



E. Riives

*Mehhanismide
ja masinate
teooria*

Laboratoorsesed tööd

Tallinn 1966

2168872

TALLINNA POLÜTEHNILINE INSTITUUT

Masinaelementide kateeder

E. Riives

MEHCHANISMIDE JA MASINATE TEOORIA

Laboratoorsed tööd

Tallinn

1966

ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра деталей машин

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Лабораторные работы

На эстонском языке

2



Trükkimisele antud 18. XI 66. Paber 60x84, 1/16
Trükipg. 3,75. Tingpg. 3,49. Tiraaž 600
TPI rotaprint, 1966. Tell. 412
Hind 10 kop.

MEHCHANISMI KINEMAATILISE SKEEMI KOOSTAMINE JA STRUKTUURIANALÜÜS

Teoreetilised alused

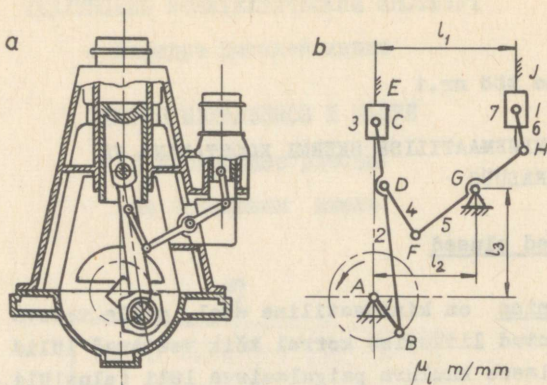
Mehhanism on kinemaatiline ahel, mille vedava lüli (lülid) etteantud liikumise korral kõik veetavad lülid liiguvad üheselt ahelasse kuuluva paigalseisva lüli (aluslüli e. raam) suhtes. Vedavate lülid arv on võrdne ahela vabadusastmete arvuga paigalseisva aluslüli suhtes.

Kinemaatilise ahela põhielemendiks on lüli. Lüliks on kas üksik detail (näit. vāntvõll, joon.1-1) või omavahel liikumatult ühendatud detailide kompleks (näit. keps, joon.1-1).

Lülid ühendust, mis võimaldab neil teineteise suhtes liikuda, kuid seostab osa esialgseid lüli liikumise vabadusi, nimetatakse kinemaatiliseks paariks. Seostatud liikumiste arvu alusel liigitatakse kinemaatilisi paare klassidesse (1. ...5. klass). Kinemaatilise paari vahendusel puutuvad ühendatud lülid teineteisega kokku nn. kinemaatiliste elementide kaudu. Kinemaatilise paari moodustavad seega kaks kinemaatilist elementi, millest üks kuulub alati ühele ja teine teisele lülile. Kinemaatiliseks elemendiks võib olla pind, joon või punkt. Esimesel juhul nimetatakse kinemaatilist paari madalamaks ja kahel viimati mainitud juhul kõrgemaks kinemaatiliseks paariks.

Mehhanismi kinemaatiline skeem on tegeliku mehhanismi või masina mõõtkavaline skemaatiline kujutis. Skeemi koostamisel kasutatakse lülid ja kinemaatiliste paarid kujutamisel nende skemaatilisi tähistusi. Profiilid, millel paiknevad kõrgema kinemaatilise paari elemendid, kujutatakse tegelikele profiilidele sarnastena. Kinemaatilistel skeemidel kasutatavad tingtähised on esitatud ГОСТ-is 3462-52.

Joon.1-1 on esitatud lisakepsuga mootori konstruktiivne joonis (joon.1-1,a) ning tema kinemaatiline skeem (joon.1-1,b).



Joon.1-1

Mehhanismi struktuurianalüüsi eesmärgiks on mehhanismi vabadusastmete arvu ja klassi määramine.

Vabadusastmete arv L sõltub esmalt sidemete arvust (lülide seotud liikumiste arvust), mida põhjustavad kinemaatilised paarid, s.o.

$$L = 6n - S, \quad (1-1)$$

kus n - liikuvate lülide arv, S - kinemaatiliste paaride poolt põhjustatud lülide summaarne seotud liikumiste arv.

Lülide liikumist võivad peale eelmainitu piirata veel nn. üldised lisasidemed, mille tulemusel muutub vastavalt ka kinemaatilise ahela vabadusastmete arv. Mehhanismi vabadusastme määramisel tuleb seetõttu esmalt välja selgitada võimalike üldiste lisasidemete arv ja selle alusel määrata mehhanismi perekondlik kuuluvus ja struktuurivalem.

Mehhanismi struktuurivalemi üldkuju on:

$$L = (6 - m)n - \sum_{k=5}^{k=m+1} (k - m) p_k, \quad (1-2)$$

kus m - üldiste lisasidemete arv ($m = 0, 1, 2, 3, \text{ ja } 4$), k - kinemaatilise paari klass, p_k - k -nda klassi kinemaatiliste paaride arv, n - liikuvate lülide arv.

Tasapinnalised mehhanismid kuuluvad 3. ja 4. perekonda ($m = 3$ ja $m = 4$) ning nende struktuurivalemid on järgmised:

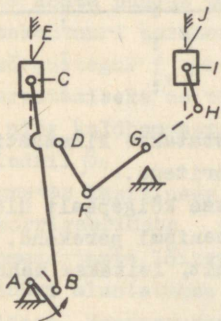
kolmanda perekonna mehhanismidel

$$L = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (1-3)$$

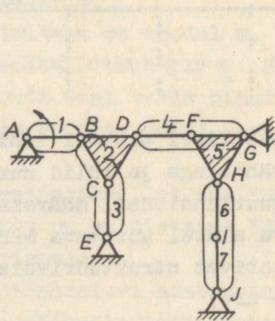
ja neljanda perekonna mehhanismidel

$$L = 2n - p_5. \quad (1-4)$$

Tasapinnalise mehhanismi klassi määramisel lahutatakse mehhanism struktuurilisteks algelementideks - gruppideks. Gruppideks lahutatakse kas vahetult kinemaatilisest skeemist lähtudes (joon.1-2) või mehhanismi nn. struktuuriskeemi vahendusel (joon.1-3). Struktuuriskeemi kasutatakse ainult ta-



Joon.1-2



Joon.1-3

sapinnaliste mehhanismide klassifitseerimiseks. Struktuuriskeem ei ole mõõtkavaline ning skeemil ei tehta vahet ro-
tatsiooni- ja translatsioonipaari vahel.

Töö käik

Mehhanismi kinemaatilise skeemi koostamiseks määratakse:

1. Lülide arv ja nende mõõtmed. Lüli mõõtmeid on olulised ainult need, mis määravad lülile kuuluvate kinemaatiliste elementide asukoha.

2. Kinemaatiliste paaride klass ja liik (madalam või kõrgem) ning vastavasse klassi kuuluvate kinemaatiliste paaride arv p_k .

3. Mõõtmed, mis on vajalikud kinemaatilise ahela üldkujunduseks (aluslülile kuuluvate kinemaatiliste elementide

vahelised kaugused, juhtsirgete kaugused teineteisest või nendevahelised nurgad jne.).

Punktides 1, 2 ja 3 märgitud andmeid on sobiv koondada tabelisse (1-1) ning siis selle alusel koostada mehhanismi kinemaatiline skeem (mõõtkava μ_1 m/mm).

Tabel 1-1

Kinemaatilised paarid			Lülid			Kinemaatilise ahela mõõtmised		
Tähis	Liik	Klass	Tähis	Kinemaat. elementide arv	Mõõde	Tähis	Mõõde	
:	:	:	:	:	:	:	:	:
:	:	:	:	:	:	:	:	:
:	:	:	:	:	:	:	:	:

Kinemaatilisel skeemil tähistatakse kinemaatilised paarid suurte tähtedega ja lülid numbritega.

Struktuurianalüüsil määratakse kõigepealt üldiste lisasidemete arvu alusel uuritava mehhanismi perekond. Seejärel, rakendades sobivat struktuurivalemit, leitakse mehhanismi vabadusastmete arv.

Tasapinnalistel mehhanismidel määratakse veel mehhanismi klass, milleks on vaja:

- 1) taandada kõrgemad kinemaatilised paarid ja kujutada asendava mehhanismi kinemaatiline skeem;
- 2) märgistada ja eraldada vedav lüli (vedavad lülid);
- 3) eraldada grupid. Gruppide eraldamist alustada vedavast lülist, s.o. esimesest grupist, mis on ühendatud vedava lüliga;
- 4) esitada mehhanismi struktuurilist ehitust väljendav seos.

SILINDERHAMMASRATASTE ANALÜÜS

Teoreetilised alused

Hammasrataste analüüsi eesmärgiks on olemasoleva hammasratta alusel tema valmistamiseks kasutatava lõikeriista lähtekontuuri parameetrite ning hammasratta põhimõõtmete määramine. Selle järele on vajadus siis, kui uuega asendatava hammasratta kohta puudub tööjoonis.

Lähtekontuuri parameetriteks on moodul m , hambumisnurk α_0 , kõrgustegur f_0 ja radiaallõtkutegur c_0 . Hammasrataste mõõtmete arvutamiseks on tarvis veel teada nihutustegureid ξ_1 ja ξ_2 ning kaldhammastega rataste puhul hamba kaldenurka jaotussilindril β_0 .

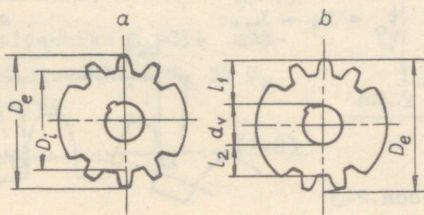
Järgnevas käsitluses eeldatakse, et analüüsitav hamba-paar on korrigeerimata ning on valmistatud NSVL-is kasutatava hammasrataste lõikeriistaga.

Analüüsi alustatakse olemasoleva hambapaari (hammasratta) mõõtmisega. Hammasratta mõõtmeile lubatavate hälvete ning ka mõõtmisvigade tõttu erinevad esitatavate valemitega arvatud suurused mõnevõrra tegelikest. Seda tuleb arvestada vastava suuruse tegeliku väärtuse määramisel.

Peade- ja jalgaderingjoone läbimõõt D_e ja D_i on vahe-tult mõõdetavad, kui hammaste arv z on täisarv (joon.2-1,a). Paarituurvulise hammaste arvu korral mõõdetakse ratta rummu siseläbimõõt d_v ning pikkused l_1 ja l_2 (joon.2-1,b). Nende kaudu arvutatakse D_e ja D_i , kusjuures

$$D_e = d_v + 2 l_1 \quad \text{ja} \quad (2-1)$$

$$D_i = d_v + 2 l_2. \quad (2-2)$$



Joon.2-1

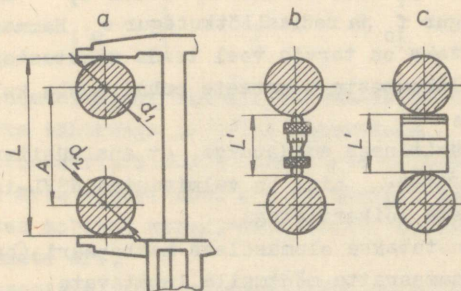
Telgedevahelise kauguse A mõõtmiseks kasutatakse järgmisi mooduseid:

a. Täpse varbsirkliga määratakse pikkus L ja võllide läbimõõdud d_1 ja d_2 (joon.2-2,a) ning nende kaudu arvutatakse telgedevaheline kaugus, kusjuures

$$A = L - \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2-3)$$

b. Sisemikromeetriga mõõtmisel (joon.2-2,b) avaldub telgedevaheline kaugus võrdusest

$$A = L' + \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2-4)$$

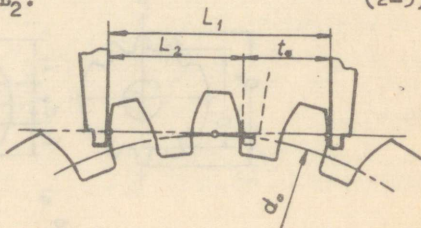


Joon.2-2

c. Pikkusmõõtplatidega (joon.2-2,c) mõõdetakse suhteliselt väikesi telgedevahelisi kaugusi. Vaadeldaval juhul arvutatakse A valemiga (2-4).

Alussamm t_0 . Hambumise sammu alusringjoonel nimetatakse alussammuks. Kuna evolventprofiili normaal on igas profiili punktis alusringjoone puutuja, siis võttes algul varbsirkli haardesse n hambast ja mõõtes nn üldnormaali pikkuse L_1 (joon.2-3) ja seejärel $n - 1$ hambale vastava üldnormaali pikkuse L_2 , saame alussammu väljendada mõõtetulemuste vahena, s.o.

$$t_0 = L_1 - L_2 \quad (2-5)$$



Joon.2-3

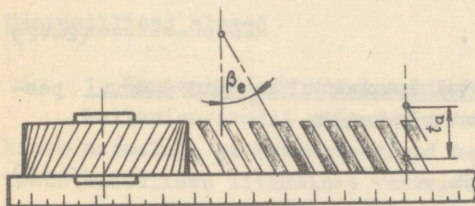
Üldnormaali pikkuse mõõtmisel peavad varbsirkli mõõteotsikud asuma profiilide evolventsel osal. Selle tagamiseks tuleb 20°-se hambumisnurga korral haardesse võetav hammaste arv n valida tabelist 2-1.

T a b e l 2-1

z	12...18	19...27	28...36	33...45	46...54	55...63	64...72
n	2	3	4	5	6	7	8

Kaldhammasratastel mõõdetakse üldnormaali pikkust hamba normaalpinnas.

Hamba kaldenurk jaotussilindril β_a . Ligikaudu on võimalik hamba kaldenurka β_a määrata värvijäljendi kaudu, mida tekitavad hammaste pead puhtale paberile, kui veeretada ratast piki joonlaua serva (joon.2-4). Jäljendilt on mõõdetav hamba kaldenurk peadesilindril β_e ning hambumise telgsamm t_a . Kuna hammasratta kõigil koaksiaalsetel silindreil telgsammud on võrdsed, siis joon.2-5 alusel



Joon.2-4

$$t_a = \frac{\pi d_a}{z \tan \beta_a} = \frac{\pi D_e}{z \tan \beta_e}, \text{ millest}$$

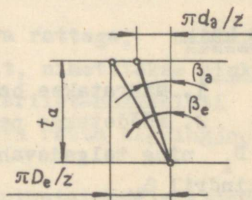
$$\tan \beta_a = \frac{d_a}{D_e} \tan \beta_e = \frac{D_e - 2 m_n}{D_e} \tan \beta_e. \quad (2-6)$$

Vahetult telgsammu t_a kaudu on β_a arvutatav järgnevast võrdusest (vt. joon.2-5):

$$\tan \beta_a = \frac{\pi (D_e - 2 m_n)}{z t_a}. \quad (2-7)$$

Hamba kaldenurka β_a võib määrata ka hambumismoodulite m_n ja m_s suhtest, kusjuures

$$\cos \beta_a = \frac{m_n}{m_s}. \quad (2-8)$$



Joon.2-5

Telgedevahelisest kaugusest A lähtudes avaldub β_0 võrdusest:

$$\cos \beta_0 = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 A} . \quad (2-9)$$

Võrrandid (2-6)... (2-9) annavad kõik β_0 väärtused teatava veaga, kuna neis esineb mõõtmise tulemusel saadud või viimaste alusel määratud suursusi.

