

LATVIJAS LAUKSAIMNIECĪBAS UNIVERSITĀTE  
TEHNISKĀ FAKULTĀTE  
MEHĀNIKAS INSTITŪTS  
LATVIA UNIVERSITY OF AGRICULTURE  
FACULTY OF ENGINEERING  
INSTITUTE OF MECHANICS

Mg.sc.ing. **Emīls Pudāns**

# **KONVEIJERU KĒDES AR RITES BERZES ŠARNĪRIEM PĒTĪJUMI**

## **RESEARCH OF ROLLING FRICTION HINGED CONVEYOR CHAINS**

**Promocijas darba  
KOPSAVILKUMS**

Dr.sc.ing. zinātniskā grāda iegūšanai

**Promotion paper  
SUMMARY**

For acquiring Doctor's degree in Engineering sciences

Promocijas darba izstrādi līdzfinansējis  
Eiropas Savienības Sociālais fonds



IEGULDĪJUMS TAVĀ NĀKOTNĒ

**Jelgava  
2012**



## Saturs

Pētījumu aktualitāte .....	5
Pētījumu hipotēze, mērķis un uzdevumi .....	6
Darba zinātniskās novitātes .....	6
Zinātniskā darba aprobācija .....	7
1. Teorētiskie pētījumi .....	9
1.1. Rites berzes šarnīru ķēdes konstrukcija.....	10
1.2. Rites berzes šarnīra galveno ģeometrisku parametru noteikšana ...	11
1.3. Ķēdes detaļu rites procesa pētījumi .....	17
1.3.1. Rite šarnīrā, ja asītes darbīgās virsmas ir plakanas .....	17
1.3.2. Rite šarnīrā, ja asītes darbīgās virsmas ir iedobtas.....	20
1.4. Asišu sašķiebe vertikālā plaknē.....	22
1.5. Asišu un plāksnīšu stiprības pārbaude.....	26
1.6. Ķēdes sazobes ar zvaigznītēm pētījumi.....	28
1.6.1. Izjaucamas konveijera ķēdes ar slīdes berzes šarnīriem darbības pētījumi .....	28
1.6.2. Izjaucamas konveijera ķēdes ar rites berzes šarnīriem darbības pētījumi .....	31
2. Eksperimentālie pētījumi .....	32
2.1. Eksperimentu stendi .....	32
2.1.1. Slēgta ķēdes kontūra eksperimentu stends.....	32
2.1.2. Stends forsētu ķēdes pētījumu veikšanai.....	33
2.2. Pētījumu metodika.....	34
2.3. Eksperimentu rezultāti.....	35
Secinājumi un ieteikumi .....	38
Izmantotie informācijas avoti .....	60

# Content

Topicality of the research .....	41
Hypothesis, objective and aims .....	42
Scientific innovations of the research .....	42
Approbation of the research.....	43
1. Theoretical research.....	45
1.1 Design of the rolling friction hinge chains .....	46
1.2. Determining the basic main geometrical parameters of a rolling friction hinge .....	46
1.3. Research on the process of chain parts' rolling .....	49
1.3.1. Rolling process in a hinge with plain effective areas of the roller.....	49
1.3.2. Rolling process in a hinge with cavitious effective areas of the roller .....	51
1.4. Roller warp within the vertical plane .....	52
1.5. Checking the strength of the rollers and plates.....	53
1.6. Research on sprocket chain gearing .....	54
1.6.1. Research on the performance of dismountable conveyor chains with sliding friction hinges .....	54
1.6.2. Research on the performance of dismountable conveyor chains with rolling friction hinges.....	55
2. Experimental research .....	56
2.1. Experiment benches .....	56
2.1.1. Closed chain loop experiment bench .....	56
2.1.2. Forced chain research bench .....	57
2.2. Methods of research .....	57
2.3. Results of the experiments .....	58
Deductions and suggestions.....	58
References .....	60

## Pētījumu aktualitāte

Daudzās tautsaimniecības nozarēs, tai skaitā arī lauksaimniecībā, tiek izmantoti ķēdes konveijeri (piemēram, lopu fermās, kaltēs, graudu transportēšanai u.c.), kas ļauj mehanizēt un automatizēt ražošanas procesus.

Pašreiz visās standartizētajās konveijeru ķēdēs lieto slīdes berzes šarnīrus. Ievērojot to, ka ķēdes ražo masveidīgi, tad ideja par rites berzes ieviešanu ķēdes šarnīros var tikt uzskatīta par mūsdienīgu un aktuālu problēmu ķēdes drošuma un darbmūža kāpināšanai.

Konveijeros lieto dažādu standartizētu un nestandardizētu konstrukciju vilkmes ķēdes. Ķēdes atšķiras ar darbmūžu, ekspluatācijas drošumu, svaru un izmaksām. Pieprasījums pēc vilkmes ķēdēm ir liels. Šajā sakarībā liela nozīme jāpiešķir ķēžu drošuma un darbmūža kāpināšanai, kā arī izmaksu un metālietilpības samazināšanai.

No visu veidu ķēdēm vilkmes ķēdes sastāda apmēram 35%. Visvairāk lieto plāksnīšu ķēdes, metinātās un izjaucamās ķēdes.

Zinātnieku galvenā vērtība veļta ķēdes pārvadu un konveijeru ķēdes iekārtu teorijai, kas saistās ar sažobes, kinemātikas, dinamikas, stiprības un nodilumizturības jautājumiem.

Pašreiz, piemēram, kūtsmēsļu transportieri (TCH – 160, kopš 1977. g.) pārsvarā apgādāti ar kalibrētu, termiski apstrādātu apaļlocekļu metināto ķēdi (kalibrs

16 mm, solis 80 mm, [1]), kuru izgatavo tikai specializētajās rūpnīcās.

Mazāk pētīta principiāli jaunu ķēdes iekārtu konstrukciju izveide. Visos gadījumos, ja pieļauj konstrukcija, punkta kontakts jānomaina ar līnijas kontaktu, līnijas – ar virsmas kontaktu, slīdes berze ar rites berzi.

Darbmūža palielināšanas pasākumi sadārdzina konstrukciju, jo jāizmanto kvalitatīvi materiāli, jauni tehnoloģiski procesi, nepieciešami papildus kapitālieguldījumi u.c. Tomēr, lai palētinātu mašīnu, nav jāžēlo līdzekļi tādu detaļu pētījumiem un izgatavošanai, kuras nosaka mašīnas darbmūžu un drošumu.

Liela nozīme ir jaunu perspektīvu ķēdes konstrukciju izstrādei ar jaunām, ievērojami augstākām ekspluatācijas īpašībām. Perspektīvas dažās nozarēs (piemēram, lauksaimniecības mašīnbūvē) ir izjaucamas plāksnīšu ķēdes, kuru konstrukcija un izgatavošana ir vienkārša. Nodrošinot šādu ķēžu pietiekošu darbmūžu, tās var kļūt sevišķi izdevīgas.

Konveijeru ķēžu pētījumi galvenokārt saistās ar materiālu izvēli, detaļu termisko apstrādi un citiem nozīmīgiem faktoriem, bet slīdes berzes šarnīri palikuši gandrīz bez ievēribas.

Rites berzes šarnīru izmantošana vilkmes (konveijeru) ķēdēs nav konstatēta. Visās standartizētās konveijeru ķēdēs lieto slīdes berzes šarnīrus. To varētu

izskaidrot ar tehniskām grūtībām realizēt šarnīrā riti pie liela plāksnīšu savstarpējā pagriezienu leņķa, kas ir raksturīgi šādās ķēdēs.

Ievērojot to, ka ķēdes ražo masveidīgi, tad ideja par rites berzes ieviešanu ķēdes šarnīros var tikt uzskatīta par mūsdienīgu un aktuālu problēmu.

## **Pētījumu hipotēze, mērķis un uzdevumi**

### **Pētījumu hipotēze**

Ir pamats uzskatīt, ka konveijeru ķēdēs iespējams aizstāt slīdes berzi ar rites berzi, kas var būtiski uzlabot ķēdes nodilumizturību.

### **Zinātniskā darba mērķis**

Izstrādāt jaunas konstrukcijas konveijera ķēdi, nomainot slīdes berzes šarnīrus ar rites berzes šarnīriem, kā arī pierādīt šādas ķēdes darbību un ekonomisko efektivitāti.

### **Pētījumu uzdevumi**

1. Izstrādāt izjaucamas plāksnīšu konveijera ķēdes konstrukciju ar rites berzes šarnīriem.
2. Teorētiski pamatot rites berzes šarnīra konstruktīvos parametrus:
  - 2.1. šarnīra detaļu darbīgo virsmu izmēru noteikšanu;
  - 2.2. asītes raksturīgo punktu trajektorijas;
  - 2.3. ķēdes soļa izmaiņu;
  - 2.4. šarnīra detaļu rites procesu;
  - 2.5. asīšu vertikālā novietojuma novirzes cēloņus.
3. Teorētiski izpētīt ķēdes sažobi ar zvaigznītēm..
4. Eksperimentāli pārbaudīt jaunās un tradicionālās (ar slīdes berzes šarnīriem) ķēdes nodilumizturību.

## **Darba zinātniskās novitātes**

Promocijas darba zinātniskā novitāte ir saistīta ar sekojošu jautājumu izpēti:

1. Izstrādāta izjaucama rites berzes šarnīru konveijera plāksnīšu ķēdes konstrukcija ar vienaspusīgu ķēdes posmu pagriezienu. Ķēdes konstrukciju īpatnības atspoguļotas 4 patentos un vienā patenta pieteikumā.
2. Teorētiski pamatota rites berzes šarnīra galveno ģeometrisko parametru noteikšana. Pie rites berzes šarnīra ģeometriskajiem parametriem pieder plāksnītes un asītes darbīgo virsmu rādiusi, asītes cilindriskās daļas diametrs,

asītes biežums vidusšķēlumā, asītes pagrieziena leņķis un asītes raksturīgo punktu trajektorijas.

3. Veikti ķēdes detaļu rites procesa teorētiskie pētījumi un iegūtas sakarības ķēdes soļa izmaiņai pagriežoties ķēdes posmiem. Šeit aplūkoti 2 gadījumi – ja asītes darbīgās virsmas ir plakanas un ja asītes darbīgās virsmas ir iedobtas.

4. Veikti teorētiskie pētījumi par ķēdes asišu sašķiebi vertikālajā plaknē. Noskaidroti asītes sašķiebes cēloņi un sekas.

5. Veikti izjaucamas konveijeru ķēdes sazobes ar zvaigznīti teorētiskie pētījumi. Salīdzināti divi ķēdes konstruktīvie gadījumi: ar slīdes berzes šarnīriem un rites berzes šarnīriem.

## Zinātniskā darba aprobācija

Pētījumi veikti laika posmā no 2008. gada līdz 2012. gadam Latvijas Lauksaimniecības universitātes Tehniskās fakultātes Mehānikas institūtā.

Promocijas darba pētījumu rezultāti atspoguļoti 6 zinātniskajos rakstos, kuri publicēti vispārāztītos recenzējamos izdevumos. Par rezultātiem ziņots 5 starptautiskās zinātniskās konferencēs, kuras notika Latvijā un Krievijā.

### Publikācijas vispārāztītos recenzējamos izdevumos.

1. G. Uzklings, E. Pudans (2011) Исследование разборной тяговой цепи ц шарнирами трения качения. **In:** *Проблѣмы современных технологий изготовления и надежности передач с гибкой связью*, Международная научно - техническая конференция. Proceedings 19-21.12.2011, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Терхополь, Украина. p. 32.
2. Узклингс Г. А., Пуданс Е. П. (2011) Исследование зацепления тяговой цепи с шарнирами трения качения со звездочкой. **In:** *Фундаментальные и прикладные исследования, разработка и применение высоких технологий в промышленности*, 12 международная научно-практическая конференция. Proceedings " 8-10 декабря 2011. г. Институт прикладных исследований и технологий, Санкт-Петербург, Россия. p. 296
3. G. Uzklings, E. Pudans (2010) Researches of dismountable slide friction pivot operation for conveyor chain. **In:** *Engineering for Rural Development*. 10<sup>th</sup> International Scientific Conference. Proceedings May 26.-27.2011. Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Jelgava. p. 476. – 479.
4. Узклингс Г. А., Пуданс Е. П. (2010) Исследование изменения наклона осей в вертикальной плоскости тяговой разборной цепи. **In:** *Исследование, разработка и применение высоких технологий в*

*промышленности*, Десятая международная научно - практическая конференция. Proceedings 09-11 декабря 2010. Институт прикладных исследований и технологий, Россия, Санкт-Петербург, p. 293. – 301.

5. E. Pudans, G. Uzklingsis (2010) Changes Of Rolling Friction Link Chain Step In Link Turning. **In: *Engineering for Rural Development: 9<sup>th</sup> International Scientific Conference***. Proceedings May 27.-28. 2010. – Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Jelgava. p. 280. – 284.
6. Guntars Uzklingsis, Emils Pudans (2009) Determination of Rolling Friction Link Chain geometrical and Kinematic Parameters. **In: *Engineering for Rural Development: 8th International Scientific Conference***. Proceedings May 28. – 29. 2009. Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Jelgava. p. 86.-92.

### **Uzstāšanās starptautiskās zinātniskās konferencēs.**

1. Исследование зацепления тяговой цепи с шарнирами трения качения со звездочкой. *Фундаментальные и прикладные исследования, разработка и применение высоких технологий в промышленности*, 12 международная научно-практическая конференция. 8-10. 12. 2011. Санкт-Петербург, Россия.
2. Researches of dismountable slide friction pivot operation for conveyor chain. *Engineering for Rural Development*. 10<sup>th</sup> International Scientific Conference. May 26.-27.2011. Jelgava, Latvia.
3. Исследование изменения наклона осей в вертикальной плоскости тяговой разборной цепи. *Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности*. Десятая международная научно - практическая конференция. 09-11. 12. 2010. Санкт-Петербург, Россия.
4. Changes Of Rolling Friction Link Chain Step In Link Turning. *Engineering for Rural Development*. 9<sup>th</sup> International Scientific Conference. May 27.-28. 2010. Jelgava, Latvia
5. Determination of Rolling Friction Link Chain geometrical and Kinematic Parameters. *Engineering for Rural Development*. 8th International Scientific Conference. May 28. – 29. 2009. Jelgava, Latvia.

### **Patenti.**

1. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem un posmu vienpusīgu pagriezienu, pieņemts izskatīšanā ar Nr. P-12-06. (prioritātes datums 11.01.2012.).
2. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama dakšveida posmu konveijeru ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 14309 B. F16H13/00,

- 20.04.2011. Patenti un preču zīmes. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 4, 2011. 490. lpp.
3. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 13914 B. F16G13/00, 20.06.2009. Patenti un preču zīmes. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 6, 2009. 857 - 858. lpp.
  4. E. Pudāns, G. Uzklīņģis. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 13935 B. F16G13/00, 20.05.2009. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 5, 2009. 715 - 716. lpp.
  5. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 13694 B. F16G13/00, 20.04.2008. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 4, 2008. 404. lpp.

### **Citas aktivitātes.**

1. Dalība Latvijas Izgudrojumu izstādē, 4.11.2011. Rīga, Latvija.
2. Informācija par jaunas konstrukcijas izjaucamas plāksnīšu ķēdes izstrādi nodota Latvijas Tehnoloģiskajam Centram.

## **1. Teorētiskie pētījumi**

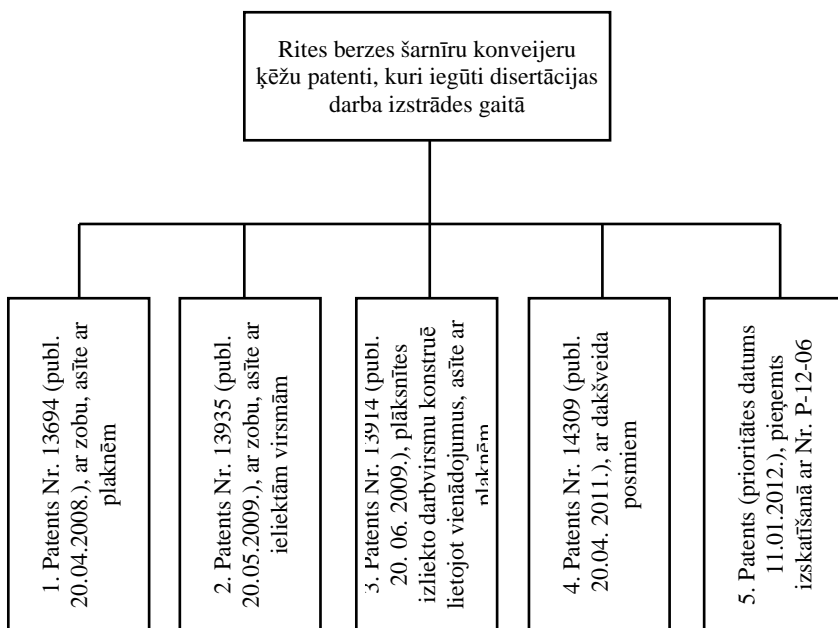
Teorētiskie pētījumi izriet no disertācijas darba pirmajā nodaļā izvirzītajiem darba uzdevumiem. Teorētiskie pētījumi ir atspoguļoti 2 nodaļās.

Teorētisko pētījumu pirmajā nodaļā aplūkota izstrādātā rites berzes šarnīru ķēdes konstrukcija. Izstrādāta rites berzes šarnīra galveno ģeometrisko parametru noteikšanas metodika, kura ietver ķēdes plāksnītes un asītes darbīgo virsmu rādius, asītes cilindriskās daļas diametra, asītes izmēru, asītes pagrieziena leņķa, asītes raksturīgo punktu trajektorijas noteikšanu. Veikti ķēdes detaļu rites procesa pētījumi diviem gadījumiem – ja asītes darbīgās virsmas ir plakanas un iedobtas. Pētīta asīšu sašķiebe vertikālajā plaknē – noskaidroti asītes sašķiebes cēloņi un sekas. Nodaļa noslēgta ar asīšu un plāksnīšu stiprības pārbaudes aprēķina metodikas izstrādi.

