



Vytautas Kazimieras AUGUSTAITIS
Igor ILJIN

MECHANIZMŲ MECHANIKA IR ELEMENTAI

Projekto kodas
VP1-2.2-ŠMM 07-K-01-023

Studijų programų atnaujinimas
pagal ES reikalavimus, gerinant
studijų kokybę ir taikant
inovatyvius studijų metodus

Vilnius „Technika“ 2012

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Vytautas Kazimieras AUGUSTAITIS
Igor ILJIN

MECHANIZMŲ MECHANIKA IR ELEMENTAI

Laboratoriniai ir pratybų darbai



Vilnius „Technika“ 2012

V. K. Augustaitis, I. Iljin. Mechanizmų mechanika ir elementai: laboratoriniai ir pratybų darbai. Vilnius: Technika, 2012, 206 p. [9,7 aut. l. 2012 10 26]

Mechanizmų mechanikos ir elementų laboratorinių ir pratybų darbų rinkinyje pateikiami laboratorinių ir pratybų darbų aprašymai, atitinkantys pagrindinių studijų MEPMB11410 modulio reikalavimus.

Šie aprašymai, juose esantys metodiniai nurodymai skirti Transporto inžinerijos fakultetų dieninio ir išėstinio skyriaus studentams, studijuojantiems mechanizmų mechanikos ir elementų kursą.

Leidinį rekomendavo Transporto inžinerijos fakulteto studijų komitetas

Recenzavo: doc. dr. Nikolaj Šešok, VGTU poligrafinių mašinų katedra

doc. dr. Vladimir Gičan, VGTU poligrafinių mašinų katedra

Leidinyje parengtas ir išleistas už Europos struktūrinių fondų lėšas, jomis finansuojant VGTU Transporto inžinerijos, Biomechanikos ir Aviacinės mechanikos inžinerijos projektą „Studijų programų atnaujinimas pagal ES reikalavimus, gerinant studijų kokybę ir taikant inovatyvius studijų metodus“ pagal Lietuvos 2007–2013 m. Žmogiškųjų išteklių veiksmų programos 2 prioriteto „Mokymasis visą gyvenimą“ VP1-2.2-ŠMM-07-K priemonę „Studijų kokybės gerinimas, tarptautiškumo didinimas“. Projekto kodas Nr. VP1-2.2-ŠMM 07-K-01-023, finansavimo ir administravimo sutartis Nr. VP1-2.2-ŠMM-07-K-01-023.

VGTU leidyklos TECHNIKA 1407-S mokomosios
metodinės literatūros knyga

<http://leidykla.vgtu.lt>

Redaktorė *Ramutė Pinkevičienė*

Maketuotoja *Birutė Bilotienė*

eISBN 978-609-457-322-4

doi:10.3846/1407-S

© Vytautas Kazimieras Augustaitis, 2012

© Igor Iljin, 2012

© Vilniaus Gedimino technikos universitetas, 2012

TURINYS

Turinys	3
LABORATORINIAI DARBAI.....	4
Mechanizmų mechanikos laboratoriniai darbai.....	4
1 laboratorinis darbas	4
2 laboratorinis darbas	9
3 laboratorinis darbas	18
4a laboratorinis darbas.....	25
4b laboratorinis darbas	31
5 laboratorinis darbas	36
6 laboratorinis darbas	44
Mechanizmų elementų laboratoriniai darbai	53
1 laboratorinis darbas	53
2 laboratorinis darbas	61
3 laboratorinis darbas	66
4 laboratorinis darbas	77
5 laboratorinis darbas	85
6 laboratorinis darbas	95
7 laboratorinis darbas	103
8 laboratorinis darbas	111
9 laboratorinis darbas	122
LITERATŪRA	134
PRATYBOS	135
Taikomosios mechanikos kursinis projektavimas	135
Mašinų elementų kursinis projektavimas	191

LABORATORINIAI DARBAI

MECHANIZMŲ MECHANIKOS LABORATORINIAI DARBAI

1 laboratorinis darbas

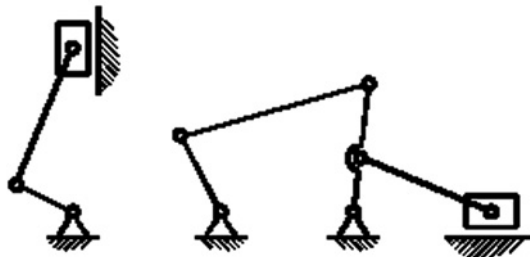
PLOKŠČIŲJŲ MECHANIZMŲ STRUKTŪRINĖ ANALIZĖ

Kiekvienas mechanizmas sudarytas iš grandžių, sujungtų tarpusavyje tam tikromis kinematinėmis poromis (prisiminkime: mechanizmo grandimis vadinami kietieji kūnai arba tarpusavyje kietai sujungtų kūnų visuma, o kinematinėmis poromis vadinami judami jų tarpusavio sujungimai). Mechanizmai gali būti erdviniai (kai grandys juda erdvėje, jų judesį galima išskaidyti į tris ašis ir aprašyti šešiomis koordinatėmis), ir plokšti (kai mechanizmo grandys juda vienoje plokštumoje arba tarpusavyje lygiagrečiose plokštumose, tada jų judesiui aprašyti pakanka trijų koordinatčių).

Mechanizmo struktūrinė analizė vadinamas jo grandžių skaičiaus, kinematinų porų skaičiaus ir jų tipo nustatymas, mechanizmo išskaidymas į Apsūro grupes bei paties mechanizmo klasės ir eilės nustatymas. Tai nusako mechanizmo sudėtingumą ir lemia jo tolesniam nagrinėjimui taikomus metodus.

Erdviniai mechanizmai pagal savo sandarą gali būti labai sudėtingi. Jų nagrinėjimas sudėtingas ir ilgas, todėl mes apsiribosime tik plokščiais mechanizmais.

Struktūrinė analizė atliekama pagal mechanizmo struktūrinę schemą. Ši schema braižoma be mastelio, maždaug laikantis grandžių ilgių proporcingumo, ir pažymimos visos kinematinės poros bei jų tipai (1.1 pav.). Iš struktūrinės schemos jau galima nuspėti mechanizmo paskirtį, varančiąsias ir varomąsias grandis, charakteringų taškų bei tų grandžių judėjimo kryptis ir pan.



1.1 pav. Plokščių mechanizmų struktūrinės schemos:
kairėje – paprastas skriejiko slankiklio mechanizmas, dešinėje –
sudėtingesnis mechanizmas, sudarytas iš keturgrandžio lankstinio
mechanizmo ir prie jo prijungtos švaistiklio bei slankiklio grupės

Mechanizmo laisvės laipsnių skaičius nustatomas pagal Somovo ir Malyševo formulę:

$$W = 6n_j - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1; \quad (1.1)$$

čia n_j – judančių grandžių skaičius, p_i – atitinkamai i -osios klasės kinematininių porų skaičius (pagal prof. A. Dobrovolskio kinematininių porų klasifikaciją). Ši formulė gali būti taikoma bendru atveju erdviniam mechanizmui. Kai mechanizmas plokščias, plokštuma uždeda tris ryšius, ir pirmos, antros bei trečios klasės kinematinės poros tampa neįmanomos. Tada (1.1) formulę pasikeičia (ji vadinama Čebyševa formule):

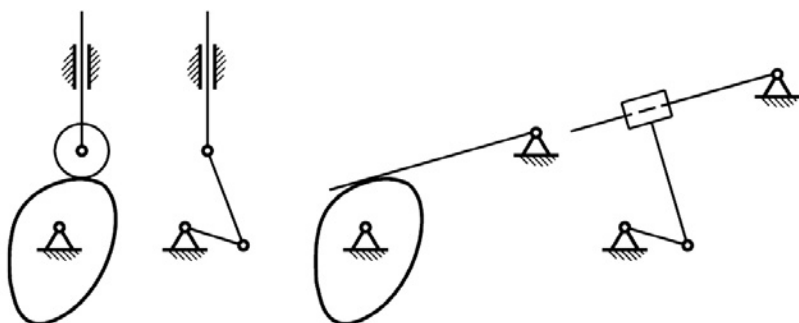
$$W = 3n_j - 2p_5 - p_4. \quad (1.2)$$

Mechanizmas visada turi vieną arba keletą pradinių (įėjimo, varančiųjų), tarpinių bei galinių (išėjimo, varomųjų) grandžių. Įėjimo grandimi vadinama tokia grandis, kuriai suteikiamas judesys iš šalies. Dažnai ji dar vadinama varančiąja grandimi, ir prie jos pridėtų išorinių jėgų darbas yra teigiamas (lygtyse rašomas su pliuso ženklu). Išėjimo grandimi vadinama grandis, judanti tokiu judesiu, kuriam yra skirtas mechanizmas. Ji dar vadinama varomąja grandimi, ir prie jos pridėtų išorinių jėgų darbas yra neigiamas (lygtyse rašomas su minuso ženklu).

Mechanizmai paprastai turi tiek pradinių grandžių, koks yra jų laisvės laipsnis. Taip pat laisvės laipsnis nusako, kiek reikia apibend-

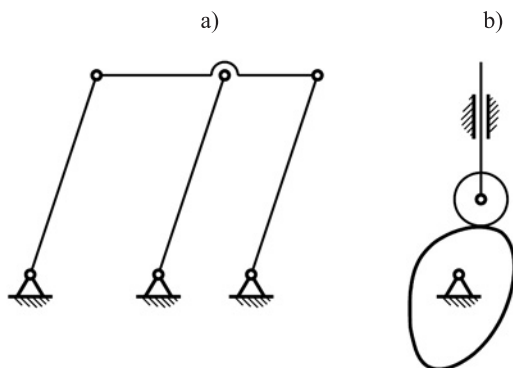
rintųjų koordinatų (ir drauge lygčių) mechanizmo grandžių bei jo charakteringų taškų judesiams aprašyti.

Kinematinės poros gali būti sukamosios, slenkamosios, geometrinio ar jėginio sunėrimo ir pan. Struktūrinio nagrinėjimo požiūriu reikia atskirti aukštesniašias (kai grandys liečiasi taškais arba linijomis), ir žemesniašias (kai grandys liečiasi paviršiais). Kad galėtume nustatyti mechanizmo, turinčio aukštesniašias kinematinės poras, klasę ir eilę, jas reikia pakeisti žemesniosiomis. Tokie pakeitimai parodyti 1.2 pav.



1.2 pav. Aukštesniųjų kinematinųjų porų pakeitimo žemesniosiomis galimi atvejai

Taip pat, atliekant mechanizmo struktūrinę analizę, reikia mokėti atpažinti pasyviašias mechanizmo grandis bei perteklines kinematinės poras (vadinamuosius vidinius mechanizmų laisvumus). Nė vienos, nė kitos nedaro jokios įtakos išėjimo grandies judesiui, tačiau nustatant mechanizmo laisvės laipsnį, atrodo, kad Čebyševio formulė netinka ir duoda klaidingus rezultatus. Nagrinėjimo metu šios kinematinės poros atmetamos. Tačiau jų paskirtis mechanizmuose yra labai svarbi – pasyviosios grandys standina mechanizmo konstrukciją ir padeda pervesti jį per neapibrėžtas padėtis, o perteklinės kinematinės poros pakeičia vienos rūšies trintį kita, padidina naudingojo veiksmo koeficientą ir pan. (1.3 pav.).



1.3 pav. Mechanizmas su pasyviąja grandimi (kairėje)
ir su pertekline kinematine pora (dešinėje)

Laboratorinio darbo atlikimo eiga

1. Susipažįstama su laboratorijoje esančiu mechanizmo modeliu. Nustatoma mechanizmo paskirtis, varančioji ir varomoji grandys. Sukant įėjimo grandį, nustatomas visų grandžių judesio pobūdis. Nustatoma varančioji ir varomoji grandys.
2. Nustatoma varančiosios grandies judesio kryptis, tiesioginė ir atbulinė eiga.
3. Nubraižoma mechanizmo struktūrinė schema. Grandys sunumeruojamos pradedant varančiąja.
4. Nustatomos mechanizmo kinematinė porų skaičius ir jų klasė.
5. Nustatomas mechanizmo laisvės laipsnis.
6. Nubraižoma pakeičiančiojo mechanizmo struktūrinė schema (jei būtina).
7. Mechanizmas išskaidomas į Įsūro grupes ir jos išbraižomos.
8. Nustatoma mechanizmo klasė ir eilė.

Plokščiųjų mechanizmų struktūrinė analizė

1 laboratorinio darbo ataskaita

1. Nagrinėtas mechanizmas skirtas
2. Struktūrinė mechanizmo schema

Nubraižyta schema

3. Mechanizmo kinematinės poros:

Eil. nr.	Poros žymėjimas schemoje	Porą sudarančių grandžių nr.	Poros pavadinimas	Poros klasė

4. Mechanizmo laisvės laipsnių skaičius $w =$
5. Pakeičiančiojo mechanizmo struktūrinė schema (braižoma, jei būtina)

Schema

6. Įsūro grupių schemos.
7. Mechanizmo klasės ir eilės nustatymas.

Darbą atliko:

Darbą priėmė:

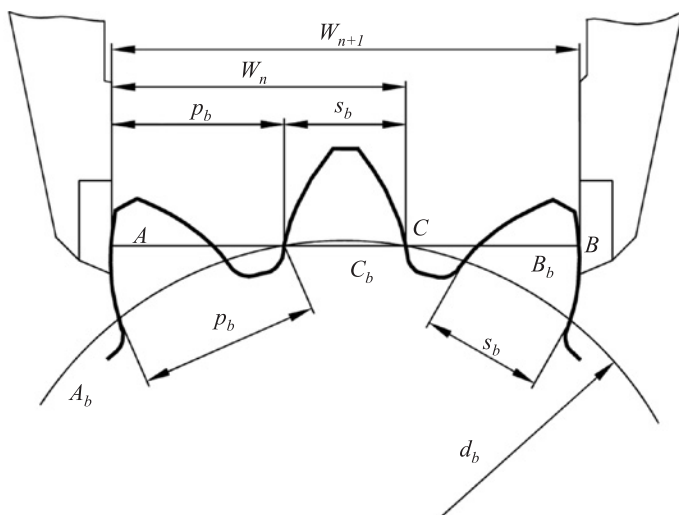
2 laboratorinis darbas

CILINDRINIO KRUMPLIARAČIO PAGRINDINIŲ PARAMETRŲ NUSTATYMAS

Trumpos teorinės žinios. Eksploatuojant mašinas, dažnai pasitaiko, kad vienas ar abu pavaros krumpliaračiai sudyla ar sulūžta. Todėl reikia mokėti nustatyti pagrindinius išėjusio iš rikiuotės krumpliaračio parametrus, kad būtų galima pagaminti naują ar parinkti iš esamų sandėlyje.

Cilindrinio tiesiakrumplio evolventinio krumpliaračio pagrindiniai parametrai yra tokie: krumplių skaičius z , modulis m , perstūmos koeficientas ξ bei įrankio, kuriuo buvo gaminamas krumpliaratis, parametrai – koeficientai h_a^* , c^* , sankibos kampas α .

Šio laboratorinio darbo tikslas – susipažinti su turimo cilindrinio tiesiakrumplio evolventinio krumpliaračio identifikavimo, t. y. pagrindinių parametrų nustatymo, metodika. Tarkime, kad žinoma, jog turimas krumpliaratis pagamintas standartiniu įrankiu ($h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$, $\alpha = 20^\circ$) ridinimo būdu. Beje, tokie krumpliaračiai dažniausiai ir naudojami.



2.1 pav. Matavimo schema

Evolventinių krumpliaračių krumplių šoniniai profiliai yra apskritimo evolvenčių dalys. Evolventę brėžia bet kuris tiesės AB taškas (2.1 pav.), kai ji ridenama tam tikru D_b skersmens apskritimu. Kadangi evolventės forma, o kartu ir krumplio forma priklauso nuo šio skersmens, tai jis vadinamas **pagrindiniu**. Per bet kurį evolventės tašką išbrėžta pagrindinio apskritimo liestinė yra evolventės normalė. Ši evolventės savybė padeda nustatyti krumpliaračio parametrus.

Jeigu koku nors ilgio matavimo prietaisu, kurio matavimo paviršiai plokšti, pavyzdžiui, slankmačiu, apimsime kelis krumplius taip, kas matavimo paviršiai liestų krumplių šonus (bet ne viršūnes), pavyzdžiui, taškuose A ir B (2.1 pav.), tai lietimosi taškus jungianti tiesė AB bus tų krumplių profilių bendroji normalė, liečianti pagrindinį apskritimą. Jei šią tiesę paridentume be praslydimo į vieną ir į kitą pusę, tai taškai A ir B brėžtų evolventes ir ateitų į pradinius taškus A_b ir B_b , esančius ant pagrindinio apskritimo. Lanko A_bB_b ilgis lygus bendrosios normalės ilgiui AB .

Norint apskaičiuoti krumpliaračio parametrus, reikia išmatuoti ilgį dviejų bendrųjų normalių, kurių viena apimtų z_n krumplių, o kita – $z_n - 1$ krumplių. Kad abiem matavimo atvejais matavimo prietaiso paviršiai liestų krumplių profilių evolventines dalis, apimamų krumplių skaičius z_n turi būti pasirenkamas atsižvelgiant į identifikuojamo krumpliaračio krumplių skaičių z :

z	12–18	19–27	28–36	37–45
z_n	2	3	4	5

Nustačius abiejų normalių ilgius $W_n = AC$ ir $W_{n+1} = AB$, galima apskaičiuoti krumpliaračio žingsnį ant pagrindinio apskritimo p_b :

$$p_b = \cup C_b B_b = CB = W_{n+1} - W_n. \quad (2.1)$$

Kadangi pagrindinį D_b ir dalijamąjį D skersmenis sieja priklausomybė $D_b = D \cos \alpha$, tai

$$\frac{D_b}{D} = \frac{p_b}{p} = \cos \alpha,$$

čia p – žingsnis ant dalijamojo apskritimo ($p = \pi m$). Remdamiesi tuo galime parašyti:

$$p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha = W_{n+1} - W_n.$$

Iš šios lygybės gaunama formulė krumpliaračio moduliui apskaičiuoti:

$$m = \frac{W_{n+1} - W_n}{\pi \cos \alpha}. \quad (2.2)$$

Kadangi krumpliai būna nudilę, be to, daromos paklaidos matuojant normalių ilgį (o tai neišvengiama), apskaičiuoto modulio reikšmė yra apytikslė. Tikruoju krumpliaračio moduliu laikytinas tas, kuris mažiausiai skiriasi nuo standartinio.

Standartas DIN 780 nustato tokias modulių reikšmes milimetrais:

2,0; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0.

Perstūmos koeficientas ξ nustatomas iš formulių, pagal kurias apskaičiuojamas krumplio storis ant dalijamojo ir pagrindinio apskritimų:

$$s = m(0,5\pi + 2\xi \operatorname{tg} \alpha), \quad (2.3)$$

$$s_b = s \frac{D_b}{D} + D_b \operatorname{inv} \alpha. \quad (2.4)$$

Irašę dydžių reikšmes į (2.4) lygtį, turėdami omenyje, kad $D_b = D \cos \alpha = m z \cos \alpha$, gauname:

$$s_b = (0,5\pi + 2\xi \operatorname{tg} \alpha) m \cos \alpha + m z \cos \alpha \operatorname{inv} \alpha.$$

Iš šios lygties gauname:

$$\xi = \frac{s_b - (z \operatorname{inv} \alpha + 0,5\pi) m \cos \alpha}{2m \sin \alpha}. \quad (2.5)$$

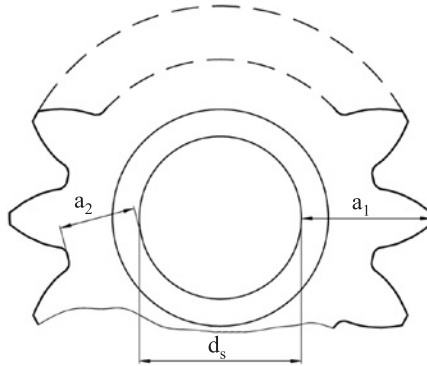
Šioje formulėje esantį dydį s_b galima rasti žinant bendrosios normalės ilgį W_{n+1} . Kaip matyti iš 2.1 pav.,

$$W_{n+1} = z_n p_b + s_b.$$

Tada

$$s_b = W_{n+1} - z_n p_b = W_{n+1} - z(W_{n+1} - W_n). \quad (2.6)$$

Krumpliaračio viršūnių ir pašaknių skersmenys D_a ir D_f gali būti išmatuoti tiesiogiai, jei krumpliaračio krumplių skaičius yra porinis. Kai krumplių skaičius nelyginis, tie skersmenys apskaičiuojami išmatavus krumpliaračio skylės skersmenį d_s ir dydžius a_1 bei a_2 (2.2 pav.):



2.2 pav. Viršūnių ir pašaknių skersmenų nustatymo schema

Reikia patikrinti, ar pašaknių skersmuo sutampa su teorine D_f reikšme:

$$D_f = m(z - 2,5 + 2\xi).$$

Jei apskaičiuotas D_f nesutampa su išmatuotu, tai koeficientai h_a^* ir c^* skiriasi nuo standartinių.

Viršūnių skersmuo D_a priklauso ne tik nuo paties matuojamo krumpliaračio parametrų, bet ir nuo parametrų krumpliaračio, su kuriuo jis susikabina. Todėl, turint tik vieną krumpliaratį, teoriškai negalima apskaičiuoti, koks turi būti jo viršūnių skersmuo.

Krumpliaračio krumplio aukštis

$$h = 0,5(D_a - D_f),$$

o jo dalijamojo apskritimo skersmuo

$$D = mz.$$

Krumpliaračių darbo brėžiniuose paprastai nurodoma, koks turi būti krumplio storis $\bar{s}$ ant dalijamojo apskritimo stygos (2.3 pav.).

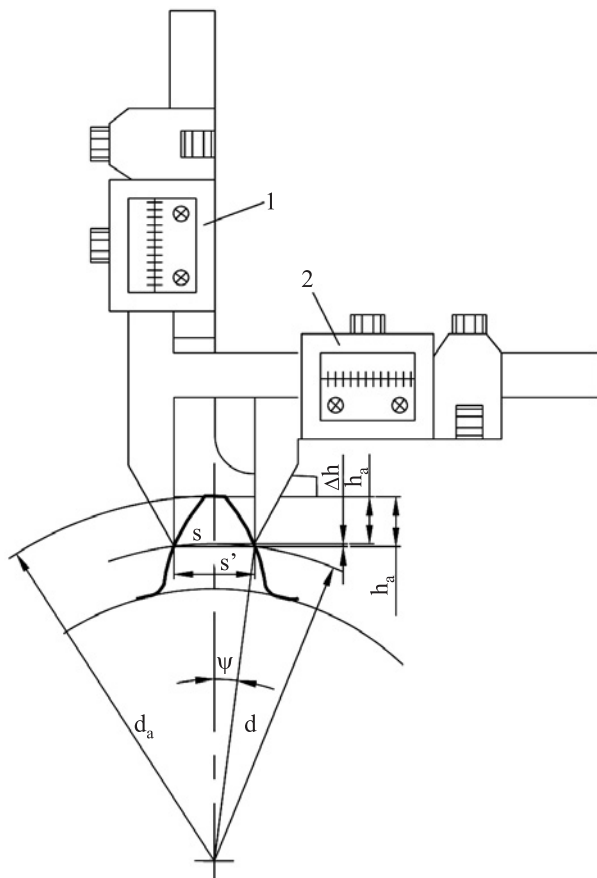
Pagaminto krumpliaračio krumplio storio nuokrypis nuo teorinės reikšmės tam tikru mastu apibūdina krumpliaračio tikslumą.

Iš 2.3 pav. matome, kad

$$\bar{s} = 2R \sin \psi = D \sin \psi = mz \sin \psi.$$

Panaudodami s reikšmę iš (2.3) formulės, apskaičiuojame kampą ψ :

$$\psi = \frac{s}{2R} = \frac{s}{D} = \frac{m(0,5\pi + 2\zeta \operatorname{tg} \alpha)}{mz} = \frac{\pi}{2z} + \frac{2\zeta \operatorname{tg} \alpha}{z}. \quad (2.7)$$



2.3 pav. Krumplio storio nuokrypio matavimo schema

Stygos atstumas iki viršūnių apskritimo $\bar{h}_a$:

$$\bar{h}_a = h_a + \Delta h, \quad (2.8)$$

čia h_a yra krumplio galvutės aukštis:

$$h_a = 0,5 (D_a - D),$$

o Δh – dalijamojo apskritimo lanko s išlinkis:

$$\Delta h = R - R \cos \psi = 0,5 \, m_z (1 - \cos \psi). \quad (2.9)$$

Styga $\bar{s}$ matuojama slankmatiniu krumpliamačiu, kurį sudaro du tarpusavyje statmenai sujungti slankmačiai (2.3 pav.). Slankmačio skalėje 1 nustatomas matmuo $\bar{h}_a$, liniuotės galas atremiamas į krumplio galvutės viršų, ir antrąją liniuotę 2 matuojamas krumplio storis $\bar{s}$.

Darbo atlikimo eiga

1. Susipažįstama su teoriniais darbo pagrindais ir matavimo slankmatiniu krumpliamačiu metodika.
2. Suskaičiuojama, kiek krumpliaratis turi krumplių z , ir pagal darbe duotą lentelę nustatoma, kiek krumplių z_n reikia apimti slankmačiu, norint išmatuoti bendrosios normalės ilgį.
3. Bendrosios normalės ilgiai W_n ir W_{n+1} išmatuojami trijose skirtingose krumpliaračio vietose, ir iš trijų matavimų nustatomi šių dydžių aritmetiniai vidurkiai.
4. Pagal formulę (2.2) apskaičiuojamas modulis ir, naudojantis standartinių modulių eile, nusprendžiama, koks yra tikrasis krumpliaračio modulis.
5. Pagal formulę (2.4) apskaičiuojamas krumplio storis s_b ir pagal formulę (2.5) – įrankio perstūmos koeficientas ξ .
6. Nustatoma, kokie yra krumpliaračio krumplių viršūnių ir pašaknų skersmenys. Skaičiavimams reikalingi dydžiai d_s , a_1 bei a_2 matuojami trijose skirtingose krumpliaračio vietose ir randami aritmetiniai vidurkiai.
7. Apskaičiuojami pagrindiniai krumpliaračio matmenys: D , D_a , D_f , h , p .

8. Apskaičiuojamas, koks turi būti krumplio storis $\bar{s}$ ant dalijamojo apskritimo stygos, o pagal formulę (2.8) randamas tos stygos atstumas $\bar{h}_a$ nuo krumplio viršūnės.
9. Išmatuojamas penkių krumplių tikrasis krumplio storis $\bar{s}$, randamas aritmetinis vidurkis, apskaičiuojamas storio nuokrypis Δs .

Cilindrinio krumpliaračio pagrindinių parametrų skaičiavimas

2 laboratorinio darbo ataskaita

1. Krumpliaračio modulio skaičiavimas.

Bendrosios normalės matavimo schema

Bendroji krumplių normalė matuota slankmačiu, kurio skalės padalos vertė mm. Krumpliaračio krumplių skaičius $z =$.
 Slankmačio apimamų krumplių skaičius $z_n =$.

Bendrosios normalės ilgio matavimo duomenys:

		Matavimai			Vidutinė reikšmė
		1	2	3	
W_{n+1}	mm				
W_n	mm				

Žingsnis ant pagrindinio apskritimo: $p_b = W_{n+1} - W_n$.

Apskaičiuotas modulis $m = \frac{p_b}{\pi \cos \alpha}$.

Tikrasis krumpliaračio modulis $m =$ mm.

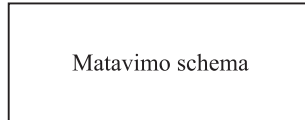
2. Įrankio pastūmos koeficiento skaičiavimas:
 krumplio storis ant pagrindinio apskritimo:

$$S_b = W_{n+1} - z_n(W_{n+1} - W_n) =$$

pastūmos koeficientas:

$$x = \frac{S_b - (z \cdot \operatorname{inv} \alpha + 0,5\pi)m \cos \alpha}{2m \sin \alpha} =$$

3. Viršūnių ir pašaknių skersmenų skaičiavimas.



Matuota slankmačiu, kurio skalės padalos vertė mm.

Matavimo duomenys

Matuojamas dydis	Matavimai			Vidurkis
	1	2	3	
d_s mm				
a_1 mm				
a_2 mm				

Viršūnių ir pašaknių skersmenys:

$$d_a = d_s + 2a_1$$

$$d_f = d_s + 2a_2$$

4. Kitų krumpliaračio matmenų skaičiavimas:
dalijamasis skersmuo

$$d = mz = \quad \text{mm},$$

krumplio aukštis

$$h = 0,5(d_a - d_f),$$

žingsnis ant dalijamojo apskritimo

$$\rho = \pi m,$$

pašaknių skersmuo (teorinis)

$$d'_f = m(z - 2,5 + 2x),$$

krumplio storis $\bar{s}$ ant dalijamojo apskritimo stygos:

$$\psi = \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z},$$

$$\bar{s} = mz \sin \psi.$$

5. Krumplo storio ant dalijamojo apskritimo stygos nuokrypių radimas.

Krumplo storis matuotas slankmatiniu krumpliaračiu, kurio skalės padalos vertė mm.

Matavimo schema

Stygos atstumo $\bar{h}_a$ nuo krumplo viršūnės skaičiavimas:

$$h_a = 0,5(d_a - d),$$

$$\Delta h = 0,5mz(f - \cos \psi),$$

$$\bar{h}_a = h_a + \Delta h.$$

Nuokrypių skaičiavimas

	Matavimai				
	1	2	3	4	5
Išmatuotas krumplo storis mm					
Nuokrypis mm					

Darbą atliko:

Darbą priėmė:

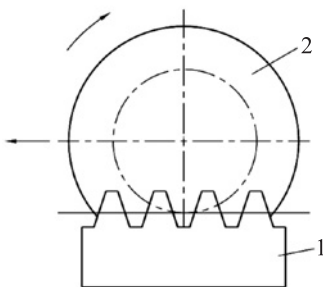
3 laboratorinis darbas

EVOLVENTINIŲ KRUMPLIARAČIŲ KRUMPLIŲ PROFILIŲ SUDARYMAS RIDINIMO METODU

Evolventinių krumpliaračių krumplių profiliai dažniausiai sudaromi ridinimo arba gaubimo metodu. Pjovimo įrankis, gaminant krumpliaračius šiuo metodu, gali būti arba įrankinis krumpliatiebis, arba sliekinė freza, arba krumpliaračio pavidalo drožiklis. Išpjaunant tarpkrumples, pjovimo įrankiui ir ruošiniui suteikiamas toks reliatyvus judesys, koks yra susikabinant krumpliaračiui su krumpliaračiu arba su krumpliatiebiu. Be to, įrankinis krumpliatiebis arba drožiklio atlieka dar papildomą grįžtamąjį slenkamąjį judesį išilgai krumpliaračio ašies; jo metu įrankio pjaunančiosios briaunos nupjauna nuo ruošinio drožlę.

Gaminant normalius (nulinis) krumpliaračius, krumpliatiebinis drožtuvas 1 ruošinio 2 atžvilgiu nustatomas taip, kad krumpliatiebio modulinė tiesė, t. y. tiesė, einanti per įrankio pjaunančiųjų krumplių aukščių vidurį (ant šios tiesės įrankio krumplio storis lygus tarpkrumplės pločiui), liestų gaminamojo krumpliaračio dalijamąjį apskritimą. Tuomet krumplio storis ant dalijamojo apskritimo būna lygus tarpkrumplės pločiui (3.1 pav.)

Analogiškai daroma, kai pjovimo įrankis – krumpliaračio pavidalo drožiklis. Jo modulinė tiesė irgi turi liesti gaminamo krumpliaračio dalijamąjį apskritimą.



3.1 pav. Ruošinio ir įrankio padėtis gaminant nulinį krumpliaratį

Koreguoti krumpliaračiai pagaminami tuomet, kai pjovimo įrankis pastumiamas iš padėties, kurią jis užima ruošinio atžvilgiu, gaminant normalius krumpliaračius, artyn arba tolyn nuo krumpliaračio ašies. Tada su krumpliaračio dalijamuoju apskritimu susiliečia ne įrankio modulinė tiesė, o jai lygiagreti tiesė (kai krumpliaratis gaminamas krumpliestiebinio drožiklio arba sliekine freza). Gaminant krumplius, šia tiese rieda ruošinio dalijamasis apskritimas. Įrankio pastūma X iš padėties, kurią jis užima gaminant normalius krumpliaračius, vadinama teigiama, jei įrankis paslenkamas tolyn nuo krumpliaračio ašies, o neigiama, jei įrankis pastumiamas artyn prie krumpliaračio ašies. Atsižvelgiant į tai, perstumti krumpliaračiai vadinami teigiamais arba neigiamais.

Įrankio pastūmos X santykis su krumpliaračio moduliu m vadinamas pastūmos koeficientu: $\frac{X}{m} = x$.

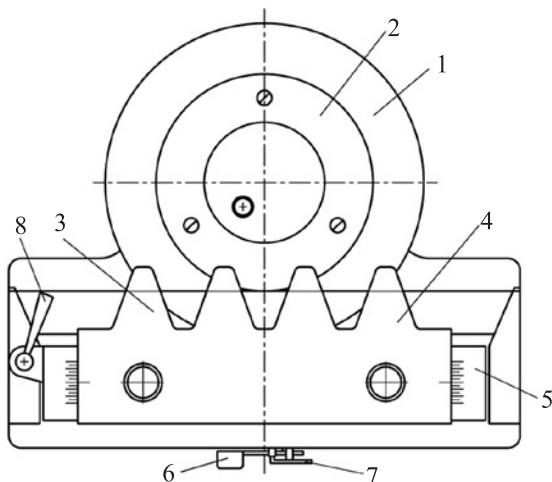
Tas koeficientas gali būti teigiamas ($+X$) arba neigiamas ($-X$).

Šio laboratorinio darbo tikslas – susipažinti, kaip susidaro evolventiniai krumplių profiliai, gaminant nulinius ir koreguotus krumpliaračius, kaip randami tokių krumpliaračių pagrindiniai matmenys bei krumpliaračių pavaros montavimo matmenys.

Darbui atlikti naudojamas prietaisas TMM–42, skirtas krumplių evolventiniams profiliams nubraižyti ridinimo metodu. To prietaiso principinė schema pavaizduota 3.2 pav. Prietaiso stovė įtvirtinta ašis, ant kurios sukasi tarpusavyje nejudamai sujungti du diskai 1 ir 2. Viršutinis diskas 1 pagamintas iš organinio stiklo, o jo skersmuo didesnis (arba lygus) už gaminamo krumpliaračio viršūnių apskritimo skersmenį. Prie to disko pritvirtinamas popieriaus lapas, ant kurio reikia nubraižyti krumplių profilius. Disko 2 skersmuo lygus gaminamo krumpliaračio dalijamojo apskritimo skersmeniui. Krumpliestiebis 3 kartu su plokšte (liniuote) 4 slankioja išilgai pagrindo kreipiamųjų. Plokštelėje įbrėžta milimetrinė skalė 5, o krumpliestiebyje – brūkšnelis; taip galima tiksliai nustatyti krumpliestiebio padėtį plokštelės atžvilgiu. Kai brūkšnelis sutampa su skalės padala, nubraižomi normalaus krumpliaračio krumplių profiliai, nes tuomet plokštelės 4 briauna

sutampa su krumpliaštiebio moduline tiese. Krumpliaštiebį paslenkant plokštelės atžvilgiu, nubraižomi pastumto krumpliaračio krumplių profiliai.

Kad diskas 2 neslysdamas riedėtų plokštėje 4, diską gaubia plieninė vielelė, kurios galai pritvirtinti prie plokštelės.



3.2 pav. Prietaisas TMM-42

Krumpliaštiebio ir disko reliatyvus riedėjimo judesys gaunamas paspaudus reketo mechanizmo svirtelę 6. Tuomet krumpliaštiebis pasislenka per vieną reketo žingsnį. Atleidus svirtelę, krumpliaštiebio padėtis automatiškai fiksuojama užraktine strekte.

Pasukus svirtelę 7 į kairę, krumpliaštiebis atsipalaiduoja nuo reketo mechanizmo ir ranka gali būti laisvai paslenkamas dešinėn bei kairėn išilgai kreipiamųjų. Ekscentriko mechanizmu, kuris valdomas rankenėle 8, galima susilpninti plieninės vielės įtempimą ir išjungti disko riedėjimo judesį išilgai plokštelės briaunos, t. y. disko bei krumpliaštiebio judesiai pasidaro nepriklausomi vienas nuo kito.

Analogiškai veikia prietaisas TMM-47M, kurio krumplius drožiantį įrankį imituoja krumpliaračio pavidalo drožiklis.

Krumplių profiliai braižomi tokiu būdu (3.2 pav.). Ant disko 1 uždėdamas iškirptas skridinys, kurio skersmuo didesnis už krumpliaračio viršūnių apskritimo skersmenį, ir prispaudžiamas prie disko dangteliu. Pasukus svirtelę 7 kairėn, išjungiamas reketo mechanizmas ir krumpliaštiebis pastumiamas į kraštinę dešinę padėtį; paskui svirtelę 7 pasukama dešinėn ir įjungiamas reketo mechanizmas. Nusmailintu pieštuku popieriaus skridinyje apibrėžiamas krumpliaštiebio krumplių kontūras. Paspaudus reketo mechanizmo svirtelę 6, krumpliaštiebis pasislenka į kairę per vieną reketo žingsnį; kartu su krumpliaštiebiu pasisuka ir diskas su uždėtu popieriaus skridiniu. Paskui vėl apibrėžiamas krumpliaštiebio krumplių kontūras. Taip kartojama, kol krumpliaštiebis pereina į kraštinę kairiąją padėtį ir popieriaus skridinyje susidaro 2–3 krumplių kontūrai kaip įvairių krumpliaštiebio padėčių krumplių profilių gaubiančioji.

Kad būtų galima panaudoti ir kitą popieriaus skridinio dalį krumplių profilams nubrėžti, reikia pasukti kairėn rankenėlę 8; tuomet diską po popieriaus skridiniu galima laisvai pasukti krumpliaštiebio atžvilgiu.

Popieriaus skridiniams išpjauti prie prietaisų TMM–42 ir TMM–47M pridedamas specialus įtaisas.

Laboratorinio darbo atlikimo eiga

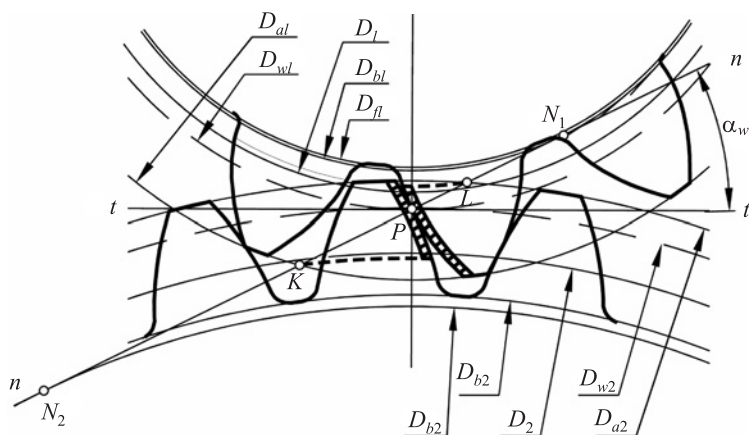
1. Susipažinti su prietaisų TMM–42 arba TMM–47M konstrukcija ir veikimu.
2. Pagal tai, koks dėstytojo nurodytas prietaisas, uždėti ant disko braižybinio popieriaus skridinį, kurio skersmuo būtų didesnis už normalaus krumpliaračio viršūnių apskritimo skersmenį.
3. Pagal ataskaitos blanke nurodytas formules skaičiuoti pagrindinius nulinio krumpliaračio ($X = 0$) dydžius.
4. Apskaičiuoti, koks turi būti pastūmos koeficientas X , kad krumplių pašakniai nebūtų įpjunami, o paskui ir absoliutinę įrankio pastūmą X m.

5. Naudojantis ataskaitos blanke pateiktomis formulėmis, apskaičiuoti pagrindinius koreguoto krumpliaračio dydžius.
6. Nubraižyti normalaus krumpliaračio dviejų trijų krumplių profilius.
7. Krumpliaustiebi 3 pastumti nuo disko ašies apskaičiuotu pastūmos dydžiu X m. Pastūma atskaitoma skalėje, įbrėžtoje plokštelėje 4, diskas su popieriaus skridiniu atpalaiduojamas nuo ridinimo judesio ir pasukamas maždaug 180° kampų.
8. Nubraižyti pastumto krumpliaračio dviejų krumplių profilius.
9. Nuimtame nuo disko popieriaus skridinyje skriestuvu nubrėžti pagrindinį ir dalijamąjį apskritimus, taip pat abiejų krumpliaračių viršūnių ir pašaknių apskritimus; išmatuoti abiejų ratų krumplių storį ant dalijamojo apskritimo.
10. Pagal ataskaitos blanke nurodytas formules apskaičiuoti pagrindinius pavaros dydžius, laikant, kad pavara sudaryta iš nubraižytų nulinio ir teigiamai koreguoto krumpliaračių.
11. Kabinimo linijos ilgis g_α nustatomas nubraižius krumpliaračių sankibą. Braižoma tokia tvarka.

Atidedamas tarpašinis atstumas $O_1O_2 = a_w$ ir sujungiamas tiesė. Iš taško O_1 braižomas pirmojo krumpliaračio pradinis apskritimas (skersmuo d_{w1}), o iš taško O_2 – antrojo krumpliaračio pradinis apskritimas (skersmuo d_{w2}). Šie apskritimai liečia vienas kitą, jų susilietimo tašką pažymime raide P . Tai bus sankibos polius. Per šį tašką brėžiama bendra liestinė apskritimams $t-t$. Nuo jo apskaičiuotu kampu a_w brėžiama sankibos linija $n-n$. Iš krumpliaračių centrų į šią sankibos liniją nuleidžiami statmenys O_1N_1 ir O_2N_2 . Toliau iš centrų O_1 ir O_2 braižomi visi apskaičiuoti apskritimai.

Ten, kur krumpliaračių viršūnių apskritimai kerta liniją $n-n$, pažymime taškus K ir L , atstumas tarp šių taškų ir yra kabinimo linijos ilgis g_α

Toliau brėžinį papildome iškarpomis iš prieš tai nubraižytų krumplių profilių, kuriuos prikljuojame sankibos brėžinyje.



3.3 pav. Krumpliaračių sankiba

P a s t a b a. Nubraižytas susikabinimas ir skridinys su krumplių profiliais pridedami prie laboratorinio darbo ataskaitos.

Evolverentių cilindrinų krumpliaračių krumplių profilių sudarymas

3 laboratorinio darbo ataskaita

1. Prietaiso TMM-42 duomenys: krumpliaračio modulis $m =$ mm; įrankio krumpliasriebio krumplio profilio kampas $\alpha =$; krumplio aukščio koeficientas $h_a^* = 1$; radialinio tarpo koeficientas $c^* = 0,25$; dalijamojo apskritimo skersmuo $d =$ mm.
2. Nulinio krumpliaračio pagrindinių dydžių skaičiavimas:

Krumplių skaičius	$z_1 = \frac{d}{m}$
Pagrindinis skersmuo	$d_{b1} = d \cos \alpha$
Pašaknių skersmuo	$d_{f1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2c^*)$
Žingsnis ant dalijamojo apskritimo	$p = \pi m$
Krumplio storis ant dalijamojo apskritimo	$s_1 = 0,5 \pi m$
Išmatuotas storis	$s_1' =$

3. Nenulinio krumpliaračio pagrindinių dydžių skaičiavimas:

Krumplių skaičius	$z_2 = \frac{d}{m}$
Įrankio pastūmos koeficientas	$x_2 = \frac{17 - z_2}{17}$
Krumpliastiebio pastūma	$X = x_2 m$
Pagrindinis skersmuo	$d_{b2} = d \cos \alpha$
Pašaknų skersmuo	$d_{f2} = m(z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2)$
Krumplio storis ant dalijamojo apskritimo	$s_2 = m(0,5\pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha)$
Išmatuotas skersmuo	$s_2' =$

4. Pavaros pagrindinių dydžių skaičiavimas:

Perdavimo skaičius	$i = \frac{z_2}{z_1}$
Susikabinimo kampo involiutė	$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2}$
Susikabinimo kampas (iš lentelių)	$\alpha_w =$
Tarpašinis atstumas	$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$
Krumpliaračių viršūnių skersmenys	$d_{a1} = 2A - (d_{f2} + 2c^*m)$ $d_{a2} = 2A - (d_{f1} + 2c^*m)$
Krumpliaračių pradinis skersmuo	$d_{w1} = d_{w2} = 2A \frac{i}{i + 1}$
Krumplių aukštis	$h_1 = 0,5 (d_{a1} - d_{f1})$ $h_2 = 0,5 (d_{a2} - d_{f2})$
Perdengimo koeficientas	$\varepsilon = \frac{g_\alpha}{p \cos \alpha}$

5. Pavaros susikabinimo brėžinys:



Darbą atliko:
Darbą priėmė:

4a laboratorinis darbas

GRANDIES MASĖS INERCIJOS MOMENTO RADIMAS FIZINĖS ŠVYTUOKLĖS METODU

Dinamiškai nagrinėjant mechanizmus ir mašinas, reikia žinoti kai kuriuos pastovius, nuo mašinos ar mechanizmo darbo sąlygų priklausančius dydžius, kurie apibūdina grandis kaip materialius kūnus. Tokiems dydžiams priklauso grandžių masės ir jų inercijos momentai.

Grandies masės inercijos momentas apie kokią nors ašį yra grandies inertiškumo matas jos sukimosi judesyje apie tą ašį; sukimosi judesyje masės inercijos momentas atitinka masę tiesialinijiniame judesyje.

Masės inercijos momento I didumas matematiškai išreiškiamas šitaip:

$$I = \int \rho^2 dm,$$

čia dm – elementari masė, ρ – tos masės svorio centro atstumas nuo ašies, kurios atžvilgiu nustatomas visos grandies masės inercijos momentas.

Jeigu yra žinomas grandies inercijos momentas I_c apie ašį, einančią per jos svorio centrą, tai tos grandies inercijos momentas I apie kokią nors kitą ašį, lygiagrečią pirmajai, apskaičiuojamas šitaip:

$$I = I_c + a^2 m,$$

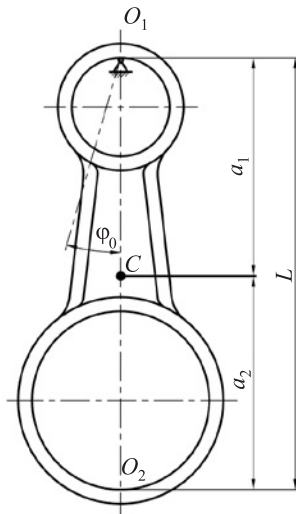
čia m – visos grandies masė, a – nuotolis tarp ašių.

SI matų sistemoje masė matuojama kilogramais, o inercijos momento dimensija – kgm^2 .

Nesudėtingos geometrinės formos homogeninių grandžių inercijos momento didumas apskaičiuojamas analitiškai pagal formules, pateiktas techniniuose žinyuose. Sudėtingos formos grandžių inercijos momentai nustatomi eksperimentiškai. Žinoma keletas eksperimentinių metodų. Pailgos formos pakabinamų grandžių (pavyzdžiui, švaistiklių) inercijos momentui apskaičiuoti labai patogus fizinės švytuoklės metodas. Su juo ir supažindina šis laboratorinis darbas.

Prietaisas, skirtas inercijos momentui rasti fizinės švytuoklės metodu, yra labai paprastas. Pagrindinė jo detalė – horizontaliai įtvirtinta

aštrių briaunų trikampę prizmę, ant kurios pakabinama grandis, kurios inercijos momentą reikia nustatyti iš (4a.1 pav.). Ant prizmės pakabintą grandį galima laikyti fizine švytuokle. Pakreipta nuo vertikalios padėties kampu θ ir paleista grandis pradeda švytuoti apie prizmės briauną O_1 ; švytavimo periodas T priklauso nuo grandies masės inercijos momento.



4a.1 pav. Grandies masės inercijos momento radimas
fizinės švytuoklės metodu

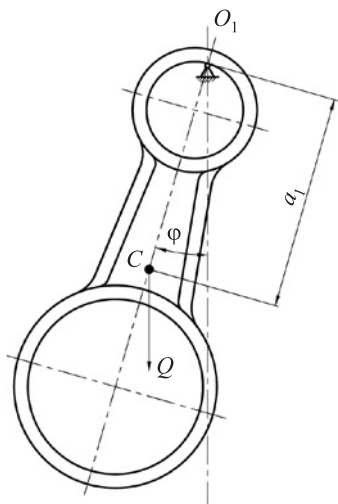
Tegul kokioje nors padėtyje esančios grandies ašis, einanti per grandies pakabinimo tašką O_1 (4a.2 pav.) ir jos svorio centrą O , nuo vertikalios padėties yra nukrypusi kampu φ . Jeigu būtų nepaisoma trinties, tai toje padėtyje grandį veiktų du sukimo momentai – grandies svorio jėgos Q momentas ir grandies inercijos jėgų momentas. Jų tarpusavio priklausomybė išreiškiama statinės pusiausvyros lygtimi:

$$I = \frac{d^2\varphi}{dt^2} + Qa \sin \varphi = 0;$$

iš čia

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{Qa_1}{I_1} \sin \varphi = 0;$$

čia I – grandies inercijos momentas pakabinimo ašies O_1 atžvilgiu, a_1 – grandies svorio centro atstumas nuo pakabinimo ašies, $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varepsilon$ – grandies kampinis pagreitis.



4a.2 pav. Schema grandies masės inercijos momento išraiškai nustatyti

Jeigu, atliekant bandymą, grandies švytavimo amplitudė yra nedidelė, tai galima teigti, kad $\sin \varphi = \varphi$. Pažymėję $\frac{Qa_1}{I_1} = p^2$, gausime šitokio pavidalo lygtį: $\frac{d^2\varphi}{dt^2} + p^2\varphi = 0$.

Lygtis rodo, kad grandies švytavimo judesys išreiškiamas svyravimo lygtimi. Šios lygties sprendinys

$$\varphi = \theta \cos pT;$$

čia φ – grandies pasisukimo nuo vertikalės kampas, θ – pradinis grandies nukrypimo nuo vertikalės kampas, p – švytavimo dažnumas, T – švytavimo periodas.

Taigi

$$p = \frac{2\pi}{T} = \sqrt{\frac{Qa_1}{I_1}}.$$

Iš šios lygties apskaičiuojamas grandies inercijos momentas pakabinimo ašies O_1 atžvilgiu:

$$I_1 = \frac{T^2}{4\pi^2} Qa = \frac{T^2}{4\pi^2} mga_1;$$

čia m – grandies masė, g – traukos jėgos pagreitis.

Inercijos momentas apie ašį, einančią per svorio centrą:

$$I_c = I_1 - ma_1^2 = \frac{T^2}{4\pi^2} Qa_1 - ma_1^2.$$

Grandies masė m randama grandį pasveriant, svyravimo periodas T išmatuojamas chronometru. Svorio centro C padėtis paprasčiausiai nustatoma specialia prizme. Ant prizmės detalė padedama taip, kad horizontalioje padėtyje ji būtų pusiausvyros būklės. Svorio centras tuomet yra detalės ašies susikirtimo taškas su plokštuma, einančia per prizmės briauną statmenai detalės ašiai.

Jeigu grandis gali būti pakabinta ant prizmės ir kitu galu, tai svorio centro padėtis randama skaičiavimo būdu, išmatavus grandies švytavimo periodus T_1 ir T_2 , pakabinus detalę vienu, o paskui kitu galu. Tegul svorio centro atstumas nuo antrojo pakabinimo taško O_2 (4a.1 pav.) yra a_2 , grandies masės inercijos momentas apie ašį, einančią per tašką O_2 , yra I_2 .

Grandies masės inercijos momentas apie ašį, einančią per svorio centrą, išreiškiamas lygtimis:

$$I_c = I_1 - a_1^2 m \quad \text{ir} \quad I_c = I_2 - a_2^2 m.$$

Turėdami galvoje, kad atstumas tarp pakabinimo taškų $L = a_1 + a_2$, iš tų lygčių gauname:

$$a_1 = \frac{L(gK_2 - L)}{g(K_1 + K_2) - 2L};$$

čia

$$K_1 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} \quad \text{ir} \quad K_2 = \frac{T_2^2}{4\pi^2}.$$

Laboratorinio darbo atlikimo eiga

1. Randama grandies masė.
2. Grandis pakabinama ant prizmės, atliekama nuo vertikalios padėties nedideliu kampu (5° – 10°) ir leidžiama laisvai švytuoti.
3. Chronometru nustatoma, kiek laiko trunka 20 švytavimų; bandymas pakartojamas tris kartus. Chronometras paleidžiamas tariant „nulis“, kai grandis yra kraštinėje padėtyje.
4. Apskaičiuojamas švytavimo periodas T , kaip trijų matavimų aritmetinis vidurkis.
5. Grandis pakabinama už kito galo ir anksčiau minėtu būdu randamas švytavimo periodas T_2 .
6. Išmatuojamas atstumas L tarp grandies pakabinimo taškų ir apskaičiuojamas svorio centro atstumas a_1 nuo pakabinimo ašies O_1 .
7. Atstumas a_2 išmatuojamas tiesiogiai uždedant grandį ant prizmės.
8. Pagal formulę apskaičiuojamas grandies masės inercijos momentas.

