14	69,6541	38,8183	R34	82,3226	33,1933
R15	70,3292	38,6434	R35	82,8959	32,7993
R16	71,0004	38,4580	R36	83,4640	32,3953
R17	71,6684	38,2603	R37	84,0258	31,9824
R18	72,3328	38,0512	R38	84,5784	31,5589
R19	72,9930	37,8310	R39	85,1245	31,1261
R20	73,6502	37,5990	R40	85,6631	30,6844

## 2.4. PASLANKAUS IR TRADICINIO MECHANIZMŲ VIRŠUTINIŲ LANKSTŲ PALYGINIMAS

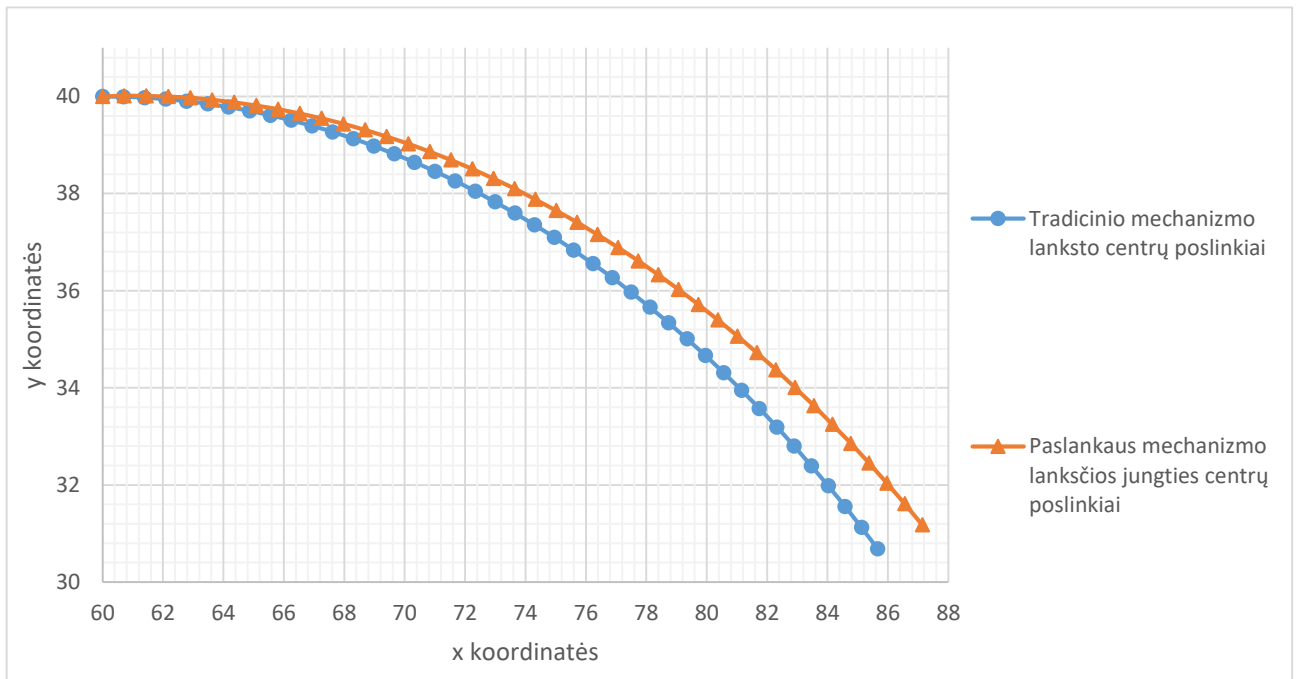


2.26 Pav. Paslankaus ir tradicinio mechanizmų, kairiųjų lankstų, centrų poslinkiai

2.26 ir 2.27 paveikslėliuose matomi paslankaus ir tradicinio mechanizmo judesio dėsnio kreivės. Iš šių kreivių matyti, kad judesio dėsnis yra netikslus.

Pradiniai 3 centrų nuokrypos mažos, todėl prilyginami 0: x koordinatės kairysis lankstas, kai mechanizmo įėjimo grandis pasukta  $3^\circ$  –  $\Delta_3^{k,x} = 0.035 \text{ mm} \approx 0$ , y koordinatės kairysis lankstas –  $\Delta_3^{k,y} = 0.050 \text{ mm} \approx 0$ .

Lenkiant mechanizmus didesniu kampų, atsiranda didesni judesio dėsnio netikslumai: x koordinatės kairysis lankstas, kai mechanizmo įėjimo grandis pasukta  $40^\circ$  –  $\Delta_{40}^{k,x} = 0.738 \text{ mm}$ , y koordinatės kairysis lankstas, kai mechanizmo įėjimo grandis pasukta  $40^\circ$  –  $\Delta_{40}^{k,y} = 0.496 \text{ mm}$