Teorētisko pētījumu otrā nodaļa veltīta ķēdes sazobes ar zvaigznīti pētījumiem. Pētījums veikts 2 gadījumiem – konveijeru ķēdei ar slīdes berzes šarnīriem un konveijeru ķēdei ar rites berzes šarnīriem. Pētījumā apskatīti spēki, kas darbojas ķēdes šarnīrā un spēki starp ķēdes zvaigznīti un asīti un to ietekme uz ķēdes šarnīra darbību.

## 1.1. Rites berzes šarnīru ķēdes konstrukcija

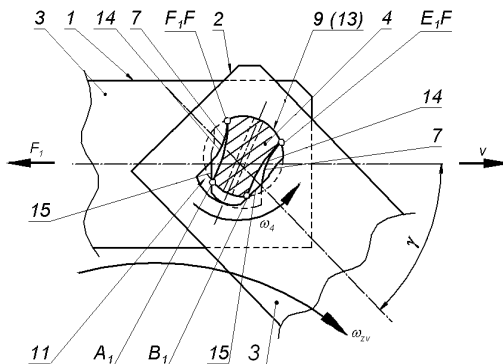
Izstrādātās Izjaucamās plāksnīšu rites berzes šarnīru ķēdes konstrukcijas īpatnības atspoguļotas četros patentos un viena patenta pieteikumā (1. att.). Visas konstrukcijas ir ar ķēdes posmu vienpusīgu pagriezienu. Šāda ķēde ir derīga, ja konveijera visas ķēdes zvaigznītes ir novietotas ķēdes kontūram tikai vienā pusē. Tāds variants ir praksē biežāk sastopams. Ķēdes ar posmu divpusīgu pagriezienu šarnīros trūkums ir tas, ka konveijera ķēdes taisnajos posmos rodas divpusīgas posmu svārstības no transportējamā materiāla pretestības spēkiem, no rausēju konsolveida piestiprinājuma ķēdei un no ķēdes nevienmērīgas gaitas. Tas izraisa detaļu papildus nodilumu un veicina darbīgo virsmu materiāla nogurumu. Turklāt šādas ķēdes konstrukcijas plāksnīšu platumam jābūt lielākam (palielinās metālietilpība), lai plāksnītes simetrijas ass abās pusēs izveidotajā figurālā caurumā izvietotu izliektu cilindrisku darbīgo virsmu ar iespējami lielāku rādiusu.



1. att. Izjaucamu plāksnīšu ķēžu, ar rites berzes šarnīriem, patenti

*Fig. 1. Patents for dismountable plate chains with rolling friction hinges*

Ja konveijera kontūrā ķēdes zvaigznītes izvietotas tikai vienā pusē, tad nav nepieciešama ķēdes posmu pagriešanās, attiecībā pret plāksnītes garenasi, uz abām pusēm (2. att.). Šāda plāksnīšu konstrukcija ļauj palielināt plāksnītes darbīgās virsmas liekuma rādiusu un līdz ar to samazināt kontaktspriegumus šarnīrā un kāpināt ķēdes darbmūžu.



2. att. **Ķēdes elementu stāvoklis posmiem pagriežoties uz zvaigznītes:**

1 – ķēdes iekšējais posms; 2 – ķēdes ārējais posms; 3 – ķēdes plāksnīte; 4 – ķēdes asīte; 7 – asītes iedobtais loks; 9 – asītes loks; 11 – plāksnītes figurālais caurums; 13 – plāksnītes figurālā cauruma lokveida posms; 15 – plāksnītes figurālā cauruma taisnais posms; F – plāksnītes figurālā cauruma raksturīgie punkti;  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $E_1$  un  $F_1$  – asītes raksturīgie punkti

*Fig. 2. Position of the chain elements, links being turned on a sprocket:*

1 – inner link of the chain; 2 – outer link of the chain; 3 – chain plate; 4 – chain roller; 7 – concave arc of the roller; 9 – arc of the roller; 11 – figured aperture of the plate; 13 – arched link of the plate's figured aperture; 15 – straight link of the plate's figured aperture; F – feature points of the plate's figured aperture;  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $E_1$  and  $F_1$  – roller feature points.

## 1.2. Rites berzes šarnīra galveno ģeometrisko parametru noteikšana

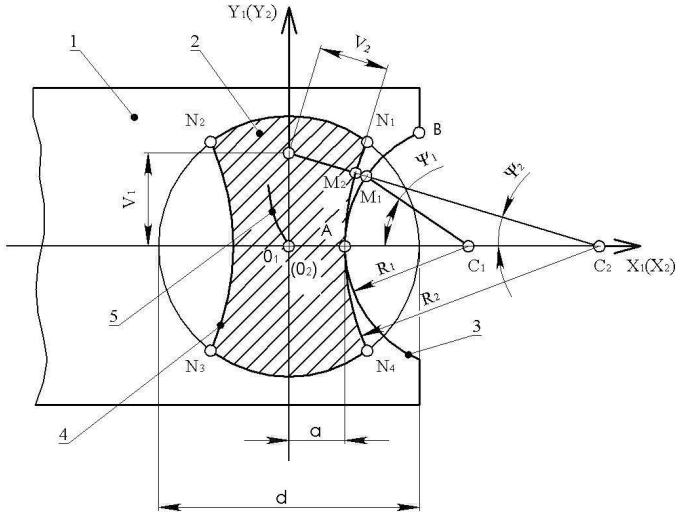
Pie rites berzes šarnīra ģeometriskajiem parametriem pieder plāksnītes un asītes darbīgo virsmu rādiusi, asītes cilindriskās daļas diametrs, asītes biezums vidusšķēlumā, asītes pagrieziņa leņķis, asītes raksturīgo punktu trajektorija.

Turpmāk izklāstīti izjaucamas plāksnīšu ķēdes šarnīra teorētiskie pētījumi, ja rites berze veidojas starp plāksnītes 1 izliektu virsmu 3 un asītes 2 ieliektu virsmu 4 (3. att.). Plāksnītes 1 darbīgās virsmas rādiuss ir  $R_1$ , bet asītei 2 –  $R_2$ . Šādā šarnīrā pagriežoties plāksnītēm, rodas rites berze un samazinās kontakta spriegumi.

Asītei 2 veļoties bez slīdes pa plāksnītes darbīgo virsmu loki  $AM_1$  un  $AM_2$  būs vienādi (3. att.);

$$\text{vai } R_1 \Psi_1 = R_2 \Psi_2, \quad (1)$$

kur  $R_1$  un  $R_2$  – plāksnītes un asītes darbīgās virsmas radiusi,  $\Psi_1$  un  $\Psi_2$  – lokiem  $AM_1$  un  $AM_2$  atbilstošie leņķi.



3. att. Šarnīra detaļu stāvoklis ķēdes taisnvirziena kustībā:

1 – plāksnīte; 2 – asīte; 3 – plāksnītes izliektā darbīgā virsma; 4 – asītes ieliektā darbīgā virsma; 5 – asītes centra  $O_2$  kustības trajektorija

Fig. 3. Positions of the hinge's components during the rectilinear movement of the chain:

1 – plate; 2 – roller; 3 – salient effective area of the plate; 4 – concave effective area of the roller; 5 – roller centre  $O_2$  movement trajectory

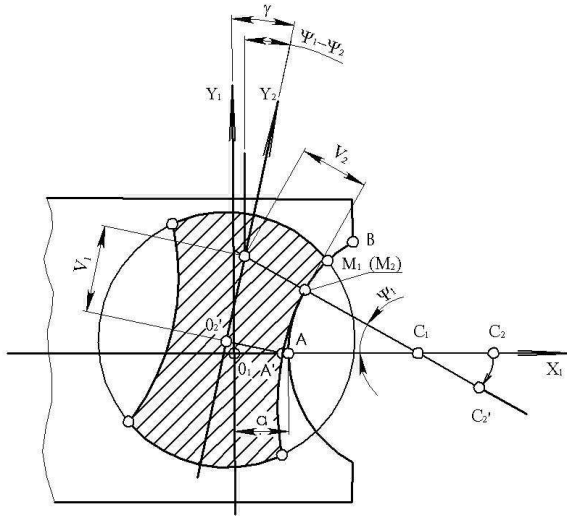
Asītei pagriežoties līdz stāvoklim, kad punkti  $M_1$  un  $M_2$  (4. att.) sakrīt, tad asītes pagrieziens leņķis  $\gamma$  būs:

$$\gamma = \Psi_1 \frac{R_2 - R_1}{R_2}. \quad (2)$$

Robežstāvoklī, kad kontakta punkts  $M_i$  sakrīt ar punktu B (4. att.), asītes pagrieziens leņķis būs vienāds ar ķēdes locekļu maksimālā pagrieziens leņķa  $\varphi_{max}$  pusi:

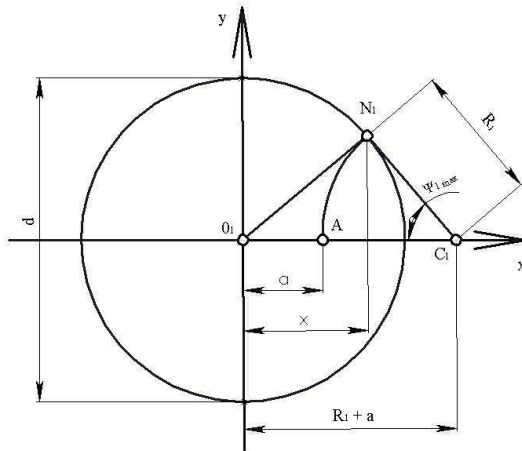
$$\gamma_{max} = \frac{\varphi_{max}}{2} = \frac{\pi}{z}, \quad (3)$$

kur  $z$  – zvaigznītes zobu skaits.



4. att. Šarnīra detaļu stāvoklis posmu pagriezienā  
 Fig. 4: Positions of the hinge's components during the rotation of links

Asītes un plāksnītes kontakta punkta  $N_1$  koordināti  $x$  pie leņķa  $\gamma = \gamma_{\max}$  un atbilstošo leņķi  $\Psi_{1 \max}$  (5. att.):



5. att. Leņķa  $\Psi_{1 \max}$  noteikšana  
 Fig. 5. Determination of angle  $\Psi_{1 \max}$

$$x = \frac{0,25d^2 + a(a + 2R_1)}{2(a + R_1)}; \quad (4)$$

$$\Psi_{I \max} = \arccos \frac{a + R_1 - x}{R_1} = \arccos \left[ 1 - \frac{0,25d^2 - a^2}{2R_1(R_1 + a)} \right], \quad (5)$$

kur  $a$  – asītes „biezuma” puse vidusšķēlumā,  
 $d$  – asītes cilindriskās daļas diametrs.

Ievietojot izteiksmi (3) izteiksmē (2) un ievērtējot (5) iegūsim šarnīra galveno ģeometrisko parametru un leņķa  $\varphi_{\max}$  sakarību:

$$R_2 = R_1 \frac{\arccos \left[ 1 - \frac{0,25d^2 - a^2}{2R_1(R_1 + a)} \right]}{\arccos \left[ 1 - \frac{0,25d^2 - a^2}{2R_1(R_1 + a)} \right] - \frac{\pi}{z}}. \quad (6)$$

Tā, ka izteiksmē (6) saucējam jābūt lielākam vai vienādam ar nulli, tad  $R_1 < R_{1 \max}$ , kur  $R_{1 \max}$  izsakāms ar vienādojumu:

$$R_{1 \max} = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 2 \frac{0,25d^2 - a^2}{1 - \cos\left(\frac{\pi}{z}\right)}}}{2}. \quad (7)$$

Kontakta punkta  $M_1$  koordinātes (3. att.):

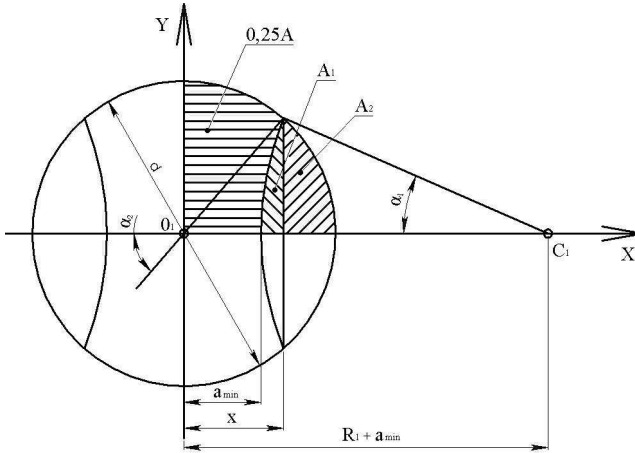
$$X_{M_1} = a + R_1 - R_1 \cos \Psi_I,$$

kur  $Y_{M_1} = R_1 \sin \Psi_I$ ;

Tad:

$$X_{M_1} = a + R_1 - R_1 \cos \left( \frac{R_2}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2} \right); \quad (8)$$

$$Y_{M_1} = R_1 \sin \left( \frac{R_2}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2} \right). \quad (9)$$



6. att. Ķēdes asītes vidusšķēluma puses izmēra  $a_{min}$  noteikšana  
 Fig. 6. Determination of the chain roller cross-section half size  $a_{min}$

Asīti aprēķina cirpē. Bīstamais šķēlums ir  $2 a_{min}$  (6. att.).  
 Izsakam laukumus  $A_1$  un  $A_2$ :

$$A = \frac{\pi d^2}{4};$$

$$A_1 = \frac{R_1}{2} (\alpha_1 R_1 - (a_{min} + R_1 - x) \sin \alpha_1);$$

$$A_2 = \frac{d}{4} \left( \frac{\alpha_2 d}{2} - x \sin \alpha_2 \right).$$

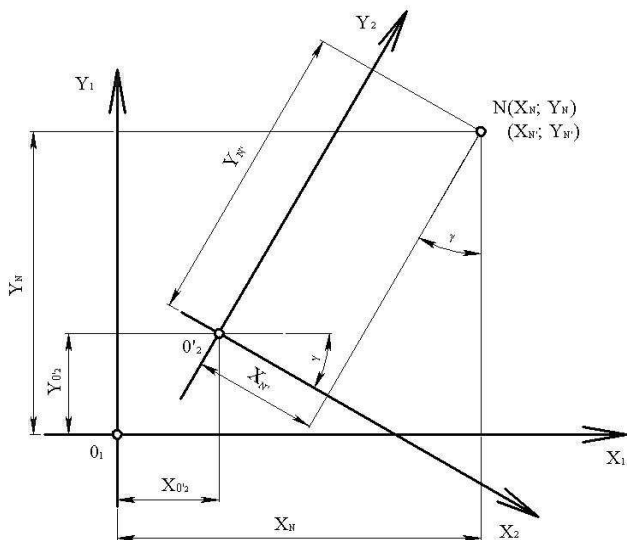
Ja dots  $R_1$ , tad vienādojums, kas ietver  $a_{min}$  būs:

$$\frac{\pi d^2}{4} - 4(A_1 + A_2) = \frac{F}{[\tau_c]}, \quad (10)$$

kur  $F$  – ķēdes sastiepuma spēks, N;

$[\tau_c]$  – asītes materiāla pieļaujamie cirpes spriegumi,  $\text{N/mm}^2$ .

Lai konstatētu plāksnītes fasonformas cauruma darbīgo daļu, tad jānosaka asītes raksturīgo punktu (7. att.) kustības trajektoriju koordinātes.



7. att. Kēdes asītes raksturīgo punktu kustības trajektorijas koordinātu noteikšana

Fig. 7. Determination of the roller feature point movement trajectory coordinates

$$\left. \begin{aligned} X_{Ni} &= X_{0'2} + X_{Ni'} \cos \gamma + Y_{Ni'} \sin \gamma \\ Y_{Ni} &= Y_{0'2} - X_{Ni'} \sin \gamma + Y_{Ni'} \cos \gamma \end{aligned} \right\}; \quad (11)$$

#### Rītes berzes šarnīra detaļu parametru nosaka šādā secībā:

1. Risinot kopā vienādojumus (7) un (10) nosaka izmērus  $a_{\min}$  un  $R_{1 \max}$ ;
2. Pieņem  $R_1 < R_{1 \max}$  un atkal no vienādojuma (10) izsaka  $a$ ;
3. No vienādojuma (6) nosaka rādus  $R_2$ ;
4. Zinot  $a$ ,  $R_1$  un  $R_2$  pārbauda kontaktilgizturības spriegumus salāgojumā asīte - plāksnīte ( $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ );
5. Nosaka asītes raksturīgo punktu  $N_i$  trajektoriju koordinātes pēc (11);
6. Pārlicinās vai šarnīrā rīte norisināsies bez slīdes.

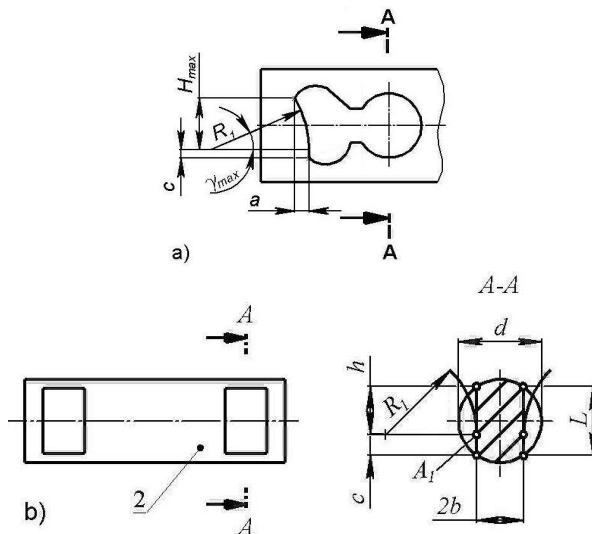
Pieņemot dažādas rādiusa  $R_l$  skaitliskās vērtības ( $R_l < R_{1 \max}$ ), nosaka šarnīra optimālos parametru.

