

MASINA-ELEMENDID

E. SOONVALDI
TOIMETUSEL



X

E. SOONVALD
RIHMAJAMID

EESTI RIIKLIK KIRJASTUS

A-18534

ÜLDTOIMETAJA
E. SOONVALD
STALINI PREEMIA LAUREAAT

MASINA-ELEMENDID

X

E. SOONVALD
RIHMAJAMID



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS
TALLINN 1952

MAAILMA-ELUNDIKU

SIINAMÄLLE

RAAMATUKOGU

TARTU ÜLIKOOLI
RAAMATUKOGU

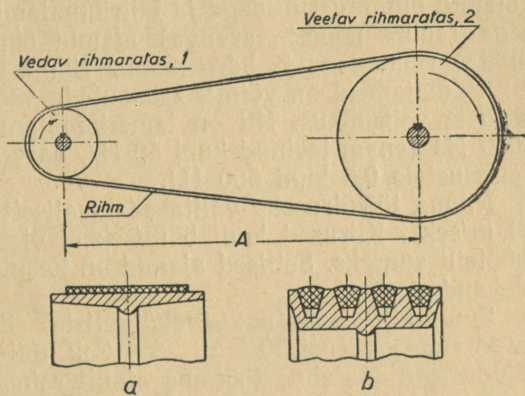
SISUKORD.

I. Rihmajamite iseloomustus ja klassifikatsioon	5
1. Rihmajamite iseloomustus	7
2. Rihmajamite klassifikatsioon	15
II. Rihmajami elemendid	16
1. Rihmad	38
2. Rihmarattad	69
3. Rihmajami lülitamiseadmed	70
III. Rihmajami kujundamine ja arvutuse alused	70
1. Rihmajami geomeetria	72
2. Rihmajami kinemaatika ja ülekandearv	73
3. Rihma pingus ja võllide koormus	76
4. Rihmas tekkivad pinged ja rihma iga	81
5. Lähteandmed rihmajami arvutamiseks	89
IV. Rihmajami arvutus	89
1. Lamerihmajami arvutus	97
2. Lamerihmajam pingutusrulliga	104
3. Kiilrihmajam	113
4. Kiilrihmajami kontrollarvutus	118
5. Kiilrihmajam siledapöialise suurema rattaga	123
6. Kiirekäigulised lamerihmajamid	125
V. Rihmarataste monteerimisest	127
VI. Ohutus- ja hooldamisnõudeid rihmajami kasutamisel	131
Kasutatud kirjandus	

I. RIHMAJAMITE ISELOOMUSTUS JA KLASSIFIKATSIOON.

1. Rihmajamite iseloomustus.

Rihmajam on kujundatud põhiliselt kahest eri völliudele kinnitatud rihmarattast, milledest üks on vedav ja teine veetav, ja viimaseid haaravast elastsest vaheelemendist — lõputust rihmast (joon. 1). Rihma ristlõige on tavaliselt kas ristküliku (lamerihm, joonisel *a*) või trapetsikujuline (kiilrihm, joonisel *b*). Pöörleva liikumise (järeltult ka võimsuse) ülekandmine ühelt völliult teisele toimub rihma ja rihmaratate välispindade vaheliste hõõrdejõudude kaudu. Hõõrdejõudude tekkimiseks on vajalik anda rihmale teatava suurusega eelpingutus. Eelpingutuse tõttu surutakse rihm vastu rihmarattaid. Eelpingutus peab olema püsiva iseloomuga, kuna vastasel korral muutub hõõrdejõudude suurus ja koos sellega ka võimalik ülekantav pöördemoment.



Joon. 1.

Rihmajam on peale hammasajamite levinumaid mehaaniliste ajamite liike, kusjuures ta on asendamatu seadmete mehaanilisel käitamisel tsentraalsest jõuallikast (transmissioonid).

Võrreldes hammasajamiga, on rihmajami olulisemateks paremusteks:

- 1) võimalus kujundada ülekannet völliude suure vahekauguse juures;
- 2) rahulik ja löökidevaba käik;
- 3) ajami elastsus, mis summutab löögilise koormuse mõju;
- 4) rihma mittejäik side rihmaratastega, mis võimaldab üle kanda ainult teatava suurusega jõudu; ülekoormuse puhul tekib seega rihma libisemine rihmarattal, millega on välditud ka ülekoormuse võimalik mõju seadmeile;
- 5) ajami lihtsus ja odavus nii valmistamisel kui ka eksploatatsioonis.

Rihmajamite peamisteks puudusteks on:

- 1) ajami suur gabariit, eriti suuremate võimsuste puhul;

2) ebapüsiva suurusega ülekandearv (tingitud rihma libisemisest rihmaratastel), mistõttu ei saa rihmajamit rakendada seal, kus ülekandearvu püsivus on määrava tähtsusega;

3) rihma eelpingutamise vajadus, mis suurendab survet laagritele ja tekitab võllides tuntava paindepinge;

4) suhteliselt madal kasutegur;

5) rihma (mitte kogu ajami) lühike iga;

6) mitterakendatavus plahvatusohtlikes kohtades rihma elektriseerumise tagajärjel.

Kuna tsentraliseeritud jõuallikad, seega ka gruppajamid (transmissioonid), on kaasaegses tehnikas oma tähtsuse kaotanud, siis ka rihmajamite areng on suunatud individuaalajamite nõuetele vastavalt, s. o. suurendatud kompaktsuse (väikesed võllide vahekaugused, väiksemad rihmarataste läbimõõdud, suuremad ülekandearvud), suurendatud rihma kiiruse (pöörete arvude) ja suurendatud võimsuse poole. Nimetatud nõuded on tingitud vajaduse pöörata enam tähelepanu modifitseeritud rihmajameile (ajamid pingutusrullidega ja kiirihmajamid), võtta kasutusele suure kiirusega (suure pöörete arvuga) ajamid õhukeste, lamedate lõputute (ilma liiteta) rihmadega ja kõrgendama rihma koormuse norme rihma ea arvel.

Rihmajameid on võimalik kasutada võrdlemisi ulatuslikus võimsuste ja kiiruste vahemikus. Nii on lamerihmajam rakendatav võimsustele 1 kuni 2000 HJ (enam levinud kuni 50 HJ, harvem kuni 100 HJ) ja kiirihmajam võimsustele 0,5 kuni 500 HJ.

Rihma töökiiruseks valitakse tavaliselt 5 kuni 25 m/sek (harvem kuni 30 m/sek). Kiirused kuni 5 m/sek ei ole soovitatavad, kuna ajam kujuneb mõõteilt suureks. Sellised ajamid on kasutatavad ainult väikeste võimsuste ülekandmiseks.

Suure kiirusega (nn. kiirekäiguliste) rihmajamite kasutamisel on saavutatud rihma kiirusi 50 kuni 75 m/sek, millise kiiruse juures teistest ajamiliikidest on suuteline töötama ainult esimese klassi täpsusega valmistatud hammasajam.

Ülekandearvude osas on piirid võrdlemisi ulatuslikud. Olenevalt ajami tüübist leiame ülekandearve 1 : 10 kuni 10. Elektrimootorit kasutatavatele individuaalajamitele rakendatakse enam järgmisi ülekandearve:

tavalised lamerihmajamid — kuni 3 (erandjuhtudel kuni 5);

lamerihmajamid pingutusrulliga — kuni 10 (erandjuhtudel kuni 20);

kiirihmajamid — kuni 7 (erandjuhul kuni 10).

Olulist tähtsust omab rihmajami kujundamisel eelpingutuse saavutamine rihmas. Nagu varem märgitud, ei ole rihmajami töö mõeldav ilma rihma vajaliku eelpingutuseta, sest sel korral puuduksid rihma ja rihmaratta välispinna vahel vajalikud normaaljõud — rihma veojõudu iseloomustavate hõrdejõudude tekitamiseks.

Vajaliku eelpingestuse saavutamine rihmas on püsiva võllide vahekauguse (A-const) ja reguleeritava võllide vahekauguse (A-var) korral erinev.

Esimesel juhul saavutatakse rihma eelpingutus:

a) rihma omakaalu mõjul — võllide suurte vahekauguste puhul horisontaalseil ja väikese kaldega ajameil (joon. 2) (vertikaalseil ajameil avaldab rihma omakaal rihma eelpingutusele negatiivset mõju);

b) rihma elastse deformatsiooni arvel — võllide väikeste vahekauguste puhul, kus rihm pingutatakse juba ratas-tele panekul;

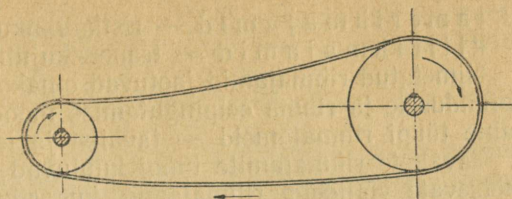
c) vabalt pöörleva ja rihmaratase telgedega paralleelse teljega eri rihmaratta kasutamisega, mida nimetame pingutusrulliks, kui ta surutakse vastu rihma koormamata haru (kas vedrujõul või lisaraskuse abil, joon. 3), ja surverulliks, kui sellega surutakse rihm otseselt vastu rihmarattast (joon. 4). Nii pingutus- kui ka surverulliga on võimalik suurendada ka rihma ja rihmaratta vahelist nurka (nn. haardenurka), millega tõstame rihma veovõimet. Rihma eel- pingutuse saavutamine on võimalik ka juhtrullidega, mida kasutatakse juhul, kui rihm suunatakse rihmarattale nurgi (joon. 5).

Esitatud rihma eel- pingutamise võimalused on rakendatavad ainult paralleelsete telgedega rihmaratase korral.

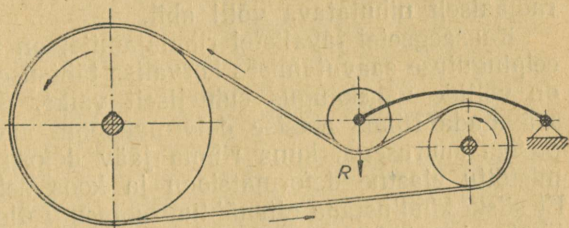
Teisel juhul, kus võllide vahekaugus on reguleeritav, kasutatakse rihma eel- pingutamiseks ühe võlli radiaalset nihutamist. Nimetatud moodus rihma eel- pingutamiseks on rakendatav nii samas tasapinnas kui ka nurgi-asetsevate rihmaratase puhul.

2. Rihmajamite klassifikatsioon.

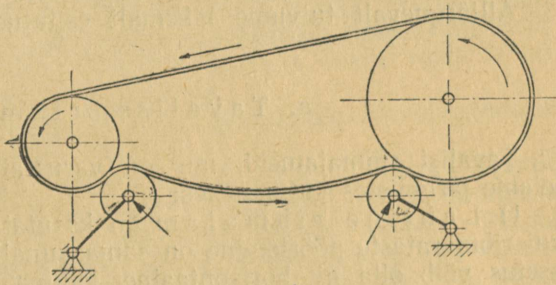
Rihmajamid jaotatakse rihma ristlõike kuju järgi kahte liiki:



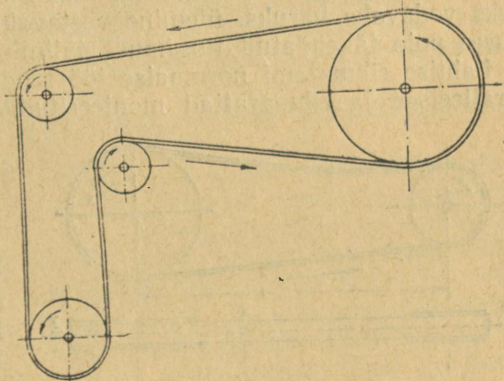
Joon. 2.



Joon. 3.



Joon. 4.



Joon. 5.

lamerihmajamid — ristkülikukujulise rihma ristlõikega;
kiilrihmajamid — trapetsikujulise rihma ristlõikega.

Nimetatud rihmajamid jaotuvad omakorda alaliikidesse, vastavalt ajami kujundusele ja rihma eelpingutamise moodusele. Nendel alustel eristatakse kahte tüüpi rihmajameid — tavalisi ja isepingutuvaid.

Tavaliste rihmajamite tüüpi kuuluvad paralleelsete, ristuvate ja nurgisestevate võllidega rihmajamid, kus rihma eelpingutamine toimub omakaalu, rihma elastse deformatsiooni või juhtrulli abil.

Isepingutuvate rihmajamite tüüpi kuuluvad paralleelsete võllidega rihmajamid, kus rihma eelpingutus saavutatakse pingutusrulli, surverulli või radiaalselt nihutatava võlli abil.

Kaasaegsetel tavalistel rihmajamitel on rihma omakaalu mõju vajaliku eelpingutuse saavutamises kõrvalise tähtsusega, kuna kaasaegsetel ajamitel on võllide vahekaugus suhteliselt väike. Seega tuleb rihma eelpingutus saavutada rihma elastse deformatsiooni arvel. Viimane ei ole aga mitte püsiva suurusega, kuna rihma jääv deformatsioon aja jooksul suureneb, mistõttu elastse deformatsioon ja koos sellega ka eelpingutus väheneb. Et siiski kindlustada ettenähtud momendi ülekandmist, tuleb rihma aeg-ajalt järele pingutada, mis toimub rihma pikkuse vähendamise teel.

Nimetatud puudus ei esine isepingutuvail rihmajameil, kuna nendel rihma eelpingutuse suurus ei sõltu otseselt rihma deformatsioonist.

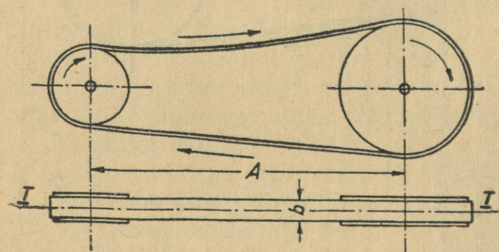
Alljärgnevalt tutvume lähemalt esitatud rihmajami tüüpidega.

a. Tavalised rihmajamid.

Tavalisi rihmajameid, mis on varustatud eranditult lamerihmadega, leiame järgmistes kujundustes:

1) Lahtine rihmajam on kasutatav paralleelsete võllide puhul, kui rihmarattaste pöörlemine on samasuunaline (joon. 6), kusjuures ajami asetus võib olla nii horisontaalne, kaldne kui ka vertikaalne. Rihma ja rihmaratta vahelise haardenurga suurendamise huvides on soovitatav võllide suurte vahekauguste korral kujundada ajam nii, et alumine rihmaharu oleks vedavaks haruks, ülemine veetavaks. Võllide väikeste vahekauguste juures pole tähendatud tingimuse täitmine oluline.

Lahtise rihmajami normaalse töö kindlustamiseks peavad võllid olema paralleelsed ja rihmarattad monteeritud võllidele nii, et nende keskrist-



Joon. 6.

lõike pinnad asuksid ühel tasapinnal (joon. 6, tasapind I—I). Et kindlustada rihma püsivust rattastel võllide läbipaindumisel ja võimalike vigade korral montaažil, on soovitatav kujundada ühe ratta välispind veidi kumerana, kuna teine omaks silindrilise kuju. Kumerdatud pinnaga rattaks on otstarbekohane valida suurema läbimõõduga rihma-

ratas, kuna seal rihm on vähem painutatud. Ülekandearvu määramisel kumerdatud pinnaga ratta puhul tuleb aluseks võtta viimase suurim läbimõõt.

Kaasaegseis lahtistes rihmajamites ulatub ülekandearv tavaliselt kuni 5-ni.

Rihma töö seisukohalt on lahtine rihmajam eelistatuim, kuna rihma pingus rihma laiuse ulatusel on ühtlane, mistõttu on võimalik rihma enam koormata. Viimane on eriti oluline suurte võimsuste ülekandmisel.

Järgnevais peatükkides toodud andmed rihmajami töövõimelisuse kohta on kehtivad ainult lahtistele ajamitele.

2) Lahtine rihmajam juhtrullidega leiab kasutamist paralleelsete võllide ja rihmarataste samasuunalise pöörlemise korral, juhul kui rihma liikumine rihmarataste vahel peab olema juhitud (joon. 5). Juhtrulle kasutatakse ka rihma eelpingestuse reguleerijana, rihma ja rihmaratta vahelise haardenurga suurendamiseks ja suurema pikkusega rihma kasutamisel, mis on kasulik rihma ea pikendamiseks.

Rihma normaalse koormuse juures, kui juhtrullide läbimõõt ei ole väiksem väiksema rihmaratta läbimõõdust, on võimalik kasutada ülekandearvu kuni 6. Juhtrullide välispinnad tuleb antud juhul valmistada silindrilistena.

3) Ristuva rihmaga rihmajam leiab kasutamist paralleelsete võllidega ajami puhul rihmarataste vastupidi suunatud pöörlemise saavutamiseks (joon. 7). Ristuva rihmaga rihmajamil on rihma haardenurgad rihmaratastega suuremad kui samade mõõdetega lahtisel rihmajamil, kuid rihma pingus rihma laiuse ulatusel on erinev ja seda enam, mida laiem on rihm ja mida väiksem on võllide vahekaugus.

Peale selle on antud tüüpi rihmajami suurimaks puuduseks rihmaharude hõõrdumine ristumiskohal.

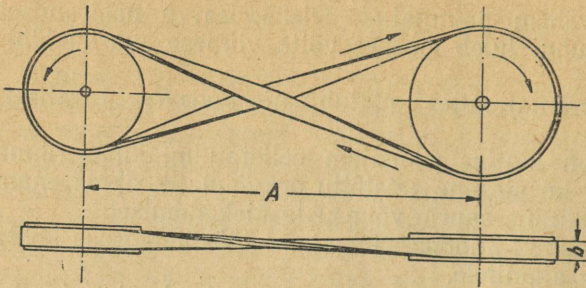
Arvestades nimetatud puudusi, on soovitatav ristuva rihmaga ajamit rakendada ainult väiksemate võimsuste korral ja selgi puhul koormata rihma ca 75—85% ulatuses rihma koormusest lahtisel ajamil. Rihma hõõrdumise vähendamiseks ristumiskohal on otstarbekohane valida võimalikult suur võllide vahekaugus ($A_{min} 20b$, kus b on rihma laius) ja väike rihma kiirus ($v \leq 15$ m/sek).

Ülekandearv ristuva rihmaga rihmajamil võib ulatuda kuni 6-ni.

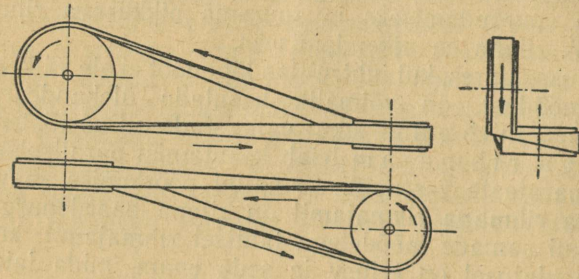
4) Ristuvate või nurgi-asetsevate võllidega rihmajamid on kasutatavad ajami horisontaalsel või vertikaalsel asetusel (joon. 8, 9 ja 10).

Nimetatud ajamite juures on rihma pingutusolukord rihma laiusel veelgi halvem kui ristuva rihmaga ajamil.

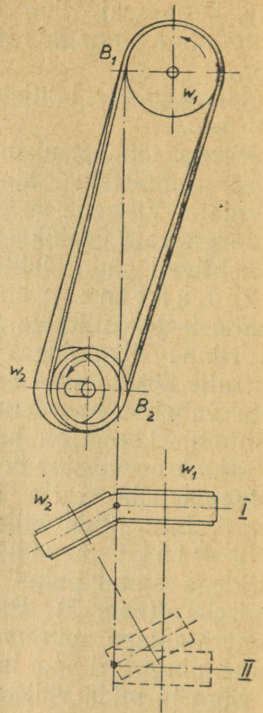
Ristuvate või nurgi-asetsevate võllidega rihmajamil peab rihma rattailt mahajooksu vältimiseks olema täidetud tingimus, et rihmarataste keskrist-lõikepindade lõikejooned läbiksid rihma rattalt eemaldumise kohti. See tingimus on täidetud, kui seadme pealtvaates (otsvaates) rihma rattalt eemaldumise kohad asuvad kohastikku (joon. 10, punktid B_1 ja B_2). Nagu jooniselt 10 näeme, saame I juhul võllidel W_1 ja W_2 samasuunalise pöörlemise, kuna II juhul kujuneb pöörlemine vastassuunaliseks. Ristuvate või nurgi-asetsevate võllidega rihmajam ei ole reverseeritav, kuna sel korral pole enam täidetud tingimus rihma rattailt eemaldumise kohtade suhtes.



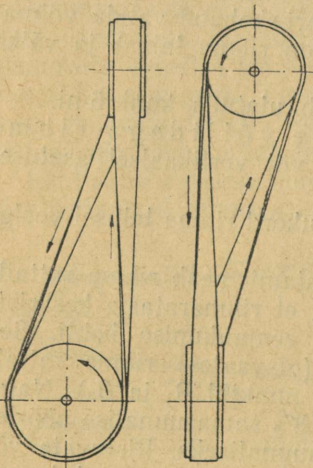
Joon. 7.



Joon. 8.



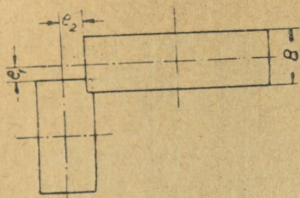
Joon. 10.



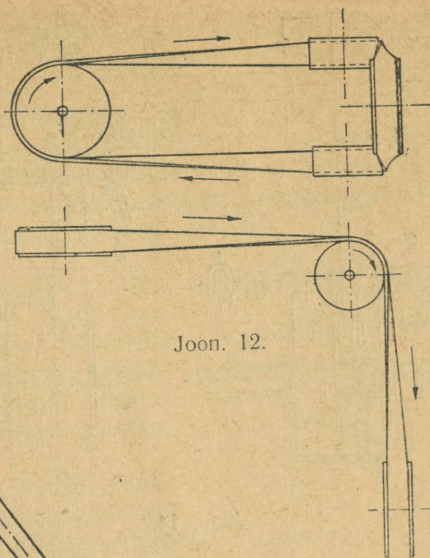
Joon. 9.

Rihma ebaühtlasest pingusest tingituna tekib nimetatud ajameis rihma nihkumine väljapoole, mis on märgatav völliide-vahelise nurga puhul üle 25° ja suurematel koormustel. Rihma nihkumise võimaldamiseks on soovitatav ristuvate völliidega rihmajamil rihmarattaid nihutada väljapoole (joon. 11) ja nimelt: vedavat ratast suuruses $e_1 = 0,1b$ kuni $0,2b$ ja veetavat ratast suuruses $e_2 = 0,5$ kuni $0,6b$, kus b on rihma laius. Suurused e_1 ja e_2 on olenevad otseselt rihma pingusest ja kuna ajami töötamisel võivad esineda koormuse muutused, seega ka rihma nihkumine rihmarattastel, tuleb kasutada antud juhul ainult silindrilisi rihmarattaid, tavalisest suurema laiussega ($B = 1,4b + 10$ mm kuni $2b$, kus B on rihmaratta laius ja b rihma laius).

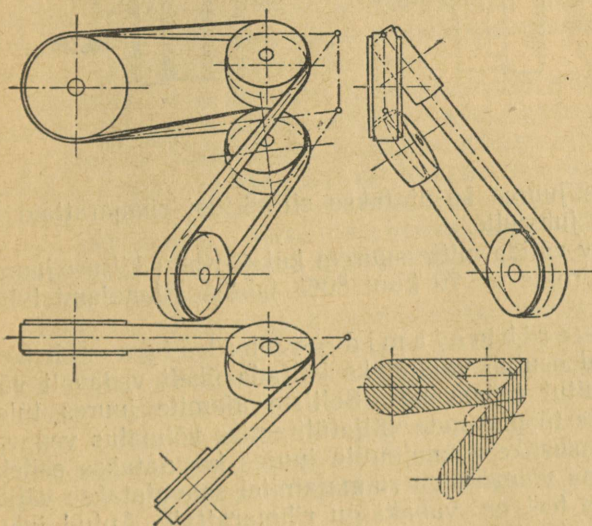
Rihmarattaste lõplik kinnitamine völliidele toimugu pärast proovikäitamist.



Joon. 11.



Joon. 12.

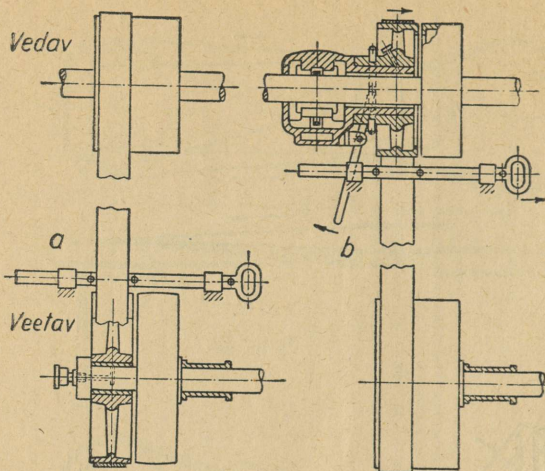


Joon. 13.

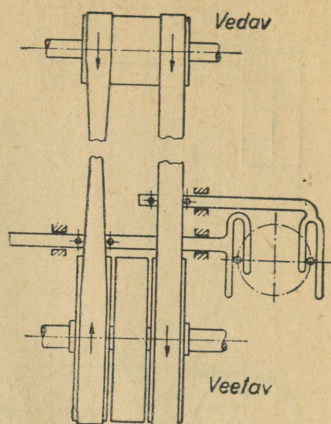
Ülekandearv võib nimetatud ajameil ulatuda kuni 3-ni rihma kiiruse juures mitte üle 15 m/sek; lubatav koormus on 70—80% lahtisele rihmajamile lubatavast koormusest.