Hambumismoodul. Hambumise normaal moodul m_n (sirghammastega ratastel laupmoodul m) on arvutatav alljärgnevaist võrdusist:

$$m_n = \frac{D_{e1}}{2} - \frac{A z_1}{z_1 + z_2} = \frac{D_{e2}}{2} - \frac{A z_2}{z_1 + z_2} , \quad (2-10)$$

$$m_n = \frac{D_{e1} + D_{e2} - 2 A}{4} = \frac{2 A \cos \beta_0}{z_1 + z_2} . \quad (2-11)$$

Kui hamba jalakõrgus $h'' = 1,25 m_n$, siis

$$m_n = \frac{D_e - D_i}{4,5} . \quad (2-12)$$

Kaldhammastega ratastel laupmoodul m_s (kui hamba peakõrgus $h' = m_n$) on arvutatav võrdusest

$$m_s = \frac{D_e - 2 m_n}{z} . \quad (2-13)$$

Lähtekontuuri profiilnurk α_0 on telgsammu kaudu määratav võrdusest

$$t_0 = \pi m_n \cos \alpha_0 , \quad (2-14)$$

millest

$$\cos \alpha_0 = \frac{t_0}{\pi m_n} . \quad (2-15)$$

Võrdust (2-14) kasutatakse teadaoleva α_0 puhul sageli hambumismooduli m_n arvutamiseks.

Töö käik

1. Määratakse hammaste arv (arvud) loenduse teel.
2. Mõõdetakse peade- ja jalgadesilindrite läbimõõdud D_e ja D_i ning telgedevaheline kaugus A ja hamba kaldenurk peadesilindril β_e .
3. Mõõdetakse alussamm t_0 .

4. Arvutatakse võrranditega (2-10)... (2-13) hambumismoodul. Tulemus ümardatakse lähimale standardsele moodulile (ГОСТ 9563-60).

5. Arvutatakse lähtekontuuri profiilnurk α_0 .

6. Arvutatakse hamba kaldenurk jaotussilindril β_0 .

7. Arvutatakse peade- ja jaotusringjoone läbimõõdud D_e ja d_3 ning ülekande telgedevaheline kaugus A .

8. Koostatakse ühe hammasratta tšüjoonis.

Laboratoorne töö nr.3

EVOLVENTPROFIILIGA SILINDERHAMMASRATASTE VALMISTAMINE JA HAMBUMISE KORRIGEERIMINE

Teoreetilised alused

1. Hammasrataste valmistamine rullumismeetodil

Rullumismeetodil silinderratta hammaste tšütlemine põhineb asjaolul, et kontakteerivad hambaprofiilid osutuvad rataste suhtelises liikumises vastastikku mähisjoonteks, s.o. kumbki profiil kujundub vastasprofiili (mähitav kõver) hetkeliste asendite mähisjoonena.

Kuna evolventhambumisel kaasprofiilideks (profiilid, mis tagavad konstantse ülekande suhte) on kaks evolventkõverat, siis seega evolventprofiiliga silinderhammasratta valmistamiseks kasutatav lõikeriist võib olla evolventprofiiliga lõikeriist - hammasrattas või hammaslatt. Hammaste profiili kujundamisel lõikeriist nagu rullub tšõdeldatava ratta suhtes, millest tuleneb nimetus rullumismeetod.

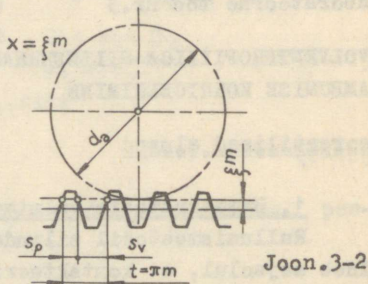
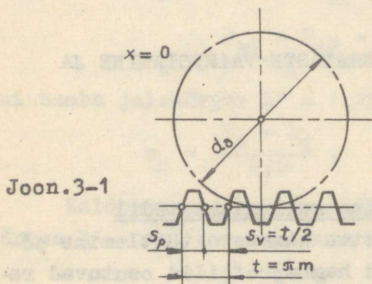
Lõikeriista "hambumist" tšõdeldava rattaga, millega kaasneb laastu eraldamine sellelt rattalt, nimetatakse pinkhambumiseks. Pinkhambumises veereb lõikeriist-hammaslati kesk- või jaotussirge libisemata lõigatava ratta algringjoonel, mida nimetatakse jaotusringjooneks.

Lõikeriist-hammaslati kesksirgeks nimetatakse seejuures sirget, millel hamba paksus võrdub hambavahe laiusega, s.o. $s_p = s_v = t/2$, kus $t = \pi m$ - standardne samm (joon.3-1). Jaot-

tussirge on aga kesksirgega paralleelne sirge, millel samm on võrdne standardsega, kuid $s_p \neq s_v$. Jaotusringjoon on seega ringjoon hammasrattal, millel samm võrdub lõikeriisthammaslati sammuga.

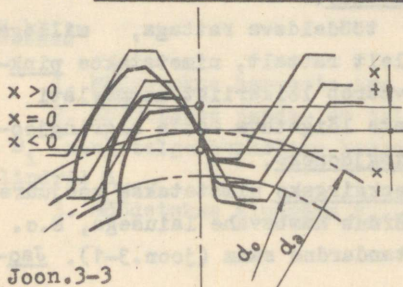
2. Hambumise korrigeerimine

Kui hammasratta valmistamisel rullumismeetodil hammaslati kesksirge veereb libisemata ratta jaotusringjoonel (joon.3-1), siis osutub jaotusringjoonel hamba paksus võrdseks hambavahe laiusega. Sellist hammasrattast nimetatakse üldnimetusega null- e. korrigeerimata hammasrattaks.



Muutes lati asendit lõigatava ratta tsentri suhtes, veereb jaotusringjoonel libisematult jaotussirge, mis kesksirgest on teatava pikkuse x võrra nihutatud (joon.3-2). Esinevat nihutust väljendatakse nihutusteguri ξ ja mooduli m korrutisena, s.o. $x = \xi m$.

Kuna jaotussirgel hamba paksus ei võrdu hambavahe laiusega, siis ka valmistatava hammasratta jaotusringjoonel eelmainitud suurused ei ole võrdsed. Sellist hammasrattast nimetatakse korrigeeritud hammasrattaks.



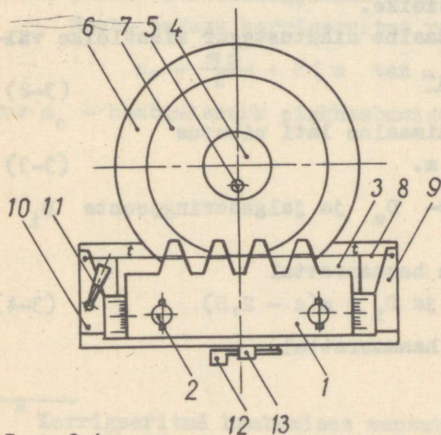
Võrreldes korrigeeritud hammasrattast sama hammaste arvuga nullrattaga, ilmneb, et hamba paksus, hamba kõrgus ning hammaste asetus ratta tsentri suhtes (joon.3-3) on muutunud.

Hambumise korrigeerimisel kasutatav nihutus (vastavalt nihutustegur) on algebraline suurus. Hammasratta tsentri poole toimunud hammaslati nihutust loetakse negatiivseks ning vastassuunalist nihutust positiivseks. Vastavalt nihutuse märgile nimetatakse korrigeeritud hammasrattaid miinus- või plussrattasteks.

Kuna hambumise korrigeerimisel muutub hamba paksus, siis korrigeeritud hambumise (korrigeeritud ratastest moodustatud hambumine) telgedevaheline kaugus A ei ole üldjuhul võrdne nullratastest moodustatud hambumise telgedevahelise kaugusega A_0 . Seetõttu ei ühti ka jaotusringjooned algringjoontega $d_2 \neq d$ ning hambumisnurk $\alpha \neq 20^\circ$. Hambumisnurga muutumisest tingituna nimetatakse vastavat hambumist korrigeeritud nurga hambumiseks. Erijuhtu kujutab nn. võrdnihutusega hambumine, kus $\xi_1 = -\xi_2$. Kuna siin ühe hamba paksus suureneb teise oma vähenemisega võrdselt, siis $A = A_0$, $\alpha = \alpha_0$ ja $d_2 = d$. Korrigeerimise tagajärjel muutub hamba kõrgus, mistõttu hambumist nimetatakse korrigeeritud kõrgusega hambumiseks.

Katseseadme kirjeldus

Korrigeerimata ja korrigeeritud hammasratta hamba profiili kujunemist on võimalik esitada joon.3-4 kujutatud seadmega.



"Lõikeriistaks" on seadmel hammaslatt 1, mis kinnitub kruvi- dega 2 alusele 3. Val- mistatava hammasratta "toorik" (vastava läbi- mõõduga joonestuspa- berist ketas) kinnita- takse seibi 4 ja kru- vi 5 abil orgaanilisest klaasist kettale 6, mil- le välisläbimõõt vas- tab hammasratta peade- ringjoone läbimõõdule.

Joon.3-4

Kettaga 6 on jäigalt ühendatud äärest soonestatud ketas 7, mille läbimõõd t võrdub hammasratta jaotusringjoone läbimõõduga d_a

"Pinkhambumises" jaotusringjoon (ketas 6) veereb libisematult lati jaotussirgel. Viimane ühtib lati aluse ülemise servaga t - t. Libisematu veeremine saadakse terastraadi 8 vahendusel, mille üks ots on kinnitatud lati aluse parempoolse tugiplaadi 9 külge. Kinnituskohast suundub traat lati aluse ülemist serva mööda paremale, ümbritseb ketast 6 ja suundub siis vasakpoolsele kinnitustoele 10. Traati pingutatakse käepidemega 11. Vajutusega lingile 12 käivitava pörmehhanismiga antakse latile translatoorne ning ketale pöörlev liikumine. Kerge vajutus lamevedru 13 otsale vabastab pörmehhanismi pöidla hambumisest ning latt koos alusega on vabalt paigaldatav mõlemas suunas.

Töö käik

1. Arvutatakse seadmele märgitud mooduli m ja jaotusringjoone d_a arvvärtuste kaudu hammaste arv, kusjuures

$$z = \frac{d_a}{m} . \quad (3-1)$$

Kuna kõikidel juhtudel osutub $z < 17$, siis lõikeriisthammaslatt põhjustab sisselõike.

2. Arvutatakse minimaalne nihutustegur sisselõike vältimiseks

$$\xi_{\min} = \frac{17-z}{17} \quad (3-2)$$

ja selle kaudu vajalik minimaalne lati nihutus

$$x_{\min} = \xi_{\min} m . \quad (3-3)$$

3. Arvutatakse peade- D_e ja jalgaderingjoonte D_1 läbimõõdud:

a) korrigeerimata hammasrattal

$$D_e = m(z + 2) \text{ ja } D_1 = m(z - 2,5), \quad (3-4)$$

b) korrigeeritud hammasrattal

$$D_e = m(z + 2) + 2\xi m^* \text{ ja}$$

$$D_i = m(z - 2,5) + 2\xi m. \quad (3-5)$$

Korrigeeritud ratta mõõtmete arvutusel anda ξ -le väärtused:

$$1) \xi = \xi_{\min} \quad \text{ja} \quad 2) 0 > \xi > -1.$$

4. Lõigatakse joonestuspaberist "tooriku" välisläbimõõdule vastav ketas.

5. Jaotatakse ketas radiaalsete kiirtega kolme ossa. Märgitakse igasse sektorisse vastav nihutustegurite väärtus ning joonestatakse peade-, jaotus- ja jalgaderingjooned.

6. Kinnitatakse "toorik" kettale 6 ning viiakse hammaslatti härrmisse parempoolsesse asendisse (vajutusega vedru 13 otsale).

7. Antakse hammaslatile nihutustegurile vastav asend. Nullhammasratta "valmistamiseks" peab hammaslatile määratud joon (lati kesksirge) ühtima aluse skaala nulljaotusega.

8. Vajutusega lingile 12 nihutatakse latti ühe pöörme mehhanismi sammu võrra vasakule ning terava pliiatsiga tõmmatakse hammaslati profiili mööda joon "toorikule". Protsessi korratakse, kuni on kujunenud 2...3 hammast.

9. Arvutatakse korrigeerimata ja korrigeeritud ratta hamba paksus jaotusringjoonel ning võrreldakse tulemusi.

Hamba paksus korrigeeritud ratta jaotusringjoonel

$$s_3 = \frac{\pi m}{2} + 2\xi m \tan \alpha_0, \quad (3-6)$$

kus α_0 - hambumisnurk pinkhambumises, $\alpha_0 = 20^\circ$.

* Korrigeeritud hambumises muutub peaderingjoone läbimõõt tegelikult vähem kui $2\xi m$ võrra, selleks et säilitada ka siin radiaallõtku 0,25 m.

NUKI PROFILEERIMINE

Teoreetilised alused

Lähteandmed nuki profileerimiseks on:

1. Tõukuri liikumisseadus, s.o. nuki pöördenurga φ ja tõukuri paigutuse s või ψ vaheline seos - $s = s(\varphi)$ või $\psi = \psi(\varphi)$.

2. Liikumisfaasidele vastavad nuki pöördenurgad.

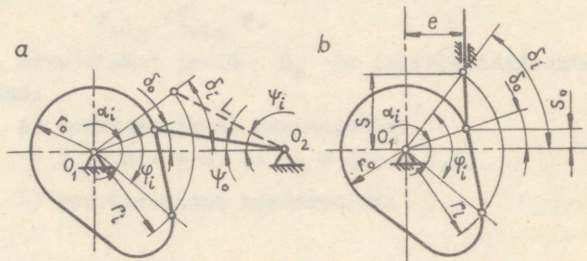
3. Nukkmehhanismi geomeetrilised parameetrid (alusringjoone raadius - r_0 , ekstsentrilisus - e , tõukuri hoova pikkus - L jm.).

Lähteandmete alusel nuki profiili konstrueerimine toimub: .

a) graafilisel teel - nuki pöördenurkadele vastavate tõukuri hetkeliste asendite alusel,

b) analüütiliselt - nuki pöördenurgale φ_1 vastava, mingit nuki profiili punkti määrava raadiusvektori r_1 ja profiilnurga α_1 alusel.

Nukkmehhanismid nookur- ja translatoorselt liikuva tõukuriga on kujutatud vastavalt joon.4-1, a ja joon.4-1, b. Tõukuri algasendit ning mingile pöördenurgale φ_1 vastavat asendit määravad järgmised suurused: $\psi_0, \psi_1, \delta_0, \delta_1$ (joon.4-1, a) ja $s_0, s_1, \delta_0, \delta_1$ (joon.4-1, b).



Joon.4-1

Seejuures tähistab ψ tükuri pöördenurka (indeksile "o" vastab algasend ja indeksile "i" - hetkeline asend), s - tükuri translatoorset paigutust, φ_1 - nuki pöördenurka ja α_1 - pöördenurgale vastavat nuki profiilinurka.

Belmärgitud suuruste alusel on arvatavad profiili punkte määravad parameetrid α_1 ja temale vastav raadiusvektor r_1 . Nuki profiili kuju määrab funktsioon $r_1 = r_1(\alpha_1)$.

Nookurtükuriga nukkmehhanismile leitakse suurused α_1 ja r_1 , lähtudes nuki liikumisseadusest $\psi = \psi(\varphi)$, mille kaudu määratakse igale pöördenurgale φ_1 vastav tükuri paigutus ψ_1 . Seejärel on raadiusvektor r_1 arvutatav võrrandist:

$$r_1 = \sqrt{A^2 + L^2 - 2 A L \cos \psi_1}, \quad (4-1)$$

kus A - nuki ja tükuri pöörlemistsentrite vaheline kaugus, L - tükuri hoova pikkus.