### 1.3. Ķēdes detaļu rites procesa pētījumi

#### 1.3.1. Rite šarnīrā, ja asītes darbīgās virsmas ir plakanas

Lai izveidotu darbaspējīgu ķēdi ar rites berzes šarnīriem, nepieciešams teorētiski izpētīt ķēdes soļa izmaiņu ķēdes sazobes procesā ar zvaigznīti. 8. un 9. attēlā parādīts ķēdes soļa izmaiņas process.

Ķēdes solis ir atstatums starp blakus esošo asīšu centriem. Asītes plaknes darbīgās virsmas garums (8. att., b)



8. att. Rites berzes šarnīra konstruktīvie izmēri:

a – plāksnīte; b – asīte

Fig. 8: Constructive dimensions of a rolling friction hinge:

a – plate; b – roller

Katras plāksnītes maksimālais pagrieziens leņķis ķēdes sazobes procesā:

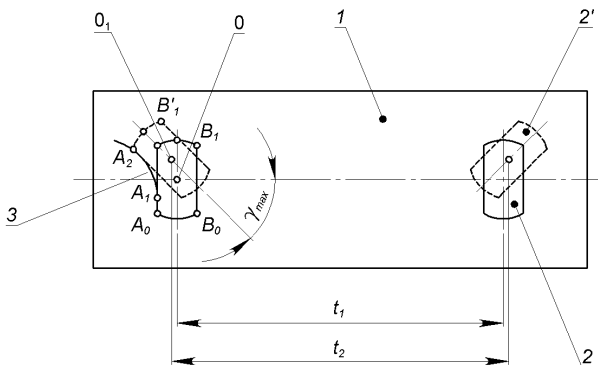
$$\gamma_{max} = \frac{180^0 m}{z}, \quad (12)$$

kur  $m$  – zvaigznītes gājienu skaits;

$z$  – zvaigznītes zobu skaits.

Kā redzams (9. att.), rites šarnīru ķēdes solis izmainās ( $\Delta t = t_2 - t_1$ ) ķēdes posmiem ieejot un izejot no sazobes ar ķēdes zvaigznīti un ir atkarīgs no leņķa

$\gamma$ , t.i. no zvaigznītes zobu skaita. Tas notiek asišu plaknēm ritot pa plāksnītes cilindrisko darbīgo virsmu. Ķēdes soļa maiņa jāņem vērā organizējot ķēdes sazobi ar zvaigznītes zobiem, kā arī ietekmē ķēdes detaļu un zvaigznītes zobu darbīgo virsmu nodilumu



9. att. Rītes šarnīra darbības shēma:

1 – plāksnīte; 2 – asīte; 2' – asītes stāvoklis pēc tās pagriešana par leņķi  $\gamma$ ;  
3 – plāksnītes darbīgā kontakta līnija (balstvirsmā); 4 – asītes plakne

*Fig. 9. Operational layout of a rolling friction hinge:*

1 – plate; 2 – roller; 2' – position of the roller after turning by angle  $\gamma$ ;  
3 – the effective contact line of the plate (bearing surface); 4 – roller plane

Atstatums starp detaļu rītes sākotnējo un beigu punktu (9. att.):

$$a = H_{max}tg \frac{\gamma_{max}}{2} = R_1(1 - \cos\gamma_{max}), \quad (13)$$

kur  $H_{max} = R_1 \sin\gamma_{max}$  - rītes maksimālais augstums (7. att. a).

Turpmāk precizēsīm ķēdes soļa izmaiņas metodiku. Vienpusīga ķēdes posmu pagriezienu rītes šarnīra kinemātiskā shēma parādīta 10. att.

Šeit aplūkots gadījums, kad pa plāksnītes darbīgo izliekto virsmu (rādiuss  $R_1$ ), pagriežoties plāksnītei, veļas asītes taisnā darbīgā virsmā ( $R_2 = 0$ ).

Ķēdes soļa  $t$  izmaiņa:

$$\Delta t = 2(R_1 + b - R_1 \cos\gamma - l). \quad (14)$$

Plāksnītes darbīgās virsmas rādiusu  $R_1$  un pusi no asītes šķērsriezuma izmēra  $b$  nosaka kinemātiskais un stiprības aprēķins.

Izmēru  $l$  izsaka šādi:

$$l = O'_1 A_2 \cos\gamma_1,$$

kur  $\gamma_1 = \gamma - (90^\circ - \delta) = 90^\circ - \delta - \gamma$ .



### 1.3.2. Rite ķēdes šarnīrā, ja asītes darbīgās virsmas ir iedobtas

Rites berzes šarnīru īpatnība ir tā, ka ķēdes posmu pagriezienā solis nepaliek konstants, bet nedaudz mainās. Lai varētu analizēt ķēdes soļa izmaiņu atkarībā no rādiusu  $R_1$  un  $R_2$  skaitliskā lieluma, tad nepieciešams noteikt asītes centra  $O_2$  kustības trajektorijas koordinātes.

$$X_{O_2} = a + R_1 - (R_1 + V_2) \cos\left(\frac{R_2}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2}\right) - V_1 \sin \frac{\varphi}{2}; \quad (18)$$

$$Y_{O_2} = (R_1 + V_2) \sin\left(\frac{R_2}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2}\right) - V_1 \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (19)$$

Sākumstāvoklī (11. att.), kas atbilst ķēdes taisnvirziena kustībai, rezultējošais spēks  $F$  iet caur plāksnītes 1 ieliektās virsmas 3 rādiusa  $R_1$  un asītes 2 ieliektās virsmas 4 rādiusa  $R_2$  centriem.

Pieņemam, ka asīte 2 ir nekustīga. No zvaigznītes zoba uz asīti 2 pārnēs spēku  $F$ . Plāksnītēm pagriežoties uz zvaigznītes par kādu mazu leņķi  $\gamma$  plāksnītes 1 darbīgās daļas 3 un asītes 2 darbīgās daļas 4 kontakta punkta  $M_1$  ar rīti pārvietosies pa loku  $M_1M_2$ , plāksnītes 1 darbīgā daļa 3 nonāks stāvoklī 1'. Pie tam spēka  $F$  darbības līnija pēc pagrieziņa ar taisni  $OM_2$  veidos leņķi  $\beta_1$ .

Rites berzes šarnīrā realizēsies tik ilgi, kamēr berzes spēks  $F_f$  starp asītes 2 un plāksnītes 1 darbīgajām virsmām 3 un 4 būs lielāks par ķēdes spēka  $F$  projekciju  $F \sin \beta_1$ :

$$F_f \geq F \sin \beta_1; \quad fF \cos \beta_1 \geq F \sin \beta_1, \quad (20)$$

kur  $f$  – slīdes berzes koeficients starp asīti un plāksnīti;

$\beta_1$  – koordinātu sistēmas  $XO_1Y$  pagrieziņa leņķis.

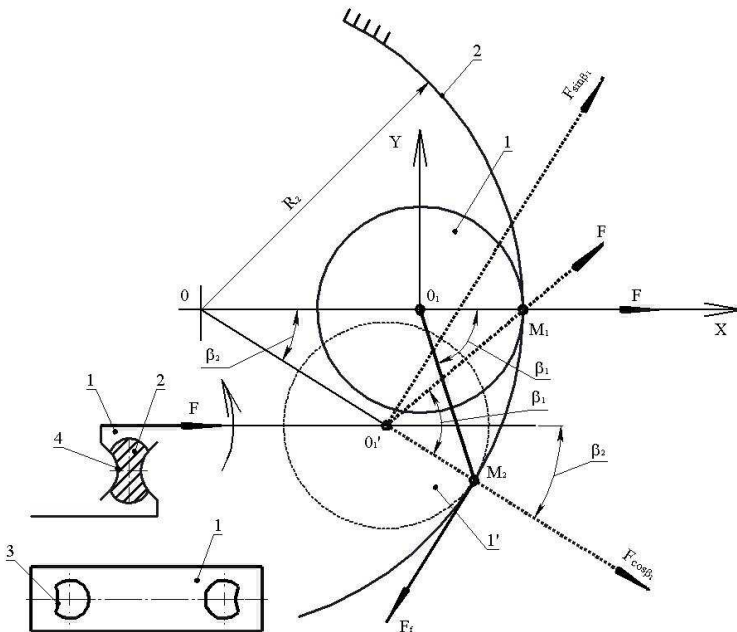
Kā redzams no 11. att. plāksnīšu pagrieziņa leņķi  $\gamma$  var izteikt šādi:

$$\gamma = \beta_1 - \beta_2 = \beta_2 \left(\frac{R_2}{R_1} - 1\right) = \beta_1 \frac{R_1}{R_2} \left(\frac{R_2}{R_1} - 1\right) = \beta_1 \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) = \arctg f \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right). \quad (21)$$

No (21) var secināt, ka, ja asīte ir nekustīga, tad rites berze ir iespējama tikai par plāksnīšu pagrieziņa leņķi, kas nepārsniedz berzes leņķi  $\beta_1$ .

Tātad pie lielu plāksnīšu pagrieziņa leņķa  $\gamma$ , kas ir raksturīgi ķēdes konveijeros, nedrīkst paļauties tikai uz pašbremzējošo efektu. Plāksnītei noslīdot pa asīti iespējama šarnīra ieķīlāšanās, kā arī slīdes berze rites berzes vietā. Tāpēc nosakot rites šarnīra kinemātiskos parametrus, jānodrošina rite

visos ķēdes darba režīmos, neatkarīgi no šarnīra darbīgo virsmu stāvokļa. Lai plāksnīte varētu netraucēti ritēt pa asītes darba virsmu, jā saglabā sprauga starp asīti un plāksnītes fasoncaurumu. Eksploataācijas procesā var nebūt pietiekošs ķēdes sastiepums (spēks  $F$ ), kā arī ietekmē transportējamais materiāls. Ķēdes šarnīrs droši var darboties tikai tad, kad šarnīra detaļu stāvoklis ir pareizs visos ķēdes iekārtas darba režīmos.



11. att. Rītes berzes šarnīra shēma:

1 – plāksnīte; 1' – plāksnītes otra stāvoklis; 2 - asīte; 3 – plāksnītes izliektā darbīgā virsma; 4 – asītes izliektā darbīgā virsma

*Fig. 11. Layout of the rolling friction hinge:*

*1 – plate; 1' – the second position of the plate; 2 - roller; 3 – salient effective surface of the plate; 4 – salient effective surface of the roller*

Šarnīra detaļu fiksāciju nodrošina divi faktori:

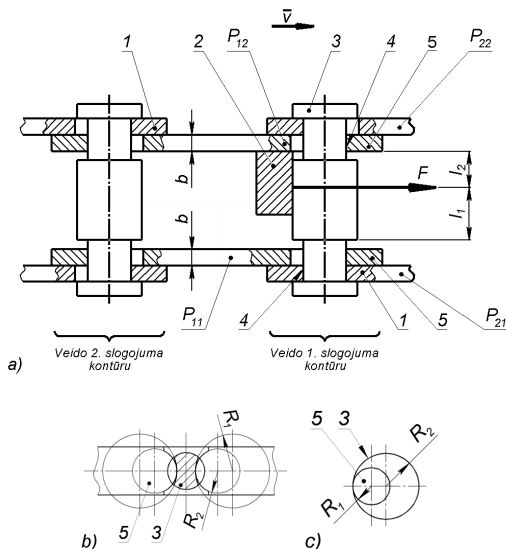
- berzes spēki šarnīrā (pašbremzēšanās efekts);
- plāksnītes fasoncauruma ģeometriskā forma.

Fasoncauruma formai ir jābūt tādai, lai plāksnītei jebkurā tās stāvoklī rastos balsts pret asīti, kas nepieļauj plāksnītes nobīdi. Izmantojot plāksnītes raksturīgo punktu  $N_i$  (5. att.) kustības trajektorijas, nosaka plāksnītes

fasoncauruma ģeometrisku formu, kura veido itkā vadotnes, nepieļaujot detaļu patvaļīgu nobīdi.

## 1.4. Asiņu sašķiebe vertikālā plaknē

Ķēdes asiņu novirze no vertikālā stāvokļa atkarīga no elastīgo pārvietojumu (deformāciju) atšķirības ķēdes augšējo un apakšējo šarnīru kontaktu punktos, ja slodze  $F$  pielikta nesimetriski (12. att.).



12. att. Cilindrisku salāgojumu veidošanās ritberzes ķēdes šarnīros:

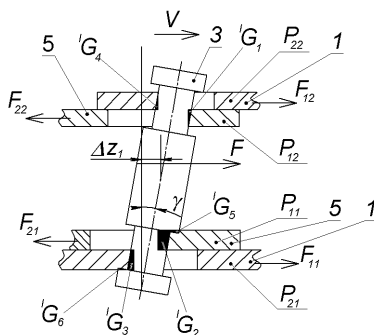
a – ķēdes detaļu novietojums; b – rites šarnīra reducēšana uz cilindrisku šarnīru;  
 c –  $R_1$  – plāksnītes izliektās darbīgās virsmas rādiuss;  $R_2$  – asītes ieliektās darbīgās virsmas rādiuss ( $R_1 < R_2$ ); 1 – ārējās plāksnītes; 2 – dzenošās zvaigznītes zobš; 3 – asiņe; 4 – cilindriskš savienojums 1 (starp iekšējo plāksnīti un asiņi); 5 – iekšējās plāksnītes; 6 – cilindriskš savienojums 2 (starp ārējo plāksnīti un asiņi)

*Fig. 12. Cylindrical conjugations within the rolling friction chain hinges:*  
 a – displacement of the chain's components; b – rolling hinge reduction onto the cylindrical hinge; c –  $R_1$  – the radius of plate's salient effective surface;  $R_2$  – the radius of roller's concave effective surface ( $R_1 < R_2$ ); 1 – outer plates; 2 – driving cog of the sprocket; 3 – roller; 4 – cylindrical conjugation 1 (between the inner plate and the roller); 5 – inner plates; 6 – cylindrical conjugation 2 (between the outer plate and the roller)

Augšējās un apakšējās plāksnītes un asiņu kakliņi slīdes berzes šarnīros nodilst nevienmērīgi, kas izraisa asiņu slīpu stāvokli (no vertikālā stāvokļa

novirzas apmēram par  $10^\circ$  [2]. Vairāk izdilst augšējās plāksnītes un augšējie asiņu kakliņi. To izskaidro tas apstākļi ka ķēdes kontūrs atrodas horizontālā plaknē un asītes ir vertikālas. Pašvara rezultātā ķēde nobīdes lejup un dzenošās zvaigznītes zoba slodzes pielikšanas punkts novirzas uz asītes augšgalu (12. att.). Tenzometrējot noteikts, ka augšējo un apakšējo plāksnīšu noslogojuma atšķirība sasniedz 1,4 kN. Zvaigznīšu zobi nodilst slīpi.

Asītes novirze no vertikālā stāvokļa iespējama jau jaunai ķēdei sakarā ar ķēdes detaļu salāgoto izmēru novirzes ietekmi. Slīpi stāvošas asītes galva pieskaras ārējo plāksnīšu virsmai, kas rada atbilstošo kontakta zonu nodilumu (samazinās plāksnītes darbīgais biežums, dilst asītes galva). Rites berzes šarnīri atgādina cilindrisku detaļu kontaktu (ar spraugu) (12. att., b), kas ļauj pētījumos izmantot cilindrisko savienojumu elastīgo deformāciju teoriju [3].



13. att. Ķēdes šarnīra detaļu (skat. pozīcijas 12. att.) stāvoklis atbilstoši 1.shēmai:

$G$  – kontakta apgabali;  $\Delta Z_1$  – iekšējo plāksnīšu  $P_{11}$  un  $P_{12}$  cilindrisko kontakta virsmu centru savstarpējā nobīde (atbilstošā nobīde starp ārējām plāksnītēm  $\Delta Z_2$  nav parādīta); plāksnīšu  $P$  apzīmējuma pirmais indekss 1 apzīmē augšējās un apakšējās iekšējās plāksnītes, bet 2 – augšējās un apakšējās ārējās plāksnītes; otrs indekss 1 – apzīmē apakšējās plāksnītes, bet 2 – augšējās plāksnītes

Fig. 13. Chain hinge component (see positions in fig. 12) position according to layout 1:

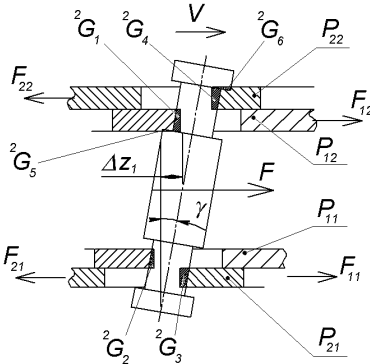
$G$  – contact area;  $\Delta Z_1$  – the mutual bias of the cylindrical contact surface centres of inner plates  $P_{11}$  and  $P_{12}$  (the similar bias between the outer plates  $\Delta Z_2$  is not shown); the first index 1 in the designation of plates  $P$  means the upper and lower inner plates, and 2 – the upper and lower outer plates; the second index 1 means the lower plates, and 2 – the upper plates

Atbilstoši noslogojuma shēmām 1 un 2 (13. un 14. att.), jāizsaka asītes slīpuma leņķis  $\gamma$  kā funkcija no:

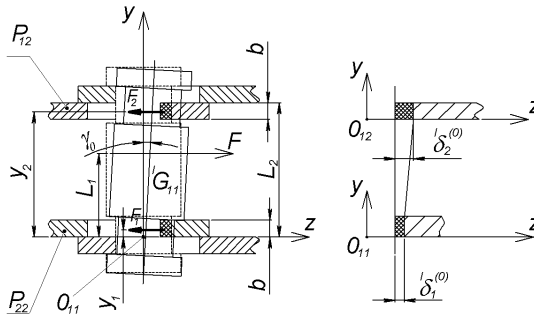
- salāgojuma ģeometriskiem parametriem;
- spēkiem  $F, F_{11}, F_{12}, F_{21}$  un  $F_{22}$ ;

- asītes un plāksnītes materiāla elastīgām īpašībām.