Grandies masės inercijos momento radimas fizinės švytuoklės metodu

4a laboratorinio darbo ataskaita

1. Bandymo schema.
2. Švytavimo periodų skaičiavimas.

Eil. nr.	20 švytavimų laikas, s	
	Grandis pakinta taške O_1	Grandis pakinta taške O_2
1.		
2.		
3.		
60 švytavimų laikas		

Švytavimo periodai:

$$T_1 = \frac{\Sigma t_1}{60}, \quad T_2 = \frac{\Sigma t_2}{60}.$$

3. Grandies masė $m =$ kg.

Svorio centro atstumas nuo pakabinimo taško, išmatuotas detalę uždėjus ant prizmės:

$$a_1 =$$

4. Svorio centro padėties radimas skaičiavimo būdu:

$$L = \quad mm, \quad K_1 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} = \quad \quad K_2 = \frac{T_2^2}{4\pi^2} =$$

$$a = \frac{L(gK_2 - L)}{g(K_1 + K_2) - 2L} =$$

1. Grandies inercijos momentas apie ašis, einančias per pakabinimo taškus:

$$I_1 = K_1 m g a,$$

$$I_2 = K_2 m g (L - a).$$

2. Grandies inercijos momentas per svorio centrą einančios ašies atžvilgiu:

$$I_c = I_1 - m a^2,$$

$$I_c = I_2 - m (L - a)^2.$$

3. Inercijos momentas, rastas apytiksliai skaičiavimu:

$$I_c = 0,1 \text{ ml}^2 =$$

Darbą atliko:

Darbą priėmė:

4b laboratorinis darbas

INERCIJOS MOMENTO RADIMAS KRINTANČIO SVARELIO METODU

Elektros variklių ir kitų rotorinių mašinų rotorių inercijos momentus, neišmontuojant mašinų (t. y. neišimant rotoriaus), patogu rasti krintančio svarelio metodu.

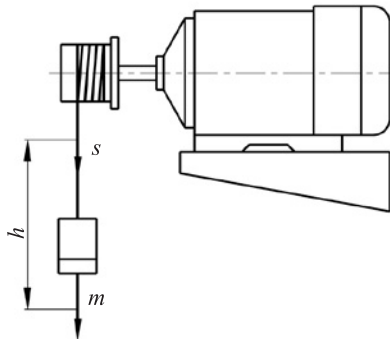
Prie variklio rotoriaus veleno galo pritvirtinamas būgnas, ant kurio užvyniotas troselis su svareliu gale. Atpalaiduotas svarelis krinta žemyn, sukdamas rotorių.

Svarelis kritimas ir rotoriaus sukimasis yra tolygiai greitėjantys judesiai, jei rotoriaus guolių trinties momentas yra pastovus. Pagreičio didumas priklauso nuo svarelis masės ir rotoriaus masės inercijos momento.

Rotoriaus inercijos momentą galima apskaičiuoti iš rotoriaus judėjimo lygties:

$$Sr - M_{tr} - I\epsilon = 0;$$

čia I – rotoriaus ir su juo sujungtų detalių inercijos momentas; ϵ – rotoriaus kampinis pagreitis; r – būgno spindulys; S – troselio įtampa.



4b.1 pav. Rotoriaus masės inercijos momento radimas

Norint pašalinti iš lygčių nežinomą trinties momentą M_{tr} , kurio didumą galima laikyti nepriklausomu nuo troselio įtamos S , bandymą

reikia atlikti du kartus skirtingos masės svareliais m_1 ir m_2 . Gausime šitokias dvi roatoriaus judėjimo lygtis:

$$S_1 r - M_{rr} - I \varepsilon_1 = 0, \quad (4b.1)$$

$$S_2 r - M_{rr} - I \varepsilon_2 = 0. \quad (4b.2)$$

Atėmę iš pirmos lygties antrą, gausime

$$(S_1 - S_2)r = I(\varepsilon_1 - \varepsilon_2),$$

o iš čia – formulę roatoriaus inercijos momentui apskaičiuoti:

$$I = r \frac{S_1 - S_2}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}. \quad (4b.3)$$

Kadangi $\varepsilon_1 = \frac{a_1}{r}$ ir $\varepsilon_2 = \frac{a_2}{r}$ (čia a_1 ir a_2 – krintančių svarelių linijiniai pagreičiai abiejų bandymų metu), tai galutinė formulė inercijos momentui apskaičiuoti įgauna tokį pavidalą:

$$I = r^2 \frac{S_1 - S_2}{a_1 - a_2}. \quad (4b.4)$$

Pagreičius a_1 ir a_2 galima apskaičiuoti išmatavus laikus T_1 ir T_2 , per kuriuos svareliai nukrinta vienodą kelią h . Kaip žinoma iš kinematikos kurso, kūno, judančio pastoviu pagreičiu a , nueitas kelias h per laiką T išreiškiamas lygtimi $h = \frac{aT^2}{2}$. Jeigu svoriai m_1 ir m_2 krinta pagreičiais a_1 ir a_2 , tai tą patį kelią h jie nueis per laikotarpius T_1 ir T_2 .

Taigi

$$h = \frac{a_1 T_1^2}{2} = \frac{a_2 T_2^2}{2}.$$

Iš čia gauname formules pagreičiui apskaičiuoti, kai žinomas laikas, per kurį svoris nukrinta nuotolį h :

$$a_1 = \frac{2h}{T_1^2}, \quad a_2 = \frac{2h}{T_2^2}. \quad (4b.5)$$

Troselio įtapą S galima rasti iš jį veikiančių jėgų pusiausvyros lygties, taikant D'alamberto principą:

$$Q - S - P_i = 0;$$

čia $Q = mg$ – svarelio svorio jėga.

Irašę Q ir P_I reikšmes, gauname:

$$S = m (g - a). \quad (4b.6)$$

Jei svarelių masės m_1 ir m_2 , tai:

$$\begin{aligned} S_1 &= m_1 (g - a_1), \\ S_2 &= m_2 (g - a_2). \end{aligned} \quad (4b.7)$$

Taigi, išmatavę laiką, per kurį svareliai nukrinta tą patį nuotolį, iš (4b.5) ir (4b.7) formulių galime rasti pagreičius ir troselio įtampas, o paskui iš (4b.4) formulės – rotoriaus ir su juo nejudamai sujungtų detalių inercijos momentus.

Rotoriaus inercijos momentas randamas įrenginiu TMM–43. Įrenginio pagrindas yra dėžinis korpusas, pritvirtintas prie sienos 1790 mm nuo grindų. Ant viršutinės pagrindo plokštumos pritvirtintas elektros variklis, kurio rotoriaus inercijos momentą reikia rasti. Variklio velenas turi būti horizontalus. Prie rotoriaus veleno galo prijungtas būgnas, ant kurio užvyniotas troselis su svareliu ir papildomi diskai. Šalia pagrindinio prietaiso korpuso prie sienos vertikaliai pritvirtintas aliumininis vamzdžio pavidalo strypas, sugraduotas decimetrais. Ant strypo užmauti du blokiniai kontaktai, kurie elektriškai sujungti su elektriniu sekundmačiu, įmontuotu prietaiso korpuso priekinėje dalyje. Apatinis blokinis kontaktas gali būti nustatytas reikalingame aukštyje h . Krintant svareliui, viršutinis blokinis kontaktas įjungia elektrinį sekundmatį, o apatinis jį išjungia.

Krūvis paleidžiamas kristi, elektriškai atlaisvinus variklio rotoriaus stabdį. Tam svirtelė nuspaudžiama žemyn, o jungiklis pakeliamas aukšty. Tuo metu užsidega lemputė, kuri rodo, kad prietaisas prijungtas prie įtampos. Elektros srovė patenka į elektromagnetą, kuris, nugalėdamas spyruoklės pasipriešinimą, atitraukia stabdžio svirtelę nuo stabdžio disko, esančio dešiniame variklio rotoriaus veleno gale. Krūvis, sukdamas nebestabdomą rotorių, krinta žemyn, užkliudo blokinio kontakto svirtelę ir įjungia sekundmatį. Užkliudęs apatinio blokinio kontakto svirtelę, svarelis išjungia sekundmatį ir vienąkart pertraukia elektromagneto grandinę. Neveikiant elektromagnetui,

spyruoklė įjungia stabdį, kuris sulaiko krintantį svarelį ir neleidžia jam atsitraukti į grindis.

Į viršų svarelis pakeliamas ranka sukant diskus, kurie sujungti su rotoriumi ir būgnu. Prieš tai reikia atjungti įrenginį iš tinklo, nustatant svirtelę į vidinę padėtį, taip pat išjungti stabdį, pastumiant rankeną nuo savęs ir fiksuojant jį fiksiatoriumi.

Šiuo įrenginiu galima nustatyti ir asinchroninio elektros variklio mechaninę charakteristiką, įsibėgėjant jam tuščios eigos metu.

Laboratorinio darbo atlikimo eiga

1. Pritvirtinti prie lyno svarelį, kurio masė m_1 .
2. Stumiant apatinį blokinį kontaktą, nustatyti dėstytojo nurodytą kritimo aukštį h .
3. Svirtelę pasukti į viršų, o jungiklį nustatyti į vidurinę padėtį: rankeną pastumti nuo savęs ir fiksuoti ją fiksiatoriumi.
4. Sukant būgną už skridinių, pakelti svarelį į viršutinę pradinę padėtį, t. y. lygiai ties viršutinio blokinių kontakto svirtelė (4b.1 pav.). Stebėti, kad troselio vijos ant būgno gultų viena prie kitos. Pakeliant svarelį, įsitikinti, kad blokinių kontaktų svirtelės būtų nustatytos taip, jog krisdamas svarelis jas užkliudytų.
5. Pakelti abiejų blokinių kontaktų svirteles.
6. Kai fiksiatorius pradinėje padėtyje, atleisti rankeną.
7. Dešiniame apatiniame korpuso dangčio kampe įtaisyta rankenėle nustatyti elektrinio sekundmačio rodyklės į nulinę padėtį.
8. Svirtelę nuspausti žemyn, o jungiklį – aukštyn: tada svarelis krinta ir automatiškai sulaikomas nepasiekęs grindų.
9. Elektriniu sekundmačiu nustatyti krūvio kritimo laiką.
10. Jungiklį nustatyti į vidurinę padėtį.
11. Su kiekvienu svareliu bandymą pakartoti tris kartus.
12. Skaičiavimus atlikti pagal ataskaitos pavyzdyje nurodytą formą.

Inercijos momento radimas krintančio svarelio metodu

4b laboratorinio darbo ataskaita

1. Duomenys:

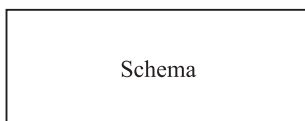
būgno spindulys $r = 0,039$ m,

svorio kritimo aukštis $h =$ m,

svorių masės $m_1 =$ kg,

$m_2 =$ kg.

2. Įrenginio schema.



3. Bandymų matmenys:

Svarelio masė, kg	Kritimo laikas, s			Vidutinis kritimo laikas, s
	t_1	t_2	t_3	
I svarelis				
II svarelis				

4. Svarelių kritimo pagreičiai:

$$a_1 = \frac{2h}{T_1^2};$$

$$a_2 = \frac{2h}{T_2^2}.$$

5. Troselio įtampos:

$$S_1 = m_1 (g - a_1);$$

$$S_2 = m_2 (g - a_2).$$

6. Rotoriaus inercijos momentas:

$$I = r^2 \frac{S_1 - S_2}{a_1 - a_2}.$$

Darbą atliko:

Darbą priėmė:

5 laboratorinis darbas

SRAIGTINĖS POROS NAUDINGUMO KOEFICIENTO SKAIČIAVIMAS

Mechanizmo naudingumo koeficientu vadinamas naudingo pasipriešinimo ir varančiųjų jėgų darbų santykis. Sraigtinėje poroje naudingo pasipriešinimo jėga dažniausiai yra jėga, veikianti išilgai sraigto (veržlės) ašies, o varančiosios jėgos sudaro jėgų dvejetą, kuris suka veržlę (sraigą).

Sraigtinės poros, kurios sriegis yra stačiakampis naudingumo koeficientas η , apskaičiuojamas pagal formulę

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (5.1)$$

Kampas α yra sraigtinės linijos kilimo kampas; jis apskaičiuojamas taip:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{\pi d}, \quad (5.2)$$

čia h – sraigtinės linijos žingsnis, d – vidurinis sriegio skersmuo, savo ruožtu randamas kaip $d = 0,5 (d_1 + d_2)$; čia d_1 – sriegio vidinis skersmuo, d_2 – jo išorinis skersmuo (5.1 pav.).

Kampas ρ yra trinties kampas; jis randamas kaip $\rho = \operatorname{arctg} f$; čia f – slydimo trinties koeficientas.

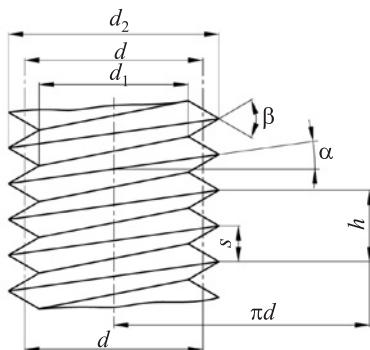
Jei sriegis – trikampis ir β – jo profilio kampas, tai į (5.1) formulę vietoj ρ reikia įrašyti redukuotą trinties kampą ρ' , kuris apskaičiuojamas taip:

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos 0,5\beta}. \quad (5.3)$$

Jei sraigtas yra kelių vijų ir atstumas tarp gretimų vijų yra h' (sraigto žingsnis), tai sraigtinės linijos žingsnis h lygus žingsniui h' , padaugintam iš sraigto vijų skaičiaus.

Apskaičiuoto pagal (5.1) formulę sraigtinės poros naudingumo koeficiento tikslumas priklauso nuo to, kaip tiksliai žinoma trinties koeficiento f reikšmė. Reikia pabrėžti, kad trinties koeficiento didumas

priklauso nuo daugelio aplinkybių: besitrinančių paviršių medžiagos savybių, paviršiaus šiurkštumo, kietumo, paviršių tepamumo, tepalo savybių ir daugelio kitų veiksnių, į kuriuos ne visuomet įmanoma atsižvelgti. Skaičiuojant reikalingos trinties koeficiento reikšmės paprastai imamos iš žinytų, kuriuose nurodyti įvairių medžiagų trinties koeficientų didumai.



5.1 pav. Schema stačiakampio sriegio naudingumo koeficientui apskaičiuoti

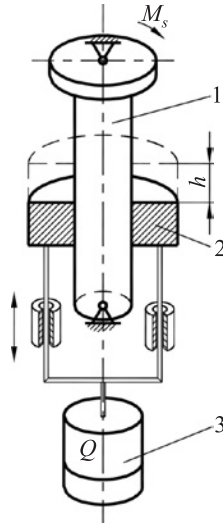
Atsižvelgiant į kai kurias sąlygas, žinoma, taip pasirinktas trinties koeficientas gali gerokai skirtis nuo tikrojo. Todėl skaičiavimo būdu rastas sraigtinės poros naudingumo koeficientas gali gana smarkiai skirtis nuo tikrojo koeficiento, nustatyto eksperimentiškai.

Sraigtinės poros naudingumo koeficientas eksperimentiškai gali būti randamas įrenginiu, kurio principinė schema parodyta 5.2 paveiksle. Pasukus sraigą vieną visą apsisukimą, veržlė 2 kartus su krūviu 3 pakyla į viršų žingsniu h .

Varančiųjų jėgų darbas šiame intervale apskaičiuojamas taip:

$$A_v = 2\pi M_s; \quad (5.4)$$

čia A_v – varančiųjų jėgų darbas, M_s – vidutinis sraigą sukantis momentas.



5.2 pav. Schema įrenginio sraigtinės poros naudingo veikimo koeficientui nustatyti

Naudingo pasipriešinimo jėgų darbas tame pačiame intervale

$$A_{np} = Qgh = Ph, \quad (5.5)$$

čia A_{np} – naudingo pasipriešinimo jėgų darbas, Q – veržlės ir krūvio masė, P – ašinė jėga, g – žemės traukos pagreitis, h – sraigtinės linijos žingsnis.

Ekspperimentiškai radus varžto sukimo momento didumą M_s ir žinant keliamos masės Q didumą, sraigtinės poros naudingumo koeficientas apskaičiuojamas taip:

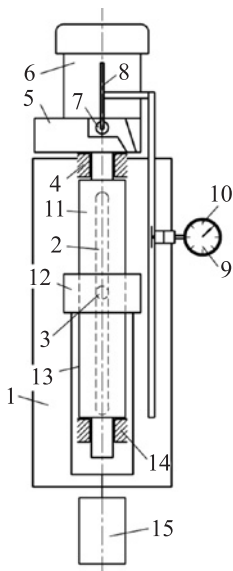
$$\eta = \frac{A_{np}}{A_v} = \frac{Ph}{2\pi M_s}. \quad (5.6)$$

Šiame laboratoriniame darbe sraigtinės poros naudingumo koeficientas nustatomas prietaisu TMM–33, kurio veikimo principas buvo anksčiau paaiškintas.

Prietaiso stovas (5.3 pav.) varžtais priveržtas prie vertikalios sienos. Prietaiso guoliuose 4 ir 14 gali sukintis sraigtas 11. Sraigto apkaboje 12 gali būti įstatomos įvairių medžiagų sraigtinės įvorės. Apkaboje įsuktas pirštas 3, kuris, sriegiui sukantis, slenka vertikalia stovo išdroža 2 ir neleidžia

apkabai suktis. Keliamas krūvis 15 prikabinamas prie apkabos 12 dviem trauklėmis 13. Sraigta suka elektros variklis 6 per variklio korpuse įmontuotą reduktorių 5. Elektros variklis ir reduktorius su stovu nesujungti, todėl, varikliui sukant sraigta, variklio statorius dėl reaktyvinio momento veikimo stengiasi pasisukti priešinga rotorius sukimosi kryptimi.

Statoriaus pirštas 7 remiasi į spyruoklinę plokštelę 8, kuri kliudo rotorius suktis. Plokštelės išlinkimą apibūdina skalės 10 indikatorius 9. Šioje skalėje tam tikru masteliu rodomas variklio sukimo momento didumas.



5.3 pav. Prietaisas TMM–33

Turint indikatoriaus taravimo grafiką, kuris vaizduoja reaktyvinio arba sraigto sukimo momento ir indikatoriaus rodmenų tarpusavio priklausomybę, ir žinant indikatoriaus rodmenis, galima lengvai rasti, kokio dydžio momentas suka sraigta.

Prietaiso elektrinė schema sudaryta taip, kad, paspaudus jungiklį, elektros variklis pradeda sukti sraigta ir kelti į viršų apkabą su krūviu. Apkabai pasiekus viršutinę padėtį, variklis automatiškai pakeičia sukimosi kryptį ir, nusileidus apkabai žemyn, automatiškai išjungiamas.

Savistabdžių sraigtinių porų naudingumo koeficientas gali būti nustatomas tiek veržlei kylant, tiek ir nusileidžiant. Nesavistabdžių sraigtinių porų naudingumo koeficientas gali būti randamas veržlei kylant aukštyn.

Prie prietaiso pridėti keli skirtingų tipų sraigčiai ir po keletą skirtingų medžiagų įvorių kiekvienam sraigtui. Laboratorinis darbas atliekamas vienu sraigto ir dviem įvorėmis. Be to, reikia turėti indikatoriaus taravimo grafiką.

Naudingo pasipriešinimo jėga keičiama dviem svarmenimis, kurių masė yra 2 ir 5 kg; apkabos su įvore, trauklėmis ir nekeičiamu svarmeniu suminė masė 3 kg. Naudojant abu keičiamus svarmenis atskirai ir kartu, apkabos apkrovą galima padaryti lygią 3,5, 8 ir 10 kg.

Laboratorinio darbo atlikimo eiga

1. Susipažinti su prietaiso TMM–33 konstrukcija ir veikimu.
2. Išmatuoti dėstytojo duoto sraigto žingsnį s , nustatyti, kiek jis turi vijų, ir apskaičiuoti sraigtinės linijos žingsnį h .
3. Apkaboje įtvirtinti srieginę įvorę ir užsukti ant sraigto.
4. Vieną sraigto galą įstatyti į apatinio velenėlio movą, o kitą galą įtvirtinti viršutinio velenėlio movoje.
5. Ranka sukant sraigą, apkabą nuleisti iki žemiausios padėties ir užkabinti už apkabos trauklės su nekeičiamu svarmeniu.
6. Įjungti variklį jungikliu. Apkabai su krūviu kylant į viršų, reikia užrašyti tris indikatoriaus rodmenis, atskaičiuotus maždaug vienodais intervalais apkabos kilimo aukštyje.
7. Tą patį bandymą kartoti dar tris kartus, apkrovus apkabą 5 kg, 8 kg, 10 kg svarmenimis.
8. Nuimti svarmenis, nukabinti traukles, išimti sraigą, nusukti nuo jo apkabą, pakeisti jos srieginę įvorę ir atlikti aukščiau aprašytą bandymą (4–7 punktai).
9. Apskaičiuoti vidutinius švytuoklės atsilenkimo dydžius kiekvienam keliamam krūviui bei kiekvienai sraigatinei porai ir, naudojantis taravimo grafiku, rasti vidutinius sraigto sukimo momentus kiekvienu atveju.

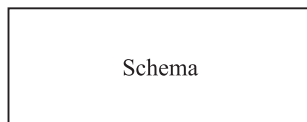
10. Apskaičiuoti varančiojo momento bei pasipriešinimo jėgos darbą vieną sraigto apsisukimą atitinkančiu laikotarpiu ir rasti sraigtinių porų naudingumo koeficientus, kai apkrovos dydžiai įvairūs.
11. Apskaičiuoti vidutinius abiejų sraigtinių porų naudingumo koeficientus; jais laikyti aritmetinį vidurkį, gautą iš keturių bandymų, keičiant apkrovos dydį.
12. Nubraižyti naudingumo koeficientų priklausomybės nuo ašinės sraigto apkrovos grafikus.
13. Analitiškai apskaičiuoti abiejų sraigtinių porų naudingumo koeficientus ir rasti nesutapimo dydį, palyginti su vidutiniais bandymų duomenimis. Trinties koeficientų reikšmes imti tokias, kurios nurodomos žinynuose (paviršiai netepti):

plienas – plienas	$f = 0,15$
plienas – ketus	$f = 0,18$
plienas – bronzą	$f = 0,11$
plienas – žalvaris	$f = 0,14$

Sraigtinės poros naudingumo koeficiento skaičiavimas

5 laboratorinio darbo ataskaita

1. Prietaiso veikimo schema



2. Sraigto duomenys:

- 1) sriegio tipas (stačiakampis, trikampis);
- 2) sraigto žingsnis $s =$ mm;
- 3) sraigto vijų pradžių skaičius $n =$;
- 4) sraigto sraigtinės linijos žingsnis $h = ns =$ mm;
- 5) sriegio vidinis skersmuo $d_1 =$ mm;
- 6) sriegio išorinis skersmuo $d_2 =$ mm;

7) sriegio vidurinis skersmuo $d = 0,5(d_1 + d_2) =$ mm;

8) sraigto sraigtinės linijos kilimo kampas

$$\alpha = \arctg \frac{h}{\pi d};$$

9) sriegio profilio kampas $\beta =$;

10) sraigto medžiaga – plienas 45.

3. Sraigtinių porų naudingumo koeficiento eksperimentinis skaičiavimas:

	Įvorė iš			
	Keliama masė Q kg			
	3	5	8	10
1. Indikatoriaus rodyklės rodmenys n_1				
n_2				
n_3				
Vidutinis n_{vid}				
2. Sraigto sukimo momentas M_s, N_m				
3. Varančiųjų jėgų darbas A_v, J				
4. Ašinė jėga P, N				
5. Naudingo pasipriešinimo jėgų darbas A_{np}, J				
6. Naudingumo koeficientas η				
7. Vidutinis naudingumo koeficientas η_{vid}				

4. Sraigtinių porų naudingumo koeficiento diagramos $\eta = f(P)$, vaizduojančios jo priklausomybę nuo ašinės jėgos.

Diagrama

Sraiginių porų naudingumo koeficiento analitinis skaičiavimas:

	Sraigtinės poros
	Plienai
Trinties koeficientas f	
Redukuotas trinties koeficientas $f' = \frac{f}{\cos 0,5\beta}$	
Trinties kampas $\rho' = \arctg f'$	
$\tg \alpha$	
$\tg (\alpha + \rho')$	
Naudingumo koeficientas $\eta_{teor} = \frac{\tg \alpha}{\tg (\alpha + \rho')}$	
Nesutapimo % $\frac{\eta_{eksp} - \eta_{teor}}{\eta_{eksp}} \times 100 \%$	

Darbą atliko:

Darbą priėmė:

6 laboratorinis darbas

BESISUKANČIŲ GRANDŽIŲ DINAMINIS BALANSAVIMAS

Kai grandies sukimosi ašis nesutampa su jos masės svarbiausiąja inercijos ašimi, tai, grandžiai besisukant, jos elementarių masių inercijos jėgų veikimas sukelia inercijos jėgų momentą, dėl to atsiranda papildomos reakcijos grandies guoliuose. Tokia grandis vadinama dinamiškai neatsverta. Žinodami grandies masių išsidėstymą sukimosi ašies atžvilgiu, skaičiavimo būdu galime rasti, kokio dydžio ir kurioje vietoje prie grandies turi būti pritvirtintos papildomos masės, vadinamos kontrmasėmis, kad grandis pasidarytų dinamiškai atsverta, t. y. kad jos sukimosi ašis sutaptų su svarbiausiąja inercijos ašimi ir inercijos jėgų sukeliamas momentas būtų lygus nuliui.

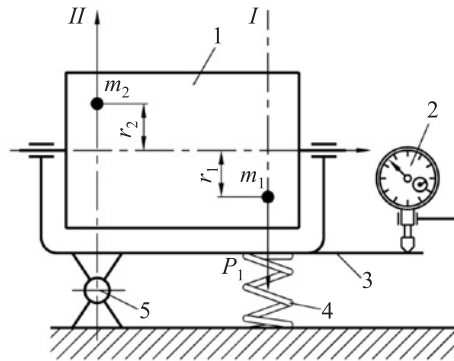
Tačiau, skaičiavimo būdu ieškant kontrmasių, dėl įvairių priežasčių neįmanoma pasiekti visiško dinaminio grandies atsvertimo. Todėl galutinis dinaminis atsvertimas atliekamas eksperimentiniu būdu: randami nedidelių kontrmasių didumai ir jų pritvirtinimo prie grandies vietos. Tas procesas vadinamas besisukančios grandies dinaminio balansavimu.

Besisukančios grandies neatsvertų elementarių inercijos jėgų sistema gali būti pakeista dviem prasilenkiančiomis jėgomis, esančiomis dviejose laisvai pasirinktose plokštumose I ir II, statmenose grandies sukimosi ašiai (6.1 pav.). Taigi besisukančios grandies elementarių inercijos jėgų veikimo efektas yra toks, tarsi visiškai simetriškoje grandyje būtų dvi papildomos koncentruotos masės m_1 ir m_2 , esančios r_1 ir r_2 atstumais nuo sukimosi ašies ir išdėstytos ne vienoje plokštumoje, einančioje per sukimosi ašį. Tų koncentruotų masių inercijos jėgų didumas apskaičiuojamas pagal formulę

$$P = mr\omega^2. \quad (6.1)$$

Kaip matome, inercijos jėgos yra tiesiog proporcingos masės statiniam momentui mr . Kai $mr = 0$, tai $P = 0$, ir tuomet besisukančios grandies joks jėgų momentas neveikia.

Balansavimo tikslas yra šių koncentruotų masių didumo ir padėties radimas ir jų atsvertimas naudojant kontrmasės. Sukurta nemažai įvairių dinaminio balansavimo mašinų. Labai paplitusios balansavimo mašinos, kurių principinė schema parodyta 6.1 paveiksle.



6.1 pav. Dinaminio balansavimo mašinos principinė schema

Balansuojamoji detalė I (rotoriaus) užmaunama ant veleno, kurio guoliai įrengti rėme 3. Rėmas gali sukėti apie horizontalią ašį 5, kuri yra statmena balansuojamojo rotoriaus ašiai. Rėmą 3 su stovu jungia spyruoklė 4. Rotorius, rėmas ir spyruoklė sudaro tamprią sistemą, kuri gali svyruoti apie lanksto ašį 5. Sistemos svyravimų amplitudę parodo indikatorius 2.

Tegul patogiausios rotoriaus plokštumos, kuriose gali būti pritvirtinamos kontrmasės, yra plokštumos I ir II. Tos laisvai pasirenkamos plokštumos vadinamos balansavimo plokštumomis. Įsivaizduojame, kad šiose plokštumose yra koncentruotos masės m_1 ir m_2 , kurios, rotorui besisukant, sukelia neatsvertas inercijos jėgas P_1 ir P_2 bei jų momentą. Jeigu rotorių įtaisysime rėme taip, kad viena balansavimo plokštuma (plokštuma II) eitų per lanksto 5 sukimosi ašį, tai, rotorui besisukant, neatsvertos masės inercijos jėgos P_2 sukeltas sukimo momentas apie lanksto 5 ašį bus lygus nuliui. Inercijos jėga P_1 , atsirandanti dėl plokštumoje I esančios masės m_1 , sukelia tam tikro dydžio sukimo momentą apie lanksto 5 ašį. Kadangi jėga P_1 , būdama pastovaus dydžio, sukasi

kartu su rotoriumi, tai rėmą veikiantis sukimo momentas apie lanksto ašį yra kintamas ir sukelia rėmo priverstinius svyravimus apie tą ašį. Norint panaikinti jėgos P_I sukimo momento sukeltas reakcijas veleno guoliuose, t. y. panaikinti rėmo svyravimus, plokštumoje I reikia pritvirtinti prie rotoriaus tokio dydžio papildomą masę (kontrmasę) ir tokioje vietoje, kad tos kontrmasės inercijos jėgos didumas būtų lygus masės m_I inercijos jėgos didumui, o kryptis – priešinga.

Visiškai analogiškai, pasukus rotorių 180° kampų taip, kad balansavimo plokštuma sutaptų su lanksto 5 ašimi, galima rasti kontrmasės m_2 didumą ir pritvirtinimo vietą prie rotoriaus plokštumoje II. Tuomet rotorius bus visiškai subalansuotas.

Kad tamprios sistemos (rėmo) svyravimai būtų didesni ir ryškiau pastebimi, balansuojamo rotoriaus sukimosi kampinis greitis turi būti toks, jog jo sukeliama svyravimai atitiktų tamprios sistemos savųjų svyravimų dažnumą ir susidarytų rezonansas; tuo atveju rėmo svyravimo amplitudė yra proporcinga svyravimus sukeliančiai jėgai.

Šiuo metu balansavimui naudojamos sudėtingesnės konstrukcijos balansavimo mašinos, turinčios įvairių tipų kompensacinius įrengimus, kuriais galima greitai rasti kontrmasių didumus ir jų spindulius vektorius. Tai padeda išvengti ilgai trunkančio eksperimentavimo, kol parenkamas kontrmasių didumas ir vieta.

Šiame laboratoriniame darbe balansuojama laboratorine mokomoja balansavimo mašina TMM–1A, turinčia mechaninį kompensavimo įrenginį. Mašinoje įtaisytas rotorius nesubalansuotas, jis yra dinamiškai neatsvertas. Rotoriaus guoliai pritvirtinti prie rėmo, kuris sujungtas su tampriu strypu, atstojančiu spyruoklę. Rotorių suka elektros variklis. Jis įjungiamas paspaudžiant rankeną; tuo metu frikcinis elektros variklio skriemulys paliečia rotorių ir pradeda jį sukuti. Kai rotorius įgyja pakankamą kampinį greitį, rankena atleidžiama, variklis išjungiamas ir rotorius sukasi iš inercijos. Dėl trinties guoliuose rotoriaus kampinis greitis mažėja ir rotoriaus sukimosi dažnumas artėja prie tamprios sistemos (rėmo) svyravimo dažnumo.

Kai tie dažnumai susilygina, įvyksta jų rezonansas ir rėmo svyravimo amplitudė pasidaro didžiausia. Tą maksimalią amplitudę au-

tomatiškai parodo indikatorius. Toliau, rotoriaus kampiniam greičiui mažėjant, amplitudė tolygiai mažėja.

Ant rotoriaus veleno užmontas diskas, turintis radialinę išpjovą, prie kurios įbrėžta skalė su milimetrinėmis padalomis. Bet kurioje išpjovos vietoje galima pritvirtinti tam tikrą svarelį, kurio masė žinoma. Veleno (arba rotoriaus) atžvilgiu diskas gali būti pasukamas ir įtvirtinamas reikalingoje padėtyje. Pasukimo kampas atskaičiuojamas skalėje.

Balansuojant rotorių, vaizduojama, kad viena balansavimo plokštuma sutampa su disko plokštuma, t. y. disko plokštuma yra balansavimo plokštuma I.

Kontrmasės didumas ir jos pritvirtinimo vieta disko plokštumoje (balansavimo plokštumoje I) nustatoma šitaip. Iš mažųjų svyravimų teorijos žinoma, kad, esant rezonansui (kai svyravimus sukeliančios jėgos dažnumas yra lygus sistemos savųjų svyravimų dažnumui), švytavimų amplitudė A yra didžiausia ir jos didumas proporcingas sužadinančiai jėgai P , t. y.

$$A = kP, \quad (6.2)$$

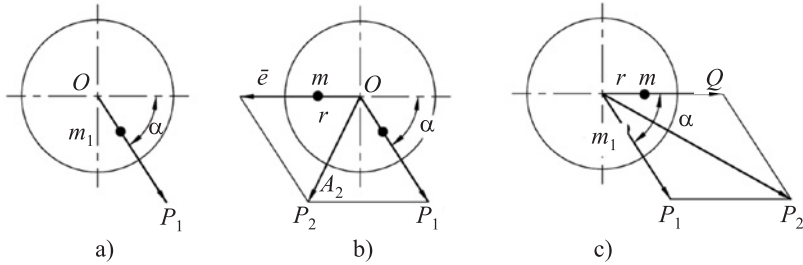
čia k – proporcingumo koeficientas, priklausantis nuo tamprios sistemos parametrų.

Pirmiausia randama rėmo švytavimo amplitudė A_1 , kurią sukelia įsivaizduota neatsverta masė m_j ; amplitudė yra proporcinga tos masės inercijos jėgai P_1 (6.2 a pav.). Paskui disko išpjovos atstumu r nuo sukimosi ašies pritvirtinama papildoma masė m ir, sukantis rotoriumi, išmatuojama didžiausia rėmo svyravimo amplitudė A_2 . Ši amplitudė yra proporcinga svyravimus sukeliančios inercijos jėgos $\bar{R}_2 = \bar{P}_1 + \bar{Q}_1$ didumui (6.2 b pav.); čia Q yra papildomos masės inercijos jėga:

$$Q = mr\omega^2. \quad (6.3)$$

Toliau diskas su pritvirtinta papildoma mase pasukamas 180° kampu rotoriaus atžvilgiu ir toje padėtyje įtvirtinamas. Tuomet jėgos Q kryptis pasikeičia 180° kampu (6.2 c pav.), todėl pasikeičia ir svyravimus sužadinančios inercijos jėgos R_3 didumas:

$$\bar{R}_3 = \bar{P}_1 + (-\bar{Q}) \quad (6.4)$$

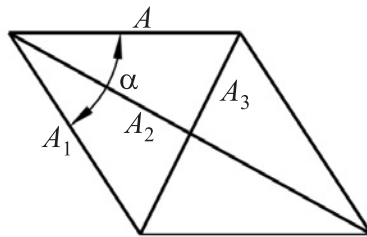


6.2 pav. Veikiančios jėgos

Sukantis rotorui, išmatuojama rėmo svyravimo didžiausia amplitudė A_3 .

Žinant svyravimo amplitudės A_1 , A_2 , A_3 , galima apskaičiuoti tariamosios neatsvertos masės m_1 statinį momentą $m_1 r_1$ ir tos masės padėtį nusakančio spindulio vektoriaus kryptį balansavimo plokštumoje.

Iš 6.2 b ir a pav. matyti, kad vektorių P_1 , Q ir $-Q$ sudaryti jėgų lygiagretainiai yra vienodi, jų įstrižainės vaizduoja nevienodo dydžio svyravimus sužadinančių jėgų R_2 ir R_3 vektorius. Kadangi sužadinančios jėgos yra proporcingos svyravimo amplitudėms, tai jėgų lygiagretainių vietoje galima nubraižyti amplitudžių lygiagretainius. Vienas ant kito uždėtų amplitudžių lygiagretainių vaizdas parodytas 6.3 paveiksle. Raide A pažymėta vien tik papildomos masės m inercijos jėgos Q sukelta amplitudė, jei kitų jėgų nebūtų.



6.3 pav. Amplitudžių lygiagretainis

Remiantis lygiagretainio savybėmis, galima parašyti:

$$2A^2 + 2A_1^2 = A_2^2 + A_3^2. \quad (6.5)$$

Iš čia gauname:

$$A = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2}{2} - A_1^2}. \quad (6.6)$$

Kadangi $A = kQ$, tai proporcingumo koeficientas

$$k = \frac{A}{Q} = \frac{A}{mr\omega^2}.$$

Dabar jau galime rasti neatsvertos masės m statinio momento $m_1 r_1$ didumą, nes žinome, kad

$$A_1 = kP_1 \quad \text{arba} \quad P_1 = \frac{A_1}{k}$$

Irašę P_1 ir k reikšmes, gauname

$$m_1 r_1 \omega^2 = \frac{A_1 m r \omega^2}{A} \quad \text{ir} \quad m_1 r_1 = \frac{A_1}{A} m \quad (6.7)$$

Ši neatsvertų rotoriaus masių statinį momentą turi atsvirti disko išpjovoje įtvirtintos kontrmasės m_k statinis momentas:

$$m_1 r_1 = m_k r_k;$$

čia r_k – kontrmasės nuotolis nuo sukimosi ašies.

Taigi kontrmasės statinis momentas

$$m_k r_k = \frac{A_1}{A} m r. \quad (6.8)$$

Pasirinkę r_k , iš šios lygties galime rasti m_k . Arba atvirkščiai – pasirinkę m_k , galime apskaičiuoti r_k .

Spindulio vektoriaus r_k kryptį, parodančią kontrmasės pritvirtinimo spindulį, apibūdina kampas α , kurį sudaro jėga P_1 su disko išpjovos ašimi (6.2 a pav.). Iš amplitudžių lygiagretainio (6.3 pav.) gauname.

$$\alpha = \arccos \frac{A_1^2 + A^2 - A_2^2}{2A_1 A}.$$

Kampas α gali būti atidėtas į abi puses nuo išpjovos. Į kurią pusę reikia atidėti kampą α , sprendžiama atlikus bandymą. Vieną kartą kontrmasė su disku pasukama kampų α į vieną pusę, o kitą kartą – tuo pačiu kampu į kitą pusę. Be to, dar reikia patikrinti padėtis $180^\circ + \alpha$ ir $180^\circ - \alpha$. Tikslu yra toji padėtis, kurioje sistemos svyravimas mažiausias.

Jeigu kontrmasė turėtų būti pritvirtinta ne prie disko, o prie rotoriaus, tai jos statinio momento didumą reikėtų apskaičiuoti: jis būtų atvirkščiai proporcingas balansavimo plokštumos nuotoliui nuo lanksto 5 sukimosi ašies.

Visiškai analogiškai, pasukus rotorių 180° kampu rėmo guoliuose, reikėtų rasti antros kontrmasės, kuri būtų pridėjama plokštumoje II, statinį momentą ir jos spindulio vektoriaus kryptį.

Laboratorinio darbo atlikimo eiga

1. Susipažįstame su balansavimo mašinos konstrukcija ir veikimu. Rotoriui nesisukant, indikatorius nustatomas ties nuliu ir diskas pritvirtinamas taip, kad jo skalė rodytų nulį.
2. Paspaudus rankeną, įsukamas rotorius. Atleidus rankeną, rotoriaus kampinis greitis mažėja, o rėmo svyravimo amplitudė iš pradžių didėja, o vėliau pradeda mažėti. Indikatorius automatiškai parodo maksimalią amplitudę A_1 .
3. Disko išpjovoje atstumu r nuo sukimosi ašies pritvirtinamas svarelis, kurio masė m . Paskui rotorius įsukamas ir nustatoma rėmo švytavimo amplitudė A_2 .
4. Diskas su pritvirtintu svareliu 180° kampu ir fiksuojamas prie veleno. Rotorius įsukamas ir randama rėmo švytavimo amplitudė A_3 .
5. Pagal formules apskaičiuojama amplitudė A , kurią rėmui tik svarelis m ir kontrmasės statinis momentas $m_m r_k$. Pasirinkus kontrmasės didumą m_k , apskaičiuojamas svarelio atstumas nuo sukimosi ašies r_k ir toje vietoje pritvirtinama kontrmasė.
6. Apskaičiuojamas kampas α , kurį kontrmasės spindulys vektorius sudaro su disko išpjovos ašimi, ir randama jo judėjimo kryptis.

7. Įsukus rotorių, randamas rėmo svyravimo amplitudės A' dydis ir apskaičiuojamas likusio disbalanso dydis:

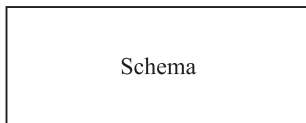
$$m'r' = \frac{A'}{A}mr.$$

P a s t a b a: Visos amplitudės nustatomos pakartotinai tris kartus; iš tų duomenų nutatomas aritmetinis vidurkis, kuris ir naudojamas skaičiuojant.

Besisukančių grandžių dinaminis balansavimas

6 laboratorinio darbo ataskaita

1. Dinaminio balansavimo mašinos principinė schema.



2. Rėmo svyravimo amplitudė A_1 , kai rotorius nesubalansuotas:

Eil. nr.	1	2	3	Vidurkis
A_1 , mm				

3. Papildomo svarelį masė $m =$

Jo atstumas nuo sukimosi ašies =

4. Rėmo svyravimo amplitudė A_2 , kai prie disko pritvirtinta papildoma masė:

Eil. nr.	1	2	3	Vidurkis
A_2 , mm				

5. Rėmo svyravimo amplitudė A_3 , kai diskas su papildoma mase 180° kampų:

Eil. nr.	1	2	3	Vidurkis
A_3 , mm				

6. Amplitudė A , kurią sukeltų tik papildoma masė m , jei rotorius būtų subalansuotas:

$$A = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2}{2} - A_1^2}.$$

7. Kontrmasės statinis momentas

$$m_k r_k = \frac{A_1}{A} m r =$$

8. Pasirenkame masę $m_k =$

Jos atstumas nuo sukimosi ašies

$$r_k = \frac{(m_k r_k)}{m_k} =$$

9. Kampas, kurį kontrmasės spindulys vektorius sudaro su disko išpjovos ašimi:

$$\cos \alpha = \frac{A_1^2 + A^2 - A_2^2}{2 A_1 A} =$$

$$\alpha =$$

10. Subalansuoto rotoriaus svyravimo amplitudė:

Eil. nr.	1	2	3	Vidurkis
A' , mm				

10. Likusio disbalanso didumas

$$m' r' = \frac{A'}{A} m r =$$

Darbą atliko:

Darbą priėmė:

MECHANIZMŲ ELEMENTŲ LABORATORINIAI DARBAI

1 laboratorinis darbas

SKERSINE JĖGA APKRAUTOJO VARŽTINIO SUJUNGIMO TYRIMAS

Santrumpos ir reikšmės

f_s – trinties koeficientas jungtyje;

i – lietimosi plokštumų skaičius;

F_x – sujungimą užveržianti jėga;

F – perstumiančioji jėga;

$F_{x, adm}$ – leistinoji varžtinio sujungimo įveržimo jėga;

$\sigma_{t, adm}$ – leistinieji varžto medžiagos įtempimai;

$S_{\sigma T}$ – stiprumo atsargos koeficientas;

$T_{už}$ – varžto arba veržlės užsukimo momentas;

T_{sr} – sriegio užsukimo momentas;

T_d – veržlės ir elemento tarpusavio trinties momentas;

d_2 – vidurinis sriegio skersmuo;

β – sriegio kilimo kampas;

f_d – veržlės ir elemento tarpusavio trinties koeficientas;

D_1 – išorinis atraminio veržlės paviršiaus skersmuo, lygus veržlės lėrakčio matmeniui;

d_0 – vidinis atraminio veržlės paviršiaus skersmuo, lygus kiaurymės varžtui skersmeniui;

q' – redukuotasis trinties kampas;

f' – redukuotasis trinties koeficientas;

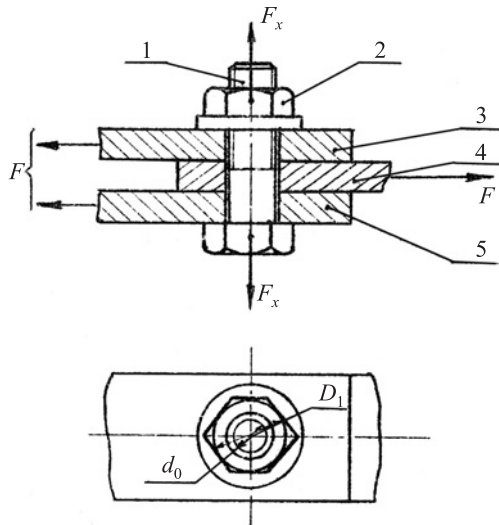
f – sriegio trinties koeficientas.

σ_T – varžto medžiagos takumo riba;

d_1 – vidinis sriegio skersmuo

SRIEGINIŲ SUJUNGIMŲ APKROVOS

Plačiausiai mašinų gamyboje naudojamas išardomas sujungimas – tai sujungimas srieginiais elementais. Dažnai sujungimui panaudojami varžtai išdėstomi taip, kad išorinė apkrova veikia statmenai varžto ašiai. Šiuo atveju galima dvejopa sujungimo konstrukcija – kai varžtai įstatomi į tiksliai priderintas skyles ir kai varžtai įstatomi į didesnio skersmens skyles. Šiame laboratoriniame darbe tiriamas pastarasis sujungimo atvejis. Jungiant varžtu (1.1 pav.) ir veržle 2 elementus 3, 4 ir 5 ir, esant tarpeliui tarp varžto ir elemento, sujungimas laikomas patikimu, jei elementai negali viena kitos atžvilgiu persislinkti. Ši sąlyga tiks tuomet, kai veikianti sandūros vietoje trinties jėga, kylanti užveržiant varžtą jėga F_x , atsvers išorinę perstumiančią jėgą F .



1.1 pav. Skersine jėga apkrautas varžtinis sujungimas

Elementas 4 nejudės tuomet, kai

$$F \leq F_x f_s i; \quad (1.1)$$

čia f_s – trinties jungtyje koeficientas, i – lietimosi plokštumų porų skaičius.

Pasinaudoję (1.1), galime apskaičiuoti būtiną varžtinio sujungimo užveržimo jėgą. Ji neturi būti didesnė už leistiną reikšmę $F_{x,adm}$, gaunamą pagal varžto stiprumo tempiant sąlygą:

$$F_{x,adm} \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \times \frac{\sigma_{t,adm}}{1,3}; \quad (1.2)$$

čia d_1 – sriegio vidinis skersmuo, $\sigma_{t,adm}$ – leidžiami varžto medžiagos tempimo įtempimai:

$$\sigma_{t,adm} = \frac{\sigma_T}{S_{\sigma T}};$$

čia σ_T – varžto medžiagos takumo riba, $S_{\sigma T}$ – stiprumo atsargos koeficientas.

Šiame darbe būtina užveržimo jėga sukuriama užsukant veržlę.

Užsukimo momentas:

$$T_{u\dot{z}} = T_{sr} + T_d;$$

čia T_{sr} – momentas sriegyje, T_d – veržlės ir elemento tarpusavio trinties momentas.

Kadangi

$$T_{sr} = F_x \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + q'), \text{ o } T_d = F_x f_d \frac{D_1 + d_0}{4},$$

tai

$$T_{u\dot{z}} = F_x \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + q') + f_d \frac{D_1 + d_0}{4} \right]; \quad (1.3)$$

čia d_2 – vidurinis sriegio skersmuo, β – sriegio kilimo kampas, f_d – veržlės ir elemento tarpusavio trinties koeficientas, D_1 – išorinis atraminio veržlės paviršiaus skersmuo, lygus veržlérakčio matmeniui, d_0 – vidinis atraminio veržlės paviršiaus skersmuo, lygus kiaurymės varžtui skersmeniui, q' – redukuotasis trinties kampas;

$$q' = \operatorname{arctg} f';$$

čia f' – redukuotasis trinties koeficientas:

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}};$$

čia f – trinties sriegyje koeficientas.

Metriniamo sriegyje profilio kampas $\alpha = 60^\circ$, todėl

$$f' = \frac{f}{\cos 30^\circ} \approx 1,15 f.$$

Pasinaudoję (1.1) ir (1.3), gausime tokią perstumiančios jėgos išraišką:

$$F = \frac{f_s \cdot i}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + q') + \frac{D_1 + d_0}{4} f_d} T_{už}. \quad (1.4)$$

Kaip matome iš formulės (1.4), jėga F priklausys ne tik nuo $T_{už}$, bet ir nuo kitų dydžių, kurių tiksliai nustatyti beveik neįmanoma. Todėl F priklausomybė nuo F_x tiriama eksperimentiškai.

Darbo tikslas

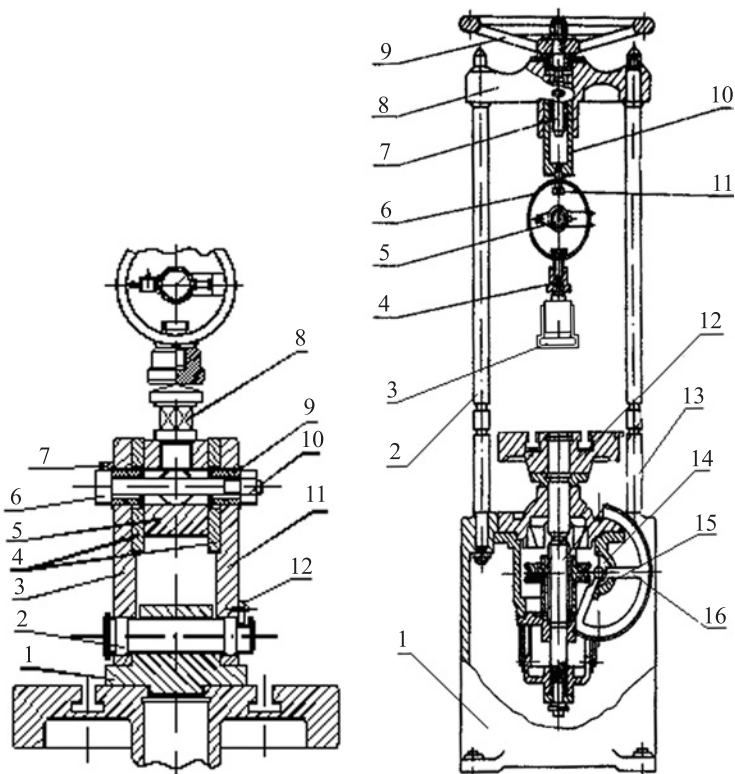
Eksperimentiškai ištirti jėgos, perstumiančios jungiamus elementus, priklausomybę nuo varžtinio sujungimo užveržimo jėgos, esant įvairiam jungiamų elementų glotnumui bei varžto sriegiui.

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

Laboratorinis stendas DM–23 M (1.2 pav.) susideda iš pagrindo 1, dviejų atraminių plokščių 3 ir 11, poros plokštelių 4, varžto 6 su veržle 10, įvorių 7 ir 9, šliaužiklio 5 su atrama 8. Atraminės plokštės sujungtos su pagrindo ašimi 2, fiksuojamos plokšte 12. Įvorė turi nuožulą, neleidžiančią sukis varžtui užsukant veržlę. Ant šliaužiklio ir plokštelių yra įbrėžimų, leidžiančių stebėti persislinkimą. Pradiniu momentu šliaužiklis yra tokioje padėtyje, kai jo įbrėžimas sutampa su viršutiniu įbrėžimu ant plokštelių. Varžtinis sujungimas užveržiamas dinamometriniu raktu.