Profiilinurk α_1 avaldub võrdusest

$$\alpha_1 = \varphi_1 - (\delta_1 - \delta_0), \quad (4-2)$$

kusjuures

$$\delta_0 = \frac{L}{r_0} \sin \psi_0 \quad \text{ja} \quad \delta_1 = \frac{L}{r_1} \sin \psi_1.$$

Alusringjoone raadius

$$r_0 = \sqrt{A^2 + L^2 - 2 A L \cos \psi_0}.$$

Translatoorselt liikuva tükuri puhul funktsiooni $r_1 = r_1(\alpha_1)$ väärtuste arvutusmetoodika on analoogiline eelesitatuga. Erinevusi on kasutatavais arvutusvalemeis.

Raadiusvektor r_1 avaldub siin võrrandist

$$r_1 = \sqrt{e^2 + s_1^2}, \quad (4-3)$$

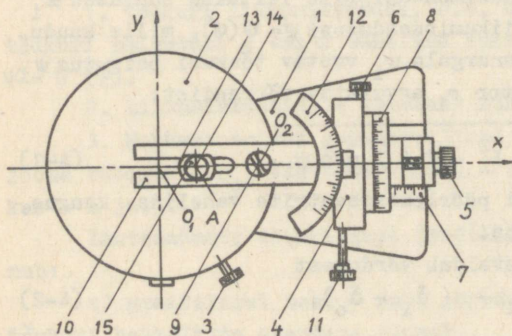
kus e - desaksiaalsus.

Profiilinurk α_1 arvutatakse samuti seosega (4-2), kusjuures aga

$$\cos \delta_0 = \frac{e}{r_0}, \quad \cos \delta_1 = \frac{e}{r_1} \quad \text{ja} \quad r_0 = \sqrt{e^2 + s_0^2}.$$

Seadme kirjeldus

Alusele 1 (joon.4-2) kinnitub ketas 2, mida on võimalik telje O_1 suhtes pöörata. Kettale antakse nurkpaigutusi (vastab nuki liikumisele) käepidemest 3 käivitatava hõõrdülekanedega. Pöördenurkade mõõtmiseks on kettal 1° -se jaotusastmega skaala.



Joon.4-2

Tõukuri liikumine reprodutseeritakse korpusega 4. Korpused on alusel x- ja y-telje sihis paigaldatavad, milleks tuleb pöörata vastavalt käepidet 5 või 6. Paigutusi x-telje sihis loetakse skaalalt 7 ja y-telje sihis skaalalt 8. Korpusele kinnitub juhik 10, mis on telje 9 suhtes pööratav. Juhikule antakse nurkpaigutusi käepidemega 11 ja neid mõõdetakse skaalalt 12. Juhiku paralleelsete juhtpindadega väljalõikes asub liugur 13, mille asend on muudetav juhiku suhtes. Liugurile kinnitub sirkel, mille teravikuga 14 tehtud augud ning sirkliga tõmmatud konstantse raadiusega ringid tähistavad tõukuri hetkelisi asendeid.

Nukk profileeritakse kettale kinnitatud joonestuspaberist ringile.

Töö käik

1. Määratakse lähteandmete alusel nuki pöördenurgale φ vastavad tõukuri paigutused s või ψ , s.o. arvutatakse funktsioonide $s=s(\varphi)$ või $\psi=\psi(\varphi)$ väärtused, andes φ -le väärtusi 10° järel.

Arvutus tehakse tõukuri eemaldumisfaasil ning naasmisfaasil esinevad tõukuri paigutused võetakse eelmistele sümmeetrilistena.

2. Arvutatakse raadiusvektoreile r_i vastavad nuki profiilinurga α_i väärtused.

3. Profileeritakse nukk, lähtudes algul funktsioonist $s = s(\varphi)$ või $\psi = \psi(\varphi)$ ning siis $r_i = r_i(\alpha_i)$ kaudu.

Tulemusi võrreldakse.

Nukki profileeritakse nookurtõukuriga nukkmehhanismides (joon.4-2,a) alljärgnevalt:

a) viiakse kettal 2 ja korpusel skaala 8 nullasendisse,

b) antakse käepideme 5 ja skaala 7 vahendusel tsentritele O_1 ja O_2 etteantud telgedevaheline kaugus $A = O_1 O_2$,

c) kinnitatakse liugur asendisse, mis vastab tõukuri hoova pikkusele $L = AO_2$,

d) antakse kettale 2 järk-järgult pöördenurgad φ_i ja juhikule skaala 12 järgi neile vastavad tõukuri asendid (ψ_i väärtused),

e) vajutusega nõelale 14 ja sirkli käepideme 15 pööramisega märgitakse tõukuri rulli tsentri ning rulli asendid,

f) sirkli teravikuga tähistatud avad ühendatakse sujuva pliitsijoonega ning tõmmatakse rulli kontuuridele sisemine mähisjoon. Esimene neist määrab nuki teoreetilise ja teine tegeliku profiili.

Nukki profileeritakse translatoorselt liikuva tõukuriga nukkmehhanismis (joon.4-2,b) alljärgnevalt:

a) viiakse kettal 2 ja juhikul skaala 12 nullasendisse,

b) pööratakse käepidet 6 kuni skaalal 8 tekib antud ekstsentrilisusele e vastav lugem,

c) nihutatakse korpus käepideme 5 pööramisega paremale, kuni skaalal 7 tekib lugem "12". Lugem "12" asub juhiku skaalal täpselt ketta 2 tsentri kohal,

d) antakse kettale 2 järk-järgult pöördenurgad φ_i . Neile vastava tõukuri asendi määramiseks tuleb liugur nihutada juhikul asendisse 120 — s mm.

e) ja f) vt. "Nuki profileerimine nookurtõukuriga nukkmehhanismis".

Nukki profileeritakse polaarkoordinaatide r_i ja α_i alusel alljärgnevalt:

a) skaalad 12 ja 8 viiakse nullasendisse ning skaala 7 lugemile "12",

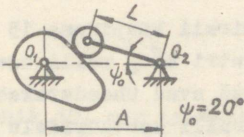
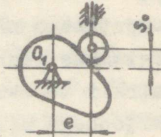
b) pööratakse järk-järgult ketast 2 nurgale φ_1 vasta-va väärtuse võrra,

c) igas ketta asendis asetatakse juhiku skaalale luge- gem, mis vastab raadiusvektorile r_1 . See saadakse tehtega $120 - r_1$.

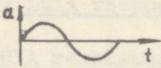
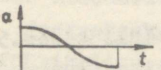
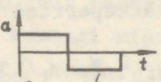
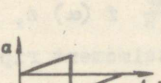
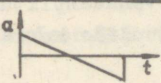
Lähteandmed nuki profileerimiseks on toodud tabelis 4-1, 4-2 ja 4-3. Lahendamisele kuuluv ülesanne määratakse šifri alusel, näit. A 3546 puhul täht "A" märgib mehhanismi tüüpi, esimene number - põhiparameetrite varianti (tabel 4-1) teine - tõukuri käigu ulatust (tabel 4-1), kolmas - tõukuri liikumisseadust (tabel 4-2) ja neljas - tsüklogrammi varian- ti (tabel 4-3).

T a b e l 4-1

Nukkmehhanismi parameetrid

TÜÜP A				TÜÜP B					
									
Põhiparameetrid			Tõukuri käik	Põhiparameetrid			Tõukuri käik		
Varian- di nr.	A mm	L mm	Varian- di nr.	Ψ	Varian- di nr.	s mm ⁰	e mm	Varian- di nr.	S mm
1	75	40	1	30 ⁰	1	20	20	1	30
2	75	46	2	32 ⁰	2	20	25	2	35
3	80	45	3	34 ⁰	3	25	15	3	40
4	80	60	4	36 ⁰	4	25	25	4	40
5	85	52	5	38 ⁰	5	30	20	5	45
6	90	60	6	40 ⁰	6	30	30	6	45

Tõukuri liikumisreedus

Varian- di nr.	Kiirenduse diagramm	TÜÜP A	TÜÜP B
1.		$\psi = \psi_0 + \Psi \left[\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_1} \right) \right]$	$s = s_0 + S \left[\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_1} \right) \right]$
2.		$\psi = \psi_0 + \frac{\Psi}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi \varphi}{\varphi_1} \right) \right]$	$s = s_0 + \frac{S}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi \varphi}{\varphi_1} \right) \right]$
3.		$\psi = \psi_0 + 2\Psi \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2$ $0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_1}{2}$ $\psi = \psi_0 + \Psi - 2\Psi \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1} \right)^2$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi < \varphi_1$	$s = s_0 + 2S \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2$ $0 \leq \varphi < \frac{\varphi_1}{2}$ $s = s_0 + S - 2S \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1} \right)^2$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi < \varphi_1$
4.		$\psi = \psi_0 + 4\Psi \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3$ $0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_1}{2}$ $\psi = \psi_0 + \Psi - 4\Psi \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1} \right)^3$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi < \varphi_1$	$s = s_0 + 4S \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3$ $0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_1}{2}$ $s = s_0 + S - 4S \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1} \right)^3$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi < \varphi_1$
5.		$\psi = \psi_0 + \Psi \left[3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 \right]$	$s = s_0 + S \left[3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 \right]$

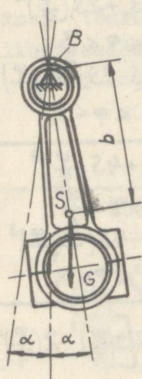
Tabel 4-3

Tstikloogramm

Varian- di nr.	Bemaldumise φ_1°	Kaugasendi φ_2°	Naasmise põrdenurk φ_3°	Lähiasendi φ_4°
1	100	60	100	100
2	120	100	120	20
3	100	120	100	40
4	120	80	120	40
5	100	80	100	80
6	120	60	120	60
7	120	40	120	80
8	100	40	100	120

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE FÜSIKALISE PENDLI
MEETODILTeoreetilised alused1. Lüli massi inertsimomendi määramine

Horisontaalsele prismale riputatud lüli (joon.5-1), mis võngub raskusjõu toimel riputustelje risttasapinnas, kujutab endast füüsikalist pendlit.



Joon.5-1

Füüsikalise pendli võnkeperiood

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_B}{G b}} \left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + \left(\frac{1.3}{2.4}\right)^2 \times \right. \\ \left. \times \sin^4 \frac{\alpha}{2} + \dots \right] = 2\pi \sqrt{\frac{I_B}{G b}} f(\alpha) \text{ s}, \quad (5-1)$$

kus I_B - lüli massi inertsimoment riputustelje B suhtes kgms^2 ,

G - lüli kaal kg , b - lüli raskuskeskme kaugus riputusteljest m , α - võnkeamplituud.

Väikeste võnkeamplituudide korral

$f(\alpha) \approx 1$ ning seega

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_B}{G b}} \text{ s}. \quad (5-2)$$

Suhteline viga valemi (5-2) kasutamisel ei ületa 0,1%, kui $\alpha < 8^\circ$, ning viga on alla 1%, kui $\alpha < 20^\circ$.

Valem (5-2) on rakendatav lüli massi inertsimomendi eksperimentaalseks määramiseks. Selleks on tarvilik mõõta riputatud lüli võnkeperiood T , lüli kaal G ning raskuskeskme kaugus riputusteljest b .

Lüli massi inertsimoment riputustelje B suhtes arvutatakse valemiga:

$$I_B = \frac{T^2 G b}{4\pi^2} \text{ kgms}^2. \quad (5-3)$$

Tavaliselt väljendatakse lüli massi inertsimoment tema raskuskeset läbiva telje S suhtes - I_S . Steineri lause põhjal

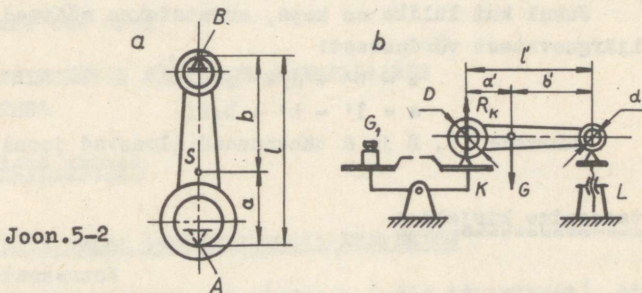
$$I_S = I_B - \frac{G}{g} b^2 = G b \left[\left(\frac{T}{2\pi} \right)^2 - \frac{b}{g} \right] \text{ kGms}^2, \quad (5-4)$$

kus g - raskuskiirendus, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

2. Lüli raskuskeskme asend

Lüli raskuskeskme asendi määramiseks rakendatakse mitmesuguseid mooduseid, milledest vaatleme kahte.

a. Raskuskeskme asendi määramine lüli kahekordse riputusega füüsikalise pendlina. Kui lülil on võimalik leida kaks sellist riputuskohta (A ja B, joon.5-2,a), mille ühendussirgel asub lüli raskuskeske S, siis raskuskeskme S asendit saab määrata kummagi riputustelje suhtes mõõdetud võnkeperioodi (T_B ja T_A) kaudu.



Joon.5-2

Valemi (5-2) alusel võnkeperiood

$$T_B = 2\pi \sqrt{\frac{I_B}{G b}} \quad (5-5)$$

ja võnkeperiood

$$T_A = 2\pi \sqrt{\frac{I_A}{G a}}, \quad (5-6)$$

kus I_B ja I_A - lüli massi inertsimoment vastavalt riputustelje B ja A suhtes, b - raskuskeskme S kaugus teljest B ja a - teljest A.

Lähtudes valemist (5-4) lüli massi inertsimoment

$$I_S = I_B - \frac{G}{g} b^2 = I_A - \frac{G}{g} a^2. \quad (5-7)$$

Asetades võrdusesse (5-7) võrranditest (5-5) ja (5-6)

T_B ja T_A väärtused, saame valemi raskuskeskme asendi arvutamiseks võnkeperioodide kaudu:

$$b = l \frac{T_A^2 - (4\pi^2 l/g)}{T_A^2 + T_B^2 - 2(4\pi^2 l/g)}, \quad (5-8)$$

kus l - riputuspunktide A ja B vaheline kaugus, s.o. $l = a + b$.

b. Kaalumise teel raskuskeskme asendi määramine. Vaadel-
davast moodust on sobiv kasutada siis, kui lülil on üks süm-
meetriatelg.

Asetades lüli kahele prismale, millest üks asetseb kaa-
lul ja teine reguleeritava kõrgusega alusel (joon.5-2,b), on
võimalik kaalu tasakaalustamisega leida toereaktsiooni R_K suu-
rus, kusjuures $R_K = G_1$. Lüli raskuskeskme asendit määrav mõõ-
de b' on arvatav toe L suhtes väljendatud momentide tasa-
kaaluvõrrandist

$$b' = \frac{G_1}{G} l'. \quad (5-9)$$

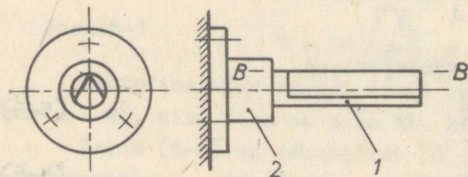
Juhul kui lüliliks on keps, arvutatakse mõõtmel a ja b
alljärgnevatest võrdustest:

$$b = b' + d/2 \quad \text{ja}$$

$$a = l' - b' + D/2.$$

Suuruste l' , D ja d tähendused ilmnevad jooniselt 5-2.