Šajā pētījumā noskaidroti ķēdes smagākie ekspluatācijas gadījumi, iegūtas sakarības asītes un plāksnīšu darba virsmu noslogojuma un deformāciju noteikšanai un analīzei, kā arī asītes slīpuma leņķa izteikšanai. Iegūtie rezultāti ir noderīgi ķēdes detaļu (asīšu un plāksnīšu) stiprības aprēķiniem un konstrukcijas izstrādei.

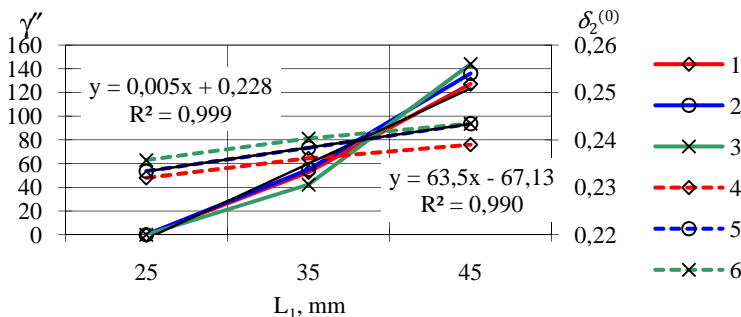


14. att. Ķēdes šarnīra detaļu stāvoklis atbilstoši 2. shēmai  
(apzīmējumi pie 1.shēmas, augšējais indekss 2 pie G apzīmē 2.shēmu)  
Fig.14. Chain hinge component position according to layout 2  
(terms shown in layout 1)



15. att. Deformāciju noteikšanas shēma slīpi stāvošai asītei ( $F_1 = F_{11}^{(0)}$ ;  $F_2 = F_{12}^{(0)}$ )  
Fig. 15. Layout of the obliquely standing roller deformation determination ( $F_1 = F_{11}^{(0)}$ ;  $F_2 = F_{12}^{(0)}$ )

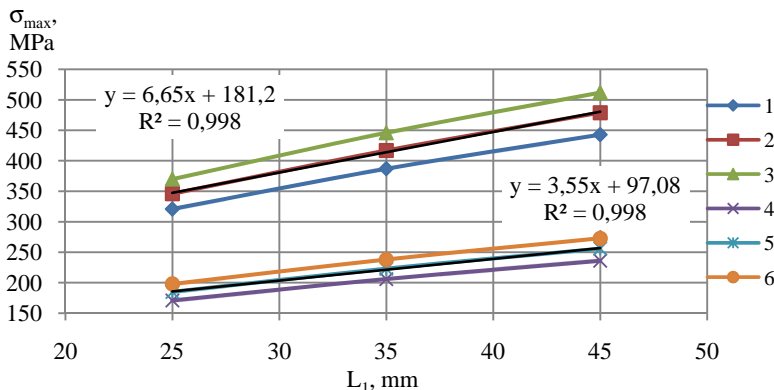
Pēc izstrādātā algoritma ir veikti aprēķini, atkarībā no koordinātes  $L_1$  (15. att.), deformācijas  $\delta_1^{(0)}$  un  $\delta_2^{(0)}$  spēks  $F_1$  un  $F_2$ , spriegums  $\sigma_{max}$  ķēdes šarnīros un šo aprēķinu rezultāti parādīti 16., 17. un 18. attēlos.



16. att. Augšējo plāksnišu deformācija  $\delta_2^{(0)}$  slīdes berzes ķēdes šarnīros atkarībā no spēka  $F$  pielikšanas punkta asītei koordinātes  $L_1$  un asītes slīpuma leņķa  $\gamma$   
 1 -  $F = 30$  kN; 2 -  $F = 35$  kN; 3 -  $F = 45$  kN;  $F_2 = 30$  kN;  $F_2 = 35$  kN;  $F_2 = 45$  kN

Fig. 16. The deformation of upper plates  $\delta_2^{(0)}$  within the sliding friction chain hinges according to the coordinate  $L_1$  where the force  $F$  is applied to the roller and the roller obliqueness angle  $\gamma$

1 -  $F = 30$  kN; 2 -  $F = 35$  kN; 3 -  $F = 45$  kN;  $F_2 = 30$  kN;  $F_2 = 35$  kN;  $F_2 = 45$  kN

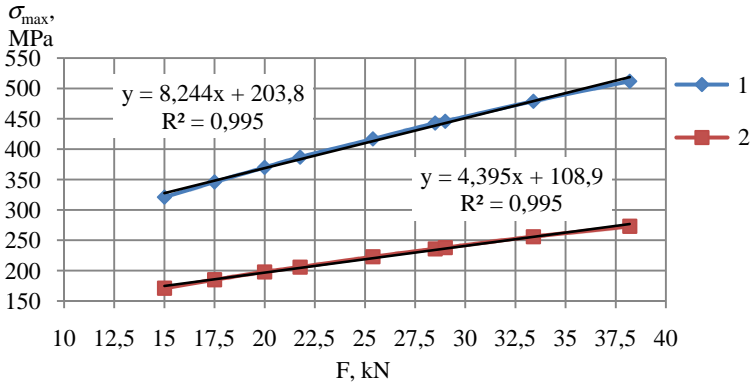


17. att. Maksimālie spriegumi  $\sigma_{max}$  ķēdes augšējos šarnīros atkarībā no spēka  $F$  pielikšanas punkta koordinātes  $L_1$  asītei

1 -  $F = 30$  kN (slīdes berzes šarnīrā); 2 -  $F = 35$  kN (slīdes berzes šarnīrā); 3 -  $F = 40$  kN (slīdes berzes šarnīrā); 4 -  $F = 30$  kN (rites berzes šarnīrā); 5 -  $F = 35$  kN (rites berzes šarnīrā); 6 -  $F = 40$  kN (rites berzes šarnīrā)

Fig. 17. The maximum tensions  $\sigma_{max}$  within the upper chain hinges according to the coordinate  $L_1$  where the force  $F$  is applied to the roller

1 -  $F = 30$  kN (within a sliding friction hinge); 2 -  $F = 35$  kN (within a sliding friction hinge); 3 -  $F = 40$  kN (within a sliding friction hinge); 4 -  $F = 30$  kN (within a rolling friction hinge); 5 -  $F = 35$  kN (within a rolling friction hinge); 6 -  $F = 40$  kN (within a rolling friction hinge)



18. att. Maksimālie spriegumi  $\sigma_{max}$  ķēdes augšējās šarnīros atkarībā no spēka  $F$   
 1 – maksimālie spriegumi  $\sigma_{max}$  slīdes berzes šarnīrā; 2 – maksimālie spriegumi  $\sigma_{max}$   
 rites berzes šarnīrā

*Fig. 18. The maximum tensions  $\sigma_{max}$  within the upper chain hinges according to  
 the force  $F$*

*1 – maximum tensions  $\sigma_{max}$  within a sliding friction hinge; 2 – maximum tensions  $\sigma_{max}$   
 within a rolling friction hinge*

## 1.5. Asiņu un plāksnīšu stiprības pārbaude

Sastiepuma spēki visā ķēdes kontūrā nav vienmērīgi sadalīti. 19. attēlā redzams, ka vislielākie sastiepuma spēki ķēdē ir tajā ķēdes zarā, kurš iet sazobē ar dzenošo zvaigznīti. Ķēdes posmiem pārvietojoties pa zvaigznīti sastiepuma spēki samazinās un izejot no sazobes ar zvaigznīti sasniedz minimumu.

Atkarībā no ķēdes posma plāksnīšu stāvotnes, rodas šādas šarnīru 1 un 2 noslogojuma shēmas. 20. attēlā redzams, ka sazobē ar zvaigznīti pārmaiņus nonāk šarnīri ar iekšpusē novietotām plāksnītēm un šarnīri ar ārpusē novietotām plāksnītēm.

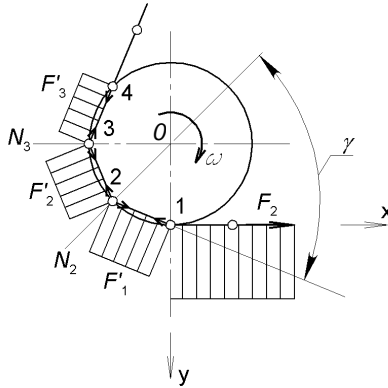
Abiem šarnīriem konstruē lieces momentu un šķērsspēku epīras un pēc tam pēc rezultējošās epīras veic aprēķinu.

Saskarlauka projekcija uz  $N$  vērsumu

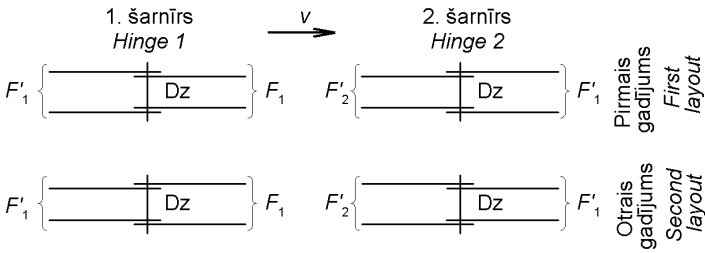
$$c \approx 2r \sin \frac{\gamma}{2}; \quad (22)$$

$$p = \frac{N}{A}, \quad (23)$$

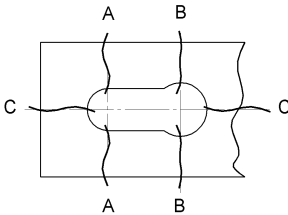
kur  $A = C_{nom} \cdot B$



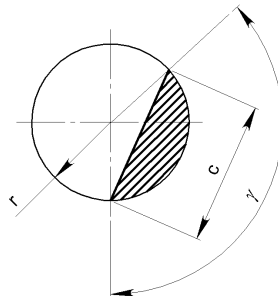
19. att. **Sastiepuma spēki ķēdē**  
*Fig. 19. Tension forces in a chain*



20. att. **Ķēdes šarnīru noslogojuma shēmas**  
*Fig. 20. Chain hinge load layouts*



21. att. **Ķēdes plāksnītes bīstamie šķēlumi**  
*Fig. 21. Dangerous sections of a chain plate*

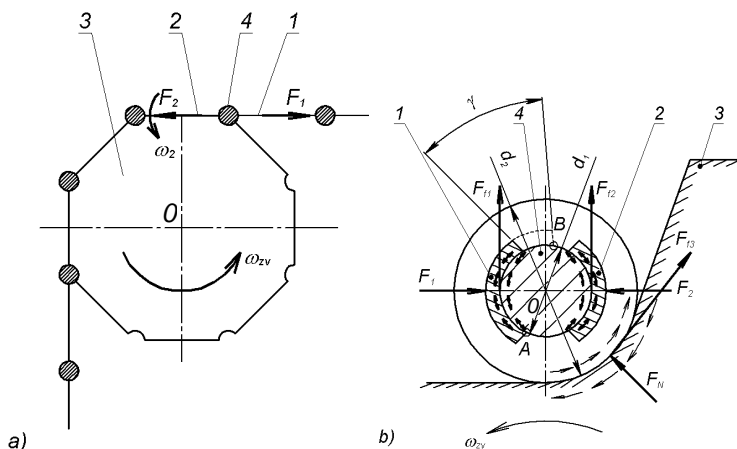


22. att. **Asītes elastīgās deformācijas apgabala shēma**  
*Fig. 22. Roller elastic deformation area layout*

## 1.6. Kēdes sažobes ar zvaigznītēm pētījumi

### 1.6.1. Izjaucamas konveijera kēdes ar slīdes berzes šarnīriem darbības pētījumi

Konveijera kēdei ar slīdes berzes šarnīriem un rotācijā brīvām asītēm (piemēram, kēde pēc ГОСТ 589-71 u. c.) novērots [2], ka asīšu kakliņi dilst pa visu aploci. Tas nozīmē, ka darba procesā asītes pagriežas un līdz ar to dilst samērā vienmērīgi, kas kāpina kēdes nodilumizturību. Dažkārt asītes nepagriežas un tāpēc nodilst tikai vienpusīgi. Tādi šarnīri ātrāk iziet no ierindas. Konveijera kēdei ar rotējošām asītēm nodilumizturība bija 1,8...2,0 reizes lielāka nekā kēdei ar fiksētām (nerotējošām) asītēm [4].



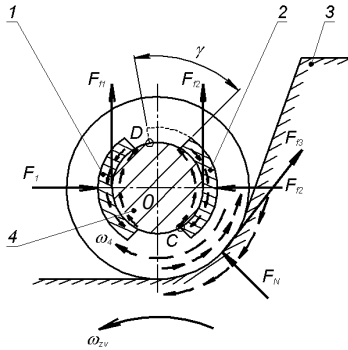
23. att. Šarnīra darbības shēma kēdes posmam ieējot sažobē ar zvaigznīti:

1 un 2 – kēdes posmi un to darbīgie elementi; 3 – zvaigznītes zobs; 4 – kēdes asīte:  
a) – kēdes posma 1 ieiešana sažobē ar zvaigznīti; b) – kēdes asītei pieliktie spēki (asīte nepagriežas)

*Fig. 23. Operational layout of a hinge during the chain links being geared with the sprocket:*

*1 and 2 – chain links and their effective elements; 3 – sprocket cog; 4 – chain roller: a) – chain link 1 being geared with the sprocket; b) – forces applied to the chain roller (roller doesn't turn)*

23. attēlā, a parādīta kēdes shēma posma 1 ieiešanai sažobē ar zvaigznīti. Tā kā posms 2 jau atrodas sažobē ar zvaigznīti un griežas kopā ar to un asīti 4, tad darbīgo virsmu slīde un berze notiek šarnīrā 4. Sažobē iejošo posmu 1 uzskatīsim par asīti rotācijas kustībā dzenošo attiecībā pret posmu 2. Iespējami sekojoši gadījumi:



24. att. Ķēdes šarnīra darbības shēma asītei pagriežoties plāksnītē 2:  
1 un 2 – ķēdes posmu plāksnīšu darbīgie elementi; 3 – zvaigznītes zobš; 4 – ķēdes asīte

*Fig. 24. Chain hinge action layout when roller turns:*

*1 un 2 – chain links and their effective elements; 3 – sprocket cog; 4 – chain roller*

**1. Asīte 4 nepagriežas pret zvaigznītes zobu 3.** Šajā gadījumā asītes 4 iespējamo pagriešanas bremsē berzes spēks  $F_{f2}$  starp posma 2 pakalējo galu un asīti 4, kā arī berzes spēks starp zvaigznītes zobu 3 un asīti 4 –  $F_{f3}$  (23. att., b). Tādā gadījumā aktīvais berzes moments  $T_{F_{f1}}$  no berzes spēka  $F_{f1}$  ir mazāks par berzes spēku  $F_{f2}$  un  $F_{f3}$  berzes momentu  $T_{F_{f2}}$  un  $T_{F_{f3}}$  summu:

$$fF_1 \frac{d_1}{2} < fF_2 \frac{d_1}{2} + fF_N \frac{d_2}{2}, \quad (24)$$

kur  $f$  – berzes koeficients;

$F_1$  – dzenošā posma 1 sastiepuma spēks;

$F_2$  – posma 2 sastiepuma spēks;

$F_N$  – normālā reakcija no zvaigznītes zoba 3 uz asīti 4;

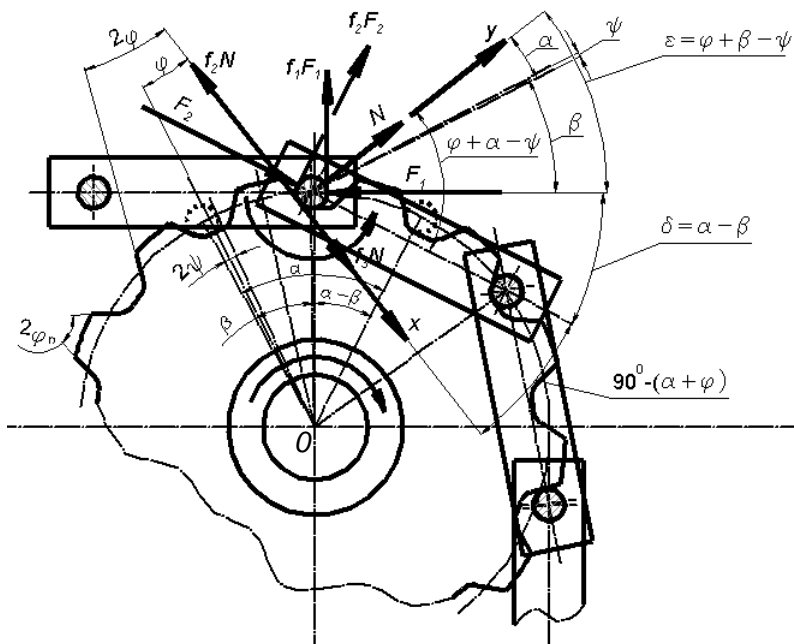
$d_1$  un  $d_2$  – asītes berzes virsmu diametrs.

