

NUKRYPIMŲ JUOSTINIUIOSE RITININIUIOSE MECHANIZMUOSE TIKSLUMO ANALIZĖ

Tomas Umaras, Ričardas Viktoras Ulozas
Šiaulių universitetas, Technologijos fakultetas

Įvadas

Mechanizmo grandys sąveikauja sudaromaisiais paviršiais. Įvairūs defektai paviršiuose sukelia realaus mechanizmo varomosios grandies padėties nuokrypį idealaus mechanizmo varomosios grandies atžvilgiu. Šis nuokrypis, funkciniai susietas su mechanizmo judesio ciklu, vadinamas *kinematinė paklaida*. Skirtingai nuo geometrinės paklaidos, charakterizuojančios realių grandžių matmenų ir formų nuokrypius nuo idealių, kinematinė paklaida yra mechanizmo grandžių, keičiančių judesį pagal užduotą dėsnį, tarpusavio sąveika.

Paklaidų susidarymas juostiniuose ritiniuose mechanizmuose (JRM) turi savo ypatumų dėl lanksčios grandies mechanizmo struktūroje.

Varomosiomis JRM grandimis gali būti kiekvienas jo besisukantis ritinėlis, ritininiam mazgui arba juosta atliekant žengiamąjį judesį, arba juosta ar ritininis mazgas, persislenkantis besisukant vienam iš ritinėlių.

Tyrimų objektas – JRM elementai.

Darbo tikslas – teoriškai išnagrinėti struktūrinių JRM elementų paklaidų įtaką pozicionavimo tikslumui.

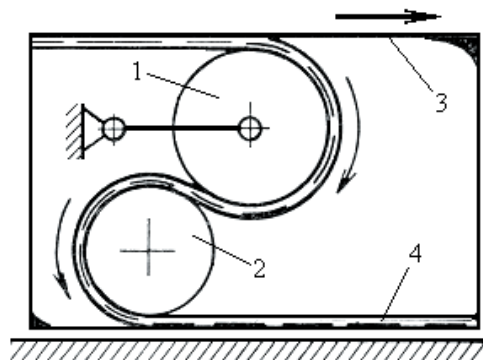
JRM paklaidos skirstomos į *sistemines* ir *atsitiktines*. Savo ruožtu sisteminės paklaidos skirstomos į *konstruktyvines*, *technologines* ir *eksploatacines*. Konstruktyvinės paklaidos priklauso nuo ritinėlio matmenų, ritinėlių gaubimo juosta kampų, juostos skerspjūvio ir ilgio, jos įtempimo, JRM elementų medžiagos. Technologinės paklaidos priklauso nuo JRM matmenų netikslumo ir paviršių šiurkštumo. Eksploatacijos paklaidos priklauso nuo temperatūros, trinties bei eksploatacijos sąlygų.

Visi faktoriai, charakterizuojantys vienokias ar kitokias pirmines paklaidas, yra glaudžiai susiję tarpusavyje ir pasireiškia jiems keičiantis.

Panagrinėkime rolamaito tipo mechanizmų (RTM) ritinėlių riedėjimą (1 pav.) [1–5].

Akivaizdu, kad grynasis riedėjimas, t. y. riedėjimas be slydimo, vyksta sąlyginėmis centroidėmis, turinčiomis bendrus sąlyčio taškus. RTM riedančių ritinėlių 1 ir 2 redukuojamų spindulių centroidės turės reikšmes atitinkamai $(R_1 + 0,5 t)$ ir $(R_2 + 0,5 t)$. Bet baigtinis lanksčios juostos storis t , o taip pat RTM struktūra „uždeda“ tam tikrus apribojimus mechanizmo kinematikai. Ritinėliams rie-

dant kreipiančiais paviršiais į dešinę, ritinėlio 1 centroidė bus apskritimas su spinduliu $(R_1 + t)$, o ritinėlio 2 – R_2 . Judant į kairę, riedančių ritinėlių centroidės turės reikšmes atitinkamai R_1 ir $(R_2 + t)$. Aišku, kad rolamaito tipo mechanizme bendri taškai, kuriais galėtų riedėti ritinėliai ir juosta, neegzistuoja, o elementų riedėjimą lydi slydimas sąlyčio vietose. Trinties jėgos deformuoja juostą ir pakeičia mechanizmo varomosios grandies padėtį.