Katseseadme kirjeldus



Katseseade koosneb
horisontaalsest pris-
makujulise ristlõikega
vardast 1 ja tema tu-
gistusalusest 2, mis
on kinnitatud seinale.

Joon.5-3

Töö käik

1. Mõõdetakse lüli võnkeperiood tema ripustelje suh-
tes.

Kui lüli raskuskeskme asendit on võimalik määrata lüli
kahekordse riputusega, siis mõõdetakse võnkeperiood mõlema
riputustelje suhtes.

Võnkeperioodi mõõtmiseks kallutatakse lüli vertikaal-asendist ligikaudu 7° -se nurga võrra ja vabastatakse siis hoidest. Aega mõõdetakse stopperiga ja mõõtmist alustatakse hetkest, mil lüli on ühes piirasendis. Mõõtmist korratakse kolmel korral, kusjuures iga kord võetakse kümne täisvõnke summaarne aeg (T_{10}). Võnkeperiood T määratakse kolme mõõtmise aritmeetilise keskmise alusel.

2. Määratakse lüli kaal ($0,1\%$ -se täpsusega), lineaarsed pikkused (1-mm täpsusega) ja raskuskeskme kaugus riputus-teljest.

3. Arvutatakse lüli massi inertsimoment I_S .

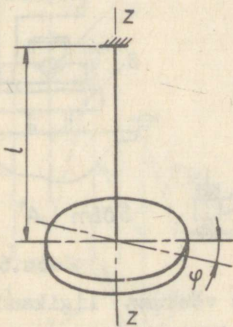
Laboratoorne töö nr.6

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE MONOFILAARSE
RIPUTUSE TELJEL

Teoreetilised alused

1. Lüli massi inertsimomendi määramine

Elastsest materjalist elemendi (näit. terastraat) otsa riputatud pöördekeha kujuline lüli, mille kujundustelg ühtib riputuselemendi teljega (joon.6-1, z-telg), sooritab väändevõnkeid, kui lüli pöörata riputustelje suhtes teatava väändenurga φ võrra ja siis vabastada.



Võnkuva lüli võnkeperiood T sõltub riputuselemendi väändejäikusest C ning lüli massi inertsimomendist telje z suhtes - I_z . Võnkeperiood

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{C}} \text{ s.} \quad (6-1)$$

Valemist (6-1) avaldub lüli massi inertsimoment z -telje suhtes:

$$I_z = \frac{T^2}{4\pi^2} C \text{ kgms}^2. \quad (6-2)$$

Joon.6-1

2. Riputuselemendi väändejäikuse määramine

Riputuselemendi väändejäikus

$$C = \frac{G I_p}{l} \frac{kGcm}{rad}, \quad (6-3)$$

kus G - nihke elastsusmoodul kG/cm^2 , I_p - riputuselemendi ristlõike polaarinertsimoment cm^4 , l - riputuselemendi vaba, s.o. väändedeformatsioonile alluv pikkus cm .

Riputuselemendi väändejäikust võib määrata:

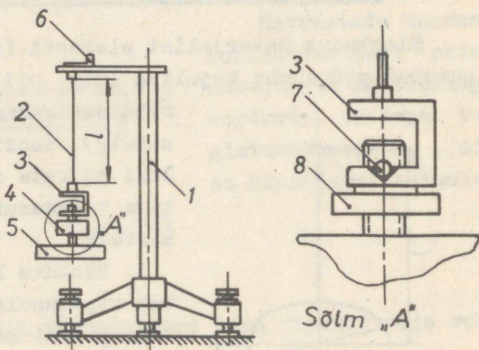
a) arvutuslikult võrduse (6-2) kaudu. Terasest riputuselemendi nihke elastsusmoodul $G = 850\,000\,kG/cm^2$ ja ringikujulise ristlõike polaarinertsimoment $I_p = \pi d^4/32$ (d - traadi läbimõõt);

b) eksperimentaalselt leitud võnkeperioodi T_e kaudu mingil teadaoleva inertsimomendiga I_{ez} lülil. Väändejäikus

$$C = I_{ez} \left(\frac{2\pi}{T_e} \right)^2 \frac{kGcm}{rad}. \quad (6-4)$$

Seadme kirjeldus

Katseseadme (joon.6-2) põhielemendid on: alus 1, riputuselement (-traat) 2, riputusraam 3 ja padrune 4. Padrunisse kinnitatakse lüli 5, mille inertsimomenti soovetakse määrata. Riputuselemendi ülemine ots on jäigalt kinnitatud alusele 1 ja alumine ots riputusraamile 3. Väändevõngete tekitamine toimub käivitiga 6. Käiviti paneb lüli horisontaalpinnas võnkuma ligikaudu 10° -se võnkeamplituudiga. Padruni kinnitamine riputusraamile toimub silindrilise tihvti 7 ja mutri 8 vahendusel.



Joon.6-2

Töö käik

1. Määratakse riputuselemendi väändejäikus C .
2. Määratakse süsteemi riputusraam - padrun võnkeperiood T_0 .
3. Lüli, mille inertsimomenti soovitakse määrata, kinnitatakse padrunisse ja mõõdetakse süsteemi riputusraam - padrun - lüli võnkeperiood T_{01} .

Võnkeperioodi määramisel (p.2 ja 3) mõõdetakse stopperiga kolmel korral kümne täisvõnke summaarne aeg (T_{10}) ja neist lähtudes arvutatakse T (vastavalt T_0 või T_{01}) kolme mõõtmise tulemuse aritmeetilise keskmisena.

4. Arvutatakse lüli inertsimoment I_1 , kusjuures

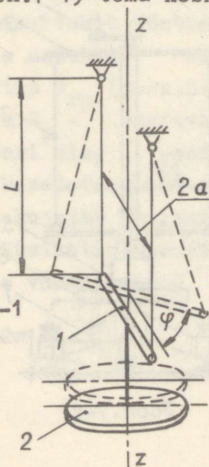
$$I_1 = \frac{C}{4\pi^2} (T_{01}^2 - T_0^2) \text{ kGms}^2. \quad (6-5)$$

Laboratoorne töö nr.7

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE BIFILAARSE RIPUTUSE TELJEL

Teoreetilised alused

Pöörates kahest otsast (bifilaarselt) riputatud varrast 1 (joon.7-1) tema keskohta läbiva vertikaaltelje (z -telg)



Joon.7-1

suhtes teatava nurga φ võrra ja seejärel teda vabastades, hakkab varras sooritama võnkuvat liikumist varem märgitud telje suhtes.

Võnkeperiood T sõltub riputuse geometriilistest parameetritest, võnkeid sooritava massi ning selle inertsimomendi suurusest.

Võnkeperiood

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_z L}{G a^2}} \text{ s}, \quad (7-1)$$

kus L - riputuselemendi vaba pikkus, s.o. pikkus, mis võimaldab võnkuvat liikumist, $2a$ - z -teljest sümmeet-

riliselt paiknevate riputuselementide vahekaugus, I_z - riputatud massi inertsimoment z-teljē suhtes ja G - tema kaal.

Võnkeperioodi määramisel valemiga (7-1) saadakse küllaldase täpsusega tulemusi, kui väändenurk $\varphi \leq 10 \dots 12^\circ$.

Võnkuvat liikumist sooritava massi inertsimoment

$$I_z = \frac{T^2 G a^2}{4\pi^2 L} \text{ kGms}^2. \quad (7-2)$$

Valem (7-2) on rakendatav lüli massi inertsimomendi eksperimentaalseks määramiseks.

Juhul kui lüli ei ole võimalik riputada vahetult bifilaarselt (näit. ketas 2 joon.7-1), siis kinnitatakse ta riputuslülile (varras 1).

Lüli inertsimoment I_l avaldub sel juhul lüli ja riputuslüli summaarse inertsimomendi I_{rl} ja riputuslüli inertsimomendi I_r vahena, s.o.

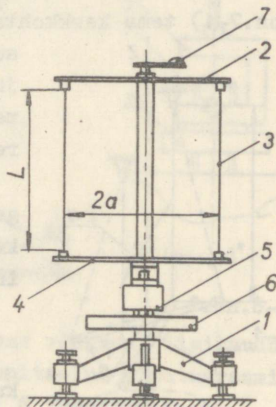
$$I_l = I_{rl} - I_r = \frac{a^2}{4\pi^2 L} (T_{rl}^2 G_{rl} - T_r^2 G_r) \text{ kGms}^2, \quad (7-3)$$

kus T_{rl} - võnkeperiood lülil koos riputuslüliga, T_r - riputuslüli võnkeperiood, G_{rl} - lüli ja riputuslüli summaarne kaal, G_r - riputuslüli kaal.

Katseseadme kirjeldus

Seadme alusele 1 (joon.7-2) on šarniirselt kinnitatud ülemine varras 2, mille küljes ripub kahel terastraadil (riputuselemendil) 3 alumine varras 4. Varda 4 aluspinna keskkohal asuvale raamile kinnitub padrun 5 (varras koos padruniga moodustab riputuslüli). Padrun ühendatakse raamiga silindrilise tihvti ja mutri abil. Lüli 6, mille inertsimomenti soovitakse määrata, kinnitatakse padrunisse.

Lüli pannakse võnkuma käivitiga 7, mis pöörab ülemist



Joon.7-2

varrast teatava nurga võrra. Lõpetades vajutuse käiviti pöidlale, tagastab vedru ülemisele vardale tema lähteasendi ja annab sellega alumisele vardale koos lüluga võnkeliikumise.

Töö käik
=====

1. Määratakse lüli ja riputuselemendi kaal ning mõõtmised 2a ja L.

2. Määratakse võnkeperiood riputuslülil T_r ja riputuslülil ning lülil moodustatud süsteemil T_{r1} .

Ühe võnkeperioodi määramiseks tuleb mõlemal juhul mõõta kolmel korral kümne täisvõnke summaarne aeg (T_{10}) ning arvutada võnkeperiood nende aritmeetilise keskmisena.

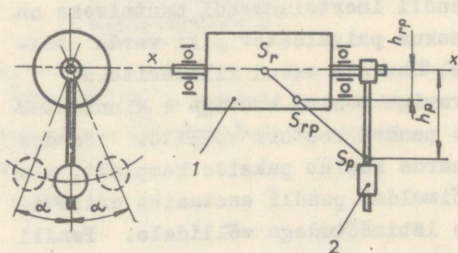
3. Valemiga (7-3) arvutatakse lüli massi inertsimoment I_1 .

Laboratoorne töö nr.8

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE LISAPENDLIGA

Teoreetilised alused
=====

Rootori 1 võlli otsale pendli (nn. lisapendel) 2 kinnitamisel tekib süsteem, mille massikeske asub punktis S_{rp} (joon.8-1, S_r ja S_p - vastavalt rootori ning pendli massikeske). Tekkinud süsteem kujutab ühtlasi ka füüsikalist pendlit, mille võnkeperiood



Joon.8-1

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_{rp}}{G_{rp} h_{rp}}}$$

millest

$$I_{rp} = \frac{T^2}{4\pi^2} G_{rp} h_{rp} \quad \text{kGms}^2, \quad (8-1)$$

kus G_{rp} - rootori ja pendli summaarne kaal, h_{rp} - süsteemi rootor - pendel masskeskme S_{rp} kaugus x-teljest.

Joon.8-1 alusel

$$G_{rp} h_{rp} = G_p h_p,$$

siit

$$h_{rp} = \frac{G_p}{G_{rp}} h_p. \quad (8-2)$$

Asetades tulemuse (8-2) valemisse (8-1) saame:

$$I_{rp} = \frac{T^2}{4\pi^2} G_p h_p \quad \text{kGms}^2, \quad (8-3)$$

kus G_p - pendli kaal, h_p - pendli masskeskme kaugus x-teljest.

Nagu ilmneb võrdusest (8-3), on süsteemi rootor - pendel massi inertsimomendi määramiseks vajalik teada ainult süsteemi võnkeperioodi ja pendli kaalu ning masskeskme asukohta.

Rootori (lüli) massi inertsimoment x-telje suhtes

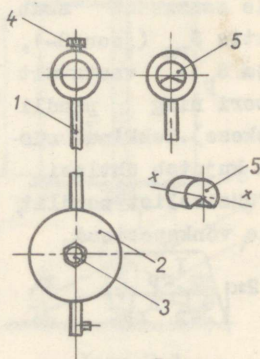
$$I_r = I_{rp} - I_p, \quad (8-4)$$

kus I_p - lisapendli massi inertsimoment x-telje suhtes.

Lisapendli konstruktsioon

Lisapendel koosneb vardast 1, silindrilise avaga ülalosas, ning raskusest 2 (joon.8-2).

Pendli inertsimomendi muutmiseks on raskus paigaldatav piki varda telge. Raskuse asend fikseeritakse kruviga 3 ning kruviga 4 kinnitatakse pendel rootori võllile. Seadme juurde kuulub pukside komplekt, mis võimaldab pendli asetamist erinevate läbimõõtudega võllidele. Pendli massi inertsimomendi määramiseks füüsikalise pendli meetodil asetatakse pendli avasse V-kujulise siselõikega detail 5.



Joon.8-2

Katse käik

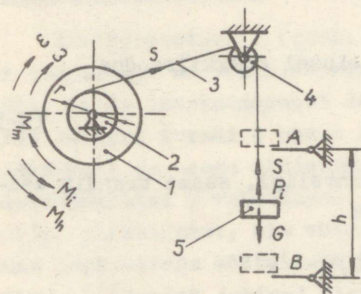
1. Määratakse lisapendli massi inertsimoment I_p ja pendli massikeskme asukoht (vt. "Lüli inertsimomendi määramine füüsikalise pendli meetodil").
2. Kinnitatakse pendel rootori völliile.
3. Määratakse süsteemi rootor - pendel võnkeperiood T .
4. Arvutatakse rootori massi inertsimoment (valem 8-4).

Laboratoorne töö nr.9

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE LASKUVA RASKUSE MEETODIL

Teoreetilised alused

Rootori 1 völliil asuvalle trumlile 2 (joon.9-1) keritud



Joon.9-1

paindub lüli (traat) 3 suundub üle plokiratta 4 ja tema vabas otsas on raskus 5. Süsteem seisab paigal, kui raskus tugineb pinnale A. Tugipinna eemaldamisel hakkab süsteem raskusjõu mõjul kiirenevalt liikuma.

Trumli pöörlemistelje suhtes mõjuvate momentide tasakaaluvõrrand:

$$M_m - M_h - M_1 = 0, \quad (9-1)$$

kus M_m - mootorne moment jõust S , M_h - kahjulike takistusjõudude (hõõrdejõud) moment, M_1 - inertsijõudude moment.

Kuna mootorne moment

$$M_m = S r \text{ ja}$$

inertsijõudude moment

$$M_1 = I_0 \varepsilon,$$

siis võrrand (9-1) avaldub kujul

$$S r - M_h - I_0 \varepsilon = 0. \quad (9-2)$$

Võrrandis (9-2): S - sisejõud traadis, r - trumlil traadi raskuskeskme paiknemise raadius, I_0 - rootori ja trumli summaarne inertsimoment telje O suhtes, ε - nurkkiirendus.

Võrrand (9-2) võimaldab eksperimentaalselt määrata lüli inertsimomenti, kui on teada painduvas lüli esinev jõud S , hõõrdemoment M_h ja nurkkiirendus ε .

Raskuse 5 laskumisest põhjustatud rootori nurkkiirendus

$$\varepsilon = \frac{a^t}{r}, \quad (9-3)$$

kus a^t - pöörlemisteljest kaugusel r oleva punkti tangentsiaalne kiirendus.