**2. Asīte pagriežas pret zvaigznītes zobu (24. att.).** Šajā gadījumā:

$$fF_1 \frac{d_1}{2} > fF_2 \frac{d_1}{2} + fF_N \frac{d_2}{2}, \quad (25)$$

Ja asīte 4 nepagriežas pret zobu 3, tad posmam 2 pagriežoties kopā ar zvaigznīti un nekustīgu asīti 4 par leņķi  $\gamma$  berzes spēka  $F_{f1}$  darbības rezultātā dilst plāksnīšu 1 priekšējo galu darbīgās virsmas un asītes kakliņš loka AB robežās. 23. attēlā b ar bultiņām parādīts kontakta virsmu virsējo slāņu deformāciju virziens asītei 4 un plāksnītēm 1 un 2.

Posmam 2 izejot no sazobes par dzenošo posmu kļūst posms 2. Arī šeit ir iespējami divi varianti: - asīte nepagriežas pret zvaigznītes zobu un asīte pagriežas pret zvaigznītes zobu.



25. att. Spēki ķēdes sažobē ar zvaigznīti

Fig. 25. The forces active upon the chain being geared with the sprocket

Lai būtu iespējams analizēt asītes pagriešanās apgabalu, tad jānosaka spēku  $F_2$  un  $F_N$  izmaiņas likumsakarības. Spēki ķēdes sažobē parādīti 25. attēlā.

Uz sažobē ieejošām plāksnītēm, ja asīte pagriežas, darbojas spēki  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $N$  un berzes spēks  $f_1F_1$ .

Ja asīte pagriežas

$$\sum X_i = 0;$$

$$F_2 = \frac{F_1(\sin \varepsilon - f_1 \cos \varepsilon)}{\sin(\varphi + \alpha - \psi)}. \quad (26)$$

$$\sum Y_i = 0;$$

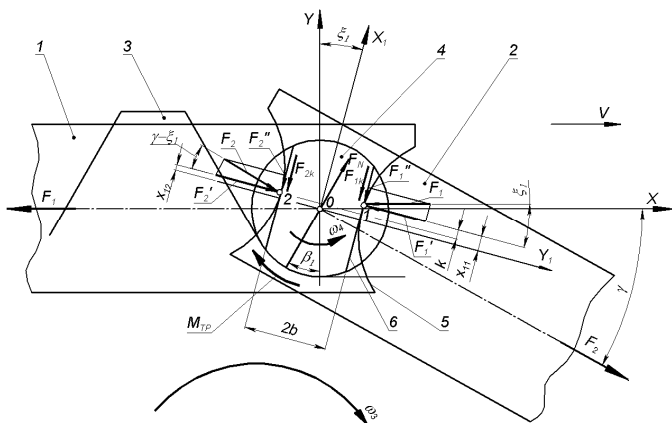
$$N = F_1(\cos \varepsilon + f_1 \sin \varepsilon) - F_2 \cos(\varphi + \alpha - \psi); \quad (27)$$

## 1.6.2. Izjaucamas konveijera ķēdes ar rites berzes šarnīriem darbības pētījumi

Zvaigznīšu parametru racionālai izvēlei un sažobes teorijai vēltā virkne darbu [4, 6]. Ir izstrādāta izjaucama plāksnīšu konveijeru ķēde ar posmu vienpusīgu pagriezienu un ar rites-berzes šarnīriem [5]. Ķēde sastāv no iekšējā un ārējā posma plāksnītēm un rotācijas virzienā brīvām asītēm. Visos izmēģinājumos ķēdei ar rites berzes šarnīriem nodilumizturība bija augstāka salīdzinājumā ar sērijveida ķēdi ar slīdes-berzes šarnīriem.

Apskatīsim konveijeru ķēdes posma ieeju sažobē ar dzenošās divgājienu zvaigznītes zobu ar posmu pagrieziena leņķi  $\gamma_{\Sigma} = 360^{\circ}$  m/z, kur m – zvaigznītes gājienu skaits; z – zobu skaits.

Parādītajā stāvoklī posms 2 jau atrodas sažobē, bet posms 1 ieiet sažobē. Posma 1 ieiešanas sažobē beigu moments sakrīt ar sakrīt 9 un zvaigznītes zoba 7 saskaršanās momentu. Posmu 2 pieņemsim par „dzenošo” attiecībā pret posmu 1. Uz asīti 4 darbojas darbojas stiepes spēki ( $F_1, F_2$ ) no posmiem 1 un 2, kā arī reakcija  $F_N$  no zvaigznītes zoba (26. att.).



26. att. Spēku, kas darbojas uz ķēdes ar rites berzes šarnīriem asīti, shēma: 1 un 2 – ķēdes plāksnītes; 3 – zvaigznītes zobs; 4 – ķēdes asīte; 5 – plāksnītes fasoncauruma izliektā darba virsma; 6 – asītes ieliektā darba virsma

Fig. 26. The layout of forces that affect the roller of a chain with roller friction hinges:

1 and 2 – chain plates; 3 – sprocket cog; 4 – chain roller; 5 – salient effective surface of the plate's figured aperture; 6 – concave effective surface of the roller

Saskaņā ar apzīmējumiem, kas pieņemti 26. attēlā, ķēdes asītes 4 līdzsvara nosacījumi izsakāmi ar šādiem vienādojumiem:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Sigma x_i = 0; F_{2i} \cos \gamma_i + F_{Ni} \sin \beta_1 - F_{1ki} \sin \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} - \\ - F_{2ki} \sin \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} - F_1 = 0; \\ \Sigma y_i = 0; F_{2i} \sin \gamma_i - F_{Ni} \cos \beta_1 + F_{1ki} \cos \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} + \\ + F_{2ki} + F_{2ki} \cos \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} = 0; \\ \Sigma M_{0i} = 0; F_{2i} [b \sin(\gamma_i - \xi_{i-1}) - x_{12i} \cos(\gamma_i - \xi_{i-1})] + \\ + \lambda_1 F_{Ni} \operatorname{sgn} \xi_{i-1} + F_1 (x_{11i} \cos \xi_{i-1} - b \sin \xi_{i-1}) - \\ - b F_{1ki} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} + b F_{2ki} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} = 0. \end{array} \right. \quad (28)$$

kur  $F_{1ki}$  un  $F_{2ki}$  – rites pretestības spēki, N;  
 $F_{1i}$  un  $F_{2i}$  – ķēdes posmu 1 un 2 stiepes spēki, N;  
 $F_{Ni}$  – normālā reakcija, N;  
 $\gamma$  – ķēdes posmu savstarpējais pagrieziens leņķis;  
 $\beta_1$  – normālreakcijas virziena leņķis;  
 $\xi_1$  – lokālās koordinātu sistēmas  $x_{1o}y_{1o}$  orientācijas leņķis;  
 $x_{11}$  un  $x_{12}$  – plāksnīšu un asīšu kontakta punkta koordinātas [2];  
 $b$  – asītes „kakliņa” platuma puse.

Risinot vienādojumu sistēmu (28) atrodam  $F_2$ ,  $F_N$  un  $\xi_1$ , ja  $0 \leq \gamma \leq \gamma_\Sigma$ .

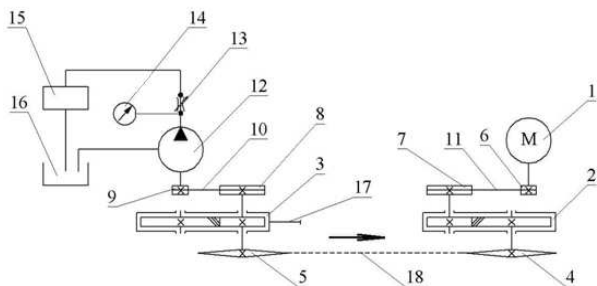
## 2. Eksperimentālie pētījumi

Nodaļa veltīta eksperimentālajiem pētījumiem Latvijas Lauksaimniecības universitātes Tehniskās fakultātes laboratorijā. Eksperimentālie pētījumi tika veikti uz 2 stendiem salīdzinot konveijeru ķēdes ar slīdes berzes šarnīriem un rites berzes šarnīriem. Nodaļas noslēgumā dots rites berzes šarnīru ķēdes lietojuma ekonomiskās efektivitātes aprēķins.

### 2.1. Eksperimentu stendi

#### 2.1.1. Slēgta ķēdes kontūra eksperimentu stends

Slēgta ķēdes kontūra eksperimentu stends parādīts 27. attēlā. Spēks no elektromotora 1 uz ķēdi 18 tiek pārņemts ar siksnas skriemeļu 6 un 7, siksnas 11, reduktora 2, un dzenošās ķēdes zvaigznes 4 palīdzību. Lai simulētu ķēdes darbu slodzē, stendam ir uzstādīts hidrauliskais sūknis un regulējams droselēvārsts aiz tā. Hidrauliskais sūknis tiek darbināts ar ķēdes zvaigznes 5, reduktora 3, siksnas skriemeļu 8 un 9, kā arī siksnas 10 palīdzību. Mainot droselēvārsta 13 caurplūdi tiek radīta slodze ķēdei 18.



27. att. Eksperimentu stends ar pilnu ķēdes kontūru (eksperimentu stends Nr. 1):

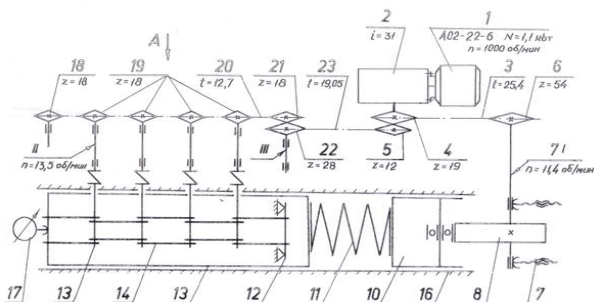
1 – elektromotors; 2 un 3 – reduktori; 4 un 5 – ķēdes zvaigznes; 6, 7, 8 un 9 – piedziņas siksnu skrīmeļi; 10 un 11 – piedziņas siksnas; 12 – hidrauliskais sūkņis; 13 – regulējams droseļvārsts; 14 – manometrs; 15 – eļļas radiatora; 16 – eļļas rezervuārs; 17 – ķēdes spriegošanas skrūve; 18 – pārbaudāmā ķēde

*Fig. 27. Closed chain loop experiment bench (experiment bench No. 1):*  
 1 – electric engine; 2 and 3 – reducers; 4 and 5 – chain sprockets; 6, 7, 8 and 9 – driving belt pulleys; 10 and 11 – driving belts; 12 – hydraulic pump; 13 – adjustable throttle valve; 14 – manometer; 15 – oil radiator; 16 – oil reservoir; 17 – chain drawing screw; 18 – the chain being tested

## 2.1.2. Stends forsētu ķēdes pētījumu veikšanai

Lietojot slēgtu ķēdes kontūru nodilumizturības noteikšanai jāpatērē daudz laika. Parasti veicot tikai vienu pētījumu, noskaidrojot ķēdes vidējā soļa palielinājuma likumsakarību, jāpatērē vairāki desmiti stundu. Lai varētu ātrāk noteikt piemērotāko ķēdes konstrukciju un detaļu darba virsmu nepieciešamo cietību, un, lai nevajadzētu sākotnēji izgatavot daudz ķēdes detaļu, izstrādāta stenda konstrukcija ( 28. att.) forsētu pētījumu veikšanai. Uz šāda stenda var realizēt asišu nepārtrauktu svārstīgu (turp-atpakaļ virziena) vai rotācijas kustību (arī reversīvu) plūdeni mainīgas slodzes (no 1600 N līdz 3200 N) režīmā, kas ir raksturīgi ķēdes konveijeros. Viena stunda veikto eksperimentu uz šī stenda atbilst 5,6 stundām darba uz eksperimentu stenda Nr. 1.

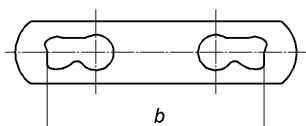
Stenda darbības princips ir parādīts 4.6. attēlā. Asišu 13 piedziņu realizē elektromotors 1 ar vienpakāpes gliemežreduktoru 2, ķēdes pārvadu 3 un ķēdes pārvadu (rotācijas kustībai) 23 vai kloķa - kļāņa mehānismu (turp - atpakaļ svārstīga kustība) (28. att.) Griezes momentu no zobratiem un kardāniem II pārvada uz pētāmām asīm 13.



28. att. Stends forsētu ķēdes pētījumu veikšanai (eksperimentu stends Nr. 2)  
 Fig. 28. Forced chain research bench (experiment bench No. 2)

## 2.2. Pētījumu metodika

Viens no galvenajiem ķēdes parametriem ir ķēdes solis  $t$  kurš mainās ķēdes šarnīra detaļu nodiluma ietekmē. Lai novērtētu ķēdes detaļu nodilumu noteiktā laika posmā pie noteiktas slodzes ķēde tiek slogota ar  $\approx 3500$  N lielu spēku. Fiksē arī sloģošanas ilgumu. Eksperimentā tiek mērīts detaļu nodilums (līdz ar to arī ķēdes solis  $t$ ) divos ķēdes posmos, kur katrs ķēdes posms sastāv no 16 plāksnītēm un 8 asītēm.



29. att. Rites berzes šarnīra ķēdes plāksnīte

$b$  - atstatums starp plāksnītes taisnajām darbīgajām virsmām

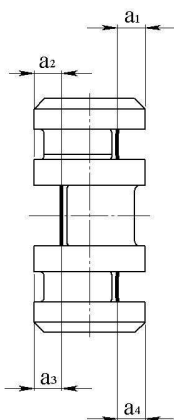
Fig. 29. Plate of the rolling friction hinge chain

$b$  – gap between the straight effective surfaces of the plate

Attēlā 29. ir parādīta mērījuma vieta (izmērs  $b$ ) plāksnītei. Attēlā 30. parādītas mērījumu vietas asītei (izmērs  $a$ ). Asītēm veic mērījumus 4 vietās, jo asīte nonāk kontaktā ar 4 plāksnītēm, tātad tai ir 4 darbīgās virsmas. Attēlā 31. parādīta ķēdes soļa mērīšana. Ķēdes soli mēra starp asītēm un tiek mērīts arī ķēdes posma (eksperimentā tiek mērīti 2 posmi, kuri katrs sastāv no 16 plāksnītēm un 8 asītēm) kopējais garums.

Ķēdes soli mēra ar bīdmēru, asītes un plāksnītes ar mikrometru. Lai nodrošinātu precīzus mērījumus plāksnītes darbīgajām virsmām, tika izmantota speciāla palīgierīce plāksnīšu fiksācijai. Mērījumu precizitāte ķēdes solim  $t$  ir

0,1 mm. Mērījumu precizitāte asītes izmēram  $a_i$  un plāksnīšu izmēram  $b$  ir 0,01 mm.

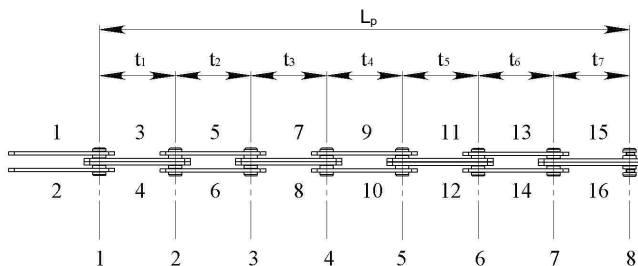


30. att. Rites berzes šarnīra ķēdes asīte (Patents Nr. 13695)

$a$  – mērījumi asītes darbīgo virsmu nodilumam

Fig. 30. The roller of a rolling friction hinge (Patent No. 13695)

$a$  – measurements of the deterioration of the roller's effective surfaces



31. att. Ķēdes posmu soļa mērīšanas shēma

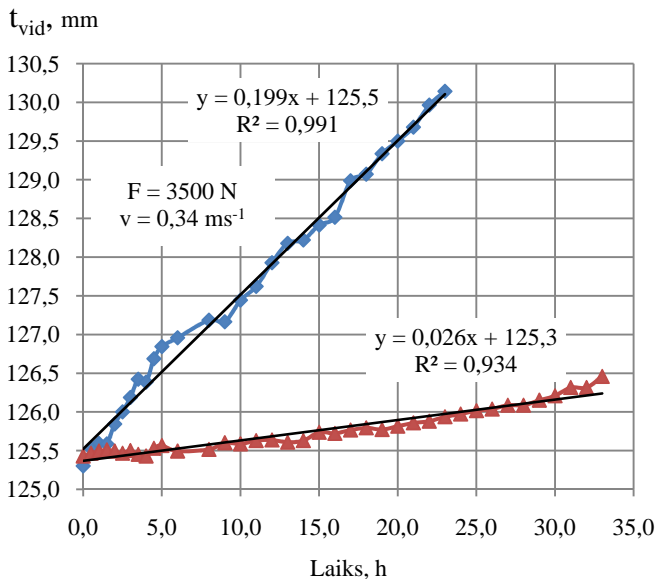
(atbilst gan rites berzesšarnīru, gan slīdes berzes šarnīru ķēžu 1. un 2. posmam)

Fig 31. The layout of measuring the chain link pitch

(applicable to the links 1 and 2 of both rolling friction hinges and sliding friction hinges)

### 2.3. Eksperimentu rezultāti

Uz slēgta ķēdes kontūra eksperimentu stenda veikto eksperimentu rezultāti parādīti 31. attēlā kurā ir attēloti ķēdes ar slīdes berzes šarnīriem un ķēdes ar rites berzes šarnīriem soļa izmaiņa ķēdei strādājot vienādos apstākļos.