5) Ristuvate või nurgi-asetsevate võllidega rihmajamid juhtrullidega leiavad kasutamist neil juhtudel, kui pole võimalik täita tingimust rihma rattailt eemaldumise kohtade suhtes või kui osutub vajalikuks ristuvate või nurgi-asetsevate võllidega rihmajami reverseerimine (joon. 12).

Rihma mahajooksu vältimiseks tuleb ka siin täita nõue rihmarataste ja juhtrullide ristlõikepindade kohta rihma rattailt eemaldumise kohtadel. Seega peame juhtrullid monteerima nii, et rihma telgjoon oleks puutujaks rihmarataste ja juhtrullide keskringjoontele (joon. 13).



Joon. 14.



Joon. 15.

Nimetatud liiki ajamite juures kasutatakse silindrilisi rihmarattaid ja veidi kumerdatud pinnaga juhtrulle.

Ülekandearv on soovitatav valida mitte suurem kui 4, rihma kiiruse juures $v \leq 15$ m/sek. Lubatav koormus on 70 kuni 80% lahtise rihmajami lubatavast koormusest.

6) Lülitavad lamerihmajamid vabakäigu-rihmarattaga. Mõningal juhul osutub vajalikuks käitada ühelt vedavalt või lülilt eraldi rihmajamitega mitut töömasinat. Selliste ajamite juures tuleb tingimata ette näha üksikute töömasinate väljalülitamise võimalus vedavat või lülitavast seiskamata. Suurevõimsuslike rihmajamite juures kasutatakse selleks otstarbeks sidureid. Väiksema võimsusega rihmajamitel saavutatakse väljalülitamine rihma nihutamise teel nn. vabakäigu rihmarattale. Antud juhul omab ühele võllile kinnitatud rihmaratas kahekordse laiuse, kuna teisele võllile on asetatud vastavalt kaks rihmaratast, milledest üks on kindlalt liidetud võlliga, kuna teine, vabakäigu rihmaratas, on vabalt pöörlev. Vabakäigu rihmaratast võime asetada nii veetavale (joon. 14, a) kui ka vedavale võllile (joon. 14, b). Kuna rihma nihutamine on võimalik ainult rihma liikuvale olekus, siis osutub joonisel 14, a toodud lahendus otstarbekohasemaks, omab aga puudusena ajami tühijooksukadu. Viimane on välditud joonisel 14, b esitatud lahendusel, kuid puudusena tuleb märkida ajami keerukamat konstruktsiooni, kuna rihma nihutamiseks on vajalik suruda vabakäigu rihmaratas vastu vedavat rihmaratast, et saavutada rihma liikuvust (sidur!).

Rihma pinguse vähendamiseks valmistatakse vabakäigurihmaratas silindrilise põiaga kuni 5% väiksema läbimõõduga, kusjuures mõnikord tehakse vabakäigu rihmaratta poolne serv kaldu, et oleks võimalik rihma ladus ülemineku töörattele.

Vabakäigu rihmarataste kasutamiseks on võimalik ka reverseeritav

lamerihmajam (joon. 15). Antud juhul on veetavale völli kinnitatud töö- ratta kummalegi poole vabakäigu rihmarattad ja ajam ise koosneb lahti- sest ja ristuva rihmaga lamerihmajamist.

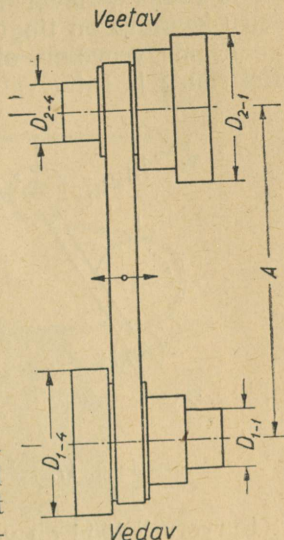
Rihma nihutamine toimub lülitamismehhanismiga.

7) Muudetava ülekandearvuga ehk astmeliste rihmarattastega rihmajamid. Astmeliste rihmarattastega rihm- ajameid kasutatakse peamiselt tööpinkidel lisaseadmena veetava völli pöö- rete arvu muutmiseks vedava völli püsiva pöörete arvu juures.

Joonisel 16 on esitatud lihtsaim muudetava üle- kandearvuga lahtise rihmajami skeem. Nagu sel- gub jooniselt, koosneb nimetatud ajam põhiliselt kahest astmeliselt kujundatud rihmarattast, mille- dest üks on vedav ja teine veetav. Rihma nihuta- misega sobiva ülekandearvuga astmele saavutamegi veetava völli pöörete arvu muutuse.

Tavaliselt on muudetava ülekandearvuga rihm- ajamid kujundatud püsiva völli vahakaugusega, seega peavad rihmarattaste üksikute astmete läbi- mõõdud olema valitud nii, et konstantse rihma pikkuse juures oleks alati tagatud küllaldane rihma eelpingutus. Selle saavutamiseks, kui valime rihmarattaste astmete läbimõõdud tingimusel $D_{1-j} + D_{2-j} = D_0 = \text{const}$.

Astmelisi rihmajameid valmistatakse nii lame- rihmadega kui ka kiilrihmadega. Viimasel juhul tuleb rihma nihutamise asemel rihm tõsta astmelt astmele. Mittesoovitava rihma venitamise vältimi- seks on otstarbekohane muudetava ülekandearvuga kiilrihmajamil rihma tõstmise hõlbustamiseks kujun- dada ajam radiaalselt nihutatava völliaga.



Joon. 16.

b. Isepingutuvad rihmajamid.

Isepingutuvaid rihmajameid leiame lame- ja kiilrihmadega järgmistes kujundustes.

1) Lamerihmajam pingutusrulliga (joon. 3) leiab kasuta- mist paralleelsete, väikese vahakaugusega völli puhul. Lamerihmajam pingutusrulliga omab kaasaegseis väikese vahakaugusega ajameis erilist tähtsust, kuna pingutusrulli kasutamiseega on võimalik saavutada maksi- maalselt kasulik rihma haardenurk enamkoormatud rihmarattal, vähendada völli radiaalseid koormusi, kunstlikult saavutada püsiv rihma eelpingutus ja suurendada ülekandearvu. Pingutusrulli, mille telg peab olema paral- leelne rihmarattaste telgedega, toetatakse rihma veetavale harule vastu- kaalu või vedrude abil. Veetavas harus tekkiv rihma pingus on väljast- poolt reguleeritav pingutusrulli survega ega muutu ajami tööolukorras, kui pingutusrulli survet ei muudeta.

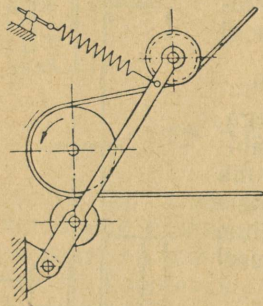
Pingutusrullidega lamerihmajameid kujundatakse horisontaal-, kald- ja

vertikaalasendeis, ülekandearvuga kuni 10 (erijuhtudel isegi rohkem) ja rihma kiirusega kuni 25 m/sek (kiirekäigulistel ajamitel kuni 50 m/sek).

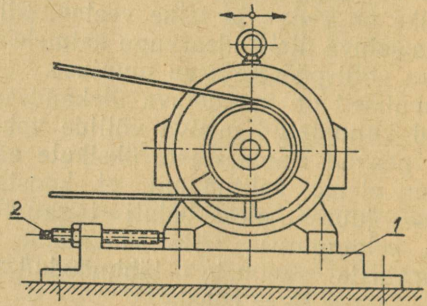
2) Lamerihmajam surverullidega (joon. 4) leiab kasutamist paralleelsete völliudega suure võimsusega ajamites.

Surverullide ülesandeks on suurendada rihma ja rihmaratta vahelist haardenurka ja anda rihmale eelpingutus rihma surumisega vastu rihmaratast (joon. 4). Surverullidega on võimalik saavutada optimaalseid haardenurki, mistõttu suureneb rihma veovõime. Ka võimaldab see koormata rihma vedavat haru ainult tööolukorras, kusjuures rihma veetava haru koormus on tingitud ainult rihma omakaalust.

Rihma veovõime oleneb antud juhul surverulli survest ja hõõrdetegurist rihma ja ratta välispinna vahel.



Joon. 17.



Joon. 18.

Surverulli tööd on võimalik kooskõlastada ka vedava haru koormusega, kujundades surverulli joonisel 17 toodud skeemi kohaselt.

Kaasajal rakendatakse surverullidega lamerihmajamit harva, kuna ta omab rea puudusi, milledest tähtsamad on järgmised:

- rahutu käik vahelduval koormusel, mis vähendab ka rihma iga;
- rihm peab olema kogu oma pikkuse ulatusel ühtlase ristlõikega ja rihmarattad hästi tasakaalustatud, vastasel korral võivad tekkida tunduavad vibratsioonid (eriti suurtel kiirustel).

Võrreldes teiste ajamiliikidega, suurendavad surverullid völliude radiaalset koormust ja tekitavad rihmas lisapingeid.

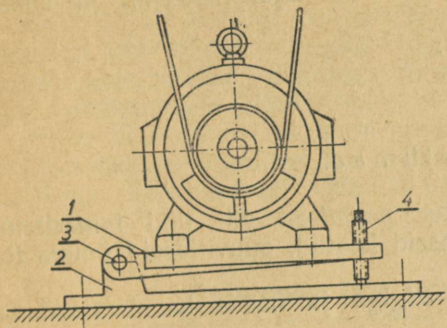
3) Rihmajam radiaalselt nihutatava völliga (joon 18) on kaasajal enamlevinumaks rihmajami konstruktsiooniks ja teda kasutatakse nii lame- kui ka kiilrihmade puhul.

Antud ajamiliigi juures on völliude vahekaugus muudetav, mispuhul saavutatakse ka rihma vajalik eelpingutus. Völliude vahekauguse muutmine võib toimuda kas perioodiliselt või pidevalt.

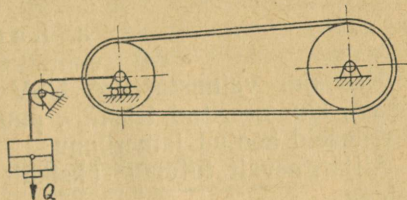
Rihma pinguse perioodilise reguleerimise saavutamiseks on kõige lihtsamaks abinõuks horisontaalseil ja väikese kaldega ajameil rööpad 1, mille külge kinnitatakse mootor (joon. 18). Völli radiaalne nihutamine toimub kruvide 2 abil.

Vertikaalseil ajameil on otstarbekohane kasutada rihma pingutamiseks

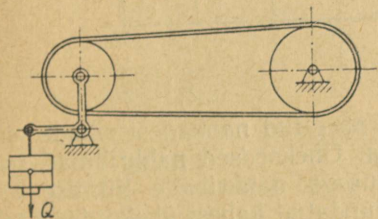
mootori raskust. Joonisel 19 on esitatud mootori kinnitamise skeem vertikaalse ajami jaoks, kus vedav ratas (mootor) asub veetava ratta all. Rihma pinguse reguleerimine toimub kruvi 4 abil. Mootor on kinnitatud raami 1 külge, mis omakorda on kinnitatud alusraami 2 külge liigendiga 3.



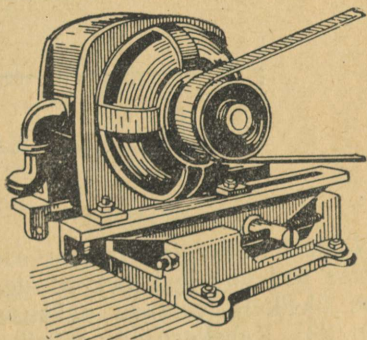
Joon. 19.



Joon. 20.



Joon. 21.



Joon. 22.

Rihma pinguse pidevaks reguleerimiseks on otstarbekohane kasutada lisaraskust, millega tõmmatakse kogu vedavat või veetavat süsteemi, mis peab antud juhul olema toetatud kas juhtrööbastele (joon. 20) või hoovas-tikule (joon. 21).

Käitades ajamit elektrimootoriga, on rihma pinguse pidev reguleerimine saavutatav ka joonisel 22 toodud mootori kinnitusega.

Isepingutuvate rihmajamite kasutamist ei piira võllide vahekaugus. Ülekandearv võib ulatuda kuni 8-ni.

II. RIHMAMAJAMI ELEMENDID.

Rihmajami elementideks on rihm, rihmarattad ja rihma juhtimise ja pinguse reguleerimise abinõud.

1. Rihmad.

Rihmad on rihmajami veo elemendiks, ühtlasi ka põhielemendiks, mille kvaliteedist ja õigest valikust oleneb kogu ajami töö ja iga.

Rihmu eristame põhiliselt rihma ristlõike kuju, materjali ja konstruktsiooni järgi.

Üldiselt jagame rihmad kahte liiki:

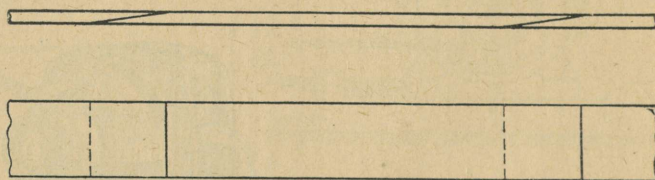
- a) lamerihmad,
- b) kiilrihmad.

a. L a m e r i h m a d.

Kaasajal valmistatakse NSV Liidus peamiselt viit liiki lamerihmu: nahast, kummeeritud tekstiil-, puuvillaseid kootud, puuvillaseid õmmeldud ja villaseid kootud lamerihmu.

Alljärgnevalt tutvume üksikult iga liigiga ja nende kasutamisevõimlustega.

- 1) N a h k r i h m a d (OCT 5773/176 ja OCT 5774/177).



Joon. 23.

Nahkrihmad valmistatakse sarvloomade pargitud nahkadest ribade viisi liitmise teel ühe ja kahekordsete rihmadena. Ühekordsed nahkrihmad saadakse üksikute vastava paksusega ja laisega nahkribade liitmise teel (joon. 23). Kahekordsed nahkrihmad on kujundatud kahest ühekordsest rihmast viimaste kokkuliimimise ja õmblemise teel või ainult kokkuliimimisega.

Nahkrihmad kujutavad endast parimat painduvat veoelementi, kuna nahk, kui materjal omab suure elastsuse ja vastupidavuse kulumisele. Kõrge temperatuuri ja niiskuse vastu on nahkrihmad väga tundlikud. Kõrge temperatuuriga ruumides on parem kasutada kroomparkimisel saadud rihmu, kuna viimased võivad töötada õhu temperatuuril kuni 80°. Taimpargiga pargitud rihmu kasutatakse õhu temperatuuril kuni 60°. Niiskusekindluse saavutamiseks tuleb nahkrihmad hästi rasvatada ja liitekohad liimida niiskusekindla (külma) liimiga.

Kroomparkrihmad võivad töötada ka ruumis, mis sisaldavad hapete või leeliste aure.

Kuna nahkrihmad omavad suurt elastsust, võib neid edukalt kasutada ajamis, mis on koormatud löögilise koormusega ja juhuslike märgatavate ülekoormustega.

Erinevalt teistest rihmadest ei tööta nahkrihmad kuivhõõrdumise-tingi-

mustes. Hästipargitud ja -rasvatatud rihmad eritavad tööolukorras rasva, mis kujundab rihmaratta välispinna ja rihma vahel rasvakile. Rasvakile olemasolu tõttu esineb meil antud juhul poolkuiv hõõrdumine. Vastandina kuivhõõrdumisele on antud juhul hõõrdetegur proportsionaalne libisemis-kiirusega ja vastuproportsionaalne pindsurvega.

OCT 5773/176 järgi on normitud ühe- ja kahekordsed nahkrihmad, laiusega kuni 300 mm ja paksusega kuni 10 mm (tabel 1). Nahkrihmad turustatakse rullides, pikkusega 25 meetrit. Üle 300 mm laiusega nahkrihmad valmistatakse eritellimisel.

Naha defitsiitsuse tõttu on soovitatav nahkrihmu kasutada ainult eriti vastutusrikastes ajamites, kus teiste rihmaliikide kasutamine ei osutu võimalikuks. Kroomnahast valmistatud nahkrihmu NSV Liidus peaaegu ei kasutata.

Tabel 1.

Nahkrihmad OCT 5773/176 järgi (mõõdet mm).

Rihma laius	Rihma paksus δ	
	ühekordne	kahekordne
20; 25; 30	$\geq 3,0$ (3,0—3,5)	—
(35); 40; (45); 50	$\geq 3,5$ (3,5—4,0)	—
60; 70; (75); 80	$\geq 4,0$ (4,0—4,5)	—
(85); 90; (95); 100; (115)	$\geq 4,5$ (4,5—5,0)	$\geq 7,5$ (7,5—8,0)
125; 150	$\geq 5,0$ (5,0—5,5)	$\geq 8,5$ (8,5—9,0)
175; 200; 225; 250; (275); 300	$\geq 5,5$ (5,5—6,0)	$\geq 9,5$ (9,5—10,0)

Märkused: 1. Lubatav viga rihma laiuses: kui $b \leq 100$, siis ± 1 mm, kui $b > 100$ mm, siis ± 2 mm.

2. Lubatav viga paksuses δ on $+0,5$ mm.

3. Rihmasid, kus laius on märgitud sulgudes, ei ole soovitatav kasutada.

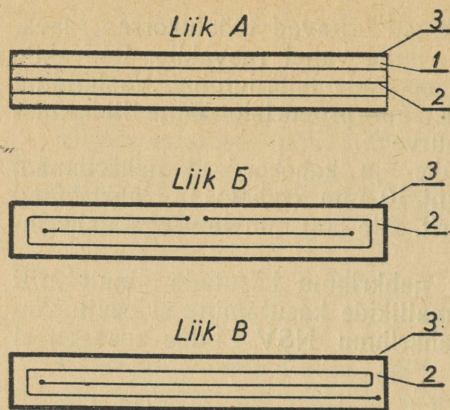
4. Rihm peab omama tähistusi venitamise kohta.

5. Nahkrihma tõmbetugevus $\sigma_b = 270$ kg/cm², erikaal $\gamma = 0,9$.

2) Kummeeritud tekstiilrihmad (OCT 101-41).

Kummeeritud tekstiilrihmad koosnevad mitmest puuvillast kootud kihist (beltingist), mis on seotud üksteisega vulkaniseeritud kummiga. Ehituselt jaotuvad kummeeritud tekstiilrihmad kolme liiki: lõigatud servadega — liik A (joon. 24); kihtide kaupa kokku keeratud — liik B ja spiraalselt kokku keeratud — liik B.

Kõiki liike valmistatakse lõpliku pikkusega rihmadena, liike A ja B valmistatakse ka lõputa rihmadena.



Joon. 24.

Lõigatud rihmad liik A valmistatakse kummist vahekihtidega 1 kootud puuvillakihtide 2 vahel ja kummist kattekihiga 3 või ilma selleta. Pikijätkud lõigatud rihmade juures pole lubatud. Lõigatud rihmade servad kaetakse veekindla eriseguga.

Kihtide kaupa kokku keeratud rihmad liik B valmistatakse kootud puuvillakihtidest 2 ilma kummist vahekihtideta, kummist kattekihiga 3 või ilma selleta. Viimasel juhul tehakse väline puuvillakiht pikijätkuga kas serv serva vastu või serv serva peale, kusjuures jätk on kaetud kummi-liimiga. Kummist kattekihiga rihmade juures toimub jätkamine serv serva vastu ilma liimita.

Spiraalselt kokku keeratud rihmad liik B valmistatakse ilma kummist vahekihtideta, kootud puuvillakihtidest 2, mis on kokku keeratud võimalikult ühešt riidest, kummist kattekihiga 3 või ilma selleta.

Ilma kattekihita rihmadel on puuvillast väliskihi serva pikijätk serv serva peale, teised pikijätkud serv serva vastu. Kummist kattekihiga rihmadel on kõigi puuvillakihtide jätkamine serv serva vastu.

Väliskattekihita rihmad on 2 kuni 3 mm õhemad väliskattekihiga rihmadest, mistõttu nad on elastsemad, kergemad ja odavamad.

Kattekihita kummeeritud tekstiilrihmed võib kasutada kuivades tolmustes ruumides temperatuuril kuni 60°. Niiskeis ruumides, kus õhk sisaldab vee- või hapete aure, ei ole nimetatud rihmade kasutamine otstarbekohane.

Kattekihiga kummeeritud tekstiilrihmad võivad töötada kõrge niiskusega ruumides ja ka väljas.

Nad on vähe tundlikud temperatuuri kõikumiste suhtes ja hästi vastupidavad hapete ja leeliste aurudele ja gaasidele. Vastupidavus mineraalõlide toimele on nõrk. Kummeeritud rihma töö on võimalik ainult kuivhõrdumise-tingimustes, seega tuleb rihma kaitsta rasvade või õlidega kokkupuutumise eest.

Rihma kihiline konstruktsioon nõuab erilist tähelepanu rihmarataste minimaalse läbimõõdu valikul. Viimased tuleb valida eeskirjades soovitatud vahekordades rihma paksuse suhtes. Eeskirjadele mitte vastavate, väiksemate rihmarataste läbimõõtude korral kihtidevaheline side puruneb ja rihm muutub kiiresti töökõlbmatuks.

Kummeeritud rihmu võib kasutada ka ristuva rihmaga ja vabakäiguratastega ajameis, samuti astmelistel rihmaratastel, kuigi nende töö nimetatud tingimustes on halvem kui nahkrihmadel.

Kummeeritud rihmu võib kasutada võrdlemisi suurte võimsuste ülekandmiseks ka vahelduval koormusel. Juhuslikud tunduvad ülekoormused ei ole soovitatavad. Rihma liigse venimise vältimiseks venitatakse rihma kootud kihid enne kummeerimist ja rihma valmistamist.

Kummeeritud lõputa rihmade kasutamine on võimalik isepingutuvail ajameil (radiaalselt nihutatavad võllid, pingutusrullid jt.).

Kummeeritud rihmade mõõted OCT 101-41 järgi on toodud tabelis 3.

Rihma paksus δ määratakse kihtide arvu, vahekihi ja kattekihi paksuste kaudu valemiga:

$$\delta = az + s + \Delta,$$

kus a on kootud kihi paksus mm (tabel 2),

z — kihtide arv,

s — kummist vahekihtide kogupaksus mm (ühe vahekihi paksus on normaalselt 0,25 mm),

Δ — kummist kattekihtide kogupaksus (ühe kattekihi paksus on ca $1 \pm 0,2$ mm).

Tabel 2.

Kootud kihi paksus kummeeritud rihmadel (mõõted mm).

Rihma liik	Kootud kihi materjal		Lubatav viga	
	B — 820 $b \leq 300$ mm	B — 930 $b > 300$ mm	1. sort	2. sort
A	1,5	1,6	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$
B ja B	1,25	1,35	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$

Tabel 3.

Kummeeritud tekstiilrihmad OCT 101-41 järgi (mõõted mm).

Rihma laius b	Vahekihtide arv z	Rihma nimipaksus δ	
		liik A	liigid B ja B
20; 25; 30; (35); 40	2	—	2,5
	3	—	3,75
50; 60; 70	3	4,5	3,75
	4	6,0	5,0
	5	7,5	6,25
80; 100; (115)	3	4,5	3,75
	4	6,5	5,0
	5	7,5	6,25
	6	9,0	7,5
125; 150; 175; 200; 225	4	6,0	5,0
	5	7,5	6,25
	6	9,0	7,5
250; 300	4	6,0	5,0
	5	7,5	6,25
	6	9,0	7,5
	7	10,5	8,75

Rihma laius b	Vahekihtide arv z	Rihma nimipaksus δ	
		liik A	liigid B ja B
350 ; 400 ; 450	5	8,0	6,75
	6	9,6	8,1
	7	11,2	9,45
	8	12,8	10,8
500	5	8,0	6,75
	6	9,6	8,1
	7	11,2	9,45
	8	12,8	10,8
	9	14,4	12,15

Märkused: 1. Kümmeeritud tekstiilrihma tõmbetugevus $\sigma_b = 400 \text{ kg/cm}^2$, erikaal $\gamma = 1,2$.

2. Suhteline pikenemine katkemismomendil on 18%.

3. Rihmad, laiusega üle 500 mm, valmistatakse eritellimisel. Rihma laiuseks valida 100-ga jagav arv (mm). Lubatav viga laiuses (mm) on toodud tabelis 4.

Tabel 4.

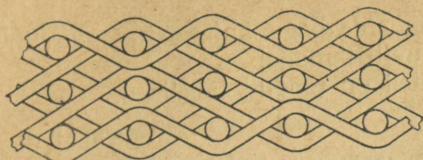
Kümmeeritud tekstiilrihmade laiuses lubatav viga (mõõted mm).

Rihma laius b	Lubatav viga laiuses			
	liik A		liik B ja B	
	1. sort	2. sort	1. sort	2. sort
Kuni 50			± 2	± 3
60—100	± 2	± 3	± 3	± 5
115—350			± 5	± 7
400—500	± 3	± 5	± 6	± 9
600 ja enam	± 4	± 5	± 10	± 15

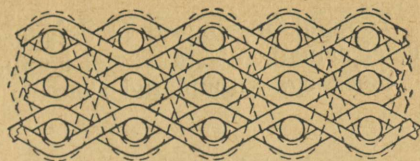
3) Kootud puuvillrihmad (OCT 3155-37 ja OCT 10082-39).

Kootud puuvillrihmad kujutavad endast mitmekihilist puuvillniidist kootud kangast (joon. 25), mis vastupidavuse suurendamiseks ja kuluvuse vähendamiseks on immutatud erilise, bitumenist ja osokeriidist koos teiste lisanditega valmistatud seguga. Nimetatud rihmad on võrdlemisi elastsed ja omavad suure paindlikkuse, millised omadused võimaldavad kasutada suhteliselt väikese läbimõõduga rihmarattaid.