Tangentsiaalne kiirendus on võrdne raskuse G laskumise kiirendusega a , s.o. $a^t = a$. Kiirendust a on võimalik määrata laskumiskõrguse h ja -aja t kaudu. Kui $a = \text{const}$, siis

$$a = \frac{2h}{t^2}. \quad (9-4)$$

Võrrandite (9-3) ja (9-4) alusel nurkkiirendus

$$\varepsilon = \frac{2h}{t^2 r}. \quad (9-5)$$

Rakendades D'Alembert'i printsiipi, saame traadis esineva sisejõu avaldada võrrandist

$$S - G + \frac{G}{g} a = 0,$$

millest

$$S = \frac{G}{g} (g - a), \quad (9-6)$$

kus G - traadi otsa riputatud raskuse kaal, g - raskuskiirendus.

Lähtudes eeldusest, et hõõrdemoment M_h ei sõltu välisjõust G , on võimalik võrrandist (9-2) elimineerida M_h . Selleks tuleb katsetada kahe eri raskusega G_1 ja G_2 , siis on traadis erinevad ka jõud S_1 ja S_2 ning kiirendused ε_1 ja ε_2 . Viies vastavad väärtused võrrandisse (9-2), saame:

$$S_1 r - M_h - I_0 \varepsilon_1 = 0$$

ja

$$S_2 r - M_h - I_0 \varepsilon_2 = 0.$$

Eeltoodud võrrandite alusel inertsimoment

$$I_0 = \frac{(S_1 - S_2)r}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}. \quad (9-7)$$

Mingi lüli massi inertsimomendi eksperimentaalsel määramisel leitakse algul süsteemi rootor + trummel inertsimoment I_0 . Seejärel kinnitatakse süsteemi pöörlemisteljele lüli, mille massi inertsimomenti määratakse, ja leitakse veel kord võrrandi (9-7) vahendusel süsteemi rootor + trummel + lüli inertsimoment I_{01} . Lüli inertsimoment arvutatakse võrdusest

$$I_1 = I_{01} - I_0. \quad (9-8)$$

Katseseadme kirjeldus

Elektrimootori 1 (joon. 9-2) völliil asub trummel 2. Trumli otspinnale on võimalik kinnitada ketas (kettad) 3, s.o. lüli, mille inertsimomenti soovitakse seadmega määrata. Trumli lile keritud traadi 4 otsas ripub raskus 5. Raskuse laskumiskõrgust ja -aega mõõdetakse varda 6 külge kinnitatud kahe blokk-kontakti 7 vahendusel. Alumine blokk-kontaktidest on vardal paigaldatav, mis võimaldab muuta laskumiskõrgust. Raskuse laskumisaega mõõtmiseks kasutatakse sekundimõõtjat 8, mille töötamist juhivad blokk-kontaktid. Ülemine blokk-kontakt lülitab sekundimõõtja töösse ja alumine seiskab ta.

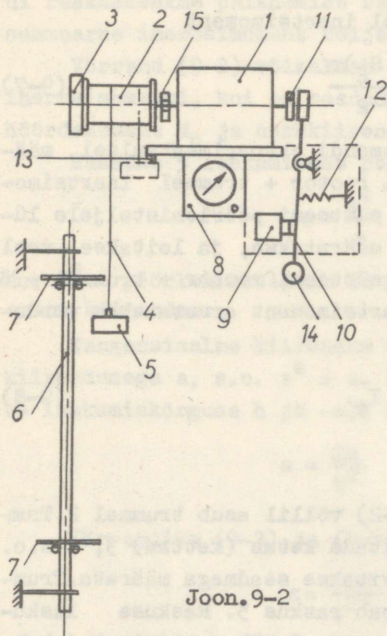
Raskuse laskumiseks viiakse lülitit "ПОДЪЕМ-ПУСК" asendisse "ПУСК". Selle tagajärjel läbib vool elektromagnetit 9. Magnet tõmbab varrast 10 vasakule ja avab piduri 11. Piduri normaalseisuks on suletud asend, mille tagab vedru 12. Raskuse mõõdumisel alumisest blokk-kontaktist lülitab viimane elektromagnetit vooluringist välja, mistõttu vedru suleb piduri ja väldib sellega raskuse edasist laskumist.

Raskuse tõstmiseks lähtekõrgusele tuleb lülitit "ПОДЪЕМ-ПУСК" viia asendisse "ПОДЪЕМ". Elektromagnet avab siis pi-

duri ning traadi trumlile kerimisel tõuseb raskus üles. Raskuse jõudmisel lõpplülitini 13 katkeb elektromagneti vooluahel. Pidur sulgub vedru jõul ning fikseerib raskuse lähteasendi.

Laskumine on võimalik ka vajutusega varda 10 otsas olevale sfäärilisele nupule 14.

Seadme juurde kuulub veel andur 15 pöörlemissageduse mõõtmiseks. Vaadeldava töö juures viimati mainitud seadet ei kasutata.



Joon. 9-2

Töö käik

1. Määratakse alumise blokk-kontakti asend vastavalt etteantud laskumiskõrgusele.

2. Ühendatakse seade toitevõrguga (punane kontroll-lamp süttib) ning parempoolne lüliti viiakse asendisse "МОТОР ВЪКЛЮЧЕН".

3. Kinnitatakse raskus trumlilt suunduva traadi otsa.

4. Tõstetakse raskus lähteasendisse - ülespoole ülemist blokk-kontakti. Selleks viiakse vasakpoolne lüliti asendisse "ПОДЪЕМ" ning keritakse traati trumlile seni, kuni raskus jõuab lõpplülitini, mis suleb piduri.

5. Viiakse blokk-kontaktide plaadid horisontaalasendisse ja sekundimõõtja nullnäidule.

6. Langetatakse raskus, viies lüliti "ПОДЪЕМ-ПУСК" asendisse "ПУСК".

Registreeritakse sekundimõõtjalt laskumisaeg (0,01 s täpsusega).

7. Katset korratakse eelesitatud järjekorras viis korda ja arvutatakse keskmine laskumisaeg.

8. Lisatakse algraskusele lisaraskus ning leitakse nende laskumisaeg viie katse tulemuse aritmeetilise keskmisena.

9. Kui katse eesmärgiks on süsteemi rootor + trummel inertsimomendi I_0 määramine, piirdatakse eelesitatuga ja arvutatakse valemiga (9-7) I_0 väärtus.

10. Soovides määrata mingi lüli inertsimomenti I_1 , tuleb kinnitada lüli trumlile ja jällegi mõõta alg- ning alg- + lisaraskuse laskumisaega.

11. Võrrandiga (9-7) arvutatakse süsteemi trummel + rootor + lüli inertsimoment I_{01} .

12. Võrrandiga (9-8) määratakse lüli inertsimoment I_1 .

Laboratoorne töö nr.10

FIGUREDUKTORI KASUTEGUR

Teoreetilised alused

1. Kasuteguri arvutuslik määramine

Figureduktori üldine kasutegur η väljendub üksikute kasutegurite korrutisena, mis arvestavad kadusid hambumises η_H laagrites η_1 ja määrdetõli segamisest ning paiskamisest η_S . Seega:

$$\eta = \eta_H \eta_1 \eta_S. \quad (10-1)$$

Kasutegur η_H väljendab hõõrdekadusid tigu paaris, mida põhjustab tigu keermes kulgemise sihiline libisemine. Kui vedavaks lüliks on tigu, siis

$$\eta_H = \frac{\tan \lambda_a}{\tan(\lambda_a + \rho')}, \quad (10-2)$$

kus λ_3 - tigukeerme tõusunurk tigu jaotussilindril, $\varrho' =$
 $= \arctan f'$ - redutseeritud hõõrdenurk.

Terasest tigu ning malmist tigurattaga tigupaaris on redutseeritud hõõrdetegur $f' = 0,06 \dots 0,12$. Väiksem esitatud f' väärtustest kehtib libisemiskiirustel $v < 1$ m/s.

Libisemiskiirus

$$v_1 = v_1 / \cos \lambda_3, \quad (10-3)$$

kus v_1 - tigu ringkiirus jaotussilindril.

Tigukeerme tõusunurk λ_3 arvutatakse valemiga

$$\tan \lambda_3 = z_1 / q, \quad (10-4)$$

kus z_1 - tigu keermete arv, q - tigu suhteline läbimõõt.

Kasutegur η_1 väljendab võimsuse kadu hõõrdumisest laagrites. Hõõrdekadusid, mida põhjustavad kaks ühel völlil asuvat veerelaagrit, hinnatakse kasuteguriga $\eta_{vp} = 0,99 \dots 0,995$. Seega tigureduktorites tavaliselt $\eta_1 = \eta_{vp}^2$.

Kasutegur η_δ arvutatakse valemiga:

$$\eta_\delta = 1 - \frac{0,75}{10^5} \frac{v B \sqrt{v \nu}}{N_2}, \quad (10-5)$$

kus v - õli läbiva lüli (tigu või tiguratta) kiirus m/s, ν - õli kinemaatiline viskoossus töötemperatuuril sst, B - õli läbiva lüli laius (tigul pikkus) cm, N_2 - võimsus tiguratta völlil kW.

Eelesitatatu alusel on võimalik arvutada tigureduktori ligikaudne kasutegur.

2. Kasuteguri eksperimentaalne määramine

Täpselt määratakse tigureduktori kasutegur eksperimentaalselt. Sagedamini kasutatakse selleks nn. lahtise kontuuriga katsestende, mille põhielementideks on pendellaaگردusega elektrimootor (joon. 10-1), katsetatav reduktor 2 ja koormamiseade 3.

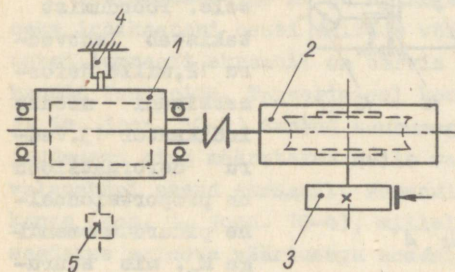
Tigureduktori vedavale (tigu) ja veetavale (tiguratta) völliile faktiliselt mõjuva pöördemomendi alusel on arvutatav reduktori kasutegur, kusjuures

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 i} . \quad (10-6)$$

Valemis (10-6): M_1 - pöördemoment tigu völliil ja M_2 - pöördemoment tiguratta völliil, i - ülekandearv.

Tiguvölliil mõjuva pöördemomendi M_1 mõõtmiseks kasutatakse veerelaagritele tugistatud staatoriga elektrimootorit, nn. pendellaagerdusega mootorit. Rootori ja staatori elekt-

rilisest sidestusest tingituna mõjub staatorile reaktiivmoment M_S , mis on võrdne tiguvölliil esineva pöördemomendiga. Reaktiivmoment püüab staatorit pöörata vastassuunas mootori pöörlemissuunaga. Staatori pöördumise tõkestamine elastse toe (pos. 4, joon. 10-1) või tasakaalustava raskusega 5 võimal-



Joon.10-1

dab mõõta tiguvölliil esinevat pöördemomenti.

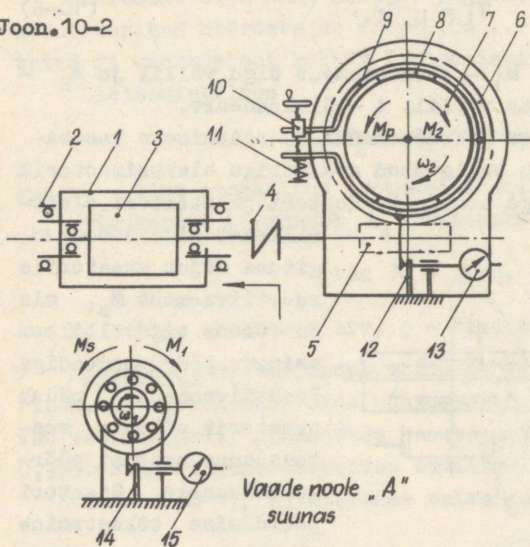
Pöördemoment tiguratta völliil M_2 võrdub piduri 3 poolt tekitatud pidurdusmomendiga M_p . Kui pidur on alusraamiga sidestamata, mõõdetakse pidurdusmomenti, nagu eespool näidatud.

Katseseadme kirjeldus

Elektrimootori staator 1 (joon. 10-2) on tugistatud veerelaagritele 2 ning ta saab pöörduda rootori 3 pöörlemistelje suhtes. Sidur 4 ühendab elektrimootorit reduktori tiguvölliiga 5. Tiguga hambumises oleva tiguratta 6 völliil asub mehaanilise piduri trummel 7. Piduriklotsid 8 on kinnitatud klambritele 9. Klambrite ühed otsad ühenduvad šar-

niirselt, teised on lahtised. Lahtiste otste vahekaugus ning seega ka klotside poolt trumlile tekitatav normaaljõud on keermepaari 10 ja vedru 11 vahendusel reguleeritav.

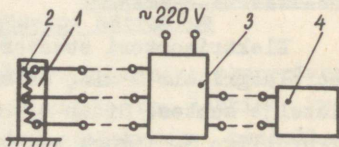
Joon.10-2



Vaade noole „A” suunas

rattal M_2 , s.o. $M_p = M_2$. Tiguvõllile mõjuv koormus M_1 põhjustab staatorile reaktiivmomendi M_s ($M_1 = M_s$), mis püüab staatorit pöörata rootori pöörlemistelje suhtes. Pöördumist tõkestab lehtvedru 14, mille deformatsiooni mõõdab indikaator 15.

Pöördemomente M_1 ja M_2 on võimalik mõõta ka lehtvedru-
dele 12 ja 14 (joon. 10-3, pos. 1) kleebitud andurite 2 vahendusel. Andurite takistustraadid on ühendatud sildskeemis ja neid toidetakse võimendajast 3. Takistusi, mis on proportsionaalsed pöördemomentidega, mõõdetakse ostsillograafiga 4.



Joon.10-3

Töötavas stan-
dis piduriklotside-
le mõjuvad hõõrde-
jõud püüavad neid
koos hoideklambri-
tega pöörata vas-
tassuunaliselt tigu-
ratta pöörlemi-
sele. Pöördumist
takistab lehtved-
ru 12, mille defor-
matsiooni mõõdab
indikaator 13. Ved-
ru deformatsioon
on proportsionaal-
ne pidurdusmomendi-
ga M_p , mis suuru-
selt on võrdne pöör-
demomendiga tigu-

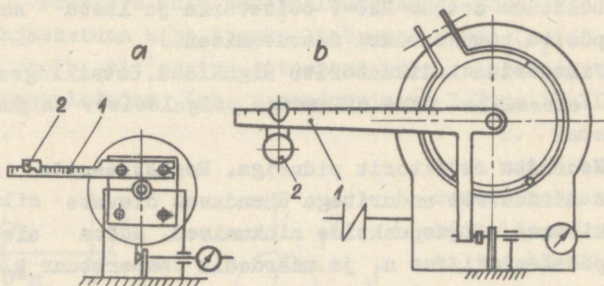
Katseseadme parameetrid

Tigupaar: tigu - teras, tiguratas - malm, tigu keerme-
te arv $z_1 = 3$, tiguratta hammaste arv $z_2 = 84$, tigu keermete
tõusunurk jaotussilindril $\lambda_0 = 10^\circ 19'$, tigu suhteline läbi-
mõõt $q = 16,5$, tigu pikkus $L = 60$ mm, telgmoodul $m = 2$ mm.