32. att. **Ķēdes vidējā soļa  $t_{vid}$  izmaiņa (eksperimentu stends Nr. 1):**

◆ Slīdes berzes šarnīru ķēde      ▲ Rites berzes šarnīru ķēde

Fig. 32. **The average chain pitch change  $t_{vid}$  (experiment bench No. 1)**

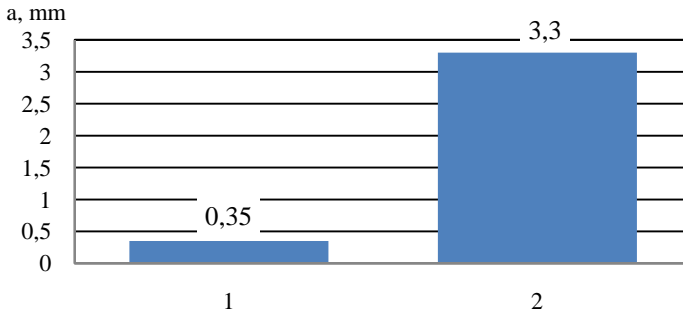
◆ Sliding friction hinge chain      ▲ Rolling friction hinge chain

Attēlā 32. redzams, ka pārbaudot rites berzes šarnīru un slīdes berzes šarnīru ķēdes eksperimentāli soļa  $t_{vid}$  pagarinājums slīdes berzes ķēdei bija 4,4 reizes lielāks, kā ķēdei ar rites berzes šarnīriem.

33. attēlā redzams, ka slīdes berzes šarnīru ķēdes asītes nodilums ir 9,4 reizes lielāks, kā rites berzes šarnīru ķēdes asītei.

Ķēžu plāksnīšu nodilums parādīts 34. attēlā. Tajā redzams, ka slīdes berzes šarnīru ķēdes plāksnīšu nodilums ir 1,9 reizes lielāks, kā ķēdei ar rites berzes šarnīriem.

Veicot ķēdes pārbaudi forsētā režīmā (eksperimentu stends Nr. 2) rites berzes šarnīru un slīdes berzes šarnīru ķēdēm, soļa  $t_{vid}$  pagarinājums slīdes berzes ķēdei bija 3,4 reizes lielāks, kā ķēdei ar rites berzes šarnīriem, asīšu nodilumizturība ķēdei ar rites berzes šarnīriem bija 6,8 reizes lielāka, bet plāksnītēm 1,7 reizes lielāka, kā ķēdei ar slīdes berzes šarnīriem.

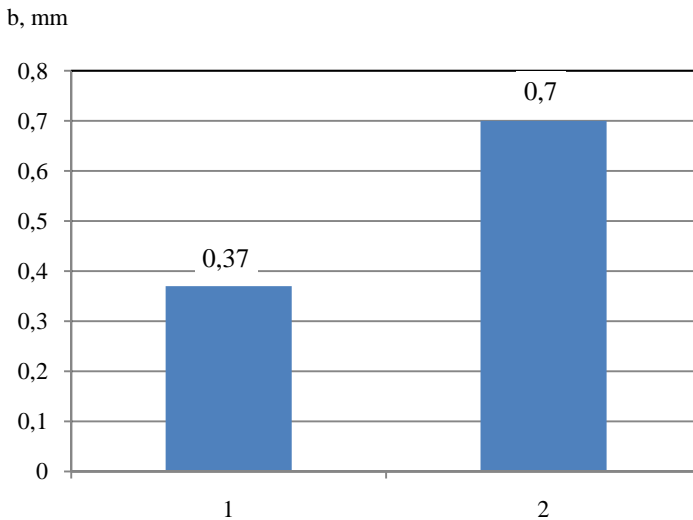


33. att. **Ķēdes asiņu nodilums  $\Delta a$  (eksperimentu stands Nr. 1):**

1 - rites berzes šarnīru ķēde; 2 - slīdes berzes šarnīru ķēde

Fig. 33. *The deterioration of chain rollers  $\Delta a$  (experiment bench No. 1)*

1 - Rolling friction hinge chain; 2 - Sliding friction hinge chain



34. att. **Ķēdes plāksniņu nodilums  $\Delta b$  (eksperimentu stands Nr. 1):**

1 - rites berzes šarnīru ķēde; 2 - slīdes berzes šarnīru ķēde

Fig. 34. *The deterioration of chain plates  $\Delta b$  (experiment bench No. 1)*

1 - Rolling friction hinge chain; 2 - Sliding friction hinge chain

## Secinājumi un ieteikumi

1. Izstrādāta jaunas konstrukcijas izjaucama plāksnīšu ķēde ar rites berzes šarnīriem, kuras oriģinalitāti apstiprina 5 saņemtie patenti.
2. Teorētiski pamatoti rites berzes šarnīra konstruktīvie parametri, kas ietver šarnīra detaļu darbīgo virsmu izmēru, asītes raksturīgo punktu trajektoriju un rites procesa pētījumus.
3. Pētot rites berzes šarnīru konstruktīvos parametrus izstrādāta asītes un plāksnītes darbīgo virsmu ģeometriskā forma. Lai šarnīrā notiktu rite, asītes un plāksnītes darbīgajām virsmām jābūt ar cilindriskām virsmām. Asītes liekuma rādiusam  $R_2$  visos gadījumos jābūt lielākam par plāksnītes liekuma rādiusu  $R_1$ . Asītes un plāksnītes darbīgo virsmu liekumu rādiusi ir atkarīgi no asītes diametra, zvaigznītes zobu skaita un ķēdes posmu savstarpējā pagriezienu leņķa uz zvaigznītes. Asītes un plāksnītes liekuma rādiusu  $R_2$  un  $R_1$  derīgumu atbilstoši slodzei pārbauda kontaktlīdzsvarībā.
4. Teorētisko pētījumu rezultātā iegūtas sakarības ķēdes asītes raksturīgo punktu trajektoriju noteikšanai. Trajektoriju koordinātes ir atkarīgas no asītes cilindriskās daļas diametra, pagriezienu leņķa un no plāksnītes darbīgās virsmas liekuma rādiusa. Šīs sakarības ir nepieciešamas, lai konstruētu plāksnītes fasonformas caurumu, kas kombinācijā ar berzes spēkiem ķēdes šarnīrā novērst slīdi šarnīrā.
5. Ķēdes ar rites berzes šarnīriem kinemātiskā īpatnība saistās ar ķēdes soļa izmaiņu atkarībā no posmu savstarpējā pagriezienu leņķa. Teorētisko pētījumu rezultātā iegūtas sakarības ķēdes soļa izmaiņas noteikšanai. Ķēdes soļa izmaiņa atkarīga no plāksnītes un asītes darbīgo virsmu liekuma rādiusiem  $R_1$  un  $R_2$ , posmu savstarpējā pagriezienu leņķa, kā arī no asītes un plāksnītes izmēriem. Ķēdes soļa izmaiņa iekļaujas ķēdes soļa pielaides robežās.
6. Pētāmā konveijeru ķēdes asītes novietotas vertikālajā plaknē. Šī iemesla dēļ ķēde pašsvara ietekmē pārvietojas vertikālā virzienā uz leju, kas veicina asīšu sašķiebi vertikālajā plaknē. Noskaidrots, ka ķēdes asītes novirze no vertikālā stāvokļa papildus noslogo ķēdes augšējos šarnīrus par 7 ... 19% salīdzinot ar apakšējiem šarnīriem. Asītes sašķiebes vertikālajā plaknē rada elastīgi plastiskās deformācijas augšējo plāksnīšu ķēdes šarnīros. Augšējos šarnīros deformācijas ir par 4% lielākas un asīte sagāžas vertikālā plaknē kustības virzienā, kas negatīvi ietekmē riti ķēdes šarnīrā un sazobi ar zvaigznītēm.
7. Ķēdei ar soli  $t = 125$  mm rites berzes šarnīros (ar plāksnītes liekuma rādiusu  $R_1 = 34$  mm un asītes liekuma rādiusu  $R_2 = 35,4$  mm) kontakta spriegumi augšējo plāksnīšu šarnīros pie spēka 30 ... 40 kN ir apmēram divas reizes mazāki nekā īpatnējais spiediens slīdes berzes šarnīros.

8. Teorētiski un eksperimentāli apstiprinātas slīdes berzes šarnīra darba īpatnības: asīte periodiski var pagriezties, tādējādi samazinot kakliņu nodilumu.
9. Teorētiskajos pētījumos iegūti vienādojumi spēku noteikšanai ķēdes rites berzes šarnīrā sazobes procesā ar zvaigznīti. Spēki noderīgi ķēdes detaļu stiprības aprēķiniem, kā arī sazobes kvalitātes analīzei un uzlabošanai. Skaitliskā analīze ķēdei ar soli  $t = 125$  mm parādīja, ka sazobē izejošā posma spēks  $F_2$  samazinās no 29,4 līdz 12,7 kN, bet asītes un zvaigznītes reakcija  $F_N$  palielinās no nulles līdz 46 kN pie sazobē izejoša posma konstanta spēka  $F_1 = 29,4$  kN. Rites berzes spēki šarnīrā nepārsniedz 0,05 kN un asītes pagrieziena leņķis  $\xi_1 \leq 0,5\gamma_\Sigma$ .
10. Salīdzinātos eksperimentālos pētījumos ( $F = 3,5$  kN,  $v = 0,34$  ms<sup>-1</sup>) uz pilna ķēdes kontūra stenda un uz forsētu pētījumu stenda konstatēts, ka nodilumizturība ķēdei ar rites berzes šarnīriem ir 3,4 - 4,4 reizes lielāka nekā sērījveida ķēdei ar slīdes berzes šarnīriem. Rites berzes šarnīru ķēdes plāksnīšu cietība bija 42 HRC, bet asišu cietība bija 30 HRC.
11. Eksperimentālos pētījumos noskaidrots, ka asišu nodilumizturība ķēdei ar rites berzes šarnīriem bija 6,8 - 9,4 reizes lielāka, bet plāksnīšu nodilumizturība 1,7 - 1,9 reizes lielāka.
12. Rites berzes šarnīru ķēdes lietojuma ekonomiskā efektivitāte ir 3,48 Ls/gadā uz vienu ķēdes metru.
13. Pētījumu rezultātā iesakām ieviest ražošanā izjaucamu plāksnīšu ķēdi ar rites berzes šarnīriem, termiski apstrādām asītēm (HRC 30 ... 40) un plāksnītēm (HRC 42 ... 48).

**The research is carried out** at Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Institute of Mechanics.

**Scientific advisor:**

Dr. habil. sc.ing., professors (Emeritus) **Guntars Uzklīņis**

**Official reviewers:**

Professor, Dr.sc.ing. **Ainārs Galiņš**, Latvia University of Agriculture, Latvia.

Professor, Dr.habil.sc.ing. **Narimants Salenieks**, Riga Technical University, Latvia.

Professor, Dr.habil.sc.ing. **Valdis Priednieks**, Latvian Maritime Academy, Latvia.

**The promotion paper will be defended** in an open meeting of the Promotion Council of the sub-branch of Engineering Sciences of the branch of Agriculture at the Latvia University of Agriculture on 22. June, 2012, at 10<sup>00</sup>. Venue – Jelgava, J. Čakstes Blvd. 5, Faculty of Engineering, Room 429.

**The promotion paper, annex and the summary are available** at the Fundamental library of Latvia University of Agriculture, Liela str. 2, Jelgava.

**References should be sent to** the secretary of Promotion Council Professor, Dr.sc.ing. Imants Ziemeļis. Adress – Faculty of Engineering of the Latvia University of Agriculture, 5 Čakstes blvd., city of Jelgava, LV-3001.

**Head of the Promotion Council:**

Professor, Dr.sc.ing. **Juris Priekulis**.

## Topicality of the research

Chain conveyors are now widely used in various industrial branches, including agriculture (for example in cattle farms, grain dryers, for grain transportation, etc.) which allows mechanize and automate production processes.

Nowadays all the standard conveyor chains are constructed using the sliding friction hinges. With the fact that chains are mass-produced taken into consideration, the idea of using the rolling friction within the chain hinges can be considered a modern and pressing issue for improving the safety and longevity of a chain.

Different tractive chains of standard and non-standard design are used in conveyors. These chains differ in longevity, operational safety, weight and price. Tractive chains are much in demand. Thus, the chain safety and longevity improvement, as well as the price and metal capacity reduction issues assume great importance.

Tractive chains make about 35% of all kinds of chains. The most commonly used are plate chains, welded chains and dismountable chains.

The scientists pay great attention to the theory of chain transmissions and conveyor chain devices, which in turn is closely related to the gearing, kinematics, dynamics, strength and wear resistance issues.

Nowadays the manure conveyors (TCH – 160, since 1977) are mostly equipped with calibrated, thermally treated round-link welded chains (calibre 16 mm, pitch 80 mm, [1]), that are only manufactured by special factories.

The development of essentially new chain device constructions is somewhat neglected. Given the constructional feasibility, all point contacts are to be replaced with linear contacts, linear – with surface contacts, sliding friction – with rolling friction.

The durability improvement measures make the structure more expensive, due to the use of high-quality materials, new technological processes, the need for additional capital investments, etc. To make the machine cheaper though, one should not save on researching and implementing such machine components that define the overall durability and safety of a machine.

The development of new promising chain constructions with better performance is an issue of great importance. In several sectors (agricultural engineering, for instance), there are prospects for the usage of dismountable plate chains that are simple in design and easy to manufacture. In case sufficient durability of such chains could be achieved, these could become especially advantageous.

Conveyor chain studies are mainly related to material selection, thermal processing of parts, etc. important factors, but the sliding friction hinges remained almost unheeded

The usage of rolling friction hinges in tractive (conveyor) chains has not yet been implemented. All the standard conveyor chains have sliding friction hinges. This is due to the technological feasibility complications presented by rolling in a hinge with plates inter-rotating at a large angle, which is distinctive for such chains.

With the fact that chains are mass-produced taken into consideration, the idea of using the rolling friction within the chain hinges can be considered a modern and pressing issue.

## **Hypothesis, objective and aims**

### **Hypothesis of the research**

There is a reason to consider that sliding friction in conveyor chains may be replaced with rolling friction, which will increase the endurance of a chain.

### **Objective of the research**

To develop a conveyor chain of new design, replacing its sliding friction hinges with rolling friction hinges and to prove the capacity of such chain as well as the economic benefits it provides.

### **Aims of the research**

1. To design a dismountable plate conveyor chain with rolling friction hinges.
2. Provide a theoretical basis for the constructional parameters of a rolling friction hinge:
  - 2.1. the size of effective areas of a hinge's components;
  - 2.2. the roller feature point trajectories;
  - 2.3. the chain pitch changes;
  - 2.4. the rolling process of a hinge's components;
  - 2.5. the reasons for the vertical shift of the rollers.
3. Conduct a theoretical research on the sprocket chain gearing.
4. Experimentally examine the wear resistance of the new chain compared to the traditional one (with sliding friction hinges).

## **Scientific innovations of the research**

The scientific innovation of this promotional research consists of the following issues being investigated:

1. A new design rolling hinge dismountable plate conveyor chain with one-way chain link rotation has been developed. The design of the chain is reproduced in 4 patents and one patent application.

2. The determination of main geometrical parameters of a rolling friction hinge has been theoretically substantiated. The geometrical parameters of a rolling friction hinge are: the effective area radiuses of the plate and roller, the diameter of the cylindrical part of a roller, the cross-section thickness of a roller, the turn angle of the roller and the roller feature point trajectories.
3. A theoretical research on the rolling process of the hinge's components has been made. Connections between the chain pitch changes and the rotation of the chain's links have been determined. Research has been made separately for both plain and cavitious effective areas of a roller.
4. A theoretical research on the the rollers' warp within the vertical plane has been made. The reasons and consequences of the roller's warp have been elucidated.
5. A theoretical research on the sprocket gearing of a dismountable conveyor chain has been made. Two different kinds of chains have been compared: a sliding friction hinge chain and a rolling friction hinge chain.

## **Approbation of the research**

The research has been carried out at Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Institute of Agricultural Energetics from 2008 till 2012.

The results of this promotional research have been reproduced in 6 scientific articles that were published in generally established and reviewed editions. The results were also announced at 5 international scientific conferences held in Latvia and Russia.

### **Publications in generally established and reviewed editions.**

1. G. Uzklingsis, E. Pudans (2011) Исследование разборной тяговой цепи с шарнирами трения качения. **In:** *Проблемы современных технологий изготовления и надежности передач с гибкой связью*, Международная научно - техническая конференция. Proceedings 19-21.12.2011, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, Украина. p. 32.
2. Узклигис Г. А., Пуданс Е. П. (2011) Исследование зацепления тяговой цепи с шарнирами трения качения со звездочкой. **In:** *Фундаментальные и прикладные исследования, разработка и применение высоких технологий в промышленности*, 12 международная научно-практическая конференция. Proceedings " 8-10 декабря 2011. г. Институт прикладных исследований и технологий, Санкт-Петербург, Россия. p. 296
3. G. Uzklingsis, E. Pudans (2010) Researches of dismountable slide friction pivot operation for conveyor chain. **In:** *Engineering for Rural Development*.

- 10<sup>th</sup> International Scientific Conference. Proceedings May 26.-27.2011. Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Jelgava. p. 476. – 479.
4. Узклингис Г. А., Пуданс Е. П. (2010) Исследование изменения наклона осей в вертикальной плоскости тяговой разборной цепи. **In: Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности**, Десятая международная научно - практическая конференция. Proceedings 09-11 декабря 2010. Институт прикладных исследований и технологий, Россия, Санкт-Петербург, p. 293. – 301.
  5. E. Pudans, G. Uzklingsis (2010) Changes Of Rolling Friction Link Chain Step In Link Turning. **In: Engineering for Rural Development: 9<sup>th</sup> International Scientific Conference**. Proceedings May 27.-28. 2010. – Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Jelgava. p. 280. – 284.
  6. Guntars Uzklingsis, Emils Pudans (2009) Determination of Rolling Friction Link Chain geometrical and Kinematic Parameters. **In: Engineering for Rural Development: 8th International Scientific Conference**. Proceedings May 28. – 29. 2009. Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Jelgava. p. 86.-92.