Kootud puuvillrihmu võib kasutada väikeste ja keskmiste võimsuste ülekandmiseks ka vahelduval ja muutlikul koormusel. Tugevad koormuse võnkumised ja löögid ei ole soovitatavad.



Joon. 25.



Joon. 26.

Kootud rihma mitte küllalt tugeva välispinna tõttu ei ole otstarbekohane kasutada neid ristuva rihmaga ajameil, astmelistel ja servadega varustatud rihmaratastel ja üldse neil juhtudel, kus rihma servad või küljed võivad millegi vastu hõõrduda.

Kootud rihmad on kõlblikud töötamiseks ainult kuivades ruumides temperatuuriga mitte üle 50°. Niiskus ja suured temperatuuri kõikumised ei ole soovitavad, kuna selle tagajärjel väheneb rihma iga; ka ei ole kindlustatud ajami normaalne töö rihma pikkuse muutuse tagajärjel.

Enne kasutamist peab kootud rihma venitama, et hoida ära rihma liigset venimist esialgses tööperioodis.

Kootud puuvillrihmade mõõted on esitatud tabelis 5.

Kootud puuvillrihmade alaliigina tuleb nimetada OCT 10082-39 järgi valmistatavat eristruktuuriga puuvillast kootud rihma, mis koosneb ühikuist kihtidest, mis omavahel on läbi kootud puuvillast kinnitusniidiga (joon. 26). Analooiliselt eelmisega on ka sedaliiki rihmad immutatud sama immutusvahendiga.

Tabel 5.

Puuvillased kootud rihmad (mõõted mm).

Rihma laius b	Lubatav viga laiukses	Rihma paksus δ	Lubatav viga paksuses	Kihtide arv z	Märkusi
30; 40; 50 60; 75	± 2 ± 3	4	$\pm 0,5$	4	OCT 10082-39
30; 40; 50 60; 75; 90; 100 115; 125 150; 175	± 2 ± 3 ± 4 ± 5	6,5	$\pm 0,5$	6	OCT 3155-37 ühekordne
50 75; 90; 100; 115 125 150; 175 200; 225; 250	± 2 ± 3 ± 4 ± 5 ± 6	8,5	$\pm 0,5$	8	OCT 3155-37 kahekordne

Märkus: Rihma tõmbetugevus $\sigma_b = 450 \text{ kg/cm}^2$, erikaal $\gamma = 1,05$.

Võrreldes tavalise kootud rihmaga, on joonisel 26 toodud kude parem, kuna omab väiksema sisehõõrdumise, mistõttu rihma iga on pikem.

Töötamistingimused ja omadused on sidekoega kujundatud puuvillrihmadel samad, mis tavalistel kootud puuvillrihmadel.

Sidekoega kujundatud rihmade mõõted on toodud tabelis 6.

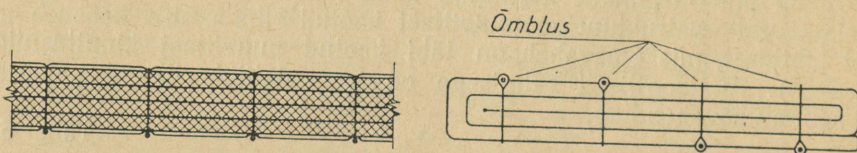
Tabel 6.

Kootud puuvillrihmd, sidekoega OCT 10082-39 järgi (mõõted mm).

Rihma laius b	Lubata viga laiuses	Rihma paksus δ	Lubata viga paksuses	Kihti arv z
60; 75; 90	± 3	5	$\pm 0,5$	3
100	± 3	6	$\pm 0,5$	4
115; 125	± 4	6	$\pm 0,5$	4

4) Õmmeldud puuvillrihmad (OCT 3156-37).

Õmmeldud puuvillrihmad on kujundatud spiraalselt kokku keeratud puuvillriidest, mis hiljem on pikiõmblustega kokku õmmeldud korrutatud puuvillase niidiga ja suurema vastupidavuse saavutamiseks immutatud eriseguga bituumenist ja osokeriidist koos teiste lisanditega (joon. 27).



Joon. 27.

Õmmeldud puuvillrihmad, võrreldes teiste puuvillrihmadega, ei ole nii elastsed, mille tõttu on nõutavad suurema läbimõõduga rihtarattad. Samuti ei ole otstarbekohane koormata ajamit muutliku koormusega. Rahu-liku ja ühtlase koormuse korral on õmmeldud puuvillrihmad rakendatavad nii väikeste kui ka suurte võimsuste ülekandmiseks.

Kasutamistingimuste osas niiskuse, temperatuuri ja hõõrdumisohu suhtes on kehtivad samad nõuded, mis teistegi kattekihita puuvillrihmade kohta.

Õmmeldud puuvillrihmade mõõted on toodud tabelis 7.

Tabel 7.

Õmmeldud puuvillrihmad OCT 3156-37 järgi (mõõted mm).

Rihma laius b	Lubata viga laiuses	Rihma paksus δ	Lubata viga paksuses	Kihti arv z
50; 60; 75; 90 125; 150	± 3 ± 4	5,6	$\pm 0,2$	4

Rihma laius <i>b</i>	Lubata viga laiu ses	Rihma paksus δ	Lubata viga paksu ses	Kihtide arv <i>z</i>
150; 175; 200 225; 250; 300 350	± 4 ± 5 ± 6	8,0	$\pm 0,4$	6
200 225; 250; 300 350; 400 450; 500	± 4 ± 5 ± 6 ± 7	11,0	$\pm 0,6$	8

Märkus: Rihma tõmbetugevus $\sigma_b = 400 \text{ kg/cm}^2$, erikaal $\gamma = 0,95$.

5) Kootud villased rihmad (OCT 3157-37).

Kootud villased rihmad on kujundatud joonisel 26 toodud struktuuri kohaselt kolme-, nelja- ja viiekihilistena. Kihi põhimaterjaliks on korrutatud villane lõng, mis on risti kihti seotud puuvillast niidiga. Üksikud kihid on omavahel seotud puuvillase korrutatud niidiga. Rihm on kulumis- ja niiskusekindluse saavutamiseks immutatud seguga, mille põhiaineks on rauamennik ja naturaal- või kunstvärnits.

Kootud villase rihma lähtematerjalina on kasutatud kitse-, lamba- ja kaamelivilla segust korrutatud lõnga.

Kootud villaseid rihmu kasutatakse keskmiste ja suhteliselt suurte võimsuste ülekandmisel. Kuna rihm, tänu koe struktuurile, omab võrdlemisi kõrge elastsuse, siis võib seda rakendada ka väga muutlikul ja löögilisel koormusel, samuti ajamites, kus on tegemist kestvate ülekoormustega.

Tingituna nimetatud rihma kõrgest elastsusest, on võimalikud ka suhteliselt väikese läbimõõduga rihmarattad.

Normaalselt immutatud villased rihmad on vähetundlikud temperatuuri kõikumiste ja niiskuse vastu, seega on nad töötamiskõlblikud ka niiskeis ja kuumades ruumides.

Võrreldes teiste rihmadega, on kootud villased rihmad vähetundlikud tolmule, hapete ning leeliste aurude ja gaaside mõju suhtes.

Kasutamistingimuste suhtes on hõõrdumise tagajärjel kulumise osas kehtivad samad nõuded, mis teistegi kattekihita rihmade puhul.

Kootud villaste rihmade mõõted on esitatud tabelis 8.

Tabel 8.

Kootud villased rihmad OCT 3157-37 järgi (mõõted mm).

Rihma laius <i>b</i>	Lubata viga rihma laiuses	Rihma paksus δ	Lubata viga rihma paksuses	Kihtide arv <i>z</i>
50; 60; 75; 90	± 2	6	$\pm 0,5$	3

Rihma laius b	Lubatav viga rihma laiuses	Rihma paksus δ	Lubatav viga rihma paksuses	Kihtide arv z
100; 115; 125; 150; 175	± 2	9	$\pm 0,5$	4
200; 225; 250 300; 350; 400 450; 500	± 5	11	$\pm 1,0$	5

Märkus: Rihma tõmbetugevus $\sigma_b = 360 \text{ kg/cm}^2$, erikaal $\gamma = 1,1$.

6) Lamerihmade venitamine enne kasutamist.

Uusi ja pikemat aega kasutamata seisnud lamerihmu peab enne kasutamist venitama. Kasutamata-seisnud rihmad tõmbuvad tavaliselt pikkuses kokku, mille tõttu nende otsene rakendamine ei ole otstarbekohane, kuna selle tagajärjel rihmale (rattaile asetatuna) antud eelpingutus kiiresti väheneb (kuni 30% ja isegi enam juba pärast ühetunnist töötamist) ja algab rihma libisemine ratastel. Kuna rihma kokkutõmbumine ei toimu tavaliselt ühtlaselt, siis on märgata ka ajami mitteühtlast ja rahutut käiku, mis vähendab rihma veovõimet ja koos sellega ka ajami kasutegurit. Rihmale nõutava eelpingutuse säilitamiseks peab rihma sageli lühendama (juhul kui $A = \text{const}$) või nihutama võlli (kui $A = \text{var}$).

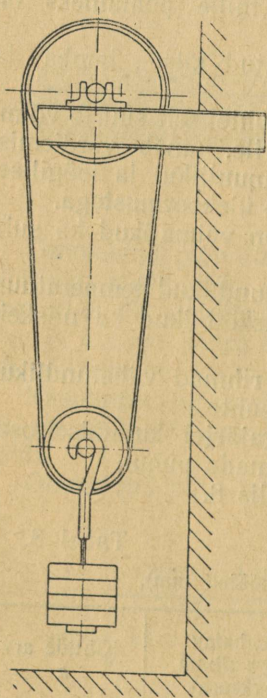
Rihma kasutamiseelse venitamise moodus on sellest, kas on tegemist lõputa rihmadega (rihmu isepingutuvaile ajameile on otstarbekohane enne venitamist liita) või lõpuga rihmadega.

Lõputa rihmade korral asetatakse rihm konsoolile toetatud rihmarattale ja vabaks jäänud otsa riputatakse vajalik raskus teise rihmaratta kaudu (joon. 28). Rihmarataste minimaalsed läbimõõdud valitakse rihma paksuse δ suhtes järgmistes vahetades:

$D \geq 50\delta$ (äärmisel juhul $D \geq 40\delta$) — nahkrihmad ja kummeeritud või õmmeldud puuvillrihmad;

$D \geq 40\delta$ (äärmisel juhul $D \geq 30\delta$) — kootud puuvill- ja villased rihmad.

Kategooriliselt on keelatud riputada raskust otseselt rihmale või venitada rihma kahe võlli vahel.

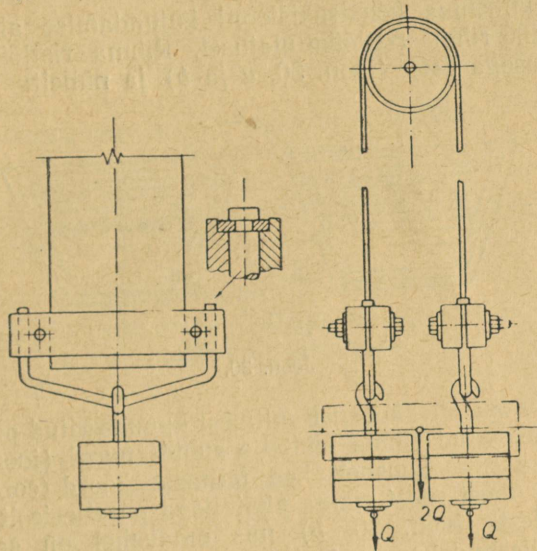


Joon. 28.

Laiade ja paksude rihmade korral on otstarbekohane kasutada rihma venitamiseks raskuse asemel käsivinti.

Ühtlase venituse saavutamiseks tuleb rihma venitamise perioodi vältel rihma asendit mitu korda muuta rataste pööramise teel.

Kindla võllide vahekaugusega ja ilma pingutusrullita ajamite rihmad venitatakse enne rihma liitmist, kuna rihma vajaliku pikkuse määramine antud juhul enne venitamist on praktiliselt võimatu.



Joon. 29.

Ka otstega rihmade korral asetatakse rihm rippuma üle konsoolide toetatud rihmaratta, mille läbimõõt peab vastama varemtoodud vahetarkadele, ja vabadele otstele riputatakse klambrite abil (joon. 29) raskused (raskus). Rihma paremaks haaramiseks klambritega on soovitatav klambri sisepinnad rihveldada.

Rihma venitamiseks vajalik raskus (kahe rihma haru jaoks) määratakse valemiga

$$2Q = 2\sigma b\delta,$$

kus b on rihma laius cm,

σ — soovitatav pinge rihma venitamiseks kg/cm^2 , ($\sigma = 30$ kuni 36 kg/cm^2),

δ — rihma paksus cm.

Mida pikemat aega toimub rihma kasutamisel venitamine, seda paremini töötab rihm hiljem. Tavaliselt on venitamise kestuseks 2 kuni 3 ööpäeva.

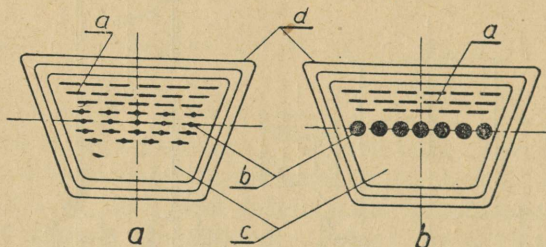
b. Kiilrihmad (ГОСТ 1284-45).

Kiilrihm (trapetsikujulise ristlõikega) on kaasajal levinumaks rihma tüübiks. Erinevalt lamerihmadest on kiilrihma tööpindadeks rihma kül-

pinnad. Tingituna rihma kiilukujulisest profiilist saavutatakse vajaliku hõõrdejõu tekitamiseks vajalik pindsurve rihma suhteliselt väiksema pinguse puhul. Antud võimsuse ülekandmiseks rakendatakse tavaliselt mitu paralleelselt asetatud kiilrihma.

Kiilrihma konstruktsioon peab vastama põhiliselt kahele nõudele: olema pikisuunas paindlik, hoolimata oma suurest paksusest, ja omama risti külgpindu küllaldase jäikuse.

Kaasaegse kiilrihma konstruktsiooni kujundamise aluseks on võetud pingete jaotumine rihma ristlõike ulatusel. Rihma ristlõike jaotame nelja erineva kujundusega ossa (joon. 30, *a* ja *b*) ja nimelt:



Joon. 30.

tõmbele töötav osa *a* — koosneb mitmest kummeeritud puuvillriide kihist, mille niidid on asetatud rihma pikitelje suhtes nurgi (joon. 30, *a*);

neutraalne osa *b* — koosneb kas mitmest koord-(cord-) riide kihist (joon. 30, *a*) või ühest reast rihma pikiteljega paralleelselt asetatud erilisest koordnööriidest (joon. 30, *b*) mis omavahel on seotud kummiga. Neutraalse osa ülesandeks on põhiliselt jõu ülekandmine;

survele töötav osa *c* koosneb kummikihist;

kattekiht *d* koosneb mitmest kummeeritud puuvillriide kihist, mille niidid on asetatud rihma pikitelje suhtes nurgi. Kattekihi ülesandeks on rihma terviklikkuse ja tööpindade kujundamine. Peale selle on kattekihi ülesandeks kaitsta rihma sise-elemente mehaaniliste ja keemiliste välismõjude eest.

Tõmbele ja survele töötavad osad peavad kindlustama rihma külgpindade ühtlase liikumise vastu rihmaratta vastavaid pindu ja tagama ühtlasi külgpindadele ristsuunas rihma küllaldase jäikuse.

Koordnööriidiga kujundatud kiilrihmad on üldiselt paremad ja vastupidavamad. Vastutusrikastel juhtudel on soovitatav eranditult kasutada koordnööriidiga kujundatud kiilrihma.

Kiilrihma võib kasutada võrdlemisi suuritel kiirustel ($v \leq 25$, soovitam 15 kuni 20 m/sek) ja ülekandearvudel ($i = 10$, erijuhul isegi $i = 14$) võrdlemisi väikeste rihmarataste läbimõõtude juures.

Nimetatud paremused võimaldavad kujundada kompaktsid rihmajameid ja loobuda suurte ülekandearvude korral isegi pingutusrulliga ajamist, mis on eriti tähtis individuaalajamite kujundamisel.

Kiilrihmade valikul tuleb rihma liigse deformatsiooni vältimiseks järgida rihma kõrguse h ja väiksema rihmaratta läbimõõdu D_1 soovitatavat suhet:

$$\frac{h}{D_1} = \frac{1}{12} \text{ kuni } \frac{1}{27}$$

Kiilrihmad on kohased töötamiseks ka väga niisketes ruumides. Kuivades ruumides töötamisel on lubatav õhu temperatuur kuni 60°.

Nagu teisi kummeeritud riimu, tuleb ka kiilrihmu kaitsta mineraalõlide eest, kuna viimased avaldavad rihma kattekihile purustavat toimet.

Kiilrihmad on rakendatavad lahtistes ajamites, ajamites üle mitme riimaratta — nn. compound-ajamites, erijuhul ka ristuvate või nurgi-asetsevate võllidega ajamites. Kiilrihmad ei ole rakendatavad ajamites vabakäigu riimarattaga.

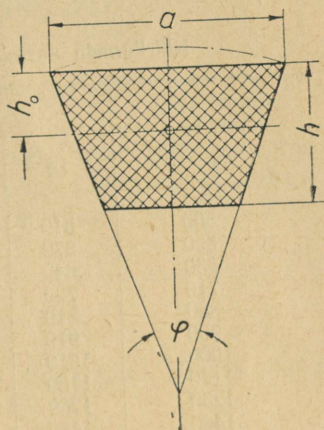
Kiilrihmad valmistatakse ainult lõputute riimadena.

Mitme rihma asetamisel ühele rattapaarile tuleb arvestada võimalikku riimade pikkuste erinevust, mis mõjub kogu ajami veovõimele, kuna üksikud rihmad ei ole ühtlaselt eelpingutatavad.

NSV Liidus on kiilrihmad normitud GOCT 1284-45 järgi, mis näeb ette seitse ristlõike suurut. Rihma ristlõike on määratud järgmiste mõõdetega (joon. 31):

- a — rihma laius mm,
- h — rihma kõrgus mm,
- h_0 — rihma ristlõike raskuskeskme kaugus pinnast mõõtega a ,
- φ — rihma nurk kraadides,
- F — rihma ristlõike pind.

Tabelis 9 on esitatud kiilrihmade põhimõõted.



Joon. 31.

Tabel 9.

Kiilrihmade põhimõõted mm OCT 1284-45 järgi.

Rihma tähis	a	h	φ^0	$F \text{ cm}^2$
O	10 $\begin{smallmatrix} +0,4 \\ -0,3 \end{smallmatrix}$	6 $\pm 0,3$	40 ± 1	0,47
A	13 $\begin{smallmatrix} +0,6 \\ -0,4 \end{smallmatrix}$	8 $\pm 0,4$		0,81
Б	17 $\begin{smallmatrix} +0,7 \\ -0,5 \end{smallmatrix}$	10,5 $\pm 0,5$		1,38
B	22 $\begin{smallmatrix} +0,8 \\ -0,5 \end{smallmatrix}$	13,5 $\pm 0,5$		2,30
Г	32 $\begin{smallmatrix} +0,9 \\ -0,6 \end{smallmatrix}$	19 $\pm 0,6$		4,76
Д	38 $\begin{smallmatrix} +1,0 \\ -0,7 \end{smallmatrix}$	23,5 $\pm 0,7$		6,92
E	50 $\begin{smallmatrix} +1,0 \\ -0,8 \end{smallmatrix}$	30 $\pm 0,8$		11,70

Kiilrihmade normitud pikkused on esitatud tabelis 10, kus on toodud nimipikkus, ühtlasi ka kontrollitav mõõde sisepikkuse näol ja arvutus pikkus, milleks nimetame rihma ristlõike raskuskeset läbivat pikkust. Arvutus pikkus on aluseks telgede vahekauguse arvutamisel. Rihma arvutus pikkus on suuruse $x = 2\pi(h - h_0)$ võrra suurem kui rihma sisepikkus, s. o. $L_a = L_n + x$.

Peale tavaliste kiilrihmade leiame veel erikonstruktsiooniga kiilrihma, kus paindlikkuse suurendamiseks on rihma alumine osa kujundatud lainelisena, need on nn. hammaskiilrihmad (joon. 32). Neid rihmu kasutatakse eriti raskeis tingimuses töötaval ajameil rihmarataste väikeste läbimõõtude korral. Ristsuunalise jäikuse suurendamiseks on rihma tõmbeosa kujunda-

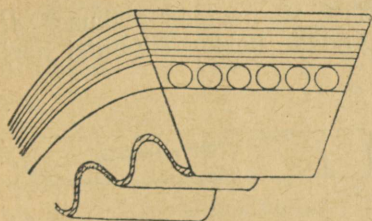
Tabel 10.

Kiilrihmade normitud pikkused OCT 1284-45 järgi (mõõdet mm).

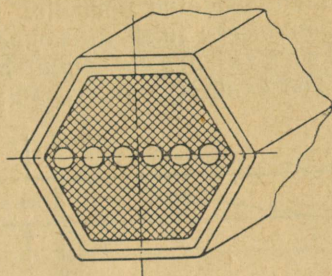
Rihma sise- pikkus	Rihmade arvutus pikkused ristlõikeile						
	O	A	Б	B	Г	Д	E
x	19	25	33	44	60	74	95
500	519	525					
560	579	585					
630	649	655	663				
710	729	735	743				
800	819	825	833				
900	919	925	933				
1000	1019	1025	1033				
1120	1139	1145	1153				
1250	1269	1275	1283				
1400	1419	1425	1433				
1600	1619	1625	1633				
1800	1819	1825	1833	1844			
1900				1944			
2000	2019	2025	2033	2044			
2120				2164			
2240	2259	2265	2273	2284			
2360				2404			
2500	2519	2525	2533	2544			
2650				2694			
2800		2825	2833	2844			
3150		3175	3183	3194	3210		
3550		3575	3583	3594	3610		
4000		4025	4033	4044	4060		
4500			4533	4544	4560	4574	
5000			5033	5044	5060	5074	
5600			5633	5644	5660	5674	
6300			6333	6344	6360	6374	
7100				7144	7160	7174	6395
8000				8044	8060	8074	7195
9000				9044	9060	9074	8095
10000					10060	10074	9095
11200					11260	11274	10095
12500						12574	11295
14000						14074	12595
							14095

tud tugevamana, koosnedes reast kummeeritud kootud kihtidest, ja surve-
osas on kasutatud kõvemat kummit.

Tehtud uurimused on näidanud hammaskiilrihmade kuni kaks korda
suuremat iga.



Joon. 32.



Joon. 33.

Kasutatakse ka kahekordseid kiilrihm (joon. 33), mille ristlõike kuju on korrapärane kuusnurk. Sellised kiilrihmad leiavad rakendamist mitme rihmarattaga ajameil (põllutöomasinad) rataste erisuunalise pöörlemise korral.

c. Rihmade ühendamine.

Lõputa rihma saamiseks peame rihma otsad ühendama. Rihma otste ühendamiseks kasutatakse põhiliselt nelja moodust:

- 1) rihmade liitmine liimimise teel,
- 2) rihmade liitmine neetimise teel,
- 3) rihmade liitmine õmblemise teel,
- 4) rihmade liitmine eriliste metalsete rihmalukkudega.

Rihma otste ühendamise abinõu valik on seda olulisem, mida suuremad on rihma kiirus ja koormus ja mida väiksemad on rihmarataste läbimõõdud. Rihma otste halb ühendamine ei võimalda maksimaalselt kasutada rihma veovõimet ja tingib sageli ka kasutuid masinate seisakuid liitekohta korrastamiseks.

Üldiselt peavad rihma liitekohad vastama järgmistele nõuetele:

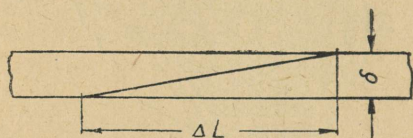
- 1) nad ei tohi muuta rihma elastsust;
- 2) ei tohi muuta rihma tööpinda;
- 3) ei tohi muuta rihma ristlõike mõõteid, mis on eriti tähtis pingutus- või surverullidega ajameis;
- 4) peavad omama terve rihmaga võrdse tugevuse;
- 5) peavad olema kaalult võimalikult kerged, kuna rasked liitekohad tekitavad suuri tsentrifugaaljõude, mis asjatult koormavad rihma, muudavad ajami käigu rahutuks ja tekitavad tugevaid lööke rihmaratastele;
- 6) peavad olema kiirelt-koostatavad ja lahtivõetavad;
- 7) peavad võimaldama rihma mõlemasuunalist töötamist.

1) Rihmade ühendamine liimimise teel.

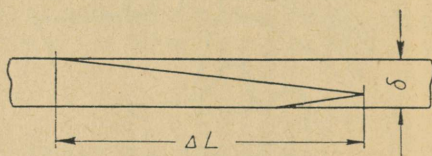
Rihmade ühendamist liimimise teel kasutatakse ainult nahk- ja kummeeritud tekstiilrihmade juures. Liimimine on nimetatud rihmade üheks kõige paremaks ühendamismooduseks, kuna liitekoht vastab peaaegu kõigile ülaltähendatud nõudeile.

Liimimiseks tuleb liitekohad vastavalt ette valmistada.

Nahkrihmade puhul hõõveldatakse rihmaotsad pikkuses $\Delta L = 20$ kuni 25 δ kaldu (joon. 34). Pärast liitepindade kokkusobitamist harjatakse



Joon. 34.