Atliekant bandymus, gali būti naudojami šliaužikliai su trejopo paviršiaus glotnumo plokštelėmis.

Jėga, perstumianti sujungtus elementus, sukuriama sraigtniu presu DM–30 M (1.3 pav.). Šliaužiklis per sraigtnį sujungtas su dinamometriniu žiedu 6, kuriame įtvirtintas indikatorius 5. Pagal indikatoriaus rodmenis galima spręsti apie perdavimo jėgos dydį.



1.2 pav. Prietaiso DM–23M schema

Darbo eiga

1. Paimti dėstytojo nurodytą varžto ir veržlės porą, šliaužiklį ir plokšteles.
2. Išmatuoti slankmačiu kiaurymės poveržlėje skersmenį d_0 , išorinį atraminio veržlės paviršiaus skersmenį D_1 .
3. Pagal (1.2) apskaičiuoti leistiną įveržimo jėgą $F_{x,adm}$, laikant, kad takumo riba $\sigma_T = 350 \text{ Mpa}$, $S_{\sigma T} = 1,5$.
4. Pagal (1.3) formulę apskaičiuoti užveržimo momentą $T_{už}$, atitinkantį įveržimo jėgą F_{x_0} ne didesnę už $F_{x,adm}$, apskaičiuotą pagal (1.2). Sriegio kilimo kampą β ir vidurinį sriegio skersmenį

d_2 parinkti pagal pirmą lentelę. Trinties sriegyje koeficientą f ir trinties tarp veržlės bei elementų koeficientą f_d laikyti lygiais 0,15.

5. Pagal (1.4) formulę apskaičiuoti perstūmos jėgą F , atitinkančią įvairias užveržimo momento reikšmes, lygias $0,2 T_{už}$; $0,4 T_{už}$; $0,6 T_{už}$; $0,8 T_{už}$; $T_{už}$. Pagal gautus skaičiavimo rezultatus sudaryti F priklausomybės nuo $T_{už}$ grafiką.
6. Surinkti pagal 1.2 pav. varžtinį sujungimą stende.
7. Dinamometriniu raktu užveržti sujungimą momentu $0,2 T_{už}$.

1 lentelė. Sriegių parametrai

Išorinis sriegio skersmuo (mm)	Žingsnis (mm)	Vidurinis sriegio skersmuo (mm)	Vidinis sriegio skersmuo (mm)	Sriegio kilimo kampas (laipsn.)
10	1,5	9,026	8,376	4,037
	1,25	9,188	8,647	2,511
	1	9,350	8,918	1,951
12	1,75	10,863	10,106	2,937
	1,5	11,026	10,376	2,481
	1	11,350	10,918	1,607
14	2	12,701	11,835	2,871
	1,5	13,026	12,376	2,128
	1	13,350	12,918	1,367
16	2	14,701	13,835	2,480
	1,5	15,026	14,376	1,820
	1	15,350	14,918	1,188
18	2,5	16,376	15,350	2,782
	1,5	17,026	16,376	1,606
	1	17,350	16,918	1,051
20	2,5	18,376	17,350	2,480
	1,5	19,026	18,376	1,438
	1	19,350	18,918	0,942

8. Padėti prietaisą ant preso DM–30M stalo.
9. Pamažu apkrauti varžtinį sujungimą, kol šliaužiklis pasislinks plokščių atžvilgiu. Pasislinkimo pradžią parodo dinamometrinio žiedo indikatoriaus rodyklės šuolis (pasislinkimas nedinga jėgos). Didžiausias indikatoriaus rodmuo atitinka rimties trintį. Pasinaudojus nurodyta dinamometrinio žiedo taravimo koeficiento grafine reikšme, nustatyti faktinę pasislinkimo jėgos reikšmę.
10. Pagal 9 punkto nurodymus nustatyti faktinę pasislinkimo jėgos reikšmę, esant užveržimo momento reikšmėms, lygioms $0,4T_{už}$; $0,6T_{už}$; $0,8T_{už}$; $T_{už}$. **Būtina stebėti, kad brūkšnys ant šliaužiklio nenusileistų žemiau apatinio brūkšnio ant plokštės, nes tai reikš, jog nebeliko tarpelio tarp šliaužiklio bei varžo ir pastarasis jau lenkiamas.**
11. Užrašyti eksperimentų metu gautas F reikšmes. Sudaryti faktinės F priklausomybės nuo $T_{už}$ grafiką ir sulyginti ji skaičiuotą pagal 5 punktą.
12. Suformuluoti išvadas, paaiškinti skaičiavimo ir eksperimento rezultatų skirtumą.

Skersine jėga apkrauto varžtinio sujungimo tyrimas

1 laboratorinio darbo ataskaita

1. Stendo aprašymas.
2. Tiriamo bandinio sriegis, besiliečiančių paviršių nelygumas, varžto ir veržlės medžiagų mechaninės charakteristikos.
3. Leidžiamoji užveržimo jėga.
4. Užveržimo momento reikšmė, atitinkanti $F_x = F_{x,adm}$; $T_{už} =$
5. Į 2 lentelę įrašomos persislinkimo jėgos, atitinkančios įvairias užveržimo momento reikšmes.
6. Skaičiuotų ir eksperimentinių priklausomybių $F = (T_{už})$ grafikai.
7. Išvados.

2 lentelė. Persislinkimo jėgos priklausomybė nuo užveržimo momento

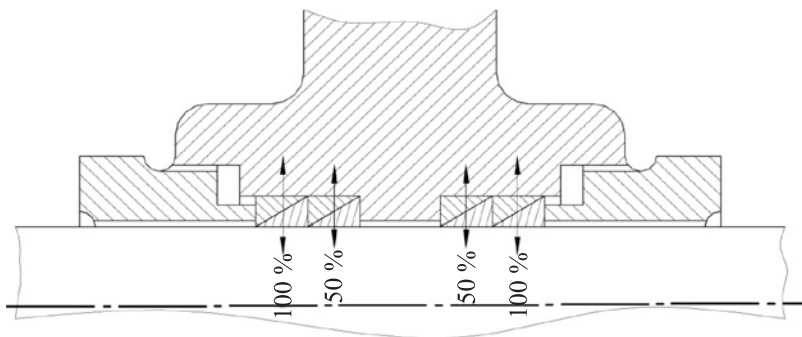
Užveržimo momento reikšmės (N m)	Perstūmimo jėga (N)		
	skaičiuota	eksperimentinė	
		stendo dinamo- metrinio žiedo indikatoriaus rodmenys (mm)	jėgos reikšmė pagal taravimo grafiką (N)
$T_{už} =$			
$0,2 T_{už} =$			
$0,4 T_{už} =$			
$0,6 T_{už} =$			
$0,8 T_{už} =$			

2 laboratorinis darbas

SUJUNGIMO KŪGINIAIS SPYRUOKLINIAIS ŽIEDAIS TYRIMAS

Sujungimai kūginiais spyruokliniais žiedais

Sujungimas kūginiais spyruokliniais žiedais nesusilpnina veleno ir reguliuojant leidžia jį pasukti bet kuriuo kampu stebulės atžvilgiu. Tarp veleno ir stebulės įtaisomi kūginiai spyruokliniai žiedai. Juos suspaudus ašine kryptimi, gaunamas standus sujungimas. Veikiant jėgai, vyksta tampri žiedų deformacija. Išorinio žiedo skersmuo (2.1 pav.) didėja, o vidinio – mažėja.



2.1 pav. Sujungimas kūginiais spyruokliniais žiedais

Veržiant veržlę, radialinė jėga sukuria trinties jėgas kontaktiniame paviršiuje. Atsiradusi trinties jėga perduoda sukimo momentą.

Įveržiant iš vienos pusės keletą žiedų komplektų (2.1 pav.), radialinis slėgis mažėja perpus didėjant atstumui nuo veržlės. Pirmo komplekto perduodamas momentas sudarys 100 proc. Antro komplekto perduodamas momentas sudarys 50 proc. pirmo momento, trečio – 25 proc., ketvirto – 12,5 proc. ir t. t. Esant dvipusiam įveržimui, kiekvienas žiedų komplektas dirba savarankiškai. Perduodamas momentas padvigubėja.

Sujungimo kūginiais spyruokliniais žiedais privalumai:

1) velenai nesusilpninami pleištu grioveliais, pleištinėmis išdromomis; 2) stebulė gerai centruojama ant veleno; 3) nereikia fiksuoti detalės ašine kryptimi; 4) stebulę galima fiksuoti bet kuriuo kampu; 5) sujungimas hermetiškas; 6) viršijus leidžiamą sukimo momentą, velenas pasisuka ir nepažeidžia sujungimo elementų.

Trūkumai: 1) reikia, kad detalių paviršius būtų labai glotnus ir tikslus; 2) didesnis sujungimo ilgis; 3) reikia kontroliuoti žiedų įveržimą; 4) sujungimas gana sudėtingos konstrukcijos.

Laboratorinio darbo tikslai

1. Rasti žiedų ašinio įveržimo jėgą pagal taravimo grafiką.
2. Nustatyti išlaikomos ašinės jėgos priklausomybę nuo spyruoklinių žiedų įveržimo jėgos.

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

DM 30M tipo įrenginys (2.2 pav.) susideda iš reguliavimo mechanizmo 4, kurį sudaro sraigto ir veržlės pora, sumontuota korpuse 5. Sukant smagratį 6, šliaužiklis 7 gali judėti ašies kryptimi. Varžtu 9 šliaužiklis sujungtas su spyruokliniu dinamometru 3.

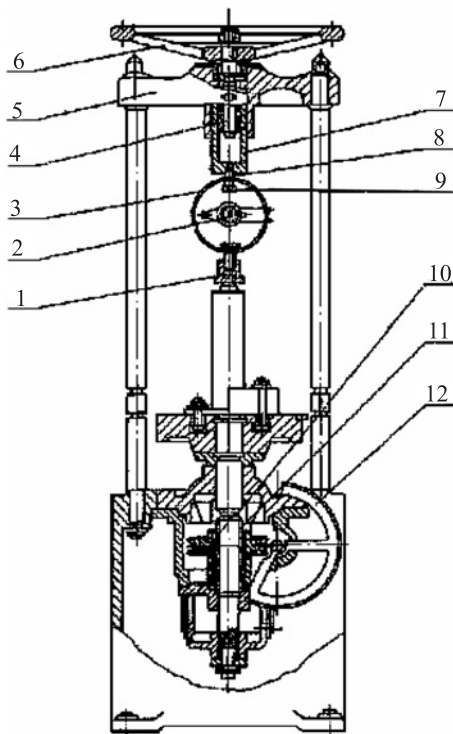
Apkrovimo mechanizmas susideda iš sliekinio reduktoriaus 10, kuris sraigtui 11 suteikia ašinį judesį. Stalui judesys suteikiamas sukančiam smagratį 12. Ašinės jėgos matavimo įtaisą sudaro dinamometrinis žiedas 3 ir indikatorius 2. Apatinėje dinamometrinio žiedo dalyje tvirtinamas antgalis 1.

DM 25M tipo prietaisą (2.3 pav.) sudaro: stovas 4, velenas 2, dvi poros kūginių spyruoklinių žiedų 6, jėgos matavimo įrenginys 9, spyruoklė 5, veržlė 3.

Apatinėje stovo dalyje yra įvorė 7, į kurią remiasi kūginiai spyruokliniai žiedai. Abiejuose veržlės 3 galuose įmontuoti atraminiai guoliai. Sukant veržlę sumažinama arba padidinama trintis tarp žiedų, ašies ir korpuso. Indikatorius 8 parodo spyruoklės suspaudimą ašies kryptimi.

Darbo eiga

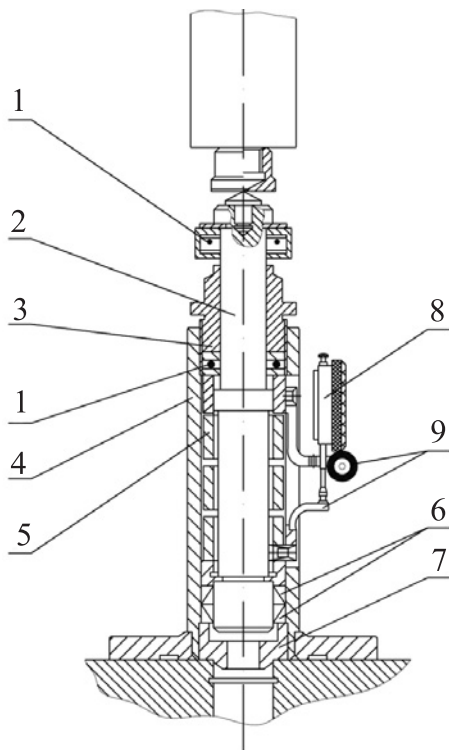
1. Pasukti smagratį 6 prieš laikrodžio rodyklę tam, kad būtų pakeltas į viršutinę padėtį spyruoklinis dinamometras su viduryje jo įmontuotu indikatoriumi.



2.2 pav. DM30M tipo įrenginys

2. Atsukti prietaiso veržlę 3 taip, kad tarp dinamometrinio žiedo puansono ir ašies 2 būtų 1–2 mm tarpas.
3. Užsukti veržlę 3 tiek, kad indikatorius rodytų 1 padalą (žiedai įveržti pradine įvarža). Indikatoriaus skalę atsukti į nulinę padėtį.
4. Veržle didinama žiedų įveržimo jėga, kurių dydį (indikatoriaus padalų skaičių arba jėgą KN) nurodys dėstytojas (žr. prietaiso žiedų įveržimo spyruoklės taravimo grafiką). Įveržimo jėga

nustatoma pagal dinamometrinės spyruoklės indikatoriaus rodmenis iš taravimo grafiko. Raktu užsukant veržlę, suspaudžiama dinamometrinė spyruoklė, kuri įveržia kūginius spyruoklinius žiedus, užmautus ant ašies.



2.3 pav. DM25M tipo įrenginys

5. Sukti pagal laikrodžio rodyklę įrenginio smagrą 6, puansonu spaudžiant ašį, kol ši įtvirtinta žieduose praslys ašine kryptimi. Užrašyti žiediniame dinamometre esančio indikatoriaus rodmenis. Iš dinamometrinio žiedo taravimo grafiko rasti ašies ašinės praslydimo jėgos reikšmes (KN).
6. Eksperimentą kartoti tris kartus. Apskaičiuoti gautų reikšmių vidurkį.

7. Iš gautų duomenų nubraižyti ašinės jėgos priklausomybės nuo kūginių spyruoklinių žiedų įveržimo jėgos grafiką.

Sujungimo kūginiais spyruokliniais žiedais tyrimas

2 laboratorinio darbo ataskaita

1. Stendo principinė kinematinė schema ir eksperimento eigos aprašymas.
2. Eksperimento rezultatai įrašomi į 3 lentelę.
3. Kreivės braižymas $F = f(P)$.
3. Išvados.
4. Ataskaita pateikiama skaitmenine forma kartu su atlikto laboratorinio darbo dėstytojo pasirašytu juodraščiu.

3 lentelė. Ašinės praslydimo jėgos duomenys

Eilės nr.	Spyruoklės suspaudimas (mm)	Spyruoklės suspaudimo jėga P (KN)	Ašinė praslydimo jėga F (KN)						Ašinės jėgos aritmeti- nis vidurkis (KN)
			I bandymas		II bandymas		III bandymas		
			mm	KN	mm	KN	mm	KN	
1									
2									
3									
4									

3 laboratorinis darbas

DIRŽINĖS PAVAROS TYRIMAS

Santrumpos ir reikšmės

- α – skriemulio apgaubimo kampas;
 E – diržo tamprumo modulis;
 F_0 – diržo pradinio įtempimo jėga;
 A – diržo skerspjūvio plotas;
 δ – įtempiai dirže nuo pradinio įtempimo jėgos (kyliniams diržams – 1,2–1,5 Mpa, plokštiesiems diržams – 1,5–1,8 MPa);
 δ_b – ribiniai įtempiai dirže;
 δ_t – naudingas diržo įtempis;
 δ_0 – įtempiai dirže nuo pradinio įtempimo jėgos;
 φ – pavaros traukos koeficientas;
 φ_0 – pavaros traukos koeficiento reikšmė, kuriai esant naudingumo koeficientas pasiekia didžiausią reikšmę;
 $\varphi_{\max}$ – maksimalioji pavaros perkrovimo reikšmė (buksavimas);
 F_0 – diržo pradinio įtempimo jėga;
 F_1 – diržo įtempimo jėga pirmoje šakoje;
 F_2 – diržo įtempimo jėga antroje šakoje;
 F_t – naudinga diržo perdavimo jėga;
 T_1 – varančiojo veleno momentas;
 T_2 – varomojo veleno momentas;
 d_1 – varančiojo skriemulio skersmuo;
 d_2 – varomojo skriemulio skersmuo;
 n_1 – pirmojo skriemulio sukimosi dažnis;
 n_2 – antrojo skriemulio sukimosi dažnis;
 V_1 – pirmojo skriemulio apskritiminis greitis;
 V_2 – antrojo skriemulio apskritiminis greitis;
 ξ – pavaros slydimo koeficientas;
 η – pavaros naudingumo koeficientas.

DIRŽINĖS PAVAROS IR JŲ YPATUMAI

Diržų tipai

Diržinės pavaros priskiriamos trinties pavarų grupei. Diržų medžiagos turi būti stiprios, tamprios ir nejautrios aplinkos veiksniams, turi turėti didelį trinties su skriemuliu koeficientą. Visų šių reikalavimų viena medžiaga negali atitikti. Šiuo metu plačiausiai naudojami odiniai, austiniai ir daugiaaustiniai diržai.

Odiniai diržai. Jie turi didelį trinties su skriemulio medžiaga koeficientą, yra gana stiprūs ir lankstūs. Odiniai diržai gerai dirba veikiami kintamosios ir smūginės apkrovų, turi irimui atsparius kraštus. Šie diržai yra brangūs, todėl, nepaisant minėtų pranašumų, naudojami retai.

Austiniai diržai. Šių diržų pagrindinė dalis yra audinys. Diržai audžiami iš organinių arba sintetinių medžiagų. Pirmajai grupei priklauso medvilnė, gyvulių vilna, kanapės, linai ir natūralus šilkas, antrajai – dirbtinis šilkas, poliamido, polietileno, nailono ir porolono pluoštai.

Daugiasluoksniai diržai. Tai tobuliausi plokštieji diržai. Dažniausiai juos sudaro trys skirtingas funkcijas atliekantys sluoksniai: trinties, traukos ir apsauginis. Trinties sluoksnis yra daromas iš chromoninės odos, gumos arba elastometro, traukos sluoksnis – iš poliamidinių juostelių arba iš poliesterinių kordinių siūlų. Apsauginio sluoksnio funkciją atlieka audinys arba elastometro folija. Šie diržai turi didelę traukos jėgą ir gerai sukimba su skriemuliu.

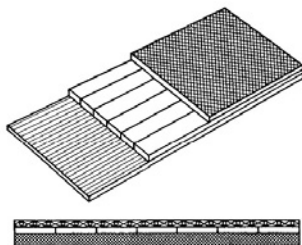
Sandūriniai diržai daromi iš trapecinio skerspjūvio juostų, jų galus sujungiant specialiomis sankabomis. Tokie diržai gaminami iš polimerų, armuotų kordinio audinio juostomis. Jie ne tokie lankstūs kaip begaliniai diržai, tačiau juos daug paprasčiau uždėti ant skriemulių ir nuo jų nuimti, nes nereikia keisti atstumo tarp skriemulių.

Begaliniai diržai neturi sandūrų. Jie gaminami fiksuotų ilgių, ir vartotojas jų pakeisti negali. Juos sudaro trys pagrindinės dalys: kordinės gijos, polimerinis užpildas ir impregnuotas apdangalas.

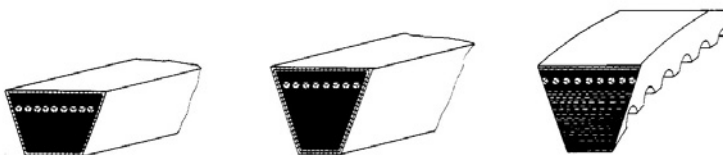
Krumpliuotieji diržai – tai plokštieji diržai su krumpliais. Apkrovą arba judesį jie perduoda per krumpliuotus skriemulius. Šio tipo perdavos perduoda didesnes galias, mažiau apkrauna velenus ir guolius,

diržai neslysta, darbo metu jų nereikia papildomai patempti, jie tyliau dirba. Naudojamos staklėse, varikliuose ir kt.

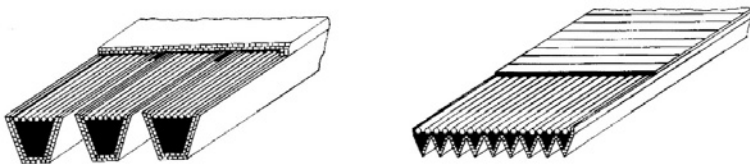
Diržai būna stačiakampio skerspjūvio – plokštieji, trapecinio skerspjūvio – trapeciniai, apvalaus skerspjūvio – apskritieji ir politrapeciniai. Pagal diržo skerspjūvio formą diržinės perdavos skirstomos į plokščiąsias, trapecines, apskritąsias ir politrapecines diržų perdavas.



Plokščiasis diržas



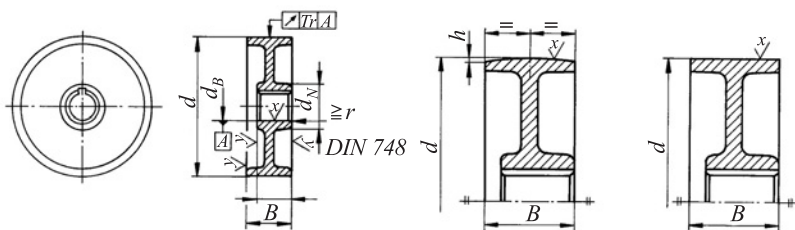
Kylinis (trapecinis) diržas



Daugiakylis (politrapecinis) diržas

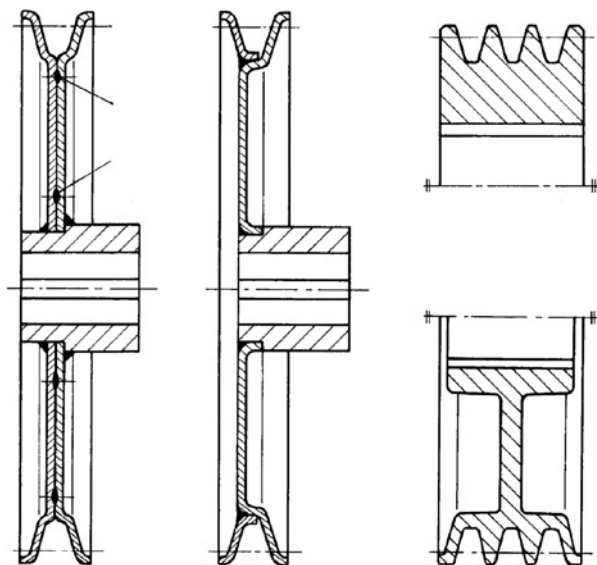
Diržų skriemuliai

Skriemuliai turi būti stiprūs, lengvi ir subalansuoti. Kad diržas mažiau diltų, darbinis skriemulio paviršius turi būti glotnus. Skriemuliai gaminami iš pilkojo ketaus, plieno, lengvųjų lydinių ir polimerų. Skriemulį sudaro ratlankis, stebulė ir diskas arba stipinai, jungiantys ratlankį su stebule.

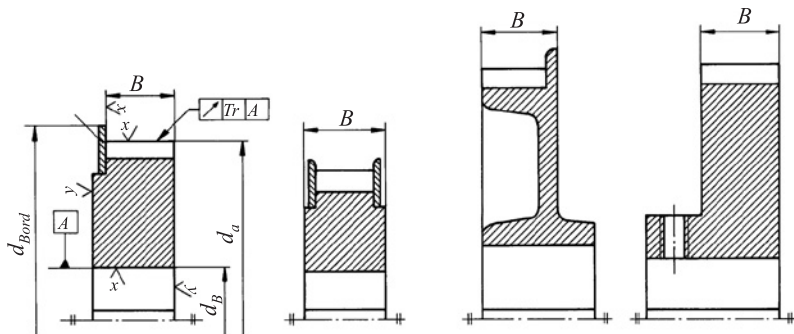


Plokščiojo diržo perdavų skiemuliai: a – ištisi su disku, b – su stipiniais, c – su cilindrinio, d – su išgaubtu ratlankiu

Reikalavimai trapecinio diržo perdavų skiemuliams ir konstrukcijos sandara yra tokie patys, kaip plokščiojo diržo perdavų skiemuliams. Krumpliuotieji skiemuliai dažniausiai gaminami iš lengvųjų lydinių ir termoplastų, rečiau – iš plieno ar pilkojo ketaus. Serijinėje gamyboje jie yra liejami slegiant. Kad diržas nenukristų nuo skiemulio, daromi borteliai.



Diržo perdavos skiemulio ratlankis su vienu grioveliu.
Būna ir su trimis grioveliais



Krumpliuotojo diržo perdavų skriemuliai

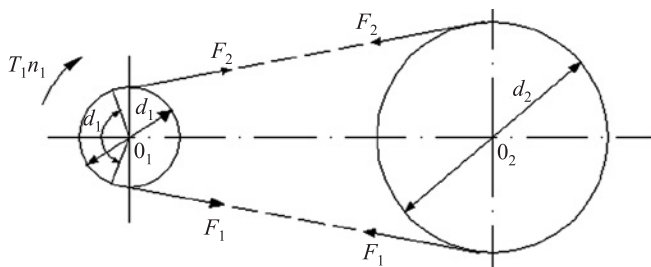
Reikalavimai trapecinio diržo perdavų skriemuliams ir konstrukcijos sandara yra tokie patys, kaip plokščiojo diržo perdavų skriemuliams.

Naudinga jėga F_t , kurią gali perduoti diržas, priklauso nuo trinties koeficiento, tampraus slydimo kampo ir nuo pradinės diržo įtempimo jėgos.

Trinties koeficientas priklauso nuo diržo ir skriemulio medžiagos frikcinų savybių. Tampraus slydimo kampo dydis priklauso nuo skriemulio apgaubimo kampo α_1 ir diržo tamprumo modulio E . Diržo pradinio įtempimo jėga F_0 priklauso nuo diržo stiprumo ir nuo guolių kraulumo (galimybės apkrauti). Ši jėga gali būti užrašyta taip:

$$2F_0 = 2A\delta_0; \quad (3.1)$$

čia $A = B\delta$ – diržo skerspjūvio plotas, δ_0 – įtempimai dirže nuo pradinio įtempio jėgos. Jų reikšmės: kyliniams diržams – 1,2–1,5 MPa, plokštiesiems diržams – 1,5–1,8 MPa.



3.1 pav. Diržo pavaros schema

Iš 3.1 pav. matyti, kad, pavarų neapkrovus, t. y. kai $T_{1,2} = 0$, diržo šakų įtempio jėgos yra lygios:

$$F_1 = F_2 = F_0 \quad \text{arba} \quad F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (3.2)$$

Perduodant sukimo momentą, atsižvelgiant į sukimosi kryptį viena iš diržo šakų patiria padidėjusią tempimo jėgą F_1 ir yra vadinama aktyviaja šaka, o kita – sumažėjusią įtempimo jėgą F_2 ir yra vadinama pasyviaja šaka. Šių jėgų skirtumas ir yra naudinga diržo perduodama jėga:

$$F_1 - F_2 = F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (3.3)$$

Iš (3.2) ir (3.3) lygybių galima rasti F_1 ir F_2 :

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \quad \text{ir} \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (3.4)$$

Daroma išvada, kad kuo didesnė pradinio įtempimo jėga, tuo didesnis galimas šakų įtempimo jėgų skirtumas, o kartu didesnė ir naudinga diržo įtempimo jėga arba perduodamas sukimo momentas. Tačiau be saiko didinti jėgos F_0 negalima, nes darbo metu aktyvios šakos įtempiai gali viršyti ribinius ($\sigma_0 + \sigma_t > \sigma_b$) ir diržas gali nutrūkti.

Kai diržas perduoda sukimo momentą, tarp jo ir skriemulių neišvengiamai pasireiškia tamprusis slydimas. Jo rezultatas – skirtingi skriemulių apskritiminiai greičiai. Jų skirtumas įvertinamas slydimo koeficientu.

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100 \%.$$

Jeigu pakeisime greičius sukimosi dažniais,

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \quad \text{ir} \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60},$$

kai $d_1 = d_2$, gausime:

$$\xi = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right) \cdot 100 \% \quad (3.5)$$

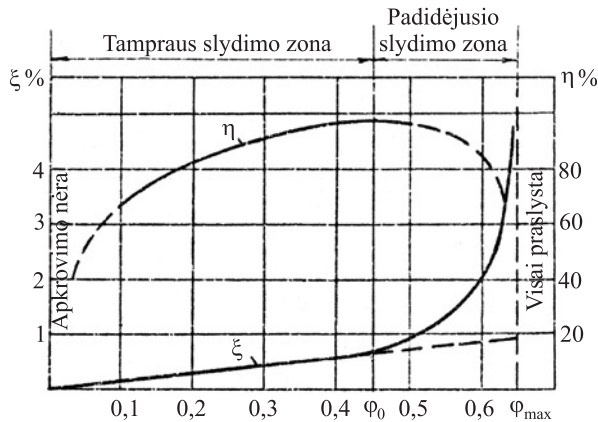
Slydimas neišvengiamai keičia ir naudingumo koeficientą:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100 \% . \quad (3.6)$$

Matematiškai apskaičiuoti slydimo ir n. k. kitimą, keičiantis apkrovimui, beveik neįmanoma, nes tai priklauso nuo daugelio veiksnių, kuriuos ne visada galima aprašyti. Todėl diržo pavaros tiriamos eksperimentiškai. Tyrimų rezultatai iliustruojami kreivėmis. Tyrimų rezultatai iliustruojami kreivėmis, kurios braižomos atidedant absčių ašyje traukos koeficiento φ reikšmes:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{2T_1}{d_1 2F_0} = \frac{T_1}{d_1 F_0}. \quad (3.7)$$

Koordinatų ašyje – ξ ir η reikšmės procentais, kaip parodyta 3.2 pav.



3.2 pav. Slydimo ir naudingumo koeficientų kitimas apkraunant pavarą

Slydimo ir n. k. kitimo kreivės apibūdina diržo pavaros darbingumą. Iki pavaros perkrovimo, t. y. iki buksavimo, pastebimos dvi būdingos zonos:

- tampriojo slydimo zona φ – nuo 0 iki φ_0 ,
- padidėjusio slydimo zona φ – nuo φ_0 iki $\varphi_{\max}$.

Tampriojo diržo slydimas priklauso nuo jo tampriųjų deformacijų. Kadangi tampriosios diržo deformacijos apytikriai atitinka Huko

dėsni, tai ši slydimo kreivės dalis artima tiesei. Šioje zonoje n. k. artėja prie maksimalios reikšmės.

Nuolat šioje zonoje pavara neturėtų dirbti. Leistini tik trumpi nedideli perkrovimai.

Taigi iš slydimo ir n. k. kitimo kreivių galime nustatyti ne tik optimalų naudingo diržo įtempimo bei pradinio įtempimo jėgų santykį (3.7), bet ir tikimybę, kad pavara nepakenks trumpalaikiai perkrovimai. Tokia tikimybė neviršys šių ribų:

Diržų rūšys	$\frac{\varphi_{\max}}{\varphi}$
Kyliniai	1,5–1,6
Plokštieji medvilniniai	1,25–1,4
Plokštieji gumuoti	1,15–1,3
Plokštieji odiniai vilnoniai	1,35–1,5

Laboratorinio darbo tikslai

Rasti pateiktos diržo pavaros pradinio įtempimo suminę jėgą $2F_0$.

Rasti galimą perduoti momentą T_1 .

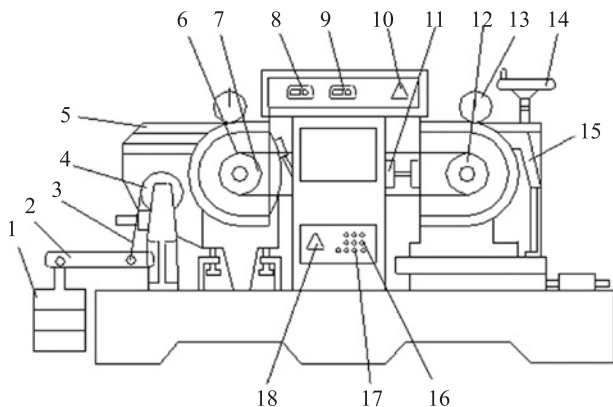
Rasti pavaros naudingumo koeficientą η ir jį atitinkantį slydimo koeficientą ξ .

Grafiškai pavaizduoti diržo traukos savybes ir suformuluoti išvadas apie pavaros darbingumą.

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

Stendas skirtas kylinio arba plokščiojo diržo pavarai tirti, tad jo pagrindą sudaro diržo pavara.

Varantysis tiriamas pavaros skriemulys 7 užpresuotas ant balansinio elektros variklio veleno. Balansinio elektros variklio korpusas gali svyruoti apie savo ašį. Varomasis skriemulys 12 užpresuotas ant stabdžio veleno. Eksperimento rezultatų apdorojimui lengvinti ima ma, kad skriemulių skersmenys vienodi ($d_1 = d_2$).



3.3 pav. Diržo pavaros tyrimo stendas

Sraigtu 14 galima nuosekliai keisti stabdžio trinkelės prispaudimo prie stabdžio būgno jėgą, kartu gaunant skirtingus stabdymo momentus T_2 .

Balansinio variklio reakcinis momentas T_1 ir stabdymo momentas T_2 matuojami plokščiųjų spyruoklių deformacijomis. Šių spyruoklių galai įtvirtinti gembėse 5 ir 15. Jas lenkia pasisukantys variklio statorius ir stabdžio korpusas. Spyruoklių gembėse įtvirtinti laikrodžio tipo indikatoriai 13, kuriais ir matuojamas spyruoklių įlinkis. Indikatorių padalos vertė 0,01 mm. Spyruoklės yra taruotos. Nustatyti T_1 ir T_2 galima iš taravimo kreivių.

Momentus T_1 ir T_2 taip pat galima nustatyti tenzometriniu būdu. Ant minėtųjų matavimo spyruoklių priklijuoti vieliniai varžos davikliai, taruoti pagal tuos pačius spyruoklių įlinkius. Davikliai sujungti su gnybtais 16.

Skriemulių sūkių skaičius matuojami impulsiniais davikliais, įrengtais priešinguose velenų galuose. Jų impulsai perduodami į impulsinius skaitiklius 8 ir 9 (8 – varančiojo veleno, 9 – varomojo). Impulsiniai davikliai taip pat sujungti su gnybtais 17.

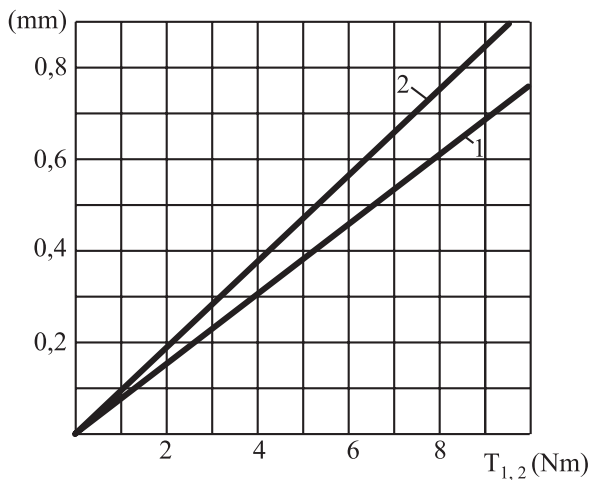
Gnybtais 16 ir 17 matavimų signalai gali būti perduoti į kitus matavimo arba registravimo prietaisus: oscilografus, savirašius ir pan.

Diržas 6 įtempiamas svirtiniu įtaisu 2, 3, 4. Įtempimo jėga keičiama svarsčiu 1. Variklis įjungiamas ir išjungiamas jungikliu 18.

Trijų padėčių jungikliu 10 impulsinius daviklius galima sujungti su skaitikliais 8 ir 9 arba su gnybtais 17 arba visai išjungti.

Darbo eiga

1. Įsitikinti, ar stabdys laisvas.
2. Pagal (3.1) lygybę apskaičiuoti reikiamą diržo pradinio įtempimo jėgą.
3. Svarsčiais 1 apkrauti svertą 2. Kadangi sverto pečių santykis $u = 5$, tai apkrovimas $G = 0,041 A \sigma_0$ (kgF).
4. Įsitikinti, ar skaitikliai išjungti ir nustatyti į nulinę padėtį.
5. Paleisti variklį ir sukant stabdžio rankenėlę 14 laipsniškai (kas 0,1 mm pagal indikatorių) apkrauti pavarą. Kiekvienoje iš 6–8 apkrovos pakopų:
 - 10–20-čiai sekundžių įjungti skaitiklius;
 - užrašyti varančiojo ir varomojo velenų apsisukimų skaičius ir apskaičiuoti jų sukimosi dažnį (aps./min.).
6. Užrašyti variklio ir stabdžio indikatorių rodmenis, o pagal kreives (1 – variklio, 2 – stabdžio) surasti variklio ir stabdžio momentus: T_1 ir T_2 (3.4 pav.).



3.4 pav. Variklio (1) ir stabdžio (2) spyruoklių taravimo kreivės

7. Pagal 3.5 lygybę apskaičiuoti kiekvienos apkrovos pakopos slydimo koeficientą ξ .
8. Pagal 3.6 lygybę apskaičiuoti kiekvienos apkrovos pakopoje naudingumo koeficientą η .
9. Apskaičiuoti traukos koeficiento f reikšmes.
10. Nubraižyti slydimo ir n. k. kitimo kreives.
11. Pateikti savo išvadas apie tiriamąją pavarą.

Diržo pavaros tyrimas

3 laboratorinio darbo ataskaita

1. Pavaros duomenys:
 - a) diržo tipas,
 - b) diržo skerspjūvio plotas,
 - c) pavaros skriemulių skersmenys:

$$d_1 = d_2.$$

2. Eksperimento rezultatai surašomi į 4 lentelę.

4 lentelė. Eksperimentų duomenys

Matavimų nr.	Variklio indikatorius rodmenys (mm)	Stabdžio indikatorius rodmenys (mm)	Varančiojo veleno momentas T_1 (Nm)	Varomojo veleno momentas T_2 (Nm)	Variklio apsiskukimų skaičius per...s	Stabdžio veleno apsiskukimų skaičius per...s	Varančiojo veleno sukimosi dažnis (1/min.)	Varomojo veleno sukimosi dažnis (1/min.)	Slydimo koeficientas x (%)	Naudingumo koeficientas η (%)	Traukos koeficientas f	Pastabos
1												
2												
3												
4												
5												
6												

3. Kreivės $\xi = f(\varphi)$ ir $\eta = f(\varphi)$.
4. Išvados.

4 laboratorinis darbas

DIRŽINIO VARIATORIAUS TYRIMAS

Santrumpos ir reikšmės

ρ – trinties kampas;
 F_q – trinties jėgos sudaromoji tangentine kryptimi;
 F_f – trinties jėga;
 F_r – trinties jėgos sudarančioji normaline kryptimi;
 F – spyruoklės jėga;
 ϕ – variatoriaus kūgių sudaromas pastovusis kampas;
 ϕ_d – diržo profilio kampas;
 T_1 – varantysis momentas;
 T_2 – pasipriešinimo momentas;
 $d_{2\min}$ – varomojo skriemulio skersmuo;
 $d_{2\max}$ – varomojo skriemulio skersmuo;
 D – reguliavimo ribos;
 n_{01} – varančiojo veleno skaitiklio rodmenys;
 n_{02} – varomojo veleno skaitiklio rodmenys;
 n_1 – varančiojo veleno sukimosi dažnis;
 n_2 – varomojo veleno sukimosi dažnis;
 n_{2x} – varomojo veleno sukimosi dažnis, esant tam tikram stabdžio momentui x ;
 $n_{2\min}$ – mažiausias varomojo veleno sukimosi dažnis;
 $n_{2\max}$ – didžiausias varomojo veleno sukimosi dažnis;
 $U_{\min}$ – perdavimo santykis;
 $U_{\max}$ – perdavimo santykis;
 U – faktinis perdavimo skaičius;
 U_0 – perdavimo skaičius tuščios eigos metu;
 ξ – pavaros slydimo koeficientas;
 η – pavaros naudingumo koeficientas.

VARIATORIAI IR JŲ SAVYBĖS

Mechaninė pavara, kurios perdavimo skaičių galima keisti nuosekliai, vadinama variatoriumi. Variatorius yra nepakeičiamas, norint optimizuoti kokį nors mechaninį procesą. Pavyzdžiui, tekinant pjovimo greitis priklauso nuo ruošinio skersmens ir sukimosi dažnio. Mažėjant ruošinio skersmeniui, pjovimo greitis mažėja, vadinasi, procesas tampa netikslingas. Išlaikyti tą patį pjovimo greitį galima nuosekliai didinant ruošinio sukimosi dažnį. Šiuo tikslu naudojamas variatorius. Jis yra pigesnis už analogišką elektrinę sistemą, kai naudojamas kintamojo sukimosi dažnio pastoviosios srovės elektros variklis, maitinamas generatoriaus arba sudėtingo elektros srovės dažnio keitiklio.

Pagrindinė variatoriaus charakteristika – reguliavimo ribos (diapazonas D). Bendruoju atveju reguliavimo ribos yra ribinių perdavimo skaičių santykis:

$$D = \frac{U_{\max}}{U_{\min}}. \quad (4.1)$$

Jeigu $n_1 = \text{const}$, tai reguliavimo ribos gali būti užrašytos:

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}}. \quad (4.1a)$$

Praktinės paprasto diržinio variatoriaus reguliavimo ribų reikšmės:

- naudojant paprastą diržą – $D \approx 1,5$;
- naudojant specialų diržą – $D \approx 5,0$.

Kaip ir diržo pavara, variatoriui būdingas tamprus diržo slydimas skriemuliais (šiuo atveju skriemuliais reikėtų vadinti reguliuojamo atstumo kūginių pusskriemulių kompleksus).

Slydimo koeficientas:

$$\xi = \frac{n_1 - n_{2x} u_0}{n_1}; \quad (4.2)$$

čia n_1 – varančiojo veleno sukimosi dažnis, n_{2x} – varomojo veleno sukimosi dažnis, esant tam tikram stabdžio momentui x , u_0 – perdavimo skaičius tuščiosios eigos metu.

Naudingumo koeficientas:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u}; \quad (4.3)$$

čia T_1 – varantysis momentas, T_2 – pasipriešinimo momentas, u – faktinis perdavimo skaičius.

Diržiniai kūginiai variatoriai yra patogūs, nes yra paprasti, bet turi ir trūkumų:

1. Keičiantis diržo padėčiai kūgių atžvilgiu, t. y. keičiantis d_2 (4.1 pav.), keičiasi diržo profilio kampas φ_d . Ties $d_{\min}$ diržo kampas φ_d yra mažiausias, o ties $d_{\max}$ – didžiausias. Taip yra dėl diržo skerspjūvio deformacijos jį lenkiant. Variatoriaus kūgiai tarpusavyje sudaro pastovųjį kampą φ . Diržo ir kūgių skirtumo rezultatas – skirtingose skriemulio vietose skirtingi spaudimai į diržo šoninį (darbo) paviršių (žr. skirtingas q diagramas) ir greitas diržo dilimas.

Dėl šio trūkumo variatorių diržai greitai išsisluoksniuoja. Kad slėgio q pasiskirstymas visose diržo padėtyse būtų apytikriai vienodas, reikia kūgius daryti šiek tiek sferinius („išpūstus“) spinduliu r . Kampe φ kitimas pagal tokią kūgio sudaromąją turėtų apytikriai atitikti $34\text{--}38^\circ$ kampą, rekomenduojamus kylinio diržo skriemuliams atsižvelgiant į jų skersmenį.

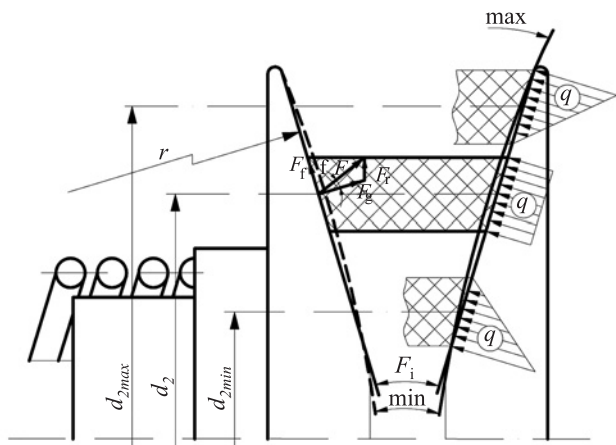
2. Spyruoklės jėga F dėl trinties jėgų F_f nukryps nuo normalės trinties kampu p . Toliau jėgos F veikimas pasiskirstys: pagal normalę – sudaryti tam tikram lyginamajam spaudimui q (sudarantioji F_q) ir radialine kryptimi – išstumti diržui (sudarantioji F_r). Pastaroji yra diržo įtempimo jėga. Dėl savo savybių (charakteristikos) spyruoklės jėga bus mažiausia, kai ji bus ilgiausia. Tuo metu diržas bus padėtyje $d_{2\max}$ ir $d_{l\min}$. Vadinas, susidarys palankios sąlygos diržui slysti.

Šį variatoriaus trūkumą galima gerokai sumažinti įrengus pakankamai ilgą spyruoklę. Tada jos išplėtojama jėga mažiau priklausys nuo skriemulio padėties.

Laboratorinio darbo tikslai

1. Rasti variatoriaus reguliavimo ribas D .
2. Rasti slydimo koeficiento ξ ir naudingumo koeficiento η 4–6 reikšmes.

3. Nubraižyti: $\xi = f(T_2)$ ir $\eta = f(T_2)$.
4. Įvertinti variatoriaus charakteristikas.



4.1 pav. Variatoriaus reguliavimo schema

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

Stendo pagrindas – kylinio diržo variatorius. Jo darbas labai priena kylinio diržo pavaros darbą. Todėl kūgių komplektai dažnai vadinami reguliuojamo pločio skriemuliais arba tiesiog reguliuojamais skriemuliais.

Varantysis skriemulys 1 (4.2 pav.), reguliuojamas rankenėle 17, yra pritvirtintas prie variklio 14 veleno. Varomasis skriemulys 3 reguliuojasi savaime atsižvelgiant į varančiojo skriemulio padėtį. Reikiamoje padėtyje varomąjį skriemulį laiko diržas ir didelio skersmens cilindrinė šio skriemulio spyruoklė.

Varančiojo veleno padėtis stende fiksuota. Varomąjį veleną galima slankioti sraigto 6 kreipiančiosiose 5.

Velenų apsisukimų skaičiai registruojami impulsiniais skaitikliais 2, kurie gauna signalus iš impulsinių jutiklių 7, esančių priešinguose skriemuliams velenų galuose. Vieno apsisukimo metu jutiklis duoda vieną impulsą. Skaitikliai, stendui dirbant, įjungiami rankenėle 18 tam tikram laikui (10–20 s), o tada apskaičiuojami sukimosi dažniai l/min.

Ta pačia rankenėle 18 skaitiklius galima bet kuriuo momentu sustabdyti arba impulsinių jutiklių 7 signalus perjungti į gnybtus 4.

Sukimo ir stabdymo momentų matavimo spyruoklės yra taruotos pagal deformacijas (įlinkius), atitinkančias tam tikrus momentus. Spyruoklės ir jų įlinkius rodantieji indikatoriai tvirtinami specialiose gembėse 9. Momentams matuoti ir užrašyti gali būti panaudotas oscilografas. Jis jungiamas prie gnybtų 4, kur yra išvesti rezistorių jutiklių, priklijuotų prie tų pačių matavimo spyruoklių, laidai.

Balansinio variklio 14 statorius gali pasisukti guoliuose. Vienas iš jų – 15 yra kartu ir varančiojo skriemulio atrama. Sukantis elektros varikliui, reakcinis momentas (savo absoliučiu dydžiu lygus variklio rotorius veleno momentui) slegia matavimo įtaiso 9 spyruoklę, kuri ne tik sulaiko statorių nuo pasisukimo, bet ir leidžia išmatuoti elektros variklio momentą.

Ant varomojo veleno įrengtas stabdys 11, imituojantis apkrovimą. Stabdys sudarytas iš būgno 10, nejudamai sujungto su velenu, ir apkabos su dviem trinkelėmis. Trinkelės turi frikcinis antdėklus. Sukant sraigą 12, lanksto apkaba 13 prispaudžia trinkelės prie būgno, taip sudarydama stabdymo momentą. Šį momentą atsveria ir matuoja jau minėtas prietaisas 9.

Stendas įjungiamas rankenėle 16.

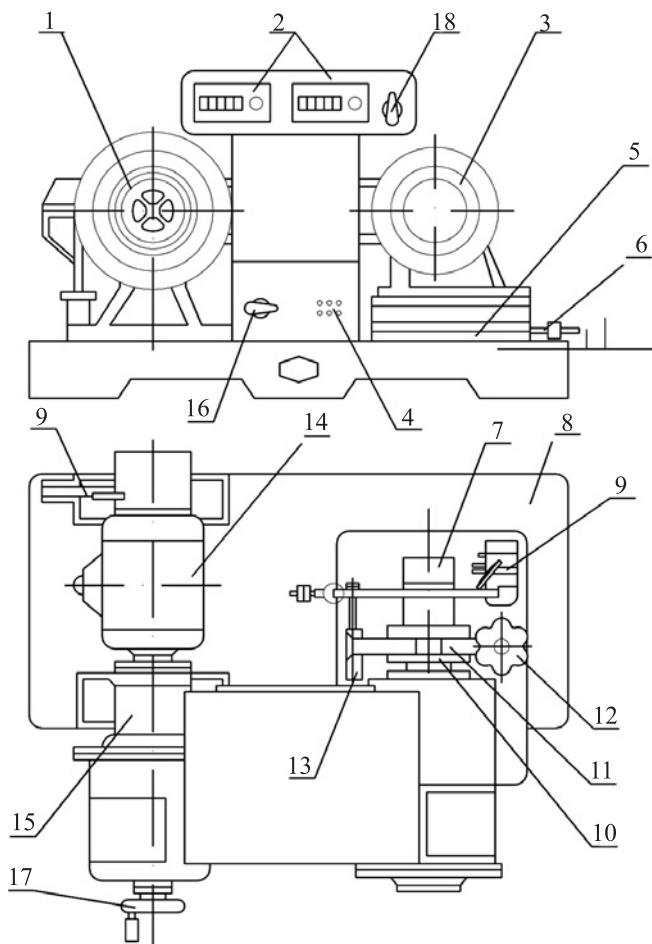
Visi stendo mazgai ir valdymo pultai sumontuoti ant standaus pagrindo 8.

Visų rūšių variatoriai reguliuojami tik jiems sukantis.

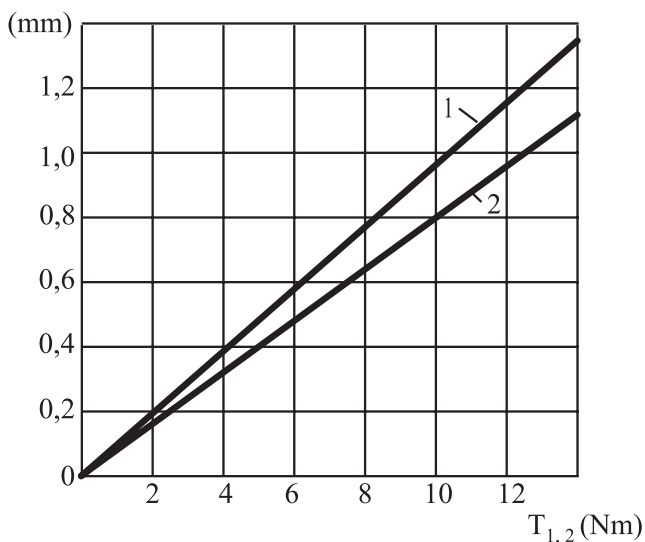
Darbo eiga

1. Įsitikinti, ar stabdys laisvas.
2. Įsitikinti, ar skaitikliai yra nulinėje padėtyje ir išjungti.
3. Paleisti variklį.
4. Sureguliuoti varantįjį skriemulį taip, kad diržas būtų ant jo mažiausiojo skersmens.
5. Tam tikram laikui (10–20 s) įjungti skaitiklius. Nustatyti varomojo veleno sukimosi dažnį $n_{2\min}$.
6. Perreguliuoti varantį skriemulį į priešingą ribinę padėtį.

7. Analogiškai 4 rasti $n_{2\max}$.
8. Pagal 4.1 a lygybę apskaičiuoti D .
9. Pasirinkti bet kurią tarpinę varančiojo skriemulio padėtį.
10. Įjungti pasirinktam laikui skaitiklius, nustatyti n_{01} ir n_{02} .
Rasti u_0 .