1 pav. RTM su judamu korpusu schema:
1, 2 – ritinėlis; 3 – kreipiantysis paviršius;
4 – lanksti juosta

Be šios priežasties, sukeliančios juostos deformaciją, yra ir kitų, o suminė juostos deformacija susideda iš šių dedamųjų:

$$\Delta f_{\Sigma} = \Delta f_T + \Delta f_P + \Delta f_L + \Delta f_N + \Delta f_E + \Delta f_D, \quad (1)$$

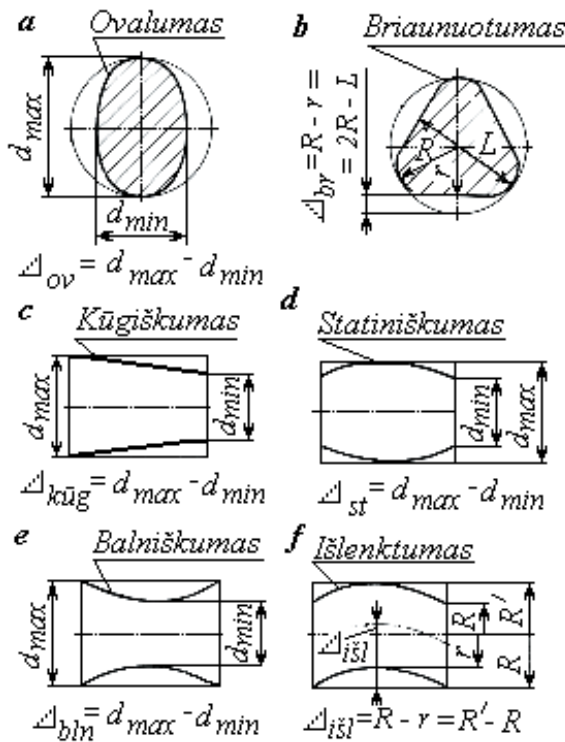
čia Δf_T – pailgėjimas dėl juostos pradinio įtempimo; Δf_P – pailgėjimas dėl pasipriešinimo jėgų; Δf_L – pailgėjimas dėl išsilenkimo ant ritinėlių; Δf_N – pailgėjimas dėl normalinių jėgų; Δf_E – pailgėjimas dėl elementų formos paklaidų; Δf_D – pailgėjimas dėl dinaminio poveikio.

Nurodytos deformacijos susiję tarpusavyje ir bent vieno parametro ar sąlygų pasikeitimas atitinkamai sukelia kitų pasikeitimus. Pavyzdžiui, pakitus elementų formai, keisis juostos įtempimas, normalinė kontaktavimo jėga ir mechanizmo pasipriešinimas persislinkimui. Todėl labai svarbu išnagrinėti labiau reikšmingus faktorius, veikiančius RTM kinematinį tikslumą. Tokie faktoriai yra elementų pagaminimo paklaidos ir elementų slydimas dėl RTM geometrinių ir tamprųjų ryšių netobulumo.

Nukrypimų nuo ritinėlių apskritumo įtaka RTM pozicionavimo tikslumui

Realiomis sąlygomis RTM ritinėliai gali būti pagaminti necilindriniai. Ritinėlių necilindriškumas charakterizuojamas jų formos nukrypimu nuo menamo cilindro, įrašyto į realų paviršių, formas.

Labiausiai paplitę nukrypimai nuo ritinėlių paviršiaus formos yra šie: nuo apskritumo – ovalumas ir briaunuotumas; nuo cilindriškumo – kūgiškumas, statiniškumas, balniškumas ir išlenktumas (2 pav.).



2 pav. RTM ritinėlių formos nuokrypos

Realiai nukrypimai yra formos nuokrypio ir paviršių išsidėstymo tarpusavio rezultatas. Tokie nukrypimai apsiriboja suminėmis formos ir paviršių išsidėstymo užlaidomis, t. y. radialinio ir galinio mušimo užlaidomis. Pirmasis yra nukrypimo nuo apskritumo ir išcentriškumo ašies poslinkio bendras pasireiškimas, o antrasis – nukrypimai nuo plokštumos ir statmenumo bazinės ašies atžvilgiu.