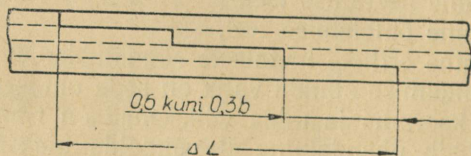
Joon. 35.

pinnad jämeda terasharjaga, et liimiga oleks võimalik immutada võimalikult rohkem nahakiude. Liimimine võib toimuda soojalt või külmalt. Liimimiseks kasutatav liim peab kuivanuna omama rihmaga võrdse elastuse, peab kiiresti kuivama ega tohi aja jooksul muutuda hapraks.

Pärast rihmaotste liimiga katmist pressitakse need kokku ja kuivatatakse pressi all poole kuni terve ööpäeva kestel, olenevalt kasutatud liimist.

Pärast liite kuivamist tuleb liitekoht puhastada ja siluda, et liitepinnale ei jääks kõrgemaid kohti.

Liimitud rihma asetamisel ratastele tuleb tähele panna, et liitekohta teravik ei jookseks vastu rihmaratast, kuna vastasel korral võib liite teravik lahti minna ja sellega nõrgestada liitekohta või liite hoopis lahti rullida.



Joon. 36.

Pingutusrulliga ajamil tuleb rihm liita nii, et mõlemad rihma küljed vastaksid esitatud nõudele. Seda saavutame joonisel 35 toodud liitega.

Kui rihm on ette nähtud töötamiseks niiskes ruumis või mitmesuguste aurude mõju all, peab liimimiseks kasutama niiskuse kindlat liimi või tuleb liide pärast liimimist neetida või äärmisel juhul läbi õmmelda.

Kummeeritud tekstiilrihmade liimimise teel ühendamiseks valmistatakse liitekoht astmelisena (joon. 36). Astmete maksimaalne arv vastab antud juhul kihtide arvule. Ühe astme pikkuseks valitakse tavaliselt 0,6b kuni 0,3b, kusjuures b on rihma laius. Pärast astmete puhastamist kaetakse pinnad erilise kummiliimiga ja surutakse hästi kokku, kasutades selleks

käsirulli. Edasi asetatakse liimitud liitekoht pressi alla ja lastakse kuivada temperatuuril 20° kaks kuni kolm ööpäeva. Kõrgema temperatuuri juures (kuni 100°) on võimalik liidet valmistada 3 kuni 4 tunniga.

2) Rihmade ühendamine neetimisega.

Rihmade ühendamist neetimise teel tuleb lugeda üheks õnnestunud mooduseks. Ühendamist neetimisega võib kasutada kõigi rihmaliikide juures, välja arvatud kootud puuvill- ja villased rihmad.

Rihma otste ettevalmistus ja mõõted on analoogilised eelmise juhuga.

Neetidena kasutatakse erilisi, väikese läbimõõduga neete lame- või ümarpeaga (joon. 37). Neetide materjaliks on vask või alumiinium. Lõpp-pea moodustamiseks valitakse needi pikkus 5 kuni 8 mm suurem rihma paksusest.

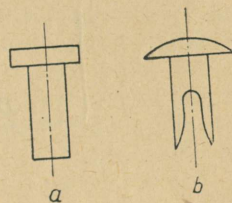
Neediaugud joonisel 37, *a* toodud neetidele valmistatakse naaskliga (naaskel ringikujulise ristlõikega), et mitte lõhkuda rihma kiude või niite.

Joonisel 37, *b* toodud neetidele auke ette ei valmistata, vaid needid lüüakse rihma, kusjuures rihma liitekoht tuleb toetada lauale. Neetide asetamisel tuleb tähele panna, et needi lõhe oleks suunatud piki rihma.

Enne neetimist tuleb rihm needi ümber vastava templiga kokku suruda ja asetada needile vasest seibike.

Lõhestatud varvaga neetidele sageli seibe ei asetata ja neetimine ise toimub neediotste painutamisega ning löögiga rihmasse surumisega.

Rihma liitmisel neetimise teel on puudusteks liitekohta suurem jäikus ja raskus. Peale selle väheneb rihma tugevus 15 kuni 20%, mida tuleb arvestada ajami arvutamisel.



Joon. 37.

3) Rihmade ühendamine keelsoontega.

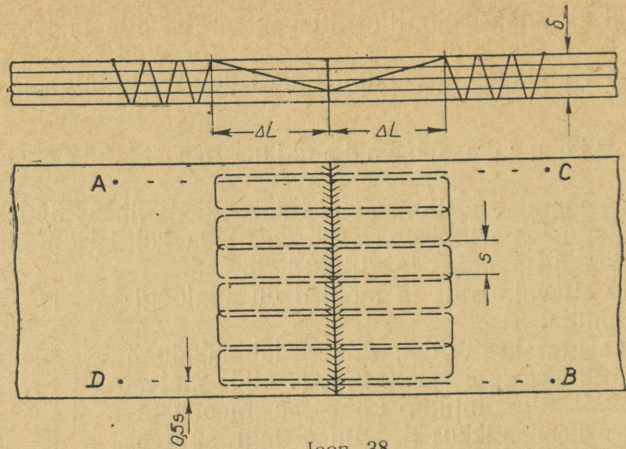
Rihmade ühendamise moodus keelsoontega on kujundatud NSV Liidus. Nimetatud moodust võib rakendada ükskõik milliste rihmade juures, kaasa arvatud ka kootud puuvill- ja villased rihmad.

Mooduse kujundajaks on leidur Sass, kelle ettepanekut on põhjalikult uuritud ja katsetatud ЦНИИТМАШ'i töötajate poolt.

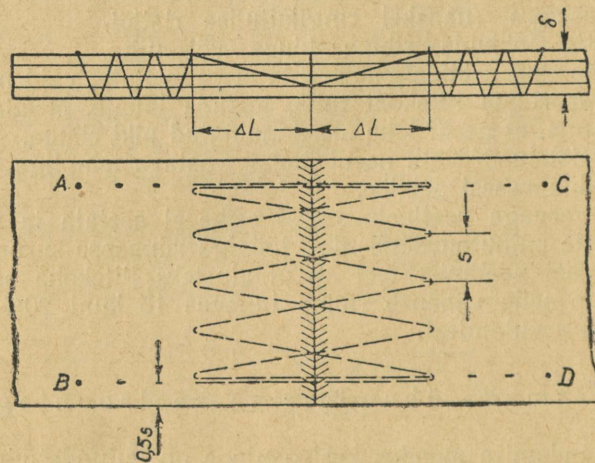
Võrreldes liimitud rihmadega, on nimetatud moodusel saadud liide osutunud eksploatatsioonis tunduvalt vastupidavamaks.

Erinevalt varesitatud rihmaliiteist kujundatakse antud juhul liide ilma ülekatteta, seega ei teki kadu rihma pikkuses. Liite-elementina kasutatakse kuivalt soolatud sooltest valmistatud ringikujulise ristlõikega keelsooni, mille lõpposa on kujundatud koonilisena ja kaetud lakiga. Keelsooned läbimõõt on 1,5 kuni 3,5 mm ja pikkus 1,5 kuni 1,2 m. Keelsooned omavad võrdlemisi suure tugevuse: $\sigma_b = 15$ kuni 20 kg/mm² suhtelisel venivusel 10 kuni 15%.

Olenevalt ajami liigist võib keelsoontega õmblusi olla kahte tüüpi. Joo-



Joon. 38.



Joon. 39.

nisel 38 toodud õmbluse skeem on kasutatav pingutusrullita ajami rihmadele ja joonisel 39 rihmadele pingutusrulli kasutamisel.

Õmbluse valmistamine toimub järgmiselt. Tavalise naaskliga tehtud auku suunatakse eriline künakujulise ristlõikega õmblusnaaskel, mille kaudu juhitakse keelsoon. Ühe keelsoonega valmistatakse sel teel üks õmbluse osa punktist *A* kuni punktini *B* ja teise keelsoonega punktist *C* kuni punktini *D* (joon. 38 ja 39). Mõlema õmbluse keelsooned (joonisel 38 toodud skeemi kohaselt) tõmmatakse läbi ühe ja sama augu. Õmblemine toimub korruga kahe keelsoonega. Augud keelsoonte läbitõmbamiseks valmistatakse kaldu rihma välispinnast rihma töötava pinna poole.

Erinevalt eeltoodust on joonisel 39 esitatud õmbluse skeemil keelsoonte rihmast välja ulatuvad osad kujundatud minimaalseina, mille tõttu ka

rihma välispind, mis on tööpinnaks pingutusrullile, on tasasem ja kindlustab seega pingutusrullile rahulikuma käigu.

Kummeeritud puuvill- ja kootud rihmadele valmistatakse peale põhiõmbluse veel lisaõmblus, mille abil ühendatakse rihma otsad, et vältida rihma lahtiharunemist. Lisaõmblus valmistatakse peenema läbimõõduga keelsoonega ($d = 1,5$ kuni 2 mm) ja väiksema pingusega, kuna lisaõmbluse ülesandeks ei ole jõu ülekandmine.

Pärast õmbluse teostamist toimub rihma liitekohas ristlõike ühtlustamine pressi abil või õmbluskohtade läbivasardamise teel.

Lähtudes katseandmetest, on soovitatav valida õmbluse pikkus ΔL võimalikult suur. Rihmadele, laiusega üle 75 mm, valitakse tavaliselt õmbluse pikkuseks $\Delta L = 50$ kuni 60 mm, laiusega alla 75 mm aga võib valida väiksema õmbluse pikkuse. Keelsoonte läbimõõt ja samm on olenev rihma koormusest. Soovitavamad on väiksemad keelsoonte läbimõõdud, kuna viimased ei põhjusta rihma pinnal märgatavaid ebahütlusi. Peale selle on suurema läbimõõduga keelsooned väiksema tõmbetugevusega (vt. tabel 11).

Õmbluse samm s valitakse tavaliselt keelsoone läbimõõdu järgi vahemikus $s = 6d$ kuni $8d$ (kusjuures d on keelsoone läbimõõt). Õmbluse kaugus rihma servast valitakse poole sammu piirides.

Tabel 11.

Keelsoonte mehaanilised omadused.

Keelsoone läbimõõt mm	Tõmbetugevus σ_b kg/mm ²	Venivus δ %
kuni 1,7	23	10—12
1,7—2,5	21	10—15
2,5—4,0	15	12—20

Rihma liide keelsoonte abil omab rea paremusi teiste liitemooduste ees ja nimelt: liite ulatuses saavutatakse peaaegu muutmatu ja astmeteta rihma tööpind, mis koos liite kujundamisega põkkliitena kindlustab rihma sujuva käigu; liitekohas kaal on võrdlemisi vähe erinev rihma kaalust ülejäänud osades.

Puudusteks esitatud rihma liitele on liitekohas suur jäikus ja võimalik rihma kiudude rebestamine keelsoontega. Peale selle ei saa kasutada keelsooni liitmiseks rihmadele, mis töötavad niiskeis ruumides või kõrgel temperatuuril.

4) Rihmade ühendamine metalsete rihmalukkudega.

Metalseid rihmalukke esineb võrdlemisi arvukalt. Metalsete rihmalukkude eelisteks tuleb lugeda rihmaliite kiiret valmistamise võimalust ja ühtlasi rihmade ühendamist kogu laiuse ulatusel. Rihmalukkude peamiseks puuduseks, mis takistab nende laiemat levikut, eriti raskelt koormatud ja suure kiirusega rihmade puhul, on nende suur kaal, mis tingib

rihma käigu ebaühtluse ja ajamis lööke. Peale selle muudab rihmalukk rihma elastsust liitekohal.

Metalsed rihmalukud jaotatakse konstruktiivselt kahte gruppi:

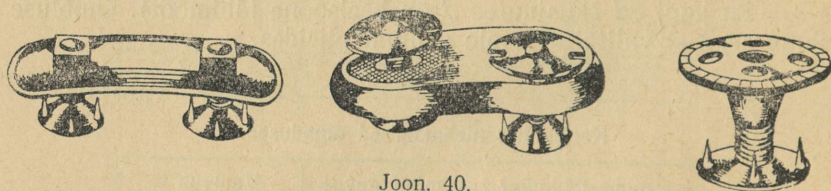
- a) jäigad rihmalukud ja
- b) liigendiga rihmalukud.

a) Jäigad rihmalukud.

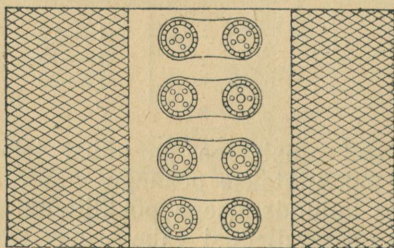
Jäigad rihmalukud on rakendatavad ainult väikestel kiirustel ($v < 10$ m/sek) ja rihmarataste suurte läbimõõtude korral. Neid kasutatakse nende kiire koostamise võimaluse tõttu sageli ka avariijuhtudel rihma katkemise korral, kui ajami kestvam seisak ei ole lubatav.

Jäikade rihmalukkude alla kuuluvad mitmesugused kruvilukud, pannalukud ja liiteplekid.

Kruvilukk (joon. 40) koosneb terasplekist või tempermalmist valmistatud kumerdatud plaadikesest ja kahest erikujulisest kruvist. Rihmaliide



Joon. 40.



Joon. 41.

kruvilukkudega on esitatud joonisel 41. Plaadikese ja rihma vahele on soovitatav asetada õhukene nahk, mis on mõeldud peamiselt rihma kaitseks, kuigi see plaadikese ja rihma vahelist hõõrdumist teataval määral ka suurendada aitab. Vajalikud kruviaugud tuleb valmistada nii, et rihma kiude (niite) ei vigastataks.

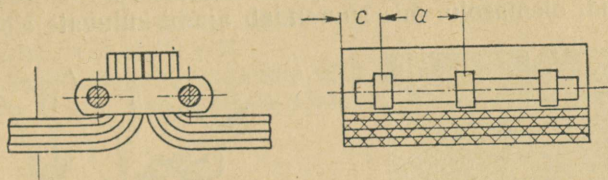
Tänu kruvipea küljes olevatele kisudele ja koonilisele mutri pikendusele, mis surutakse rihmasse, haaratakse rihm küllaltki kindlalt, mis väldib võimaliku rihma rebestumise kruvi kohal.

Enne liite koostamist peab plaadikesele andma väiksema rihmarattaga võrdse kõveruse, vastasel korral toimub rihma liigne paindumine üle rihmaratta minekul.

Kuna aja jooksul tööolukorras võib kruvide pingus väheneda, tuleb liidet järelepingutamiseks aeg-ajalt kontrollida.

Kruvilukkudega võib liita ükskõik millist liiki rihmu.

Need lukud on rakendatavad pingutus- ja juhtrullideta ajameil. Temper-
malmist plaadikesi võib kasutada rihma kiirusel kuni 10 m/sek, terasplekist
plaadikeste puhul on võimalik rihma kiirus kuni 25 m/sek.



Joon. 42.

Pannal-lukk koosneb silmadega varustatud plaadikestest ja vii-
maste silmi läbivaist varrastest (joon. 42). Varraste ja rihma vahele on
rihma kaitseks soovitatav asetada õhuke toornaha tükk.

Pannal-lukk on konstruktsioonilt võrdlemisi lihtne, käepärane ja tugev.
Nimetatud rihmaluku puuduseks on rihma gabariidist välja ulatuv liite-
koht, mis ohutustehnika seisukohalt on lubamatu.

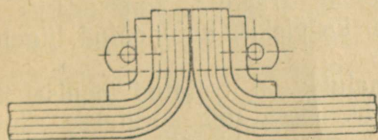
Pannal-lukku on võimalik kasutada analoogiliselt kruvilukuga ainult
pingutus- ja juhtrullideta ajameis.

Pannalde asukoha määramisel tuleb juhinduda tabelist 12.

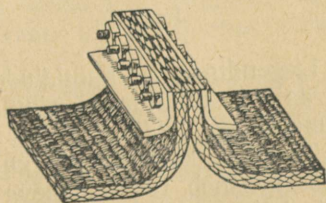
Tabel 12.

Pannalde asukohad, sõltuvalt rihma paksusest ja kihtide arvust
(mõõted mm).

Kihtide arv z	Rihma paksus δ	Pannalde vahekaugus a	Pannalde kaugus rihma servast c
4—6	6—9	35	15—20
7—8	10—12	45—50	25
9—10	13—16	60	30



Joon. 43.

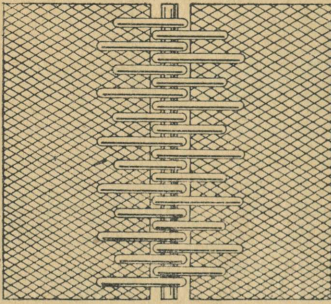


Joon. 44.

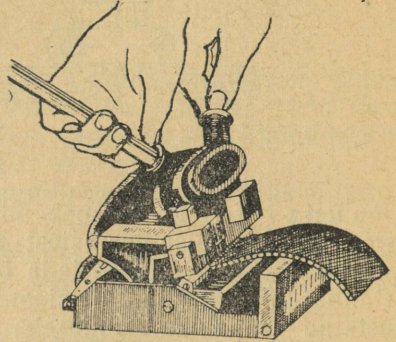
Liiteplekkidega kujundatud rihmalukk on eelmise luku alaliik. Raadiuse
järgi kujundatud servadega liiteplekkide ülesandeks on vähendada rihma
liigset paindumist liitekohal (joon. 43). Sageli on pandlad asendatud polti-
dega (joon. 44).

b) Liigendiga rihmalukud.

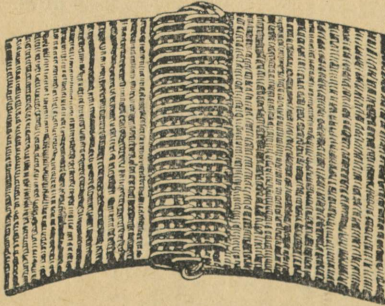
Liigendiga rihmalukk koosneb põhiliselt kahest rihmaotste külge kinnitatud elemendist, mis omavahel on sidestatud võllikuga. Sel teel saadud rihmalukk omab suure paindlikkuse ja on kaalult võrdlemisi kerge. Puuduseks on liigendi olemasolu, mis suurendab ajami kuluvate elementide arvu.



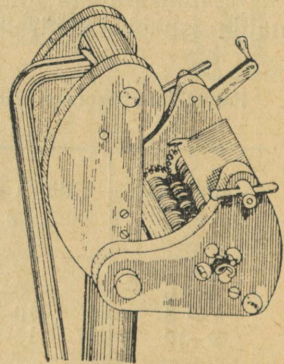
Joon. 45.



Joon. 46.



Joon. 47.



Joon. 48.

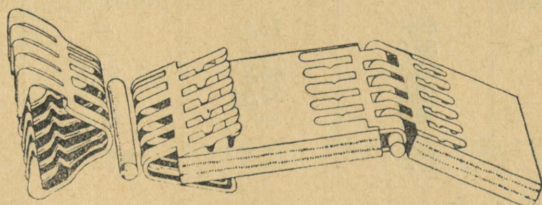
Liigendiga rihmalukkudest on tuntumad traadist konksudega ja spiraaliga kujundatud rihmalukud. Esineb ka plekist kujundatud liigend-elementidega lukke.

Traadist konksudega kujundatud rihmalukk on esitatud joonisel 45. Lukk koosneb reast erineva pikkusega konksudest, mis surutakse rihma otste külge erilise aparaadiga (joon. 46). Konksude kinnitamine võib toimuda ka vasara või kruvipihtide abil.

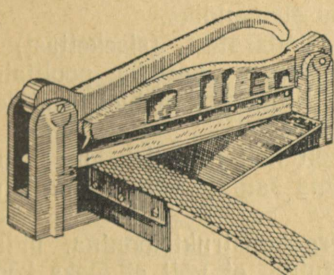
Rihmalukk traadist spiraaliga on toodud joonisel 47. Rihmalukk koosneb kahest rihmaotste külge kinnitatud spiraalist, mis pärast lamedaks pressimist sidestatakse võllikuga. Spiraali kinnitamine rihma otste külge toimub erilise aparadi abil (ЦНИИТМАШ), mille üldvaade ja tööprintsip on esitatud joonisel 48.

Traadist konksudega ja spiraaliga rihmalukud on rakendatavad kõigile lamerihma liikidele. Eelistatum on traadist spiraaliga kujundatud rihmalukk, kuna viimane omab kindlama kinnituse rihmaga. Liite-elementidena kasutatakse traati, läbimõõduga 1,2 kuni 1,5 mm. Võllikuks valitakse traat, läbimõõduga 1,5 kuni 2 mm. Traadist võllikute asemel võib edukalt kasutada ka toornahka või keelsooni.

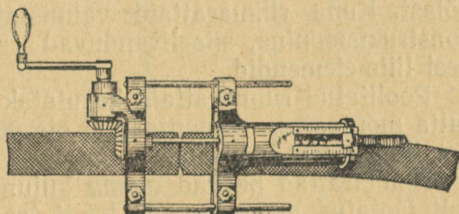
Traadist elementidega rihmalukke võib kasutada rihmade mõlemapoolse töötamise korral, s. t. nad on rakendatavad ka pingutus- ja juhtrullidega ajamitel.



Joon. 49.



Joon. 50.



Joon. 51.

Esitatud rihmalukkudel ei ole rihmapinnast väljaulatuvaid osi, mille tõttu rihm töötab kiiruse juures kuni 25 m/sek vaikselt ja löökideta. Suure paindlikkuse tõttu on esitatud lukud kasutatavad ka võrdlemisi väikese läbimõõduga rihmaratastel ($d \geq 100$ mm).

Plekist valmistatud liigendelementidega rihmalukk on esitatud joonisel 49. Nimetatud rihmaluku puuduseks on rihmapinnast väljaulatuvad liigendiosad, mille tõttu viimast ei saa kasutada suurtel kiirustel.

Et tööolukorras vältida liidetud rihma ebaühtlast pingutumist, peab rihmaotste liitmiseks ettevalmistamisel silmas pidama, et rihma otsad oleksid lõigatud rihma külgedega täisnurga all. Rihmaotste lõikamisel on soovitatav kasutada nurkjoonlauda või lõikamist teostada erilisel lõikepingil (joon. 50).

Rihmade liitmisel kohapeal, s. o. ratastele asetatuina, tuleb rihmaotste kokkupingutamiseks kasutada vastavat pingutusrakist. Sageli leiame pingutusrakiseid kujundatuina koos dünamomeetriga, mis võimaldab määrata ka rihma eelpingutuse suuruse (joon. 51).

Üksikute rihmaliidete ja lukkude mehaanilise tugevuse kohta on esitatud andmed alljärgnevas tabelis (ЦНИИЛ Главтехноткань uurimistööde andmeil).

Rihma liide	Puu villased rihmad		Villased rihmad	Kummeeritud rihmad
	$b = 50$ mm	$b = 100$ mm	$b = 100$ mm	$b = 100$ ja 50 mm
Liite suhteline tugevus %-des terve rihma tugevusest				
Terve rihm	100	100	100	100
Rihmalukk traadist spiraaliga	88,1	77,1	—	53,0
Kruvilukk ülekattega	56,9	—	—	35,3
" lapiga	55,4	45,8	53,7	32,0
Pannal-lukk	48,5	33,54	53,3	24,2
Õmblus soontega	46,0	—	47,4	27,0
Rihmalukk traadist konksudega	15,5	—	—	20,0

2. Rihmarattad.

Rihmarattad on rihmajamis rihma kandvaks elemendiks.

Rihmarattad koosnevad põhiliselt rummüst, kodaratest, (sisekettast) ja põlast. Kuna rihmarattaid valmistatakse nii tervik- kui ka poolitatud konstruktsioonina, siis lisanduvad rattapoolte liitmiseks põhielementidele veel liite-elementid.

Poolitatud rihmarattaid kasutatakse tavaliselt neil juhtudel, kus rihmaratta montaaž ja demontaaž ei ole võimalik ilma samale völli kinnitatud detailide eemaldamiseta.

Rihmarattad peavad olema kujundatud kergekonstruktsioonina, ühtlaselt jaotatud massidega ja hästi tasakaalustatuina, et völli ei oleks koormatud peale rihmaratta omakaalu veel lisajõududega tasakaalustamata rihmaratta pöörlemisel tekkivatest tsentrifugaaljõududest.

Rihmaratta välispind, mis on ratta tööpinnaks, peab olema hästi sile, soovitatav poleeritud. Ebapuhas välispind põhjustab rihma kiire kulumise.

Rihmarattaid valmistatakse, valatuna malmist või terasest, keeviskonstruktsioonina, kokkupandava, kombineeritud konstruktsioonina valunig sepiselementidest ja puidust.

Kõige enam on levinud malmist rihmarattad. Malmist rihmarattaid kasutatakse rihma kiirusel kuni 25 m/sek. Ajami normaalseil töötamistingimustel kasutatakse malmi ЧЧ 12 — 28 ja vastutusrikkastel juhtudel suurtel rihma kiirusel malmi ЧЧ 15 — 32.

Terasvalust rihmarattaid kasutatakse üldiselt harva — ainult eriti suurtel kiirusel ($v < 40$ m/sek).

Keevis- ja kombineeritud konstruktsiooniga rihmarattaid kasutatakse neil juhtudel, kus valumudeli valmistamine ei osutu ratsionaalseks või kus on vajalik rihmarataste võimalikult kerge kaal (suure kiirusega ajamid).