4.2 pav. Stendas diržiniam variatoriui tirti



4.3 pav. Variklio (1) ir stabdžio (2) spyruoklių taravimo grafikas

11. Pamažu didinant stabdžio įveržimą (4–6 kartus, didinant stabdžio indikatoriaus rodmenis 0,1 mm), užrašyti:
 - a) skaitiklių rodmenis (per 10–20 s),
 - b) indikatorių rodmenis.
12. Rasti tam tikras n_1 ir n_2 reikšmes, taip pat T_1 ir T_2 reikšmes (pagal taravimo grafikus – 4.3 pav.).
13. Pagal 4.2 lygybę apskaičiuoti slydimo koeficiento ξ reikšmes, o pagal 4.3 lygybę – naudingumo koeficiento η reikšmes.
14. Nubrėžti grafikus: $\eta = f(T_2)$ ir $\xi = f(T_2)$.

Variatoriaus tyrimas

4 laboratorinio darbo ataskaita

1. Stendo ir laboratorinio darbo atlikimo eigos aprašymas.
2. Minimalus varomojo veleno sukimosi dažnis $n_{2\min}$.
3. Maksimalus varomojo veleno sukimosi dažnis $n_{2\max}$.
4. Reguliavimo ribos $D = ?$

5. Eksperimento rezultatai surašomi į tokią lentelę:

Matavimų nr.	Variklio indikat. rodmenys (mm)	Stabdžio indikat. rodmenys (mm)	Varančiojo veleno momentas T_1 (Nm)	Varomojo veleno momentas T_2 (Nm)	Variklio apsisukimų skaitiklio rodmenys per...s	Stabdžio veleno apsisukimų skaitiklio rodmenys per...s	Varančiojo skriemulio sukimosi dažnis 1/min.	Varomojo skriemulio sukimosi dažnis 1/min.	Slydimo koeficientas	Naudingumo koeficientas	Pastabos

6. Nubraižyti priklausomybę $\xi = f(T_2)$ ir $\eta = f(T_2)$.

7. Išvados.

5 laboratorinis darbas

CILINDRINIO TIESIAKRUMPLIO REDUKTORIAUS TYRIMAS

Santrumpos ir reikšmės

g – kūnų laisvojo kritimo pagreitis;
 F_1 – svarelįo svoris;
 F_2 – svarelįo svoris;
 m_1 – svarelįo masė;
 m_2 – svarelįo masė;
 h_{i-1} – ankstesnė indikatoriaus rodmenų reikšmė;
 h_i – indikatoriaus rodmenys;
 ΔT_1 – svarelįo sukuriama momento didėjimas ant variklio veleno;
 ΔT_2 – svarelįo sukuriama momento didėjimas ant magnetinio
miltelinio stabdžio veleno;
 k_{ii} – taravimo koeficientas konkrečiam intervalui;
 k_{1i} – taravimo koeficientas;
 k_{2i} – taravimo koeficientas;
 k_1 – taravimo koeficientų aritmetinis vidurkis;
 k_2 – taravimo koeficientų aritmetinis vidurkis;
 n – matavimų skaičius;
 h_1 – prie variklio pritvirtinto indikatoriaus rodmenys;
 h_2 – prie magnetinio miltelinio stabdžio pritvirtinto indikatoriaus
rodmenys;
 ω_1 – varančiojo veleno kampinis greitis;
 ω_2 – varomojo veleno kampinis greitis;
 P_1 – sunaudotas galingumas;
 P_2 – gautas galingumas;
 T_1 – varančiojo veleno sukimo momentas;
 T_2 – varomojo veleno sukimo momentas;
 U – bendrasis perdavimo skaičius;
 η – perdavos naudingumo koeficientas.

CILINDRINIAI REDUKTORIAI

Mašinų gamyboje mechaninės perdavos dažniausiai naudojamos sukimosi dažniui mažinti, o kartu sukimo momentui didinti. Viena arba kelios mechaninės perdavos, esančios bendrame korpuse ir skirtos sukimosi dažniui mažinti, vadinamos reduktoriumi. Prietaisams gaminti dažnai naudojami priešingų savybių mechanizmai – multiplikatoriai. Gaminant automobilius didesniai ratų sukimo momentui pasiekti taip pat naudojami reduktoriai, bet čia jie vadinami demultiplikatoriais.

Reduktoriuose dažniausiai naudojamos kabinimo perdavos (krumpliaratinės – tiesiais, įstrižais krumpliais, ševroninės ir kūginės, taip pat sliekinės), nes jos yra mažų dydžių, todėl lengvai telpa bendrame korpuse. Dar mažesnių dydžių reduktorius gausime taikydami planetines ir bangines pavaras.

Krumpliaratiniai reduktoriai, sudaryti iš cilindrinų krumpliaraičių, kai perdavos išdėstytos nuosekliai viena po kitos, vadinami cilindriniais reduktoriais. Greitaeigis reduktoriaus velenas vadinamas pradiniu, o lėtaeigis – galiniu velenu. Visus kitus velenus, esančius tarp pradinio ir galinio, vadiname tarpiniais velenais. Tarpiniai velenai vadinami sukimosi lėtėjimo kryptimi: pirmas tarpinis, antras tarpinis ir t. t. Pagal perdavų skaičių reduktoriai vadinami vienalaipsniais (viena pavarą), dvilaipsniais (dvi pavaros) ir t. t. Šiame laboratoriniame darbe nagrinėjamas ir eksperimentiškai tiriamas daugialaipsnis cilindrinis tiesiakrumplis reduktorius.

Tiriamąjį reduktoriaus bendras perdavimo skaičius U yra lygus laipsnių perdavimo skaičių sandaugai:

$$U = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n; \quad (5.1)$$

$$\text{čia } u_1 = \frac{z_2}{z_1}.$$

Jeigu mechanizmo perdavimo skaičius yra pastovus, tai, kaip žinome iš mechanizmų ir mašinų teorijos, tokio mechanizmo naudingumo koeficientą patogiau rasti iš gauto ir sunaudoto galingumų santykio:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 U}. \quad (5.2)$$

Pradinio veleno momentas T_1 ir galinio veleno momentas T_2 randami eksperimentiškai.

Laboratorinio darbo tikslai

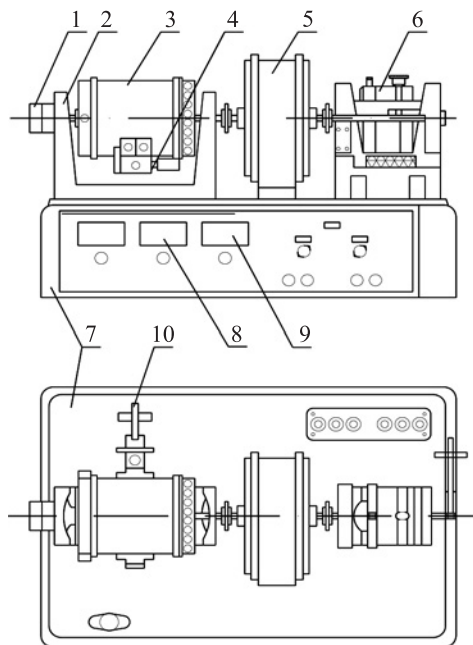
1. Susipažinti su daugialaipsnio cilindrinio tiesiakrumplio reduktoriaus veikimu.
2. Išmokti nustatyti kinetinius parametrus vizualiai stebint mechanizmą.
3. Nubraižyti reduktoriaus kinetinę schemą.
4. Rasti reduktoriaus laipsnių perdavimo skaičius ir bendrąjį reduktoriaus perdavimo skaičių.
5. Susipažinti su prietaisų taravimu.
6. Rasti reduktoriaus naudingumo koeficiento priklausomybę nuo įvairių darbo režimų.

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

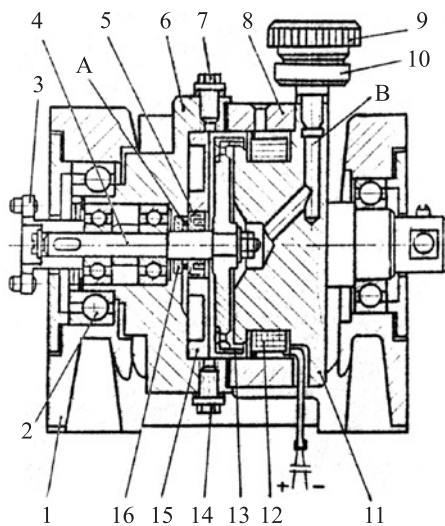
Stendas 5.1 pav. sudarytas iš šių mazgų: tiriamojo reduktoriaus 5, elektros variklio 3 su mechaniniu tachometru 1, apkrovimo įtaiso 6 ir momentų matavimo prietaisų 8 ir 9. Visa tai sumontuota stovė 7. Variklio statorius lankstais įtvirtintas dviejose atramose 2 taip, kad jo sukimosi ašis sutampa su rotorius sukimosi ašimi. Statoriui suktis neleidžia plokščia spyruoklė 4. Kartu ji atlaiko statorių veikiantį reakcijos momentą, lygų rotorius sukimosi momentui. Rotorius velenas mova sujungtas su reduktoriaus 5 pradiniu vėlenu. Kitas rotorius veleno galas sujungtas su elektroninio tachometro 1 vėlenu. Statorių veikiančio momento matavimo prietaisui 8 taruoti yra svirtis 10. Ant jos uždėtu svareliu sukuriamas norimo dydžio sukimo momentas, imituojantis minėtą statoriaus reakcijos sukimo momentą.

Reduktorių 5 sudaro korpusas ir nuosekliai sujungtos krumpliciartinės pavaros. Korpusas uždengtas permatomu gaubtu, per kurį galima stebėti reduktoriaus darbą.

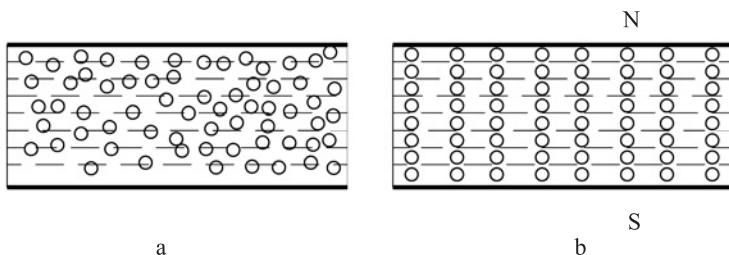
Apkrovimo įtaisas 6 yra magnetinis miltelinis stabdys. Jo konstrukcija parodyta 5.2 pav. Stabdžio darbas paremtas tuo, kad feromagnetinis skystis, jei jį kerta elektromagnetinis laukas, priešinasi kūnų judėjimui. Feromagnetinis skystis – tai alyva (viena svorio dalis industrinės alyvos Shell Omala 150, DIN 51517), kurioje yra karbonilinės geležies grūdelių (6 svorio dalys, markė R–10 GOST 13610–79). 5.3 a pav. parodytas tarpelis q , pripildytas feromagnetiniu skysčio. Plyšį sudaro magnetiniai detalių 8, 11 ir 13 (5.2 pav.) paviršiai. Paprastai milteliai tolygiai pasiskirsto visame tarpelyje. Veikiant magnetiniam laukui, grūdeliai išsirikiuoja į „siūlelius“ išilgai magnetinio lauko linijų 5.3 b pav. Grūdeliai tarpusavyje sukimba, o siūleliai prikimba prie plyšį sudarančių paviršių. Judant paviršiams, atsiranda jėga, kuri priešinasi šiam judėjimui. Šios jėgos dydis priklauso nuo magnetinio lauko stiprumo. Jeigu magnetinį lauką sukuriame elektromagnetu, tai keičiant srovės dydį vijose 12 (5.2 pav.) galima reguliuoti minėtą pasipriešinimo jėgą. Apkrovimo įtaiso korpusas 6 su elektromagneto jungu 8 ir šerdesu 11 gali sukurti dviejuose guoliuose 2, įmontuotuose stovė 1. Sukimosi ašis sutampa su būgno 13 sukimosi ašimi. Būgno velenas 4 mova 3 sujungtas su reduktoriaus galiniu veleno. Būgnas 13 sukasi tarpelyje tarp elektromagneto šerdeso 11 ir jungo 8. Feromagnetinis skystis į stabdį įpilamas per piltuvą 10, kanalais B užpildo aktyvų elektromagneto tarpelį, kuriame sukasi būgnas 13. Į ertmę A patenka skystis, kuris prasisunkia pro riebokšlį 5. Kamštis 7 reikalingas skysčiui kontroliuoti, o 14 – išpilti. Veltinis 16 apsaugo veleno 4 guolius nuo magnetinio skysčio, patenkančio į ertmę A. Variklio ir stabdžio momentai matuojami plokščiomis spyruoklėmis 4. Jos neleidžia sukurti variklio korpusui ir stabdžiui. Ant spyruoklių priklijuoti varžos jutikliai. Jutikliai įjungti į tenzostiprintuvo įėjimo grandinę. Taigi spyruoklių įlinkiai įvertinami indikatorių 8 ir 9 rodmenimis. Variklio sukimosi dažnis matuojamas elektroniniu tachometru.



5.1 pav. Cilindrinio reduktoriaus tyrimo stendas



5.2 pav. Magnetinis miltelinis stabdys



5.3 pav. Tarpelis, pripildytas feromagnetinio skysčio:
a – nesant magnetinio lauko; b – veikiant magnetiniam laukui

Darbo eiga

Išnagrinėjus reduktorių konstrukciją, nubraižyti kinematinę schemą.

Rasti reduktoriaus laipsnių perdavimo skaičius ir pagal (5.1) lygybę apskaičiuoto bendrą reduktoriaus perdavimo skaičių u .

Sutaruoti variklio momento matavimo indikatorių:

Prie statoriaus iškyšos pritvirtinti strypą.

Ties nuline strypo padala uždėti svarelį ir užrašyti indikatoriaus rodmenį 5.1 lentelėje.

Perstumiant ant strypo uždėtą svarelį į naujas padėtis 3, 6, 9, 12 ir 15 cm, užrašyti 5.1 lentelėje indikatoriaus rodmenis.

Kiekvienam intervalui apskaičiuoti taravimo koeficientą:

$$k_{ii} = \frac{\Delta T_i}{h_{ii} - h_{ii-1}}; \quad (5.3)$$

čia h_{ii} – indikatoriaus rodmuo, esant svareliui padėtyje i , h_{ii-1} – ankstesnis indikatoriaus rodmuo, kai svarelis petys buvo 3 cm trumpesnis, ΔT_1 – svarelis sukuriama momento padidėjimas, kai petys padidėja 3 cm.

Svarelis masė: $m_l = 0,1$ kg, jo svoris: $F_1 = m_l \cdot g = 0,1 \cdot 9,81 = 0,981$ N, $\Delta T_1 = 9,81 \cdot 0,1 \cdot 0,03 = 0,02943$ Nm. Rezultatus įrašyti į 1 lentelę.

Rasti taravimo koeficiento k_{1L} aritmetinį vidurkį, kuris parodo, kokį variklio momentą atitinka viena indikatoriaus padala:

$$k_1 = \frac{\sum k_{1L}}{n} \frac{\text{Nm}}{\text{mm}}; \quad (5.4)$$

čia n – matavimų skaičius.

Nubraižyti taravimo grafiką $h_1 = \varphi(T_1)$.

Sutaruoti stabdymo momento matavimo indikatorių:

1. Prieš stabdžio korpuso pritvirtinti strypą.

2. Ties strypo nuline padala uždėti svarelį ir užrašyti indikatoriaus rodmenį h_2 5.2 lentelėje.

3. Perstumti svarelį į naujas padėtis: 4, 8, 12, 16 ir 20 cm, o indikatoriaus rodmenis surašyti į 5.2 lentelę.

4. Apskaičiuoti taravimo koeficientą kiekvienam matavimo intervalui:

$$k_{2i} = \frac{\Delta T_2}{h_{2i} - h_{2i-1}}; \quad (5.5)$$

čia h_{2i} – indikatoriaus rodmuo, esant svareliui padėtyje h (aps./min.); h_{2i-1} – ankstesnis indikatoriaus rodmuo, kai svarelio petys buvo 4 cm trumpesnis (mm); ΔT_2 – svarelio sukuriama momento didėjimas, kai patys padidėja 4 cm.

Svarelio masė $m_2 = 1,0$ kg, jo svoris $F_2 = m_2 \cdot g = 9,81$ N. Tada $\Delta T_2 = 9,81 \cdot 0,04 = 0,3924$ Nm. Rezultatus surašyti į 5.2 lentelę.

5. Rasti taravimo koeficientų k_{2i} aritmetinį vidurkį, kuris rodo, kokį stabdymo momentą atitinka viena indikatoriaus padala:

$$k_2 = \frac{\sum k_{2i}}{n} \frac{\text{Nm}}{\text{mm}};$$

čia n – matavimų skaičius.

Nubraižyti taravimo grafiką $h_2 = f(T_2)$.

Rasti naudingumo koeficiento priklausomybę nuo apkrovimo.

Ijungti variklį. Dėstytojui nurodžius nustatyti vieną iš sukimosi dažnių:

- 1) $n_1 = 600$ aps. / min,
- 2) $n_1 = 800$ aps. / min,
- 3) $n_1 = 1000$ aps. / min,
- 4) $n_1 = 1200$ aps. / min,
- 5) $n_1 = 1400$ aps. / min.

Pastaba: eksperimento metu stebėti, kad n_1 nesikeistų. Prireikus – pareguliuoti.

6. Didinti stabdymo momentą žingsniu 0,1 mm magnetiniu milte-
liniu stabdžiu, rodomu prie jo pritvirtintu indikatoriumi, taip keičiant
reduktoriaus apkrovimą. Gautus h_1 ir h_2 reikšmių rezultatus surašyti į
5.3 lentelę.

7. Pagal 4 ir 6 punktuose gautus taravimo grafikus h_1 ir h_2 reikš-
mėms rasti momentus T_1 ir T_2 rezultatus surašyti į 5.3 lentelę.

8. Pasinaudojus 5.2 lygybe, kiekvienam T_1 ir T_2 atvejui rasti n. k.
reikšmę. Rezultatus surašyti į 5.3 lentelę.

9. Rasti naudingumo koeficiento priklausomybę nuo sukimosi
dažnio: $\eta = f(n_1)$.

10. Pagal darbų atlikimo grafiko reikalavimus nustatome vieną iš
momentų T_2 :

1) $T_2 = 1,0 \text{ Nm}$,

2) $T_2 = 1,2 \text{ Nm}$,

3) $T_2 = 1,4 \text{ Nm}$,

4) $T_2 = 1,6 \text{ Nm}$,

5) $T_2 = 1,8 \text{ Nm}$.

Pastaba: eksperimento metu stebėti, kad T_2 reikšmė nesikeistų.
Prireikus – pareguliuoti.

11. Keičiant variklio maitinimo srovę kas 5 padalos, gauti įvairias
sukimosi dažnio n_1 reikšmes. Jas ir variklio sukimo momento indika-
toriaus h_1 reikšmes surašyti į 5.4 lentelę.

12. Pagal 4 punkte gauta taravimo grafiką h_1 reikšmėms rasti dy-
džius T_1 ir surašyti į 5.4 lentelę.

13. Pasinaudojus 5.2 lygybe, kiekvienam n_1 ir T_1 atvejui rasti n. k.
reikšmę. Rezultatus surašyti į 5.4 lentelę.

14. Nubrėžti grafikus $\eta = f(T_2)$ ir $\eta = f(n_1)$.

15. Suformuluoti savo išvadas apie tirtą reduktorių.

Cilindrinio tiesiakrumplio reduktoriaus tyrimas

5 laboratorinio darbo ataskaita

1. Stendo ir laboratorinio darbo atlikimo eigos aprašymas.
2. Nubraižyti reduktoriaus kinematinę schemą.
3. Variklio momento matavimo indikatoriaus taravimo rezultatus surašyti į lentelę.

5.1 lentelė. Variklio indikatoriaus taravimas

Svarelis petys (cm)	Indikatoriaus rodmenys (mm)	Taravimo koeficientas k_1
0		
3		
6		
9		
12		
15		
18		
21		

4. Taravimo koeficientų k_1 vidurkis.
5. Stabdžio momento matavimo indikatoriaus taravimo rezultatai:

5.2 lentelė. Stabdžio indikatoriaus taravimas

Svarelis petys (cm)	Indikatoriaus rodmenys (mm)	Taravimo koeficientas k_1
0		
4		
8		
12		
16		
20		
24		

6. Taravimo koeficientų k_2 vidurkis.

7. Nubraižyti taravimo grafikus priklausomybėms $h_1 = f(T_1)$ ir $h_2 = f(T_2)$.

8. Reduktoriaus naudingumo koeficiento priklausomybė nuo apkrovimo, kai $n_1 = \dots\dots\dots$ aps. / min.

5.3 lentelė. Naudingumo koeficiento priklausomybė nuo apkrovimo

Mata- vimo nr.	Variklio		Stabdžio		Naudin- gumo koeficientas η
	indika- toriaus rodmenys (mm.)	momentas T_1 (Nm)	indika- toriaus rodmenys (mm)	momentas T_2 (Nm)	
1					
2					
3					
4					
5					
6					

9. Reduktoriaus naudingumo koeficiento priklausomybė nuo sukimosi dažnio, kai stabdžio momentas $T_2 = \dots\dots\dots$ Nm.

5.4 lentelė. Naudingumo koeficiento priklausomybė nuo sukimosi dažnio

Mata- vimo nr.	Variklio rotorius sukimosi dažnis n_1 (aps./min.)		Variklio		Naudin- gumo koeficientas η
			indika- toriaus rodmenys, (mm)	momentas (Nm)	
1					
2					
3					
4					
5					
6					

10. Naudingumo koeficiento kitimo grafikai: $\eta = f(T_2)$ ir $\eta = f(n_1)$.

11. Išvados.

6 laboratorinis darbas

PLANETINIO REDUKTORIAUS TYRIMAS

Santrumpos ir reikšmės

g – kūnų laisvojo kritimo pagreitis;
 F_1 – svarelįo svoris;
 F_2 – svarelįo svoris;
 m_1 – svarelįo masė;
 m_2 – svarelįo masė;
 h_{1i-1} – ankstesnė indikatoriaus rodmenis reikšmė;
 h_{1i} – indikatoriaus rodmuo;
 ΔT_1 – svarelįo sukuriama momento didėjimas ant variklio veleno;
 ΔT_2 – svarelįo sukuriama momento didėjimas ant magnetinio miltelinio stabdžio veleno;
 Δl_1 – prie variklio įtvirtinto strypo svarelįo perstūmimo žingsnis;
 Δl_2 – prie magnetinio miltelinio stabdžio įtvirtinto strypo svarelįo perstūmimo žingsnis;
 k_{1i} – taravimo koeficientas;
 k_{2i} – taravimo koeficientas;
 k_1 – taravimo koeficientų aritmetinis vidurkis;
 k_2 – taravimo koeficientų aritmetinis vidurkis;
 h_1 – indikatoriaus, pritvirtinto prie variklio, rodmenys;
 h_2 – indikatoriaus, pritvirtinto prie magnetinio miltelinio stabdžio, rodmenys;
 n_1 – sukimosi dažnis, aps./min.;
 T_1 – varančiojo veleno (variklio) sukimo momentas;
 T_2 – varomojo veleno (stabdžio) sukimo momentas;
 Z_1 – pirmojo krumpliaračio krumplių skaičius;
 Z'_1 – satelito pirmojo krumpliaračio krumplių skaičius;
 Z'_2 – satelito antrojo krumpliaračio krumplių skaičius;
 $Z_{3st.}$ – trečiojo (sustabdytojo) krumpliaračio krumplių skaičius;
 U – planetinio reduktoriaus perdavimo skaičius;
 η – perdavos naudingumo koeficientas.

PLANETINIAI REDUKTORIAI

Bendros žinios apie planetines perdavas

Kaip ir kitų rūšių reduktoriai, planetiniai reduktoriai skirti sukimosi dažniui sumažinti, tuo pačiu metu didinant sukimo momentą. Nuo paprastų reduktorių jie skiriasi tuo, kad kai kurios jų krumpliaračių ašys skrieja apie centrinę krumpliaratį. Ši savybė ir lėmė pavadinimą. Kadangi sukimo momentą perduoda vienu metu kelios krumpliaračių poros, tai padidėja galinio veleno momentas. Daugiausia planetinių reduktorių krumpliaračių sukabinimo jėgos dedamosios atsisveria, todėl velenai nelenkiami. Dėl šių savybių planetiniai reduktoriai, būdami kompaktiškesni už paprastus krumpliaratinius reduktorius, turi didesnę perdavimo skaičių.

Tačiau planetiniai reduktoriai yra sudėtingesnės konstrukcijos, todėl juos gaminant reikia daugiau tikslumo. Projektuojant juos reikia atlikti daugybę išankstinių sąlygų (sąšūmo, kaimynystės ir surinkimo). Dėl to sunkiau gauti norimą perdavimo skaičių.

Nepaisant šių trūkumų, planetiniai reduktoriai vis labiau plinta. Viena iš plitimo priežasčių yra pradinio ir galinio velenų sąšūmas. Ši velenų išdėstymo schema yra labai patogi reduktorių blokuojant su varikliu. Tokie blokuoti mechanizmai vadinami motorreduktoriais.

Planetinių reduktorių yra įvairių schemų. Nuo schemos priklauso perdavimo skaičiaus nustatymo būdas. Tiriomojo planetinio reduktoriaus perdavimo skaičius yra:

$$u = \frac{n_1}{n_2} \quad (6.1)$$

arba

$$u = 1 - \frac{z'_1 \cdot z_{3st.}}{z_1 \cdot z'_2}; \quad (6.2)$$

čia n_1 – pradinio veleno sukimosi dažnis, aps./min.;

n_2 – galinio veleno (vediklio) sukimosi dažnis, aps./min.;

z_1 – pirmojo krumpliaračio krumplių skaičius;

z'_1 – satelito pirmojo krumpliaračio krumplių skaičius;

z'_2 – satelito antrojo krumpliaračio krumplių skaičius;

$z_{3st.}$ – trečiojo (sustabdyto) krumpliaračio krumplių skaičius.

Kai mechanizmo perdavimo skaičius yra pastovus, jo naudingumo koeficientui apskaičiuoti patogi ši lygybė:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u}; \quad (6.3)$$

čia T_1 – pradinio veleno (variklio) momentas, Nm.

T_2 – galinio veleno (stabdžio) momentas, Nm.

Šie du momentai nustatomi eksperimento būdu.

Laboratorinio darbo tikslai

1. Susipažinti su planetinio reduktoriaus veikimu.
2. Išmokti nustatyti kinematinčius parametrus vizualiai stebint mechanizmą.
3. Nubraižyti reduktoriaus kinematinę schemą.
4. Rasti reduktoriaus perdavimo skaičių dviem būdais: pagal apsisukimų skaičius ir pagal krumpliciaračių krumplių skaičių.
5. Susipažinti su laikrodiniu indikatoriumi, naudojamu sukimo momentams matuoti, taravimu.
6. Rasti planetinio reduktoriaus naudingumo koeficiento priklausomybę nuo įvairių darbo režimų.

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

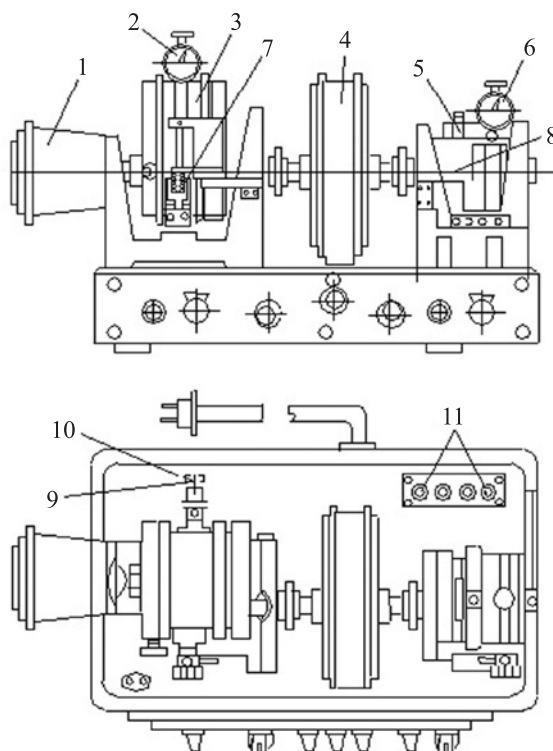
Laboratorinis stendas (6.1 pav.) sudarytas iš šių mazgų ir elementų: tiriamojo reduktoriaus 4, elektros variklio 3, jo tachometro 1, apkrovimo įtaiso 5 ir momentų matavimo spyruoklių 7 ir 8 su indikatoriais 2 ir 6. Visa tai sumontuota ant standaus pagrindo – stovo, kuriame taip pat telpa elektrinė schema ir valdymo pultas.

Variklio galingumas 200 W, nominalus sukimosi dažnis – 1100 aps./min. Jo statorius įtvirtintas dviejuose guoliuose taip, kad sukimosi ašis sutaptų su rotorius sukimosi ašimi. Vienas rotorius galas sujungtas su tiriamojo reduktoriaus 4 pradiniu veleno, o kitas – su tachometru 1.

Įjungus elektros variklį, statoriaus reakcijos momentas jį pasuks, kol statoriaus svirtelė įsirems į plokščią spyruoklę 7, ir ši neleis sta-

toriui sukis. Spyruoklės įlinkis yra proporcingas variklio sukimo momentui. Jis matuojamas laikrodiniu indikatoriumi 2, prieš tai nustačius padalos vertę Nm/pad.

Tiriamas planetinis reduktorius susideda iš cilindrinų krumpliaračių, kurių modulis 0,8 mm. Tai dviejų sudvejintų satelitų planetinis reduktorius, kurio visi krumpliaračiai yra išorinėje sankiboje. Visi reduktoriaus velenai sumontuoti riedėjimo guoliuose. Reduktorius uždengtas permatomu gaubtu, per kurį galima stebėti jo darbą.



6.1 pav. Stendas planetiniam reduktoriui tirti

Apkrovimo įtaisas – tai magnetinis miltelinis stabdys. Jo sukuriamas stabdymo momentas perduodamas į galinį reduktoriaus veleną. Jo konstrukcija ir veikimas tokie pat kaip stabdžio.

Variklio ir stabdžio momentus galima matuoti ir oscilografu. Tuo tikslu ant matavimo spyruoklių 7 ir 8 yra priklijuoti varžos jutikliai, kurie jungiami per stiprintuvą prie oscilografo. Tam yra gnybtai 11.

Spyruoklėms taruoti reikia įtvirtinti svirtis: mažesnę su 0,1 kg svareliu – prie variklio, o tada didesnę su 1,0 kg svareliu – prie stabdžio. Jei momentai bus matuojami oscilografu, tai dauginama ne iš laikrodinio indikatorius padalos vertės, o iš oscilografo tinkelio padalos vertės.

Darbo eiga

1. Nuimti nuo reduktoriaus gaubtą ir ištirti reduktoriaus konstrukciją. Nubraižyti kinematinę schemą:

2. Sukant ranka elektros variklio veleną, nustatyti reduktoriaus perdavimo skaičių pagal (6.1) lygybę: $u = \frac{n_1}{n_2}$.

3. Suskaičiavus krumplius, patikrinti gautą reduktoriaus perdavimo skaičių pagal (6.2) lygybę:

4. Sutaruoti variklio momento matavimo indikatorių.

4.1. Indikatoriaus rodyklę nustatyti ties nuline padala. Įtvirtinti svirtį ir uždėti ant jos ties nuline padala 0,1 kg masės svarelį.

4.2. Perstumiant svarelį ant strypo žingsniu $\Delta l_1 = 0,03$ m, jo išvystomas sukimo momentas kaskart padidėja:

$$\Delta T_1 = m_1 \cdot g \cdot \Delta l_1 = 0,1 \cdot 9,81 \cdot 0,03 = 2,943 \cdot 10^{-2} \text{ Nm.}$$

4.3. Kiekvienoje naujoje svarelio padėtyje fiksuoti indikatoriaus rodmenis ir užrašyti į 6.1 lentelę.

4.4. Kiekvienam intervalui apskaičiuoti taravimo koeficientą pagal formulę:

$$k_{1i} = \frac{\Delta T_1}{h_{1i} - h_{1i-1}} \text{ Nm/mm;}$$

čia h_{1i-1} – prieš tai buvusią svarelio padėtį atitinkantis indikatoriaus rodmuo (mm), h_{1i} – esamą svarelio padėtį atitinkantis indikatoriaus rodmuo (mm). Rezultatus surašyti į 6.1 lentelę.

4.5. Naudodamasis lentelės duomenimis, apskaičiuoti vidutinę taravimo koeficiento reikšmę, kuri ir yra indikatoriaus padalos vertė.

4.6. Nubraižyti taravimo grafiką: $h_1 = f(T_1)$.

5. Sutaruoti magnetinio miltelinio stabdžio momento matavimo indikatorių.

5.1. Indikatoriaus rodyklę nustatyti ties nuline padala. Įtvirtinti svirtį ir uždėti ant jos ties nuline padala 1 kg masės svarelį.

Perstumiant svarelį ant strypo žingsniu $\Delta l_2 = 0,04$ m, jo sukuriamas sukimo momentas kaskart padidėja:

$$\Delta T_2 = m_2 \cdot g \cdot 0,04 = 1 \cdot 9,81 \cdot 0,04 = 0,392 \text{ Nm.}$$

Kiekvienoje naujoje svarelį padėtyje užfiksuoti indikatoriaus rodmenį ir užrašyti į 6.2 lentelę.

Kiekvieno intervalo taravimo koeficientą apskaičiuoti pagal formulę:

$$k_{2i} = \frac{\Delta T_2}{h_{2i} - h_{2i-1}} \text{ Nm/mm.}$$

Rezultatus surašyti į 6.2 lentelę. Naudodamasis lentelės duomenimis, apskaičiuoti vidutinę taravimo koeficiento reikšmę, kuri ir yra indikatoriaus padalos vertė

Nubraižyti taravimo grafiką: $h_2 = f(T_2)$.

6. Rasti naudingumo koeficiento priklausomybę nuo apkrovimo, esant pastoviam sukimosi dažniui.

Įjungti variklį ir pagal dėstytojo nurodymą nustatyti vieną iš sukimosi dažnių:

$$n_1 = 500 \text{ 1/min.},$$

$$n_1 = 700 \text{ 1/min.},$$

$$n_1 = 900 \text{ 1/min.},$$

$$n_1 = 1100 \text{ 1/min.},$$

$$n_1 = 1300 \text{ 1/min.}$$

Stebėti, kad jis nesikeistų. Prireikus reguliuoti.

Keičiant apkrovimo momentą kas 0,10 mm (pagal indikatoriaus skalės rodmenis), nustatyti įvairias apkrovos momento reikšmes. Tai atliekama stabdžio potenciometru, keičiant elektromagneto srovę. Abiejų indikatorių rodmenis surašyti į 6.3 lentelę.

Pagal 4.6 ir 5.6 gautus taravimo grafikus rasti T_1 ir T_2 . Rezultatus surašyti į 6.3 lentelę.

Pasinaudojus lygybe (6.3), kiekvienam T_1 ir T_2 atvejui rasti n. k. reikšmę. Rezultatus surašyti į 6.3 lentelę.

Nubraižyti grafiką $\eta = f(n)$.

7. Rasti n. k. priklausomybę nuo sukimosi dažnio:

7.1. Pagal darbų atlikimo grafiko reikalavimus fiksuoti vieną iš momentų T_2 :

$$T_2 = 1,0 \text{ Nm.}$$

$$T_2 = 1,2 \text{ Nm.}$$

$$T_2 = 1,4 \text{ Nm.}$$

$$T_2 = 1,6 \text{ Nm.}$$

$$T_2 = 1,8 \text{ Nm.}$$

Stebėti, kad jis nesikeistų. Prireikus reguliuoti.

7.2. Keičiant variklio sukimosi dažnį nuo 300 aps./min. kas 100 aps./min., jas ir variklio indikatoriaus reikšmes surašyti į 6.4 lentelę.

7.3. Pagal 4.6 taravimo grafiką rasti T_1 reikšmes ir surašyti į 6.4 lentelę.

7.4. Pasinaudojus 6.3 lygybe, kiekvienam h_2 ir T_1 atvejui rasti n. k. reikšmę. Rezultatus surašyti į 6.4 lentelę.

7.5. Nubraižyti grafiką $\eta = f(n)$.

Planetinio reduktoriaus tyrimas

6 laboratorinio darbo ataskaita

1. Stendas.
2. Reduktoriaus kinematinė schema.
3. Variklio momento matavimo indikatoriaus taravimo rezultatai.

6.1 lentelė. Variklio indikatoriaus taravimas

Svarelis petys (cm)	Indikatoriaus rodmenys (mm)	Taravimo koeficientas k_1
------------------------	--------------------------------	--------------------------------

4. Taravimo koeficientų k_1 vidurkis.

5. Stabdžio sukimo momento matavimo indikatoriaus taravimo rezultatai.

6.2 lentelė. Stabdžio indikatoriaus taravimas

Svarelis petys (cm)	Indikatoriaus rodmenys (mm)	Taravimo koeficientas k_2
------------------------	--------------------------------	--------------------------------

6. Taravimo koeficientų k_2 vidurkis.

7. Taravimo grafikai $h_1 = f(T_1)$ ir $h_2 = f(T_2)$.

8. Reduktoriaus n. k. priklausomybė nuo apkrovos, kai $n = \dots$ l/min.

6.3 lentelė. Reduktoriaus n. k. priklausomybė nuo apkrovos

Mata- vimo nr.	Variklio		Stabdžio		Naudin- gumo koeficientas η
	indika- toriaus rodmenys (mm)	sukimo momentas T_1 (Nm)	indika- toriaus rodmenys (mm)	sukimo momentas T_2 (Nm)	

9. Reduktoriaus naudingumo koeficiento priklausomybė nuo sukimosi dažnio, kai

$T_2 = \dots\dots\dots$ Nm.

6.4 lentelė. Reduktoriaus priklausomybė nuo sukimosi dažnio

Mata- vimo nr.	Variklio			Naudingumo koeficientas η
	rotoriaus sukimosi dažnis n_1 (l/min)	indikatoriaus rodmenys (mm)	variklio sukimo momentas T_1 (Nm)	

10. Naudingumo koeficientų kitimo grafikai: $\eta = f(T_2)$ ir $\eta = f(n_1)$.

11. Išvados.

7 laboratorinis darbas

VELENO KRITINIO GREIČIO NUSTATYMAS

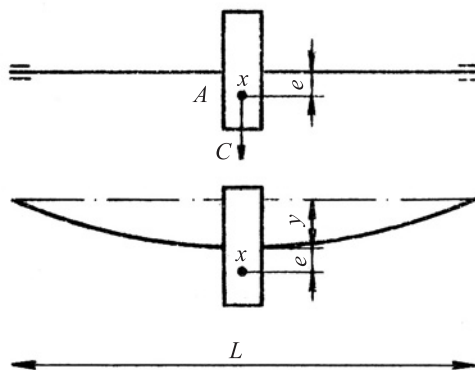
Santrumpos ir reikšmės

C – veleną lenkianti išcentrinė jėga;
 m – neišsverta veleno masė;
 m_d – disko masė;
 m_v – veleno masė;
 m_p – papildomo svorio masė;
 n_{kr} – kritinis sukimosi dažnis;
 D_v – veleno skersmuo;
 ω – kampinis veleno greitis;
 ω_{kr} – veleno kritinis kampinis sukimosi greitis, kai jis galėtų, esant tam tikroms sąlygoms, suirti;
 y – veleno įlinkis nuo išcentrinės jėgos;
 I – veleno skerspjūvio inercijos momentas;
 E – veleno medžiagos tamprumo modulis;
 L – veleno ilgis;
 e – ekscentrisitetas (svyruojančios sistemos sukonzentruotos masės atstumas nuo ašinės sukimosi linijos);
 k – veleno standumas;
 $w_{\max}$ – maksimalus veleno kampinio sukimosi dažnis;
 $w_{1\ kr.}$ – teorinis kritinis neapkrauto veleno sukimosi dažnis;
 $w_{2\ kr.}$ – teorinis kritinis apkrauto papildomo svorio mase m_1 veleno sukimosi dažnis;
 $w_{3\ kr.}$ – teorinis kritinis apkrauto papildomo svorio mase m_2 veleno sukimosi dažnis;
 $w_{1\ kr.}^e$ – eksperimentinis kritinis neapkrauto veleno sukimosi dažnis;
 $w_{2\ kr.}^e$ – eksperimentinis kritinis apkrauto papildomo svorio mase m_1 veleno sukimosi dažnis;
 $w_{3\ kr.}^e$ – eksperimentinis kritinis apkrauto papildomo svorio mase m_2 veleno sukimosi dažnis.

Kritinis veleno greitis

Rezonansas atsiranda tuomet, kai pasiekiamas kritinis veleno greitis, t. y. kai išorinių jėgų kitimo dažnumas sutampa su nuosavu sistemos, kurią sudaro velenas ir jam priklausančio elemento, dažnumu. Tuomet svyravimų amplitudė staiga padidėja ir gali pasiekti tokį dydį, kuriam esant, veleno konstrukcija gali suirti.

Tarkime, ant veleno L (žr. 7.1 pav.) simetriškai atramoms yra diskas.



7.1 pav. Veleno su disku schema

Paprastumo dėlei laikykime, kad svyruojančios sistemos masė m sutelkta taške A . Apytikriai teisinga laikyti, kad masė m sudaryta iš visos disko ir pusės veleno masės sumos. Taškas A yra nutolęs nuo sukimosi ašies ekscentricitetu e . Pradėjus velenui sukintis, neišsverta masė m lenks veleną išcentrine jėga C :

$$C = m\omega^2(y + e).$$

Veleno įlinkis (nuo išcentrinės jėgos) y :

$$y = \frac{CL^3}{48EI};$$

čia E – veleno medžiagos tamprumo modulis, I – veleno skerspjūvio inercijos momentas.

Trupmeną $\frac{48EI}{L^3}$ pavadiname dydžiu k .

Tada

$$c = \frac{48 \cdot EI}{L^3} y = ky, \quad k = \frac{c}{y}.$$

Taigi k – standumas,

c – jėga, sukelianti veleno įlinkį,

y – veleno įlinkis

Vadinasi,

$$m(y + e)\omega^2 = ky$$

ir

$$y = \frac{e}{\frac{k}{m\omega^2} - 1}.$$

$$m = m_d + 0,5 \cdot m_v.$$

Iš čia, kai $\omega = \sqrt{k/m}$, gaunamas $y \rightarrow \infty$.

Tai reiškia, kad, esant tokiam kampiniam greičiui, velenas gali (turėtų) suirti. Taigi šis greitis vadinamas kritiniu, t. y.

$$\omega_{KE} = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Kai veleno greitis artimas kritiniam, pasireiškia stipri jo vibracija. Ilgiau dirbant tokiu režimu, velenas gali lūžti. Esant įvairiam pasipriešinimui, atsirandančiam velene jam virpant, t. y. vidinei trinčiai, trinčiai atramose ir t. t., velenas iškart suirti negali. Žinome, kad kai $\omega = \omega_{NE}$, veleno įlinkis yra didžiausias, bet greitai pereinant kritinių greičių zoną, veleno sukimasis pasidaro vėl ramus. Todėl velenai dirbs ir kai apsisukimų skaičius $n > n_{NE}$. Tokie velenai vadinami lanksčiais.

Kai $\omega \rightarrow \infty$, $y \rightarrow e$, velenas pats balansuojasi. Siekiant išvengti rezonanso, naudojami stori ir standūs, gerai besipriešinantys deformacijoms velenai.

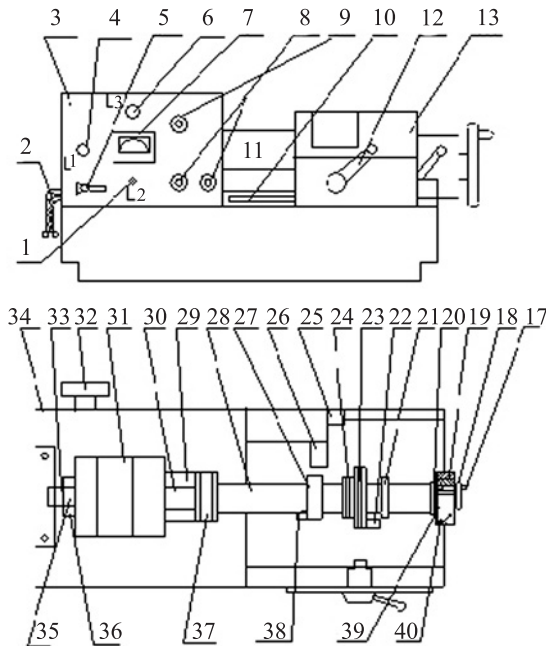
Laboratorinio darbo tikslai

1. Apskaičiuoti kritinį veleno greitį teoriškai.
2. Eksperimentu rasti kritinį veleno greitį.
3. Palyginti gautas reikšmes ir padaryti išvadas.

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

Stendas DM32 (7.2 pav.) susideda iš veleno 28 su vienu disku 23. Šis velenas sukasi dviejuose sferiniuose rutuliniuose guoliuose, kurie įtvirtinti iškyšos priekinėje atramoje 37 ir užpakalinėje atramoje 39. Velenas sukasi nuo universalaus kolektorinio elektros variklio 31 per lanksčią tamprią movą 30. Variklis taip pat per movą 35 suka tachogeneratorių 33. Abi movos uždengtos gaubtais 36 ir 29. Canginiu įtaisais 24 diskas po perstūmimo fiksuojamas ant veleno. Disko masei padidinti ant jo gali būti užsukami papildomi disko formos svoriai. Į vieną iš diskų galima įsukti varžtą 22, t. y. sukurti disko disbalansą.

Priekinė veleno atrama 37 nejudanti. Užpakalinės atramos 39 perstūmimu galime keisti veleno standumą. Šią atramą sudaro pino-lė 19, kuri slankioja varžtu su smagračiu 18 jį sukant rankenėle 17. Perstumta pinolė fiksuojama rankenėle 40. Įvorė su guoliu fiksuojama ant veleno canginiu įtaisais 20.



7.2 pav. Veleno kritinio sukimosi dažnio nustatymo stendas

Pasiekus velenui kritinį apsisukimų skaičių, dvi iškyšos 21 ir 27 su polietileninėmis įvorėmis apriboja veleno svyravimų amplitudę ir neleidžia jam suirti. Iškyšoje 27 yra kontaktinis įtaisas 38, įjungiantis pulte 3 esančią raudoną lemputę 7, kai prasideda rezonansas.

Veleno standumui matuoti turime pakabą su svoriu 16 ir stovą su skersine 15, kurioje yra tvirtinamas indikatorius 14 (7.3 pav.).

Velenas su disku, užpakalinė atrama ir abi iškyšos uždenkti slankiojančiu gaubtu 13. Jame yra langelis stebėti. Velenas tarp priekinės atramos ir kairiosios gembės yra uždenktas nejudamu gaubtu (11).

Gaubtas 13 ant keturių ratukų kreipiamosiomis juda į abi puses iki fiksatoriaus 26. Kairėje, vidurinėje ir dešinėje padėtyse gaubtas fiksuojamas rankenėle 12.

Stende yra blokatorius 25 su mygtuku, kuris, gaubtui 13 esant neteisingoje padėtyje, nutraukia srovę. Todėl, esant gaubtui 13 kairėje arba dešinėje padėtyje, kumštelis nuslysta nuo mygtuko 25 ir variklis sustoja. Norint pastatyti gaubtą į vidurinę padėtį, reikia indikatoriaus skersinę 15 ir pakabą 16 su svoriu grąžinti į nedarbines padėtis. Kitaip gaubtas įsirems ir neužsidarys.

Pultas 3 gaubia variklį, priekinę veleno atramą ir tachogeneratorių.

Užpakalinėje pulto sienelėje yra ventiliacinės kiaurymės. Priekiniame pulto skydelyje yra:

- 1 – mygtukas signalizacijos lemputei 7 išjungti;
- 4 – lemputė, rodanti, kad stendas įjungtas;
- 5 – paketinis jungiklis; juo išjungiamas visas stendas;
- 6 – tachometras;
- 7 – lemputė, signalizuojanti rezonanso pradžią;
- 8 – variklio paleidimo ir stabdymo jungiklis;
- 9 – rankenėlė, kuria nuosekliai reguliuojame elektros variklio apsisukimų skaičių.

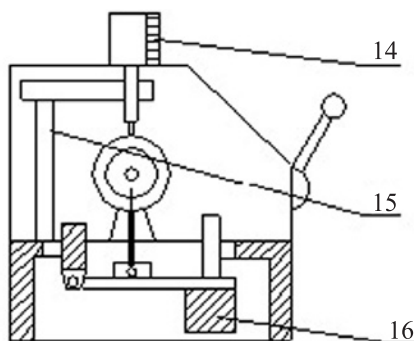
Stendo įžeminimas prijungtas prie varžto 32.

Stendo duomenys

1. Variklio galingumas – 0,18 kW.
2. Veleno skersmuo – 12 mm.
3. Disko masė – 2 kg.
4. Veleno masė – 0,4 kg.
5. Papildomo disko masė – 0,35 kg.
6. Maksimalus ekscentrisitetas – 0,245 mm.
7. Pakabos jėga, lenkianti veleną – 79,5 N.

Darbo eiga

1. Nuimti papildomus diskus.
2. Įtvirtinti indikatorių virš veleno.
3. Už disko apatinės briaunos užkabinamas kabliukas su statiniu svoriu.
4. Indikatoriumi nustatomas veleno įlinkis y .
5. Apskaičiuojamas veleno standumas k .
6. Trims atvejams apskaičiuojamas veleno kritinis greitis:
 - be papildomo svorio;
 - su vienu papildomu svoriu;
 - su dviem papildomais svoriais.
7. Nuimama pakaba su statiniu svoriu.
8. Nuimamas indikatorius.
9. Uždaromas dangtis.
10. Įjungiamas variklis ir švelniai didinamas sukimosi dažnis.
11. Fiksuojamas rezonansas, greitis didinamas pereinant į užkritinę sritį. Vėl mažinant greitį fiksuojamas rezonansas. Surandamas abiejų kritinių greičių aritmetinis vidurkis trims atvejams: be papildomo svorio, su vienu ar dviem papildomais svoriais.
12. Išvados daromos sulyginus teorines kritinio greičio reikšmes su eksperimentinėmis reikšmėmis.



7.3 pav. Veleno standumo matavimas

1	L2 lemputės jungiklis	15	Stovas su skersine	29	Gaubtas
2	Laidas	16	Pakaba su svoriu	30	Mova
3	Pulto sienelė	17	Rankenėlė	31	Elektros variklis
4	Lemputė L1	18	Smagratis	32	Įžeminimo varžtas
5	Pakėtinis jungiklis	19	Pinolė	33	Tachogeneratorius
6	Miliampermetras	20	Canginis mechanizmas	34	Užpakalinis dangtelis
7	Lemputė L3	21	Dešinioji iškyša	35	Mova
8	Paleidimo ir stabdymo mygtukas	22	Varžtas	36	Gaubtas
9	Greičio reguliatorius	23	Diskas	37	Priekinė atrama
10	Apribotojas	24	Canginis mechanizmas	38	Kontaktinis įtaisas
11	Nejudamas gaubtas	25	Apsauginis mygtukas	39	Užpakalinė atrama
12	Rankenėlė	26	Fiksatorius	40	Rankenėlė
13	Judantis dangtis	27	Kairės pusės iškyša	41	
14	Indikatorius	28	Velenas	42	

Veleno kritinio sukimosi dažnio nustatymas

7 laboratorinio darbo ataskaita

1. Stendo aprašymas.
2. Skaičiuojamas kritinis veleno kampinio sukimosi dažnis $W_{\max}$.
3. Kritinio sukimosi dažnio skaičiavimo reikšmės.

Teorinis kritinis sukimosi dažnis (aps./min.)		
$W_{1kr.}$ Diskas be papildomų svorių	$W_{2kr.}$ Vienas papildomas svoris	$W_{3kr.}$ Du papildomi svoriai

4. Eksperimento rezultatai:

Eksperimentinis kritinis sukimosi dažnis (aps./min.)		
$W_{1kr.}^e$ Diskas be papildomų svorių	$W_{2kr.}^e$ Vienas papildomas svoris	$W_{3kr.}^e$ Du papildomi svoriai

5. Išvados

8 laboratorinis darbas

SLYDIMO GUOLIO TYRIMAS

Santrumpos ir reikšmės

F_{tr} – skystoji trintis;

F_r – radialinė jėga (veleno svoris);

μ – skystosios trinties koeficientas;

T – trinties momentas guoliuose;

I – veleno inercijos momentas;

ω – kampinis greitis;

ω_n – kampinis greitis matavimo pradžioje;

ω_{n+1} – kampinis greitis matavimo pabaigoje;

t – matavimo laiko intervalas;

d – kakliuko skersmuo;

P – tepalo slėgis guolyje;

l – kakliuko ilgis;

M_1, M_2, M_3 – manometrai;

φ – guolio pasukimo kampas vertikalės atžvilgiu;

$\frac{d\omega}{dt}$ – veleno kampinis greitis.