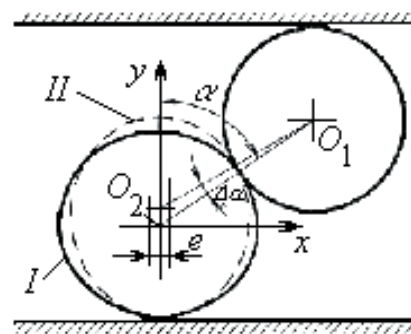
Nagrinėjame RTM kaip sukamojo judesio į žengiamąjį, ir atvirkščiai, keitiklį, todėl transformuotą judesį galima išivaizduoti kaip ritinėlio apskritimo išklotinę. Šiuo atveju perdavimo tikslumui daro įtaką ritinėlio spindulio svyravimas ir jo nukrypimas nuo apskritumo.

$$\Delta_l = \varphi \Delta_a, \quad (2)$$

čia Δ_l – perdavimo paklaidos dėl spindulio svyravimo reikšmė; φ – ritinėlio posūkio kampas; Δ_a – užlaida apskritumo nuokrypai.

Apie RTM ritinėlio profilio (išilginio kirtimo) nuokrypos įtaką pozicionavimo tikslumui galima vienareikšmiai spręsti pagal idealizuotas formas (2 pav.). Ritinėlių statiniškumas, balniškumas ir išlenktumas sukelia netolygius kontaktinius juostos įtempimus, o tai galiausiai gali ją deformuoti. Kūgiškumas, kaip labiausiai pasitaikanti paklaida, pavaros perdavimo tikslumą veikia juostai palaispniui persislenkant išilgai kūginio ritinėlio ašies, dėl to pažeidžiamas pavaros darbingumas.

Išnagrinėkime ovalumo įtaką RTM kinematiniam tikslumui. Priimame, kad vienas ritinėlių pagamintas be formos paklaidų nukrypimo, o kitas – su skerspjūvio formos paklaidomis, išsidėsčiusiomis ant ovalo (3 pav.).



3 pav. Ovalaus ritinėlio įtaka RTM tikslumui

Kadangi ovalas ir elipsė vienas nuo kito skiriasi nežymiai, tai pakankamai tiksliai galima kalbėti apie ritinėlių elipsiškumą ir panaudoti matematinį aparatą. Sukant elipsinį ritinėlį, keičiasi ritinėlio gaubimo juosta lanko ilgis.

Kad būtų įvertinta ritinėlio elipsiškumo įtaka perdavimo tikslumui, būtina paskaičiuoti ritinėlio gaubimo lanko ilgį l ir jo pokytį Δl mechanizmui persislenkant. Visas elipsės perimetras lygus

$$L = 4aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right), \quad (3)$$

čia: a – elipsės didžiojo pusašio ilgis;

$E\left(e, \frac{\pi}{2}\right)$ – pilnas 2-os eilės elipsinis integralas;

$$e - \text{ekscentricitetas, lygus } e = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}, \quad (4)$$

čia b – elipsės mažojo pusašio ilgis.

Pilnas 2-os eilės elipsinis integralas randamas pagal formulę

$$E\left(e, \frac{\pi}{2}\right) = E\left(K^2, \frac{\pi}{2}\right) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi} d\varphi, \quad (5)$$

čia K – parametras, pagal kurį sudarytos pilnų elipsinių integralų reikšmių lentelės. Šiuo atveju $K = e$.

3-ame paveiksle ritinėlio posūkio kampas $\varphi = 0$, ir gaubimo lanko ilgis randamas pagal formulę

$$l = 3aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) - aE(e, \alpha), \quad (6)$$

čia $E(e, \alpha)$ – nepilnas 2-os eilės elipsinis integralas.

Pasisukus apatiniam varančiajam ritinėliui kampu φ , gaubimo lanko ilgis pasikeičia ir randamas pagal formules:

$$l = 4aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) - aE\left[e, \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] - aE\left[e, \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] \quad (7)$$

kai $0 < \varphi \leq \alpha$,

$$l = 2aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) + aE(e, \varphi) + aE\left[e, \frac{\pi}{2} - \left(\alpha + \frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] \quad (8)$$

kai $\alpha < \varphi \leq \frac{\pi}{2}$.