Puidust rihmarattad on, võrreldes metallist rihmaratastega, tunduvalt kergemad ja omavad suurema hõõrdegiuri, kuid suure puudusena tuleb

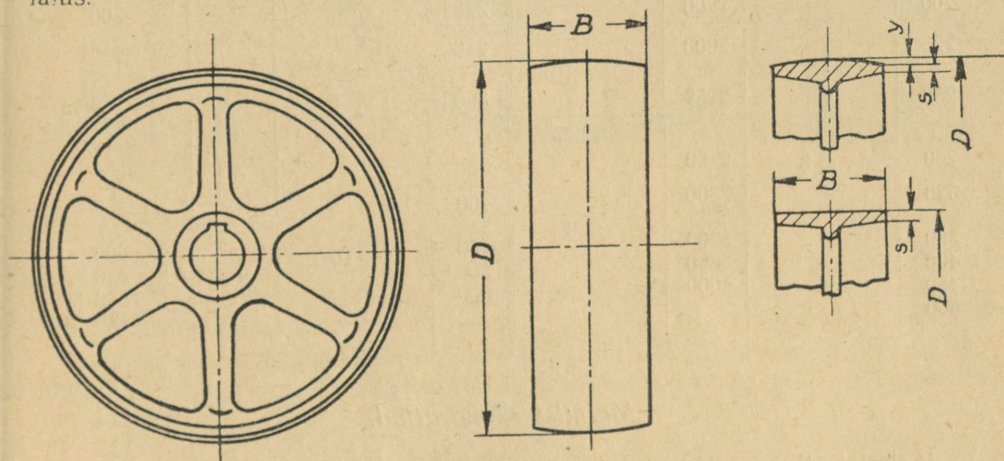
märkida nende tundlikkust niiskuse ja temperatuuri muutuste vastu. Puidust valmistatakse peamiselt väikese läbimõõduga rihmarattaid ja vastavalt ohutusnõudele on nad kasutatavad rihmadele kiiruseni kuni 15 m/sek.

Konstruktiivselt jaotame rihmarattad kasutatava rihmatüübi ja rihmaratta tööülesande järgi järgmistesse gruppidesse:

- a) rihmarattad lamerihmadele,
- b) rihmarattad kiilrihmadele,
- c) astmelised rihmarattad,
- d) vabakäigu rihmarattad,
- e) pingutusrullid,
- f) juhtrullid.

a. Rihmarattad lamerihmadele.

Rihmarattad lamerihmadele valmistatakse silindrilise või kumera põiaga (joon. 52). Rihmaratta põhimõõteks on ratta põia suurim välisläbimõõt ja laius.



Joon. 52.

Mõlemad nimetatud mõõted on normitud OCT 1655 järgi.

Mõõted on esitatud tabelis 13, kus on toodud ka rattapõia lubatava kumeruse suurus, vastavalt rihma laiusele.

Tabelis 13 toodud rihmarattaste laiused ei ole kohased ristuva rihmaga või ristuvate võllidega ajamites, kus on vajalik ajami normaalse töö kindlustamiseks valida suuremad ratta laiused, ja nimelt $B = 1,4b + 10$ mm kuni $2b$ (b mõõdetud mm). Rihmarattad lamerihmadele on kujundatud peamiselt malmval-, keevis-, kombineeritud või puitkonstruktsioonina.

Tabel 13.

Lamerihmade rihmarataste põhimõõted mm OCT 1655 järgi (joon. 52).

D	Lubatav viga läbimõõdus	D	Lubatav viga läbimõõdus	B	Lubatav viga laiuses	γ	Kasutada rihma laiuksel b .		
50 63 80	± 1	560 630 710	± 4	40 50 60	- 2	1	30 40 50		
90 100		800 900		70 85			1,5	60 70 ja 75 80, 85 90	
112	± 2	1000	± 6	100	- 4	2		100 125	
125 140		1120 1250		125 150			150 175 200		
160 180 200		1400 1600 1800		175 200 225			2,5	225	
225		2000		250				250 ja 275	
250	± 3	2250	± 8	300	- 8	3	300 350		
280		2500		350			400		
320		2800		400			- 10	4	400 450 500 ja 550
360		3200		450					
400 450 500		3600 4000		500 600					

Malmist rihmarattad.

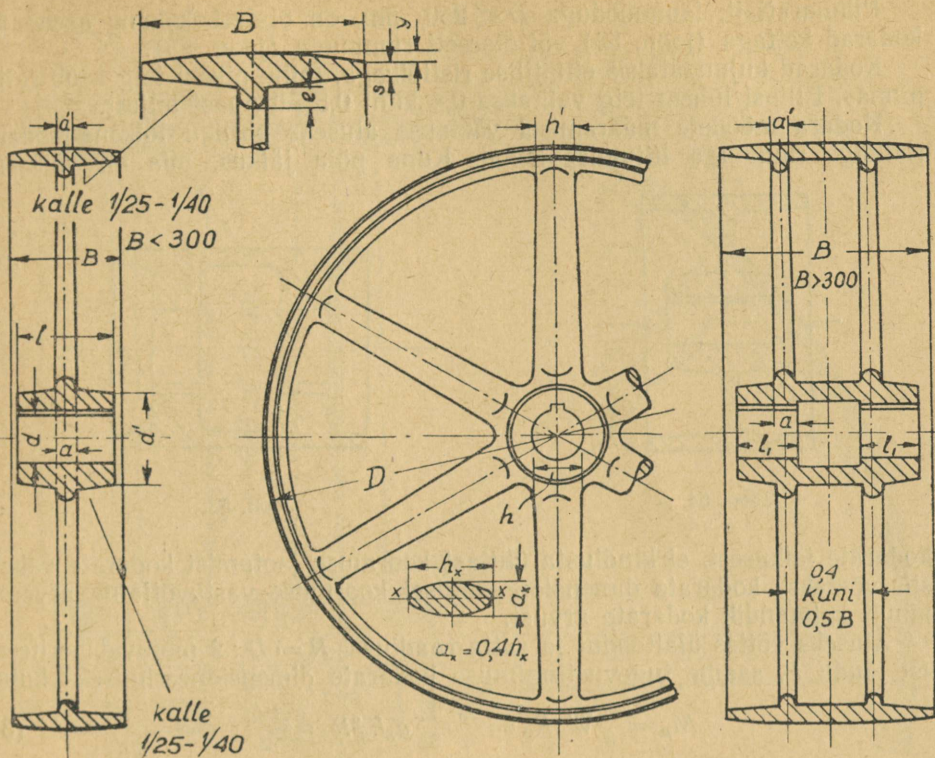
Malmist rihmarataste konstruktsioone lamerihmadele on esitatud joonisel 53. Nagu näha jooniselt 53, valmistatakse malmist rihmarattad ühe- ja kaherealise kodarate paigutusega. Rihmarattad, põia laiuksel $B \leq 300$ mm, valmistatakse tavaliselt ühe rea, ja laiuksel $B > 300$ — kahe rea kodaratega. Kodarate vahekaugus valitakse piires $0,4B$ kuni $0,5B$.

Rihmaratta põia minimaalne paksus s (välisserval) valitakse sõltuvalt rihmaratta läbimõõdust järgmise empiirilise valemiga

$$s = 0,005D + 3 \text{ mm}, \quad (1)$$

kus D on rihmaratta läbimõõt mm.

Rihmaratta põia sisepinna kujundamisel tuleb ette näha kalle 1:25



Joon. 53.

kuni 1 : 40, kui vormimine toimub mudeliga. Masin- või šabloonvormimisel võib sisepinna kujundada silindrilisena.

Valatise jahtumisel tekkida võivate sisepingete vältimiseks ja ühtlasema jahtumise saavutamiseks kujundatakse kodarate pinnas põia sisepinnaale ribi, kõrgusega

$$e = s + 0,02B, \quad (2)$$

kus s on põia paksus mm ja B põia laius mm.

Ribi laiuseks on kodara paksus a' .

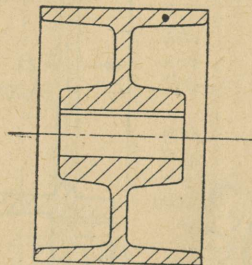
Kodarate arv ühes reas valitakse rihmaratta välisläbimõõdu järgi alljärgnevalt:

Rihmaratta läbimõõt mm	kuni 500	500 kuni 1600	1600 kuni 3000
Kodarate arv ühes reas z	4	6	8

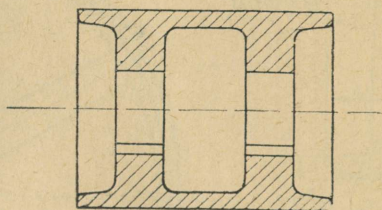
Rihmarattail, läbimõõduga $D < 250$ mm, on otstarbekohane asendada kodarad kettaga (joon. 54) või otseselt rummuga (joon. 55).

Kodarad kujundatakse elliptilise ristlõikega, mille pikem telg asub ratta pinnas. Ellipsi lühem telg valitakse 0,4 kuni 0,5 pikemast teljest.

Kodara mõõdete määramisel võetakse aluseks ohtliku löikena kodara ristlõike rummuga liitumise kohal. Kuna põia jäikus, mis on väiksem



Joon. 54.



Joon. 55.

kodarate jäikusest, ei kindlusta ühtlast koormuse jaotumist kodarate vahel, siis võetakse kodarate dimensioneerimisel koormuse vastuvõtjaina arvesse ainult kolmandik kodarate arvust.

Aluseks võttes ülaltoodut ja ratta raadiusel $R = D : 2$ mõjuvat perifeerset jõudu P , saame tugevustingimuse kodarate dimensioneerimiseks kujul

$$M_p = \frac{z}{3} W_x R_p = \frac{z}{3} \cdot \frac{\pi}{32} a_x h_x^2 R_p \approx \frac{PD}{2}, \quad (3)$$

kus M_p on mõjuv paindemoment kgcm,

P — perifeerne jõud kg,

D — rihmaratta välisläbimõõt cm,

z — kodarate arv,

W_x — kodara ristlõike vastupidavusmoment cm^3 lõikes $X-X$,

R_p — ratta materjalile lubatav paindepinge kg/cm^2 ,

a_x — kodara ristlõike lühem mõõde (paksus) cm lõikes $X-X$,

h_x — kodara ristlõike pikem mõõde cm lõikes $X-X$.

Võttes $a = 0,4h$ ja $R_p \approx 300 \text{ kg/cm}^2$ ja lahendades võrrandi (3) h suhtes, saame elliptilise kodara ristlõike pikema mõõde arvutamiseks valemi:

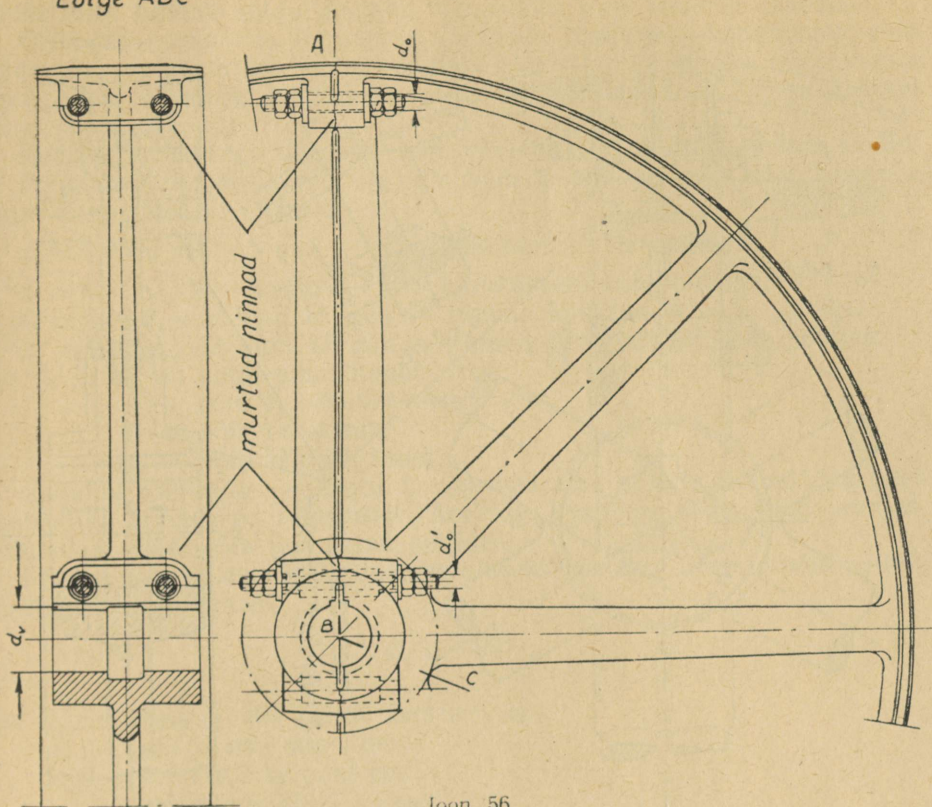
$$h = \sqrt[3]{\frac{PD}{8z}}. \quad (4)$$

Kahe rea kodarate puhul on valem (4) maksev, kui kodarate arvuks z võtta kodarate arv mõlemas reas kokku.

Kuna kodarale mõjuv paindemoment väheneb põia poole, siis vähendatakse osaliselt ka kodara ristlõike pinda ja kodara ristlõike mõõded liitumiskohal põiaga valitakse vahekorras $a' = 0,8a$ ja $h' = 0,8h$.

Valatud rihmaratta rummu mõõded valitakse empiirilise seose järgi, olenevalt võlli läbimõõdust d , ja nimelt:

Lõige ABC



Joon. 56.

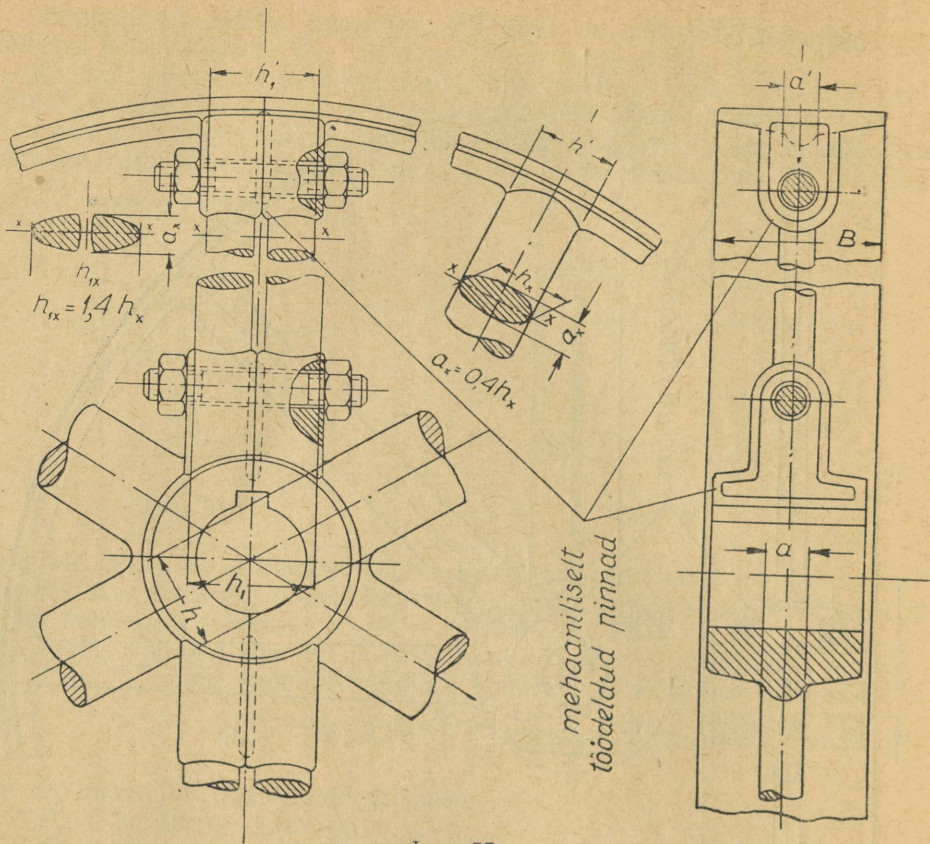
rummu välisläbimõõt $d_1 = 1,6d$ kuni $2d$,
 rummu pikkus $l = 1,2d$ kuni $2d$.

Kahe rea kodarate puhul võetakse rummu pikkuseks $l = 0,4B + 0,6d$ kuni $0,5B + 0,8d$ ja kaalu vähendamiseks tehakse rumm osaliselt õõnestatuna, pikkustega $l_1 = 0,4d$ kuni $0,5d$.

Pikkade võllide korral ja juhul, kui rihmaratast pole võimalik lükata võllile otsast ilma teiste võllile kinnitatud detailide eemaldamiseta, kasutatakse tervikrihmarataste asemel poolitatud rihmarattaid. Tavaliselt on ratta poolituspinnaks diametraalselt asetuvate kodarate poolituspind (joon. 56 ja 57).

Poolitatud rihmarattad võivad olla valmistamisviisilt kahte tüüpi ja nimelt: mehaaniliselt töödeldud liitepindadega ja töötlemata liitepindadega.

Esimesel juhul valatakse poolitatud rihmaratta pooled eraldi ja sobitatakse kokku liitepindade mehaanilise töötlemisega. Liitepinnaks ei kujundata antud juhul mitte kogu poolituspinda, vaid 6 kuni 15 mm laiune riba poolituspinna serval (joon. 56).



Joon. 57.

Teisel juhul toimub mudeli vormimine tervikrattale. Liitepindadeks on kujundatud äärikute servad 6 kuni 15 mm laiuses (joon. 57). Pärast valatise jahtumist murtakse ratta pooled kiilude abil lahti ja tekkinud murdepind jääbki liitepinnaks.

Poolitatud kodarate mõõted tuleb määrata võrdtugevuse tingimusest tervikkodaratega, s. o.

$$2W_{1x} = W_x \text{ ehk } 2 \cdot \frac{\pi}{32} a_{1x} \left(\frac{h_{1x}}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{32} a^x h_x, \quad (5)$$

kus W_{1x} on poolitatud kodara poole ristlõike vastupidavusmoment.

Kuna poolitatud kodara paksus valitakse võrdseks terve kodara paksusega, s. o. $a_1 = a$ ja $a_1' = a'$, siis poolitatud kodara kõrgus h_{1x} võrdub valemist (5):

$$h_{1x} = h_x \sqrt{2} \approx 1,4h_x. \quad (6)$$

Paindemomendi vähendamiseks põias on soovitatav paigutada poldid võimalikult põia raskuskeskme ligidale. Selle saavutamiseks on otstarbekohane kasutada fikkpoltte.

Rummu jäikuse suurendamiseks ja rummu paremaks kinnitamiseks võllile tuleb rummu poldid asetada võimalikult ratta tsentrile lähemale.

Olenevalt rihmaratta laiusest ja poltidele mõjuvast koormusest võib poldid asetada kas otseselt läbi poolitatud kodarate (joon. 56) või suurema arvu poltide vajadusel kujundada vastavad äärikud kodarate ja rummu külge (joon. 57).

Kodarad, pikkusega üle 1500 mm, omavad veel poltliite kodara keskel.

Poolitatud rihmaratta poltide läbimõõtude määramiseks võib kasutada järgmisi empiirilisi valemeid:

$$d_0 \approx 0,45 \sqrt{sB} + 5 \text{ mm} \text{ — pöia kinnitamisel ühe poldiga;}$$

$$d_0 \approx 0,35 \sqrt{sB} + 5 \text{ mm} \text{ — pöia kinnitamisel kahe poldiga;}$$

$$d'_0 \approx 0,15 d_v + 8 \text{ kuni } 15 \text{ mm} \text{ — rummu kinnitamisel ühe poldiga;}$$

$$d'_0 \approx 0,12 d_v + 8 \text{ kuni } 15 \text{ mm} \text{ — rummu kinnitamisel kahe poldiga,}$$

kus d_0 ja d'_0 on poldi nimiläbimõõt mm,

s — pöia paksus välisserval mm,

B — pöia laius mm,

d_v — võlli läbimõõt mm.

Esitatud empiiriliste valemite kaudu määratud poltide läbimõõdud tuleb kontrollida arvutusega tugevusele. Arvutuse teostame lähendatud arvutusmeetodiga eraldi pöia ja rummu poltidele.

Pöia poltide koormuse arvutamise aluseks võetakse pöia ja pöia poltide võrdtugevuse tingimus:

$$Q_1 = \frac{CF_0\sigma_0}{z_1}, \quad (7)$$

kus Q_1 on ühele poldile mõjuv koormus kg,

z_1 — poltide arv ühes liites,

F_0 — pöia ristlõike pind cm^2 ,

σ_0 — tõmbepinge pöias kg/cm^2 ,

C — tegur, mis arvestab tsentrifugaaljõudu kodarates.

Tõmbepinget pöias σ_0 arvutame, vaadeldes pöida vabalt pöörleva rõngana, valemiga:

$$\sigma_0 = \frac{\gamma v^2}{10g}, \quad (8)$$

kus γ on pöia materjali erikaal g/cm^3 ,

v — pöia ringkiirus välispinnal m/sek,

g — vaba langemise kiirendus, $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$.

Kodarates tsentrifugaalmõju arvestav tegur C võetakse üherealise kodarate asetuse juures 1,15 kuni 1,25 ja kaherealise kodarate asetuse juures 1,25 kuni 1,35.

Ringkiiruseks v tuleb võtta võimalik maksimaalne suurus.

Rummu poltide arvutamisel oletatakse, et poltidele mõjub koormus poole rihmaratta tsentrifugaaljõust, ülekantavast väändemomendist ja poole rihmaratta kaal.

Poltide koormuse poole rihmaratta tsentrifugaaljõust arvutame valemiga

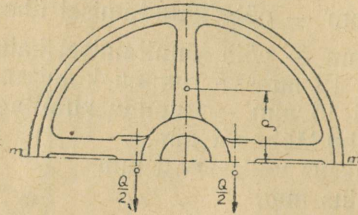
$$Q = \frac{G_0}{2g} \omega^2 \varrho = \frac{G_0}{2g} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{900} \varrho = \frac{G_0}{180g} \cdot \varrho n^2, \quad (9)$$

kus G_0 on rihmaratta kaal kg,

g — vaba langemise kiirendus, $g = 9,81$ m/sek²,

ω — rihmaratta nurkkiirus, $\omega = \frac{\pi n}{30}$, kus n on rihmaratta pöörete arv minutis,

ϱ — poole rihmaratta raskuskeskme kaugus teljest m (joon. 58).



Joon. 58.

Rihmaratta kaalu ligikaudseks määramiseks võime kasutada empiirilist valemit

$$G_0 = 3 + BR(3,5 + 0,9R + 0,4B), \quad (10)$$

kus G_0 on tervikrihmaratta kaal kg,

B ja R — rihmaratta laius ja raadius dm-es.

Poolitatud rihmaratta kaal on ca 15% suurem.

Poltide koormus rihmaratta poolt üle kantavast väändemomendist arvutatakse tingimusest, et poltide pingutamisel tekitatud hõõrdejõud võlli ja rummu sisepinna vahel tasakaalustaks nimetatud momenti:

$$Q' = \frac{M_v}{d_v f}, \quad (11)$$

kus Q' on kogu jõud rummu poltides vajaliku hõõrdejõu tekitamiseks kg,

M_v — rihmaratta poolt üle kantav väändemoment kgcm,

d_v — võlli läbimõõt cm,

f — hõõrdetegur rummu sisepinna ja võlli välispinna vahel.

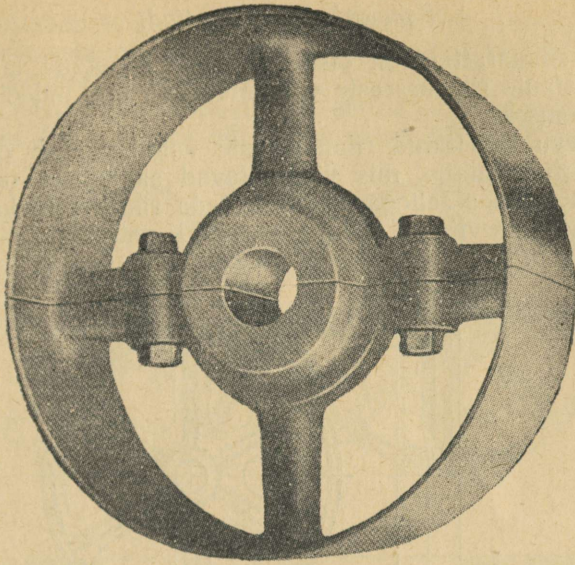
Ülaltoodud aluseks võttes saame rummu poldi koormuseks tööolukorras

$$Q_2 = \frac{Q + Q' + 0,5G_0}{z_2}, \quad (12)$$

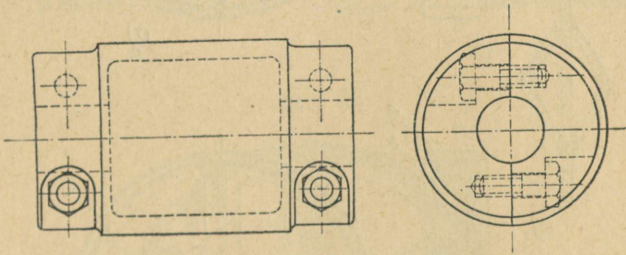
kus z_2 on rummu poltide arv.

Nii põia kui ka rummu poltide läbimõõdud arvutame arvesse võttes poltide vajaliku eelpingutust; seega kujuneks poltide arvutuslikuks jõuks $1,3Q_1$ ja $1,3Q_2$.

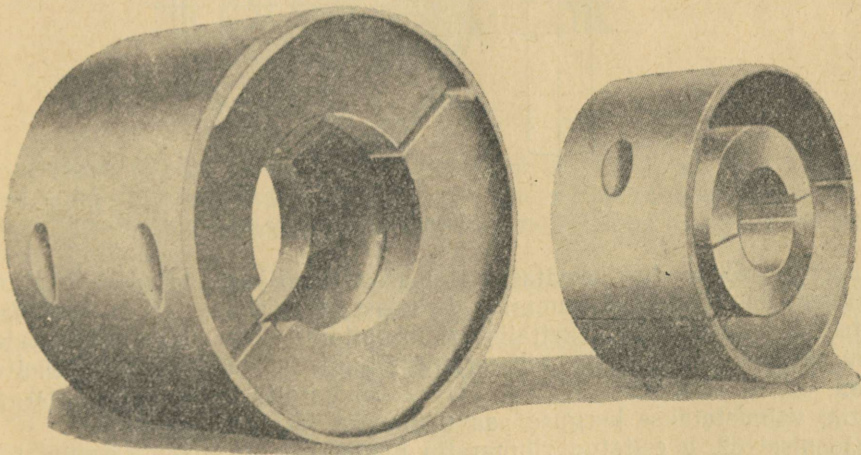
Väikese läbimõõduga poolitatud rihmarattaid võib liita ka ühe poldiga kodara keskel (joon. 59) või eriti väikeste läbimõõtude korral kasutada joonistel 60 ja 61 toodud konstruktsioone.