SLYDIMO GUOLIAI IR TRINTIS JUOSE

Slydimo guoliai – tai atramos, į kurias remiasi ir kurių paviršiumi slysta besisukančių detalių elementai. Paprasčiausias slydimo guolis yra cilindrinė įvorė, įtvirtinta korpuse arba tiesiog korpuso dalis su cilindrine skyle, kurios paviršiumi slysta besisukančio veleno kakliukas.

Pagal priimamos apkrovos kryptį slydimo guoliai skirstomi į dvi pagrindines grupes: radialinius ir ašinius. Radialiniai guoliai priima apkrovas, statmenas veleno ašiai, ašiniai – apkrovas, veikiančias išilgai ašies. Kai tuo pat metu veikia radialinė ir ašinė jėga, dažniausiai yra naudojama radialinio ir ašinio guolio derinys.

Kad besitrinantys paviršiai nediltų arba diltų kiek galint mažiau, slystantieji paviršiai turi būti atskiriami tepalo plėvele. Velenui sukančias tepalo aplinkoje, nuo tam tikro greičio ji gali susidaryti savaime. Toks tepimosi režimas vadinamas *hidrodinaminio tepimu*, o guoliai, dirbantys šiuo režimu, vadinami *hidrodinaminiais*. Tepalo plėvelė taip pat gali būti sudaroma į kontakto zoną tiekiant suslėgtą alyvą iš išorės. Taip tepami guoliai yra vadinami *hidrostatiniais*. Jie naudojami sunkiai apkrautiems lėtai besisukantiems mašinų velenams tvirtinti, kai trintis turi būti maža, o hidrodinaminio tepimo pasiekti nepasiseka. Šie guoliai pasižymi tuo, kad reikalingą slėgį alyvos plėvelėje sukuria kompresorius, tiekiantis alyvą į trinties zoną. Slėgis turi būti tokio dydžio, kad alyva pajėgtų atskirti besitrinančių guolių detalių paviršius. Hidrostatiniai guoliai naudotini ir tada, kai reikia padidinti velenų centravimo tikslumą ir sumažinti dilimą hidrodinaminiam guolyje įsibėgėjimo ir stabdymo metu.

Gali būti tepama ir oru. Jeigu oro pagalvė, atskirianti besitrinančius guolio paviršius, susidaro savaime, tai tokie guoliai vadinami *aerodinaminiais*. Tokie guoliai naudojami, kai velenus veikia nedidelės apkrovos ir jie sukami labai greitai: $n > 10\,000$ min. – 1. Oro pagalvė gali būti sukurama dirbtinai, į trinties zoną tiekiant suslėgtą orą. Šie guoliai yra vadinami *aerostatiniais*. Oru tepami guoliai turi labai mažą trintį.

Praktiškai labiausiai paplitę yra hidrodinaminiai guoliai.

Slydimo guoliai dažniausiai yra paprastos konstrukcijos. Jie gali būti išardomieji ir neišardomieji. Esant skystajai trinčiai, jų trinties

koeficientas gali būti labai mažas – 0,005 min. – 1 ir mažesnis. Tepalo plėvelė guoliuose slopina virpesius ir triukšmą, mažina jautrumą smūgiams. Velenų sukimosi dažnis slydimo guoliuose gali būti labai didelis ir, esant geram tepimui, gali turėti neribotas darbo sąnaudas.

Slydimo guolius reikia kruopščiai tepti ir prižiūrėti. Tepant su-naudojama daug tepalo. Guolio medžiagos turi būti atsparios dilimui. Slystantys paviršiai turi būti geros kokybės. Hidrodinaminiuose guoliuose įsibėgėjimo metu yra didelė trintis. Hidrostatiniams guoliams reikia specialių tepalo paruošimo ir tepimo įrenginių, nuo kurių priklauso guolio funkcionalumas.

Guolių tepimas ir aušinimas

Į slydimo erdvę (zoną) turi nuolat patekti tepalas. Tam tikslui guolio įdėkle daromi su ašimi lygiagretūs grioveliai (arba skylės), kuriais pasiskirsto tepalas per visą guolio plotį. Norint, kad tepalas lengvai patektų į trinties zoną, griovelių briaunos turi būti gerai suapvalinamos.

Kad mažiau alyvos ištektų pro guolio šonus, viso profilio ilgį reikia daryti trumpesnį už guolio plotį. Tačiau kartu reikia numatyti, kaip pašalinti iš griovelio dilimo produktus. Tuo tikslu griovelio galuose rekomenduojama daryti siauresnes ašines išpjovas. Hidrodinamiškai tepamuose guoliuose tepimo grioveliai turi būti išdėstomi nesisukančioje dalyje ne slėgio zonoje, kitaip būtų nutraukiama tepalo plėvelė. Slydimo guoliai gali būti tepami plastiniais ir skystaisiais tepalais.

Plastiniais tepalais teptini mažai apkrauti guoliai bei lankstai, taip pat guoliai, dirbantys dulkėtoje aplinkoje. Perteklinis tepalas iš guolio neišlaša, o susikaupia jo galuose ir sudaro užkardą nešvarumams. Su plastiniais tepalais galima pasieki tik mišriosios trinties būseną. Kai slydimo greitis viršija 2 m/s, jais tepti nerekomenduojama. Tepalui tiekti į tepimo zoną naudotini specialūs tepimo įrenginiai – *tepalinės*. Jų veikimas pagrįstas tepalo išspaudimu iš ertmių. Slėgis tepale sudaromas periodiškai pasukant veržlę, taip pat spyruokle arba svorio jėga.

Dažniau *tepama skystaisiais tepalais (alyvomis)*. Lankstai bei nedidelio tikslumo lengvai prieinami guoliai dažniausiai yra tepami *ran-*

kiniu būdu. Iš tepalinės alyva įspaudžiama į tepimo kanalus. Ne tepimo metu jų įeiga turi būti uždara, kad iš išorės nepatektų nešvarumai.

Gali būti naudojamos *hidrodinaminės tepimo sistemos*. Jų pagrindiniai elementai yra dagtis arba dozuojuojantysis lašintuvas. Vienas jų galas būna alyvos vonioje, iš kito galo – į tepimo vietą laša alyva.

Paprastas ir veiksmingas tepimo būdas yra guolių *aptaškymas*. Tuo tikslu guolyje arba šalia jo įtaisomi specialūs žiedai ar kitokie elementai.

Labai apkrautiems guoliams tepti naudojamos *cirkuliacinės sistemos*. Jų pagrindinis elementas yra siurblys, kuris siurbia iš guolio ištekęs alyvą ir, pervaręs ją per filtrą bei aušintuvą, pakartotinai tiekia į tepimo zoną. Šiuo būdu ne tik gerai patepama, bet ir ataušinama.

Guoliams tepti gali būti naudojamas *alyvos rūkas*, kuris sudaro masę kai kurių mašinų korpusų viduje. Tam reikėtų padaryti tepimo kanalus, į kuriuos galėtų patekti ant korpuso sienelių užtaškyta nutekanti alyva.

Dėl trinties slydimo guoliai kaista. Išsiskiriantis šilumos kiekis priklauso nuo guolio konstrukcijos, jo dydžio, trinties koeficiento ir slydimo greičio.

Guoliai, kuriuose slydimo greitis nedidelis, ataušta *be specialių priemonių*. Išsiskyrusi šiluma nuteka per guolį ir jo korpusą į aplinką. Aušinimas sustiprėja, jeigu korpuso paviršiuje padaromos briaunos, kurios padidina sąlyčio su oru paviršiaus plotą.

Leistina guolio temperatūra yra 70–90 °C. Jeigu ši temperatūra viršijama, turi būti naudojamos *specialios aušinimo priemonės*. Išsiskyrusią šilumą efektyviai šalina *cirkuliacinė tepimo sistema*, kurios sudedamoji dalis yra aušintuvas. Kai reikia aušinti ne tik guolius, bet tuo pat metu šalinti ir šilumą, išsiskyrusią kitose mašinos vietose, tikslinga aušinti *vandeniu*, cirkuliuojančiu mašinos korpuse esančiais kanalais. Vieną kartą pratekėjęs vanduo pakartotinai dažniausiai nenaudojamas.

Gerau aušina *oro srovė*, sukeliamą specialiai įtaisyto ventiliatoriaus arba gaunama judant mašinai. Guolyje išsiskyrusi šiluma gali būti šalinama ir *šilumai laidžiu vėlu*, tačiau jis turi išsikišti iš mašinos ir jį turi apipūsti aplinkos oras. Aušinimo efektyvumui didinti ant

išsikišusio veleno galo įtvirtinami aliumininiai diskai, besisukantys kartu su vėlu.

Slydimo guoliams paprastai reikia sistemingos priežiūros ir nepertraukiamo tepimo. Jie turi didelius trinties nuostolius, reikalauja padidintų paleidimo momentų, bet gali dirbti tiksliau ir tyliau negu riedėjimo guoliai.

Slydimo trinties režimai

Sausoji trintis yra tada, kai paviršiai liečiasi savo nelygumais. Judant šiems paviršiams, kartu nugalint molekulinės traukos jėgas, neišvengiama tamprinė deformacija ir dalinis besiliečiančių nelygumų suardymas. Esant sausajai trinčiai, sparčiai dyla sąlyčio paviršiai, atsiranda vibracijos ir dideli energijos nuostoliai.

Ribinei trinčiai būdingas labai plonas absorbcinis tepalo plėvelės sluoksnis. Tokiai plėvelei susidaryti turi įtakos tepalų adhezinės savybės. Primenančių ploniausią aksomą šių plėvelių storis artimas molekulių matmenims.

Skystajai trinčiai būdingas gana storas tepalo sluoksnis, viršijantis suminį darbo paviršių nelygumų aukštį ir kietųjų dalelių, kurios gali atsidurti tepale, jį užteršus, matmenis. Skystoji trintis suprantama kaip vidinė skysčio trintis. Kalbant apie skystosios trinties režimą, būtina prisiminti, kad besitrinantys paviršiai visiškai atskirti tepalo sluoksniu. Esant tokiam režimui, mašinos darbo sąlygos palankios: gerokai sumažėja energijos nuostoliai ir visiškai nelieta dilimo.

Skystosios trinties jėgos F_{tr} santykis su jėga, statmena paviršiui N , sąlygiškai apibrėžia skystosios trinties koeficientą μ pagal analogiją su trinties koeficientu Kulono dėsnyje:

$$\mu = \frac{F_{tr}}{N}.$$

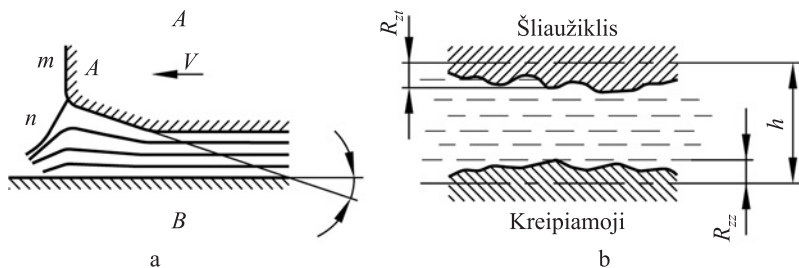
Skystosios trinties koeficientas yra daug mažesnis negu sausosios ar ribinės trinties ir priklauso nuo tepalo klampumo.

Kad atsirastų skystoji trintis, būtina atitikti pagrindinius reikalavimus:

- tepalas turi išsilaikyti tarp slystančių paviršių,

- judant tepamiems paviršiams, tepalo sluoksnyje atsiranda vidinis slėgis, atsveriantis išorinę apkrovą, spaudžiančią slystančius paviršius vieną prie kito,
- tepalas turi visiškai atskirti slystančius paviršius,
- tepalo sluoksnis, esąs tarp slystančių paviršių, turi būti ne mažesnis už minimalią ribą.

Skystosios trinties veikimo principas išaiškintas pavyzdžiais.



8.1 pav. Hidrodinaminė trintis:

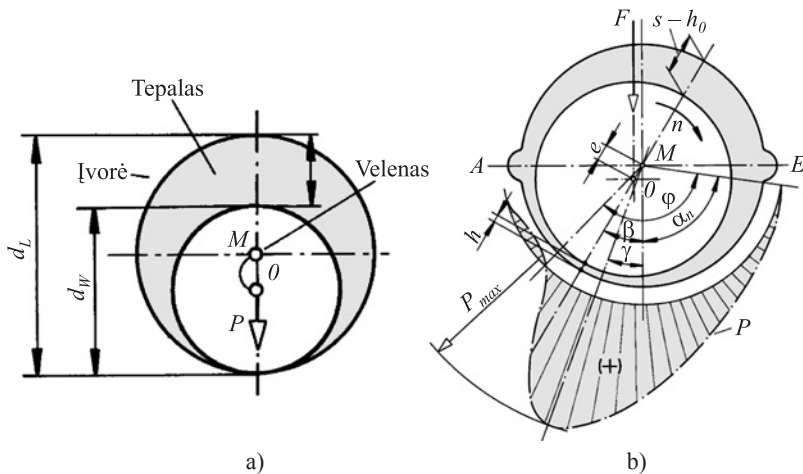
a – tarpelio atsiradimo schema, b – tarpelio mikroprofilis

Tarkime, kad šliaužiklio (8.1 a pav.) viršutinis atraminis paviršius toks, jog priekinė jos dalis turi tam tikro kampo nuolydį kreipiamosios viršutinės dalies atžvilgiu.

Judant šliaužikliui A rodyklės V kryptimi, tepale, skiriančiame šliaužiklio ir kreipiamosios paviršius, atsiranda slėgis, didėjantis augant šliaužiklio greičiui. Dėl to atsirandančios jėgos gali pakelti šliaužiklį. Jeigu tepalo sluoksnio storis bus didesnis už suminį nelygumų aukštį (8.1 b pav.), tai atsiras skystoji trintis. Tam tepantis skystis turi būti klampus – tuo atveju ant šliaužiklio paviršiaus lyg prilimpa ir juda kartu plona tepalo plėvelė.

8.2 a pav. pavaizduotas veleno ir įvorės išsidėstymas guolyje. Ašis ir įvorė liečiasi sudaromąja, kurios projekciją vaizduoja taškas A . Šioje atkarpoje tepalo visai nėra arba mažas sluoksnis, nes jis yra išspaudžiamas jėga P , veikiančia ašį. Kai tik ašis pradės suktyti kryptimi, nurodyta 8.2 b pav., žemutinėje dešinėje ašies dalyje, tarpiniame tepalo sluoksnyje, atsiranda slėgis (slėgio epiūra parodyta 8.2 b pav.).

Siauriausioje vietoje tepalo sluoksnio skersmuo yra lygus h .



8.2 pav. Velenas slydimo guolyje: a – stovi, b – sukasi

Kai $h > R_{z1} + R_{z2}$ (8.2 b pav.), atsiranda skystoji trintis. Kad atsirastų tepalo sluoksnis, įvorės skersmuo turi būti šiek tiek didesnis už ašies skersmenį, t. y. tarp jų turi būti tarpas.

Trinties koeficientą guoliuose galima surasti laisvai stojant rotorui ir matuojant jo greičio kitimą (pagreitį).

Pagal II Niutono dėsnį:

$$T = I \frac{d\omega}{dt}; \quad (8.1)$$

čia T – trinties momentas guoliuose, I – rotoriaus inercijos momentas, $\frac{d\omega}{dt}$ – kampinis greitis.

Jei pagreitis keičiasi mažai:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_n - \omega_{n+1}}{t};$$

čia ω_n – kampinis greitis matavimo pradžioje, ω_{n+1} – kampinis greitis matavimo pabaigoje, t – matavimo laiko intervalas; jei $t = 60$ s, t. y. 1 minutė

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_n + \omega_{n+1}}{60}.$$

Arba:

$$T = F_{tr} \cdot \frac{d}{2};$$

čia F_{tr} – stabdymo tangentinė jėga ant veleno kakliuko paviršiaus, d – kakliuko skersmuo.

$$\text{Pakeitus } F_{tr} = \mu F_r;$$

čia μ – trinties koeficientas, F_r – radialinė jėga (rotoriaus svoris),

$$T = F_r \mu \frac{d}{2}. \quad (8.2)$$

Palyginę (8.1) ir (8.2), gausime:

$$I \frac{\omega_n - \omega_{n+1}}{60} = F_r \mu \frac{d}{2};$$

iš čia

$$\mu = I \frac{\omega_n - \omega_{n+1}}{30dF_r}. \quad (8.3)$$

Laboratorinio darbo tikslai

Rasti slydimo guolio trinties koeficientą μ .

Nubraižyti slėgimo guoliuose grafikus pagal priklausomybes $P = f(\varphi)$ ir $P = f(l)$.

TMM7M tipo įrenginys (8.3 pav.) susideda iš lieto pagrindo (19), kuriame sumontuotas guolis kartu su rotoriumi, stovo su stabdymo įtaisu (20), smagračių (5), sukimo mechanizmo ir valdymo pulto (10). Rotorius sumontuotas lietame korpuse (18) ir sukasi bronziniame įdėkle (17). Ant rotoriaus veleno gembiskai pritvirtinti du lieti smagračiai (5). Rotorius įsukamas per kūginę frikcinę movą (6) elektros varikliu (9). Variklis paleidžiamas rankenėle (8).

Veleno kakliuko kampinio greičio pasikeitimas pasiekiamas savistabda (trintimi guolyje).

Veleno kakliuko sukimosi greitis registruojamas elektromagnetiniu tachometru, įtaisytu ant vienos ašies su rotoriaus veleno priešingoje pavarai pusėje. Veleno kakliukų kampinių greičių kritimo laikas nustatytoje stojimo dalyse registruojamas sekundometru. Guolio apkrovimo galiai nustatyti įrenginyje yra:

a) trys manometrai (4), matuojantys slėgį trijuose tepalo tarpo taškuose, išdėstytuose išilgai veleno kakliuko sudaromosios (8.4 pav.).

b) skalė (1), rodyklė, rankenėlė ir fiksatorius (3) guolio įdėklui pasukti neviršijant $\pm 30^\circ$ ribų vertikalės atžvilgiu.

Trinties režimo kontrolė atliekama pagal slėgio kitimą manometruose, taip pat dviem specialiomis lempomis, tada, kurios yra valdymo pulte. Įsukant smagračius, dega kairioji signalinė lemputė (16), kai atsiranda tepalo tarpelis, nutrūkus veleno kaklelio ir guolio įdėklo kontaktui, kairioji lemputė pamažu gęsta ir užsidega dešinioji signalinė lemputė (14).

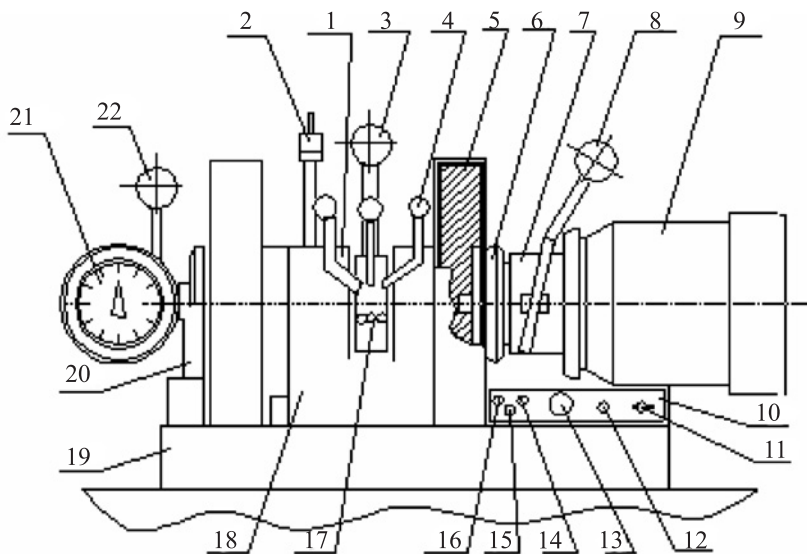
Stendo duomenys:

$F_r = 1120 \text{ N}$ – rotorius svoris,

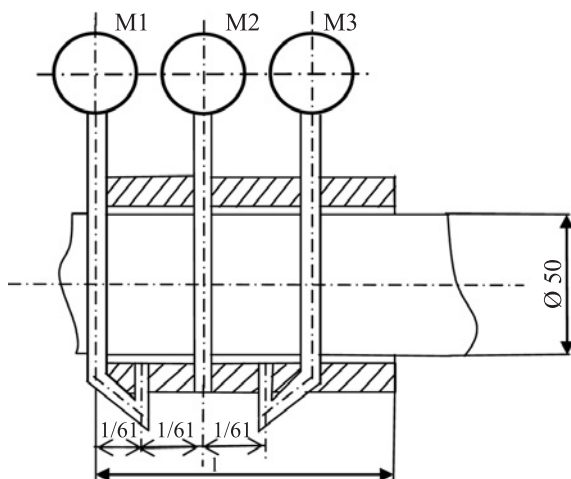
$I = 2,6 \text{ kgm}^2$ – rotorius inercijos momentas,

$d = 0,05 \text{ m}$ – veleno kakliuko skersmuo.

Trinties koeficientas nustatomas, laisvai lėtėjant rotoriumi nuo didžiausio sukimosi dažnio.



8.3 pav. Slydimo guolių stendas



8.4 pav. Manometrų išdėstymo guolyje schema

Darbo eiga

Įsukti rotorių iki didžiausio sukimosi dažnio, išjungti elektros variklį.

Tuo pačiu metu paleisti sekundometrą ir kas minutę pažymėti rotoriaus greitį.

Iš gautų duomenų nubraižyti rotoriaus lėtėjimo grafiką $\omega = f(t)$.

Apskaičiuoti pagal formulę (8.3) trinties guoliuose koeficientą μ , kiekvienai lėtėjimo minutei.

Nustatyti slėgį guoliuose manometrais M_1 , M_2 , M_3 , esant sukimosi dažniui, kurį nurodė dėstytojas.

Atlikti slėgio matavimus, keičiant guolio pasukimo kampą vertikalės atžvilgiu kas 15° .

Nubraižyti slėgio priklausomybę nuo kampo φ grafiką poliarinėse koordinatėse.

Nubraižyti slėgio priklausomybės atstumo guolio krašto grafiką.

Slydimo guolio tyrimas

8 laboratorinio darbo ataskaita

1. Tachometro matavimo riba.
2. Manometrų matavimo riba.
3. Manometro skalės padalos vertė.
4. Sekundometro tipas.
5. Rotoriaus lėtėjimo grafikas $\omega = f(t)$.
6. Trinties koeficientas μ .
7. Slėgio guolyje priklausomybė nuo kampo su vertikale $P = f(\varphi)$ poliarinėse koordinatėse.

Rezultatų lentelė

Guolio pasukimo kampas, φ°	Slėgis guoliuose	P, (kg/cm ²)	Manometrai
	M_1	M_2	M_3
0			
15			
30			
45			

8. Braižomas slėgio guolyje priklausomybės nuo guolio krašto atstumo $P = f(l)$ grafikas.
9. Išvados.

9 laboratorinis darbas

TRINTIES RIEDĖJIMO GUOLIUOSE TYRIMAS

Santrumpos ir reikšmės

F_r – radialinė guolio apkrova;

f_s – sąlyginis guolio trinties koeficientas;

T_f – trinties jėgų momentas;

d – veleno skersmuo;

n – veleno sukimosi dažnis.

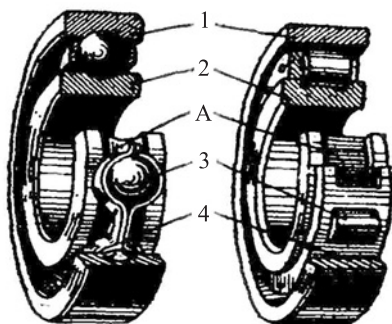
RIEDĖJIMO GUOLIAI IR TRINTIS

Guolių konstrukcija. Siekiant išvengti trūkumų, kurie būdingi slydimo guoliams, ir pirmiausia sumažinti trinties nuostolius, buvo sukurti riedėjimo guoliai – juose slydimo trintis pakeista riedėjimo trintimi.

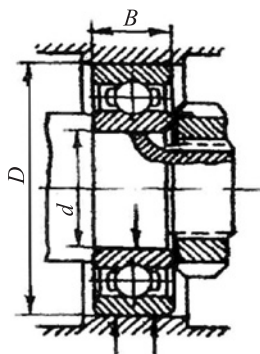
Svarbiausi riedėjimo atramos elementai yra korpusas ir guolis, kuriame naudojami riedėjimo kūnai – rutuliukai arba ritinėliai. Riedėjimo guolį (9.1 pav.) sudaro išorinis 1 ir vidinis 2 žiedai; tarp jų riedėjimo takelių 4 separatoriuje 4 yra riedėjimo elementai 3. Vidinis guolio žiedas montuojamas ant veleno, o išorinis įstatomas į korpusą. Korpusą ir veleno kakliuką skiria riedėjimo elementai; sukantis kakliukui arba korpusui, riedėjimo elementai, riedėdami žiedų riedėjimo takeliais, perduoda tam tikrą apkrovą nuo veleno kakliuko korpusui, arba atvirkščiai (9.2 pav.). Guolio skersmeniu imamas vidinis žiedo skersmuo arba veleno kakliuko suleidimo skersmuo d .

Medžiagos. Guolių žiedai ir riedėjimo kūnai gaminami iš rutuliniams guoliams skirto daugiaanglio chrominio plieno. Iš šių medžiagų pagamintos detalės apdorojamos termiškai iki kietumo HRC 62–65, tada šlifuojamos ir poliruojamos.

Guolių separatoriai gaminami iš minkšto anglinio plieno (štampuoti separatoriai), žalvario, bronzos, duraliuminio (lieti separatoriai), tekstolito.



9.1 pav.



9.2 pav.

Riedėjimo guolių privalumai ir trūkumai. Pastaruoju metu riedėjimo guoliai yra pagrindinės mašinų atramos. Jie plačiai standartizuoti tarptautiniu mastu ir centralizuotai gaminami masinės gamybos.

Riedėjimo guolių privalumai, palyginti su slydimo guoliais, yra šie:

- mažesni trinties jėgų momentai; daug mažesni negu slydimo guolių paleidimo momentai;
- mažai sunaudojama tepimo medžiagų;
- didesnė guolio ploto vienetui keliamoji galia, t. y. mažesni gabaritai ašine kryptimi;
- nebūtina naudoti spalvotuosius metalus; mažesni reikalavimai keliami velenų medžiagai ir jų terminiam apdorojimui.

Riedėjimo guolių trūkumai:

- mažiau patvarūs, esant dideliems greičiams;
- gana dideli radialiniai gabaritai; neišardomi radialine kryptimi;
- mažiau slopina virpesius.

Guolių skirstymas. Riedėjimo guoliai skirstomi pagal šiuos požymius:

I. Pagal atlaikančios apkrovos kryptį:

- 1) *radialiniai* guoliai – atlaikantys tikrai radialinę apkrovą, nukreiptą statmenai į veleno geometrinę ašį (žr. 9.2 pav.), arba, be pagrindinės radialinės apkrovos, dar papildomai atlaikantys tam tikrą ašinę apkrovą;

2) *atraminiai* – atlaikantys apkrovą, veikiančią išilgai sukimosi ašies (9.3 pav.);

3) *radialiniai ir atraminiai* – skirti atlaikyti mišriąją apkrovą – radialinę ir ašinę (9.4 pav.).

II. Pagal riedėjimo kūnų formą (9.5 pav.): rutuliniai, ritininiai.

Ritininiai guoliai, atsižvelgiant į ritinėlių formą, skirstomi į guolius su: a) cilindriniais trumpais ir ilgais ritinėliais; b) susuktais ritinėliais; c) kūginiais ritinėliais; d) statinės formos ritinėliais; e) adatiniais ritinėliais.

III. Pagal riedėjimo kūnų eilių skaičių – vienaeiliai, dvieiliai, ketureiliai.

IV. Pagal savaiminio nusistatymo būdą: savaimė nenusistatantieji, savaimė nusistatantieji sferiniai.

Savaimė nusistatančiųjų guolių žiedai gali pakrypti iki $2-3^\circ$ kampu, dėl to velenai gali labai deformuotis, o tam tikrose atramose padarytos guoliams skylės gali būti šiek tiek nebendraašės.

Viena iš savaimė nusistatančiųjų guolių rūšių yra guoliai su įsivirtinimo įvorėmis (9.6 pav.); jie gali būti įtvirtinami ant lygių velenų.

Atsižvelgiant į gabaritinių matmenų – išorinio skersmens D ir pločio B – santykį, esant tam tikram skersmeniui d , guoliai skirstomi į serijas:

- pagal radialinius matmenis – į ypač lengvus, labai lengvus, lengvus, vidutinius, sunkius;
- pagal plotį – į siaurus, normalius, plačius ir labai plačius.

Sąlygiškas žymėjimas. Riedėjimo guolių sąlygiškas žymėjimas susideda iš skaičių.

Trečiasis skaičius iš dešinės	1	2	3	4	5	6
Serijos pavadinimas	Ypač lengva	Lengva	Vidutinė	Sunki	Lengva plati	Vidutinė plati

Ketvirtasis skaičius iš dešinės rodo guolio tipą:

- radialinis rutulinis vienaėlis 0,
- radialinis rutulinis dveilis sferinis 1,
- radialinis su trumpais cilindriniais ritinėliais 2,
- radialinis ritininis dveilis sferinis 3,
- ritininis su ilgais cilindriniais ritinėliais arba adatomis 4,
- ritininis su susuktais ritinėliais 5,
- radialinis ir atraminis rutulinis 6,
- ritininis kūginis 7,
- atraminis rutulinis 8,
- atraminis ritininis 9.

Du pirmieji skaičiai, skaičiuojant iš dešinės, rodo guolio vidinį skersmenį (veleno nominalinį skersmenį guolio suleidimo vietoje) mm.

Guolių, kurių skersmuo nuo 20 iki 495 mm, šie skaičiai atitinka vidinį skersmenį, padalytą iš 5. Trečiasis skaičius iš dešinės rodo guolio seriją.

Penktasis ir šeštasis skaičiai iš dešinės apibūdina konstrukcijos ypatumus.

Septintasis skaičius iš dešinės rodo guolio seriją pločio atžvilgiu.

Pagrindiniai rutulių guolių tipai

Rutuliniai guoliai, apskritai paėmus, yra greitaėgiškesni už ritinius. Kadangi šių guolių riedėjimo takeliai yra lovelio formos, tai jie ne tik atlaiko pagrindinę radialinę apkrovą, bet gali ir fiksuoti veleną ašine kryptimi, taip pat atlaikyti ašinės jėgos viena arba dviem kryptimis. Juos naudojant keliami mažesni guolių skylių bendraašiškumo ir velenų standumo reikalavimai negu savaime nenusistatantiems ritininiam guoliams.

Ritinių guolių yra didesnė keliamoji galia negu rutulių. Nors ritininiai guoliai panašūs į rutulinius greitaėgiškumo požiūriu, bet jie negali atlaikyti ašinių apkrovų. Kūginiai ritininiai guoliai pasižymi vienodai didele tiek radialine, tiek ir ašine keliamąja jėga, tinka mažesniems kampiniams greičiams, be to, juos reikia reguliuoti.

Radialių ir atramių guolių rutuliuko (ritinėlio) bei išorinio žiedo paviršių lietimosi normalė nėra statmena veleno ašiai. Todėl, kai tokį guolį veikia radialinė apkrova, lietimosi vietose susidaro reak-

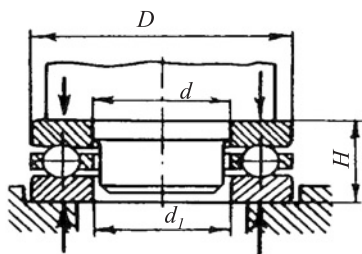
cijos ašinės dedamosios S_i , kurios stengiasi žiedus pastumti vienas kito atžvilgiu. Jėgų S_i atstojamoji, lygi jų algebrinei sumai, vadinama radialinės apkrovos ašine dedamąja ir žymima S .

Žiedai pasislinkti negali ir to nebus, jeigu guolį veiks ne tik radialinė, bet ir ašinė apkrova, lygi arba didesnė už ašinę dedamąją S .

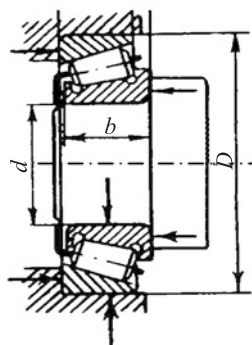
Riedėjimo guolių funkciškumas labai priklauso nuo žiedų tarpusavio persikreipimo, laisvumo ir ašinio įveržimo. Todėl mechanizmus su jais reikia kruopščiai surinkti. Jie jautrūs dulkėms, dėl to guolių mazgai turi būti kruopščiai sandarinami.

Klasikinį riedėjimo guolį sudaro šios principinės dalys (9.7 pav.):

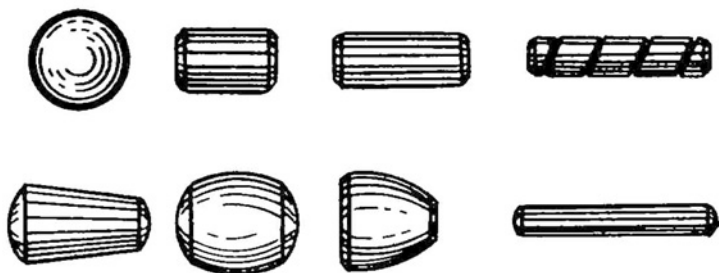
- išorinis ir vidinis žiedai su riedėjimo takeliais,
- riedėjimo kūnai,
- separatorius.



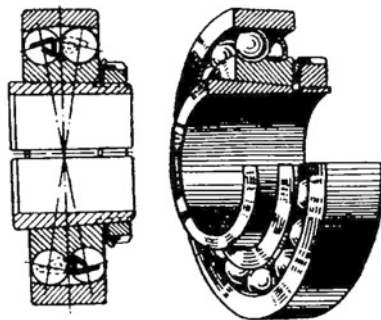
9.3 pav. Rutulinis atraminis guolis



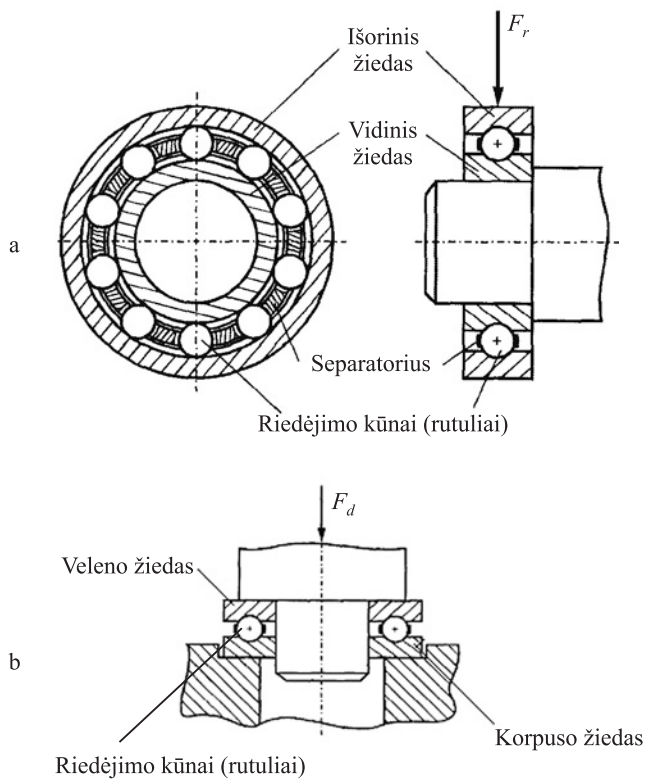
9.4 pav. Radialinis-atraminis su kūginiais ritinėliais guolis



9.5 pav. Riedėjimo kūnų formos



9.6 pav. Savaimė nusistatantis radialinis rutulinis dveilis guolis



9.7 pav. Riedėjimo guolio sandara: a – radialinio, b – ašinio

Guoliai naudojami kaip atramos besisukantiems velenams arba kaip atramos elementai, besisukantys ant ašių. Besisukantys mašinų elementai guoliais fiksuojami ir ašine kryptimi. Velenų ir ašių patiriamas apkrovimas per guolius perduodamas į mašinos korpusą arba rėmą. Kadangi guoliai skirti besisukantiems elementams palaikyti, tai svarbu, kad juose būtų kuo mažesnis pasipriešinimas sukimosi judesiui. Tuo tikslu stengiamasi kiek įmanoma sumažinti trinties jėgą guoliuose.

Kaip žinoma, trinties jėga priklauso nuo daugelio veiksnių, iš kurių pagrindiniais laikomi šie:

- jėga, veikianti tarp besisukančių elementų,
- trinties koeficientas.

Jėga tarp guolio elementų priklauso nuo apkrovos, kuri yra nustatyta. Taigi trinties jėgą galima sumažinti mažinant trinties koeficientą. Jų priklausomybę galima užrašyti taip:

$$T_f = F_r \frac{d}{2} f_s; \quad (9.1)$$

čia T_f – trinties jėgų momentas, F_r – radialinė guolio apkrova, d – veleno skersmuo, f_s – sąlyginis guolio trinties koeficientas.

Guolio trinties koeficientą galima sumažinti mažinant tepalo klampumą, tačiau tokiems guoliams reikia didelio tikslumo ir papildomų sudėtingų įrenginių. Pakeitus slydimo trintį riedėjimo trintimi, šių trūkumų galima išvengti. Tuo paaiškinamas toks platus riedėjimo guolių (9.8 pav.) paplitimas.

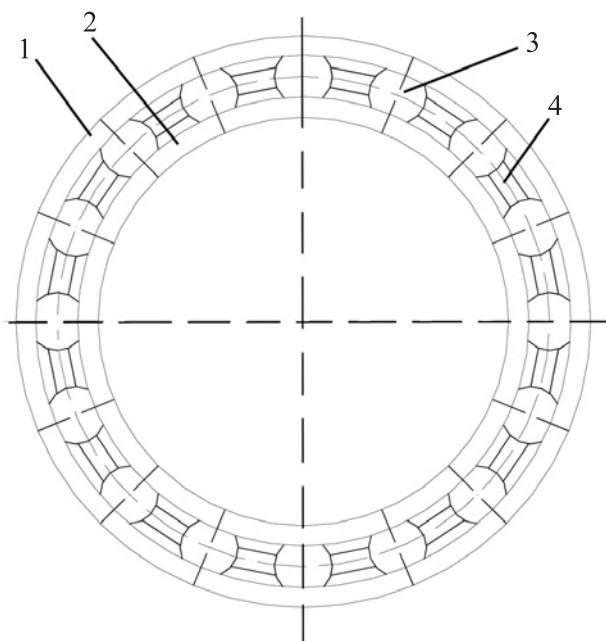
Visiškai išvengti energetinių nuostolių riedėjimo guoliuose neįmanoma. Jie susidaro dėl:

- trinties riedėjimo elementų 3 ir riedėjimo takelių išoriniame 1 bei vidiniame 2 žiede;
- riedėjimo elementų trinties į separatorių 4;
- judančių elementų trinties į tepalą ir to tepalo maišymo.

Be to, suminiai trinties nuostoliai priklauso nuo:

- sukimosi dažnio;
- tepalo lygio;
- tepalo klampumo;
- temperatūros ir t. t.

Visus šiuos veiksnius teoriškai nustatyti yra labai sunku. Paprasčiau yra išmatuoti suminį pasipriešinimo guolyje momentą eksperimentu, o pagal jį rasti bendrą riedėjimo guolio trinties koeficientą. Bendrą eksperimentiškai nustatytą riedėjimo guolio trinties koeficientą įprasta vadinti sąlyginiu trinties koeficientu arba bendru trinties koeficientu, redukuotu į veleno paviršių. Žinant šį koeficientą, pagal (9.8) lygybę galima rasti guolio pasipriešinimo (trinties) momentą. Galimas ir atvirkščias sprendimas: žinant pasipriešinimo momentą, galima apskaičiuoti sąlyginį riedėjimo guolio trinties koeficientą.



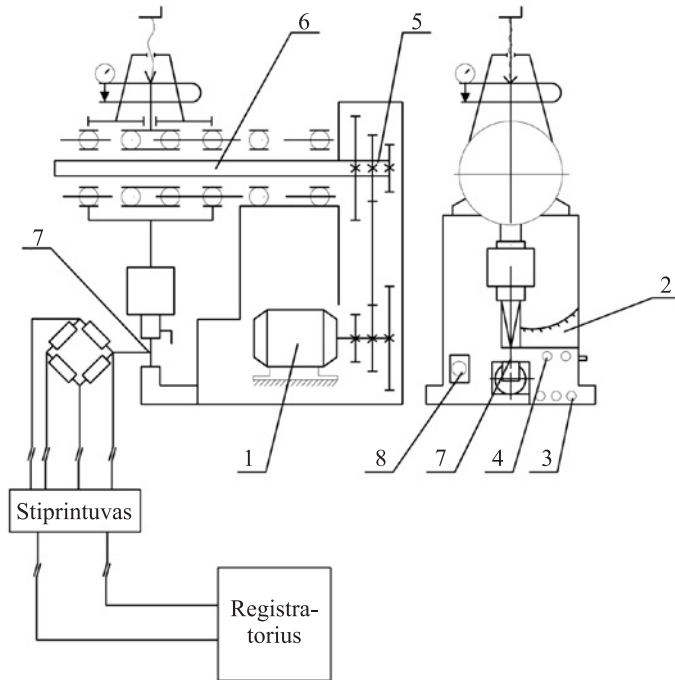
9.8 pav. Riedėjimo guolio schema: 1 – išorinis žiedas, 2 – vidinis žiedas, 3 – riedėjimo elementai (rutuliai), 4 – separatorius

Laboratorinio darbo tikslai

Nustatyti suminį trinties momentą T_f ir sąlyginį trinties koeficientą f_s , redukuotą į veleno paviršių d įvairiems riedėjimo guoliams, atsižvelgiant į apkrovimo ir vidinio žiedo sukimosi dažnį.

Laboratorinio stendo konstrukcijos aprašymas

Dydžiams T_f ir f_s eksperimentiškai nustatyti skirtas stendas DM-28. 9.9 pav. parodyta šio stendo kinematinė schema. Elektros variklis 1 per kylančio diržo 3-jų greičių pavarą 5 suka veleną 6 trimis dažniais: 1 000, 2 000 ir 3 000 aps./min.



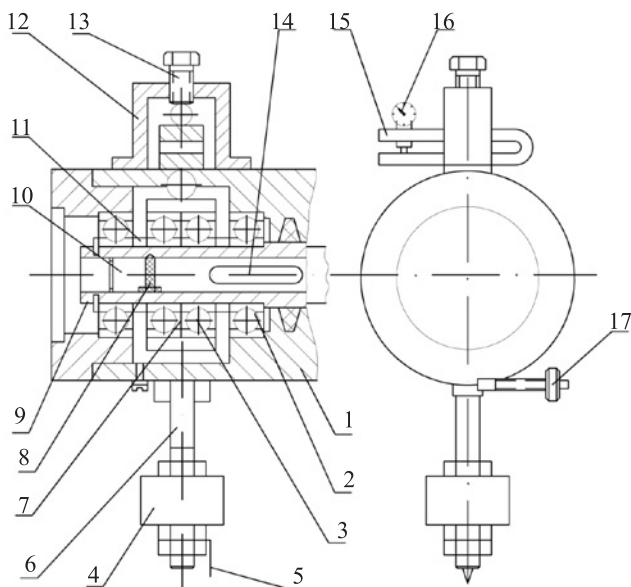
9.9 pav. Trinties riedėjimo guoliuose tyrimo stendo schema

Variklis įjungiamas jungikliu 3, įmontuotu stendo korpuse. Elektros tinklas įjungiamas jungikliu 8. Skalė 2, sugraduota Nm, rodo suminį trinties momentą T_f . Stende numatytas šio momento matavimas ir tenzometravimo metodu. Šiuo tikslu ant spyruoklės 7 priklijuoti varžos jutikliai. Juos per gnybtus 4 įjungus į matavimo tiltelį, gausime skirtingus miliampermetro rodmenis, esant skirtingiems spyruoklės 7 įlinkiams nuo švytuoklės pasisukimo.

Įvairių tipų guoliai yra nevienodos konstrukcijos ir skirtingų trinties nuostolių. Guoliams palyginti stende yra 4 keičiamų galvutčių komplektai, kuriuose yra:

- 208 – radialiniai rutuliniai vienaėiliai lengvos serijos guoliai;
- 308 – radialiniai rutuliniai vienaėiliai vidutinės serijos guoliai;
- 1 208 – radialiniai rutuliniai dveiliiai sferiniai guoliai;
- 7 208 – radialiniai-ašiniai ritininiai kūginiai guoliai.

Galvutės konstrukcija parodyta 9.10 pav.



9.10 pav. Tiriamų guolių galvutės konstrukcija

Korpuse 1 įmontuoti du kraštiniai guoliai 2. Du viduriniai guoliai 3 įmontuoti atskirai apkaboje 7. Visų keturių guolių vidiniai žiedai užmauti ant įvorės 9. Kraštiniai guoliai nuo vidurinių atskirti žiedais 11. Įvorė 9 pleištu 14 ir fiksatoriumi 8 tvirtinama ant laboratorinio stendo veleno 10.

Apkrova sudaroma apkabos 12 sraigto 13 per dinamometrą 15 spaudžiant apkabą 7. Apkrovos dydis matuojamas indikatoriumi 16. Dinamometro taravimo grafikas yra ant priekinės stendo sienelės. Apkrova veikia du vidurinius guolius, įmontuotus apkaboje 7. Ši ap-

krova sukelia reakciją kraštiniuose guoliuose. Reakcija yra apytikriai lygi apkrovai, nes apkrovos sraigtas 13 ir kraštiniai guoliai yra tame pačiame korpusė 1.

Kad apkrova būtų absoliučiai lygi reakcijai, reikėtų iš pastarosios atimti galvutės svorio jėgą. Ši paklaida yra nedidelė ir todėl laikoma, kad visi keturi guoliai yra apkrauti vienodai.

Svoris 4 ir rodyklė 5 pritvirtinti prie švytuoklės 6. Atsiradęs guoliuose trinties momentas T_f stengiasi pasukti guolių galvutę. Tačiau švytuoklė su svoriu neleis galvutei sukis, o tik pasisuks tam tikru kampu, atitinkančiu trinties momento dydį. Ties skalės nuline padala rodyklė nustatoma reguliavimo svareliu 17.

Darbo eiga

1. Įstatyti į dinamometrą indikatorių ir nustatyti jį į nulinę padėtį.
2. Patikrinti, kad esančios ant stendo galvutės svirties rodyklė būtų ties nuline skalės padala, o dinamometras neįveržtas.
3. Įjungti stendą ir į rezultatų lentelę įrašyti trinties momentą be radialinės apkrovos.
4. Sraigtu 13 (9.10 pav.) sudaryti apkrovimą F_r : 2, 4, 6, 8 ir 10 kN pagal taravimo grafiką, esantį ant priekinės stendo sienelės. Kiekvienam apkrovimui reguliuoti trinties jėgų momentą.
5. Tą patį atlikti pamažu mažinant apkrovimą F_r .
6. Kiekvienai apkrovai rasti redukuotą sąlyginį trinties koeficientą:

$$f_s = \frac{T_f}{d \cdot F_r};$$

čia T_f – trinties jėgų momentas (Nm), F_r – radialinė apkrova (N), d – veleno skersmuo (šiuo atveju – įvorės 9 (9.10 pav.)) išorinis skersmuo (arba guolio vidaus skersmuo) lygus $4 \cdot 10^{-2}$ m.

7. Pakeičiame guolių galvutę kita. Nuo ankstesniosios galvutės perkeliame dinamometrą.
8. Nustatome svirties rodyklę ties nuline skalės padėtimi, patikriname indikatoriaus nulinę padėtį.
9. Atliekamos 3 ir 4 bei 6 punktuose nurodytos procedūros.
10. Pakeičiame guolių galvutę trečia ir darbą pakartojame.

Trinties riedėjimo guoliuose tyrimas

9 laboratorinio darbo ataskaita

1. Matavimų rezultatai:

Apkrova F_r	Sukimosi dažnis $n = \text{aps./min.}$						Sukimosi dažnis $n = \text{aps./min.}$					
	Guolio tipas						Guolio tipas					
	T_f	f_s	T_f	f_s	T_f	f_s	T_f	f_s	T_f	f_s	T_f	f_s

2. Nubraižyti grafikus priklausomybėms $f_s = f(F_r)$ kiekvienam guolio tipui ir abiem sukimosi dažniams.

3. Parašyti išvadas apie ištirtų guolių savybes.

LITERATŪRA

- Ciroms, Nicolas P. 1991. *Mechanisms and mechanical devices sourcebook*. New York.
- Dulevičius, J.; Žiliukas, P. 2000. *Mašinų elementai: skaičiavimai ir konstravimas*. Kaunas: Technologija.
- Hall, A. S. 1987. *Theory and problems of machine design*. Singapore, MI Grow Hills.
- Mush, Dieter. 2003. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Vieweg.
- Pauza, M. 1996. *Mašinų detalės*. Vilnius: V.L.C.
- Shigley, Joseph E. (editors in chief). 1990. *Mechanisms a mechanical designers's workbook*. New York.
- Spotts, M. 1978. *Design of machine elements*. New York, Prentice Hall

PRATYBOS

TAIKOMOSIOS MECHANIKOS KURŠINIS PROJEKTAVIMAS

Metodikos nurodymai

Išvadas

Taikomosios mechanikos kursinis projektavimas padeda studentams pažinti ir įsigilinti į mechanizmų sandarą, suprasti mašinoje vykstančius procesus.

Šiame kursiniame projekte projektuojamos dviejų tipų mašinos: varikliai (gaminantys mechaninę energiją) ir darbinės mašinos (atliekančios tam tikrą mechaninį darbą). Projektų užduotyse tai vaizduojama atitinkamomis schemomis. Variklio atveju svirtinis skriejiko slankiklio mechanizmas degimo produktų sukuriamą slėgį perduoda į slankiklį, kuris per krumpliaračių porą bei planetinį reduktorių perduodamas kitam vartotojui. Darbinėje mašinoje mechaninę energiją sukuria variklis. Ji sukamojo greičio ir sukamojo momento pavidalu per planetinį reduktorių bei krumpliaračių porą, sukdama įėjimo grandį, pakliūna į svirtinį mechanizmą. Šio mechanizmo išėjimo grandis, nugalėdama naudingo išorinio pasipriešinimo jėgą, atlieka jai skirtą mechaninį darbą.

Abiem atvejais mašinų darbe dalyvauja kumštelinis mechanizmas. Variklio atveju jis atidarinėja ir uždarinėja įleidimo bei išleidimo vožtuvus, darbinės mašinos atveju – atlieka pagalbines funkcijas (išvirkščia tepalo į pjovimo zoną, tiekia aušinimo skystį į kaistančias vietas ir pan.).

Kursinis projektas susideda iš dvejų etapų. Pirmiausia suprojektuojamas svirtinis mechanizmas. Nustatomas šio mechanizmo laisvis, klasė ir eilė. Taip sužinoma, kokio sudėtingumo yra projektuojamas mechanizmas. Toliau atliekama jo kinematinė analizė.

Antrajame etape – projektuojama dviejų krumpliaračių sankiba bei planetinis reduktorius.

Kursinio projektavimo metodiniai nurodymai parengti studentams, jau išmokusiems pagrindinius šios disciplinos apibrėžimus ir sąvokas.

Be šių metodinių nurodymų, dar galima naudotis literatūra:

1. Erdman, A.; Sandor, G. 1996. *Mechanism design: Analysis and Sintesis*. New Jersey; Prentice–Hall, Inc., Vol. 1, 2.
2. Naujokaitis, S. 1978. *Mechanizmų ir mašinų teorija*. Vilnius: Mokslas. 298 p.
3. Кореняко, А. С. и др. 1970. *Курсовое проектирование по теории механизмов и машин*. Киев: Вища школа. 392 с.
4. *Теория механизмов и машин*. Под общей редакцией Алексанович Н. В. 1970. Минск: Высшая школа. 250 с.

Šie metodiniai nurodymai padės lengviau atlikti užduotis ir geriau pasirengti taikomosios mechanikos egzaminui.

Skaiciavimams atlikti studentai gali išsivesti analizines išraiškas ir jas suprogramuoti. Šių išraiškų išvedimas smulkiai dėstomas teorinėje dalyje. Visais klausimais galima kreiptis į pratybų dėstytoją, o skaičiuojant naudoti SC kompiuterius, taip pat katedroje esančias programas.