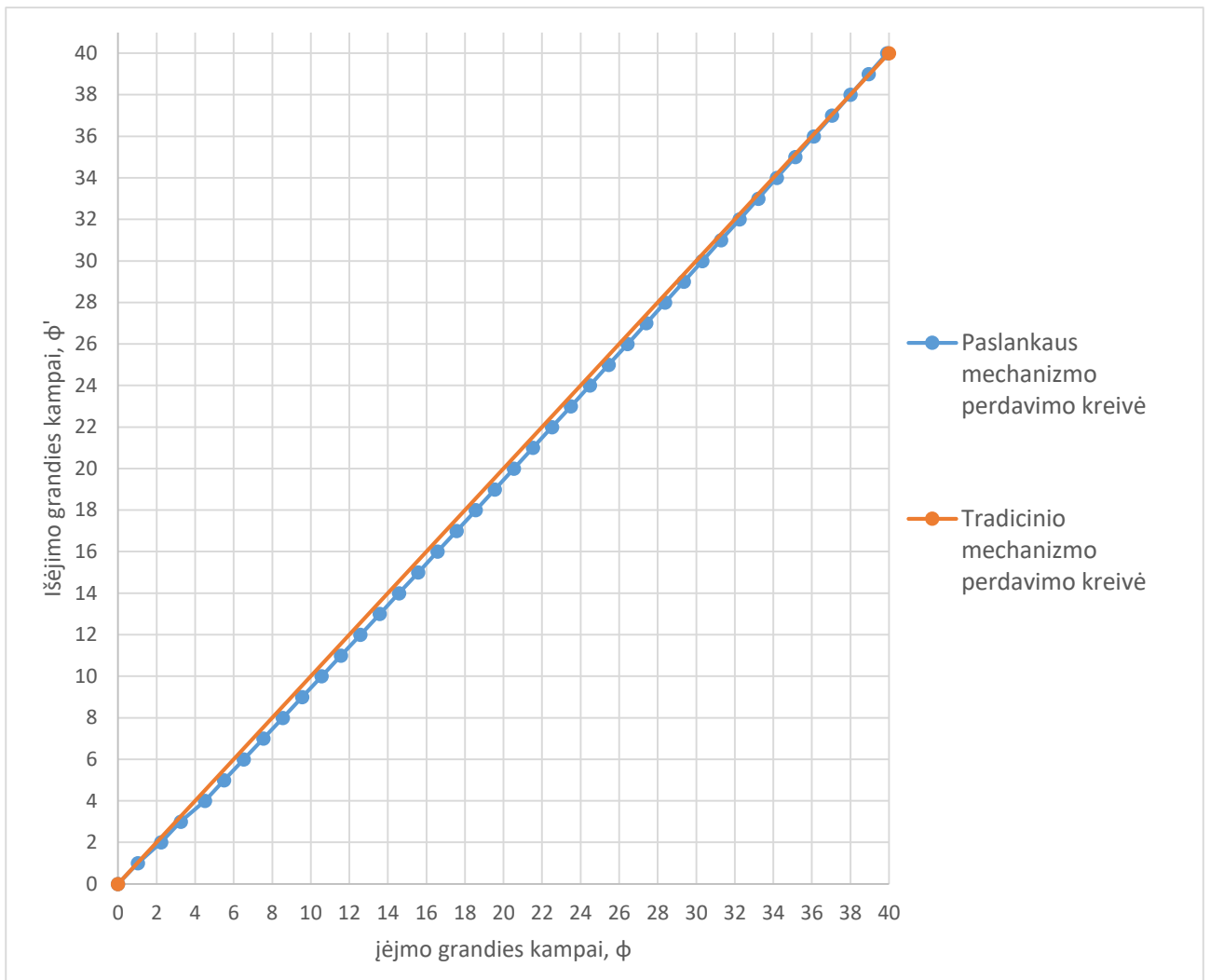
2.27 Pav. Paslankaus ir tradicinio mechanizmų, dešiniųjų lankstų, centrų poslinkiai

2.27 Pav. judesio dėsnio tikslumas, kaip ir 2.26 pav. panašus. Pradinių 3-jų jungčių centrų nuokrypos mažas, prilyginamos 0: x koordinatės dešinysis lankstas, kai mechanizmo įėjimo grandis pasukta  $3^\circ - \Delta_3^{d,x} = 0.019 \text{ mm} \approx 0$ , y koordinatės dešinysis lankstas  $-\Delta_3^{d,y} = 0.020 \text{ mm} \approx 0$ .

Lenkiant mechanizmus didesniu kampų, atsiranda didesni judesio dėsnio netikslumai: x koordinatės dešinysis lankstas, kai mechanizmo įėjimo grandis pasukta  $40^\circ - \Delta_{40}^{d,x} = 1,477 \text{ mm}$ , y koordinatės dešinysis lankstas, kai mechanizmo įėjimo grandis pasukta  $40^\circ - \Delta_{40}^{d,y} = 0.496 \text{ mm}$

2.28 Pav. pavaizduota tradicinio mechanizmo ir paslankaus mechanizmo perdavimo kreivė.

2.28 Pav. tradicinio ir paslankaus mechanizmų perdavimo funkcijos kreivės. Iš šio grafiko matyti, kad paslankiojo mechanizmo išėjimo grandies kampas skiriasi nuo įėjimo. Atsiranda netikslumų. Didžiausia kampo nuokrypa yra, kai mechanizmas lenkiamas  $14^\circ$ . Paslankaus mechanizmo kampo nuokrypa  $-\Delta k_{14} = 0,579 \text{ mm}$



2.28 Pav. Paslankaus ir tradicinio mechanizmo perdavimo kreivė

2.28 Pav. tradicinio ir paslankaus mechanizmų perdavimo funkcijos kreivės. Iš šio grafiko matyti, kad paslankiojo mechanizmo išėjimo grandies kampas skiriasi nuo įėjimo. Atsiranda netikslumų. Didžiausia kampo nuokrypa yra, kai mechanizmas lenkiamas  $14^\circ$ . Paslankaus mechanizmo kampo nuokrypa –  $\Delta k_{14} = 0,579 \text{ mm}$