Joon. 59.



Joon. 60.



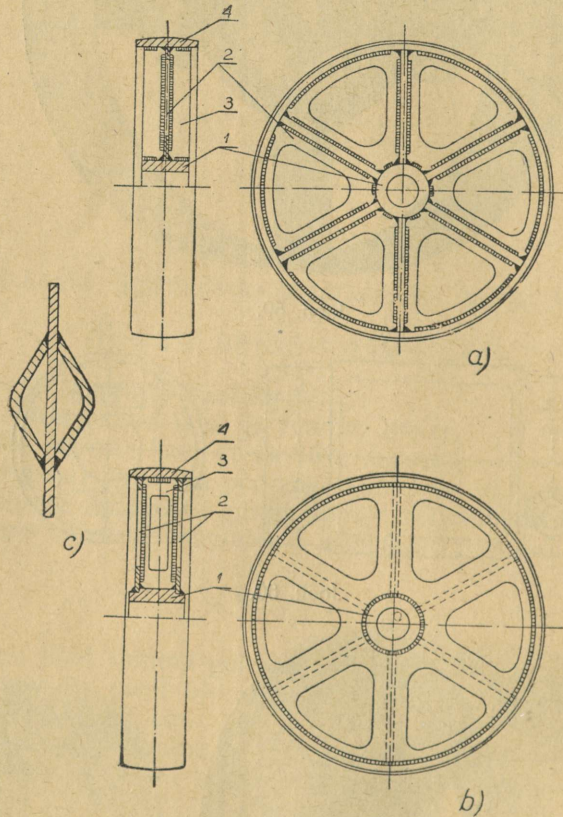
Joon. 61.

Keevitatud rihmarattad.

Keevitatud rihmarattaid on otstarbekohane kasutada läbimõõdul üle 500 mm ja üksikute rihmarataste valmistamisel, kus mudeli valmistamine ei osutu ökonoomseks.

Suurema arvu keevitatud rihmarataste valmistamisel on ratsionaalne kasutada pressitud detaile, mis võimaldavad saavutada tunduvalt materjali kokkuhoidu ja koos sellega ka vähendada rihmaratta kaalu.

Tüüpilisemaid keevitatud rihmarataste konstruktsioone on esitatud joonisel 62, *a* ja *b*.



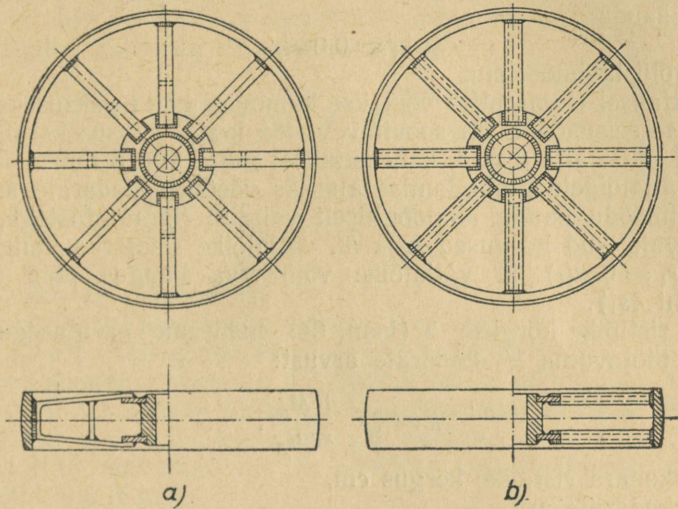
Joon. 62.

Joonisel 62 toodud keevitatud rihmarattad on kujundatud sepistatud ja mehaaniliselt töödeldud rummüst 1, ketastest 2, ribidest 3 ja lehtterasest valtsitud pöiast 4. Ühekettalisi rihmarattaid (joon. 62, *a*) kasutatakse võimsusel $N < 4$ HJ ja rihmaratta laiusel $B < 350$ mm, kahekettalisi (joon. 62, *b*) võimsusel $N > 4$ HJ ja rihmaratta laiusel üle 350 mm. Kettad valmistatakse kerguse saavutamiseks väljalõigetega.

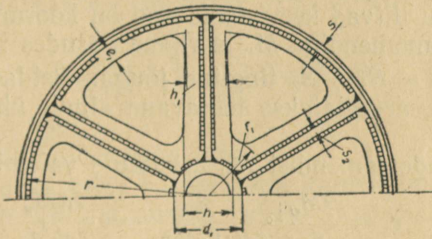
Joonisel 62, *a* esitatud rihmaratta puuduseks on ebaõnnestunud ribide

asetus, mis põhjustab tunduva liikumistakistuse eriti suurtel pöörete arvudel. Otstarbekohasem on ühekettilisel rihmarattal kujundada ribad n. ö. voolujoonelisena (joon. 62, c).

Joonisel 63 toodud rihmaratastel on kettad ja ribad asendatud kodaratega ribiterasest (joon. 63, a) või torust (joon. 63, b). Esitatud konstrukt-



Joon. 63.



Joon. 64.

sioonid (joon. 63) on joonisel 62 toodud konstruktsioonidega võrreldes kergemad, kuid valmistamisel kallimad, kuna nad nõuavad täpsemat tööd.

Keevitatud rihmarataste üksikosad valmistatakse hästi-keevitatavast terasest Cr. 3.

Ketta paksus s_1 määratakse lubatava lõikepinge alusel ohtlikus lõikes, milleks on ketta ja rummu liitekoht (joon. 64, läbimõõdul d_1). Eeldades liitekohal ebaühtlast pingete jaotust, võetakse liite pikkusest arvesse ainult üks kolmandik. Ülaltoodu alusel saame ketta minimaalse paksuse s_1 määramiseks valemi:

$$s_1 = \frac{6M_v}{\pi d_1^2 R_1}, \quad (13)$$

kus R_l on lubatav lõikepinge kg/cm^2 , $R_l = 500$ kuni 600 kg/cm^2 ,
 M_v — rihmaratta poolt ülekantav väändemoment kgcm ,
 d_1 — rummu välisläbimõõt cm ,
 s_1 — ketta paksus cm .

Orienteeruvalt võime ketta paksuse leida empiirilise valemiga võlli läbimõõdu kaudu:

$$s_1 \approx 0,08d, \quad (14)$$

kus d on võlli läbimõõt cm .

Kahekettalisel rihmarattal võetakse kummagi ketta paksuseks $0,5s_1$.

Keevituse seisukohalt on soovitatav valida ketta paksuseks ühekettalisel rihmarattal mitte alla 8 mm , kahekettalisel mitte alla 6 mm .

Ketta väljalõigete kujundamise aluseks võetakse kodarate arv, mis on valitav läbimõõdu kaudu analoogiliselt valatud rihmaratastega, kodarate ristlõigete vajalikud kõrgused h ja h' , väljalõike siseserva kaugus rummu tsentrist ($r_1 \approx 0,8d_1$) ja väljalõike välisserva kaugus põia sisepinnast ($e_1 \geq 3$ kuni $4s_1$).

Kodara ristlõike kõrguse h (joon. 64) määrame arvutusega paindele, arvestades töötavana $1/3$ kodarate arvest:

$$h = \sqrt{\frac{18M_p}{zs_1R_p}}, \quad (15)$$

kus h on kodara ristlõike kõrgus cm ,

z — kodarate arv,

R_p — lubatav paindepinge kg/cm^2 , $R_p = 1000$ kuni 1100 kg/cm^2 .

Kodara ristlõike kõrgus $h' = 0,8h$.

Ketast ja rummu liitvad keevisõmblused on koormatud rihmaratta poolt üle kantava väändemomendiga M_v ja rihma harudes tööolukorras esinevate jõudude summast $S = \overline{S_1} + \overline{S_2}$ tingitud jõuga. Eeldades õmbluses ebaühtlast pingete jaotust, arvestatakse töötavana ainult ühte kolmandikku liitepinnast.

Lõikepinge väändemomendist M_v arvutame valemiga:

$$\tau_1 = \frac{2M_v}{d_1} \cdot \frac{3}{z_1\pi \cdot 0,7a_1d_1} = \frac{2,7M_v}{z_1d_1^2a_1}, \quad (16)$$

kus z_1 on keevisõmbluste arv (ühekettalisel $z_1 = 2$, kahekettalisel $z_1 = 4$),

a_1 — keevisõmbluse kaateti pikkus cm ,

M_v — väändemoment kgcm ,

d_1 — rummu välisläbimõõt cm ,

τ_1 — väändemomendist tingitud lõikepinge kg/cm^2 .

Lõikepinge jõust S arvutame valemiga

$$\tau_2 = \frac{3S}{z_1\pi d_1 \cdot 0,7a_1} = \frac{1,35S}{z_1d_1a_1}. \quad (17)$$

Summaarne pingeline keevisõmbluses

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{1,35}{z_1d_1a_1} \left(\frac{2M_v}{d_1} + S \right) \leq R_l, \quad (18)$$

kus R_l on lubatav lõikepinge keevisõmbluses, $R_l = 500$ kuni 600 kg/cm^2 .

Valemist (18) leiame keevisõmbuluse vajaliku kaateti pikkuse a_1 :

$$a_1 = \frac{1,35}{z_1 d_1 R_l} \left(\frac{2M_v}{d_1} + S \right). \quad (19)$$

Ketta ja põia vahelise keevisõmbuluse arvutame ainult väändemomendile M_v , arvestades töötavana samuti $1/3$ õmbulusest:

$$\tau = \frac{3M_v}{r z_1 \cdot 0,7 a_2 \cdot 2\pi r} = \frac{0,68 M_v}{z_1 a_2 r^2} \leq R_l, \quad (20)$$

millest

$$a_2 = 0,68 \frac{M_v}{z_1 r^2 R_l},$$

kus r on põia siseraadius cm,

a_2 — keevisõmbuluse kaateti pikkus põial cm,

R_l — lubatav lõikepinge keevisõmbuluses kg/cm^2 .

Ribide paksuseks valitakse 0,7 kuni 0,8 s_1 ja materjaliks võib olla kas Ст. 3 või Ст. 0. Ribide liitmiseks vajaliku keevisõmbuluse kaateti pikkuseks valitakse $a_3 = 0,5s_2$, kus s_2 on ribi paksus.

Kindla liite saavutamiseks on soovitatav keevisõmbuluste kaateti pikkus valida mitte alla 4 mm.

Keevitatud rihmaratta põid valmistatakse valtsimise teel ja liidetakse V- või X-kujulise põkkõmbulusega (jätkõmbulusega).

Põia paksus s valitakse empiirilisel rihma laiuse ja rihmaratta välisraadiuse kaudu:

$$s = 0,004(b + R) + 3 \text{ mm}, \quad (21)$$

kus b on rihma laius mm,

R — rihmaratta välisraadius mm.

Kuna põia välispind tuleb pärast ratta valmistamist mehaaniliselt töödeldada, siis peab põia valmistamiseks valima suurema paksusega materjali, s. o. töötlemisliisaga.

Joonisel 63 esitatud rihmaratastel toimub kodarate liitmine rummu külge ketta kaudu, mille liide rummuga arvutatakse varemtoodud valemitega.

Kodarate mõõted arvutame paindetugevuse alusel rihmaratta poolt üle kantava väändemomendi kaudu:

$$M_p = \frac{M_v}{R} (R - r_x) = \frac{z_1}{3} W_x R_p, \quad (22)$$

kus r_x on kodara ohtliku lõike kaugus ratta tsentrist cm,

z_1 — kodarate koguarv,

W_x — ühe kodara vastupidavusmoment ohtlikus lõikes cm^3 ,

R_p — lubatav paindepinge kg/cm^2 .

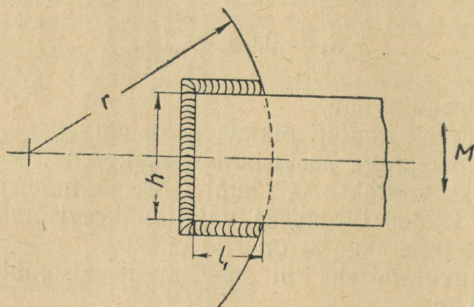
Kodarate arv z_1 (joon. 63) valitakse alljärgnevalt:

Rihmaratta läbimõõt <i>D</i> mm	500—800	kuni 1000	kuni 1500	kuni 2500	kuni 4000
Kodarate arv kahe reas	12	16	24	30	40

Kodara kinnituskoht kettal on koormatud momendiga

$$M = \frac{3M_v}{z_1},$$

millest tingitult arvutame löikepinge keevisõmbles (joon. 65) valemiga



Joon. 65.

$$\tau = \frac{M}{0,7al_1(h+a) + \frac{0,7ah^2}{6} \cdot \frac{R'_p}{R'_l}} \leq R'_l, \quad (23)$$

kus a on keevisõmbelse kaateti pikkus cm,

h ja l_1 — õmbelse pikkused cm,

R'_p — lubatav paindepinge keevisõmbleses kg/cm²,

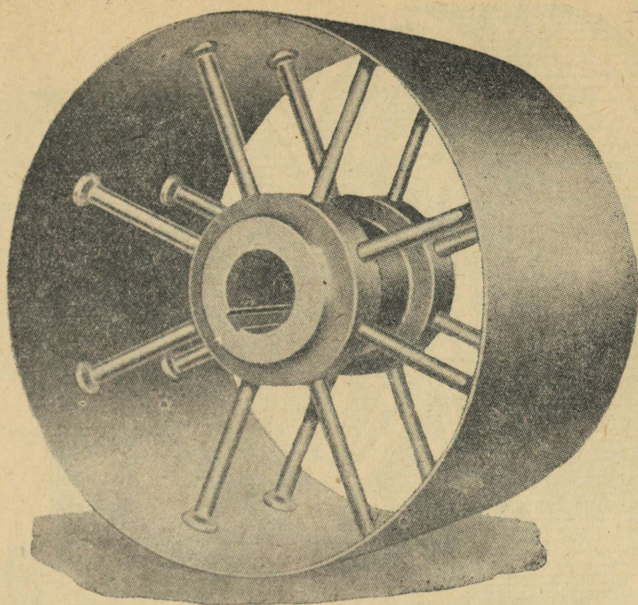
R'_l — lubatav löikepinge keevisõmbleses kg/cm².

Kombineeritud konstruktsiooniga rihmarattad.

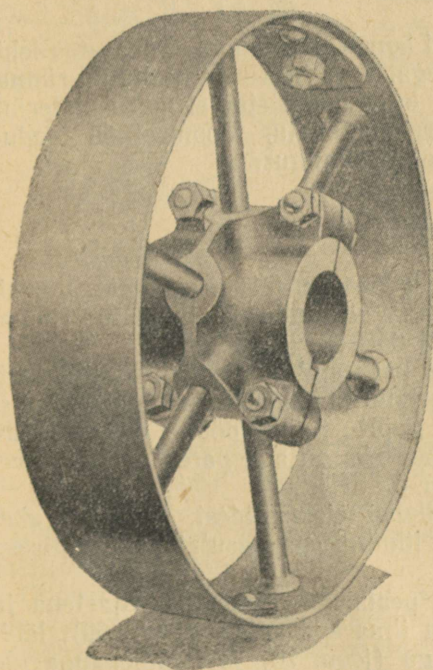
Kombineeritud konstruktsiooniga rihmarattastest on enamlevinud kaks tüüpi, ja nimelt: rihmarattad, kus põid ja kodarad on valmistatud terasest, rumm malmist (joon. 66 ja 67), või kus ratas on koostatud üksikuist pressitud ja valtsitud elementidest kokkuneetamise teel (joon. 68). Kombineeritud konstruktsiooniga rihmarattaid valmistatakse nii tervik- kui ka poolitatud ratastena.

Joonisel 66 toodud rihmarattal toimub ümarterasest valmistatud kodarate liitmine rummuga tavaliselt rummu valamisel. Parema liite saamiseks kodara otsad muljutakse. Rumm on valmistatud kokillvaluna.

Kodarad on liidetud põiaga kodara otste neetamise teel.



Joon. 66.



Joon. 67.

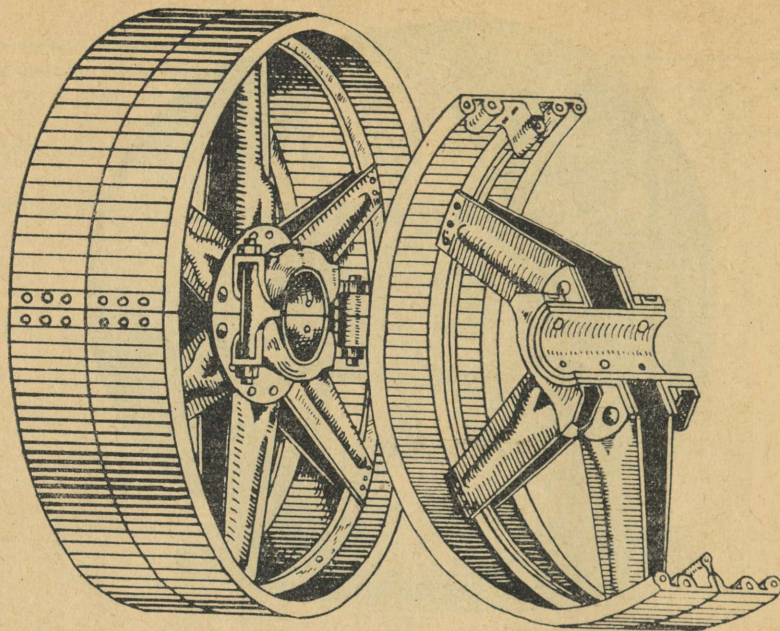
Tugipinna saavutamiseks kodara ja põia vahel on kodarad põia juures kujundatud kraega, mille läbimõõt on 1,5-kordne kodara läbimõõt.

Laiusel $B > 250$ mm kujundatakse rihmarattad kahe rea kodaratega, kusjuures on soovitatav suurema jäikuse saavutamiseks kodarad painutada põia keskjoonele.

Rummu kujundamisel tuleb silmas pidada vajalikku kergust ja hoiduda materjali asjatu kuhjamise eest. Olevolt kodarate arvust võib rumm kujuneda küllaltki keeruka konfiguratsiooniga (joon. 67).

Poolitatud rihmarattaste korral toimub põia ja rummu poolte liitmine poltidega. Erinevalt varemtoodust toimub põia poolte liitmine kodarate vahel abiääriku kaudu (joon. 67), mis on needitud põia ühe poole külge.

Kodarate arv ja põia mõõted valitakse sarnastena keevitatud rattastele. Samuti on analoogiline ka arvutuskäik.



Joon. 68.

Joonisel 68 on esitatud kombineeritud konstruktsiooniga rihmaratas lehtterasest valtsitud ja pressitud elementidega. Võrreldes varem esitatud rihmaratastega, annab selline konstruktsiooni kujundus otstarbekohase materjali jaotuse, suure jäikuse ja tunduvalt kergema kaalu. Joonisel 68 toodud rihmarataste konstruktsioon on sobiv seeriatoodangus.

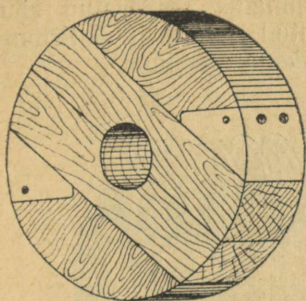
Puidust rihmarattad.

Puidust rihmarattaid iseloomustab kõigepealt nende kerge kaal. Võrreldes neid malmist ja terasest rihmaratastega, on puidust valmistatud rihmarattad vastavalt 40 kuni 45% ja 60 kuni 65% kergemad.

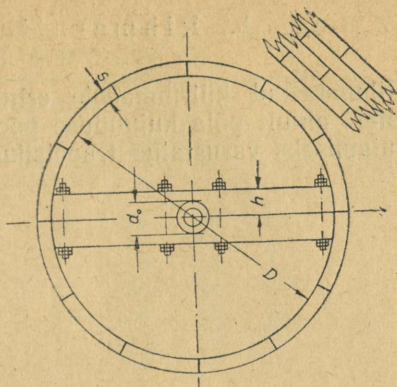
Puidust rihmarataste valmistamiseks kasutatakse hästikuivatatud lehtpuitu, kusjuures valitakse erinevad materjalid pöidade ja rummude valmistamiseks. Nii kasutatakse pöidadeks papli-, paju-, pöök-, niine-, lepa-, vahtra- ja pirnipuud, rummudeks ja kodarateks on aga parem valida kõvemad puidusordid, nagu punapöök, tamm jt.

Puidust rihmarattad koosnevad üksikuist elementidest, mis omavahel on liidetud niiskusekindla liimiga. Koos liimimisega kasutatakse liitmiseks ka naelu ja tihvte.

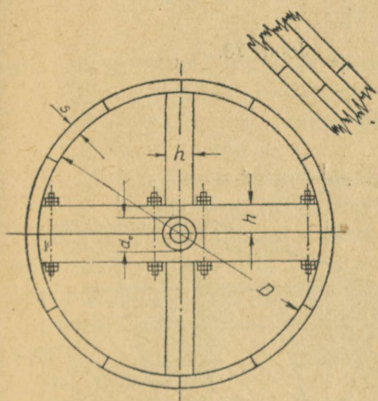
Puidust rihmarattad on valmistatud peamiselt poolitatud ratastena ja kujundatakse läbimõõduga kuni 300 mm ilma kodarateta (joon. 69), läbimõõduga kuni 900 mm — kahé kodaraga (joon. 70) ja läbimõõduga üle 900 mm — nelja kodaraga (joon. 71).



Joon. 69.



Joon. 70.



Joon. 71.

Puidust rihmaratta mõõted soovitatakse valida järgmiselt:

pöia paksus mm:

kui $D < 900$ mm, siis $s = 0,025D + 20$ mm,

kui $D > 900$ mm, siis $s = 0,025D + 15$ mm;

kodara minimaalne laius mm: $h = 0,02D + + 0,5d_0 + \sqrt{D}$,

kus D on rihmaratta välisläbimõõt mm,

d_0 — puksi läbimõõt mm (joon. 70).

Et puidust rihmarattast oleks võimalik kasutada ilma võlli ava muutmata mitmesuguste võlli läbimõõtude juures, valmistatakse ava rummus suurema läbimõõduga ja asetatakse sisse võlli läbimõõdule vastava siseläbimõõduga puitpuksi, mis on valmistatud tavaliselt neljast osast.

Puidust rihmarattad kinnitatakse võllile ilma kiiluta.

Vajalik hõõrdejõud võlli välispinna ja rummu sisepinna vahel saavutatakse ratta pooli liitvate poltide abil, millede arvutus toimub analoogiliselt varesitatud valemitele.

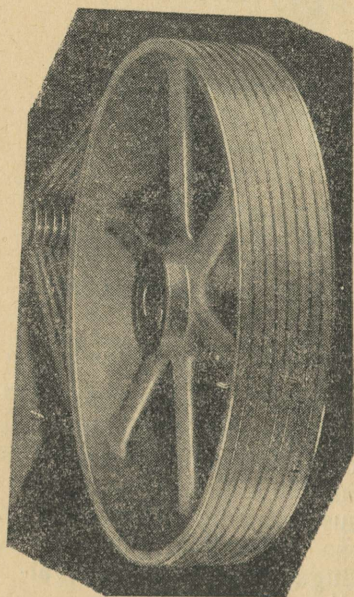
Pindsurve puidust ja metallist pindade vahel ei tohi ületada normides ette nähtud suurusi. Tavaliselt on lubatav pindsurve antud juhul $R_{ps} = 40$ kuni 50 kg/cm^2 .

Niiskusekindluse suurendamiseks puidust rihmarattad immutatakse ja kaetakse niiskusekindla lakiga.

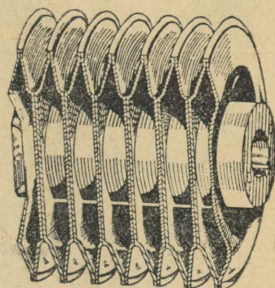
Ohutuseeskirjade kohaselt on lubatud kasutada puidust rihmarattaid kuivades ruumides rihma kiirusel kuni 15 m/sek . Niiskeis ruumides ja muutlikul temperatuuril on puidust rihmarattaste kasutamine keelatud ka ükskõik kui väikese kiiruse juures.

b. Rihmarattad kiilrihmadele.

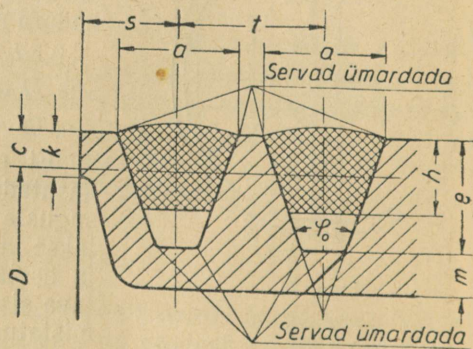
Rihmarattad kiilrihmadele erinevad lamerihmadele määratud rihmarattast ainult põia kujunduse poolest, mis antud juhul on kiilrihmade paigutamiseks varustatud trapetsikujulise ristlõikega soontega.



Joon. 72.



Joon. 73.



Joon. 74.