#### **International scientific conferences held.**

1. Исследование зацепления тяговой цепи с шарнирами трения качения со звездочкой. *Фундаментальные и прикладные исследования, разработка и применение высоких технологий в промышленности*, 12 международная научно-практическая конференция. 8-10. 12. 2011. Санкт-Петербург, Россия.
2. Researches of dismountable slide friction pivot operation for conveyor chain. *Engineering for Rural Development*. 10<sup>th</sup> International Scientific Conference. May 26.-27.2011. Jelgava, Latvia.
3. Исследование изменения наклона осей в вертикальной плоскости тяговой разборной цепи. *Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности*. Десятая международная научно - практическая конференция. 09-11. 12. 2010. Санкт-Петербург, Россия.
4. Changes Of Rolling Friction Link Chain Step In Link Turning. *Engineering for Rural Development*. 9<sup>th</sup> International Scientific Conference. May 27.-28. 2010. Jelgava, Latvia
5. Determination of Rolling Friction Link Chain geometrical and Kinematic Parameters. *Engineering for Rural Development*. 8th International Scientific Conference. May 28. – 29. 2009. Jelgava, Latvia.

## **Patents.**

1. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem un posmu vienpusīgu pagriezienu, pieņemts izskatīšanā ar Nr. P-12-06. (prioritātes datums 11.01.2012.).
2. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama dakšveida posmu konveijeru ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 14309 B. F16H13/00, 20.04.2011. Patenti un preču zīmes. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 4, 2011. 490. lpp.
3. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 13914 B. F16G13/00, 20.06.2009. Patenti un preču zīmes. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 6, 2009. 857. – 858. lpp.
4. E. Pudāns, G. Uzklīņģis. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 13935 B. F16G13/00, 20.05.2009. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 5, 2009. 715. – 716. lpp.
5. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 13694 B. F16G13/00, 20.04.2008. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 4, 2008. 404. lpp.

## **Other activities.**

1. Participation in Latvian Invention exhibition, 4.11.2011. Riga, Latvia.
2. Information about the new dismountable conveyor plate chain with rolling friction hinges was transferred to Latvian Technological Centre.

## **1. Theoretical research**

The theoretical research is based on the aims stipulated in section 1 of this thesis. The theoretical research is reflected in 2 sections.

The first section of the theoretical research covers the design of the newly developed rolling friction hinge chain. The methodology has been developed for determination of the rolling friction hinge's main geometrical parameters, including the effective area radius of the plate and roller of a chain, the diameter of the cylindrical part of a roller, the size of a roller, the turn angle of a roller and the roller feature point trajectory. Research of the rolling processes involving the chain's details has been made separately for both plain and cavitious effective areas of a roller. A theoretical research on the the rollers' warp within the vertical plane has been made – the reasons and consequences of the roller's warp have been elucidated. A calculation method used to check the strength of the rollers and plates concludes this chapter.

The second section of the theoretical research covers the sprocket chain gearing. A separate research has been conducted concerning each of the two

separate chain types: the conveyor chain with sliding friction hinges and the conveyor chain with rolling friction hinges. The research covers the forces that work within the chain's hinge and the forces between the roller and the sprocket of a chain, as well as the effect these forces have on the hinge's operation.

## **1.1. Design of the rolling friction hinge chains**

The design features of the newly developed dismountable rolling friction hinge plate chain are reproduced in 4 patents and one patent application (fig. 1). The chain links turn one-sidedly in every construction. Such chain is adequate if all the sprockets in a conveyor are only placed on one side of the chain loop. Such construction is commonly used in practice. The drawback of links in hinges turning two-sidedly is that the straight links of the conveyor chain experience two-sided link oscillations caused by the resistance of the transported material, the console fastening of schleppers to the chain and the irregular movement of the chain. This causes the increased wear of the components and the effective area material fatigue. Furthermore, the plates of such chain must be wider (thereby increasing metal consumption), so that a salient cylindrical effective area with a possibly larger radius could be placed in the figured aperture that is on both sides of the symmetric axis of the plates.

If the conveyor loop chain sprockets are placed on one side only, there is no need for the chain links to turn against the direct axis of the plate in both directions (fig. 1). Such plate design allows to increase the radius of the plate's effective area and therefore to reduce the contact tension within the hinge, resulting in the increased longevity of the chain.

## **1.2. Determining the basic main geometrical parameters of a rolling friction hinge**

The main geometrical parameters of a rolling friction hinge include the effective area radius of the plate and roller of a chain, the diameter of the cylindrical part of a roller, the size of a roller, the turn angle of a roller and the roller feature point trajectory.

The following theoretical research covers the operation of a hinge within a dismountable plate chain, with the rolling friction arising between the salient surface 3 of plate 1 and the concave surface 4 of roller 2 (fig. 3). The effective area radius of plate 1 is referred to as  $R_1$ , the same parameter of the roller 2 being referred to as  $R_2$ . Upon rotation of plates in such hinge, rolling friction arises and the contact tensions are reduced.

Roller 2 rolling on the effective area of the plate with no slip, the arcs  $AM_1$  and  $AM_2$  will be equal (Fig. 3);

$$\text{or } R_1 \Psi_1 = R_2 \Psi_2, \quad (1)$$

where  $R_1$  and  $R_2$  – effective area radiuses of the plate and the roller;  
 $\Psi_1$  and  $\Psi_2$  – respectively,  $AM_1$  and  $AM_2$  arc angles.

When the roller rotates into a position where points  $M_1$  and  $M_2$  match (Fig. 4), the roller rotation angle  $\gamma$  will be:

$$\gamma = \Psi_1 \frac{R_2 - R_1}{R_2}. \quad (2)$$

When the marginal position has been reached, contact point  $M_i$  matching point B (Fig. 4), the roller rotation angle is going to equal  $\frac{1}{2}$  of the maximum chain link turn angle  $\varphi_{max}$ :

$$\gamma_{max} = \frac{\varphi_{max}}{2} = \frac{\pi}{z}, \quad (3)$$

where  $z$  – number of cogs on the sprocket.

The roller and plate contact point  $N_1$  coordinates  $x$ , given the angle  $\gamma = \gamma_{max}$  and the according angle  $\Psi_{1max}$  (Fig. 5):

$$x = \frac{0,25d^2 + a(a + 2R_1)}{2(a + R_1)}, \quad (4)$$

$$\Psi_{1max} = \arccos \frac{a + R_1 - x}{R_1} = \arccos \left[ 1 - \frac{0,25d^2 - a^2}{2R_1(R_1 + a)} \right], \quad (5)$$

where  $a$  – half of the roller’s “thickness” in cross-section,  
 $d$  – diameter of the roller’s cylindrical part.

Adding the expression (3) into the expression (2) and inserting (5) allows to determine the correlation between the main geometrical parameters of a hinge and the angle  $\varphi_{max}$  :

$$R_2 = R_1 \frac{\arccos \left[ 1 - \frac{0,25d^2 - a^2}{2R_1(R_1 + a)} \right]}{\arccos \left[ 1 - \frac{0,25d^2 - a^2}{2R_1(R_1 + a)} \right] - \frac{\pi}{z}}. \quad (6)$$

Since the denominator in expression (6) must be positive or zero, therefore  $R_I < R_{I \max}$ , where  $R_{I \max}$  is expressed with the following formula:

$$R_{I \max} = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 2 \frac{0,25d^2 - a^2}{1 - \cos(\frac{\pi}{z})}}}{2}. \quad (7)$$

Contact point  $M_1$  coordinates (Fig. 3):

$$X_{M_1} = a + R_I - R_I \cos \Psi_I,$$

where  $Y_{M_1} = R_I \sin \Psi_I$ ;

Therefore:

$$X_{M_1} = a + R_I - R_I \cos \left( \frac{R_2 - R_1}{2} \varphi \right); \quad (8)$$

$$Y_{M_1} = R_I \sin \left( \frac{R_2 - R_1}{2} \varphi \right). \quad (9)$$

The roller is calculated on cut. Dangerous section is  $2 a_{\min}$  (fig. 6). Squares  $A_1$  and  $A_2$  are expressed in the following way:

$$A = \frac{\pi d^2}{4};$$

$$A_1 = \frac{R_1}{2} (\alpha_1 R_1 - (a_{\min} + R_1 - x) \sin \alpha_1);$$

$$A_2 = \frac{d}{4} \left( \frac{\alpha_2 d}{2} - x \sin \alpha_2 \right).$$

If  $R_I$  is given, the formula containing  $a_{\min}$  will be:

$$\frac{\pi d^2}{4} - 4(A_1 + A_2) = \frac{F}{[\tau_c]}, \quad (10)$$

where  $F$  – chain tension force, N;

$[\tau_c]$  – acceptable cut tension of the roller material, N/mm<sup>2</sup>.

In order to state the effective area of the plate's cut-shaped aperture, the roller feature point (fig. 7) movement trajectory coordinates must be determined.

$$\left. \begin{aligned} X_{Ni} &= X_{0_2} + X_{Ni'} \cos \gamma + Y_{Ni'} \sin \gamma \\ Y_{Ni} &= Y_{0_2} - X_{Ni'} \sin \gamma + Y_{Ni'} \cos \gamma \end{aligned} \right\}; \quad (11)$$

**The parameters of the rolling friction hinge's components are determined in the following sequence:**

1. By solving the equations (7) and (10) together, the sizes  $a_{\min}$  and  $R_{1 \max}$  are obtained;
2. Having accepted  $R_1 < R_{1 \max}$ ,  $a$  is expressed again from equation (10);
3. Radius  $R_2$  is obtained from equation (6);
4. With  $a$ ,  $R_1$  and  $R_2$  already known, the contact durability tensions on the conjugation roller-plate ( $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ ) are being checked;
5. The roller feature point  $N_i$  trajectory coordinates are determined using the formula (11);
6. Ensure that the rolling within the hinge occurs with no slip.

Assuming the different numerical values of radius  $R_l$  ( $R_l < R_{1 \max}$ ), the optimal parameters of the hinge are being determined.

### 1.3. Research on the process of chain parts' rolling

#### 1.3.1. Rolling process in a hinge with plain effective areas of the roller

In order to develop an operational rolling friction hinge chain, a theoretical research on the chain pitch changes during the sprocket chain gearing must be conducted. Figures 8 and 9 show the process of chain pitch change.

The chain pitch is a space between the adjacent roller centres. The length of the effective area of the roller plate (Fig. 8, b)

Maximum turn angle of every plate during the gearing of the chain:

$$\gamma_{\max} = \frac{180^{\circ}m}{z}, \quad (12)$$

where  $m$  – number of sprocket strokes;

$z$  – number of cogs on the sprocket.

As it's shown (fig. 9), the rolling hinge chain pitch changes ( $\Delta t = t_2 - t_1$ ) upon the chain links travelling on and off the sprocket and depends on the angle  $\gamma$ , i.e. on the number of cogs on the sprocket. This happens when the roller plane rolls over the cylindrical effective area of the plate. The chain pitch changes must be taken into account when arranging the chain gearing with the

sprocket cogs. It also affects the effective area wear of chain components and sprocket cogs.

Space between the initial and final component rolling points (fig. 9):

$$a = H_{\max} \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\max}}{2} = R_1(1 - \cos \gamma_{\max}), \quad (13)$$

where  $H_{\max} = R_1 \sin \gamma_{\max}$  - maximum height of the roll (fig. 7, a).

Next, the methodology of the chain pitch change will be specified. The figure 10 depicts a kinematical layout of the one-sided chain links rotation within a rolling friction hinge.

In the case referred to hereby, the plate is turning and the roller's straight effective surface ( $R_2 = 0$ ) rolls over the salient effective area (radius  $R_1$ ).

Chain pitch  $t$  change:

$$\Delta t = 2(R_1 + b - R_1 \cos \gamma - l). \quad (14)$$

The kinematical and strength calculation defines the plate's effective area radius  $R_1$  and the half of the roller's cross-section.

Size  $l$  is expressed in the following way:

$$l = O'_1 A_2 \cos \gamma_1,$$

where  $\gamma_1 = \gamma - (90^\circ - \delta) = 90^\circ - \delta - \gamma$ .

Therefore:

$$|l| = \sqrt{(R_1 - \gamma + c - a)^2 + b^2} * \cos(90^\circ - \delta - \gamma). \quad (15)$$

Angle  $\delta$

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{b}{R_1 + c - a}, \quad (16)$$

where  $c$  – length of the roller's plain effective area, that takes on the load when the chain moves straight (determined by the contact strength calculation);

$a$  – half of the roller's plain effective surface length  $L$ , that depends on the turn angle  $\gamma_{\max}$ .

Inserting the correlation (14) into the expression (15) and having made the adequate conversions results in the following expression:

$$\Delta t = 2 \left[ R_1 + b - \sqrt{R_1^2 \gamma^2 + b^2} * \cos(\delta - \gamma) - R_1 * \cos \gamma \right]. \quad (17)$$

### 1.3.2. Rolling process in a hinge with cavitious effective areas of the roller

The feature of the rolling friction hinges is that the chain link turn pitch does not remain constant, but shifts a little bit. In order to analyze the chain pitch changes in accordance with the numeric value of radiuses  $R_1$  and  $R_2$ , the roller's centre  $O_2$  movement trajectory coordinates must be determined.

$$X_{O_2} = a + R_1 - (R_1 + V_2) \cos\left(\frac{R_2 - \varphi}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2}\right) - V_1 \sin \frac{\varphi}{2}; \quad (18)$$

$$Y_{O_2} = (R_1 + V_2) \sin\left(\frac{R_2 - \varphi}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2}\right) - V_1 \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (19)$$

In the initial position (fig. 11) that implies the straight movement of the chain, the resulting force  $F$  goes through the centre of radius  $R_1$  of plate 1's concave surface 3 and the centre of radius  $R_2$  of roller 2's concave surface 4.

Let's assume the roller 2 is immobile. The force  $F$  is carried on from the sprocket cog onto the roller 2. When the plates turn on the sprocket by some small angle  $\gamma$ , the effective parts 3 of plate 1 and the effective parts 4 of roller 2 in the contact point  $M_1$  shall roll over the arc  $M_1M_2$ , the effective part 3 of plate 1 will come into the position 1'. The force  $F$  application line will in this case form the angle  $\beta_1$  with the straight line  $OM_2$  after the turn.

The rolling friction within the hinge will persist for as long as the friction force  $F_f$  between the effective surfaces 3 and 4 of plate 1 and roller 2 is going to be larger than the projection of chain force  $F$ , which is  $F \sin \beta_1$ :

$$F_f \geq F \sin \beta_1; \quad fF \cos \beta_1 \geq F \sin \beta_1, \quad (20)$$

where  $f$  – sliding friction factor between the roller and the plate;

$\beta_1$  – the turn angle of the coordinate system  $XO_1Y$ .

As shown in figure 11, the plate turn angle  $\gamma$  may be expressed in the following way:

$$\gamma = \beta_1 - \beta_2 = \beta_2 \left( \frac{R_2}{R_1} - 1 \right) = \beta_1 \frac{R_1}{R_2} \left( \frac{R_2}{R_1} - 1 \right) = \beta_1 \left( 1 - \frac{R_1}{R_2} \right) = \arctg f \left( 1 - \frac{R_1}{R_2} \right). \quad (21)$$

Formula (21) allows to deduct that, in case the roller is immobile, rolling friction is only possible within the plate turn angle, that may not exceed the friction angle  $\beta_1$ .

Therefore, when the plate turn angle  $\gamma$  is large, which is peculiar to the chain conveyors, the self-braking effect alone cannot be relied on. When the plate slides over the roller, the hinge may get jammed, or sliding friction will result instead of rolling friction. This is why the rolling hinge's parameters must ensure rolling under any operating mode, irrespective of the position of hinge's effective surfaces. In order to let the plate roll freely over the roller's effective surface, the gap between the roller and the plate's figured aperture. It is possible that no sufficient chain tension will be ensured (force  $F$ ). The material transported also affects the process. The chain hinge will only operate reliably when the position of the hinge's components is correct under any operating mode.

There are two factors that ensure the fixation of the hinge's components:

- friction within the hinge (self-braking effect);
- the geometrical shape of the plate's figured aperture.

The shape of the figured aperture must ensure that the plate leans against the roller in any position, which eliminates the plate bias. Using the plate's feature point  $N_i$  (fig. 5) movement trajectories, the shape of the plate's figured aperture is determined. Thus a sort of guide is provided, eliminating the spontaneous bias of the components.

## **1.4. Roller warp within the vertical plane**

The deviation of chain's rollers from vertical position depends on the elastic bias (deformation) differences between the upper and lower contact points of the hinge when the load  $F$  is applied asymmetrically (fig. 12).

The upper and lower plates and the roller pivots in the sliding friction hinges deteriorate unevenly, resulting in the roller slope (about  $10^\circ$  deflection from vertical position [2]). The upper plates and the upper roller pivots deteriorate faster. This is due to the chain loop being in horizontal position and the rollers being vertical. Under its own weight, the chain shifts downwards and the load application point of the driving sprocket's cog heaves onto the upper end of the roller (fig. 12). Tensometrics allow to state that the difference in load between the upper and lower plates reaches 1,4 kN. The sprocket cogs thus wear obliquely.