### 3. PASLANKIŲ JUNGČIŲ ĮTEMPIŲ ANALIZĖ

Šioje dalyje tiriamas mechanizmas, ieškomi įtempių pasiskirstymo vietos naudojant fototamprumo teoriją. Atliekama lyginamoji analizė. Dažnai, kuriame mechanizmus tam tikrai sistemos funkcijai atlikti, todėl norima parinkti optimaliausią ir geriausią variantą. Įvertinti įtempių pasiskirstymo vietas svarbu, nes jei dizainas leidžia atlikti mechanizmo funkciją, nereiškia, kad jis nesulūš po kelių naudojimo ciklų. Šie tyrimai padėtų optimizuoti mechanizmo formą, kad mechanizmas ne tik atliktų funkciją, o kad kartu atlaikytų veikimo metu susidariusius įtempius.

#### 3.1. PASLANKAUS MECHANIZMO MEDŽIAGOS PARINKIMAS

Elemento medžiaga:

Parinktos dvi tinkamos medžiagos – Polikarbonatas (PC) ir polietileno tereftalatas (PET). Abi medžiagos yra patvarios eksperimentui atlikti. Gavus informacijos iš įmonės, kuri tiekia plastiką, sužinota, kad medžiagos kaina pasirinkus PC medžiagą būtų apie 15 €/m<sup>2</sup>, PET – 13€/m<sup>2</sup> [31]. Palyginus medžiagas, šios, savo mechaninėmis savybėmis ir kaina skyrėsi mažai, todėl pasirinkta labiau populiarī medžiaga – polietileno tereftalatas.

Ši medžiaga yra saugi: saugumo nuostatai leidžia medžiagai liestis su maistu ar oda, tačiau gaminant medžiagą ar jai yrant susidaro kenksmingi junginiai, todėl būtinos specialios priemonės, kad jų kiekiai neviršytų leistinų normų [32]. PET plačiai naudojamas maisto pramonėje (gaiviųjų gėrimų, mineralinių vandens buteliukams ir kitoms vartojimo prekių talpoms gaminti), reklamos gamyboje, prekybos įrangoje, medicinoje, statybose, gamybos sektoriuje. Šios medžiagos granulės naudojamos geo-tekstilei<sup>10</sup> ar sintetiniam pluoštui gaminti. Poliesterio plokštės yra atsparios smūgiams. Tinka mechaninam apdirbimui (pjovimui, gręžimui ar lenkimui). [34]

#### 3.2. PASLANKAUS MECHANIZMO LYGINAMOJI ANALIZĖ

Pasirinkus medžiagą, modeliuojamas prototipas, kuris naudojamas modeliavimą atlikti. Pagrindiniai duomenys yra tempimo ir gniuždymo vietos detalėje, veikiant jėgai F ir kitame bandyme -F (3.1 Pav.) (F=0.2 N).

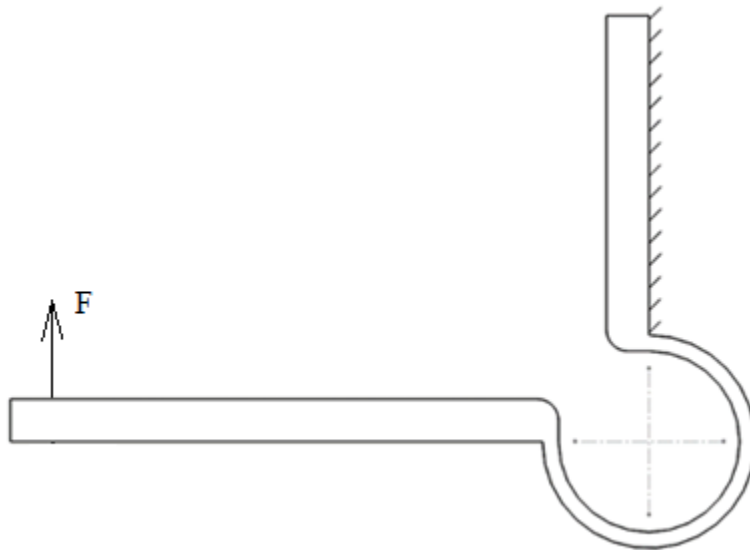
Pritaikomos kraštinės sąlygos eksperimentui atlikti:

- Mechanizmas įtvirtintas nejudamai 3.1 Pav.,
- Mechanizmas veikiamas jėgos F,

---

<sup>10</sup> Geo-tekstilė- Audinys pralaidus vandeniui, naudojamas grunte, sustiprinti ar atskirti sluoksnius, filtruoti, apsaugoti ar nusausinti [33]

- Detalė išpjauta iš PET medžiagos, 3mm storio.