Rihmarattaid kiilrihmadele valmistatakse peamiselt malmist valatuina (joon. 72). Harvem leiame kombineeritud konstruktsiooniga (joon. 73) või terasest mehaanilise töötlemise teel valmistatud kiilrihmarattaid.

Kiilrihmaratta arvutuslâbimõõduks on kiilrihma neutraalse kihi asupaigaga määratud lâbimõõt D (joon. 74). Kiilrihmaratta arvutuslâbimõõduks on soovitatav valida OCT 1655-ga määratud lâbimõõtude reast (vt. tabel 13). Põia ja soonte ülejäänud mõõted määratakse vastavalt normiga GOCT 1284-45 määratud rihma profiilile tabelis 14 toodud andmete alusel.

Kiilrihmaratta soonte mõõted mm (joon. 74).

Soone profiili elemendid	Rihma tähis						
	O	A	Б	B	Г	Д	E
<i>a</i>	10	13	17	22	32	38	50
<i>e</i>	10	13	17	22	32	38	50
<i>c</i>	3	4	5	7	9	12	16
<i>t</i>	12	16	21	27	38	44	58
<i>s</i>	9	12	15	18	23	26	32
<i>k</i>	7	8	8	10	12	15	20
<i>m</i>	6	7	8	10	12	15	20

Vastavalt toodud suurustele saame:

$$D_v = D + 2c,$$

$$D_s = D - 2e,$$

$$B = (z - 1)t + 2s,$$

kus D_v on kiilrihmaratta välisläbimõõt mm,

D_s — siseläbimõõt mm,

B — ratta põia laius mm,

z — rihmade arv,

t — soonte samm mm,

s — äärmise kiilrihma sümmeetriatelje kaugus põia servast mm.

Kuna rihma paindel ümber ratta väheneb rihma nurk (vt. joon. 31), siis tuleb ratta soone nurk φ_0 valida vastavalt ratta läbimõõdule tabelis 27 toodud andmete kohaselt.

Kiilrihmaratta soonte mehaanilisel töötlemisel tuleb silmas pidada järgmist:

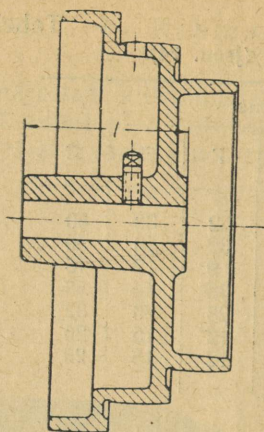
- a) mehaaniliselt töödeldud rihmasooned peavad kindlustama rihmade ristlõigete raskuskeskmete paiknevuse ühesuguse läbimõõduga ringjoontel;
- b) rihmasoonte nurk kui ka samm peab olema õigesti valitud ja ühesugune kõigil soontel;
- c) soonte külgpinnad peavad olema hästi siledad (poleeritud).

c. Astmelised rihmarattad.

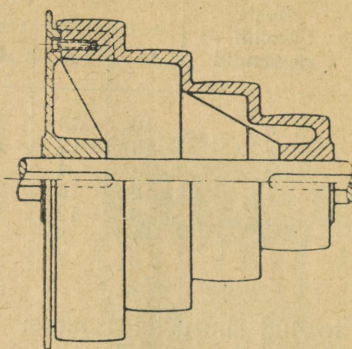
Lamerihmajameis kasutatakse sageli ülekandearvu muutmise eesmärgil astmelisi rihmarattaid (joon. 75 ja 76).

Astmeliste rihmarataste kujundamisel lähtutakse põhiliselt lamerihmaratastele ette nähtud vahekordadest. Olenevalt astmeliste rihmarataste suurusest kujundatakse rattad ühe (joon. 75) või kahe (joon. 76) rummuga, kusjuures teine rumm on otstarbekohane valmistada eraldi detailina. Ühe rummuga astmelise rihmaratta korral valitakse rummu pikkus olenevalt astmete arvust ja rihma laiusest järgmiselt:

$$l = B + 0,25Bm, \quad (24)$$



Joon. 75.



Joon. 76.

kus l on rummu pikkus mm,

B — rihma laius mm,

m — astmete arv.

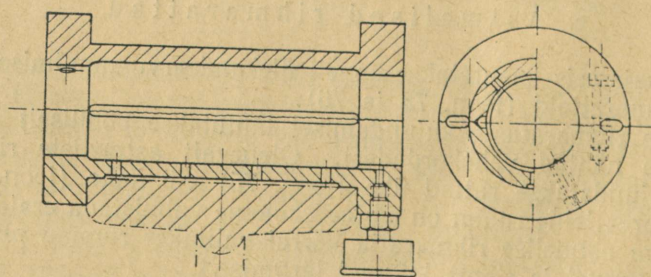
Kahe rummuga astmelistel rihmaratastel on rummude pikkus võrdne ühe astme laiussega.

Astmelisi rihmarattaid valmistatakse kuni nelja astmega.

d. Vabakäigu rihmarattad.

Vabakäigu rihmarattaid kasutatakse lamerihmajameis koos tööratas-
tega ajami lülitavuse saavutamiseks. Erinevus vabakäigu rihmaratta ja
tööratta vahel seisab põhiliselt selles, et vabakäigu rihmarattast ei kinni-
tata võllile, vaid ta on viimasel vabalt pöörlev, asetatuna veerelaagreile
või vastavale puksile. Takistatud on ainult aksiaalne liikumine.

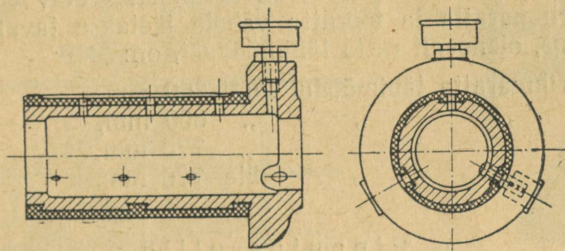
Joonisel 77 on esitatud vabakäigu rihmaratta konstruktsioon, kus kin-
nitus võllile on läbi viidud poolitatud puksi kaudu. Puks on valmistatud
antifriktsioonilisest materjalist. Määrde paigutamiseks on puksi sisepind



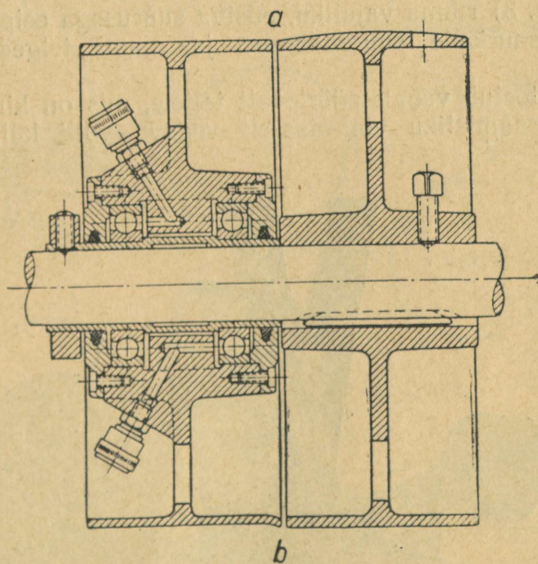
Joon. 77.

keskosas õõnestatud, kujundades koos võlli pinnaga reservuaari, kuhu määrdeaine juhtimine toimub tavaliselt määrdeotsi kaudu. Puksi välispind on varustatud spiraalselt asetatud määrdesoonega, kuhu surutakse määre tsentrifugaaljõu mõjul vastavate avade kaudu.

Puksi tööpinna pikkus, mis töötab põhiliselt laagrina, valitakse aluseks võttes lubatavat pindsurvet ja libisemiskiirust. Tavaliselt on puksi pikkuseks $1,5d$ kuni $5d$, kus d on võlli läbimõõt.



Joon. 78.



Joon. 79.

Joonisel 77 esitatud vabakäigu rihmaratta puksi on võimalik kasutada vaid poolitatud rataste puhul. Tervikrataste korral rakendatakse joonisel 78 toodud poolitamata pukse malmist või terasest. Puksi tööpinna moodustab antud juhul kas pealepressitud puksi või pealevalatud babiidikiht.

Suuremate koormuste ja kestvama vabakäigu korral on otstarbekohasem kasutada veerelaagreid, tavaliselt radiaal-kuullaagreid. Veerelaagrite kinnitus võllile on esitatud joonisel 79.

Vabakäigu rihmarattad valmistatakse silindrilise välispinnaga ja rihma koormuse vähendamiseks vabakäigul töö rattast kuni 5% väiksema läbimõõduga.

Rihma üleviimise hõlbustamiseks vabakäigu rihmarattalt viimasega paaris töötavale töö rattale on soovitatav töö ratta välispinnale anda väike kumerus (joon. 79, a) või vastandjuhul kujundada vabakäiguratta välispinna üleminek koonusena (joon. 79, b).

Vabakäigu rihmaratta asukohaks on tavaliselt veetav võll.

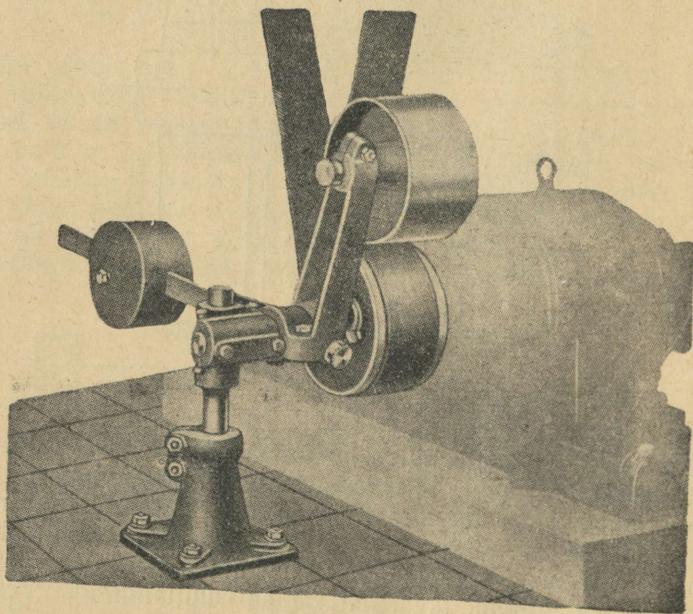
Vabakäigu rihmaratta ja töö ratta vahele jäetakse tavaliselt aksiaalne lõtk, mille suurus, olenevalt ratta läbimõõdust, on:

1,5 mm	—	rihmaratta läbimõõdul kuni 360 mm,
3 mm	—	” ” ” 600 mm,
5 mm	—	” ” ” 775 mm,
6 mm	—	” üle 775 mm.

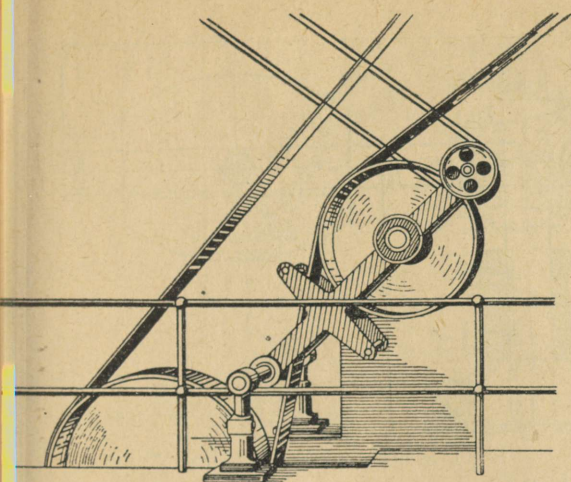
e. Pingutusrullid.

Pingutusrulle, nagu varem märgitud, kasutatakse isepingutuvais rihmajameis (vt. joon. 3) rihma vajaliku, püsiva suurusega eepingutuse saavutamiseks, haardenurkade suurendamise ja ajami telgede vahekauguse vähendamiseks.

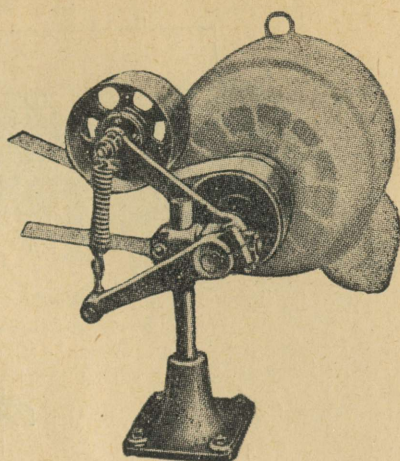
Pingutusrull toetub vabalt pöörlevalt teljele, mis on kinnitatud vundamenti, masina raamistiku või otseselt vedava võlli külge hoobade ja liigendite kaudu.



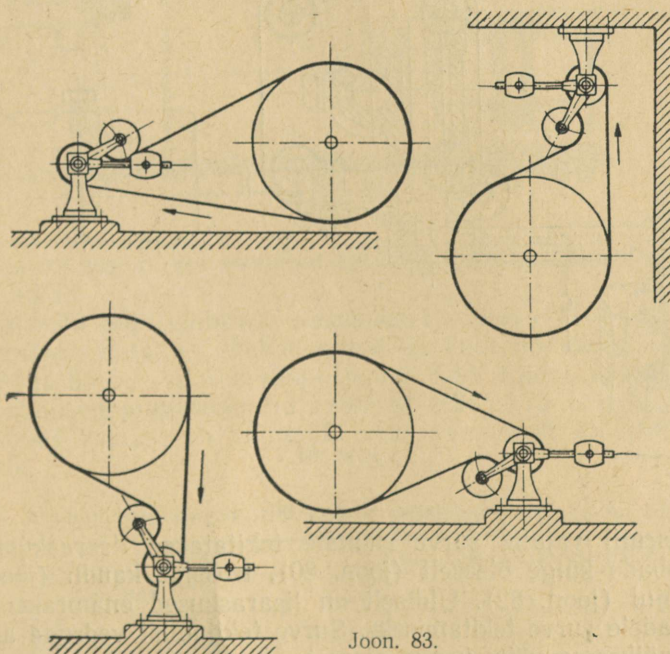
Joon. 80.



Joon. 81.



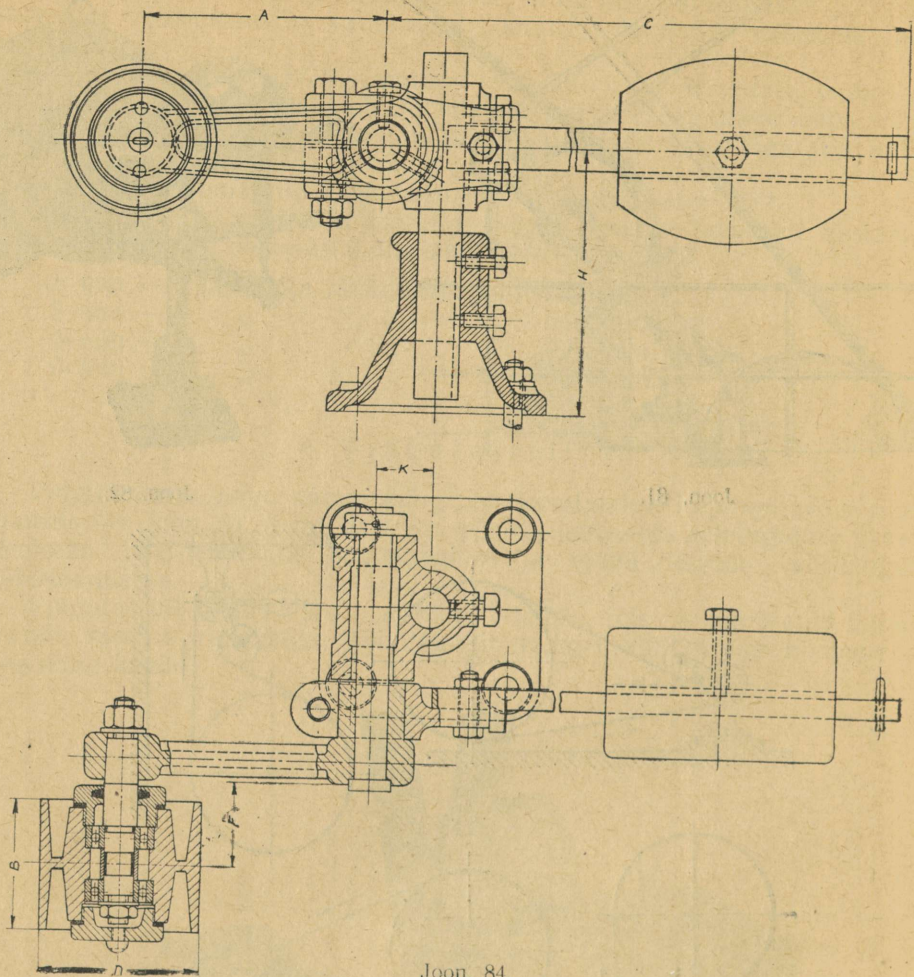
Joon. 82.



Joon. 83.

Pingutusrulli ja hoobade pöörlemise teljed peavad olema vedava ja veetava völiga rangelt paralleelsed, kuna vastasel korral ei ole kindlustatud rihma püsimine ratastel.

Pingutusrulli hoobade pöörlemistelje asukoht tuleb valida nii, et rihma venimise korral toimuks rihma haardenurkade suurenemine ja rihma venimine ise oleks kompenseeritav minimaalsete hoova pöördenurkadega.

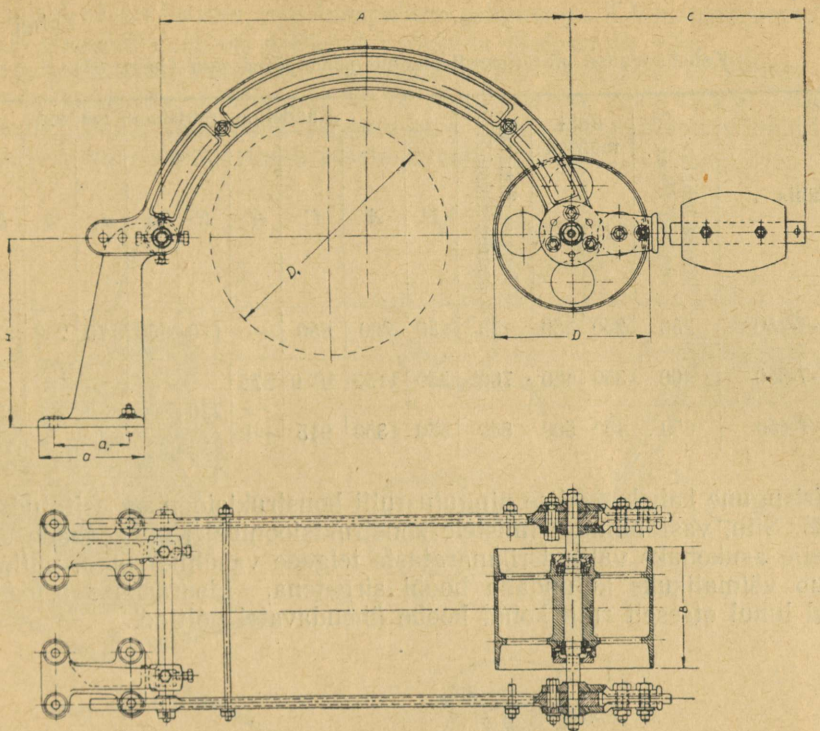


Joon. 84.

Pingutusrulli vajalik surve rihmale tekitatakse lisaraskuste kinnitamisega hoobade külge otseselt (joon. 80), trosside kaudu (joon. 81) või vedrude mõjul (joon. 82). Üldiselt on lisaraskused enamrakendatud abinõuks rihmadele surve tekitamiseks. Surve tekitamist vedrude abil kasutatakse vaid väiksema võimsusega ajameis.

Surve suuruse muutmise toimub lisaraskuste puhul viimaste nihutamisega hoobadel, mille tulemusena muudame lisaraskuste momenti hoobade pöörlemise telje suhtes. Vedrude puhul toimub lihtsalt viimaste pinguse muutmise kruvi abil.

Lisaraskuste asupaigana võib esineda kaks varianti, olenevalt sellest, kas lisaraskuse ja rihmaratta poolt tekitatud momendid hoobade pöörlemis-



Joon. 85.

telje suhtes on sama- või vastasmärgilised. Joonisel 83 on esitatud nime-
tatud variandid.

Pingutusrulli telje kinnituse seisukohast eristame hoobade arvu poolest
kahte konstruktsiooni — ühehoovalised ja kahehoovalised pingutusrullid.
Joonisel 84 ja 85 on esitatud tüüpilisemad NSV Liidus valmistatavad ühe-
ja kahehoovalised pingutusrullid (mõõted tabelis 15 ja 16), millele lisa-
raskuse hoova asetust on võimalik muuta vastavalt joonisel 83 esitatud
variantidele.

Tabel 15.

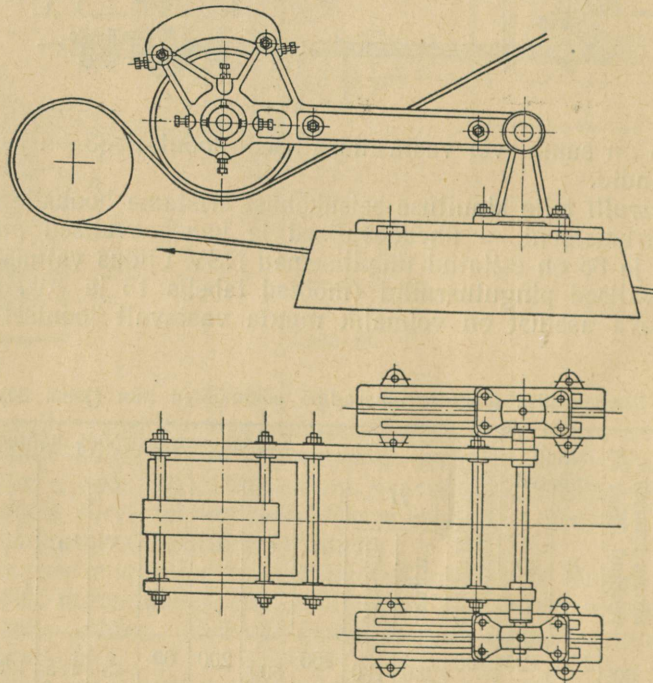
Ühehoovalise pingutusrull-seadme põhimõõted mm (joon. 84).

Tähis	Rihma lubatav veojõud P_{max} kg	Rulli mõõted		Vedava rihmaratta suurim läbimõõt D_1	Kandekonstruktsiooni mõõted											
		B	D		H		A	C	E	F	K	a	a_1	b	b_1	m
					suurim	vähksein										
60-T-100	60	100	125	200	280	190	200	500	200	60	45	175	125	175	125	19
60-T-100		125	175	300			250		205	65						
60-T-175	150	175	275	400	405	275	360	800	290	100	60	280	200	210	130	25

Kahehoovalise pingutusrull-seadme põhimõõted mm (joon. 85).

Tähis	Rihma lubatav \ eojõud P_{max} kg	Rulli mõõted		Vedava rihmaratta suurim läbimõõt D_1	Kandekonstruktiooni mõõted										
		B	D		H	A	C	K	E	a	a_1	b	b_1	m	
61-T-250	250	250	350	450	450	700	650	—	170	250	170	200	120	25	
61-T-350	400	350	450	700	550	1155	1000	375	—	220	300	230	225	150	25
61-T-450	650	450	500	850	550	1350	915	440	—	220	300	230	225	150	25

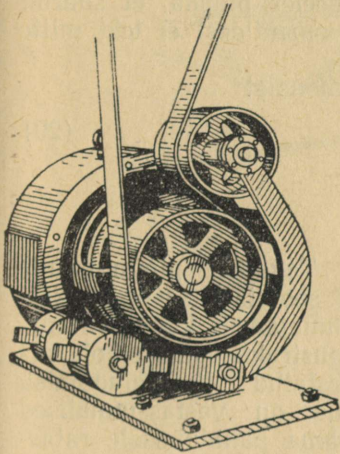
Erisugune kahehoovalise pingutusrulli konstruktsioon on esitatud joonisel 86. Siin, vastandina eelmistele konstruktsioonidele, on hoobade pöörlemisel asukohaks valitud rihmarataste telgede vaheline ruum, mille tõttu osutub võimalikuks kujundada hoobi sirgetena. Lisaraskuse asukoht on antud juhul otseselt rulli kohal hoobe ühendavatel poltidel.



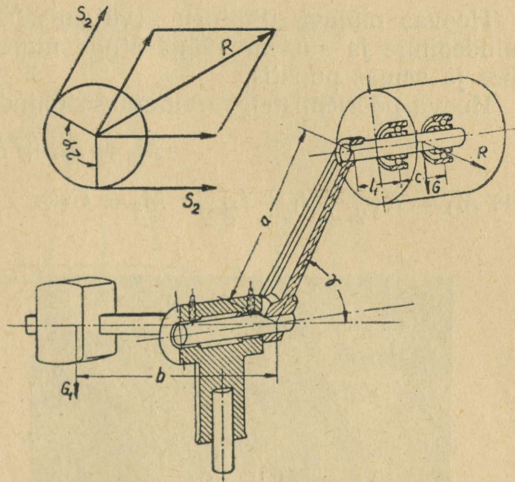
Joon. 86.

Joonisel 87 on toodud eriti kompaktne pingutusrulli konstruktsioon, kus hoobade pöörlemistelg on asetatud väiksema rihmaratta alla.

Pingutusrulli tugikonstruktsioon peab olema hästi jäik, et vältida pingutusrulli kaldumise võimalust. Surve reguleerimine peab olema lihtne ja käepärane. Peale selle peab pingutusrulli tugikonstruktsioon võimaldama rulli telje reguleerimist rihmarataste telgede suhtes.



Joon. 87.



Joon. 88.