Jeigu $\alpha \cong 90^\circ$, tai, esant $\varphi = 0$,

$$l = 3aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right). \quad (9)$$

Jeigu $\alpha \cong 0^\circ$, tai, esant bet kokiems ritinėlio posūkio kampams:

$$l = 2aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) \quad (10)$$

Visos priklausomybės pateiktos su prielaida, kad elipsei kampas α yra pastovus dydis. Tačiau skaičiavimams patikslinti randame kampo α reikšmę dviejose ribinėse elipsinio ritinėlio padėtyse, išeinant iš dviejų ritinėlių sąlyčio taško koordinatės pastovumo. Elipsės parametrinės lygtys atrodo taip:

$$y = b \sin t; \quad x = a \sin t. \quad (11)$$

Kai $t = \alpha$,

$$y = \frac{H-d}{2} + \Delta_a. \quad (12)$$

Čia Δ_a – užlaida ritinėlio apskritumo nuokrypiai.

Elipsinio ritinėlio I padėčiai (3 pav.) gaunama

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{y}{b} = \arcsin \frac{\frac{H-d}{2} + \Delta_a}{b}. \quad (13)$$

Elipsinio ritinėlio II padėčiai (posūkis 90°)

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{H-d}{2b}. \quad (14)$$

Kampo α pasikeitimo dydis, pasisukus ritinėliui 90° , yra $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$. (15)

Dėl vieno ritinėlių elipsiškumo (ovalumo) iškyla perdavimo ciklinė paklaida. Tuo atveju, jei abu ritinėliai yra elipsiniai, perdavimo paklaida gali padvigubėti, esant vienodiems ritinėlių matmenims. Ritinėlių elipsiškumas sukelia jų ašių mušimą.

Elipsės centro mušimo pagal vertikalę dydis nustatomas nuokrypos nuo apskritumo dydžiu

$$\Delta_m = \Delta_a = a - b. \quad (16)$$

Mušimo pagal horizontalę dydis nustatomas tarpcentrinio atstumo A , matuojamo lygiagrečiai kreipiančiosioms, nuokrypos dydžiu.

$$A = \rho_1 \cos\alpha + \rho_2 \cos\alpha, \quad (17)$$

čia ρ_1 ir ρ_2 – viršutinio ir apatinio ritinėlių kreivumo spinduliai.

$$\rho_{1,2}^2 = \frac{a^2 b^2}{a^2 \cos^2 \varphi + b^2 \sin^2 \varphi}. \quad (18)$$

Ribiniams atvejams $\rho_1 = a$; $\rho_2 = a$;

$\rho_1 = b$; $\rho_2 = b$ turime

$$A_1 = 2a \cos\alpha; \quad A_2 = 2b \cos\alpha; \quad (19)$$

$$\Delta A = A_1 - A_2 = 2a \cos\alpha - 2b \cos\alpha = 2\Delta_a \cos\alpha, \quad (20)$$

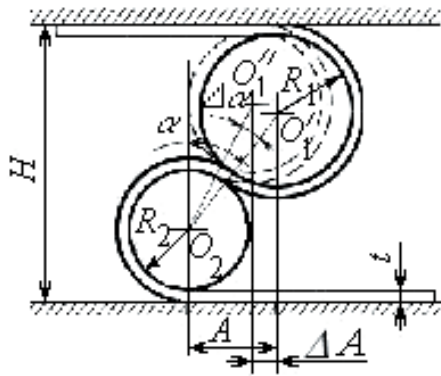
čia α – ritinėlių centrų linijos polinkio kampas.

Dviejų ir daugiau elementų jungimas apsunkina technologinių klaidų įvertinimą tikslumo skaičiavimuose, nes vienodai galimi tiek paklaidų sumavimas, tiek jų tarpusavio kompensacija.