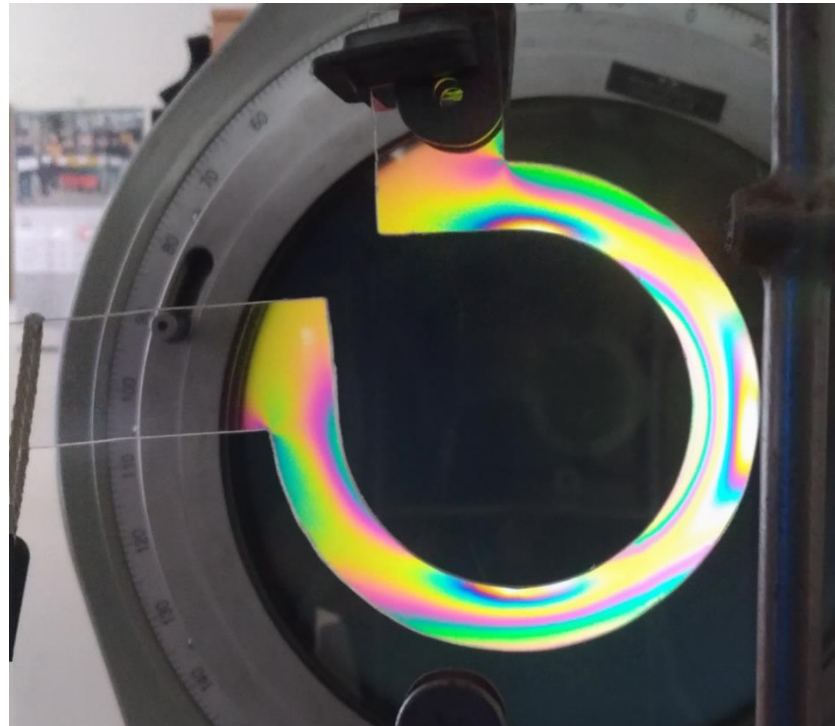
3.1 Pav. Mechanizmo skaičiuojamoji schema lyginamajai analizei atlikti



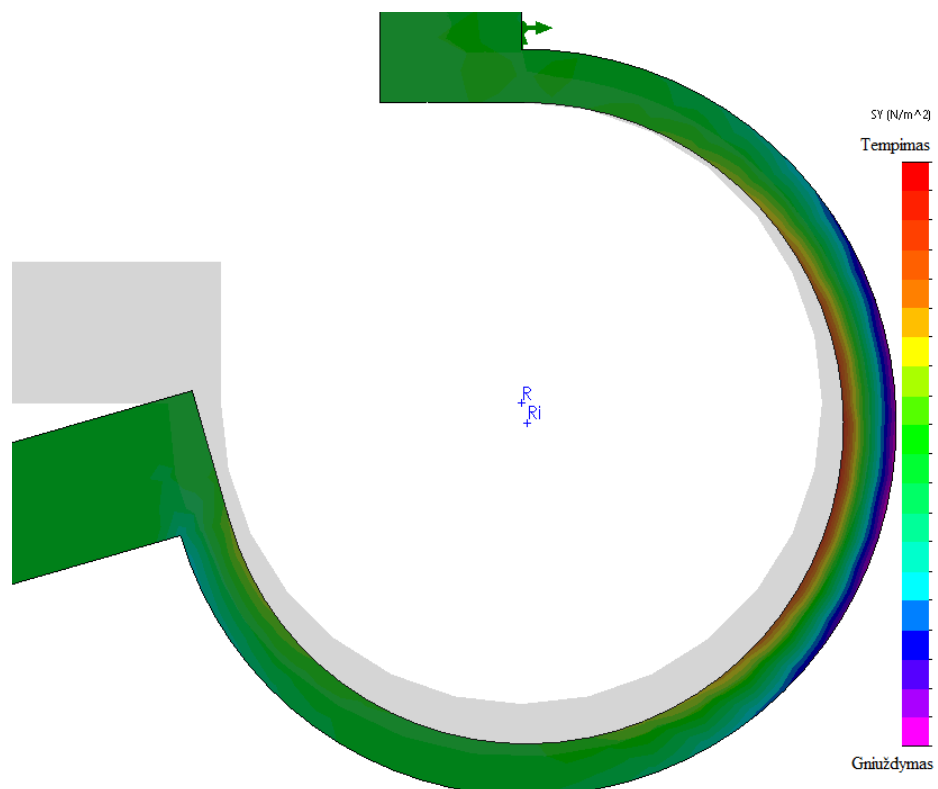
3.2 Pav. Paslankiojo mechanizmo lanksti jungtis paruošta eksperimentinei daliai

3.2 paveikslėlyje pavaizduota mechanizmo lanksti jungtis paruošta fototamprumo eksperimentui.

*Mechanizmo jungčių pasiskirstymo vietos, kai jungties spindulys deformacijos metu didėja:*



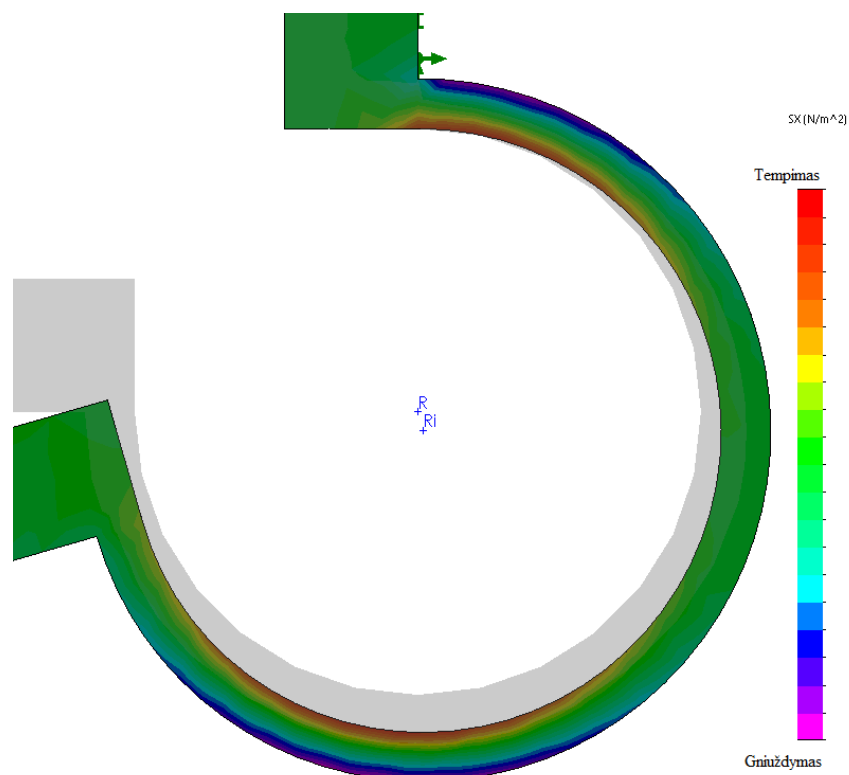
3.3 Pav. Paslankaus mechanizmo jungties įtempių pasiskirstymo vietos eksperimento metu