Čia pateikiame grafinius ir grafoanalizinius atskirų etapų sprendimo metodus.

Bendrieji reikalavimai

Šių metodinių nurodymų pabaigoje pateikiamos individualios kursinio projektavimo užduotys. Užduoties numerį ir duomenų variantą nurodo dėstytojas. Studentas padaro užduoties kopiją, padidina ją iki A4 formato ir atitinkamoje lentelėje įrašo savo varianto duomenis.

Kursinį projektą sudaro dvi dalys: aiškinamasis raštas ir grafinė dalis.

Aiškinamasis raštas rašomas A4 formato popieriaus lapuose. Pageidautina, kad tai būtų atliekama kompiuteriu. Struktūrinės schemos braižomos nesilaikant mastelio, tik stengiantis šiek tiek išlaikyti grandžių ilgių proporcijas ir kinematinių porų tipą. Analizinėmis išraiškomis surašomi visi dydžiai, įrašomos jų skaitinės reikšmės ir pateikiamas galutinis rezultatas (be tarpinių skaičiavimų). Yra būtina nurodyti gautų dydžių dimensiją. Visos formulės numeruojamos pagal skyrius. Kadangi aiškinamasis raštas rašomas kartu atliekant ir grafinę dalį, skaičiavimų rezultatus patogiausia pateikti lentelėse, atitinkamai jas numeruojant.

Aiškinamojo rašto pradžioje pateikiama užduotis, turinys ir įvadas, jo pabaigoje – naudotos literatūros sąrašas. Grafinę dalį sudaro 4 A1 formato brėžiniai pagal projektavimo etapus. Jų įforminimas turi atitikti braižymo standartų keliamus reikalavimus. Pageidautina, kad brėžiniai būtų atliekami kompiuteriu, naudojami braižymo programų paketai. Baigtas kursinis projektas įrašomas į standartinį A4 formato segtuvą, prieš tai sulanksčius brėžinius.

Atkreipiamė dėmesį – parduotuvėse perkamas A1 formato vatmanas neatitinka standartinių matmenų! Prieš braižymą būtina jį apipjaustyti iki standartinių 840×594 mm matmenų.

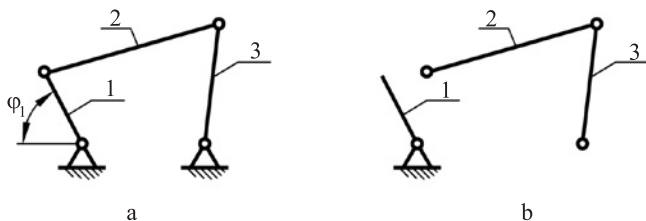
1. Svirtinio mechanizmo projektavimas.

Laisvio, klasės ir eilės nustatymas

Projekto užduotyse nagrinėjami dviejų tipų plokštieji svirtiniai mechanizmai – keturgrandžiai arba šešiagrandžiai. Svirtiniai mechanizmai – tai tokie mechanizmai, kuriuose dalis grandžių yra svirčių ar strypų pavidalo. Plokščiaisiais vadinami todėl, kad jų grandys juda vienoje plokštumoje arba tarpusavyje lygiagrečiose plokštumose.

Pradedant projektuoti tokį mechanizmą, pirmiausia su juo susipažįstama, t. y. nustatomas mechanizmo laisvis bei klasė ir eilė. Mechanizmo laisvis – tai skaičius grandžių, nuo kurių priklauso viso mechanizmo judesiai. Jis taip pat parodo, keliomis apibendrintomis koordinatėmis jį galima aprašyti. Klasė ir eilė rodo, kokio sudėtingumo yra mechanizmas ir kokius tyrimo metodus reikės taikyti.

Panagrinėkime pavyzdį. 1.1 a, b pav. pateiktas paprasčiausias keturgrandis lankstinis mechanizmas. Jis sudarytas iš pradinės grandies 1 (skriejiko) ir diados 2–3 su visomis sukimosi kinematinėmis poromis.



1.1 pav. Keturgrandis lankstinis mechanizmas

Skriejikui 1 sukantis, švaistiklis 2 šį judesį perduoda į svertą 3, priversdamas jį svyruoti arba taip pat sukis. Tai priklauso nuo to, kaip suderinti visų grandžių ilgiai. Šio mechanizmo laisvis apskaičiuojamas pagal Čebyševio formulę:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

W – mechanizmo laisvis; n – judančių grandžių skaičius; p_5 – penktosios klasės kinematinų porų skaičius; p_4 – ketvirtosios klasės kinematinų porų skaičius (pagal akad. I. Artobolevskio klasifikaciją).

Judančių grandžių šiame mechanizme turime 3, penktosios klasės kinematinių porų – 4, ketvirtosios klasės kinematinių porų nėra.

Taigi

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1. \quad (1.2)$$

Viso mechanizmo judesys priklauso nuo vienos grandies (dažniausiai pirmosios), ji vadinama varančiąja, ir bet kurią mechanizmo padėtį galima aprašyti vienu kintamuoju (šios grandies posūkio kampu).

Klasė ir eilė nustatoma išskaidžius mechanizmą į Asūro grupes. Pagal aukščiausią Asūro grupių klasę bei eilę sprendžiama ir apie viso mechanizmo klasę bei eilę. Nagrinėjamas mechanizmas susideda iš pradinės grandies 1 ir prie jos prijungtos diados 2–3 (1.1 b pav.). Kadangi diada yra antrosios klasės ir antrosios eilės Asūro grupė, tai ir nagrinėjamas mechanizmas yra antrosios klasės ir antrosios eilės. Taip sužinome, kokius tyrimo metodus teks taikyti (jie aprašyti toliau).

1.1. Svirtinio mechanizmo metrinė sintezė

Svirtiniame mechanizme dažniausiai būna nurodyta jo išėjimo grandies eiga, jos vidutinio greičio kaitos koeficientas tuščiosios ir darbo eigos metu, kai kurių grandžių ilgių santykiai. Kad mechanizmas užtikrintų darbo metu šiuos dydžius, turi būti atitinkamai parinkti ir apskaičiuoti jo grandžių ilgiai. Panagrinėsime kai kuriuos atvejus.

1.1.1. Centrinio skriejiko slankiklio mechanizmo metrinė sintezė

Šiame mechanizme nurodyti išėjimo grandies – slankiklio 3 eiga H bei skriejiko 1 ir švaistiklio 2 ilgių santykis koeficientu (1.2 pav.).

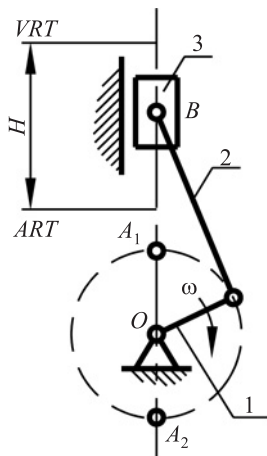
Šio mechanizmo vidutinio greičio kaitos koeficientas $k = 1$, nes jis yra simetrinis ašies OB atžvilgiu. Skriejikui 1 pasisukus iš padėties A_1 į padėtį A_2 , slankiklis 3 iš viršutinio rimties taško (VRT) persislenka į apatinį rimties tašką (ART) ašies OB atžvilgiu, nueidamas nurodytą kelią H . Taigi skriejiko 1 ilgis r lygus:

$$r = \frac{H}{2}, \quad (1.3)$$

o švaistiklio ilgis l :

$$l = \frac{r}{\lambda}. \quad (1.4)$$

Nustačius r ir l dydžius, pasirinktu masteliu braižomas mechanizmas. Mastelį patariame pasirinkti tokį, kad mechanizmas užimtų maždaug A4 formato plotą.



1.2 pav. Centrinio skriejiko slankiklio mechanizmo metrinė sintezė

1.1.2. Necentrinio skriejiko slankiklio mechanizmo metrinė sintezė

Šiuo atveju būna nurodyta slankiklio eiga H ir jo vidutinio greičio kaitos koeficientas k . Pirmiausia apskaičiuojamas šio mechanizmo perdengimo kampas:

$$\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1}. \quad (1.5)$$

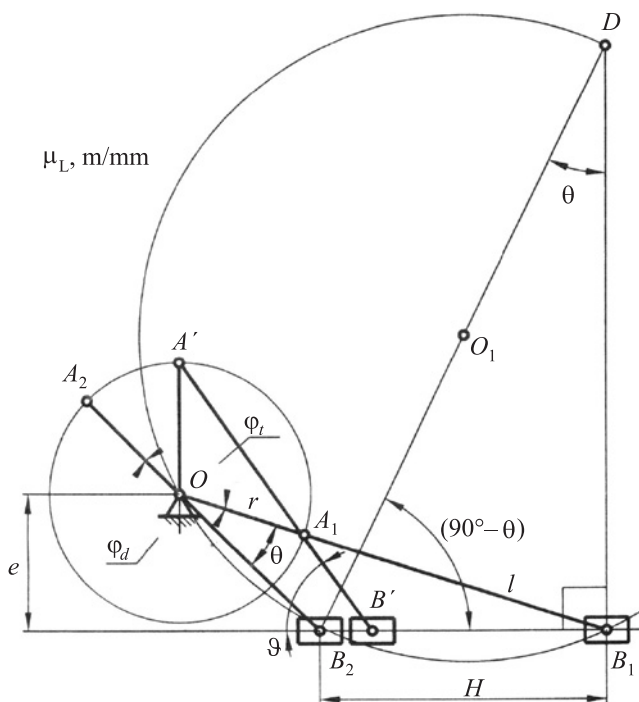
Mechanizmo metrinė sintezė gali būti atliekama tiek analiziniu, tiek grafiniu būdu. Panagrinėsime grafinį būdą, kuris yra paprastesnis ir patogesnis.

Pirmiausia pasirinktu masteliu [m/mm] atidedama slankiklio eiga H (1.3 pav.) ir pažymimi jos kraštiniai taškai B_1 ir B_2 . Tada iš taško B_1 iškeliamas statmuo, o iš taško B_2 – kampų ($90 - \theta$) pasvirusi tiesė iki

susikirtimo su šiuo statmeniu (tšk. D). Gauto trikampio viršūnės D kampas lygus . Atstumas DB_2 dalijamas pusiau, gaunamas pagalbinis taškas O_1 , iš kurio spinduliu O_1D braižomas apskritimas. Taškai D , B_2 ir B_1 yra ant šio apskritimo.

Būsimo mechanizmo skriejiko sukimosi centras O turi būti taip pat ant šio apskritimo. Tik tuo atveju perdengimo kampas tarp mechanizmo kraštinių padėčių taip pat bus ir mechanizmas turės nustatytą vidutinio greičio kaitos koeficientą k .

Pasirinkę tašką O ant apskritimo, sujungiame jį su taškais B_1 ir B_2 , pratęsę šią liniją kiek toliau už taško O . Kraštinėje padėtyje OB_1 skriejikas, kurio ilgis r , ir švaistiklis, kurio ilgis l , yra vienoje tiesėje. Tuomet atstumas $OB_1 = l + r$.



1.3 pav. Necentrinio skriejiko slankiklio mechanizmo metrinė sintezė

Antroje kraštinėje padėtyje OB_2 švaistiklis l dengia skriejimą r , todėl $OB_2 = l - r$. Atimkime abi lygybes vieną iš kitos:

$$\frac{\begin{matrix} -OB_1 = l + r \\ -OB_2 = l - r \end{matrix}}{OB_1 - OB_2 = 2r}.$$

Iš čia:

$$r = \frac{OB_1 - OB_2}{2}. \quad (1.6)$$

Turime skriejiko ilgį r , kuriuo iš taško O brėžiame apskritimą. Tai bus taško A trajektorija. Atstumas OA_1 yra skriejiko ilgis r , atstumas A_1B_1 – švaistiklio ilgis l . Automatiškai gaunamas mechanizmo ekscentrisitetas e , skriejiko darbinės eigos posūkio kampas ir tuščiosios eigos posūkio kampas.

Kaip teisingai pasirinkti skriejiko sukimosi centro O padėtį?

Pastatykime skriejimą vertikaliai į viršų ir nubrėžkime švaistiklį bei slankiklį (padėtis $OA'B'$). Šioje padėtyje slankiklio slėgio kampas yra pats didžiausias. Jis neturi viršyti savo kritinės reikšmės (slankikliui 30°). Šiuo atveju matome, kad $>30^\circ$, todėl tašką O turėjome pasirinkti apskritime žemiau.

Slėgio kampo reikšmę galime patikrinti ir analitiškai. Iš brėžinio matome, kad

$$\vartheta = \arcsin \frac{r + e}{l}. \quad (1.7)$$

Toliau turime teisingai nustatyti skriejiko sukimosi kryptį. Reikia žiūrėti, ką pagal šią schemą projektuojame – vidaus degimo variklį ar darbinę mašiną (pvz., stūmoklinį kompresorių). Vidaus degimo variklio slankiklio darbinė eiga yra tuomet, kai slankiklis, veikiamas degimo produktu, juda iš taško B_1 į B_2 . Tuomet skriejikas iš padėties A_1 turi suktis pagal laikrodžio rodyklę. Jis poroje slankiklis ir stovas darbinės eigos metu sudarys mažesnius slėgio kampus.

Jei projektuojame kompresorių ar presą, jų slankiklio darbinė eiga yra iš taško B_2 į tašką B_1 . Tokį judesį slankikliui jo mažiausių slėgio

kampų atžvilgiu suteiks skriejikas, iš taško A_2 link taško A_1 sukdamasis prieš laikrodžio rodyklę.

Nustačius skriejiko sukimosi kryptį, mechanizmas braižomas 12-oje padėčių. Tam darbinės eigos posūkio kampas dalijamas į 6 lygias dalis, tuščiosios eigos posūkio kampas taip pat – į 6 lygias dalis. Visos mechanizmo padėties numeruojamos didėjančia tvarka, prie atitinkamų taškų prirašant indeksus, pvz., A_1 , A_2 ir t. t. Pirmąją mechanizmo padėtimi reikia laikyti tą jo kraštinę padėtį, nuo kurios prasideda darbinė eiga.

1.1.3. Keturgrandžio lankstinio mechanizmo metrinė sintezė

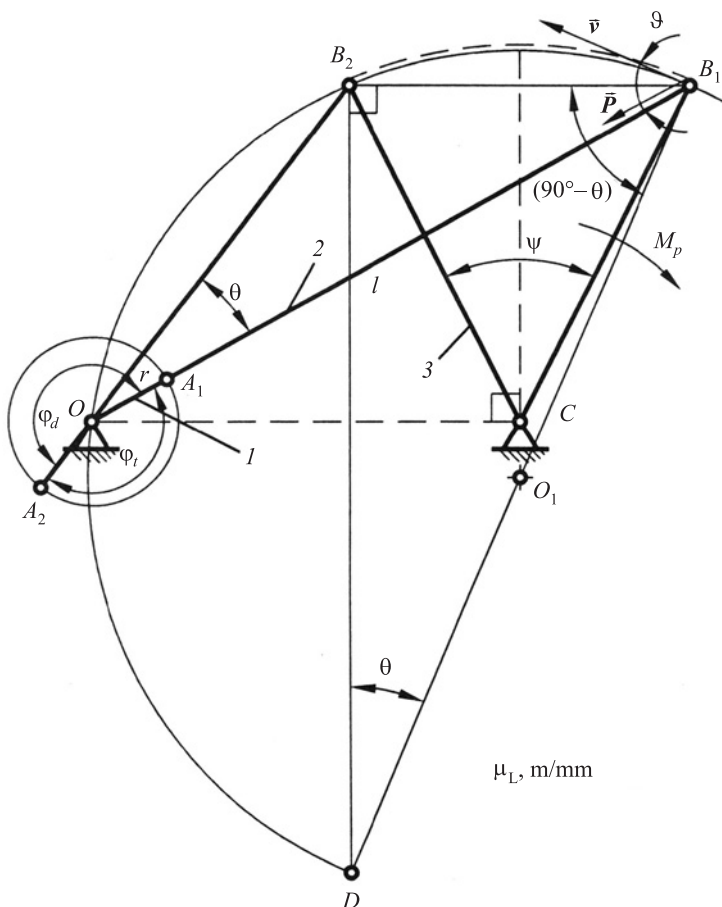
Šis mechanizmas susideda iš pradinės grandies 1 ir prie jos prijungtos paprasčiausio tipo Asūro grupės – diados su visomis sukimosi kinematinėmis poromis 2–3 (1.1 a pav.). Mechanizmas projektuojamas pagal tokius parametrus: svirties 3 ilgį BC , jos svyravimo kampą ir vidutinio greičio kaitos koeficientą k . Pirmiausia apskaičiuojamas perdengimo kampas:

$$\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1}. \quad (1.8)$$

Tada pasirinktu masteliu [m/mm] iš taško C atidedamos svirties 3 svyravimo kraštinės padėties CB_1 ir CB_2 , tarp kurių kampas lygus (1.4 pav.).

Taškai B_1 ir B_2 sujungiami tiese. Iš taško B_2 į šią tiesę žemyn nuleidžiamas statmuo. Iš taško B_1 kampu $(90^\circ -)$ tiesei B_1B_2 brėžiama pasvirusi linija iki susikirtimo su statmeniu (tšk. D). Gauta stataus trikampio DB_1B_2 viršūnės kampas D lygus. Atkarpa DB_1 padalijama pusiau ir gaunamas pagalbinis taškas O_1 , iš kurio spinduliu O_1B_1 braižomas apskritimas. Pastebime, kad visi trys taškai – B_1 , B_2 ir D yra ant šio apskritimo.

Skriejiko sukimosi centras O būtinai turi būti ant šio apskritimo, nes tik tokiu atveju kraštinėms švaistiklio padėtimis garantuojamas apskaičiuoto perdengimo kampo dydis, taip pat nustatytas vidutinio greičio kaitos koeficientas k .



1.4 pav. Keturgrandžio lankstinio mechanizmo metrinė sintezė

Taigi pasirenkame tašką O ten, kur, pavyzdžiui, statmuo į svirties 3 svyravimo simetrijos ašį kerta šį apskritimą (1.4 pav.). Tašką O sujungiamo su taškais B_1 ir B_2 . Gauname kraštines švaistiklio padėtis, tarp kurių perdengimo kampas lygus. Dešinėje padėtyje skriejikas, kurio ilgis r , ir švaistiklis, kurio ilgis l , yra vienoje tiesėje. Jos ilgis $OB_1 = r + l$. Antroje kraštinėje padėtyje (kairėje) švaistiklis dengia skriejiką, todėl atkarpos OB_2 ilgis tampa $OB_2 = l - r$. Atimkime šias abi lygybes vieną iš kitos:

$$\frac{\begin{matrix} -OB_1 = r + l \\ OB_2 = l - r \end{matrix}}{OB_1 - OB_2 = 2r}. \quad (1.9)$$

arba

$$r = \frac{OB_1 - OB_2}{2}. \quad (1.10)$$

Gauname skriejiko ilgį r . Juo iš taško O braižome apskritimą. Šis apskritimas yra skriejiko galo taško A judesio trajektorija. Kur jis kertasi su linija OB_1 , gauname tašką A_1 , o kur kertasi su linijos OB_2 tęsiniu už taško O – tašką A_2 . Gaunamas skriejiko darbinės eigos posūkio kampas ir tuščiosios eigos posūkio kampas φ_r .

Kaip teisingai pasirinkti taško O padėtį ant apskritimo? Jeigu kitaip užduotyje nenurodyta, turime atsižvelgti į slėgio kampo lankste B dydį. Jei šis kampas bus didesnis nei leidžiama, mechanizmo bus neįmanoma išjudinti iš jo kraštinės padėties OA_1B_1C .

Slėgio kampas – tai kampas tarp jėgos veikimo ir jėgos pridėjimo taško judesio kryptių. Vadinasi, sukant skriejiką OA_1 prieš laikrodžio rodyklę, jėga $\vec{P}$ persiduos išilgai švaistiklio iš taško B_1 link taško A_1 , o jos pridėjimo taško B_1 judesio kryptis $\vec{v}$ bus pagal liestinę jo trajektorijai, t. y. statmenai B_1C . Gautas kampas ϑ neturi viršyti 45° (lankstui). Taigi vėl matome, kad tašką O reikėjo pasirinkti ant apskritimo šiek tiek aukščiau, nes $\vartheta > 45^\circ$.

Pagal schemą 1.4 pav. matome, kad naudingo pasipriešinimo momentas M_p veikia svertą 3 pagal laikrodžio rodyklę. Taigi svertas atliks darbą svyruodamas iš padėties B_1 į padėtį B_2 . Tada skriejiko sukimosi kryptį reikia pasirinkti prieš laikrodžio rodyklę, nes darbinės eigos metu tokiu atveju bus mažesni slėgio kampai.

Norint nubraižyti mechanizmą 12-oje padėčių, darbinis skriejiko posūkio kampas φ_d dalijamas į 6 lygias dalis, ir tuščiosios eigos posūkio kampas φ_d irgi dalijamas į 6 lygias dalis. Pirmąja mechanizmo padėtimi reikia laikyti tą jo kraštinę padėtį, nuo kurios prasideda darbinė eiga (šiuo atveju ši padėtis sutampa su padėtimi OA_1B_1C). Visos kitos padėties numeruojamos didėjančia tvarka, prie atitinkamų taškų prirašant indeksus.

1.1.4. Kulisinio mechanizmo metrinė sintezė

Pirmiausia apskaičiuojamas perdengimo kampas ir pastebima, kad kulislės svyravimo kampas Ψ yra lygus šiam kampui, t. y. $\Psi = \theta$.

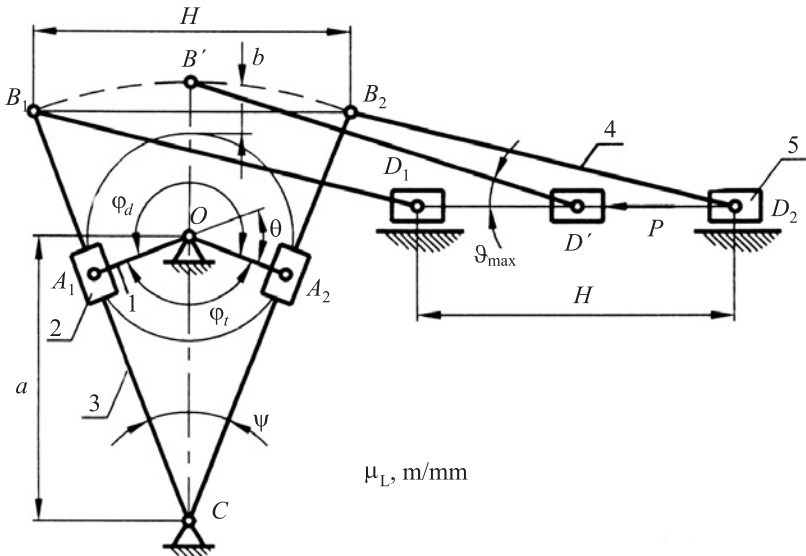
Taigi

$$\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1} = \Psi. \quad (1.11)$$

Iš pasirinkto taško C masteliu μ_L [m/mm] atidedamos kraštinės kulislės 3 padėties CB_1 ir CB_2 (1.5 pav.).

Kulislės 3 ilgis CB nustatomas iš tokių sąlygų. Dažniausiai prie jos galo (tšk. B) prijungiama dar viena diada 4–5, duodama jos slankiklio 5 (tšk. D) eiga H . Kraštinėse padėtyse šios diados švaistiklio 4 padėties yra tarpusavyje lygiagrečios. Taigi susidaranti figūra $B_1B_2D_2D_1$ yra lygiagretainis (1.5 pav.). Tada tiesės atkarpa B_1B_2 irgi lygi grandies 5 eigai H . Pagal tai galime apskaičiuoti kulislės 3 ilgį:

$$BC = \frac{H}{2 \sin \frac{\Psi}{2}}. \quad (1.12)$$



1.5 pav. Kulisinio mechanizmo metrinė sintezė

Skriejiko 1 sukimosi centras O turi būti ant kulisės 3 svyravimo kampo Ψ pusiaukampinės. Jeigu atstumas a užduotyje nenurodytas, taškas O pasirenkamas kiek galima aukščiau, kad tik slankiklis 2 viršutinėje padėtyje neatsitrenktų į taško B lankstą. Tam paliekamas tam tikras atstumas b . Taip randami skriejiko 1 darbinės ir tuščiosios eigu posūkio kampai φ_d ir φ_t .

Grandies 4 ilgis nustatomas atsižvelgiant į tai, kurioje vietoje projektuotojas pasirinko slankiklio 5 slankiojimo ašį D_1D_2 . Kulisė pastatoma į vertikalią padėtį (sutampančią su OC). Šiuo atveju slankiklio 5 slėgio kampas įgauna maksimalią reikšmę $\vartheta_{\max}$ (padėtis $B'D'$). Atsižvelgiant į sąlygą, kad slėgio kampas slankiklyje negali viršyti 30° , grafiškai nustatomas grandies 4 ilgis. Skriejiko 1 sukimosi kryptis pasirenkama pagal tai, kuria kryptimi judėdamas slankiklis 5 dirba (nugali naudingo pasipriešinimo jėgą). Sakykime, naudingo pasipriešinimo jėga P veikia slankikliui judant iš padėties D_1 į padėtį D_2 . Tada skriejiko sukimosi kryptį reikia nustatyti pagal laikrodžio rodyklę, nes mazge tarp grandžių 2 ir 3 reikės pridėti mažesnes jėgas, kadangi padidėja petys taško C atžvilgiu.

Padalijus darbinės eigos posūkio kampą φ_d ir tuščiosios eigos posūkio kampą φ_t į 6 lygias dalis, vėl braižoma 12 mechanizmo padėčių, kaip pirmą padėtį imant darbinės eigos pradžią.

1.2. Kinematinė svirtinių mechanizmų analizė

Kinematinė svirtinių mechanizmų analizė apima mechanizmsams būdingų taškų linijinių bei grandžių kampinių greičių ir pagreičių nustatymą. Tam gali būti naudojami įvairūs metodai: analizinis, grafoanalizinis, kinematinių diagramų bei eksperimentinis. Šiame kursiniame projektavime naudosimės paprastais, vaizdžiais bei pakankamai tiksliais grafoanaliziniu ir kinematinių diagramų metodais.

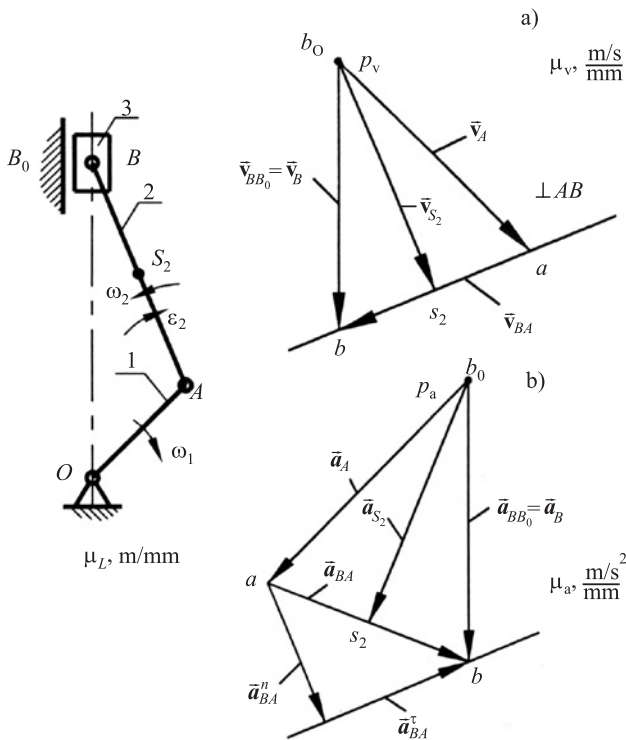
Grafoanalizio metodo esmė – surašomos būdingų taškų greičių ir pagreičių vektorinės lygtys, kurios paskui sprendžiamos grafiškai – braižomi greičių ir pagreičių planai. Šių vektorinių lygčių sudarymo principą studentai sužino teorinės mechanikos kurse, todėl į jų prigimtį čia nesiigilinsime. Šis metodas gana vaizdus, iš vektorių kryptių matyti, į kurią pusę vyksta judesys, o pagal jų ilgių proporcijas galima iš karto nustatyti

greičiausiai judančius taškus, greitėjimą ar lėtėjimą ir pan. Vienintelė sąlyga – greičių ir pagreičių planai turi būti braižomi tame pačiame lape, kuriame nubraižytas mechanizmas, nes reikia išlaikyti vektorių statmenumą ar lygiagretumą atitinkamoms grandims. Mechanizmui taip pat turi būti nubraižyta jo kinematinė schema, t. y. tam tikru masteliu.

1.2.1. Skriejiko slankiklio mechanizmo grafoanalizinė kinematika

Atlikus šio mechanizmo grafinę metrinę sintezę, t. y. nustatius jo grandžių ilgius ir nubraižius 12-oje padėčių, kiekvienai padėčiai braižomi greičių planai. Pagreičių planai braižomi tik darbinės eigos padėtimis, kurių, įskaitant dvi kraštines padėtis, susidaro septynios.

Panagrinėkime kurią nors mechanizmo padėtį (1.6 pav.).



1.6 pav. Skriejiko slankiklio mechanizmo greičių ir pagreičių planai

Turime mechanizmo padėtį, nubraižytą masteliu [m/mm]. Skriejiko 1 sukimosi kampinis greitis ω_1 duotas užduotyje. Reikia remiantis greičių planu nustatyti jo taškų A , B ir S_2 (2-osios grandies svorio centro) bei visų grandžių kampinius greičius.

Tam surašomos taškų greičių vektorinės lygtys:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{B_0} + \vec{v}_{BB_0}. \end{cases} \quad (1.13)$$

Taško A greitis v_A , jam sukantis apie tašką O pastoviu kampiniu greičiu, randamas taip:

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA} \text{ m/s}, \quad (1.14)$$

čia ω_1 – duotasis kampinis greitis rad/s, l_{OA} – grandies 1 ilgis m. Šio greičio vektoriaus kryptis – statmena grandies 1 sukimosi kryptčiai.

Santykinis greitis v_{BA} savo dydžiu nežinomas, tačiau žinoma jo kryptis – kadangi taške A yra lankstas, tai santykinis taško B judesys taško A atžvilgiu gali būti tik sukamasis. Taigi v_{BA} yra statmenas grandžiai AB .

Antrojoje lygtyje taškas B_0 yra pagalbinis taškas, duotuoju momentu sutampantis su tašku B , bet priklausantis stovui. Jis reikalingas tam, kad galėtume nustatyti santykinio greičio v_{BB_0} kryptį. Taškas B stovo atžvilgiu gali judėti tik išilgai jo. Taip nustatome ir v_{BB_0} kryptį.

Pereiname prie greičių plano braižymo. Pirmiausia reikia pasirinkti jo mastelį. Rekomenduojama pasirinkti tokį, kad pirmasis nubraižytas vektorius – greitis v_A būtų pavaizduotas maždaug 50 mm ilgio vektoriais. Tada visas planas bus kompaktiškas ir pakankamo tikslumo. Taigi mastelį galima apskaičiuoti taip:

$$\mu_v = \frac{v_A}{50}, \frac{\text{m/s}}{\text{mm}} \quad (1.15)$$

Greičių plano taškus, atitinkančius mechanizmo schemoje pažymėtus didžiosiomis raidėmis, žymėsime mažosiomis. Iš pasirinktojo greičių plano poliaus p_v atidedame 50 mm ilgio vektorių, vaizduojanti greitį v_A statmenai grandžiai OA ω_1 kryptimi (1.6 a pav.).

Jo galas pažymimas tašku a . Per šį tašką nubraižome ilgą tiesę, statmeną grandžiai AB , kurioje bus vektorius, vaizduojantis greitį v_{BA} .

Ilgą tiesę braižoma todėl, kad kol kas nežinoma, kuria kryptimi tiesėje bus šis vektorius.

Iš antrosios lygties žinome, kad $v_{B_0} = 0$, todėl taškas b_0 liks poliuje p_v . Iš šio taško nubrėžus tiesę, lygiagrečią su grandies 3 slankiojimo ašimi, iki susikirtimo su prieš tai nubrėžtu statmeniu, gauname tašką b . Pagal vektorinės sudėties taisyklės uždedame vektorių rodyklės ir matome: vektorių $\vec{ab}$ vaizduoja santykinį greitį v_{BA} , o vektorių $\vec{b_0b}$ – greitį $v_{BB_0} = v_B$.

Tikrosios šių greičių reikšmės randamos, šių vektorių ilgius mm padauginus iš greičių plano mastelio.

Pirmosios grandies svorio centras yra taške O , nes ši grandis dažniausiai subendrinama su krumpliaračiu. Todėl jo greitis lygus 0.

Antrosios grandies svorio centro S_2 greitį randame, pasinaudoję greičių plano savybe: greičių plane absoliučių greičių vektorių galai sudaro figūrą, panašią į mechanizmo grandį. Kadangi taškas S_2 grandyje 2 yra per vidurį tarp taškų A ir B , tai ir greičių plane taškas s_2 bus per vidurį tarp taškų a ir b (1.6 pav.). Išvedus vektorių iš poliaus į šį tašką, randamas svorio centro greitis v_{S_2} .

Svorio centrui esant ne grandies viduryje, jo padėtis vektoriuje ab nustatoma proporcingai jo padėčiai grandyje.

Grandies 2 kampinis greitis randamas, santykinį greitį dalijant iš grandies ilgio:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} \text{ rad/s} \quad (1.16)$$

v_{BA} matuojamas m/s, l_{AB} – m.

Jo kryptis nustatoma taip: santykinio greičio v_{BA} vektorių mintyse perkeliama į tašką B . Taškas B atžvilgiu A sukasi prieš laikrodžio rodyklę. Taip ir pažymime brėžinyje.

Trečiosios grandies kampinis greitis $= 0$, nes ši grandis atlieka tik slenkamąjį judesį.

Pereisime prie pagreičių plano braižymo. Šio plano vektorinės lygtys:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^{\tau}, \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{B_0} + \vec{a}_{BB_0}. \end{cases} \quad (1.17)$$

Kadangi grandis 1 sukasi apie tašką O pastoviu kampiniu greičiu taško A pagreitis yra tik normalinis (įcentrinis), jo dydis randamas:

$$a_a = \omega_1^2 \cdot l_{OA} \text{ m/s}^2, \quad (1.18)$$

o jo kryptis yra į sukimosi centrą (iš taško A į tašką O). Taško B pagreitis taško A atžvilgiu, kadangi grandies 2 kampinis greitis yra nepastovus, skaidomas į normalinį a_{BA}^n ir tangentinį a_{BA}^τ . Normalinio pagreičio a_{BA}^n dydis yra randamas iš išraiškos:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} \text{ m/s}^2, \quad (1.19)$$

kur v_{BA} dydis yra paimtas iš greičių plano.

Šio pagreičio kryptis, kaip ir visų normalinių pagreičių, yra į sukimosi centrą, t. y. iš taško B į tašką A (arba lygiagrečiai su grandimi AB). Tangentinis pagreitis yra statmenas normaliniam pagreičiui a_{BA}^n (arba statmenas grandžiai AB).

Antroje lygtyje, kadangi grandies 3 judesys yra slenkamasis, pagrečiai į normalinį ir tangentinį nesiskaido. Pagreitis $a_{B_0} = 0$ dėl to, kad taškas B_0 priklauso stovui, o pagreičio a_{BB_0} kryptis yra lygiagreti su stovu, nes išilgai jo vyksta slenkamasis judesys.

Dabar galima pereiti prie pagreičių plano braižymo.

Šio plano mastelis vėl pasirenkamas toks, kad pirmąjį žinomą pagreitį $\vec{a}_A$ vaizduotų 50 mm ilgio vektorius.

Tada

$$\mu_a = \frac{a_A}{50}, \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}. \quad (1.20)$$

Pasirinkus pagreičių plano polių p_a , iš jo lygiagrečiai su grandimi 1 iš taško A į tašką O atidedamas 50 mm ilgio vektorius, vaizduojantis taško A pagreitį (1.6 b pav.). Jo galas pažymimas tašku a . Prie jo lygiagrečiai su grandimi 2 iš taško B į tašką A atidedamas vektorius, vaizduojantis a_{BA}^n . Šio vektoriaus ilgis mm:

$$\vec{a}_{BA}^n = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}, \text{ mm}. \quad (1.21)$$

Šio vektoriaus gale nubraižoma jam statmena ilga tiesė, kurioje bus tangentinio pagreičio a_{BA}^τ vektorius.

Iš antrosios lygties, kadangi $a_{B_0} = 0$, taškas b_0 pažymimas poliujė, ir iš jo lygiagrečiai su stovu iki susikirtimo su tangentinio pagreičio linija išvedamas vektorius.

Pagal vektorinės sudėties taisykles, žiūrint į vektorines lygtis, sudedamos vektorių rodyklės.

Kadangi

$$\vec{a}_{BB_0} = \vec{a}_B, \quad (1.22)$$

tai siekdami rasti visą pagreitį a_{BA} , tašką a sujungiame su tašku b . Grandies 2 svorio centrą atitinkantis taškas s_2 taip pat bus per vidurį tarp taškų a ir b (arba atitinkamai proporcingai, jei šios grandies svorio centras bus ne per grandies 2 vidurį). Išvedus vektorių iš poliaus p_a į tašką s_2 , randamas svorio centro pagreitis.

Pamatavus visų vektorių ilgį mm ir padauginus iš mastelio, nustatomi tikrieji visų taškų pagreičiai.

Grandies 2 kampinis pagreitis nustatomas iš tokios lygties:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}}, \text{ rad/s}^2. \quad (1.23)$$

Jo kryptis randama mintyse iškėlus vektorių, vaizduojantį pagreitį, į mechanizmo tašką B . Matome, kad taškas B sukasi apie tašką A greitėdamas pagal laikrodžio rodyklę. Taigi kampinio pagreičio kryptis – pagal laikrodžio rodyklę. Taip ir pažymime brėžinyje.

Taigi iš greičių ir pagreičių planų labai akivaizdžiai matyti, kurlink juda mechanizmo taškai. Šioje mechanizmo padėtyje taškas B juda žemyn greitėdamas (nes sutampa greičio v_B ir pagreičio a_B vektorių kryptys).

Čia pateikta skriejiko slankiklio mechanizmo vienos padėties grafo analitinė kinematika. Kitose padėtyse greičių ir pagreičių planų konfigūracijos bus kitokios, bet pats jų braižymo principas lieka toks pat. Todėl judesio vektorinės lygtys turi būti užrašomos tik vieną kartą (nepaisant, kad greičio planų bus braižoma 12, o pagreičių – 7).

Greičių ir pagreičių reikšmės visose padėtyse patogiu iš karto įrašyti į rezultatų lentelę 1.1. Ji turi būti pasiruošta iš anksto. Nubraižius visus planus, matuojami vektorių ilgiai, dauginami iš mastelio ir pildomos atitinkamos skiltys. Į lentelę surašomi tik tie dydžiai, kurie kinta.

1.1 lentelė

Mechanizmo padėtys	v_{BA} m/s	v_B m/s	v_{S2} m/s	ω_2 rad/s	a_{BA} m/s ²	a_{BA} m/s ²	a_{BA} m/s ²	a_B m/s ²	a_{S2} m/s ²	ε_2 rad/s
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										
11										
12										

1.2.2. Keturgrandžio lankstinio mechanizmo grafoanalizinė kinematika

Panagrinėkime, kaip šiam mechanizmui surašomos vektorinės judesio lygtys ir braižomi greičių bei pagreičių planai. Sakykim, nustatėme jo grandžių ilgius ir nubraižėme šį mechanizmą kurioje nors padėtyje masteliu [m/mm] (1.7 pav.).

Šiam mechanizmui reikia nustatyti būdingų taškų – A , B , S_2 ir S_3 linijinius greičius, pagreičius bei grandžių 2 ir 3 kampinius greičius ir pagreičius.

Surašome taškui B vektorines greičių lygtis:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B = \vec{v}_C + \vec{v}_{BC}. \end{cases} \quad (1.24)$$

Greitis v_A , nes ω_1 yra pastovus, randamas iš lygties:

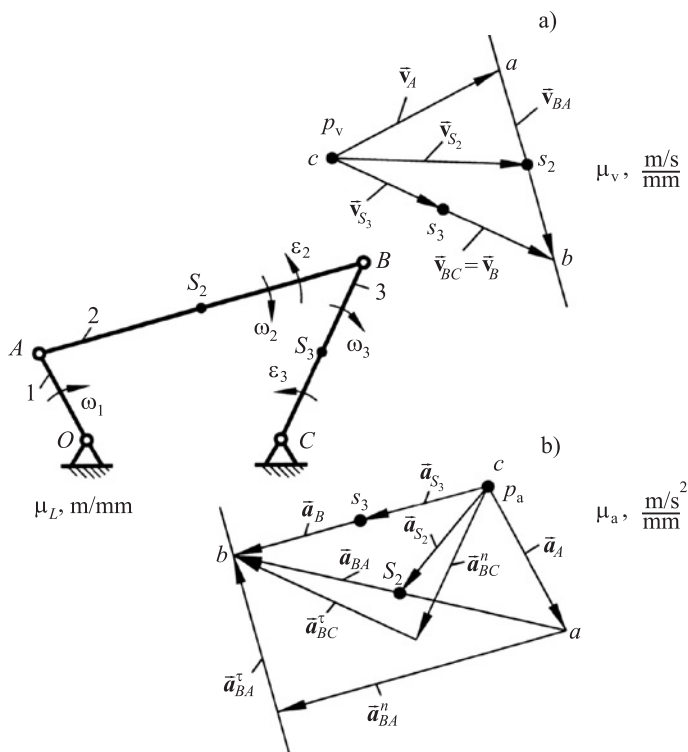
$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \text{ m/s}, \quad (1.25)$$

jo kryptis bus statmena grandžiai OA , jis bus nukreiptas sukimosi kryptimi.

Santykinio greičio v_{BA} dydžio nežinome, tačiau jo kryptis aiški: kadangi taške A yra lankstas, tai taško B greitis taško A atžvilgiu gali būti tik sukamasis. Tada v_{BA} kryptis yra statmena grandžiai AB .

Antrojoje lygtyje taško C greitis $v_C = 0$, nes taškas C priklauso ir nejudančiam stovui. Greičio v_{BC} kryptis, sukantis grandžiai 3 apie tašką C , statmena šiai grandžiai, t. y. statmena BC . Taigi jau galime braižyti greičių planą. Mastelis pasirenkamas taip pat, kaip ir ankstesniam mechanizmui – pirmasis greitį vaizduojantis vektorius turėtų būti 50 mm ilgio:

$$\mu_v = \frac{v_A}{50} \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}, \quad (1.26)$$



1.7 pav. Keturgrandžio lankstinio mechanizmo greičių ir pagreičių planai

Iš pasirinktojo poliaus p_v statmenai grandžiai OA sukimosi kryptimi atidedamas greičio v_A vektorius (1.7 a pav.), jo galas pažymimas tašku a . Prie jo pridedama ilga tiesė, statmena grandžiai AB , kurioje bus santykinio greičio vektorius v_{BA} (kol kas neaišku, į kurią pusę, todėl ši linija brėžiama ilga).

Iš antrosios lygties taškas c pažymimas poliuje, kadangi $v_C = 0$, o iš jo statmenai grandžiai BC braižoma tiesė iki susikirtimo su prieš tai braižyta tiese. Susikirtimo vieta pažymima tašku b . Pagal vektoriinės sudėties taisyklės sudedamos vektorių rodyklės.

Svorio centrų S_2 ir S_3 greičiams rasti naudojama ta pati greičių planų savybė apie figūrų panašumus. Taigi taškas s_2 bus per vidurį tarp taškų a ir b , o taškas s_3 – per vidurį tarp taškų c ir b (kai grandžių svorio centrai mechanizmo grandyse yra jų viduryje. Kitu atveju reikia pagal proporcijas apskaičiuoti šių taškų padėtis). Sujungus greičių plano polių su taškais s_2 ir s_3 , gaunami vektoriai, vaizduojantys šių taškų greičius.

Tikrieji greičiai randami, pamatavus vektorių ilgį mm ir padauginus iš mastelio.

Grandies 2 kampinis greitis randamas, santykinį greitį v_{BA} , m/s, padalijus iš grandies 2 ilgio AB , m:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}, \text{ rad/s.} \quad (1.27)$$

Jo kryptis nustatoma, mintyse greičio v_{BA} vektorių iškėlus į mechanizmo tašką B . Matome, kad taškas B taško A atžvilgiu sukasi pagal laikrodžio rodyklę. Taip ir pažymime brėžinyje.

Grandies 3 kampinį greitį apskaičiuojame iš analogiškos lygties:

$$\omega_3 = \frac{v_B}{l_{BC}}, \text{ rad/s,} \quad (1.28)$$

o kryptį nustatome, greičio v_B vektorių atkėlę į tašką B . Pastebime, kad taškas B sukasi taško C atžvilgiu taip pat pagal laikrodžio rodyklę.

Pereisime prie pagrečių vektorinių lygčių rašymo ir planų brėžimo.

Vektorinės lygtys:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \\ \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^\tau \end{cases} \quad (1.29)$$

Pagreitis taške A , kadangi grandis 1 sukasi apie tašką O pastoviu kampiniu greičiu, yra tik normalinis (įcentrinis) ir randamas pagal lygtį:

$$a_a = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \text{ m/s}^2. \quad (1.30)$$

Jo kryptis – į sukimosi centrą, t. y. iš taško A į tašką O lygiagrečiai su grandimi OA .

Taško B pagreitis taško A atžvilgiu normalinis randamas pagal lygtį:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}}, \text{ m/s}^2, \quad (1.31)$$

čia v_{BA} panaudojamas iš greičių plano.

Jo kryptis yra į sukimosi centrą, t. y. iš taško B į tašką A lygiagrečiai su grandimi AB .

Taško B pagreitis taško A atžvilgiu tangentinis a_{BA}^τ yra statmenas normaliniam.

Antrojoje lygtyje taško C pagreitis lygus 0, nes taškas C priklauso ir stovui.

Taško B pagreitis taško C atžvilgiu normalinis a_{BC}^n randamas pagal lygtį:

$$a_{BC}^n = \frac{v_{BC}^2}{l_{BC}}, \text{ m/s}^2, \quad (1.32)$$

o jo kryptis – į sukimosi centrą, t. y. iš taško B į tašką C lygiagrečiai su grandimi BC .

Taško B pagreitis taško C atžvilgiu tangentinis a_{BC}^τ yra statmenas normaliniam.

Galime pereiti prie pagreičių plano braižymo. Mastelis vėl pasirenkamas toks, kad pirmasis vektorius būtų vaizduojamas 50 mm ilgio atkarpa:

$$\mu_a = \frac{a_A}{50}, \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}. \quad (1.33)$$

Iš pasirinktojo pagreičių plano poliaus lygiagrečiai su grandimi OA iš taško A į tašką O kryptimi nubraižomas 50 mm ilgio vektorius,

vaizduojantis taško A pagreitį a_A (1.7b pav.). Jo gale pažymimas taškas a . Prie jo pridėdamas vektorius, vaizduojantis pagreitį a_{BA}^n , prieš tai apskaičiavus šio ilgį pagal formulę:

Jo kryptis – iš taško B į tašką A lygiagrečiai su grandimi AB .

Pagreitis $\vec{a}_{BA}^\tau$ bus tiesėje, statmenoje normaliniam pagreičiui a_{BA}^n .

Iš antrosios lygties tašką c pažymime poliuje, kadangi $a_c = 0$. Iš jo brėžiame pagreičio a_{BC}^n vektorių, prieš tai apskaičiavę ilgį:

$$\vec{a}_{BC}^n = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a}, \text{ mm} \quad (1.34)$$

kryptimi iš taško B į tašką C lygiagrečiai su grandimi BC .

Tangentinio pagreičio $\vec{a}_{BC}^\tau$ vektorius bus tiesėje, statmenoje normaliniam.

Ten, kur susikerta abi tiesės, vaizduojančios tangentinius pagrečius, gauname tašką b . Iš poliaus p_a išvedame į šį tašką b tiesę.

Žiūrėdami į vektorines pagreičių lygtis, pagal vektorių sudėties taisyklės uždėdame rodykles.

Žinodami, kad

$$\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \quad (1.35)$$

sujungiamo tašką a su b ir gauname vektorių, vaizduojantį visą pagreitį.

Pagal figūrų panašumo taisyklės randame, kad grandžių 2 ir 3 svorio centrus atitinkantys taškai s_2 ir s_3 yra atitinkamai per vidurį atkarpose ab ir cb . Iš poliaus išvedame į juos vektorius, vaizduojančius svorio centrų pagrečius $\vec{a}_{s_2}$ ir $\vec{a}_{s_3}$.

Tikrieji visų pagreičių dydžiai gaunami matuojant atitinkamų vektorių ilgį mm ir dauginant juos iš pagreičių plano mastelio $\mu_a, \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}$.

Grandies 2 kampinis pagreitis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}}, \text{ rad/s}^2. \quad (1.36)$$

Jo kryptis nustatoma, mintyse iškelus šio pagreičio vektorių $\vec{a}_{BA}^\tau$ į mechanizmo tašką B . Matome, kad grandis 2 greitėja prieš laikrodžio rodyklę.

Grandies 3 kampinis pagreitis ε_3 nustatomas analogiškai:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{l_{BC}}, \text{ rad/s}^2, \quad (1.37)$$

taip pat ir kryptis: pagreičio $\vec{a}_{BC}^\tau$ vektorius iškeliamas į mechanizmo tašką B . Matome, kad grandis 3 greitėja prieš laikrodžio rodyklę.

Abu pagreičiai ir pažymimi brėžinyje.

Kadangi greičių planai braižomi visoms 12-ai mechanizmo padėčių, o pagreičiai – 7-ioms, gautus rezultatus patogiausia įtraukti į lentelę, analogišką prieš tai nagrinėtam mechanizmui.

1.2.3. Kulisinio mechanizmo grafoanalizinė kinematika

Atlikę šio mechanizmo metrinę sintezę pagal užduotyje duotus duomenis, nustatysime jam būdingų taškų ir grandžių greičius bei pagrečius.

Mechanizmas nubraižomas masteliu [m/mm] (1.8 pav.).

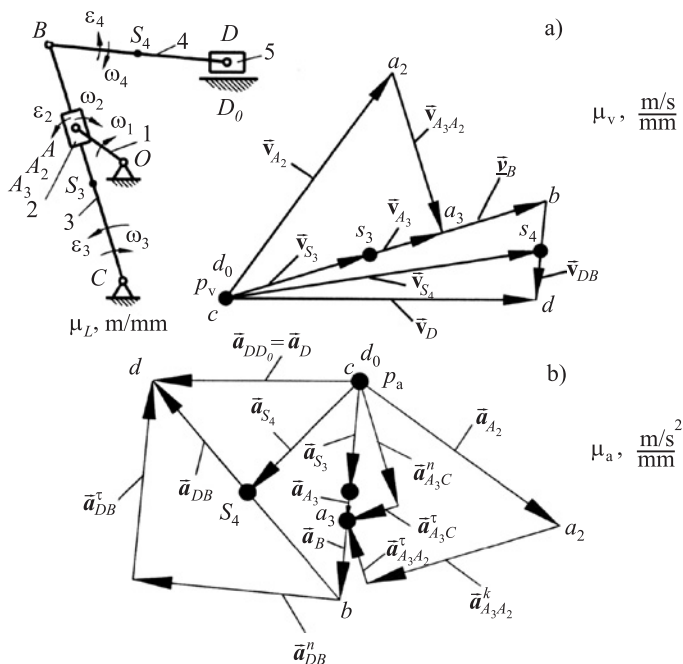
Pirmiausia surašysime vektorines lygtis šiam mechanizmui būdingų taškų linijiniams greičiams nustatyti.

Šis mechanizmas turi tam tikrų jam būdingų savybių. Surašyti lygtis taškui B iš karto yra neįmanoma. Todėl daroma šiek tiek kitaip nei prieš tai nagrinėtuose mechanizmuose. Taške A imami dar du papildomi taškai – taškas A_2 , priklausantis antrajai grandžiai, ir taškas A_3 , priklausantis trečiajai grandžiai. Visi šie taškai – A , A_2 ir A_3 duotuoju momentu sutampa. Skirtumas tarp jų yra tik toks, kad taškas A – pirmosios grandies galas ir taškas A_2 – antrosios grandies lanksto centras – negali vienas nuo kito atsiskirti (tokia mechanizmo konstrukcija), bet taško A_3 atžvilgiu jie gali judėti slenkamuoju judesiu išilgai trečiosios grandies. Taigi jau galima surašyti vektorines greičių lygtis taškui A_3 :

$$\begin{cases} \vec{v}_{A_3} = \vec{v}_{A_2} + \vec{v}_{A_3 A_2}, \\ \vec{v}_{A_3} = \vec{v}_C + \vec{v}_{A_3 C}. \end{cases} \quad (1.38)$$

Taško A_2 greitis v_{A_2} lygus taško A greičiui v_A (nes jie negali atsiskirti vienas nuo kito):

$$v_{A_2} = v_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \text{ m/s}. \quad (1.39)$$



1.8 pav. Kulisinio mechanizmo greičių ir pagreičių planai

Jo kryptis yra statmena grandžiai OA , nes sukamasis judesys vyksta apie skriejiko sukimosi centrą O .