Vienas kelių, įvertinant RTM struktūros paklaidas, gali būti nuokrypa nuo apibendrinto para-

metro α nominalo. Įvertinant RTM konstrukcijos specifiką, galima teigti, kad mechanizmo elementų geometrinės paklaidos keičia ritinėlių gaubimo juosta kampus, beje, gaubimo kampų dydis atitinka apibendrinto parametro α pasikeitimą. Struktūriniai RTM elementai (4 pav.) susieti priklausomybe

$$\cos\alpha = \frac{H - R_1 - R_2 - 2t}{R_1 + R_2 + t} \quad (21)$$



4 pav. Struktūrinių RTM elementų schema geometrinėms paklaidoms nustatyti

Dėl RTM elementų paklaidų centrų linijos pasisuka kampu $\Delta\alpha$. Iš mechanizmo geometrijos galima manyti, kad gaubimo kampai taip pat keičiasi kampu $\Delta\alpha$, o tai paveiks juostos deformaciją, vadinasi, ir kinematinę RTM paklaidą. Juostos ilgio pokyčio dydis, keičiantis centrų linijos polinkio kampui dydžiu $\Delta\alpha$, randamas taip:

$$\Delta l = \Delta A + (R_1 + R_2 + t)\Delta\alpha, \quad (22)$$

čia: R_1, R_2, t, α – nominalios parametrų reikšmės; ΔA – tarpcentrinio atstumo A pokyčio dydis:

$$\Delta A = (R_1 + R_2 + t) \times [\sin(\alpha + \Delta\alpha) - \sin\alpha]. \quad (23)$$

Įvertinant faktorių, veikiančių į juostos ilgio pokytį, daugumą, galima kalbėti apie jų atsitiktiną derinį. Tokiu atveju šios paklaidos matematinis laukimas ir vidutinė kvadratinė nuokrypa lygūs:

$$M[\Delta l] = [\Delta A + (R_1 + R_2 + t)]M[\Delta\alpha], \quad (24)$$

$$\sigma[\Delta l] = [\Delta A + (R_1 + R_2 + t)]\sigma[\Delta\alpha]. \quad (25)$$

RTM elementų struktūros glaudumo kriterijai

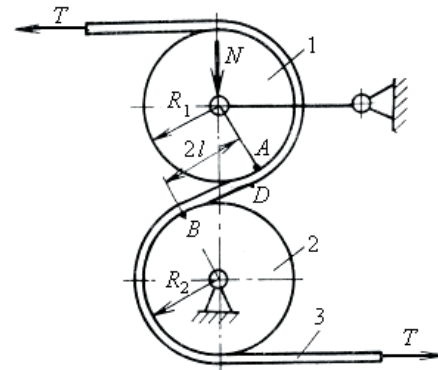
Rolamaito tipo mechanizmai privalo tenkinti tam tikras numatytas sąlygas ir mechanizmo darbo patikimumas yra labai reikšmingas rodiklis. Labai svarbu, tiriant RTM, išsiaiškinti sampratą RTM elementų „glaudi struktūra“.

R. V. Kedmenas [4] išnagrinėjo lanksčios juostos įtempimo ribinių reikšmių, kurioms esant dar

užtikrinamas glaudus ritinėlių apgaubimas juosta, sritį. Tačiau, esant bet kokiam juostos įtempimui, tai dar neužtikrina garantuoto RTM elementų kontakto, nors praktikoje kontaktinių zonų buvimas prie tam tikrų mechanizmo parametrų pasitvirtino.

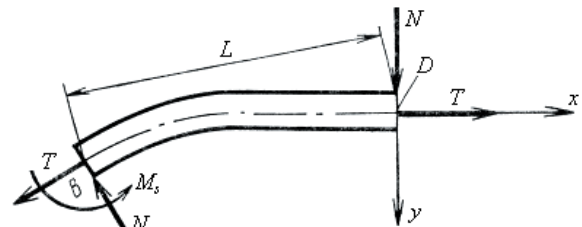
Panagrinėkime rolamaitinio mazgo elementų sąlygtį, kai RTM elementų struktūra neglaudi (5 pav.).

Pereinamąją zoną AB tarp ritinėlių 1 ir 2 išivaizduojame kaip gembinių sijų AD ir BD porą, apkrautą bendra jėga. Taškai A ir B yra pereinamųjų zonų riba, ir juostos kreivumas šiuose taškuose lygus nuliui ir atitinka konsolinių sijų užtaisymų vietas.