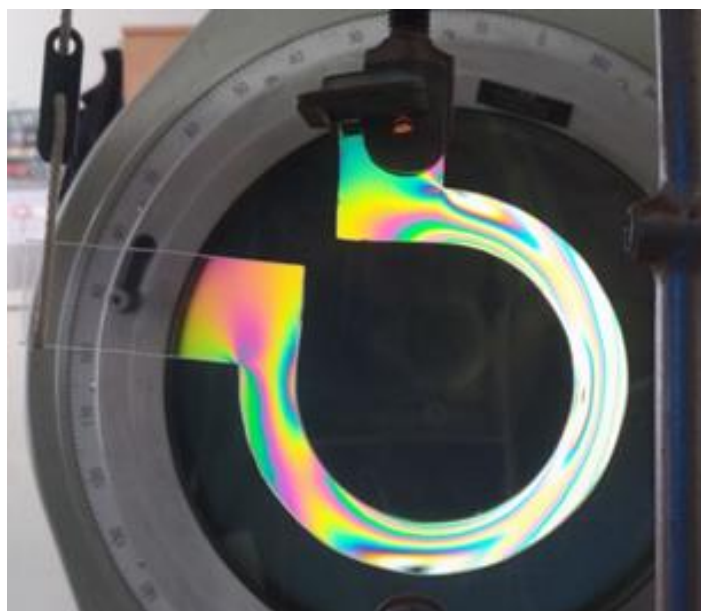
3.4 Pav. Modeliuoto paslankaus mechanizmo jungties įtempių pasiskirstymo vietos

R – Pradinio centro taškas, Ri – Jungties centro taškas po deformacijos.

3.3 Pav., 3.4 Pav. ir 3.5 Pav. Pavaizduota mechanizmo lanksčios lanko formos jungties įtempių pasiskirstymo vietos. Palyginus sumodeliuotą jungtį, kai jungties spinduliai deformacijos metu didėja, su atliktu eksperimentu naudojant fototamprumo modelį, matyti, kad jungties teorinės ir eksperimentinės įtempių pasiskirstymo vietos sutampa.



3.5 Pav. Modeliuoto paslankaus mechanizmo lanko formos jungties įtempių pasiskirstymo vietos



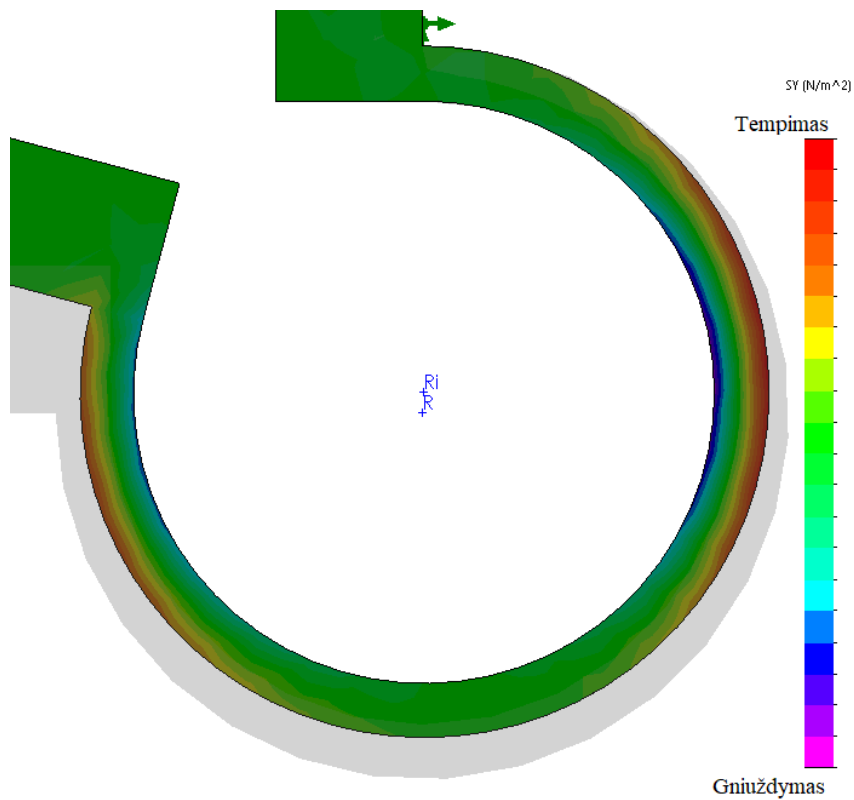
3.6 Pav. Paslankaus mechanizmo jungties įtempių pasiskirstymo vietos eksperimento metu