Elektrimootor: võimsus $N = 0,18$ kW, pöörlemiskiirus
 $n = 1420$ p/min, pingeline 200 V.

Mõõtevahendite tareerimine

Pöördemomentide M_1 ja M_2 tegelike väärtuste määrami-
seks indikaatori osuti näitude või valgustäpi asendi alusel
ostsillograafi ekraanil on tarvis enne vastavad mõõteva-
hendid tareerida. Tareerimisel koormatakse vedrusid (pos. 12
ja 14, joon. 10-2) tuntud suurusega momentidest põhjustatud
jõududega ning määratakse neile vastav indikaatori näit või
valgustäpi asend ekraanil. Momendi tekitamiseks kasutatakse
kange (pos. 1, joon. 10-4), millel raskuse 2 asendit muutes
saadakse erineva väärtusega momente. Kangi kinnitus staato-
rile on kujutatud skeemil joon. 10-4, a ja kangi asetus ti-
guratta völliil joon. 10-4, b.



Joon. 10-4

Tareerimistegur

$$\mu = \frac{M}{I} \text{ kGcm/mm,} \quad (10-7)$$

kus M - moment kGcm, l - momendile vastav vedru deformatsioon mm.

Tareerimistegur μ väljendab seega momenti kGcm, mis põhjustab ühikulise hälbe indikaatori esutil (tavaliselt 0,01mm) või valgustäpil. Otstarbekas on tareerimistegurit μ määrata momendi muutuse ΔM ja sellele vastava näidu muutuse Δl alusel, kuna see väldib kangi omakaalust põhjustatud momendi ja täpse algasendi arvestamise vajadust. Tareerimise lähteandmed ja tulemused koondada alloleva kujuga tabelisse:

Õlg	Raskus	Moment	Momendi muutus	Indikaatori näit või valgustäpi asend	Näidu muutus	Tareerimistegur
L	G	$M = IG$	$\Delta M = M_k - M_l$	l	$\Delta l = l_k - l_l$	$\mu = \Delta M / \Delta l$
cm	kg	kGcm	kGcm	mm	mm	kGcm/mm

Töö käik

1. Tareerida mõõtevahendid ja määrata tareerimistegur μ .
2. Lülitada mootor 220 V toitevõrku ja lasta seadmel töötada püsiva temperatuuri saavutamiseni.
3. Fikseerida indikaatorite algnäidud. Ostsillograafiga tekitada ekraanile vaba silmusega paigalseisev valguspunkt.
4. Koormata reduktorit piduriga. Registreerida indikaatorite näidud või anduritega ühenduses olevate silmuste poolt tekitatud valguspunktide nihkumised. Mõõta elektrimootori pöörlemiskiirus n_1 ja määreõli temperatuur t_0 .
Katsed korrata eri koormustel.
5. Arvutada katseandmete alusel reduktori kasutegur eri koormustel.
6. Arvutada kasutegur valemiga (10-1) ja võrrelda tulemust eelmises punktis saaduga.

PÖÖRLEVATE LÜLIDE BALANSSEERIMINE

Teoreetilised alused

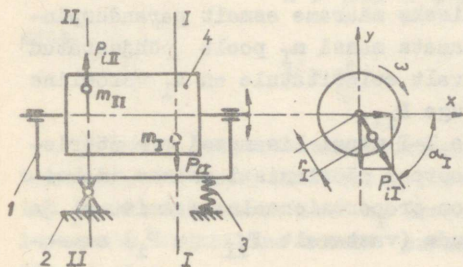
Lüli on täielikult tasakaalustatud, kui tema pöörlemisel ühtib lüli tsentraalse inertsipeateljega. Tingituna valmistus- ja montaaživigadest esineb alati teatava suurusega tasakaalustamatus (disbalanss), mille olemasolu tunnuseks on lüli pöörlemisel esinevad vibratsioonid. Vaadeldaval juhul tasakaalustamatust põhjustavate masside suurus ning asetused ei ole teada. Nende määramist koos lüli tasakaalustamisega nimetatakse lüli balansseerimiseks ja seda tehakse vastavalt eriseadmeil.

Lüli tasakaalustamatust põhjustavate masside all tuleb seejuures mõista fiktiivseid, teatavasse lüli pöörlemiseljega ristiolevatesse tasapindadesse redutseeritud tasakaalustamata masse, mis põhjustavad lülile niisama suure tasakaalustamatuse, kui tal tegelikult on.

Balansseerimine ning selleks kasutatavate seadmete konstruktsioon põhinevad järgnevalt asjaoludel:

1. Pöörleva lüli tasakaalustamatust võime vaadelda alati põhjustatuna kahe tasakaalustamata massi (m_I ja m_{II} , joon. 11-1) poolt, mis asuvad etteantud pöörlemiseljega ristiolevais tasapindades (nn. paranduspinnad I-I ja II-II, joon. 11-1).

2. Tasakaalustamata massi staatiline moment rootori pöörlemiselje suhtes (staatiline disbalanss) on proportsionaalne süsteemi rootor - raam (joon. 11-1) resonantsolukorras esineva amplituudiga A , s.o.



Joon. 11-1

$$A = \mu m r, \quad (11-1)$$

kus μ - proportsionaalsustegur, m - tasakaalustamata mass, r - massi kaugus pöörlemisteljest.

Võrdusest (11-1) ilmneb, et võnkeamplituudid on proportsionaalsed neid põhjustavate inertsijõududega.

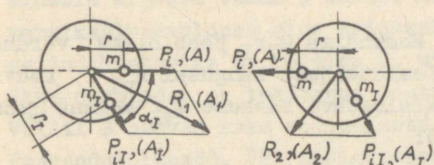
Balansseerimisseadme põhielemendiks on raam 1 (joon. 11-1), mis ühest otsast on šarniirselt ühendatud alusega 2 ja teisest tugistub elastsele toele 3. Balansseeritav rootor 4 asetatakse raamile selliselt, et üks paranduspindadest (näit. II-II) läbiks šarniiri telje.

Oletame algul, et tasakaalustamata masside m_I ja m_{II} suurused ning asendid r_I , r_{II} ja α_I , α_{II} (vt. joon. 11-1) on teada. Rootori pöörlemisel põhjustavad massid m_I ja m_{II} inertsijõud P_{iI} ja P_{iII} , millest P_{iIII} tasakaalustatakse šarniirse toe reaktsioonijõuga. Inertsijõu P_{iII} y-telje sihiline komponent põhjustab aga šarniiri telje suhtes muutliku suurusega momendi, mille tagajärjel raam hakkab vertikaalpinnas võnkuma. Võnkeamplituud on seejuures maksimaalne, kui rootori pöörlemis- ja süsteemi raam + rootor omavõnkesagedused ühtivad. Resonantsolukorda viiakse süsteem sel teel, et algul kiirendatakse rootorit kuni pöörlemissageduseni, mis ületab süsteemi omavõnkesageduse, ning seejärel lastakse tal vabalt pöörelda. Nüüd väheneb rootori pöörlemissagedus hõõrdumise ja keskkonna takistuse tõttu ning teataval hetkel võrdub ta süsteemi omavõnkesagedusega - tekib resonants. Resonantsil esineva võnkeamplituudi kaudu on võimalik määrata tasakaalustamata massi suurus ja asend valitud paranduspindades ning nende alusel balanseerida rootor.

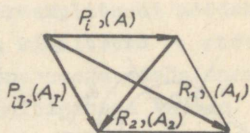
Rootori balansseerimiseks määrame esmalt paranduspinnas I-I asuva tasakaalustamata massi m_I poolt põhjustatud võnkeamplituudi A_I . Vastavalt eelesitatule on A_I võrdeline teda põhjustava inertsijõuga P_{iI} .

Asetame paranduspinda I-I mingi lisemassi m pöörlemisteljest kaugusele r . Rootori pöörlemisel esinev maksimaalne võnkeamplituud A_1 on proportsionaalne massist m_I ja m põhjustatud inertsijõudude (vastavalt P_{iI} ja P_i) summaga R_1 (joon. 11-2, a).

Eemaldame lisamassi m ja asetame ta uuesti samale kaugusele, kuid teisele poole pöörlemistelge. Nüüd on resonantsil esinev võnkeamplituud A_2 jällegi võrdeline inertsijõudude P_{II} ja P_I summaga R_2 (joon. 11-2,b).



Joon. 11-2



Joon. 11-3

Joon. 11-2, a ja 11-2, b ilmneb, et mõlemad inertsijõudude (võnkeamplituudide) parallelogrammid on võrdsed, seega võime nad esitada ühisel joonisel (joon. 11-3).

Parallelogrammi külgede ruutude summa võrdub diagonaalide ruutude summaga, s.o.

$$2A^2 + 2A_I^2 = A_1^2 + A_2^2. \quad (11-2)$$

Võrdusest (11-2) avaldub lisamassist m põhjustatud võnkeamplituud A :

$$A = \frac{\sqrt{A_1^2 + A_2^2 - 2A_I^2}}{2}. \quad (11-3)$$

Väljendades lisamassi m tema kaalu Q kaudu ning rakendades võrrandit (11-1) saame:

$$A = \mu mr = \mu' Qr,$$

siit

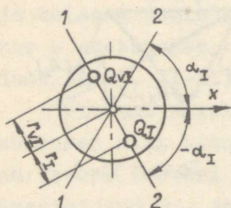
$$\mu' = \frac{A}{Qr}. \quad (11-4)$$

Lugeses proportsionaalsusteguri μ' antud seadmel konstantseks, on võimalik võnkeamplituudi A_I kaudu, mida põhjustab tasakaalustamata mass m_I (kaaluga Q_I), arvutada tasakaalustamata staatiline moment paranduspinnas I-I. Võrrandi (11-1) alusel

ehk

$$Q_I r_I = \frac{A_I}{j}$$

$$Q_I r_I = \frac{A_I Q_r}{A} \quad (11-5)$$



Joon. 11-4

Momendiga $Q_I r_I$ peab olema võrdne pöörlemisteljest kaugusel r_{VI} asuva tasakaalustava raskuse Q_{VI} moment (joon. 11-4):

$$Q_I r_I = Q_{VI} r_{VI}$$

Etteantud raskuse Q_{VI} puhul tema kaugus pöörlemisteljest

$$r_{VI} = \frac{Q_I r_I}{Q_{VI}} = \frac{A_I Q_r}{A Q_{VI}} \quad (11-6)$$

Raadiusvektori r_{VI} sihti määrav nurk α_I on joon. 11-3 alusel arvutatav võrrandist

$$A_2^2 = A_I^2 + A^2 - 2A_I A \cos \alpha_I,$$

millest

$$\cos \alpha_I = \frac{A_I + A^2 - A_2^2}{2A_I A} \quad (11-7)$$

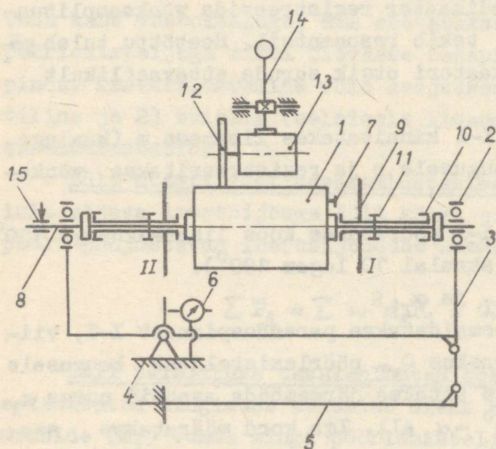
Nurga $\cos \alpha_I$ väärtusele vastab kaks nurka: $-\alpha_I$ ja $+\alpha_I$. Seega tasakaalustav raskus peab asuma ühel diameetritest, mis on määratud vastavalt nurgaga $-\alpha_I$ või $+\alpha_I$ (joon. 11-4).

Seejärel määratakse tasakaalustav raskus Q_{VII} ja tema asend r_{VII} paranduspinnas II-II. Selleks võetakse rootor raamilt ja pööratakse 180° ning asetatakse uuesti raamile. Suuruste Q_{VII} ja r_{VII} määramine on analoogiline eeslesitatuga.

Katseseadme kirjeldus

Balansseeriv rootor 1 (joon. 11-5) toetub veerelaagrite 2 kaudu pendelraamile 3. Pendelraami vasakpoolne ots on alusega 4 ühendatud šarniirselt, kuna parempoolne toetub alusele elastse varda 5 kaudu. Raami võnkumine on võimalik vertikaaltasapinnas ning esinevat võnkeamplituudi mõõdetakse indikaatoriga 6. Poldiga 7, mis on kinnitatud rootori ühte otspinda, on tekitatud teatava suurusega disbalanss. Võllil 8 asuvad kaks radiaalsete väljalõigetega ketast 9 (paranduspinnad). Väljalõigetesse kinnitatakse rootori tasakaalustamiseks vajalikud raskused. Raskusele soovitava

asendi andmiseks on väljalõike äärel mõõtetähisega skaala ning rootori telje suhtes pööratavad kettad. Pöördenurki mõõdetakse skaalalt 10 ning ketaste asend võlli suhtes fikseeritakse kruviga 11. Vasakpoolne ketas asub rootori teljel sellises asendis, et tema keskatasapind läbib pendelraami ja aluse ühendusšarniiri



Joon. 11-5

telje. Rotorile antakse pöörlev liikumine hõõrdrattaga 12, mis asub elektrimootori 13 võllil, ning viiakse kokkupuutesse rootoriga kangi 14 abil. Kangi allavajutamisel käivitub ühtlasi ka elektrimootor. Mootori seiskamiseks tuleb kangile anda algasend. Rotori pöörlemise kiireks peatamiseks on võlli vasakpoolsel otsal pidur 15.

Töö käik

1. Aluse toetuskruvide reguleerimisega viiakse pendelraam horisontaalasendisse.

2. Kettaile 8 antakse algasend, mis vastab skaala 10 nullnäidule.

3. Indikaatori väline skaala viiakse näidule null ja märgitakse väikese skaala alglugem.

4. Määratakse paranduspinnas I-I esinevast tasakaalustamatusest põhjustatud vönkeamplituud A_I .

Amplituudi mõõdetakse kolm korda ja A_I leitakse nende aritmeetilise keskmisena. Käivitamisel esinevast pendelraami kaldumisest võib indikaator registreerida vönkeamplituudi, mis on suurem, kui tekib resonantsil. Seetõttu tuleb pärast käivitamist indikaatori otsik suruda ettevaatlikult uuesti vastu raami.

5. Paranduspinda I-I kinnitatakse lisamass m (kaaluga Q) pöörlemisteljest kaugusele r ja registreeritakse vönkeamplituud A_I .

6. Paranduspinda I-I pööratakse koos lisaraskusega 180° rootori telje suhtes (skaalal 10 lugem 180°).

7. Arvutatakse r_{vI} ja α_I .

8. Lisaraskus Q eemaldatakse paranduspinnast I-I, viimasesse kinnitatakse raskus Q_{vI} pöörlemisteljest kaugusele r_{vI} ja raadiusvektorile antakse järgemööda asendid nurga α_I , $-\alpha_I$, $180^\circ + \alpha_I$ ja $180^\circ - \alpha_I$ all. Iga kord määratakse seejuures esinev vönkeamplituud. Tasakaalustav raskus Q_{vI} jäetakse asendisse, mille puhul esinev vönkeamplituud oli minimaalne (A_j).