The roller deflection from vertical position is possible even in a new chain due to the influence of the bias of conjugated dimensions of the components. Slantwise roller head touches the outer plate surface, that causes deterioration of the relevant contact zone (the effective thickness of the plate is reduced and

the roller head wears out). The rolling friction hinges resemble a cylindrical component contact (with a slit) (fig. 12, b), which allows the usage of the theory of elastic deformation of cylindrical connections in the research [3].

According to the load layouts 1 and 2 (fig. 13 and 14), the roller obliqueness angle  $\gamma$  is expressed as a function of:

- the geometrical parameters of the connection;
- forces  $F$ ,  $F_{11}$ ,  $F_{12}$ ,  $F_{21}$  and  $F_{22}$ ;
- the elastic properties of the roller and plate material.

This research covers the harshest chain operating conditions, reveals the regularities for the determination and analysis of the load and deformation of the rollers' and plates' effective surfaces, as well as for the roller obliqueness angle determination. The results achieved are useful for the chain component (roller and plate) strength calculations and the development of new designs.

Relying on the coordinate  $L_I$  (fig. 15), the following calculations have been made using the algorithm developed hereby: deformation  $\delta_1^{(0)}$  and  $\delta_2^{(0)}$  forces  $F_1$  and  $F_2$ , tension  $\sigma_{max}$  within the hinges of a chain. The results of these calculations are shown in figures 16, 17 and 18.

## 1.5. Checking the strength of the rollers and plates

The tension forces are not evenly distributed over the whole chain loop. Figure 19 shows how the greatest tension forces are in the part of the chain that is geared with the driving sprocket. As the links of the chain move over the sprocket, the tension forces decrease and become minimal upon the link leaving the sprocket.

Depending on the position of plates within a chain link, the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> load layouts arise. Figure 20 shows how the hinges with plates located inside and the hinges with plates located outside gear with the sprocket by turns.

The bending moment and the transverse force diagrams are determined for both hinges and then the calculation is made using the resulting diagram.

Contact area projection onto the direction  $N$

$$c \approx 2r \sin \frac{\gamma}{2}; \quad (22)$$

$$p = \frac{N}{A}, \quad (23)$$

where  $A = C_{nom} \cdot B$

## 1.6. Research on sprocket chain gearing

### 1.6.1. Research on the performance of dismountable conveyor chains with sliding friction hinges

The conveyor chains with sliding friction hinges and free rotating rollers (for instance, a GOCT 589-71 standard chain, etc.) have been known to [2] have the roller heads worn out all over the circumference. This means that the rollers rotate when operated, thus deteriorating quite evenly, which improves the durability of the chain. Sometimes the rollers do not rotate and therefore deteriorate one-sidedly. Such hinges are disrupted earlier. The durability of a conveyor chain with rotating rollers was about 1.8-2.0 times higher than that of a chain with fixed (non-rotating) rollers [4].

Part a of the figure 23 shows a layout of a chain link 1 being geared with the sprocket. Since the link 2 is already geared with the sprocket and turns together with it and the roller 4, the sliding and friction of the effective surfaces goes on within the hinge 4. For the purposes of further research, the link 1 being geared will be considered driving towards the link 2.

The following cases are possible:

**1. The roller 4 does not rotate towards the sprocket cog 3.** In this case, the possible rotation of the roller 4 is hampered by the friction force  $F_{f2}$  between the back end of the link 2 and the roller 4, as well as by the friction force between the sprocket cog 3 and the roller 4 –  $F_{f3}$  (fig. 22, b). In this case the active friction moment  $T_{F_{f1}}$  of friction force  $F_{f1}$  is less than the friction force  $F_{f2}$  and the  $F_{f3}$  friction moment  $T_{F_{f2}}$  and the sum  $T_{F_{f3}}$ :

$$fF_1 \frac{d_1}{2} < fF_2 \frac{d_1}{2} + fF_N \frac{d_2}{2}, \quad (24)$$

where  $f$  – friction factor;

$F_1$  – tension force of driving link 1;

$F_2$  – tension force of link 2;

$F_N$  – normal reaction from the sprocket cog 3 onto the roller 4;

$d_1$  and  $d_2$  – diameter of the roller's friction surface.

**2. The roller rotates towards the sprocket cog (fig. 23).** In this case:

$$fF_1 \frac{d_1}{2} > fF_2 \frac{d_1}{2} + fF_N \frac{d_2}{2}, \quad (25)$$

If the roller 4 does not rotate towards cog 3, the link 2 turns together with the sprocket and the immobile roller 4 by the angle  $\gamma$ . As a result of the application of force  $F_{f1}$ , the effective surfaces of the front ends of the plates 1 wear out, as well as the roller pivot within the arc AB. Arrows in the figure 23

b show the direction of contact surface upper layer deformation for the roller 4 and the plates 1 and 2.

Upon leaving the sprocket, link 2 becomes the driving link. There are two possible options here as well – the roller does not rotate towards the sprocket cog, or the roller does rotate towards the sprocket cog.

In order to analyze the roller rotation area, the regularities of changes in forces  $F_2$  and  $F_N$  are to be determined. The forces being active during the chain gearing are shown in the figure 25.

If the roller does rotate, the following forces influence the plates being geared:  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $N$  and the braking force  $f_1F_1$ .

If the roller does rotate

$$\sum X_i = 0;$$

$$F_2 = \frac{F_1(\sin \varepsilon - f_1 \cos \varepsilon)}{\sin(\varphi + \alpha - \psi)}. \quad (26)$$

$$\sum Y_i = 0;$$

$$N = F_1(\cos \varepsilon + f_1 \sin \varepsilon) - F_2 \cos(\varphi + \alpha - \psi); \quad (27)$$

### 1.6.2. Research on the performance of dismountable conveyor chains with rolling friction hinges

There are several researches done on the theory of gearing and the rational selection of sprocket parameters [4, 6]. A dismountable plate conveyor chain with one-sided rotation of the links and rolling friction hinges has been developed [5]. The chain consists of inner and outer link plates and free rotating rollers. Throughout all the tests, the rolling friction hinge chain has shown better durability compared to such of serial chains with sliding friction hinges.

The further example considers the gearing of a conveyor chain link with a driving two-way sprocket cog, the link turn angle being  $\gamma_2 = 360^0 m/z$ , where  $m$  – number of sprocket strokes;  $z$  – number of cogs.

In the position shown hereby, the link 2 is already geared and the link 1 is being geared. The final moment of link 1 being geared matches the moment when the component 9 and the sprocket cog 7 touch each other. For the purposes of further research, the link 2 will be considered driving towards the link 1. The roller 4 is affected by the tension forces ( $F_1$ ,  $F_2$ ) from the links 1 and 2, as well as by the reaction  $F_N$  of the sprocket cog (fig. 26).

According to the designations used in the figure 26, the balance conditions for the chain roller 4 are expressed with the following equations:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Sigma x_i = 0; F_{2i} \cos \gamma_i + F_{Ni} \sin \beta_1 - F_{1ki} \sin \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} - \\ - F_{2ki} \sin \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} - F_1 = 0; \\ \Sigma y_i = 0; F_{2i} \sin \gamma_i - F_{Ni} \cos \beta_1 + F_{1ki} \cos \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} + \\ + F_{2ki} + F_{2ki} \cos \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} = 0; \\ \Sigma M_{0i} = 0; F_{2i} [b \sin(\gamma_i - \xi_{i-1}) - x_{12i} \cos(\gamma_i - \xi_{i-1})] + \\ + \lambda_1 F_{Ni} \operatorname{sgn} \xi_{i-1} + F_1 (x_{11i} \cos \xi_{i-1} - b \sin \xi_{i-1}) - \\ - b F_{1ki} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} + b F_{2ki} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} = 0. \end{array} \right. \quad (28)$$

where  $F_{1ki}$  and  $F_{2ki}$  – rolling resistance forces, N;

$F_{1i}$  and  $F_{2i}$  – tension forces of chain links 1 and 2, N;

$F_{Ni}$  – normal reaction, N;

$\gamma$  – mutual rotation angle of the chain links;

$\beta_1$  – directional angle of the normal reaction;

$\xi_l$  – orientation angle of the local coordinates system  $x_{10y_1}$ ;

$x_{11}$  and  $x_{12}$  – the coordinates of the contact point between the plates and rollers [2];

$b$  – half of the roller pivot width.

By solving the equation system (28), the  $F_2$ ,  $F_N$  and  $\xi_l$  are determined, if .

$$0 \leq \gamma \leq \gamma_{\Sigma}.$$

## 2. Experimental research

This section covers the experimental research conducted in the laboratory of the Faculty of Engineering of the Latvian University of Agriculture. The experimental research involved comparing a sliding friction hinge chain to a rolling friction hinge chain on two test benches. The conclusion of this section provides a calculation of the economical benefits gained through the usage of a rolling friction hinge chain.

### 2.1. Experiment benches

#### 2.1.1. Closed chain loop experiment bench

The closed chain loop experiment bench is depicted in the figure 26. The force from electric engine 1 is applied to the chain 18 by means of belt pulleys 6 and 7, belt 11, reducer 2 and the driving chain sprocket 4. To simulate the operation of the chain under load, the bench has a hydraulic pump and an adjustable throttle valve installed (the throttle valve calibration diagram is shown in the figure 4.5). The hydraulic pump is operated by means of the chain

sprocket 5, reducer 3, belt pulleys 8 and 9 and belt 10. The alterations of passage through the throttle valve 13 cause the load applied to the chain 18.

### **2.1.2. Forced chain research bench**

Determining the durability using a closed chain loop takes a lot of time. In general, just one research on the regularities of the increase in the average chain pitch may take dozens of hours. The forced chain research bench (fig. 28) has been developed to allow a faster determination of the optimal chain design and the necessary hardness of the components' effective surfaces without having to manufacture a lot of chain components beforehand. Such bench ensures the smooth, persistent oscillatory (there and back) movement or the rotary movement (including backwards) of the chain under different workload conditions, which is typical for chain conveyors. One hour of experimentation on this bench equals some 5.6 hours of work on experiment bench No. 1.

The operational principles of the bench are shown in the figure 28. The rollers 13 are driven by the electric engine 1 with a single degree worm reduction unit 2, the chain drive 3 and the chain drive 23 (for rotary movement) or the crank gear for oscillatory movement (fig. 28). The rotary moment from the sprockets and cardans II is transmitted to the rollers 13 being researched.

## **2.2. Methods of research**

One of the main parameters of a chain is the chain pitch  $t$ , which changes under the influence of the chain hinge components' deterioration. In order to evaluate the deterioration of the components of a chain in a certain period of being operated under certain workload, the chain is loaded with the force of  $\approx 3500$  N. The duration of the load is also recorded. During the experiment, the deterioration (and therefore the chain pitch  $t$ ) is measured at two different chain links, every link consisting of 16 plates and 8 rollers.

The figure 29 shows the part of the plate measured hereby (distance  $b$ ). The figure 30 shows the part of the roller being measured (distance  $a$ ). The rollers are being measured in 4 different places, as the roller comes into contact with 4 plates, so it has 4 effective areas. The figure 31 shows the measurement of the chain pitch. The chain pitch is measured between the rollers, with the overall length of the chain link also being measured (two links are being measured during this experiment, each consisting of 16 plates and 8 rollers).

The chain pitch is measured with vernier callipers, and the rollers and plates are measured with a micrometer. In order to ensure the precision of measurements, a special auxiliary device was used to fix the plates in place.

The precision of measurements for the chain pitch  $t$  is 0,1 mm. The precision of measurements for the roller size  $a_i$  and the plate size  $b$  is 0,01 mm.

### 2.3. Results of the experiments

The results of the experiments conducted on the closed chain loop bench are shown in the figure 32. It shows the pitch changes of a sliding friction hinge chain and a rolling friction hinge chain operated under the same circumstances.

The figure 32 shows that after having experimentally tested the chain pitch  $t_{\text{vid}}$  changes, these were 4.4 times bigger in the sliding friction hinge chain than in the rolling friction hinge chain.

The figure 33 shows that the deterioration of rollers in the sliding friction hinge chain is 9.4 times bigger than that in the rolling friction hinge chain.

The deterioration of chain plates is shown in the figure 34. As the diagram shows, the deterioration of plates in the sliding friction hinge chain is 1.9 times bigger than that in the rolling friction hinge chain.

The forced research (experiment bench No. 2) of rolling friction hinges and sliding friction hinges showed the chain pitch extension of the sliding friction chain being 3.4 times bigger than that of the rolling friction hinge chain. The ratio of durability of the rollers and plates in the rolling friction hinge chain to that in the sliding friction chain was, respectively, 6.8 and 1.7.

### Deductions and suggestions

1. The new dismountable conveyor plate chain with rolling friction hinges has been developed. Five patents have been issued for the designs of the chain (with various structural features).
2. The research contains the theoretical substantiation of the constructive parameters of the rolling friction hinge, that involve the size of each effective surface of the hinge's components, the roller feature point trajectory and the research on the process of rolling.
3. The geometrical shape of the effective surfaces of rollers and plates has been developed within the research of the rolling friction hinge's constructive parameters. In order for the rolling to occur, the effective surfaces of rollers and plates must be cylindrical, the curvature radiuses being on one side. Therefore, the roller curvature radius  $R_2$  must always be bigger than the plate curvature radius  $R_1$ . It has been figured out that the roller and plate effective surface curvature radiuses depend on the diameter of the roller, the number of cogs on the sprocket and the mutual turn angle of the chain links at the sprocket. The

sufficiency of roller and plate curvature radiuses  $R_2$  and  $R_1$  for the workload is checked by the permissible contact tensions within the rolling hinge.

4. In theoretical research was obtained relationship for chain pivots characteristic point trajectory. Trajectory coordinates are dependent on the diameter of the cylindrical part of pivot, turning angle and the plate active surface radius. These relationships are necessary to construct the plate hole geometry, combined with the friction forces in the chain hinge prevents hinge slides.

5. The kinematical feature of the rolling friction hinge chain is that the chain pitch changes depend on the mutual turn angle of the plates. The theoretical research resulted in the discovery of the regularities needed to determine the chain pitch changes. The chain pitch change depends on the roller and plate effective surface curvature radiuses  $R_1$  and  $R_2$ , the mutual turn angle of the plates and the size of rollers and plates. The chain pitch change does not exceed the acceptable pitch bounds.

6. The rollers of the chain being researched are displaced in the vertical plane. Due to this, the chain heaves downwards under its own weight, which causes the roller warp within the vertical plane. It has been figured out that the deflection of a roller from the vertical position increases the load at the upper hinges by 7 to 19% compared to the lower hinges.

The roller warp within the vertical plane causes the elastic plastic deformations in the upper plate hinges. The upper hinges are deformed 4% more and the rollers shift in the direction of movement within the vertical plane, which has an impact on the rolling within the hinge.

7. Chain with step  $t = 125$  mm rolling friction hinges (with plate active surface radius  $R_1 = 34$  mm and pivots active surface radius  $R_2 = 35.4$  mm) contact stresses in the upper plate joints at a force of 30 ... 40 kN is about two times smaller than the specific pressure of sliding friction hinges.

8. Theoretically and experimentally validated sliding friction hinges work features: pivots may periodically rotate, thus reducing wear on the neck.

9. The theoretical research provided the equations necessary to determine the forces applied when the rolling friction hinge is geared with the sprocket. Being able to determine these forces is useful for the component strength calculations, the gearing quality analysis and improvement. A numerical analysis of the chain with a  $t = 125$  mm pitch has demonstrated that the force  $F_2$  on the link being geared is reduced from 29,4 to 12,7 kN, but the roller and sprocket reaction is increased from zero to 46 kN, the link being geared having the constant force of  $F_1 = 29,4$  kN. The rolling friction forces within a hinge do not exceed 0,05 kN and the turn angle of the roller is  $\xi_1 \leq 0.5\gamma_\Sigma$ .

10. The comparative experimental research on the full chain loop bench and on the forced chain research bench has proven that the durability of a rolling friction hinge chain was 3,4 – 4,4 times bigger than that of a sliding friction

hinge chain. The hardness of plates in the rolling friction hinge chain has been 42 HRC, the rollers were 30 HRC hard.

11. It has been figured out during the experimental research that the rollers in a rolling friction chain were 6,8 – 9,4 times more durable than those in a sliding friction chain, the plates respectively being 1,7-1,9 times more durable.

12. The economic advantage of the usage of rolling friction hinge chains expressed in money is Ls 3,48 a year per one meter of the chain.

13. As a result, the author suggests the dismountable plate chains with rolling friction hinges, thermally treated rollers (HRC 30 ... 40) and plates (HRC 42 ... 48). to be put into production.

## **Izmantotie informācijas avoti**

### **References**

1. Сакнит Я. Ю., Римковский Г. П., Горенштейн А. М. Сравнительные испытания открытошарнирных и круглозвенных цепей для навозоуборочных транспортеров ТСН - 3,0Б. - В кн.: Подъемно - транспортные, строительные и дорожные машины. М., 1975. - с. 79 - 86.
2. Узклингис Г.А. – Исследование и усовершенствование цепного устройства навозоуборочного скребкового транспортера: Автореферат диссертации кандидата технических наук. – М.: 1981. – 18 стр.
3. Левина З. М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М., Машиностроение, 1971. – 264 с.
4. Готовцев А.А. Столбин Г.В., Котенок И.П. Проектирование цепных передач. – М.: Машиностроение, 1973. – 376 с.
5. G. Uzklīņģis, E. Pudāns. Izjaucama plāksnīšu ķēde ar ritberzes šarnīriem. Latvijas patents Nr. LV 13914 B. F16G13/00, 20.06.2009. Patenti un preču zīmes. *Latvijas Republikas patentu valdes oficiālais vēstnesis* – Nr. 6, 2009. lpp.