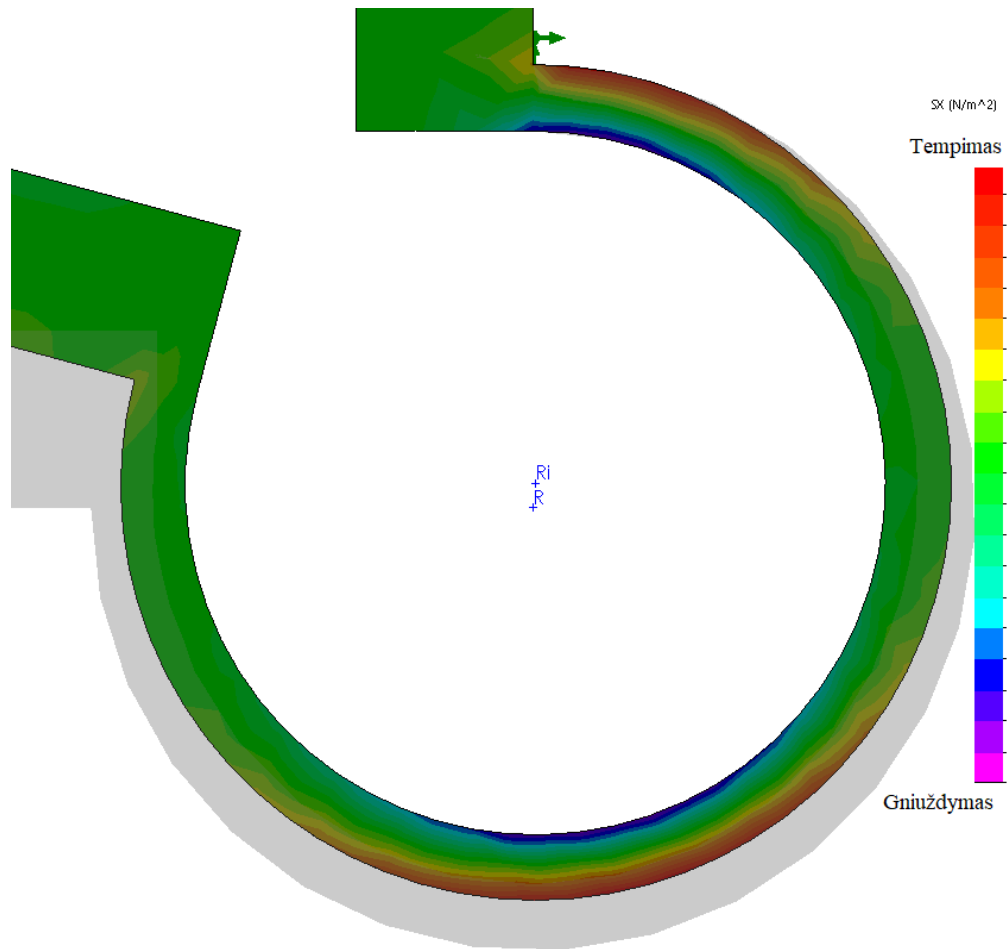
*Mechanizmo jungčių pasiskirstymo vietos, kai jungties spindulys deformacijos metu mažėja:*



3.7 Pav. Paslankaus mechanizmo jungties įtampių pasiskirstymo vietos eksperimento metu



3.8 Pav. Modeliuoto paslankaus mechanizmo lanko formos jungties įtampių pasiskirstymo vietos



3.9 Pav. Modeliuoto paslankaus mechanizmo lanko formos jungties įtempių pasiskirstymo vietos

3.6 Pav., 3.7 Pav., 3.8 Pav. ir 3.9 Pav. Palyginti sumodeliuota jungtis, kai jungties spinduliai deformacijos metu mažėja, ir atliktas eksperimentas naudojant fototamprumo modelį, matyti, kad jungties teorinės ir eksperimentinės įtempių pasiskirstymo vietos sutampa. 3.6 Pav. ir 3.7 Pav. parodo, kaip įtempiai pasiskirsto prie rėminės konstrukcijos.

Optimizuojant mechanizmą, įmanoma suapvalinti minėtas vietas ir taip panaikinti ar sumažinti įtempius.