9. Määratakse paranduspinda I-I jääv staatiline disbalanss

$$\mu' A_j = Q_j r_{vI}.$$

PÖÖRLEVATE MASSIDE TASAKAALUSTAMINE

Teoreetilised alused

Pöörlevat liikumist sooritavad lülid püütakse valmistada sellistena, et nad oleksid tasakaalustatud, s.o. koosneksid ühest või mitmest lüli pöörlemisteljega ühtiva ühise teljega silindrilisest kehast. Paljudel juhtudel ei ole võimalik lülile sellist kuju anda (näit. väntvõll). Tekib lüli tasakaalustamise vajadus, mida tehakse lülile kinnitatavate vastukaaludega.

Pöörlevat lüli on alati võimalik täielikult tasakaalustada kahe vastukaaluga, mis asetatakse kahte vabalt valitud pöörlemisteljega risti olevasse tasapinda, nn. parandustasapinda. Tasakaalustamine võib seejuures olla 1) ainult staatiline ja 2) täielik (eelmisele lisandub veel dünaamiline tasakaalustamine).

Lüli staatilisel tasakaalustamisel muudetakse vastukaalule mõjuva inertsijõuga lüli kõigi tasakaalustamata masside poolt põhjustatud inertsijõudude summa nulliks, s.o.

$$\sum \vec{P}_1 = \sum \omega^2 m_1 \vec{r}_1 = 0. \quad (12-1)$$

Lüli täielikuks tasakaalustamiseks on vajalik, et pärast eelesitatud tingimuse täitmist oleks kõigi inertsijõudude momentide (M_1) summa mingi pöörlemisteljega risti oleva tasapinna suhtes null, s.o. samaaegselt peavad olema täidetud tingimused

$$\sum \vec{M}_1 = \sum \omega^2 m_1 \vec{r}_1 \vec{l}_1 = 0 \text{ ja} \quad (12-2)$$

$$\sum \vec{P}_1 = \sum \omega^2 m_1 \vec{r}_1 = 0.$$

Võrrandites (12-1) ja (12-2) on ω lüli pöörlemise nurkkiirus, m_1 - mass (tasakaalustamata kui ka vastukaalu mass), r_1 - massi kaugus lüli pöörlemisteljest ja l_1 - massi kaugus mingist vabalt valitud tasapinnast (parandustasapinnast).

Olgu joonise alusel määratud tasakaalustamata masside m_1, m_2, m_3 suurused ning kaugused pöörlemisteljest r_1, r_2, r_3 ja nende omavahelist asetust erinevais tasapindades määravad nurgad $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$. Tasakaalustamiseks tarvilikud vastukaalud paigutatakse paranduspindadesse I-I ja II-II (joon. 12-1). Masside kaugused paranduspinnast on l_1, l_2, l_3 .

Lüli staatiliseks tasakaalustamiseks, nagu see ilmneb võrdusest (12-1), piisab ühest vastukaalu massist m_{st} , mis asub pöörlemisteljest kaugusel r_{st} . Asendades massid neile vastavate kaaludega (Q_1) ning jättes kirjutamata võrrandis (12-1) esineva ühise teguri ω^2 , saame:

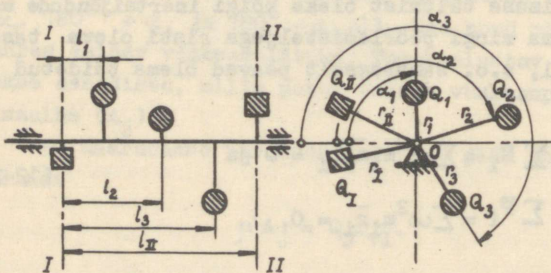
$$Q_1 \bar{r}_1 + Q_2 \bar{r}_2 + Q_3 \bar{r}_3 + Q_{st} \bar{r}_{st} = 0. \quad (12-3)$$

Võrrandit (12-3) on otstarbekas lahendada graafiliselt. Selleks väljendame iga vektori $Q_i \bar{r}_i$ sirglõiguna \bar{x}_i (mm), kasutades selleks vabalt valitud mastaabi μ_P kGcm/mm, s.o.

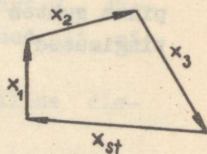
$$Q_i r_i = \mu_P \bar{x}_i. \quad (12-4)$$

Võrrand (12-3) on esitatav nüüd kujul:

$$\bar{x}_1 + \bar{x}_2 + \bar{x}_3 + \bar{x}_{st} = 0. \quad (12-5)$$



Joon. 12-1



Joon. 12-2

Ehitame võrduse (12-5) alusel jõudude plaani (joon. 12-2). Plaanilt on määratav võrduses (12-5) esinev tundmatu x_{st} ja selle kaudu vastukaalu Q_{st} suurus (valitud r_{st} puhul):

$$Q_{st} = \frac{J^{\mu} F^x_{st}}{r_{st}} \quad (12-6)$$

Vastukaalu asendi valitud paranduspinnas määrab läbi 0-punkti (joon. 12-1) lõigule x_{st} tõmmatud paralleeljoon.

Lüli täielikuks tasakaalustamiseks, mis toimub kahe vastukaaluga Q_I ja Q_{II} , peavad olema täidetud tingimused:

$$Q_1 \overline{r_1 l_1} + Q_2 \overline{r_2 l_2} + Q_3 \overline{r_3 l_3} + Q_{II} \overline{r_{II} l_{II}} = 0 \quad \text{ja} \quad (12-7)$$

$$Q_1 \overline{r_1} + Q_2 \overline{r_2} + Q_3 \overline{r_3} + Q_{II} \overline{r_{II}} + Q_I \overline{r_I} = 0. \quad (12-8)$$

Võrrand (12-7) väljendab inertsijõudude momente paranduspinna I-I suhtes ja temas esinevaks tundmatuks liikmeks on $Q_{II} \overline{r_{II} l_{II}}$. Iga inertsijõu momentvektor on risti vastava raadiusvektoriga. Vastukaalu asendi koheseks leidmiseks võrrandi (12-7) graafilise lahendamise alusel, pöörame kõiki momentvektoreid 90° võrra, s.o. viime nad paralleelseteks raadiusvektoriga r_1 (vektori märk kehtib nüüd ainult raadiuse kohta).

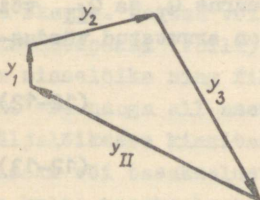
Kasutades valitud mastaapi μ_{M_1} kgcm²/mm, väljendame iga vektori $Q_1 \overline{r_1 l_1}$ sirglõiguna $\overline{y_1}$, kusjuures

$$\overline{y_1} = \frac{Q_1 r_1 l_1}{\mu_{M_1}} \text{ mm.} \quad (12-9)$$

Võrrand (12-7) avaldub nüüd kujul:

$$\overline{y_1} + \overline{y_2} + \overline{y_3} + \overline{y_{II}} = 0. \quad (12-10)$$

Võrduses (12-10) esineva tundmatu liikme $\overline{y_{II}}$ saame määrata inertsijõudude momentide plaanist (joon. 12-3). Vastukaalu suurus paranduspinnas II-II



$$Q_{II} = \frac{\mu_{M_1} y_{II}}{r_{II} l_{II}} \quad (12-11)$$

Vastukaalu asendi määrab $\overline{y_{II}}$ suund ja raadius r_{II} .

Joon. 12-3

Vastukaalu suurus ja asend paranduspinnas I-I leitakse võrrandi (12-8) graafilisest lahendusest, mis lahendatakse analoogiliselt võrrandiga (12-3).

Pöörleva lüli täielikuks tasakaalustamiseks vajalike vastukaalude suurus ja asendit võib määrata ka alljärgnevalt.

Lüli pöörlemisel nurkkiirusega ω põhjustavad tasakaalustamata massid m_1 , m_2 ja m_3 (vastavalt kaaludega Q_1 , Q_2 ja Q_3) inertsijõude P_{11}^I , P_{12}^I ja P_{13}^I (joon. 12-4). Iga inertsijõu võime lahutada kaheks paralleeljõuks, mis asuvad vastavalt tasapindades I-I ja II-II. Komponentjõudude suurused on arvatavad järgnevatest võrranditest:

$$P_{11}^I = P_{11} \frac{b_1}{l}, \quad P_{11}^{II} = P_{11} \frac{a_1}{l},$$

$$P_{12}^I = P_{12} \frac{b_2}{l}, \quad P_{12}^{II} = P_{12} \frac{a_2}{l},$$

$$P_{13}^I = P_{13} \frac{b_3}{l}, \quad P_{13}^{II} = P_{13} \frac{a_3}{l}.$$

Liites geomeetriliselt paranduspindadesse redutseeritud inertsijõudude komponendid, saame (joon. 12-5):

$$\overline{R}_I = \overline{P}_{11}^I + \overline{P}_{12}^I + \overline{P}_{13}^I \quad \text{ja}$$

$$\overline{R}_{II} = \overline{P}_{11}^{II} + \overline{P}_{12}^{II} + \overline{P}_{13}^{II}.$$

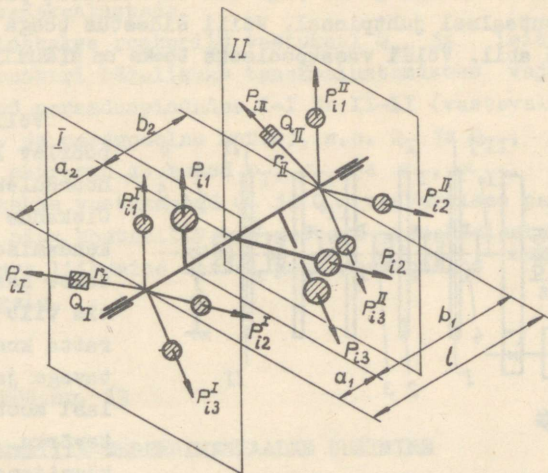
Resultantinertsijõud R_I ja R_{II} on proportsionaalsed paranduspindadesse redutseeritud tasakaalustamata massidega.

Vastukaalu poolt põhjustatud inertsijõud peavad olema võrdsed resultantinertsijõududega, s.o. $P_{iI} = R_I$ ja $P_{iII} = R_{II}$. Tasakaalustuseks vajalike vastukaalude suurus Q_I ja Q_{II} või nende kaugus pöörlemisteljest r_I ja r_{II} on arvatud võrdustest:

$$Q_I r_I = \frac{g R_I}{\omega^2} \quad \text{ja} \quad (12-12)$$

$$Q_{II} r_{II} = \frac{g R_{II}}{\omega^2}. \quad (12-13)$$

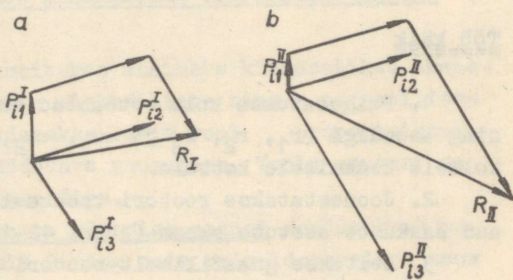
Vastukaalu asetuse paranduspinnas määrab resultantinertsijõu suund.



Joon. 12-4.

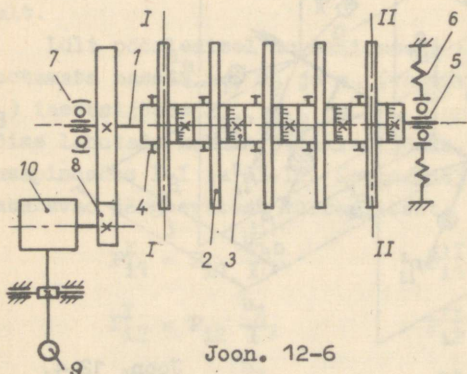
Katseseadme kirjeldus

Võllil 1 (joon. 12-6) asub viis alumiiniumist kettast 2. Kettaste vahekaugus üketeisest on 80 mm, mida tagavad võllile kinnitatud distantspuksid 3. Pukside välispindadel on ühekraadise jaotusastmega skaala. Kettad võlli teljel on pööratavad. Nende asendid distantspuksi (võlli) suhtes fikseeritakse ketta rummul oleva sisselõike ning fiksaator kruvi 4 abil. Igas kettas on kaks 180°-se nurga all asetsevat radiaalset väljalõiget. Skaalaga väljalõikesse kinnitatakse raskus tasakaalustamatuse tekitamiseks või tasakaalustamiseks. Teise väljalõike ülesandeks on ketta tasakaalustamine.



Joon. 12-5

Võlli koos ketastega asub kahel toel. Parempoolne võlli ots toetub kuullaagrile 5 ja tal on võimalik paigalduda toe horisontaalsel juhtpinnal. Võlli sidestus toega teostub vedrude 6 abil. Võlli vasakpoolseks toeks on sfääriline kuullaager 7.



Joon. 12-6

Võllile antakse pöörlev liikumine hõõrdülekandega 8. Ülekande töösse rakendamiseks vajutatakse käepidemele 9, mis viib vedava hõõrd-ratta kontakti vee-tavaga ja lülitab üht-lasi mootori 10 toi-tevõrku. Vabastades käepideme, lahutuvad hõõrdrattad kontak-tist ning mootor seiskub.

Töö käik

1. Paigutatakse kolm etteantud suurusega (Q_1 , Q_2 ja Q_3) ning asendiga (r_1 , r_2 , r_3 ja α_1 , α_2 , α_3) raskust seadme kolmele keskmisele kettale.

2. Joonestatakse rootori tasakaalustamatust põhjustanud raskuste asetuse skeem (joon. 12-1).

3. Leitakse graafiliselt rootori staatiliseks tasakaalustamiseks vajalik raskus Q_{st} ja tema asendit pöörlemistelje suhtes määravad suurused (r_{st} ja α_{st}).

4. Paigutatakse staatiliseks tasakaalustamiseks vajalik vastukaal rootori ükskõik millisele kettale.

5. Kontrollitakse rootori staatilist tasakaalustatust.

Võlli pööramisel peab igas asendis esinema ükskõikne e. indiferentne tasakaal.

6. Kontrollitakse rootori dünaamilist tasakaalustamist. Pannud rootori pöörlema, sooritab parempoolne võlli ots tugi-pinna suhtes võnkeliikumist.

Anda hinnang, millal ja milliseid lülisid võib ainult staatiliselt tasakaalustada.

7. Eemaldatakse rootorilt vastukaal Q_{st} ja leitakse graafiliselt rootori täielikuks tasakaalustamiseks vajalikud vastukaalud paranduspindades I-I ja II-II (vastavalt äärmine vasak- ja parempoolne ketas), s.o. Q_I ja Q_{II} , ning nende asetust määravad suurused r_I , r_{II} ja α_I , α_{II} .

8. Asetatakse vastukaalud Q_I ja Q_{II} vastavasse paranduspindadesse ning kontrollitakse rootori tasakaalustatust. Rotori pöörleva liikumise korral peab parempoolne völli ots jääma paigale.

Laboratoorne töö nr. 13

MASINATE KINEMAATIKA EKSPERIMENTAALNE UURIMINE

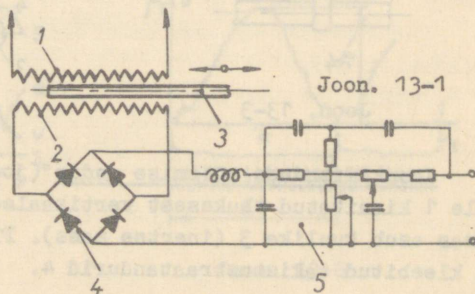
Teoreetilised alused

1. Vahendid masinate kinemaatika eksperimentaalseks uurimiseks

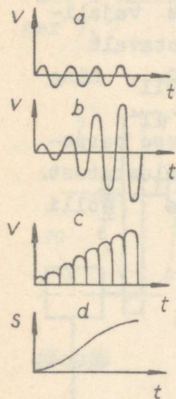
Kõige sagedamini uuritakse masinate kinemaatikat eksperimentaalselt mitmesuguste elektriliste ning magnetiliste anduritega. Anduris muudetakse läbiv vool proportsionaalseks tema vahendusel mõõdetava suurusega. Voolu muutust registreeritakse ostsillograafiga.