5 pav. RTM elementų neglaudaus sąlyčio schema: 1, 2 – ritinėlis; 3 – lanksti juosta

6 pav. pateikiama konsolinės sijos skaičiuojamoji schema.



6 pav. Jėgų, veikiančių juostos pereinamąją zoną, skaičiuojamoji schema

Įvertinant įlinkių nereikšmingumą juostos kreivumui nustatyti, naudojama apytikrė išraiška

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \approx \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (26)$$

čia: ρ – juostos išlinkio kreivumas; M – lenkimo momentas bet kurioje juostos vietoje; E – juostos standumas.

Lenkimo momentas sijos laisvai pasirinktame (x, y) taške lygus

$$M(x, y) = Nx + Ty. \quad (27)$$

Pirmuoju artiniu, įvertinant, kad $x \gg y$, turime

$$y = \frac{Nx^3}{6EI}. \quad (28)$$

Kai $x = L$, sijos įlinkis δ_a lygus

$$\delta_a = \frac{NL^3}{6EI}. \quad (29)$$

Kadangi „glaudaus sąlyčio“ sampratai atitinka sąlyga $L = 0$, tai būtina nustatyti santykį, charakterizuojantį L kaip funkciją nuo N :

$$M_D = NL, \text{ ir be to } \frac{1}{R} = \frac{M_D}{E},$$

tuomet $L = \frac{EI}{RN}$. (30)

Pereinamosios zonos, kurios ribose juostos kreivumas turi reikšmes nuo $\left(+\frac{1}{R_1}\right)$ iki $\left(-\frac{1}{R_2}\right)$, ilgis $AB = 2L$. Kai $R_1 = R_2 = R$, pereinamosios zonos ilgis $2L = \frac{2EI}{RN}$ ir prie bet kokių N reikšmių $L \neq 0$, ir dėl šito tarp ritinėlių gali būti tarpas

$$\delta' = \frac{(E)^2}{3R^3 N^2}. \quad (31)$$

Antruoju artiniu įstatysime anksčiau gautą reikšmę (33) į lygtį (32):

$$M = Nx + \frac{TNx^3}{6EI}, \quad (32)$$

arba

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{Nx}{EI} + \frac{TNx^3}{6(EI)^2}. \quad (33)$$

L' reikšmei surasti pasinaudojama (26) ir (33) formulėmis:

$$L' = \frac{EI}{NR} \cdot \frac{1}{1 + \frac{TL^2}{6(EI)^2}}. \quad (34)$$

Įstačius (30) lygtį į (34), gaunama

$$L' = \frac{EI}{NR} \cdot \frac{1}{1 + \frac{TEI}{6(NR)^2}} = \frac{EI}{RN} \cdot \frac{1}{1 + \lambda}. \quad (35)$$

RTM juostos įtempimas T ir normalinė jėga N susiję pastovia priklausomybe, charakterizuo-

jančia RTM elementų struktūrą, o tai visiškai atitinka sąlygą $N \geq T$.

Įstatome N reikšmę vietoje T į (35) lygtį. Tuomet

$$\lambda = \frac{TEI}{6(NR)^2} \cong \frac{NEI}{6(NR^2)} = \frac{EI}{6NR^2}. \quad (36)$$

Dydis λ yra mažas, lyginant jį su L iš (30), todėl galima tvirtinti, kad $L' \cong L$.

Donaldas F. Uilksas teigia, kad rolamaito elgsenoje stebimas staigus pokytis, kai juostos „gembinių“ plotelių efektyvus ilgis tampa lygus nuliui ir prasideda deformuojamųjų zonų tarpusavio persidengimas. Ši sąlyga atitinka deformacijos pradžią ir jį sunku išsivaizduoti kaip įtempimo laipsnio bemaži kriterijų.

Visi R. V. Kedmeno tyrimo rezultatai [4] gauti išeinant iš prielaidos, kad juosta veikiama grynojo lenkimo, o normalinė jėga N perduodama į ją viename taške.