Greitis $v_{A_3A_2}$ lygiagretus su grandimi BC , nes grandis 2 gali judėti slenkamuojų judesiu išilgai jos.

Taško C greitis v_C yra lygus 0, nes taškas C priklauso ir stovui, o greitis v_{A_3C} statmenas grandžiai BC , kadangi grandies 3, kurioje yra šis taškas, sukamasis judesys vyksta apie tašką C .

Pereiname prie greičių plano braižymo (1.8 a pav.). Jo mastelis vėl pasirenkamas taip, kad pirmasis žinomo greičio vektorius būtų apie 50 mm ilgio, tada gaunamas gana kompaktiškas pakankamo tikslumo brėžinys:

$$\mu_V = \frac{v_A}{50}, \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}. \quad (1.40)$$

Iš pasirinktojo greičių plano poliaus p_v statmenai grandžiai OA atidedamas 50 mm ilgio vektorius $p_v a_2$, vaizduojantis greitį v_{A_2} . Prie

jo galo brėžiama tiesė, lygiagreti su grandimi BC . Joje bus greičio $v_{A_3A_2}$ vektorius.

Pagal antrąją vektorinių lygčių sistemos lygtį matome, kad $v_C = 0$, tada taškas c lieka poliuje. Prie jo reikia pridėti vektorių v_{A_3C} , statmeną grandžiai BC . Kur susikerta abi tiesės, gauname tašką a_3 , ir atkarpa p_{va_3} vaizduos greičio v_{A_3} vektorių.

Taško B greičiui surasti pasinaudojame figūrų mechanizme ir plane panašumo taisykle. Kadangi taškai C , A_3 ir B mechanizme yra vienoje tiesioje grandyje, tai ir taškai c , a_3 ir b greičių plane turi būti vienoje tiesėje. Tiesę p_{va_3} pratęsiame už a_3 taško, o taško b vietą nustatome iš ilgių proporcijos:

$$\frac{CA_3}{CB} = \frac{ca_3}{cb} \quad \text{arba} \quad cb = \frac{CB \cdot ca_3}{CA_3} \quad (1.41)$$

Išvedę vektorių iš taško c iki b , gauname taško B greičio vektorių $\vec{v}_B$. Taško d greičiui nustatyti surašome vektorines lygtis:

$$\begin{cases} \vec{v}_D = \vec{v}_B + \vec{v}_{DB}, \\ \vec{v}_D = \vec{v}_{D_0} + \vec{v}_{DD_0}. \end{cases} \quad (1.42)$$

Čia mes pasirenkame pagalbinį tašką D_0 , kuris duotuoju momentu sutampa su tašku D , bet priklauso stovui. Toks pasirinkimas leidžia surašyti antrąją lygčių sistemos formaliąją lygtį, iš kurios nustatoma greičio v_{DD_0} vektoriaus kryptis (ji lygiagreti su slenkamuoju 5-osios grandies judesiu išilgai stovo kreipiančiųjų).

Pagal lygčių sistemos pirmąją lygtį taško B greičio vektorių v_B jau turime brėžinyje. Prie jo galo brėžiame tiesę bd , statmeną grandžiai BD . Joje bus taško B greičio vektorius taško D atžvilgiu, kadangi taškas D taško B atžvilgiu gali atlikti tik sukamąjį judesį (nes taške B yra lankstas).

Pagal antrąją lygtį $v_{D_0} = 0$, ir taškas d_0 lieka poliuje, o v_{DD_0} kryptis yra lygiagreti su stovo kreipiančiosiomis.

Linijos bd ir d_0d susikirtimą pažymime tašku d . Gaunami vektoriai $\vec{v}_{DB}$ ir $\vec{v}_{DD_0} = \vec{v}_D$ vaizduoja šių taškų greičius. Pagal vektorinės sudėties taisyklės visų vektorių galai pažymimi rodyklėmis.

Grandies 3 ir 4 svorio centrų greičiai randami pagal figūrų panašumo taisyklę: taškas s_3 yra grandies BC viduryje, o taškas S_4 – grandies BD viduryje.

Atitinkamai taškai s_3 ir s_4 bus atkarpų cb ir bd viduryje. Išvesti vektoriai iš poliaus į šiuos taškus vaizduos greičius $\vec{v}_{s_3}$ ir $\vec{v}_{s_4}$.

Pamatavus visų vektorių ilgį mm ir padauginus juos iš greičių plano mastelio $\frac{\text{m/s}}{\text{mm}}$, gaunami tikrieji atitinkamų taškų linijiniai greičiai.

Į atitinkamą greičių reikšmių lentelę įrašomi rezultatai.

Mechanizmo grandžių kampiniai greičiai randami taip: grandies 3 kampinis greitis:

$$\omega_3 = \frac{v_B}{l_{BC}}, \text{ rad/s}, \quad (1.43)$$

o jo kryptis – mintyse taško B greičio vektorius iš plano iškeliamas į tašką B mechanizme. Matome, kad taškas B taško C atžvilgiu juda į dešinę. Vadinasi, ω_3 yra pagal laikrodžio rodyklę. Taip ir pažymime brėžinyje.

Grandies 2 kampinis greitis ω_2 lygus grandies 3 kampiniam greičiui ω_3 ir yra tos pačios krypties, nes grandis 2, slankiodama išilgai grandies 3, gali suktis tik kartu su ja.

Grandies 4 kampinis greitis ω_4 randamas iš lygties:

$$\omega_4 = \frac{v_{DB}}{l_{BD}}, \text{ rad/s}, \quad (1.44)$$

o kryptis – analogiškai: greičio vektorius mintyse iškeliamas į tašką D . Taškas D taško B atžvilgiu juda žemyn, vadinasi, ω_4 kryptis irgi yra pagal laikrodžio rodyklę.

Grandies 5 kampinis greitis lygus 0, nes ši grandis atlieka tik slenkamąjį judesį.

Gautos kampinių greičių reikšmės visose mechanizmo padėtyse surašomos į tą pačią greičių lentelę.

Dabar pereisime prie pagreičių vektorinių lygčių surašymo. Čia vėl pasinaudosime pagalbiniais taškais A_2 , A_3 ir D_0 . Taigi taško A_3 pagreičiui rasti lygtys yra šios:

$$\begin{cases} \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{A_3 A_2}^k + \vec{a}_{A_3 A_2}^\tau, \\ \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{A_3 C}^n + \vec{a}_{A_3 C}^\tau \end{cases}, \quad (1.45)$$

čia taško A_2 pagreitis. Kadangi grandis OA sukasi apie tašką O pastoviu kampiniu greičiu, tai šis pagreitis yra normalinis (įcentrinis), jis nukreiptas lygiagrečiai su grandimi OA į sukimosi centrą (iš taško A į tašką O). Jo dydis:

$$a_{A_2} = a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \text{ m/s}^2. \quad (1.46)$$

Pagreitis $a_{A_3 A_2}^k$ vadinamas Koriolio pagreičiu. Jis atsiranda tuomet, kai slenkamasis judesys vyksta išilgai besisukančios grandies. Taip ir yra – grandis 2 slenka išilgai grandies 3, kuri sukasi apie tašką C . Šio pagreičio dydis randamas iš lygties:

$$a_{A_3 A_2}^k = 2 \cdot \omega_2 \cdot v_{A_3 A_2}, \text{ m/s}^2, \quad (1.47)$$

o kryptis pagal tokią taisyklę: greičio $v_{A_3 A_2}$ vektorių reikia pasukti 90° kampu ω_2 kryptimi.

Greičius $v_{A_3 A_2}$ ir ω_2 mes turime apskaičiavę iš ką tik braižyto greičių plano. Surandame $a_{A_3 A_2}^k$ dydį.

Pagreitis $a_{A_3 A_2}^\tau$ yra statmenas Koriolio pagreičio $a_{A_3 A_2}^k$ kryptčiai, o jo dydis kol kas nežinomas.

Pagreitis $a_{A_3 C}^n$ randamas iš lygybės:

$$a_{A_3 C}^n = \frac{v_{A_3 C}^2}{l_{A_3 C}}, \text{ m/s}^2, \quad (1.48)$$

o jo kryptis – lygiagrečiai su grandimi BC iš taško A_3 į tašką C (kadangi šis pagreitis yra normalinis, jo kryptis visada yra į sukimosi centrą, šiuo atveju grandies BC sukimosi centras yra taškas C).

Pagreitis $a_{A_3 C}^\tau$ yra tangentinis, jo kryptis statmena normalinio pagreičio $a_{A_3 C}^n$ kryptčiai, o dydis kol kas nežinomas.

Dabar galime pereiti prie pagrečių plano braižymo (1.8 b pav.).

Pirmiausia apskaičiuojame pagrečių plano mastelį μ_a :

$$\mu_a = \frac{a_{A_2}}{50}, \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}. \quad (1.49)$$

Iš pasirinktojo pagreičių plano poliaus p_a lygiagrečiai su grandimi OA brėžiame 50 mm ilgio vektorių, kuris nukreipiamas kryptimi iš A į O . Jo gale pažymimas taškas a_2 , ir šis vektorius vaizduoja pagreitį a_{A_2} . Prie jo galo turime nubraižyti Koriolio pagreitį $a_{A_3 A_2}^k$. Kadangi jo dydis apskaičiuotas anksčiau, tai vektoriaus, kuriuo jį pavaizduosime, ilgis lygus:

$$\vec{a}_{A_3 A_2}^k = \frac{a_{A_3 A_2}^k}{\mu_a}, \text{ mm.} \quad (1.50)$$

Šio pagreičio kryptį nustatyti žiūrime į greičių planą: pradedame nuo taško a_2 , greičio $\vec{v}_{A_3 A_2}$ vektorių pasukame 90° ω_2 kryptimi (t. y. šiuo atveju pagal laikrodžio rodyklę). Gautąją kryptimi prie pagreičio $\vec{a}_{A_2}$ vektoriaus galo pridėdami Koriolio pagreičio vektorių $\vec{a}_{A_3 A_2}^k$ pagreičių plane.

Tangentinio pagreičio $\vec{a}_{A_3 A_2}^\tau$ vektoriaus kryptis yra statmena

Koriolio pagreičio kryptį, todėl per šio galą brėžiame jam statmeną tiesę.

Pereiname prie antrosios vektorinės lygties. Kadangi $a_C = 0$, nes taškas C priklauso stovui, taškas c lieka pagreičių plano poliuje. Prie jo galo pridėdami vektorių, vaizduojantį pagreitį $a_{A_3 C}^n$, kurio kryptis – lygiagreti su grandimi BC iš taško A_3 į tašką C . Vektoriaus, vaizduojančio šį pagreitį, ilgis:

$$\vec{a}_{A_3 C}^n = \frac{a_{A_3 C}^n}{\mu_a}, \text{ mm.} \quad (1.51)$$

Tangentinio pagreičio $\vec{a}_{A_3 C}^\tau$ kryptis statmena normalinio pagreičio $\vec{a}_{A_3 C}^n$ kryptiai, todėl per $\vec{a}_{A_3 C}^n$ vektoriaus galą brėžiame jam statmeną tiesę.

Kur susikirto $\vec{a}_{A_3 C}^\tau$ ir $\vec{a}_{A_3 A_2}^\tau$ tiesės, gauname tašką a_3 ir kartu pagreičių vektorių ilgius: $\vec{a}_{A_3 A_2}^\tau$, $\vec{a}_{A_3 C}^\tau$ ir $\vec{a}_{A_3}$.

Taško B pagreitį randame iš figūrų panašumo taisyklės, aprašytos greičių plane. Tam pagreičių plane pratęsiame atkarpą ca_3 , jos tęsinyje už taško a_3 atidedame tašką b , rastą iš proporcijos:

$$cb = \frac{CB \cdot ca_3}{CA_3}. \quad (1.52)$$

Vektorius iš poliaus iki taško b vaizduos taško B pagreitį.

Kad rastume taško D pagreitį, rašome vektorių lygčių sistemą:

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_B + \vec{a}_{DB}^n + \vec{a}_{DB}^\tau, \\ \vec{a}_D = \vec{a}_{D_0} + \vec{a}_{DD_0}, \end{cases} \quad (1.53)$$

čia taško B pagreitis yra žinomas, jis jau nubraižytas pagreičių plane.

Normalinį pagreitį a_{DB}^n apskaičiuojame iš formulės:

$$a_{DB}^n = \frac{v_{DB}^2}{l_{BD}}, \text{ m/s}^2. \quad (1.54)$$

Pagreičio kryptis bus lygiagreti su grandimi BD , jis bus nukreiptas iš taško D į tašką B , kadangi santykinis taško D judesys taško B atžvilgiu – sukamasis, o taške B yra lankstas. Vektoriaus, vaizduojančio šį pagreitį, ilgis:

$$a_{DB}^n = \frac{\vec{a}_{DB}^n}{\mu_a}, \text{ mm}. \quad (1.55)$$

Prie šio pagreičio galo pridedame tiesę, statmeną jo kryptčiai, nes joje turi būti tangentinio pagreičio $\vec{a}_{DB}^\tau$ vektorius, statmenas normaliniam.

Iš antrosios lygties matome, kad $a_{D_0} = 0$, nes taškas priklauso stovui, o pagreitis a_{DD_0} yra lygiagretus su stovo kreipiančiosiomis, nes grandis 5 juda slenkamuoju judesiu stovo atžvilgiu. Taškas lieka po-liuje, o iš jo lygiagrečiai su stovo kreipiančiosiomis brėžiame liniją.

Ten, kur susikirto a_{DB}^τ ir a_{DD_0} kryptys, gauname tašką d ir kartu pagreičių $\vec{a}_{DB}^\tau$ bei $a_D = a_{DD_0}$ vektorius.

Kadangi $\vec{a}_{DB} = \vec{a}_{DB}^n + \vec{a}_{DB}^\tau$, sujungę $\vec{a}_{DB}^n$ vektoriaus pradžią su galu, gauname viso pagreičio $\vec{a}_{DB}^\tau$ vektorių. Pagal vektorinės sudėties taisyklės visų vektorių galai žymimi rodyklėmis.

Pamatavę visų vektorių ilgius mm ir padauginę juos iš mastelio μ_a , gauname atitinkamų taškų absoliučius ir santykinius pagreičius m/s^2 . Visi šie dydžiai taip pat surašomi į rezultatų lentelę.

Grandies 3 kampinis pagreitis ε_3 randamas iš formulės:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3C}^\tau}{l_{A_3C}}, \text{ rad/s}^2. \quad (1.56)$$

Jo kryptis – mintyse išskėlę pagreičio $\vec{a}_{A_3C}^\tau$ vektorių į tašką A_3 , matome, kad šis taškas greitėja taško C atžvilgiu į kairę. Vadinasi, ε_3 kryptis bus prieš laikrodžio rodyklę. Pažymime ją mechanizmo brėžinyje.

Grandies 2 kampinio pagreičio ε_2 dydis ir kryptis atitinka grandies 3 kampinio pagreičio, ε_3 nes grandis 2 gali sukurti tik kartu su grandimi 3.

Grandies 4 kampinis pagreitis ε_4 randamas:

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DB}^\tau}{l_{BD}}, \text{ rad/s}, \quad (1.57)$$

o kryptis nustatoma kaip ir prieš tai aprašytu atveju: pagreičio $\vec{a}_{DB}^\tau$ vektorius mintyse keliamas į tašką D , tuomet taškas B taško D atžvilgiu greitėja į viršų. Vadinasi, ε_4 kryptis yra prieš laikrodžio rodyklę.

Grandies 5 kampinis pagreitis $\varepsilon_5 = 0$, nes ši grandis juda tik slenkamuju judesiu.

Grandžių 2, 3 ir 4 kampinių pagreičių krypčių priešingumas jų kampinių greičių kryptims rodo, kad duotoje padėtyje šių grandžių sukamieji judesiai yra lėtėjantys.

Grandies 5 greičio ir pagreičio krypčių priešingumas taip pat rodo, kad grandis 5 šioje padėtyje juda lėtėjančiu slenkamuju judesiu.

Taigi kiekvienoje iš 12-os mechanizmų padėčių greičių ir pagreičių planai bus skirtingų konfigūracijų, tačiau vektorinės lygtys ir jų braižymo metodika visose padėtyse lygiai tokia pati.

1.3. Svirtinio mechanizmo grafinė kinematika

Šis metodas paremtas grynai grafiniais būdais. Jis nėra labai tikslus ir vaizdus, tačiau dėl savo paprastumo labai patogus taikyti. Dažnai braižomos reikalingų grandžių poslinkių diagramos atsižvelgiant į pradinės grandies posūkio kampą. Tai galima atlikti rankiniu būdu ar specialiais prietaisais. Diferencijuojant poslinkių diagramą pagal laiką, gaunama greičių diagrama, o dar sykį šią diagramą diferencijuojant pagal laiką – pagreičių diagrama.

Šiame kursiniame projekte mechanizmas nagrinėjamas 12-oje padėčių atsižvelgiant į pradinės grandies posūkio kampą. Todėl ir išėj-

mo grandies poslinkių diagrama braižoma atsižvelgiant į šios grandies posūkio kampą. Diferencijavus šią diagramą ne pagal laiką, o pagal posūkio kampą, gaunamos vadinamosios greičių ir pagreičių analogų diagramos, iš kurių labai nesudėtinga pereiti į tikruosius greičius ir pagreičius.

Kadangi poslinkių diagrama pateikiama grafiškai, reikia įvaldyti ir grafinio diferencijavimo bei grafinio integravimo metodus. Šie metodai nėra labai tikslūs, esama nemažų paklaidų, todėl reikia stengtis braižyti labai tiksliai, kreivėms naudojant lekalus.

1.3.1. Išėjimo grandies poslinkių diagramos sudarymas

Svarbiausi ir aktualiausi mechanizmui yra jo išėjimo grandies (atliekančios darbą) greičiai ir pagrečiai. Todėl poslinkių diagramą braižysime šiai grandžiai. Paėmę skriejiko slankiklio mechanizmą, parodysime, kaip braižoma diagrama. Ši diagramos braižymo metodika iš esmės niekuo nesiskiria ir kitokiems mechanizms.

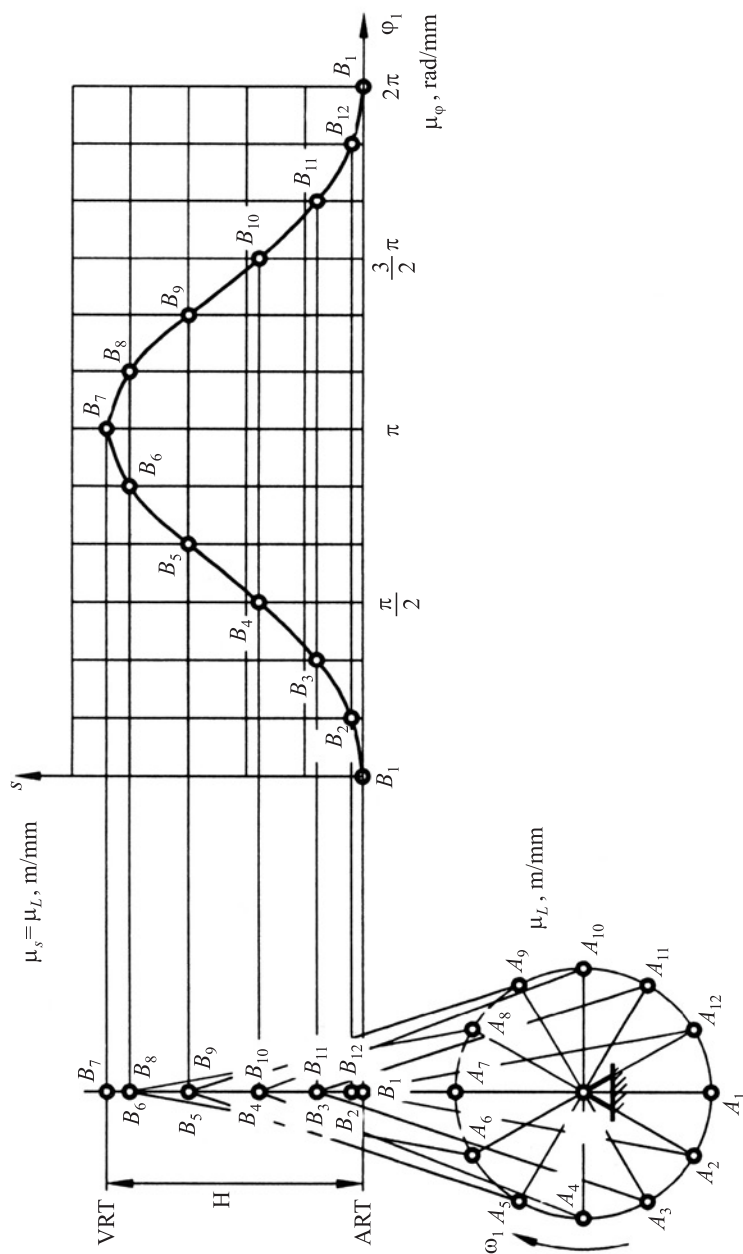
Sakykime, turime skriejiko slankiklio mechanizmą, braižytą 12-oje padėčių (1.9 pav.) masteliu [m/mm].

Skriejikas OA sukasi iš apatinės savo padėties OA_1 pagal laikrodžio rodyklę. Pasisukus jam pusę apskritimo iki padėties OA_7 , slankiklis B pakyla iš apatinio rimties taško (ART) iki viršutinio rimties taško (VRT), atlikdamas eigą H . Visos tarpinės slankiklio padėties fiksuotos indeksais prie raidės B .

Dešinėje pusėje pasiruošiamo koordinačių sistemą $s - \varphi_1$. Horizontalioje ašyje atidedamas skriejiko posūkio kampas, kuris padalijamas jo posūkio kampais iki pilno apsisukimo (2π).

Vertikalioje ašyje atidedami slankiklio poslinkiai. Patogu šios ašies mastelį μ_s pasirinkti tokį, koku nubraižytas ir pats mechanizmas, tuomet slankiklio padėties tiesiog perkeliamos į diagramą. Iš esmės nėra būtina šių mastelių lygybė, tik teks perskaičiuoti slankiklio poslinkius kiekvienoje padėtyje.

Kaip matome, koordinačių sistema $s -$ subraižoma koordinatiniu tinkleliu.



1.9 pav. Skriėjimo slankiklio mechanizmo išėjimo grandies poslinkių diagramos sudarymas

Slankiklio poslinkiai tiesiog perkeliama į diagramą, taškus B pažymint ties jų padėtis atitinkančiais skriejiko OA posūkio kampais. Gauti taškai sujungiami sklandžia kreive lekalais (**būtinai!**).

Gauta diagrama vadinama išėjimo grandies (šiuo atveju slankiklio) poslinkių diagrama.

Kadangi joje parodyta slankiklio poslinkių priklausomybė nuo skriejiko posūkio kampo, tai grafinis diferencijavimas bus atliekamas būtent pagal šį posūkio kampą.

1.3.2. Poslinkių diagramos grafinis diferencijavimas

Kad galėtume paaiškinti grafinį diferencijavimą, iš naujo nubraižysime poslinkių diagramą. Projekte studentai gali naudotis ta pačia prieš tai sudaryta diagrama.

Turint omenyje grafinio diferencijavimo technologiją, iš karto po šia diagrama turime pasirengti dar dvi koordinačių sistemas: $v^* - \varphi_1$ ir $\alpha^* - \varphi_1$, čia greitis bei pagreitis pažymėti žvaigždutėmis todėl, kad tai yra greičių ir pagreičių analogai (1.10 pav.).

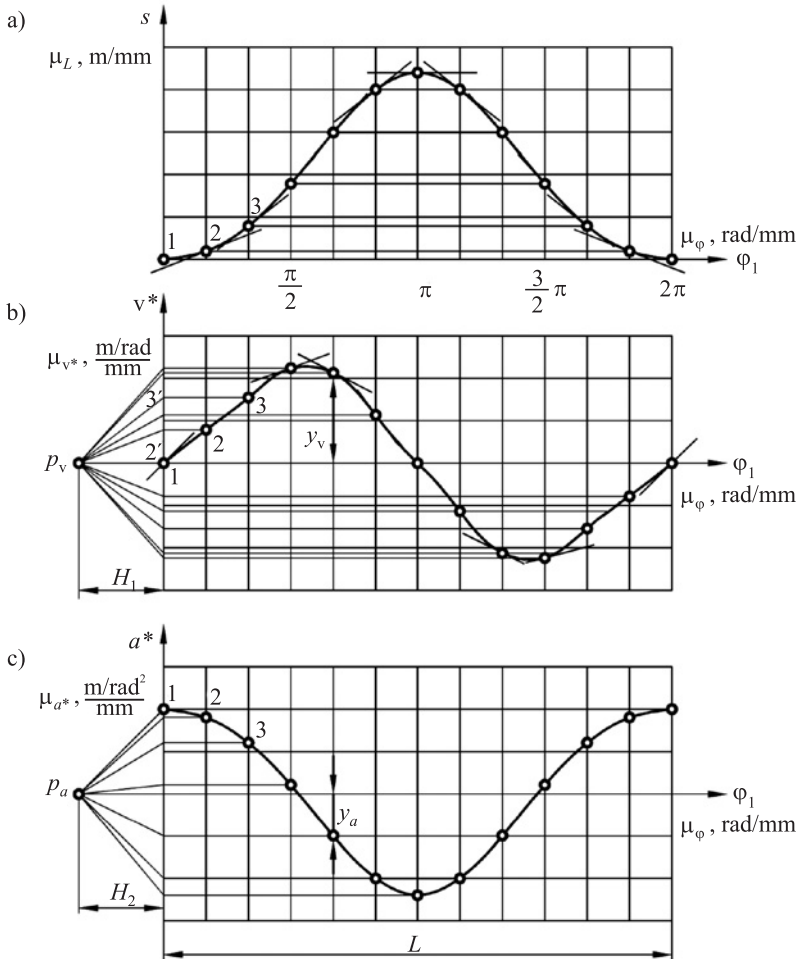
Toliau visiems poslinkių diagramos taškams (1.10 a pav.), atitinkantiems skriejiko posūkio padėtis, braižomos liestinės. Jos lygia-grečiai perkeliama į $v^* - \varphi_1$ diagramos diferencijavimo polių P_v . Atkarpos, kurias šios liestinės atkerta v^* ašyje, proporcingos greičių analogų reikšmėms tose padėtyse.

Atkarpos, kurias šios liestinės atkerta v^* ašyje, proporcingos greičių analogų reikšmėms tose padėtyse.

Diferencijavimo polių P_v parenkamas tam tikru atstumu H_1 į kairę nuo šios sistemos koordinačių pradžios. Pasirinkti atstumą H_1 rekomenduojama taip: pirmiausia į polių perkeliama stačiausia arba nuožulniausia liestinė. Žiūrime, ar jos susikirtimo taškas su v^* ašimi neišeina už diagramos ribų. Šis taškas turėtų būti kiek galima arčiau diagramos kraštų, nes, priešingu atveju, greičio analogo diagrama gali būti su labai mažomis amplitudėmis, dėl to sumažės jos tikslumas.

Taigi pasirinkus teisingą diferencijavimo poliaus atstumą, diferencijuojama taip: liestinė poslinkių diagramoje pirmajam taškui yra horizontali. Perkelta į diferencijavimo polių P_v , ji kerta v^* ašį nulinėje padėtyje,

todėl ir greičio analogas šiame taške lygus 0. Liestinė antrajam poslinkių diagramos taškui, perkelta į diferencijavimo polių, jau atkerta v^* ašyje atkarpą 1–2'. Perkėlus tašką 2' horizontaliai į jį atitinkančią skriejiko posūkio padėtį, greičių analogo diagramoje gaunamas taškas 2.



1.10 pav. Poslinkių diagramos grafinis diferencijavimas

Poslinkių diagramos trečiajam taškui nubrėžta liestinė, perkelta į diferencijavimo polių, v^* ašyje atkerta atkarpą 1–3'. Perkėlus tašką

3' horizontaliai į ją atitinkančią skriejiko posūkio padėtį, gaunamas taškas 3, taip pereinamos visos 12 pozicijų. Greičių analogo diagramoje gautus taškus belieka sujungti sklandžia kreive (lekalais). Gauta diagrama vadinama slankiklio greičių analogo diagrama (1.10 b pav.).

Šią diagramą diferencijavus dar kartą pagal ką tik aprašytą metodiką, gaunama pagreičių analogo diagrama (1.10 c pav.). Pagreičių diferencijavimo polius P_a pasirenkamas atstumu H_2 pagal tuos pačius principus kaip ir greičiams.

Lieka apskaičiuoti ašių mastelius. Ašies s mastelis [m/mm] jau buvo aptartas. Ašies mastelis gaunamas, kampą 2 padalijus iš ašies, atitinkančios šį kampą, ilgio:

$$\mu_\phi = \frac{2\pi}{L}, \frac{\text{rad}}{\text{mm}}. \quad (1.58)$$

Greičių analogo diagramos v^* ašies mastelis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\mu_{v^*} = \frac{\mu_s}{H_1 \mu_\phi}, \frac{\text{m/rad}}{\text{mm}}. \quad (1.59)$$

Pagreičių analogo a^* ašies mastelis

$$\mu_{v^*} = \frac{\mu_{v^*}}{H_2 \mu_\phi}, \frac{\text{m/rad}^2}{\text{mm}}. \quad (1.60)$$

Taigi ϕ_1 ašis visose diagramose persikelia tuo pačiu masteliu μ_ϕ . Reikia kiekvienoje padėtyje apskaičiuoti greičių ir pagreičių analogų reikšmes išėjimo grandžiai. Tam imamos atitinkamų taškų ordinatės ir dauginamos iš tos ašies mastelio. Pvz., 5-os padėties greičio analogo reikšmė (1.10 b. pav.):

$$v_5^* = y_v \cdot \mu_{v^*}, \text{ m/rad}, \quad (1.61)$$

o tos pačios padėties pagreičių analogo reikšmė (1.10 c. pav.):

$$a_5^* = y_a \cdot \mu_{a^*}, \text{ m/rad}^2. \quad (1.62)$$

Norint surasti tikrą greitį, greičio analogą dar reikia padauginti iš kampinio greičio ω_1 :

$$v_5 = v_5^*, \text{ m/s}, \quad (1.63)$$

o pagreičių analogą – iš kampinio greičio kvadrato:

$$a_5 = a_5^*, \text{ m/s}^2. \quad (1.64)$$

Šitaip apskaičiuojamos išėjimo grandies greičių ir pagreičių reikšmės visose mechanizmo padėtyse ir palyginamos su greičių bei pagreičių reikšmėmis, gautomis iš greičių bei pagreičių planų tai patys grandžiai (greičių visoms 12-ai padėčių, o pagreičių – tik 7-ioms).

1.3.3. Rezultatų palyginimas

Paklaidos kiekvienai mechanizmo padėčiai procentais apskaičiuojamos pagal formulę:

$$\Delta = \frac{|v_{pl} - v_{dg}|}{v_{did}} \cdot 100 \% , \quad (1.65)$$

v_{pl} – greitis iš plano; v_{dg} – greitis iš diagramos; v_{did} – vardiklyje rašomas tas greitis iš šių abiejų, kuris yra didesnis.

Analogiškai apskaičiuojamos ir pagreičių nustatymo paklaidos.

Jeigu viskas atlikta teisingai, braižyta tiksliai, šios paklaidos neturėtų viršyti 15 proc.

Teisingumą dar galime patikrinti pagal tokius požymius:

1. Visų kreivių ordinatės pirmoje ir paskutinėje padėtyje turi būti vienodos.

2. Liestinės, brėžtos kreivėms pirmoje ir paskutinėje padėtyje, kiekvienoje diagramoje turi būti lygiagrečios.

2. Krumpliaratinių mechanizmų projektavimas

Taikomosios mechanikos kursiniame projekte krumpliaratinių mechanizmų projektavimas susideda iš krumpliaračių z_1 ir z_2 sankibos projektavimo ir braižymo bei planetinio reduktoriaus krumpliaračių krumplių skaičiaus parinkimo pagal apskaičiuotą perdavimo santykį.

2.1. Krumpliaračių z_1 ir z_2 sankibos projektavimas

Šios krumpliaratinės pavaros paskirtis – perduoti sukimosi judesį tarp dviejų lygiagrečių velenų. Projektuojami cilindriniai tiesiakrumpliai krumpliaračiai. Kadangi vieno iš krumpliaračių krumplių skaičius z yra mažesnis nei 17, krumpliaračiai projektuojami perstumti.

Nepaisant, kaip duota užduotyje, laikysime, kad pirmojo krumpliaračio krumplių skaičius z_1 visada mažesnis už antrojo krumpliaračio krumplių skaičių z_2 (jei yra priešingai, šiuos krumpliaračius projektuojant reikia sukeisti vietomis).

2.1.1. Perstūmos koeficientų parinkimas

Kaip žinome iš krumpliaračių teorijos, esant krumplių skaičiui mažesniau nei 17, gaminant tokį nulinį krumpliaratį, gaunamas krumplių pašaknų išpjovimas. Todėl tokią pavarą reikia projektuoti perstumtą. Perstūmos koeficientai parenkami pagal profesoriaus V. Kudriavcevo sudarytas lenteles.

Kai perdavimo santykis pavaroje $1 \leq i_{12} \leq 2$, koeficientai ξ_1 ir ξ_2 parenkami iš 2.1 lentelės, o atgalinio perstūmimo koeficientas Ψ – iš 2.2 lentelės.

Kai perdavimo santykis pavaroje $2 < i_{12} \leq 5$, atgalinio perstūmimo koeficientas Ψ ir ξ_1 perstūmos koeficientas nustatomi iš 3.3 lentelės, o perstūmos koeficientas ξ_2 – iš 3.4 lentelės.

2.1 lentelė. Koeficientų ξ_1 ir ξ_2 reikšmės, kai $1 \leq i_2 \leq 2$

z_2	z_1													
	11		12		13		14		15		16		17	
11	0,395	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	0,432	0,372	0,444	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
13	0,464	0,354	0,479	0,423	0,486	0,486	–	–	–	–	–	–	–	–
14	0,490	0,341	0,515	0,400	0,524	0,462	0,525	0,525	–	–	–	–	–	–
15	0,513	0,330	0,543	0,386	0,557	0,443	0,565	0,506	–	–	–	–	–	–
16	0,534	0,322	0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,571	0,571	–	–	–	–
17	0,551	0,317	0,589	0,365	0,614	0,414	0,631	0,468	0,609	0,547	0,608	0,608	–	–
18	0,568	0,312	0,609	0,358	0,636	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508	0,644	0,586	0,646	0,646
19	0,584	0,308	0,626	0,353	0,659	0,394	0,686	0,441	0,706	0,492	0,678	0,678	0,566	0,683
20	0,601	0,303	0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,731	0,481	0,716	0,716	0,542	0,720
21	0,617	0,299	0,663	0,341	0,694	0,384	0,726	0,426	0,754	0,472	0,744	0,744	0,528	0,756
22	0,630	0,297	0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463	0,766	0,766	0,519	0,781
23	–	–	0,693	0,334	0,730	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458	0,793	0,793	0,507	0,809
24	–	–	0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449	0,815	0,815	0,497	0,833
25	–	–	–	–	0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445	0,834	0,834	0,491	0,856
26	–	–	–	–	0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440	0,854	0,854	0,483	0,878
27	–	–	–	–	–	–	0,826	0,399	0,862	0,438	0,869	0,869	0,480	0,898
28	–	–	–	–	–	–	0,840	0,397	0,881	0,431	0,892	0,892	0,470	0,916
29	–	–	–	–	–	–	–	–	0,894	0,430	0,907	0,907	0,467	0,936
30	–	–	–	–	–	–	–	–	0,908	0,428	0,921	0,921	0,465	0,952
31	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0,936	0,936	0,462	0,968
32	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0,951	0,951	0,459	0,981
33	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0,967	0,967	0,455	0,999
34	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0,013
														0,483

2.1 lentelės tęsinys

z_2	z_1											
	18		19		20		21		22		23	
18	0,684	0,684	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
19	0,723	0,658	0,720	–	–	–	–	–	–	–	–	–
20	0,756	0,639	0,756	0,699	0,755	0,755	–	–	–	–	–	–
21	0,792	0,617	0,793	0,676	0,793	0,731	0,782	0,782	–	–	–	–
22	0,814	0,609	0,830	0,652	0,831	0,707	0,821	0,758	0,812	–	–	–
23	0,849	0,588	0,860	0,636	0,866	0,686	0,861	0,732	0,850	0,839	–	–
24	0,871	0,579	0,888	0,622	0,893	0,673	0,892	0,715	0,884	0,767	0,820	0,865
25	0,898	0,566	0,915	0,609	0,926	0,654	0,925	0,696	0,942	0,742	0,793	0,898
26	0,916	0,561	0,937	0,601	0,948	0,645	0,951	0,683	0,950	0,729	0,774	0,934
27	0,937	0,552	0,959	0,592	0,976	0,632	0,976	0,672	0,984	0,708	0,755	0,966
28	0,958	0,543	0,980	0,583	0,997	0,624	1,000	0,662	1,007	0,700	0,737	1,000
29	0,976	0,537	0,997	0,578	1,018	0,615	1,023	0,651	1,031	0,689	0,723	1,033
30	0,994	0,532	1,017	0,571	1,038	0,608	1,045	0,641	1,051	0,681	0,718	1,060
31	1,011	0,528	1,038	0,562	1,056	0,602	1,065	0,634	1,075	0,659	0,701	1,081
32	1,026	0,525	1,054	0,559	1,076	0,594	1,082	0,629	1,094	0,662	0,696	1,105
33	1,041	0,522	1,071	0,554	1,093	0,589	1,102	0,622	1,114	0,655	0,689	1,127
34	1,059	0,516	1,088	0,550	1,110	0,584	1,122	0,614	1,131	0,650	0,678	1,149
35	1,072	0,515	1,102	0,547	1,127	0,580	1,140	0,608	1,154	0,639	0,672	1,170
36	1,088	0,511	1,117	0,545	1,141	0,578	1,157	0,603	1,172	0,634	0,667	1,188
37	–	–	1,131	0,542	1,159	0,573	1,171	0,601	1,187	0,631	0,659	1,206
38	–	–	1,145	0,540	1,173	0,570	1,186	0,599	1,204	0,626	0,653	1,223
39	–	–	–	–	1,187	0,568	1,201	0,595	1,222	0,622	0,651	1,241
40	–	–	–	–	1,201	0,567	1,218	0,591	1,233	0,621	0,647	1,260
41	–	–	–	–	–	–	1,231	0,589	1,250	0,616	0,643	1,276

2.1 lentelės pabaiga

z_2	z_1							
	21		22		23		24	
42	1,247	0,586	1,266	0,612	1,279	0,640	1,291	0,665
43	–	–	1,279	0,611	1,295	0,636	1,306	0,662
44	–	–	1,293	0,609	1,310	0,634	1,321	0,659
45	–	–	–	–	1,325	0,631	1,336	0,657
46	–	–	–	–	1,338	0,629	1,350	0,654
47	–	–	–	–	–	–	1,365	0,651
48	–	–	–	–	–	–	1,379	0,649

Tais atvejais, kai 2.4 lentelėje nėra eilutės, atitinkančios z_2 reikšmės, perstūmos koeficientas ξ_2 nustatomas tiesinės interpoliacijos būdu.

Pavyzdžiui, reikia nustatyti perstūmos koeficientą ξ_2 , kai krumplių skaičius $z_2 = 33$; $z_1 = 11$. Iš lentelės 2.4 randame:

$$\xi_2 = 0,501, \text{ kai } z_2 = 30, \quad (2.1)$$

$$\xi_2 = 0,556, \text{ kai } z_2 = 35. \quad (2.2)$$

Matome, kad krumplių skaičių skirtumą $\Delta z = 5$ atitinka perstūmos koeficientų skirtumas $\Delta \xi_2 = 0,556 - 0,501 = 0,055$. Tada ieškomas perstūmos koeficientas

$$\xi_2 = 0,501 + (33 - 30) \frac{\Delta \xi_2}{\Delta z} = 0,501 + 3 \cdot \frac{0,055}{5} = 0,534 \quad (2.3)$$

arba

$$\xi_2 = 0,556 - (35 - 33) \frac{\Delta \xi_2}{\Delta z} = 0,556 - 2 \cdot \frac{0,055}{5} = 0,534. \quad (2.4)$$

2.2 lentelė. Atgalinio perstūmimo koeficiento ψ reikšmės, kai $1 \leq i_{12} \leq 2$

z_1	11	12	13	14	15	16	17
ψ	0,127	0,145	0,160	0,175	0,190	0,202	0,215

z_1	18	19	20	21	22	23	24
ψ	0,227	0,239	0,250	0,257	0,265	0,272	0,278

2.3 lentelė. Atgalinio perstūmimo koeficiento ψ ir perstūmos koeficiento ξ_1 reikšmės, kai $2 < i_{12} \leq 5$

z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
ψ	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26
ξ_1	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,27

2.4 lentelė. Perstūmos koeficiento ξ_2 reikšmės, kai $2 < i_{12} \leq 5$

z_2	z_1						
	11	12	13	14	15	16	17
25	0,442	0,425	–	–	–	–	–
30	0,501	0,486	0,471	0,463	–	–	–
35	0,556	0,542	0,528	0,522	0,518	0,512	0,505
40	0,610	0,596	0,582	0,577	0,575	0,569	0,564
45	0,611	0,648	0,635	0,632	0,628	0,624	0,620
50	0,709	0,696	0,685	0,684	0,682	0,677	0,674
55	0,754	0,745	0,734	0,732	0,731	0,728	0,727
60	–	0,789	0,782	0,780	0,779	0,778	0,777
65	–	–	0,822	0,825	0,826	0,827	0,825
70	–	–	–	0,866	0,870	0,872	0,874
75	–	–	–	–	0,909	0,914	0,917
80	–	–	–	–	–	0,954	0,957
85	–	–	–	–	–	–	0,998

2.1.2. Krumpliaračių parametrų skaičiavimas

Nustačius krumpliaračių perstūmos koeficientus ir atgalinio perstūmimo koeficientą, apskaičiuojami visi krumpliaračių parametrai pagal formules, pateiktas 3.5 lentelėje.

Šiose formulėse:

$\alpha_0 = 20^\circ$ – įrankio profilio kampas,

$h_a^* = 1,0$ – krumplio galvutės aukščio koeficientas,

$c^* = 0,25$ – radialinio tarpo koeficientas,

m – duotasis modulis, mm.

2.5 lentelė

Pavadinimas	Pažymėjimas	Formulė
Pavaros sankibos kampas	α_w , deg	$inv\alpha_w = inv\alpha_o + 2 \operatorname{tg} \alpha_o \frac{\xi_1 + \xi_2}{z_1 + z_2}$
Tarpašinio atstumo pasikeitimo koeficientas	a	$a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_w} - 1 \right)$
Atgalinio perstatymo koeficientas	ψ	$\psi = \xi_1 + \xi_2 - a$
Tarpašinis atstumas	A , mm	$A = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + a \right)$
Pradinių apskritimų skersmenys	D_{w1} , mm D_{w2} , mm	$D_{w1} = mz_1 \left(1 + \frac{2a}{z_1 + z_2} \right)$ $D_{w2} = mz_2 \left(1 + \frac{2a}{z_1 + z_2} \right)$
Dalijamųjų apskritimų skersmenys	D_1 , mm D_2 , mm	$D_1 = mz_1$ $D_2 = mz_2$
Pagrindinių apskritimų skersmenys	D_{b1} , mm D_{b2} , mm	$D_{b1} = D_1 \cdot \cos \alpha_o$ $D_{b2} = D_2 \cdot \cos \alpha_o$
Pašaknų apskritimų skersmenys	D_{f1} , mm D_{f2} , mm	$D_{f1} = m \left(z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2\xi_1 \right)$ $D_{f2} = m \left(z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2\xi_2 \right)$
Viršūnių apskritimų skersmenys	D_{a1} , mm D_{a2} , mm	$D_{a1} = m \left(z_1 + 2h_a^* + 2\xi_1 - 2\psi \right)$ $D_{a2} = m \left(z_2 + 2h_a^* + 2\xi_2 - 2\psi \right)$
Krumplių storiai ant dalijamųjų apskritimų	S_1 , mm S_2 , mm	$S_1 = m(0,5\pi + 2\xi_1 \operatorname{tg} \alpha_o)$ $S_2 = m(0,5\pi + 2\xi_2 \operatorname{tg} \alpha_o)$
Žingsnis ant dalijamųjų apskritimų	$t_{1,2}$, mm	$t_{1,2} = \pi m$
Krumplių aukštis	$h_{1,2}$, mm	$h_{1,2} = m \left(2h_a^* + c^* - \psi \right)$

Kampų involiucijų reikšmės randamos iš 2.6 lentelės.

Iš pateiktų formulių matome, kad atgalinio perstūmimo koeficiento ψ reikšmę galima pasitikslinti ir analitiškai.

Atliktų skaičiavimų teisingumą galima pasitikrinti pagal priklausomybes:

$$A = \frac{1}{2} (D_{w1} + D_{w2}) \quad (2.5)$$

$$D_{f1} + D_{a2} + 2c^* m = 2A \quad (2.6)$$

$$D_{f2} + D_{a1} + 2c^* m = 2A \quad (2.7)$$

$$D_{a1} - D_{f1} = 2h \quad (2.8)$$

$$D_{a2} - D_{f2} = 2h \quad (2.9)$$

Projektuojant vidinę krumpliaratinę sankibą, projektuojami nuliniai krumpliaračiai, t. y. $\xi_1 = \xi_2 = 0$.

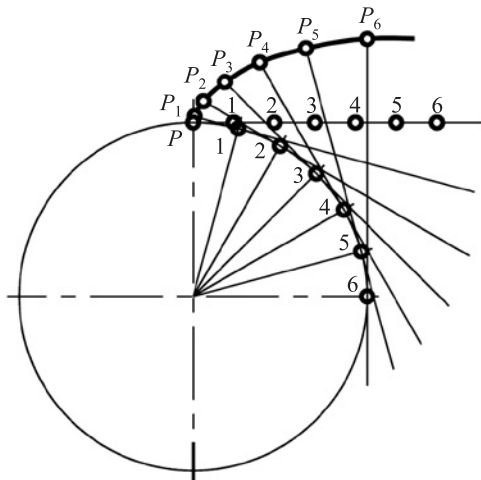
2.6 lentelė. Involiucijų reikšmės

	Eilė	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	Eilė
15	0,00	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738	0,00
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889	0,00
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608	0,0
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12034	12205	12373	12543	0,0
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713	0,0
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132	0,0
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817	0,0
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788	0,0
23	0,0	23044	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062	0,0
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660	0,0
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602	0,0
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910	0,0
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40397	41395	41797	42201	42607	0,0
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45100	45537	45967	46400	46837	47276	47718	0,0
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51363	51838	52312	52788	53268	0,0
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285	0,0
31	0,0	58809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798	0,0
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838	0,0
33	0,0	73449	74064	74684	75307	70934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437	0,0
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631	0,0
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459	0,0

2.1.3. Evolventės braižymas

Kadangi projektuojami evolventiniai krumpliaračiai, pirmiausia reikia aptarti, kaip braižomos apskritimų evolventės. Evolventė – tai kreivė, gaunama nuvyniojant apskritimo sudaromąją.

Sakykim, turime apskritimą (2.1 pav.):



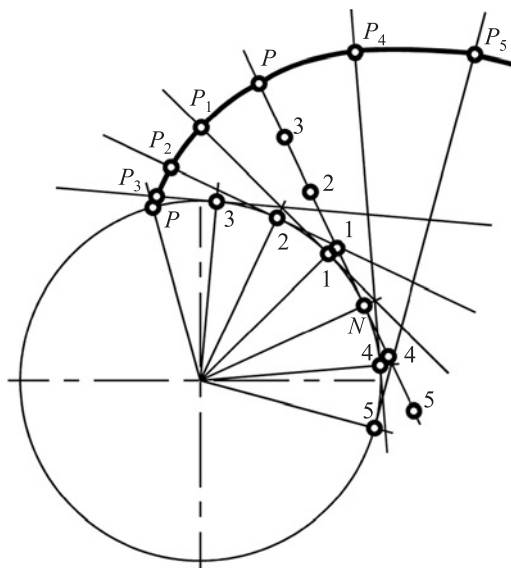
2.1 pav. Evolventės braižymas

Iš pradinio taško P , esančio ant apskritimo, brėžiama liestinė, pavyzdžiui, į dešinę pusę. Ant jos atidedamos vienodo ilgio atkarpės ir gaunami taškai 1, 2, 3 ir t. t.

Tokio pat ilgio atkarpės atidedamos ant apskritimo lanko ir taip pažymimi taškai 1, 2, 3 ir t. t.

Dabar įsivaizduojame, kad šią liestinę ridename apskritimu į dešinę pusę be praslydimo. Pasiekus taškui 1 ant liestinės tašką 1 ant apskritimo, braižoma nauja liestinės padėtis. Matome, kad taškas P jau yra pakilęs į padėtį P_1 . Pažymime šį tašką. Ridenant toliau, taškas 2 ant liestinės pasiekia tašką 2 ant apskritimo, o taškas P jau yra padėtyje P_2 , ir taip darome toliau iki 6-osios padėties. Sujungus sklandžia kreive lekalais visas taškų P padėtis, gaunama evolventė.

Braižant krumplių padėtį krumpliaratyje, tenka nubrėžti evolventę, kuri turi eiti per tašką, esantį šalia apskritimo (2.2 pav.).



2.2 pav. Evolventės braižymas per tašką, esantį šalia apskritimo

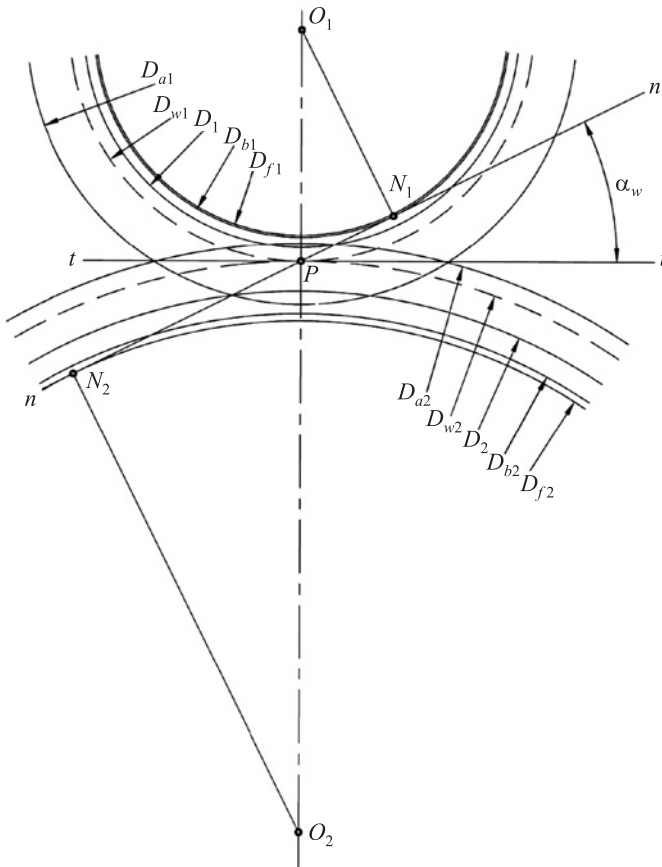
Iš taško P , esančio šalia apskritimo, brėžiama liestinė apskritimui PN . Ji padalijama į keletą lygių dalių, pavyzdžiui, į keturias, ir pažymimi taškai 1, 2, 3. Į priešingą pusę nuo taško N atidedamos kelios tokio pat ilgio atkarpos ir pažymimi taškai 4 ir 5. Ant apskritimo lankų nuo taško N į vieną ir kitą pusę atidedamos tokio pat ilgio atkarpos, irgi pažymimi atitinkami taškai 1, 2, 3 ir t. t.

Dabar liestinė iš pradinės padėties ridenama į kairę, kol taškas 1 ant jos pasiekia tašką 1 ant apskritimo. Nuo šio taško atidedamas atstumas $P - 1$ ir gaunamas taškas P_1 . Ridenant toliau į kairę, taškas 2 ant liestinės pasiekia tašką 2 ant apskritimo. Nuo šio taško ant liestinės atidedamas atstumas $P - 2$, gaunamas taškas P_2 . Tai kartojama, kol taškas P pasiekia patį apskritimą. Tada liestinė grąžinama į pradinę padėtį PN ir ridenama į priešingą pusę, kol taškas 4 ant jos pasiekia tašką 4 ant apskritimo. Dabar nuo šio taško ant liestinės atidedamas atstumas $P - 4$, gaunamas taškas P_4 . Tas pats pakartojama, gaunamas taškas P_5 . Sujungus gautus taškus P sklandžia kreive lekalais, gaunama evolventė, einanti per tašką P , kuris buvo šalia apskritimo.