Lüli lineaarpaigutuste mõõtmise anduri moodustavad primaar- 1 ja sekundaarmähis 2 ning neis paigaldatavalt asuv raudsüdamik 3 (joon. 13-1).

Südamik ühendatakse lüliga, mille paigutusi mõõdetakse. Primaarmähisist toidetakse trafost madalpinge vahelduvvooluga (joon. 13-2, a). Sekundaarmähises indutseeritud vahelduvvool (joon. 13-2, b)



muudetakse täisperioodalaldis 4 alalisvooluks (joon. 13-2,c), mille silumiseks kasutatakse filtrit 5.



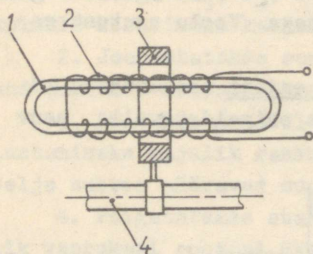
Anduri töötamispõhimõtte rajaneb asjaolul, et sekundaarmähises indutseeritud pinge sõltub südamikü asendist mähises. See- ga filtrit läbiv pinge on proportsionaalne lüli paigutusega (joon. 13-2,d). Muutuva ta- gevusega vool juhitakse vahetult ostsillograafi, kus saadakse kujutis teepikkus - aeg.

Joonkiiruse mõõtmise anduri skeem on esitatud joon. 13-3. Pehmest rauast südami- kul 1 asuvat mähist 2 ümbritseb püsivmagnet 3, mis on ühendatud lüllega 4, mille kiirust mõõdetakse. Lüli liikumisel mähises indut- seeritud elektromotoorjõud

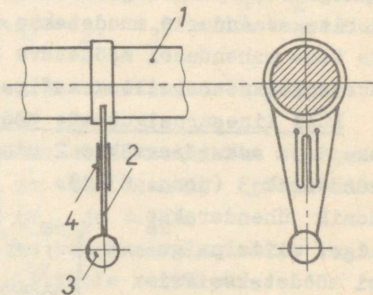
$$E = B l v$$

Joon. 13-2

on võrdeline magnetilise induktsiooniga, juhtme pikkusega ja magneti joonkiirusega. Ühendades mähise ostsillograafi silmusega, saame registree- rida vahelduvasuunalise translatoorse liikumise kiiruse aja funktsioonina.



Joon. 13-3



Joon. 13-4

Joonkiiruse mõõtmise andur (joon. 13-4) koosneb lü- lile 1 kinnitatud õhukesest vertikaalsest plaadist 2, mille otsas asub kuulike 3 (inertne mass). Plaadi mõlemale küljele on kleebitud takistustraatandurid 4.

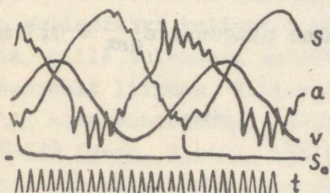
Lüli kiireneval liikumisel kuulile mõjuv inertsijõud de-
formeerib plaati. Deformatsioon põhjustab takistustraadi geo-
meetriliste mõõtmete ja seega ka nende takistuse muutumist.
Kiirendusega võrdeliselt muutuv vool võimendatakse ja juhi-
takse ostsillograafi silmusele. Ostsillograafi ekraanil tekib
kujutis kiirendus - aeg.

Plaat 1 tehakse võrdpaindetugevusega tala kujuline, et
kogu traadi ulatuses esinev suhteline deformatsioon oleks
konstantne.

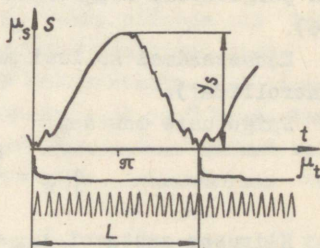
Anduri omavõnkesageduse vähendamisel tema tundlikkus suu-
reneb. Selle saavutamiseks antud juhul on andur paigutatud
vedelikku (glütseriini ja piirituse segu).

2. Ostsillogrammi analüüs

Analüüsiks joonestatakse ostsillogrammilt (joon. 13-5)
suurendusaparaadi vahendusel funktsioonide teepikkus - aeg,
kiirus - aeg ja kiirendus - aeg suurendatud kujutised läbi-
paistvale paberile. Kõik diagrammid kujutatakse eraldi joo-
nistena ja neile märgitakse tsükli algus ja lõpp (s_0) ning
vastavad koordinaatteljed. Paigutuste diagrammil $s = s(t)$ on
abstsisstelg kõverale puutujaks punktides, mis määravad tsükli
alguse ja lõpu (joon. 13-6). Kiiruse $v = v(t)$ ja kiirendu-
se $a = a(t)$ diagrammi abstsissteljeks on neil kujutatud suu-
ruste maksimaalse ja minimaalse väärtuse poolt määratud dia-
grammi keskjoon (joon. 13-7 ja joon. 13-8). Ordinaattelg joo-
nestatakse tsükli algust määravast punktist risti abstsis-
teljega.

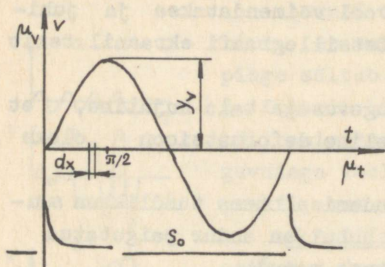


Joon. 13-5

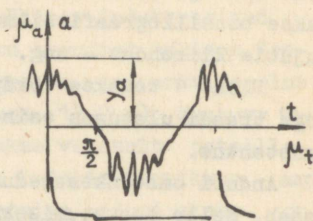


Joon. 13-6

Diagrammidel kujutatud funktsioonide arvvaartuste leidmiseks on vajalik määrata vastavad mastaabid.



Joon. 13-7



Joon. 13-8

Aja mastaabi μ_t leidmiseks tuleb ostsillogrammilt lugeda aja kulgu märgistava silmuse poolt ühe tsükli vältel tekitatud võngete arv N ning kahe naabertsükli algust tähistavate punktide vaheline kaugus L (joon. 13-6):

$$\mu_t = \frac{aN}{L} \frac{s}{\text{mm}}, \quad (13-1)$$

kus a - võnkeperiood, ostsillograafil M10-2 $a = 0,002$ s.

Ajamastaap kõikidel eelmärgitud diagrammidel on võrdne. Kulissi maksimaalne lineaarpaigutus

$$s_{\max} = \mu_s y_s,$$

kus μ_s - paigutuste diagrammi mastaap m/mm, y_s - maksimaalsele paigutusele diagrammil $s = s(t)$ vastav ordinaat mm (joon. 13-6).

Katseseadmel kulissi maksimaalne paigutus $s_{\max} = 0,1$ m (kontrollida!).

Paigutuste mastaap

$$\mu_s = \frac{s_{\max}}{y_s} \frac{m}{\text{mm}}. \quad (13-2)$$

Kiiruste mastaabi μ_v määramisel lähtume asjaolust, et

$$s = \int v dt.$$

Kuna $v = \mu_v y_v$ ja $dt = \mu_t dx$ (vt. joon. 13-7), siis

$$s_{\max} = \mu_v \mu_t \int_{x=0}^{x=\pi} y_v dx = \mu_v \mu_t F_v, \quad (13-3)$$

kus F_v - diagrammi $v = v(t)$ pindala mm^2 vahemikus $\varphi = 0$ kuni $\varphi = \pi$.

Võrdusest (13-3)

$$\mu_v = \frac{s_{\max}}{F_v \mu_t} \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}. \quad (13-4)$$

Pindala F_v mõõdetakse millimeetrise jaotusvõrguga pa-beriga või planimeetriga.

Kiirenduste mastaap μ_a on arvutatav analoogiliselt eelesitatuga, kusjuures

$$\mu_a = \frac{v_{\max}}{F_a \mu_t} \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}, \quad (13-5)$$

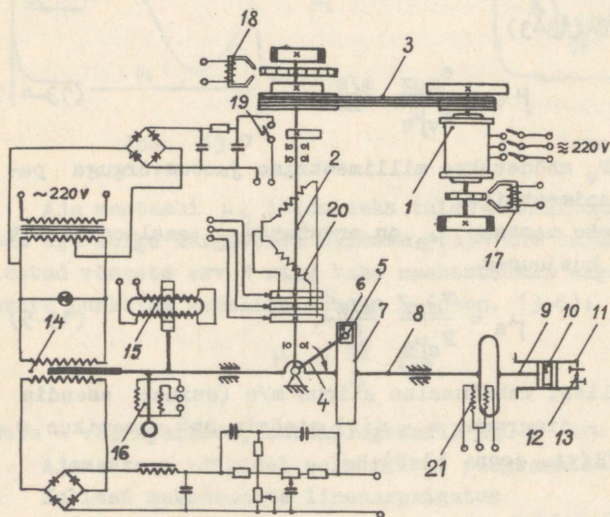
kus v_{\max} - kulissi maksimaalne kiirus m/s (esineb asendis $\varphi = \pi/2$), F_a - diagrammi $a = a(t)$ pindala mm^2 vahemikus $\varphi = 0$ kuni $\varphi = \pi/2$ (vt. joon. 13-8).

Katseseadme kirjeldus

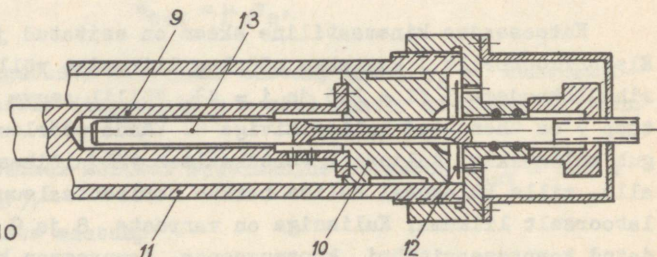
Katseseadme kinemaatiline skeem on esitatud joon.13-9. Elektrimootorilt 1 kantakse pöörlev liikumine völliile 2 kil-rihmülekanega 3 ($i = 2,5$ ja $i = 4$). Völliil asuva vända 4 tapp 5 on ühendatud kulissikiviga 6. Vända pöörlemisel liigub kulissikivi kulissi 7 vertikaalses väljalõikes üles ja alla, mille tulemusel kuliss hakkab horisontaalsuunas trans-latoorselt liikuma. Kulissiga on varraste 8 ja 9 kaudu ühen-datud kompressoritüüpi koormusseade. Kompressor koosneb kol-vist 10 (joon. 13-10), silindrist 11 ning silindrisse õhu sisse- ja väljalaske seadmeist.

Silinder täitub õhuga kolvi vasakule liikumise ajal. Kui rõhk silindris on välisrõhust väiksem, avab elastsest mater-jalist klapp 12 silindri kaanes olevad avad ning õhk imetak-

se silindrisse. Kolvi liikumisel paremale suureneb rõhk silindris ning klapp sulgub. Rõhk suureneb silindris hetkeni, mil kolb ühendab vardal 13 teljesihiliste soonte ja kolvi- varda seinas olevate avade kaudu rõhu all oleva silindri- poole väliskeskkonnaga. Maksimaalse rõhu suurust on võima- lik reguleerida silindri kaane suhtes varda 13 asendi muut- misega.



Joon. 13-9



Joon. 13-10

Kinemaatiliste ja dünaamiliste parameetrite eksperimen- taalseks määramiseks on katseseadmele paigutatud andurid. Kolvi paigutust, kiirust ja kiirendust mõõdetakse vastavalt lineaarpaigutuse 14, lineaarkiiruse 15 ja -kiirenduse andu- riga 16. Elektrimootori võlli nurkkiirust mõõdetakse anduri-

ga 17. Völlil 2 asuv andur 18 määrab nurkkiiruse, andur 19 tsükli algmomendi ning andur 20 vällis esineva pöördemomendi. Anduriga 21 mõõdetakse kolvile mõjuvat jõudu.

Töö käik

1. Tutvutakse ostsillograafi ja võimendaja kasutamishenditega. Ühendatakse mõlemad seadmed toitevõrguga.

2. Paigutuse s , kiiruse v ja tsükli algust s_0 märgistava anduri juhtmed ühendatakse ostsillograafiga. Kiirendust mõõtvast anduri a juhtmed ühendatakse esmalt võimendajaga ning võimendist väljuv signaal juhitakse ühele ostsillograafi silmusele.

3. Paigaldatakse ostsillograafi ajamärgistaja. Lülitatakse kõik silmused töösse.

4. Nihutatakse silmuste valgussignaaleid ekraanil sobivasse asendisse. Katseseadme töötamisel peaks ekraanile tekkiv kujutis vastama joon. 13-5 esitatule.

5. Määratakse ostsillogrammi kaadri pikkus (250 ... 300 mm).

6. Käivitatakse katseseadme ning ostsillograafi mootor ja võetakse ostsillogramm.

7. Fotolaboratooriumis film töödeldakse.

8. Analüüsitakse ostsillogrammi.

Juhul kui tööks kasutatakse katoodkiirega ostsillograafi, tuleb kujutis ekraanil sünkroniseerimisega paigaldada ning kopeerida ekraanilt läbipaistvale paberile.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. В.А. Юдин и Л.В. Петрокас. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин, Физматгиз, 1960.

2. В.В. Юденич. Лабораторные работы по теории механизмов и машин, "Высшая школа", 1962.

3. I. Artobolevski. Mehhanismide ja masinate teooria, Eesti Riiklik Kirjastus, 1961.

4. Н.П. Раевский. Методы экспериментального исследования механических параметров машин, Изд.АН СССР, Москва 1952.

5. Н.П. Раевский. Датчики механических параметров машин, Изд. АН СССР, Москва 1959.

Heaks kiidetud kateedri koosolekul

25.08.66.

S i s u k o r d

		Lk.
Labor. töö nr.	1. Mehhanismi kinemaatilise skeemi koostamine ja struktuurianalüüs	3
"	"	
"	2. Silinderhammasrataste analüüs .	7
"	"	
"	3. Evolventprofiiliga silinderhammasrataste valmistamine ja hambumise korrigeerimine	11
"	"	
"	4. Nuki profileerimine	16
"	"	
"	5. Lüli inertsimomendi määramine füüsikalise pendli meetodil . .	22
"	"	
"	6. Lüli inertsimomendi määramine monofilaarse riputuse teel . .	25
"	"	
"	7. Lüli inertsimomendi määramine bifilaarse riputuse teel . . .	27
"	"	
"	8. Lüli inertsimomendi määramine lisapendliga	29
"	"	
"	9. Lüli inertsimomendi määramine laskuva raskuse meetodil. . . .	31
"	"	
"	10. Tigureduktiatori kasutegur	35
"	"	
"	11. Pöörlevate lülide balansseerimine	41
"	"	
"	12. Pöörlevate masside tasakaalustamine	47
"	"	
"	13. Masinate kinemaatika eksperimentaalne uurimine	53
	Kasutatud kirjandus	59

Hind 10 kop.

A-28228

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00411243 1