## IŠVADOS

1. Sukonstruotas paslankus, tradiciniam keturgriandžiui mechanizmui analogiškas, monolitinis mechanizmas su keturiomis lanksčiomis lanko formos jungtimis, kuris yra paslankesnis tradicinio keturgrandžio mechanizmo atžvilgiu.
2. Nustatius paslankaus mechanizmo perdavimo kreivę, įrodyta, kad įėjimo ir išėjimo grandžių posvyrio kampai skiriasi t.y. neišlaiko lygiagretumo, skiriasi šių grandžių ilgiai: įėjimo grandies ilgis pakreipus ją  $40^\circ$  40,196 mm, išėjimo grandies – 41,736 mm.
3. Tradicinio mechanizmo nejudančios grandies lankstai nejudą iš savo vietos, o paslankusis mechanizmas ir jo lanksčios jungtys juda plokščiu sudėtingu judesiu – slenka ir sukasi.
4. Rezultatai rodo, kad sumodeliuotas mechanizmas padidino paslankumą, todėl judesio dėsnis, lyginant su tradiciniu keturgrandžiu mechanizmu, nėra tikslus: kairiosios apatinės jungties centro paslankumas yra 0,686 mm didesnis, nei tradicinio keturgrandžio mechanizmo, kairiosios viršutinės – 0,888 mm, dešinėsios viršutinės – 1,439 mm ir dešinėsios apatinės 1,227 mm.
5. Atlikus paslankaus mechanizmo centrų poslinkių skaičiavimus, nustatyta, kad lanksčių jungčių centrų žingsnis yra skirtingas, taip pat kiekvienoje lanksčioje jungtyje kinta skirtingai: kairiosios apatinės jungties centro žingsnis pakito 0,0084 mm, kairiosios viršutinės – 0,006 mm, dešinėsios viršutinės – 0,0045 mm ir dešinėsios apatinės – 0,393 mm.
6. Atlikus paslankaus mechanizmo jungčių centrų poslinkių skaičiavimus nustatyta, kad kiekvienos lankinės jungties centrų judesio dėsnis yra skirtingas.
7. Mechanizmo lanksčių jungčių judesio dėsnis keičiasi nuo apkrovos pobūdžio ir vietos.
8. Modeliuojant paslankųjį mechanizmą nustatytos, įtempių pasiskirstymo vietos lankinėse jungtyse. Atlikti prototipo tyrimai naudojant fototamptumo metodą. Rezultatai rodo, kad šių sprendimo metodų įtempių pasiskirstymo vietos sutampa.

## LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. David H. Myszka „Machines&mechanisms applied kinematic analysis, third edition, University of Dayton“ 2005 [26-28psl]
2. Keturgrandžių mechanizmų grupių iliustracijos internetinė nuoroda:  
<https://me-mechanicalengineering.com/grashofs-law/>
3. Vytautas Kazimieras Augustaitis, „Mechanizmų Mechanika ir elementai, I dalis“, VGTU, Vilnius 2006, [43-44psl]
4. Shyh-Chour Huang keturgrandis paslankus mechanizmas. Straipsnis „Study on Optimization for Four Bar-Partially Compliant Mechanism“, National Kaohsiung University of Applied Sciences Kaohsiung, Taiwan, 2013
5. Vytautas Barzdaitis, Zigmantas Pocius „Mašinų elementai ir mechanizmai“ KTU, 2003, [9-10pal]
6. Watt“o mechanizmo pavyzdys, internetinė nuoroda:  
<http://mw.concord.org/modeler1.3/mirror/mechanics/peaucellier.html>
7. Watt“o mecanizmo kinematinė schema. Internetinė nuoroda:  
[http://jeanlouis.blanchard.pagespersoorange.fr/french\\_pdf/watt\\_parallel\\_motion\\_3ed\\_publication.pdf](http://jeanlouis.blanchard.pagespersoorange.fr/french_pdf/watt_parallel_motion_3ed_publication.pdf)
8. Watt“o mechanizmo panaudojimas: automobilio pakaba. Internetinė nuoroda: [<https://me-mechanicalengineering.com/watt-linkage-mechanism-and-application/>]
9. Alba Perez Gracia „Analysis and Design of Bennett Linkages“ University of California [10,11psl]
10. Larry L. Howell (brigham young university, USA), Spencer P. Magleby (-“,-), Brian M. Olsen (Los Almos National Laboratories, USA) „Handbook of compliant mechanisms“. [3-8psl]
11. LRT dokumentika, „Pasaulio dokumentika: sausoji Australija“, National geographic, 2013
12. Bionic batai, kengūros šuolio imitacinis pavyzdys. Internetinė nuoroda: [www.encrypted-tbn2.gstatic.com](http://www.encrypted-tbn2.gstatic.com)
13. Linijinį judesį perduodantis paslankusis mechanizmas. Internetinė nuoroda:  
[http://reprap.org/wiki/Compliant\\_Linear\\_Motion\\_Mechanism\\_1](http://reprap.org/wiki/Compliant_Linear_Motion_Mechanism_1)
14. Mykolas Daunys „Ciklinis konstrukcijų stiprumas ir ilgaamžiškumas“ monografija, KTU 2005 [30, 38psl]
15. Paslankus griebtuvas Internetinė nuoroda: <https://compliantmechanisms.byu.edu/image-gallery/grippers>