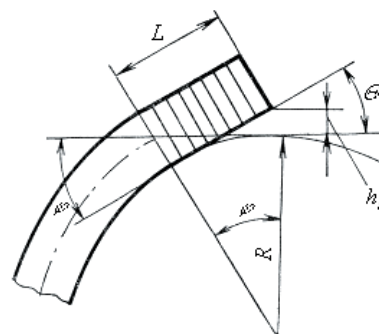
Mūsų požiūriu daug tikslesnė yra glaudaus juostos sąlyčio su ritinėliais sąvoka, įvertinant tai, kad pereinamosios zonos ilgis šiuo atveju yra tos pat eilės kaip ir juostos storis. Vadinasi, šiuo atveju negalima įvertinti tik juostos išlinkimą ir neįvertinti jos šlyties deformacijos.

Jeigu šlyties kampas Θ (7 pav.) lygus kam-
pui $\varphi = \frac{L}{R}$, ribojančiam pereinamąją zoną, tai šly-

ties deformacija užtikrins juostos kontaktą su ritinėliu ir duos minimalios jėgos N_V viršutinę ribą, nes įvertiname ritinėlio kreivumą. Todėl pereinamosios zonos L perdengimui faktiškai reikalingas šlyties kampas, mažesnis nei Θ :

$$\frac{\Theta R}{L} = 1; \Theta = \frac{\tau}{G}; \tau = \frac{N}{b}, \quad (37)$$

čia: τ – šlyties jėga; bt – juostos skerspjūvis; G – šlyties modulis.



7 pav. Skaičiuojamoji schema juostos šlyties deformacijai įvertinti (pereinamoji zona užbrūkšniuota)

Įstatę (37) ir (30) reikšmes, gausime

$$N_V = \frac{bt^2}{2R} = \sqrt{\frac{EG}{3}}. \quad (38)$$

Normalinės jėgos N_A , užtikrinančios glaudų RTM elementų sąlytį, apatinę ribą galima priimti sąlyga, kad šlyties deformacijos h_{sl} (7 pav.) ant peties L dydis lygus tarpui δ' tarp juostos ir ritinėlio (31), be to, ritinėlio kreivumas priešinis juostos šlyčiai, t. y. faktiškai bus reikalinga šiek tiek didesnė jėga pereinamajai zonai L perdengti.

$$\frac{h_{sl}}{\delta'} = \frac{\Theta L}{\delta'} = 1. \quad (39)$$

Įstatę reikšmes į (39), gausime RTM elementų glaudaus sąlyčio normalinės jėgos apatinę ribą

$$N_A = \frac{bt^2}{6R} \sqrt{GE}. \quad (40)$$

Sujungę (38) ir (40), gausime RTM elementų struktūros glaudumo kriterijaus ribas

$$\frac{bt^2}{6R} \sqrt{GE} < N < \frac{bt^2}{2R} \sqrt{\frac{GE}{3}}, \quad (41)$$

beje, $N_V = \sqrt{3}N_A$, tai visiškai leistina kokybiniam kriterijaus įvertinimui.

Kadangi N ir T susiję priklausomybe

$$N = \frac{T(1 + \cos\alpha)}{\sin\alpha}, \quad (42)$$

kur α – ritinėlių centrų linijos pokrypio kampas, tai, didinant kampą α , $N \rightarrow T$.

Vadinasi, ritinėlių gaubimo juosta kampo didinimas skatina tolygesnį įtempimų pasiskirstymą sąlyčio paviršiuose. Apkrovos į juostą pasiskirsto tolygiau, o gaunamos kontaktinės jėgos lyginamos su įtemptos juostos įtempimais. Todėl kriterijų (41) tikslinga naudoti $60^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ reikšmėms, o tai visiškai pateisinama sutinkamai su RTM darbo patikimumo ir ilgaamžiškumo sąlygomis.

Išvados

1. RTM ritinėlių statiniškumas, balniškumas ir išlenktumas sukelia netolygius kontaktinius juostos

įtempimus, o tai galiausiai gali ją deformuoti.