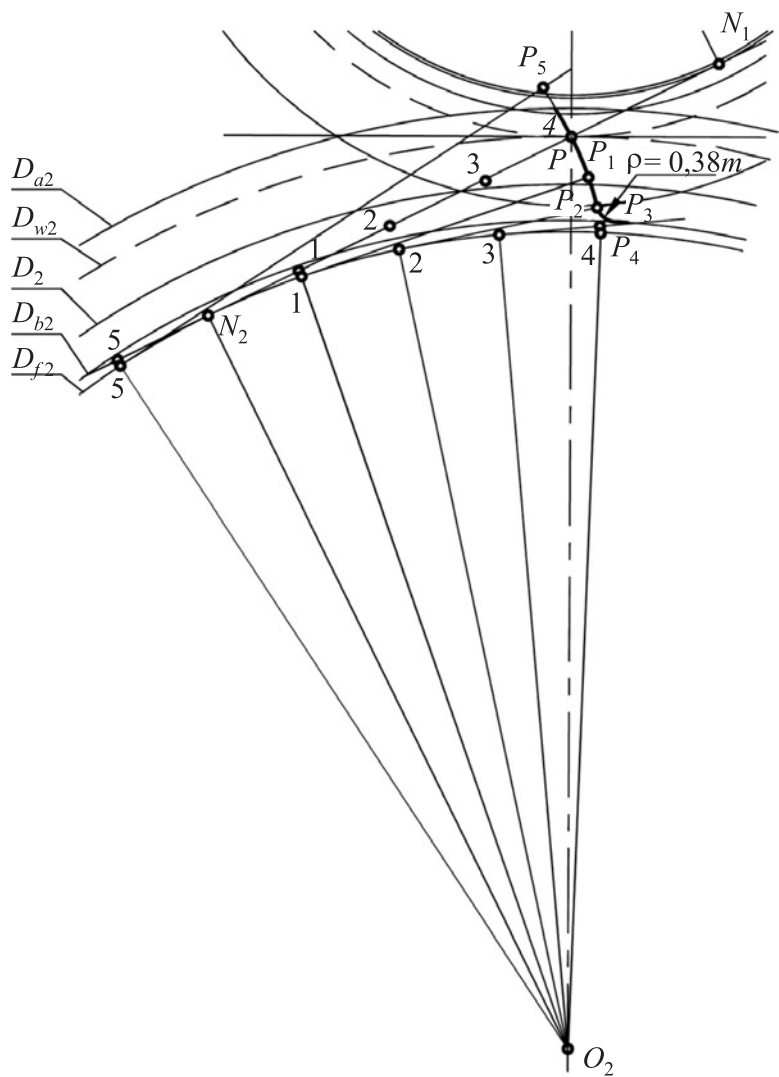
2.1.4. Krumplių profilių braižymas

Būsimojo brėžinio mastelis [m/mm] pasirenkamas toks, kad braižomų krumplių aukščiai (apskaičiuoti iš formulių 2.5 lentelėje) būtų ne mažesni kaip 50 mm. Tarpainis atstumas A , apskaičiavus pagal mastelį, A1 formato vatmano lape gali netilpti vertikaliai. Tada mažesnio krumpliaračio centras statomas viršutiniame kairiajame lapo kampe, o didesniojo – apatiniame dešiniajame.

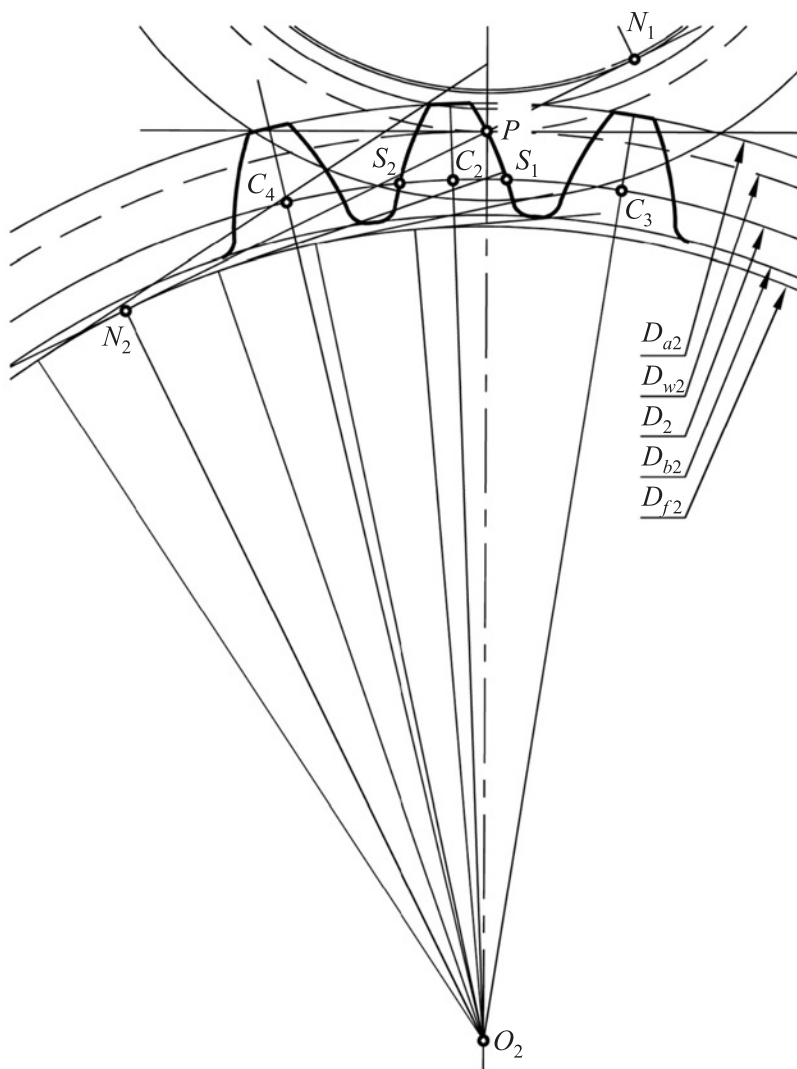
Prieš braižymą patogiau visus 2.5 lentelėje apskaičiuotus dydžius iš anksto perskaičiuoti pagal pasirinktą mastelį į braižomuosius.



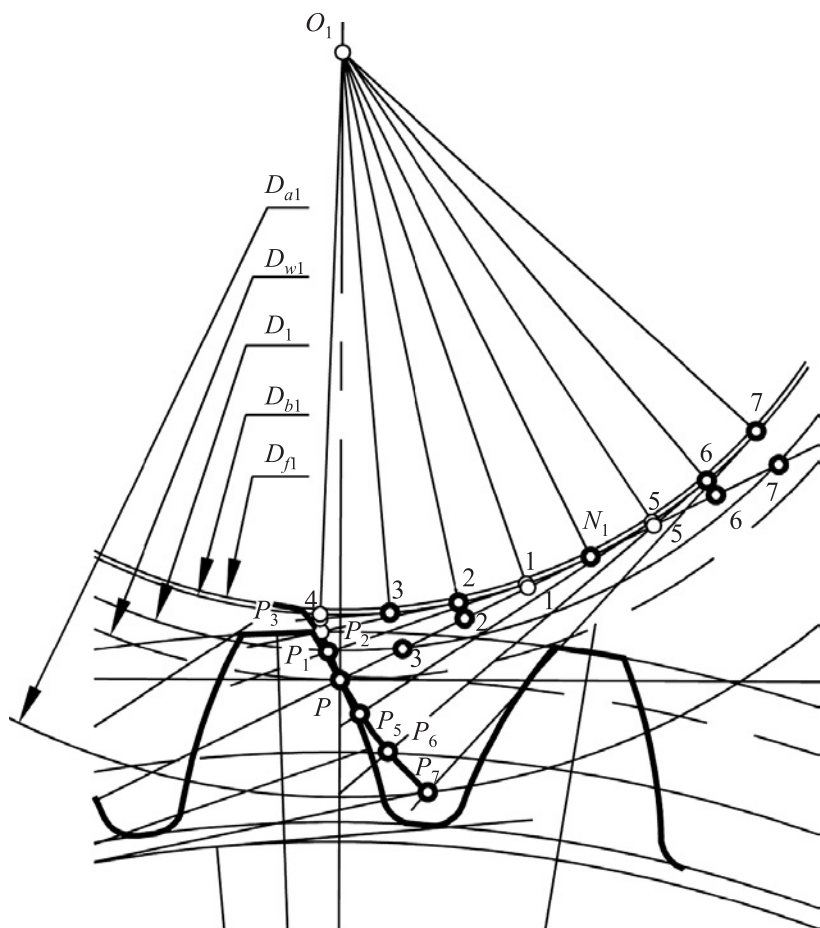
2.3 a pav. Krumplių profilių braižymas išorinėje sankiboje



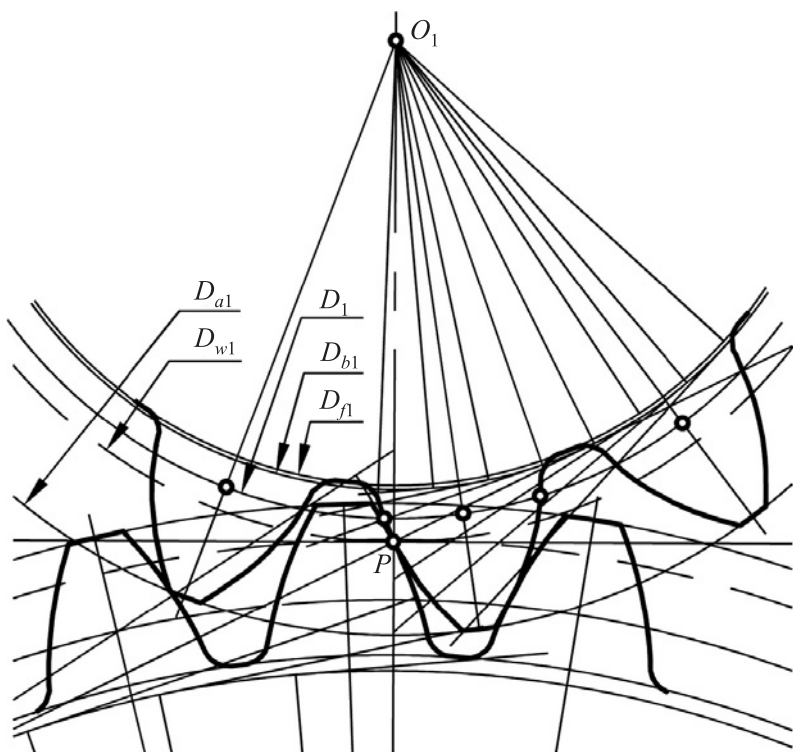
2.3 b pav. Krumplių profilių braižymas išorinėje sankiboje



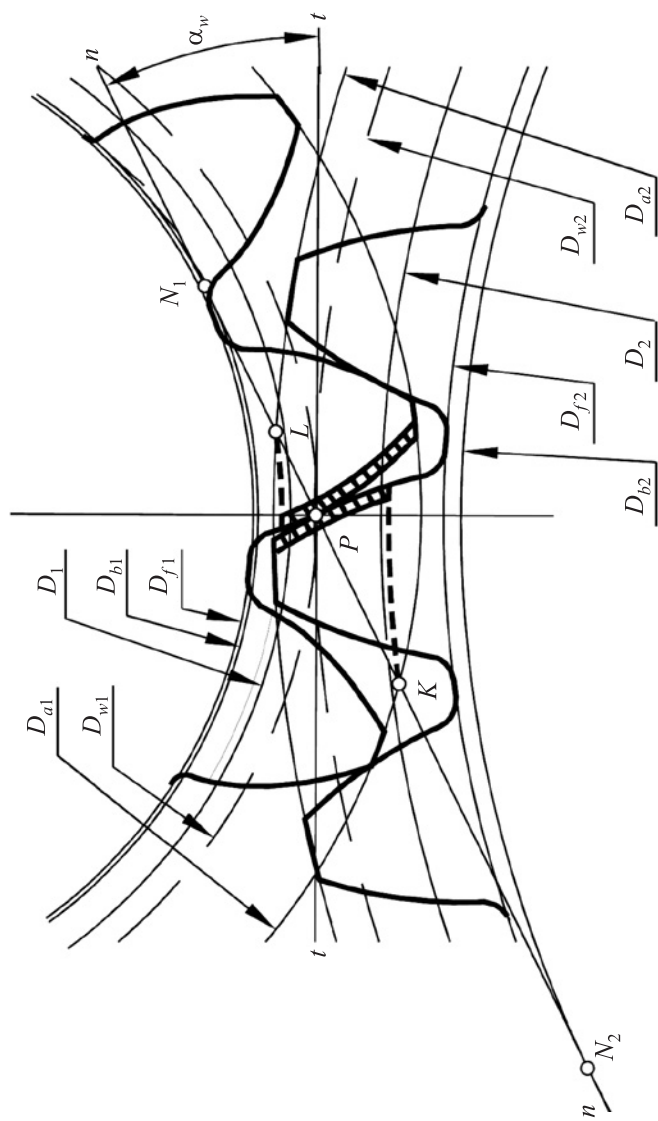
2.3 c pav. Krumplių profilų braižymas išorinėje sankiboje



2.3 d pav. Krumplių profilių braižymas išorinėje sankiboje



2.3 e pav. Krumplių profilių braižymas išorinėje sankiboje



2.3 f pav. Krumplių profilių braižymas išorinėje sankiboje

Braižoma tokia tvarka.

Atidedamas tarpašinis atstumas $O_1O_2 = A$ (2.3 a pav.) ir sujungiamas tiese. Iš taško O_1 braižomas pirmojo krumpliaračio pradinis apskritimas (skersmuo D_{w1}), o iš taško O_2 – antrojo krumpliaračio pradinis apskritimas (skersmuo D_{w2}). Šie apskritimai liečia vienas kitą, jų susilietimo tašką pažymime raide P . Tai bus sankibos polius. Per šį tašką statmenai tarpašinei linijai brėžiama tiesė $t - t$. Nuo jos apskaičiuotu kampu brėžiama sankibos linija $n - n$. Iš krumpliaračių centrų į šią sankibos liniją nuleidžiami statmenys O_1N_1 ir O_2N_2 . Toliau iš centrų O_1 ir O_2 braižomi visi apskritimai, kurių skersmenys apskaičiuoti pagal 3.5 lentelės formules.

Toliau sankibos linijos dalis N_2P padalijama į keletą lygių dalių, pavyzdžiui, keturias. Gauti taškai žymimi 1, 2, 3 ir 4 (2.3 b pav.). Lygiai tokia pati atkarpėlė atidedama į priešingą pusę už taško N_2 , pažymint tašką 5. Ant pagrindinio apskritimo nuo taško N_2 pagal lanko ilgį atidedamos tokio pat ilgio atkarpos, analogiškai pažymimi taškai 1, ..., 5. Taškai ant apskritimo 1, ..., 5 sujungiami su centru O_2 .

Įsivaizduojame, kad sankibos liniją perpjauname taške P ir ridename ją pagrindiniu apskritimu pradžioje į dešinę, kol taškas 1 ant šios linijos sutaps su tašku 1 ant apskritimo. Statmenai radialinei linijai $1 - O_2$ brėžiame liestinę apskritimui, ant kurios atidedame atkarpą $1 - P$, gaudami tašką P_1 . Toliau ridendami sankibos liniją, sutapatiname tašką 2 ant linijos su tašku 2 ant apskritimo. Nubrėžus statmenį linijai $2 - O_2$, nuo taško 2 atidedame atkarpą $2 - P$, gaudami tašką P_2 , ir lygiai taip pat gauname tašką P_3 . Taškas P_4 bus ant pagrindinio apskritimo. Grąžiname sankibos liniją į pirminę padėtį ($N_2 - P$) ir paridename ją į priešingą pusę, tapatindami tašką 5 ant linijos su tašku 5 ant apskritimo. Atidėję atitinkamą ilgį $5 - P$, gauname tašką P_5 .

Gautos taškų padėtys $P - P_1 - P_2 - P_3 - P_4 - P_5$ yra ant pagrindinio apskritimo evolventės. Sujungę juos lekalu, gauname vieno krumplio šoninį paviršių. Jo ribos – nuo viršūnių apskritimo D_{a2} iki pašaknų apskritimo D_{j2} , suapvalintu spinduliu $= 0,38$ m.

Šio krumplio antrajai pusei nubraižyti evolventės vynioti nereikia. Pasinaudosime tuo, kad krumpliaračio krumplys yra simetriškas savo simetrijos ašiai.

Pagal formules lentelėje 2.5 turime apskaičiuavę krumplio storį ant dalijamojo apskritimo. Atidedame jį pagal dalijamojo apskritimo (D_2) lanką nuo evolventės taško S_1 į kairę atkarpą S_1S_2 (2.3 c pav.).

Padaliję atstumą S_1S_2 pusiau, gauname tašką C_2 , kurį sujungę su krumpliaračio centru O_2 , gauname liniją O_2C_2 . Ji yra krumplio simetrijos ašis.

Pagal visų apskritimų lankus atidėję nuo simetrijos ašies evolventės taškų atstumus į kairę, gauname krumplio kairiosios pusės profilį. Sujungę gautus taškus kreive lekalu, suapvalinę pašaknį su apskritimu D_{f2} minėtuju spinduliu = 0,38 m bei viršūnę pagal apskritimą D_{a2} , gauname visą krumplį (vidurinis krumplys 2.3 c pav.).

Šiame krumpliaratyje reikia nubrėžti tris krumplius. Kiekvienu atveju vynioti evolventės nereikia. Turėdami pirmojo krumplio simetrijos ašį C_2O_2 bei sankibos žingsnį t (iš 2.5 lentelės), į dešinę ir kairę nuo taško C_2 ant dalijamojo apskritimo atidedame pagal lanko ilgį atkarpas $t = C_2C_3$ ir $t = C_2C_4$. Taškus C_3 ir C_4 sujungę su krumpliaračio centru O_2 , gauname gretimų krumplių simetrijos ašis C_3O_2 ir C_4O_2 .

Ant atitinkamų apskritimų atidėję krumplių storius, nubraižome du gretimus krumplius.

Atkreipiame studentų dėmesį, kad visos pagalbinės linijos braižomos plonos ir paliekamos brėžinyje (**jų ištrinti nereikia**).

Viršutinio krumpliaračio krumpliai braižomi analogiškai apatiniam. Sankibos linijos dalis N_1P padalijama į tiek pat lygių dalių, tokio pat ilgio atkarpos atidedamos ant pirmojo krumpliaračio pagrindinio apskritimo (2.3 d pav.). Pagal analogišką metodiką nubraižoma viršutinio krumpliaračio krumplio kairioji pusė, paskui dešinioji. Gaunamas vienas krumplys, kuris atkartojamas iš kairės ir dešinės. Tai bus dviejų krumpliaračių sankiba – trys krumpliai su trimis krumpliais (2.3 e pav.).

Šiame brėžinyje dar reikia pavaizduoti krumplių aktyviuosius paviršius. Tai krumplių dalys, kuriomis liečiasi darbo metu. Tam pa-

sinaudosime aktyviają sankibos liniją. Tai geometrinė vieta taškų, kuriuose vyksta krumplių sankiba. Šią liniją atkerta sankibos linijoje abiejų krumpliaračių viršūnių apskritimai. Pažymėjus šiuos taškus, gaunama aktyvioji sankibos linijos dalis KL (2.3 f pav.).

Perkėlus tašką K apskritimu iš antrojo krumpliaračio centro O_2 į krumplį, gaunama giliausioji krumplių sukibimo vieta šiam krumpliui, o tašką L šiuo būdu perkėlus pirmajam krumpliaračiui į jo krumplį – giliausia susilietimo vieta pastarajam. Užbrūkšniavus krumplių paviršių zonas nuo giliausių taškų iki viršūnių, gaunamos aktyviosios krumplių paviršių dalys.

Aktyvioji sankibos linija taip pat naudojama sankibos kokybės rodikliui – perdengimo koeficientui ε rasti. Šis koeficientas rodo, kiek vidutiniškai krumplių porų yra sankiboje darbo metu:

$$\varepsilon = \frac{KL}{\pi m \cos \alpha_o} \quad (2.10)$$

Perdengimo koeficientas neturi būti mažesnis už 1, evolventinei sankibai didžiausia teorinė jo reikšmė yra 1,918. Teisingai suprojektavus krumpliaračių sankibą, ε reikšmė praktiškai svyruoja tarp 1,10 ir 1,25.

MAŠINŲ ELEMENTŲ KURSINIS PROJEKTAVIMAS

Išvadas

Mašinų elementų kursas yra pirmasis praktinis inžinerinis dalykas, dėstomas mechanikos ir transporto specialybių studentams. Studijuojant šį dalyką, atliekamas kursinis projektas. Tai yra pirmas savarankiškas inžinerinis studento darbas. Projekto tikslas – įtvirtinti gautas teorines žinias, išmokti taikyti jas sprendžiant praktines inžinerines problemas.

Daugelį šiuolaikinių mašinų sudaro trys pagrindinės dalys; variklis, jo judesį perduodantis mechanizmas ir darbo mechanizmas. Pastarosios mašinos dalies paskirtis ir konstrukcija yra labai įvairios. Šį darbo mechanizmų įvairumą lemia mašinai keliami konkretūs reikalavimai. Studijuojant mašinų detalių kursą, išnagrinėti šios rūšies mechanizmų praktiškai neįmanoma ir nebūtina, nes jiems nagrinėti yra skirti specialūs dalykai aukštesniuose kursuose. Mašinų detalių kursiniame projektavime studentas gauna pradinį šiuolaikinių mašinų judesio perdavimo mechanizmų projektavimo ir konstravimo įgūdžių. Darbas gali būti atliktas trejopai:

1. Užduotį katedroje duoda projekto konsultantas ir projektuojama jam prižiūrint;
2. Užduotys iš šios arba kitų katedrų tema, atitinkančia pagrindinius reikalavimus, keliamus studijuojantiems mašinų elementų kursas.
3. Gamybinės užduoties atlikimas ir gynimas.

Pirmojo tipo darbai turi turėti kūrybinių elementų. Esamų konstrukcijų nagrinėjimas leidžia išvengti šiurkščių techninių klaidų, tačiau jų panaudojimas mašinų detalių kursiniame projekte nėra kūryba, todėl visuose kursiniuose projektuose turi būti pateiktas originalus techninis bent vienos problemos sprendimas kaip studento inžinerinės srities (netgi fantazijos) vaisius.

Antrojo tipo darbuose turi būti suformuluota inžinerinė problema ir pateiktas šios problemos kūrybinis sprendimas. Kai kurie iš šių darbų tęsiami iki diplominio darbo. Be to, jie duoda įdomių techninių sprendimų.

Trečiojo tipo darbai gali būti atlikti gamyboje, projektavimo ir konstravimo įmonėse, jeigu gamybinė užduotis atitinka mašinų elementų kurso programą. Tai – mechaninių pavarų projektavimas ir konstravimas, tarp jų ir variklio parinkimas, velenų skaičiavimas, guolių parinkimas bei kt. Tokius darbus gali atlikti iššęstinio skyriaus studentai.

Gera atliktas mašinų elementų kursinis projektas yra tolesnio inžinieriaus mechaniko formavimosi pagrindas. Todėl reikia išmanyti mašinų konstravimo metodiką nuo užduoties įvertinimo iki tobulo grafinio projekto apipavidalinimo; mokėti nustatyti racionalią detalės formą, jos konstrukciją ir optimalius matmenis pagal įtempimų koncentraciją darbo metu, dilimą, technologinius reikalavimus: mokėti racionaliai parinkti medžiagą, tikslumą; mokėti komponuoti detales mazguose, mazgus aggregate; numatyti patogią agregato priežiūrą ir remontą; mokėti pasirinkti variklį; numatyti pagrindines aplinkos apsaugos ir darbo saugumo priemones. Šių žinių galima įgyti, projektuojant konvejerių, kranų, liftų, staklių, automobilių techninio aptarnavimo įrenginių ir kitų mechanizmų pavaras.

1. Kokia turi būti projektuojamoji konstrukcija?

Konstruojant detalę, mazgą ar agregatą, reikia siekti, kad mašina būtų:

- tvirta,
- naši,
- ilgaamžė,
- ekonomiška,
- tiksli,
- saugi,
- kompaktiška,
- estetiška,
- patogiai eksploatuoti,

- netriukšminga,
- neteršianti aplinkos.

Kuriamos mašinos turi būti tobulesnės už sukurtąsias. Todėl pirmiausia reikia susipažinti su esamomis konstrukcijomis.

Kad projektuojamoji pavana tenkintų čia išvardytus reikalavimus, studentams, kaip pradedantiems konstravimo darbą būsimiesiems inžinieriams, čia pateikiami kai kurie patarimai ir rekomendacijos.

Vienetinės ir smulkiaserinės gamybos nelabai svarbias detales arba atskirus jų elementus galima skaičiuoti suprastintai, įvedant tam tikrą stiprumo atsargos koeficientą (pvz., 2...3). Tačiau tos pačios masinės gamybos detalės turi būti apskaičiuotos tiksliai, reikia nustatyti viso jų darbo laikotarpio apkrovimo ciklą skaičių ir pagal jį apskaičiuoti leidžiamus įtempimus (taip skaičiuoti šiame projekte reikia krumpliaratines poras). Tokios svarbios detalės turi būti pačios racionaliausios formos. Masinėje gamyboje labai svarbūs yra ekonomiškumo, gamybos ir surinkimo technologiškumo (paprastumo) reikalavimai.

Tik esant tempimo (gniuždymo) įtempimams, įmanoma vienodai apkrauti visą detalės medžiagą, t. y. priversti dirbti visą jos konstrukciją. Lenkiamo konstrukcinio elemento viduryje medžiaga pasyvi. Todėl konstrukcija, kurioje vyrauja tempimo įtempimai, yra lengva ir ekonomiška. Gniuždomą konstrukciją galima suklupdyti. Taigi tempimas yra ekonomiškiausias, deja, ne visuomet įmanomas.

Rūpindamiesi padidinti konstrukcijų standumą, medžiagos tampumą inžinieriai dažnai vertino neigiamai. Pasirodo, tamprumas gali keisti mašinos darbo principą. Tamprūs elementai leidžia išvengti išorinės, trinties. Pavyzdžiui, tampri membrana gali pakeisti tokią sudėtingą precizinę porą, kaip cilindras ir stūmoklis, gaminamą mikrometrinių tikslumu. Membrana absoliučiai sandari, nereikalinga didelio tikslumo, lengva. Tokių pavyzdžių atsiranda vis daugiau: elastinės movos, banginės pavaros ir t. t.

Mašinos ekonomiškumą apibūdina kaina, eksploatacinės išlaidos, našumas. Ekonomiškumo sumetimais reikėtų naudoti pigesnę medžiagą, įvairius padengimus, plastmases. Mašinos masė yra apytikriai proporcinga gabaritinių matmenų kubui. Dukart sumažinus mašinos

matmenis, jos masė sumažėja 8 kartus! Drauge sumažėtų jos kaina ir eksploatacijos išlaidos. Gabaritų mažinimo pavyzdys yra diržo pavaros evoliucija. Seniau buvo labai paplitusi plokščio diržo pavara. Dabar jos dėl didelių gabaritų konstruktoriai stengiasi nenaudoti: ją išstumia kelis kartus mažesnė kylinio (trapecinio) diržo pavara. Pastaruoju metu kylinius (trapecinius) diržus išstumia kompaktiškesni daugiakyliai ir dar kompaktiškesni – krumpliuoti diržai. Kitas pavyzdys – daugialaipsnį krumpliaratinį reduktorių keičia mažesnių gabaritų planetinis ir dar mažesnis – banginis reduktorius. Variklis – reduktorius, anksčiau vartotas tik transporte, dabar masiškai taikomas stacionarinėse mašinose.

Konstruojant pirmenybę reikėtų teikti standartinėms ir normalizuotoms detalėms ir mazgams, Atmintina, kad mašinos masę labai mažina plonasieniai valcuoti profiliai ir mažo lyginamojo svorio medžiagos. Ėmęši šių priemonių, racionaliai išdėstę mazgus ir agregatus, gausime kompaktišką mašiną. Tokia mašina leis sutaupyti gamybinį plotą įmonėje, kurioje ji dirbs. Svarbus reikalavimas, keliamas mašinai, yra atskirų jos detalių, jų surinkimo ir visos mašinos tikslumas. Tikslī mašina gamins tikslų gaminį ir bus ilgaamžė.

Mašina turi būti projektuojama taip, kad ji būtų gražios formos, lengvai ir patogiai valdoma, prižiūrima ir remontuojama. Svarbiausios darbo apsaugos priemonės, t. y. visos judančios dalys, turi būti uždengtos gaubtais: neturi būti atsikišusių aštrių kampų, briaunų, varžtų: jeigu būtina nuolat tepti ar atlikti kitus priežiūros darbus pavojingose vietose, reikia sistemos, blokuojančios šias dirbančios mašinos vietas. Sudėtingose mašinose toks blokavimas dubliuojamas su šviesos arba garsine signalizacija.

Nereikia pamiršti, kad mechaninės pavaros yra vienas iš pagrindinių mašinų keliamo triukšmo šaltinių. Norint jas sumažinti, reikia tiksliai gaminti, vartoti triukšmą absorbuojančias medžiagas ir medžiagas, kurios lengviau įsitrina (plastmasės, bronzą, ketų).

Ar gali paprastas reduktorius teršti aplinką? Gali! Jeigu reduktorius sukonstruotas taip, kad iš jo gali sunktis tepalas, tai šio tepalo kelias į aplinką bus labai trumpas: kiekvieną darbo pamainą jį valysime skudurais, kuriuos degindami teršime orą, jei išmesime – lietaus plaunami terš dirvą...

2. Kompiuterių naudojimas projektuojant

Šiuo metu visame pasaulyje aktyviai automatizuojamas protinis darbas:

Dabar kompiuteris naudojamas šiems projektavimo etapams:

Mokslinė techninė bei patentinė paieška. Neįmanoma kurti ką nors tobulesnio, nežinant, kas yra padaryta. Tačiau darbas bibliotekoje pasidarė toks sudėtingas, kad jį imta automatizuoti. Pasaulyje sukurta daug automatinų informacijos sistemų (elektroninių informacijos bankų). Projektuotojas gauna trumpus referatus ir, jei reikia, straipsnių kopijas.

Eskizinis projektavimas. Kompiuterius pradėta taikyti svarbioje kūrybinio darbo – techninių sprendimų pasirinkimo – stadijoje.

Techninis projektas. Jau plačiai vartojamos programos, dirbančios kartu su projektuotoju (pvz., SolidWorks), kurie esminius sprendimus atlieka patys. Pavyzdžiui, monitoriuje norimoje projekcijoje atsiranda kuriamas objektas. Projektuotojas gali keisti įvairius objekto parametrus, kurie kompiuteryje apskaičiuoti, o ekrane keičia objekto formą ir dydžius. Taip jau projektuojami automobiliai, lėktuvai, architektūriniai objektai.

Darbo projektas. Išspręstas ir detalių darbo brėžinių gaminimas kompiuterių ir specialiais braižymo įtaisais (ploteriais). Mašinose yra tūkstančiai ir dešimtys tūkstančių detalių, kurioms pagaminti reikia atskirų brėžinių. Todėl, naudojant kompiuterį, mažėja konstravimo laikas.

Iš principo kompiuteris gali būti taikomas visose projektavimo stadijose. Dar daugiau, programos gali automatizuotai atlikti visą projektavimą, kartu ir išradybinę darbo stadiją. Tačiau algoritmai, programos, mašinos valdymas ir jos darbo įvertinimas tebelieka inžinierių funkcija. Todėl galima sakyti, kad naudojant kompiuterį, didėja projektavimo darbo našumas ir jo kokybė, kinta reikalavimai projektuotojų kvalifikacijai.

3. Kursinio projektavimo užduotys

Duodamos užduotys gali būti įvairios:

1) užduotys su nurodytomis kinematinėmis schemomis ir duomenimis, pagal kuriuos turi būti suprojektuota mechaninė pavara, ir darbo apimtimi;

2) užduotys, kuriose nurodomas reikalaujamas rezultatas (pvz., sukimo momentas ir sukimosi dažnumas), o schemą reikia nusibraižyti pagal užšifruotą pavarų ir kitų elementų seką. Šifras gali būti duotas, pavyzdžiui:

V-KD-CI-CT-Š-G

Šioje santrumpų sekoje pabraukti elementai turi būti sutalpinti bendrame korpuse. Šifrų reikšmės:

V – variklis,
KM – kieta mova,
TK – tampri mova,
MM – magnetinė frikcinė mova,
PB – plokščio diržo pavara,
KD – kylinio diržo pavara,
DD – krumplinio (dantyto) diržo pavara,
VE – variatorius,
CT – cilindrinė tiesiakrumplė pavara,
CI – cilindrinė įstrižakrumplė pavara,
Š – ševroninė pavara,
K – kūginė pavara,
S – sliekinė pavara,
G – grandininė pavara,
P – planetinė pavara, B – banginė pavara,
SV – sraigto ir veržlės pavara,
R – rankinė pavara.

Šiose užduotyse nurodytas sukimo momentas, jėga ir sukimosi dažnumas turi būti tikslūs: paklaida neturi viršyti sukimo momento ir sraigto išvystomos jėgos ± 5 proc., sukimosi dažnumo (atsižvelgiant į variklio slydimą) $\pm 0,5$ proc.

3) realios užduotys. Pavedama suprojektuoti realų nesudėtingą mechanizmą. Tokio kursinio projekto apimtis yra didesnė, daugiau

darbo brėžinių ir t. t. Tokiam projektui atlikti skiriama 2–4 studentų grupelė (komanda), darbas paskirstomas apytikriai po lygiai; numatomas grupelės vadovas – darbui koordinuoti ir kontroliuoti.

4. Mašinų elementų kursinio projekto atlikimo tvarka. Kinematiniai skaičiavimai

Per mašinų elementų kursiniam projektavimui skirtą laiką vienam žmogui, juo labiau pradedančiam šį darbą studentui, neįmanoma atlikti mechaninės pavaros ar kokio kito sudėtingesnio mechanizmo darbo projekto. Dirbti reikėtų keliems įvairių sričių specialistams. Todėl per kursinį projektavimą reikia atlikti tik dalį šio didelio darbo.

Studento darbo mašinų detalių kursinio projektavimo laiko limitas apytiksliai yra toks:

12–15 valandų per semestrą auditorijoje konsultacijoms su dėstytoju ir skaičiavimams;

60–70 valandų savarankiškam darbui – literatūrai rinkti, konstrukcijoms nagrinėti, skaičiavimams, grafiniams darbams ir apiforminimui. Kursinių projektų užduotys sudarytos pagal kurso programą. Rekomenduojama projektuoti taip:

4.1. Projekto užduoties nagrinėjimas ir įvertinimas

Šiame etape susipažįstama su vartojamomis konstrukcijomis, jos kritiškai įvertinamos, nustatomos įrengimo darbo sąlygos, numatoma, kokioje pramonės šakoje, netgi kokioje konkrečioje gamyboje veiks projektuojamoji pavara. Trumpas mašinos paskirties ir darbo aprašymas, taip pat jos techninė charakteristika yra projekto aiškinamojo rašto įvadas.

4.2. Pavaros kinematinės schemos sudarymas ir nagrinėjimas

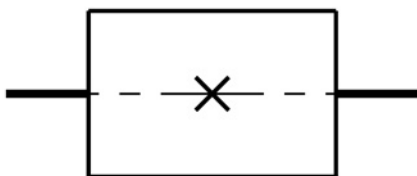
Sudaroma kinematinė schema turi atitikti LST EN ISO 3952:2000 „Kinematinės schemos. Grafiniai simboliai“.

Sudarytą pagal užduotį schemą reikia kritiškai įvertinti ir, jeigu studento nuomone, ji neracionali – siūlyti savo variantus. Projekto konsultantas gali taisyti užduotį per tris pirmąsias konsultacijas.

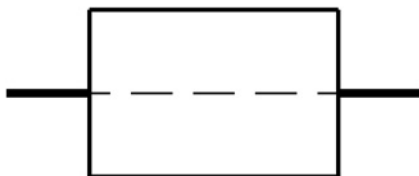
Žinant, kad mechaninių pavarų, ypač sraigto ir veržlės, taip pat sliekinės poros, naudingumo koeficientai ir eksploatacinės savybės priklauso nuo perdavimo skaičiaus, reikia numatyti optimalias jo reikšmes. Kuo perdavimo skaičiaus taip pat priklauso ir pavaros gabaritai.

4.3. Kai kurių elementų vaizdavimas kinematinėse schemose

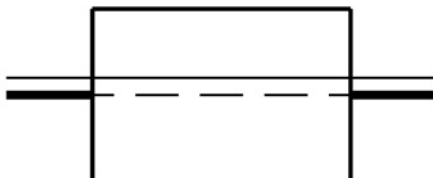
Detalės ir veleno sujungimas: kietas



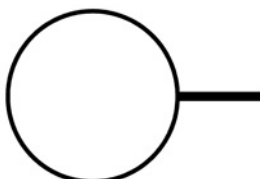
leidžiantis detalei sukstis



leidžiantis detalei slankioti



Variklis



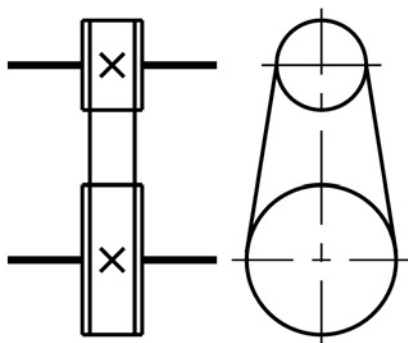
Tampri mova



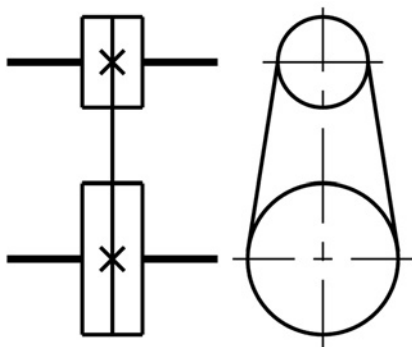
Kieta mova



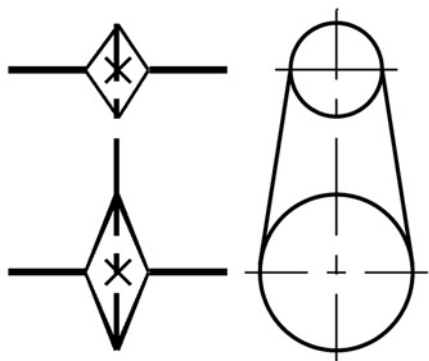
Plokščio diržo pavara



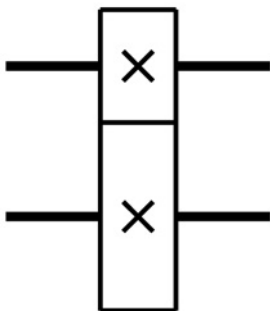
Kylinio diržo pavara



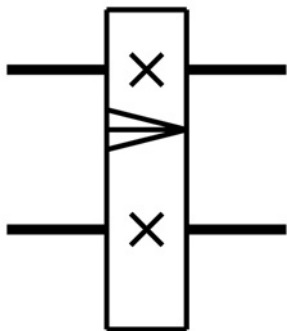
Grandinēs pavara



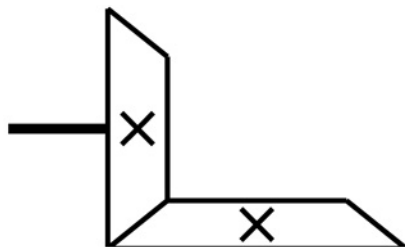
Cilindrinē tiesiakrumplē pavara



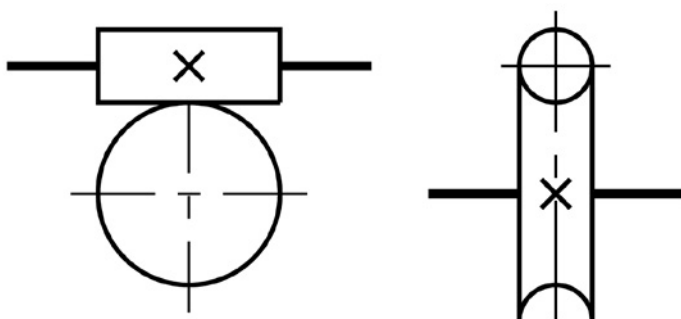
Cilindrinē īstrižakrumplē pavara



Kūginė pavara



Slieko pavara



4.4. Perdavimo skaičių parinkimas

Studentui duodami kinematinės schemos matmenys yra tik įvairių mechaninių pavarų seka ir nėra inžinerinis sprendimas. Todėl jau šiame projektavimo etape reikia apsispręsti, kokios formos bus projektuojamas mechanizmas. Tai padeda išvengti esminių kinematinės schemos sudarymo ir vertinimo klaidų.

Atskirų pavarų optimalias perdavimo skaičių reikšmes lengva parinkti, turint patyrimą.

4.5. Variklio parinkimas ir galutinių, kinematinio parametrų nustatymas pagal jį

Daugelis iš šiuo metu naudojamų variklių yra elektriniai. Todėl projektuojamam agregatui būtina parinkti elektros variklį. Mechaninės pavaros ir mašinos, kurioms jos perduoda judesį, turi dideles besisukančias mases, pasižymi didele inercija. Tokiu atveju, ypač kai judesys

yra reversuojamas arba smūginis, reikia didelio paleidimo momento elektros variklių. Jie taip pat turi pasižymėti pakankamu slydimu. Šias sąlygas geriausiai tenkina asinchroniniai varikliai.

Variklio atlikimas parenkamas pagal kuriamos mašinos konstrukciją.

Reikia atminti, kad to paties galingumo, bet mažesnio sukimosi dažnumo varikliai paprastai yra didesnių gabaritų ir masės. Didesnio sukimosi dažnumo varikliai didina mechaninių pavarų gabaritus, nes reikia didesnių perdavimo skaičių. Rekomenduojamos sukimosi dažnumų ribos 750–3000 aps./min.

Nugalėti pasipriešinimą guoliuose ir pavarose gali variklis, galin-gesnis už tą, kurio reikėtų tik sukimo momentui, nurodytam užduotyje, išvystyti. Energijos nuostoliai dėl trinties įvertinami naudingumo koeficientais (naudingo veikimo koeficientais), kurių sandauga yra bendras mašinos naudingumo koeficientas:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$$

čia η_i – atskiros pavaros arba trinties poros n. k. Atliekant šiuos skaičiavimus, į variklio n. k. neatsižvelgiama.

Variklio galingumas:

$$N_v = N/\eta$$

čia N – galingumas, kurio reikia sukimo momentui, nurodytam užduotyje, išvystyti.

Pagal apskaičiuotą variklio galingumą iš variklių katalogo parenkamas to arba artimiausio (šiek tiek didesnio) galingumo variklis.

Jeigu projektuojamoje mašinoje yra apsauginė mova arba trinties pavara, kuri perkrovimo atveju gali praslysti (pvz., diržo pavara), tai jėgą perduodančių kabinimo pavarų, movų ir t. t. stiprumą galima apskaičiuoti ne pagal pasirinkto variklio galingumą, o pagal apskaičiuotąją N_v .

Išsirinkus variklį ir įvertinus jo slydimo procentą, tikslinami atskirų pavarų perdavimo skaičiai. To reikia, kad išrinkto variklio sukimosi dažnumas atitiktų mechanizmo išėjimo veleno sukimosi dažnumą. Paklaida neturi viršyti $\pm 0,5$ proc.

Kinematiniai skaičiavimai baigiami, nustačius visų velenų sukimosi dažnumus, visų velenų sukimo momentus ir jų išvystomus galingumus. Šie dydžiai, taip pat pavarų pardavimo skaičiai pateikiami aiškinamajame rašte lentelės forma.

Šiuose skaičiavimuose ir vėliau atliekamuose stiprumo skaičiavimuose turi būti vartojama tarptautinė matavimo vienetų sistema – SI (Système International).

5. Grafinė projekto dalis. Stiprumo skaičiavimai

Atliekant šį projektą, braižomi du A1 formato lapai brėžinių. Tai nėra visas pavaros projektas. Visą projektą sudarytų 12–20 tokių brėžinių lapų. Kursinis projektas yra akademinio (mokomojo) pobūdžio, todėl minėtuose trijuose lapuose turi atspindėti tik du būdingiausios projektavimo dalys ir techninė užduotis, konstrukcijų brėžiniai bei detalių darbo brėžiniai.

5.1. Eskizinis konstravimas

Pradedančiam konstravimo darbą studentui pravartu įsiminti, kad konstravimas yra konstrukcijos kūrimas brėžinyje. Braižant kartu skaičiavimu tikrinamos svarbios ir įtartinos konstrukcijos vietos (atskiros detalės ir elementai).

Braižant lape ir siekiant išvengti šiurkščių klaidų, kad nereikėtų perbraižyti brėžinio, būtina naudotis eskizinio braižymo technika. Masteliu 1:1 pieštuku braižoma konstrukcija. Išryškėjusios klaidos čia pat taisomos, koreguojami kai kurie matmenys ir t. t. Galutinis variantas leidžia spręsti, ar teisingai pasirinktos medžiagos, perdavimo skaičiai ir kiti parametrai. Turint mazgų eskizus, galima nubraižyti viso kuriamo agregato (mašinos) eskizą. Iš jo galima spręsti, ar racionaliai išdėstyti atskiri mazgai, ar patogu agregatą surinkti, išardyti ir aptarnauti.

Šiame projektavimo etapo ypač aukštai vertinamos studento pasiūlytos idėjos ir sprendimai. Jeigu rašoma racionalizacinio pasiūlymo paraiška arba paraiška autorių teisėms gauti, tai jos kopiją reikia segti į aiškinamąjį raštą. Šiuo atveju aiškinamojo rašto ir brėžinių apimtis gali būti sumažinta.

Eskizinis konstravimas negalimas be kai kurių projektinių skaičiavimų. Pavyzdžiui, konstruojant cilindrinį krumpliaračių porą, pirmiausia apskaičiuojamas jos tarpašinis atstumas. Tai yra pagrindinis konstravimo matmuo, nes nuo jo priklauso pavaros gabaritai, krumpliaračių pločiai ir t. t.

5.2. Konstravimas – braižymas

Braižant reikia gerų braižymo priemonių ir elementarios darbo tvarkos. Tai padeda konstruktoriui išvengti klaidų ir sunkumų.

Pieštukai, skirti pradiniam braižymui (plonomis linijomis), turėtų būti H arba 2H, o galutiniam (apvedžiojimui) – HB. Apvedžiojant pieštukas stiprokai spaudžiamas, todėl greitai dyla. Kad linijos plotis būtų vienodas, jį reikia dainai drožti. Rečiau drožime pieštuką tuomet, kai jis bus mentelės formos. Mašinų gamybos brėžiniuose kontūrinės linijos plotis turi būti iki 1 mm. Braižant smulkius vaizdus (pvz., riedėjimo guolius, riebokšlių pjūvius), kontūrinės linijos plotis gali būti 0,5 mm.

Braižyti pradedama pažymėjus formato kontūrus plona linija. Paskui kontūrine linija brėžiamas rėmelis ir braižomas štampos. Vieta virš štampos paliekama gaminio techninėms charakteristikoms ir gamybos techninėms sąlygoms įrašyti. Krumpliaračių tipo detalių darbo brėžiniuose viršutinis dešinysis kampas (20 mm nuo viršaus) skiriamas 11–19 eilučių lentelei, kurioje rašomos visos sukabinimo charakteristikos. Lentelės plotis – 110 mm. Jeigu tarp štampos ir šios lentelės vietos techninėms sąlygoms surašyti nepakanka, tai jos rašomos brėžinio apačioje arčiau štampos. Reikia stengtis, kad, sulanksčius brėžinį, virš štampos matytųsi kuo daugiau informacijos. Taip sutvarkius formatą, braižomas konstruojamas objektas. Kad būtų vaizdžiau, reikėtų braižyti masteliu 1:1. Jei tokios galimybės nėra, tai M 1:2 arba 2:1 ir vengti sudėtingų mastelių, nes tada lengva apsirikti ir padaryti klaidų.

Mechanizmo, mazgo arba detalės kūrimo procesas, kai pagal eskizinio projektavimo medžiagą ir kontrolinius skaičiavimus braižoma galutinė konstrukcija, vadinamas konstravimu. Platesnis kūrybinis procesas, kai šalia konstravimo kuriama gaminio gamybos, surinkimo

ir ardymo technologija, kokybės kontrolės sistema, atliekami ekonominiai skaičiavimai, vadinamas projektavimu.

Mašinų elementų kursinį projektavimą būtų galima pavadinti konstrukcijos kūrimu – konstravimu, nes čia nereikia kurti technologijos, atlikti ekonominių skaičiavimų ir t. t. Tačiau kuriant konstrukciją, į šiuos klausimus reikia atsižvelgti. Nežinant technologijos, ekonominių ir kokybės klausimų, negalima parinkti racionalios medžiagos, rasti optimalaus konstrukcijos varianto. Pavyzdžiui, miglotai įsivaizduojant mazgą arba agregatą, galima sukurti taip, kad bus sunku arba visiškai neįmanoma jo surinkti, o surinkus – išardyti. Kuriant detalės darbo brėžinį, reikia iki smulkmenų numatyti jos gamybos ir surinkimo technologiją. Neįsivaizduojant, kaip ta detalė bus gaminama ir sujungiama su kitomis mazgo detalėmis, neįmanoma teisingai sužymėti matmenų, tolerancijų, jos geometrijos tikslumo, užrašyti techninių sąlygų ir pan.

Šiame projektavimo etape nusprendžiama, koks guolio tipas ir koks guolis vienoje ir kitoje atramoje bus įmontuotas, tikrinamas guolio darbo laiko ištekliai. Guolio tipą galima parinkti iš katalogų.

6. Mašinų elementų kursinio projekto struktūra

SKAIČIUOTĖ:

6.1. Įvadas: pavaros paskirtis, naudojimo sritis, veikimo principo aprašymas.

6.2. Kinematiniai skaičiavimai ir elektros variklio parinkimas:

6.2.1. Naudingumo koeficiento nustatymas.

6.2.2. Variklio parinkimas pagal galią.

6.2.3. Variklio parinkimas pagal rotoriaus sukimosi dažnį.

6.2.4. Kiekvienos pavaros pakopos perdavimų skaičiaus i nustatymas.

6.2.5. Kiekvieno veleno sukimo momentų T_b , kampinių greičių ω_b , sukimosi dažnių n_i ir galių nustatymas.

6.3. Uždaros pavaros reduktoriaus krumpliaračių stipruminiai skaičiavimai:

6.3.1. Projektinis skaičiavimas.

6.3.2. Patikrinamasis skaičiavimas.

6.3.3 Pagrindinių geometrinių parametrų skaičiavimas.

6.4. Atviros pavaros stipruminis skaičiavimas ir pagrindinių geometrinių parametrų nustatymas.

6.5. Projektinis reduktoriaus velenų skaičiavimas ir guolių parinkimas.

6.6. Reduktoriaus eskizo sudarymas milimetriniame popieriuje A1 formato. Šio, vieno iš pagrindinių, formato žymėjimas ir matmenys mm yra tokie: A1 – 594×841 mm.

6.7. Atraminių reakcijų nustatymas, įvertinant jėgas reduktoriaus krumpliaračių krumplių susikabinime ir išorinėje pavaroje.

6.8. Riedėjimo guolių darbingumo patikrinimas, skaičiuojant dinaminę apkrovą C ir ilgaamžiškumą L_H .

6.9. Pleiščių arba kaiščių parinkimas, jų atsparumo kirpimui ir glemžimui patikrinimas.

6.10. Patikslintas velenų skaičiavimas:

6.10.1. Velenų sukimo ir lenkimo vidinių momentų diagramų sudarymas.

6.10.2. Velenų pavojingų pjūvių nustatymas.

6.10.3. Velenų stiprumo atsargos koeficientų nustatymas ir jų palyginimas su leistiniais stiprumo atsargos koeficientais.

6.11. Detalių suleidimų, tolerancijų ir paviršių šiurkštumų parinkimas.

6.12. Tepimo sistemos ir tepalų parinkimas.

6.13. Antikorozinių priemonių parinkimas

KONSTRUKTORINĖ PROJEKTO DALIS:

6.14. Eskizinis projektas milimetriniame popieriuje; formato dydis 594×841 mm, A1 formatas.

6.15. Reduktoriaus surinkimo brėžinys.

6.16. Detalių darbo brėžiniai (užduoda dėstytojas).

6.17. Specifikacija:

6.17.1. Reduktoriaus bendro vaizdo brėžinio detalių ir mazgų specifikacija.

6.17.2. Pavaros surinkimo brėžinio detalių ir mazgų specifikacija.