16. Pneumatinis roboto griebtuvas. Internetinė nuoroda: [www.instructables.com/id/3d-Printing-Zizzy-A-Robot-Assistant/](http://www.instructables.com/id/3d-Printing-Zizzy-A-Robot-Assistant/)
17. Lankstus roboto griebtuvas. Internetinė nuoroda: [www.hackaday.com/2013/12/03/compliant-robot-gripper-wont-scramble-your-eggs/](http://www.hackaday.com/2013/12/03/compliant-robot-gripper-wont-scramble-your-eggs/)
18. Tamprusis elementas 1 (spyruoklė vienoje plokštumoje). Internetinė nuoroda: [www.compliantmechanisms.byu.edu/content/ortho-planar-spring](http://www.compliantmechanisms.byu.edu/content/ortho-planar-spring)
19. Vienos krypties mova. Internetinė nuoroda: [www.compliantmechanisms.byu.edu/content/compliant-over-running-clutch](http://www.compliantmechanisms.byu.edu/content/compliant-over-running-clutch)
20. Adam Daniel Roetter, Magistratūros baigiamasis darbas „Compliant Prosthetic Knee Extension Aid: A Finite Elements Analysis Investigation of Proprioceptive Feedback During the Swing Phase of Ambulation“, University of South Florida, 2008 [8-12psl]
21. Sebastian Mahler, disertacija, mechanikos inžinerija „Compliant pediatric prosthetic knee“, University of South Florida, 2007 [1-3psl]
22. Lietuvos artrito asociacija. Internetinė nuoroda: [www.arthritis.lt/reumatines-sanariu-ligos/reumatoidinis-artritas-2015-05-19-12-44-25](http://www.arthritis.lt/reumatines-sanariu-ligos/reumatoidinis-artritas-2015-05-19-12-44-25)
23. Paslankusis mechanizmas. Internetinė nuoroda: [www.cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/viewFile/3015/2946](http://www.cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/viewFile/3015/2946)
24. Ashok Midha informacija. Internetinė nuoroda: [www.everipedia.com/ashok-midha-professor](http://www.everipedia.com/ashok-midha-professor)
25. Koncentruoto lankstumo mechanizmas. Internetinė nuoroda: [www.iopscience.iop.org/article/10.1088/0964-1726/22/1/014006](http://www.iopscience.iop.org/article/10.1088/0964-1726/22/1/014006)
26. S. Nemat-Nasser and M. Hori, Micromechanics: „Overall Properties of Heterogeneous Materials“, Second Edition, North-Holland, 1999
27. Informacija apie Ananthasuresh. Internetinė nuoroda: [www.mecheng.iisc.ernet.in/~suresh/](http://www.mecheng.iisc.ernet.in/~suresh/)
28. Lena Zentner and Valter Böhm „On the Mechanical Compliance of Technical Systems“ Ilmenau University of Technology, Germany [342-351psl]
29. Raphael Deimel, Oliver Brock „A Compliant Hand Based on a Novel Pneumatic Actuator“, Karlsruhe, Germany, 2013
30. Rolandas bartkus „Techniniai sumanymai ir kultūra“ monografija, Kauno technologijos universitetas, Technologija, Kaunas, 2012 [113- 114psl]
31. Įmonės „Plasena“ kainoraštis. Internetinė nuoroda: [www.plasena.lt/plastikai-statybai-poliesteris-pet](http://www.plasena.lt/plastikai-statybai-poliesteris-pet)
32. PET medžiagos saugumo užtikrinimas. Internetinė nuoroda: [www.tkik.lt/wp-content/uploads/plastiku-identifikavimas.pdf](http://www.tkik.lt/wp-content/uploads/plastiku-identifikavimas.pdf)

33. Geo-tekstilė. Internetinė nuoroda: [www.statybuturgus.lt/straipsniai/agroplevele-ir-geotekstile/kas-yra-geotekstile-kam-ir-kur-ji-naudojama](http://www.statybuturgus.lt/straipsniai/agroplevele-ir-geotekstile/kas-yra-geotekstile-kam-ir-kur-ji-naudojama)
34. Informacija apie poliesterio tereftelatą. Internetinė nuoroda: [www.polikopija.lt/paslauga/medziagu-frezavimas/plastiku-frezavimas/a-pet-petg-poliesteris](http://www.polikopija.lt/paslauga/medziagu-frezavimas/plastiku-frezavimas/a-pet-petg-poliesteris)
35. PET medžiagos savybės. Internetinė nuoroda: [www.goodfellow.com/E/Polyethylene-terephthalate.html](http://www.goodfellow.com/E/Polyethylene-terephthalate.html)
36. Paslankaus mechanizmo bendrinimas. Internetinė nuoroda: [www.flxsys.com/compliant/](http://www.flxsys.com/compliant/)
37. Tampriojo elemento veikimo principas. Internetinė nuoroda: [www.youtube.com/watch?v=Ap4TaFM9iUs](http://www.youtube.com/watch?v=Ap4TaFM9iUs)
38. Paslankieji mechanizmai kosmose. Internetinė nuoroda: [www.scholarsarchive.byu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=4304&context=etd](http://www.scholarsarchive.byu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=4304&context=etd)
39. Drugelio formos paslankusis mechanizmas: Internetinė nuoroda: [www.mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1660760](http://www.mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1660760)
40. Paslankusis besisukantis lankstas: Inetnnetinė nuoroda: [www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X05000571](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X05000571)
41. Bhagyesh Deshmukha, Sujit Pardeshib, Roohshad Mistryc, Sachin Kandharkard, Santosh Waghe „Development of a Four bar Compliant Mechanism using Pseudo Rigid Body Model (PRBM)“, Walchand Institute of Technology, Ashok Chowk, Solapur, India b,d,eCollege of Engineering, Pune, India, 2014
42. Paslankus mikro pozicionavimo įrenginys. Yong-Sik Kim „Design, fabrication and testing of a serial kinematic MEMS XY stage for multifinger manipulation“, 2012. Internetinė nuoroda: [www.iopscience.iop.org/article/10.1088/0960-1317/22/8/085029](http://www.iopscience.iop.org/article/10.1088/0960-1317/22/8/085029)
43. Mokomoji knyga „Mechanism and Machine Science“ Singapore, 2016 [627-630psl, 715-719psl]
44. Paslankaus mechanizmo lanksčių jungčių analizė „A Design Method for Flexure-Based Compliant Mechanisms on the Basis of Stiffness and Stress Characteristics“ University of Bologna, 2012
45. Paskirstyto paslankumo mechanizmas. Internetinė nuoroda: [www.flxsys.com/compliant/](http://www.flxsys.com/compliant/)