2. RTM ritinėlių kūgiškumas, kaip labiausiai pasitaikanti paklaida, pavaros perdavimo tikslumą veikia juostai palaipsniui persislenkant išilgai kūginio ritinėlio ašies, dėl to pažeidžiamas pavaros darbingumas.
3. Dėl RTM vieno ritinėlių elipsiškumo (ovalumo) iškyla perdavimo ciklinė paklaida. Tuo atveju, jei abu ritinėliai yra elipsiniai, perdavimo paklaida gali padvigubėti esant vienodiems ritinėlių matmenims. Ritinėlių elipsiškumas (ovalumas) sukelia jų ašių mušimą.
4. RTM dviejų ir daugiau elementų jungimas apsunkina technologinių klaidų įvertinimą kinematinio tikslumo skaičiavimuose, nes vienodai galimi tiek paklaidų sumavimas, tiek jų tarpusavio kompensacija.
5. RTM ritinėlių gaubimo juosta kampo didinimas skatina tolygesnį įtempimų pasiskirstymą sąlyčio paviršiuose; apkrovos į juostą pasiskirsto tolygiau, o gaunamos kontaktinės jėgos lyginamos su įtemptos juostos įtempimais.

Literatūra

1. Wilkes D. F., December 1967, A New Mechanical Design Concept. *Research Report SC-RR-67-656 A, Sandia Laboratories*. P. 223.
2. Wilkes D. F., April 1968, *A New Mechanism.- Mechanical Engineering*. Vol. 90. No 4. P. 11–29.
3. Percival C. M., Norwood F. R., 1969, *A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of Rolamite*. Trans. ASME. Ser. B. Vol. 91. No 1. P. 235–239.
4. Cadman R. V., Feb. 1969, *Geometry and Force Analysis. Journal of Engineering for Industry*. Trans. ASME, Ser. B. Vol. 91. No 1. P. 185–191.
5. Ulozas R. V., 2007, Teoretična in eksperimentalna analiza dinamike mehanizmov Rolamite. A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamics of Rolamite. Type Mechanisms. *Strojniški vestnik. Journal of Mechanical Engineering*. Vol. 53. No 1. P. 26–47.

PRECISION'S ANALYSIS OF DEVIATIONS IN THE ROLAMITE TYPE MECHANISMS

Tomas Umaras, Ričardas Viktoras Ulozas

Summary

The classification of the deviations in the rolamite type mechanisms (RTMs) is given. The factors influencing kinematical accuracy of RTMs are errors of manufacturing of elements and sliding of RTM elements owing to imperfection of geometrical and elastic connections in RTM. The influences of deviations from roundness of rollers on accuracy of

positioning an RTM are considered theoretically and described by the equations. The reasons of beat of axes of RTM rollers are discussed. The term of "tight structure" of an RTM is scientifically substantiated in this article. It is proven here that the enlargement of angle of the covering of band on the roller has a positive effect on the distributing of the imposed forces because of the more even distribution of the load.

Keywords: rolamite type mechanisms, deviations, roller, band.

NUKRYPIMŲ JUOSTINIUOSE RITININIUOSE MECHANIZMUOSE TIKSLUMO ANALIZĖ

Tomas Umaras, Ričardas Viktoras Ulozas

Santrauka

RTM ritinėlių kūgiškumas pavaros perdavimo tikslumą veikia juostai palaipsniui persislenkant išilgai kūginio ritinėlio ašies, dėl to pažeidžiamas pavaros darbingumas. Dėl RTM vieno ritinėlių elipsiškumo (ovalumo) išskyla perdavimo ciklinė paklaida. Tuo atveju, jei abu ritinėliai yra elipsiniai, perdavimo paklaida gali padvigubėti esant vienodiems ritinėlių matmenims. Ritinėlių elipsiškumas (ovalumas) sukelia jų ašių mušimą. RTM ritinėlių gaubimo juosta kampo didinimas skatina tolygesnį įtempimų pasiskirstymą sąlyčio paviršiuose; apkrovos į juostą pasiskirsto tolygiau, o gaunamos kontaktinės jėgos lyginamos su įtemptos juostos įtempimais. RTM dviejų ir daugiau elementų jungimas apsunkina technologinių klaidų įvertinimą kinematinio tikslumo skaičiavimuose, nes vienodai galimi tiek paklaidų sumavimas, tiek jų tarpusavio kompensacija.

Prasminiai žodžiai: rolamaito tipo mechanizmai, paklaidos, ritinėlis, juosta.

[teikta 2011-06-07