Pingutusrull toetatakse teljele tavaliselt radiaal-kuullaagrite kaudu. Pingutusrulli telg ühehoovalistel konstruktsioonidel on tavaliselt liikumatu, kahehoovalistel esineb nii liikumatuid (kinnitusega hoobade küljes) kui ka pöörlevaid (kinnitusega rullis) telgi.

Pingutusrulli koormuse määramise veetava rihmaharu pingutuse järgi tööolukorras (joon. 88):

$$R = \bar{S}_2 + \bar{S}_2 = 2S_2 \cos \varphi, \quad (25)$$

kus R on pingutusrullile mõjuv koormus kg,
 S_2 — koormamata rihmaharu pingus kg,
 2φ — rihma ja pingutusrulli vaheline haardenurk.
 Vajaliku lisaraskuse leiame tasakaalu-tingimustest:

$$Ra \pm Ga \cos \gamma = G_1 b, \quad (26)$$

kus a on rulli telje kaugus hoobade pöörlemisteljest cm,
 γ — hoova telje ja horisontaali vaheline nurk,
 G_1 — lisaraskus kg,
 b — lisaraskuse kaugus hoobade pöörlemisteljest cm,
 G — rulli kaal kg.

Rulli telg arvutatakse paindele laagreile mõjuvaist koormustest $0,5R'$, kus $R' = R + G$ (G on rulli kaal).

Ühehoovalise pingutusrulli hoob töötab paindele momendist

$$M_p = Ra \quad (27)$$

ja väändeale momendist

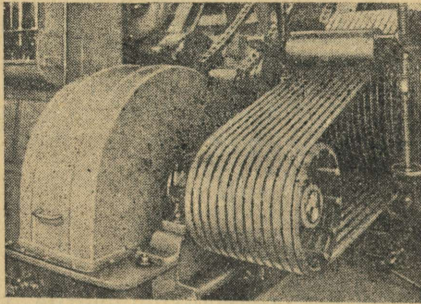
$$M_v = R(l_1 + \frac{c}{2}). \quad (28)$$

Hoovas mõjuva liitpinge arvutamisel tuleb meeles pidada, et suurim paindepinge ja suurim väände pinge nimetatud momentidest ei teki mitte ühes ja samas punktis.

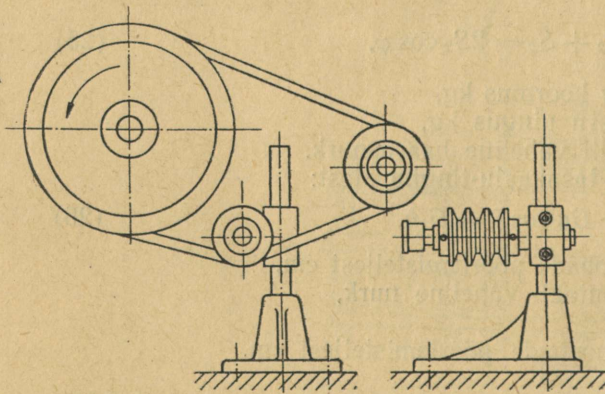
Hoova pöörlemistelg arvutatakse paindele momendist

$$M_p = \bar{M}_1 + \bar{M}_2, \quad (29)$$

kus $M_1 = R(\frac{c}{2} + l_1 + l_2)$ ja $M_2 = G_1 l_2$.



Joon. 89.

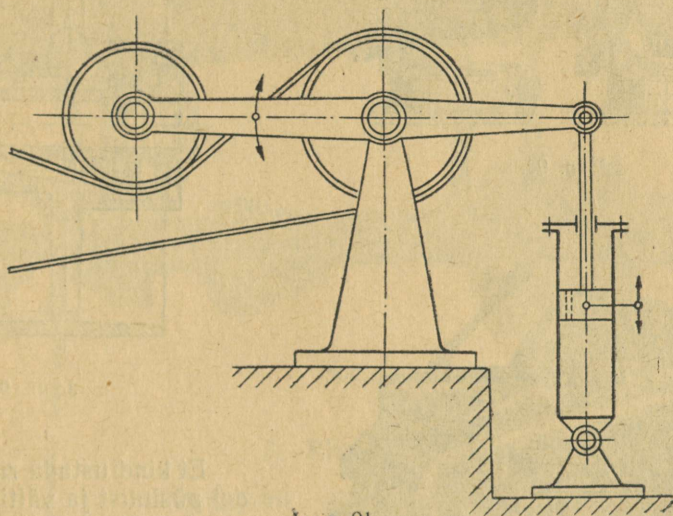


Joon. 90.

Tavalisi pingutusrulle ei soovitata kasutada kiilrihmajameis, kuna kiilrihma konstruktsioonis ei ole arvestatud lisa-paindumisi, mis on vastassuunalised rihma paindumisele ratas-
tel. Sellise lisapainutuse olemasolu vähendab tunduvalt kiilrihma iga. Pingutusrulle võib kiilrihmajameis rakendada vaid erandjuhtudel ja sedagi ainult võrdlemisi väikese haard-
nurgaga rihma ja pingutus-
rulli vahel (joon. 89). Küll aga leiavad kiilrihmajameis rakendust pingutusrullid, õigemini reguleerivad rullid kiilrihmade sise-
pinnal (joon. 90). Antud juhul on ka rull varustatud vasta-
vate soontega. Joonisel 90 toodud ajami puuduseks on rihma haardenurkade vähe-
nemine.

Pingutusrulliga ajameis, mis töötavad pulseerival koormusel, on pingutus-
seadme töö rihma poolt üle kantud tõugete tõttu rahutu. Selle väldi-

miseks kasutatakse neis ajameis lisaabinõuna tõukeelevendit (joon. 91). Tõukeelevendi kujutab endast õliga täidetud silindrit, milles liikuv kolb on liigendite kaudu ühenduses pingutsrulli hoovaga. Kolvi sisse valmistatud

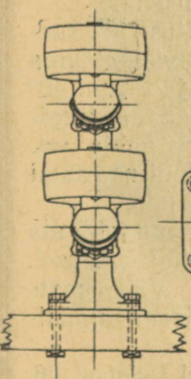


Joon. 91.

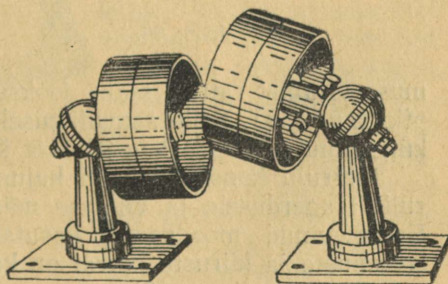
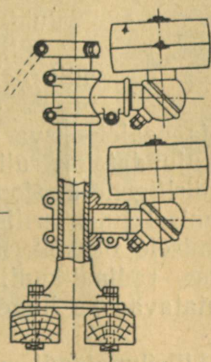
aukude kaudu on õlil võimalus pääseda ühelt kolvi poolelt teisele, mistõttu on võimalik ka kolvi liikumine silindris. Tõukeelevendi tundlikkus määratakse õli ümberpaigutuse kiirusega läbi kolvi.

f. Juhtrullid.

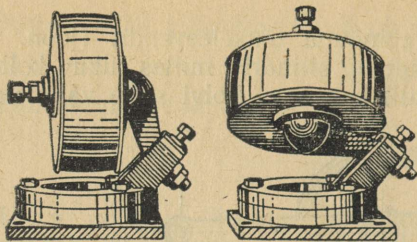
Juhtrullide ülesandeks on rihma juhtimine vedava ja veetava rihmaratta vahel juhul, kui on tegemist nurgi-asetsevate völlidega ajamitega või paralleelsete völlide korral rihma erikujulise teekonna kujundamiseks.



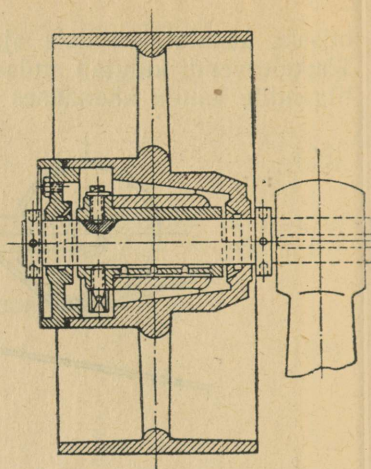
Joon. 92.



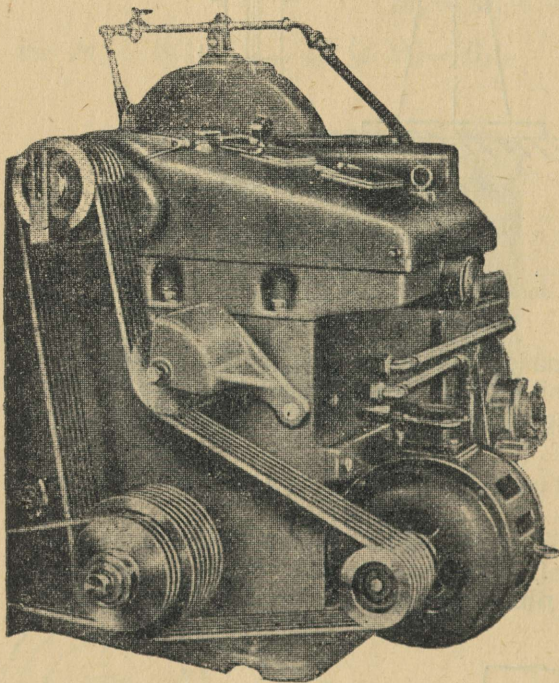
Joon. 93.



Joon. 94.



Joon. 95.



Joon. 96.

Et kindlustada rihma rullidel püsivust ja vältida liigselt suurt rulli laiust, valmistatakse juhrullid kumera pinnaga. Rihma rullilt mahalanemise vastu on rulli raami külge kinnitatud veel rihma külgsuunalise liikumise piirajad, mis on üldiselt ebasoovitavad, kuna nad võivad rikuda rihma servi.

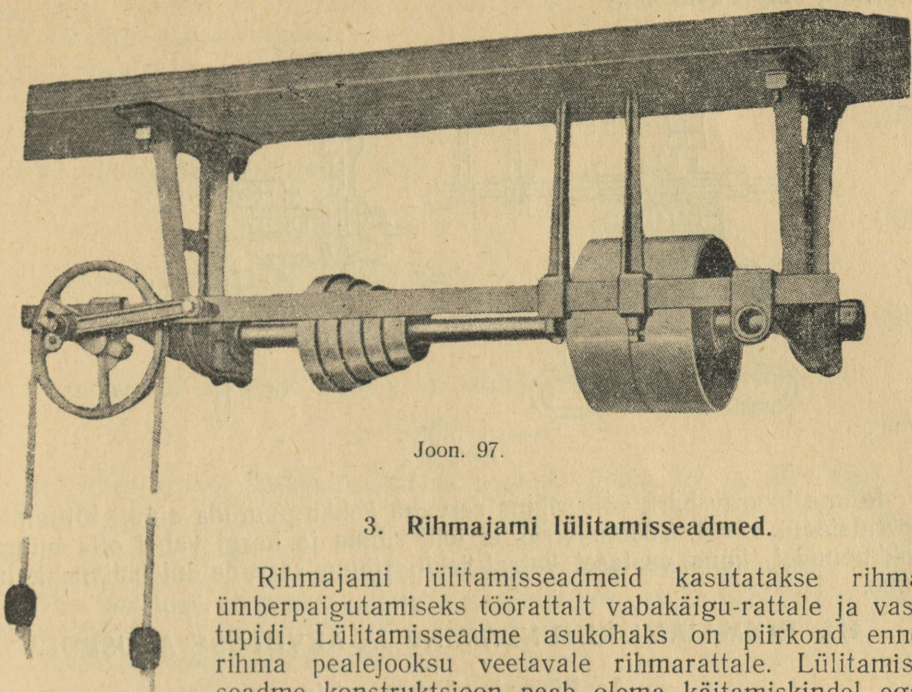
Juhrulli läbimõõt valitakse tavaliselt rihma laiuse ja kihtide arvu järgi lubatava minimaalse suurusena.

Juhrulli kinnitus rulli raami külge peab võimaldama rulli reguleerimist 20 kuni 40° piires, et kindlustada tingi-

muse täitmist rattalt maha jooksva ja pealejooksva rihmaharu kohta (vt. ptk. I, p. 5, a). Selle saavutamiseks kujundatakse rulli telje kinnitus raami külge kuul- (joon. 92 ja 93) või šarniirliigendite (joon. 94) kaudu.

Juhrulli konstruktsiooni kujundamisel tuleb erilist tähelepanu pöörata rulli laagerdusele ja viimase määrimisele ükskõik millisel rulli asetusel. Enamlevinud moodusena kasutatakse radiaal-kuullaagreid. Väiksemate koormuste ja kiiruste korral on kasutatavad ka liugelaagrid tsentrifugaalmäärimisega (joon. 95).

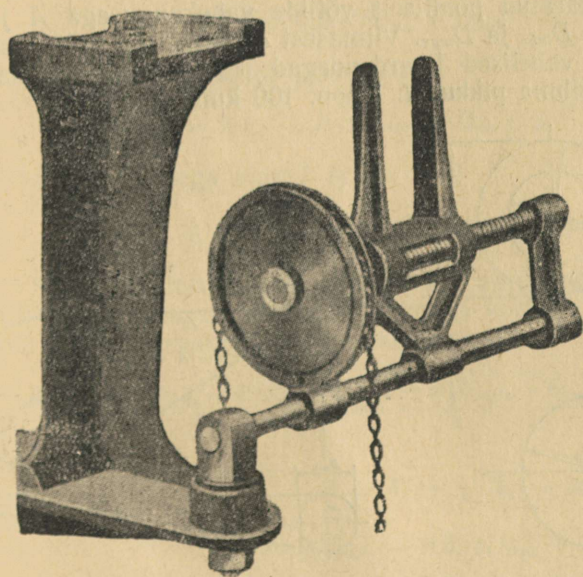
Näide juhrulli kasutamise kohta kiilrihmajamil on esitatud joonisel 96.



Joon. 97.

3. Rihmajami lülitamiseadmed.

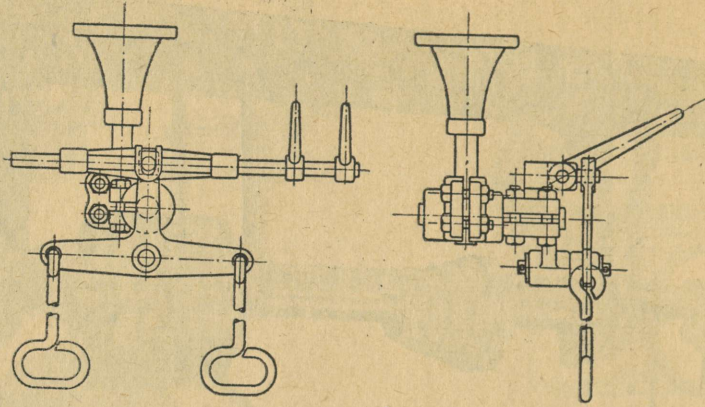
Rihmajami lülitamiseadmeid kasutatakse rihma ümberpaigutamiseks töötrahvilt vabakäigu-rattale ja vastupidi. Lülitamiseadme asukohaks on piirkond enne rihma pealejooksu veetavale rihmarattale. Lülitamiseadme konstruktsioon peab olema käitamiskindel ega tohi võimaldada ajami iselülitumist, mis võib muuta ohtlikuks nii töömehhanismi kui ka seal töötavaile inimestele.



Joon. 98.

Lülitamiseade koosneb servapidi rihma haaravast hargist, mis on kinnitatud ainult aksiaalset liikumisvõimalust omava völli külge, ja käitismehhanismist. Völli on toetatud vastavate pukkidega lakke, seinale või põrandale. Völli aksiaalne liikumine tekitatakse käitismehhanismi kaudu, milleks võib olla vöntmehhanism (joon. 97), hammaslatti- või kruvivõllkanne (joon. 98) või hoovastik (joon. 99). Viimasel juhul tuleb ette

näha lisaelemendina fiksaatorid, mis fikseerivad völikule käitamismehhanismiga antud asukohta.



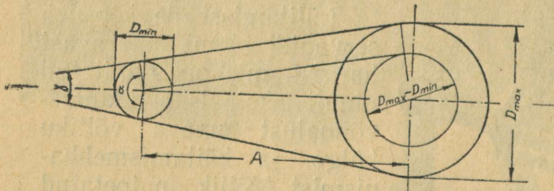
Joon. 99.

Rihma haarav hark võib rihma servaga kokku puutuda ainult lülitamisoperatsiooni vältel. Tööolukorras ei tohi rihma ja hargi vahel olla mingit kokkupuudet, kuna vastasel korral tekib rihma servade intensiivne kulumine.

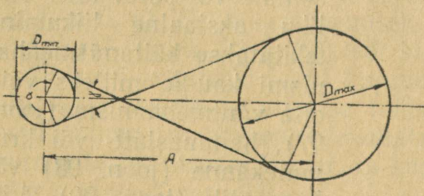
III. RIHMAMAJAMI KUJUNDAMINE JA ARVUTUSE ALUSED.

1. Rihmajami geometria.

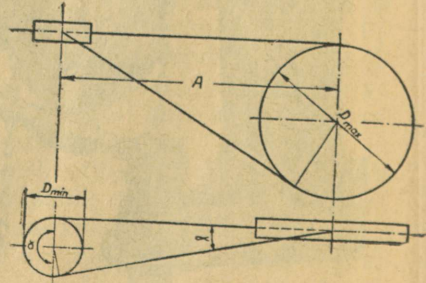
Rihmajami kuju on määratud põhiliselt völlide vahekaugusega A ja rihmarataste läbimõõtudega D_{min} ja D_{max} . Viimasest olenevalt on määratud ka rihma ja rihmarataste vahelised haardenukad α_{min} ja α_{max} , rihmarude vaheline nurk γ ja rihma pikkus L (joon. 100 kuni 102).



Joon. 100.



Joon. 101.



Joon. 102.

Tavaliselt arvutatakse haardenurk rihma ja väiksema rihmaratta vahel α_{min} , kuna viimane on ajami töövõimelisuse seisukohalt määrava tähendusega. Nurga α_{min} arvutame:

lahtisel ajamil (joon. 100)

$$\alpha_{min} \approx 180^\circ - \frac{D_{max} - D_{min}}{A} \cdot 60^\circ; \quad (30)$$

ristuva rihmaga ajamil (joon. 101)

$$\alpha_{min} \approx 180^\circ + \frac{D_{max} + D_{min}}{A} \cdot 60^\circ; \quad (31)$$

ristuvate võllidega ajamil (joon. 102)

$$\alpha_{min} \approx 180^\circ + \frac{D_{min}}{A} \cdot 60^\circ. \quad (32)$$

Rihmaharude vaheline nurk γ on lahtises ajamis (joon. 100):

$$\gamma = 180^\circ - \alpha_{min}; \quad (33)$$

ristuva rihmaga või ristuvate võllidega ajamis (joon. 101 ja 102) aga

$$\gamma = \alpha_{min} - 180^\circ. \quad (34)$$

Rihma pikkus, arvestamata rihma paksust, rihma eelpingutamist ja võimalikku läbiriipet, on määratud kahe sirgjoonelise osa ja kahe kaare summaga.

Rihma pikkuse L arvutame:

lahtisel ajamil (joon. 100)

$$L = 2A + 0,5\pi(D_{max} + D_{min}) + \frac{(D_{max} - D_{min})^2}{4A}; \quad (35)$$

ristuva rihmaga ajamil (joon. 101)

$$L = 2A + 0,5\pi(D_{max} + D_{min}) + \frac{(D_{max} + D_{min})^2}{4A}; \quad (36)$$

ristuvate võllidega ajamil (joon. 102)

$$L = 2A + 0,5\pi(D_{max} + D_{min}) + \frac{D_{max}^2 + D_{min}^2}{4A}. \quad (37)$$

Sageli osutub vajalikuks määrata antud rihma pikkuse järgi võimalik võllide vahekaugus (lõputute rihmade korral). Võllide vahekauguse lahtisele ajamisele arvutame sel korral valemiga

$$A = \frac{2L - \pi(D_{max} + D_{min}) + \sqrt{[2L - \pi(D_{max} + D_{min})]^2 - 8(D_{max} - D_{min})^2}}{8} \quad (38)$$

ehk

$$A = A_1 + \sqrt{A_1^2 - A_2}, \quad (39)$$

kus

$$A_1 = 0,25[L - 0,5\pi(D_{max} + D_{min})] \text{ ja}$$

$$A_2 = 0,125(D_{max} - D_{min})^2.$$

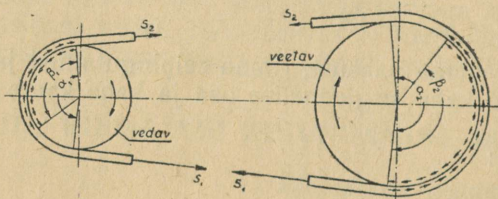
2. Rihmajami kinemaatika ja ülekandearv.

Rihm töötab ajamis vahelduvalt koormustele S_1 ja S_2 (vedava ja veetava haru koormus). Tingituna koormuse muutusest vedavas ja veetavas rihmaharus on ka rihma deformatsioon rihma pikkusel erinev. Kuna puudub kindel kontakt rihma ja rihmarataste vahel, siis erinev rihma deformatsioon koormuste muutumisel tingib rihma teatavapiirilise rihmarattal libisemise. Sellist libisemist nimetame rihma elastseks libisemiseks.

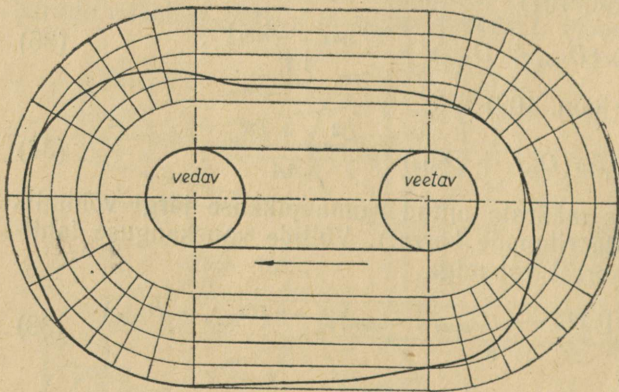
Ajami normaalsel tööl (normaalkoormusel) rihmaharude erinevast koormusest tingitud rihma elastne libisemine ei teki mitte kogu rihma haardeturkade ulatusel, vaid nn. libisemisnurgal $^1 \beta$, kusjuures $\beta < \alpha$ (joon. 103). Mida suurem on rihmaharude koormuste vahe $S_1 - S_2$, seda suurem on libisemisnurk β ja seda väiksem on ka nurk $\alpha - \beta$, kus rihm ei libise ja kus puudub hõõrdumine 2 .

Ajami ülekoormusel suureneb libisemisnurk β ja võib olla piirjuhul võrdne haardeturkaga. Sel korral tekib rihma läbilibisemine rihmarattal (nn. püksimine).

Ajami koormamata olekus ($S_1 = S_2 = S_0$) libisemisnurk $\beta = 0$.



Joon. 103.



Joon. 104.

¹ Жуковский, Н. Е., О скольжении ремня на шкивах. Полное собрание сочинений, т. VIII, стр. 19, ОНТИ 1937.

² Гутьер, Е. М., Скольжение ремня на шкивах, «Вестник металлопромышленности», № 18, 1937.

Tingituna rihma ebaühtlasest deformatsioonist rihma pikkusel ja selle tagajärjel tekkivast elastsest libisemisest rihmaratastel on rihma kiirus rihma pikkuse ulatusel erinev, mis põhjustab ka ajami rihmarataste perifeersete kiiruste erinevuse.

Nimetatud muudatused nähtuvad ka joonisel 104 kujutatud graafikus, mis on koostatud kummeeritud rihmadega teostatud katsete andmete järgi, rihma nimikiirusega $v = 10$ m/sek. Graafik on koostatud järgmiselt: kiiruste võrgu välisjoon vastab vedava rihmaratta perifeersele kiirusele $v_1 = 10$ m/sek ja sisemine joon veetava rihmaratta perifeersele kiirusele v_2 .

Nagu graafikult näha, on $v_2 < v_1$. Kiiruste võrgus on jämeda joonega märgitud rihma faktiline kiirus üksikuis rihma punktides, s. o. rihma kohalik kiirus.

Ajami rihmarataste perifeersetete kiiruste vaheline seos on määratud libisemisteguriga ε :

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1, \quad (40)$$

kus $v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ [m/sek] on vedava rihmaratta perifeerne kiirus.

Ajami ülekandearvu i määrame võllide pöörete arvude või rihmarataste läbimõõtude suhtena. Ajami tühikäigul või ligikaudselt ajami tööolukorras on ülekandearv

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (41)$$

Kuna tegelikult esineb rihma libisemine, siis tuleb ka ülekandearvu määramisel viimast arvestada, ja saame valemi ülekandearvu määramiseks valemist (40) järgmisel kujul:

$$D_2 n_2 = (1 - \varepsilon) D_1 n_1,$$

millest

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) D_1}. \quad (42)$$

Ülekandearvu täpsemal määramisel tuleb arvestada ka rihma paksust δ , eriti aga suhte $D_{min} : \delta$ väikeste väärtuste puhul. Sel korral arvutame ülekandearvu i valemiga

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2 + \delta}{(1 - \varepsilon)(D_1 + \delta)}. \quad (43)$$

3. Rihma pingus ja võllide koormus.

Et võimaldada hõõrdejõudude tekkimist rihma ja rihmarataste vahel, peame andma rihmale teatava suurusega eelpinguse S_0 , mille abil surume rihma vastu rihmarataste tööpindu. Eelpingus S_0 on rihmaharude pinguse suuruseks ajami seisvas olekus ja tühikäigul väikesel kiirusel (tühikäiguks nimetame olukorda, kus rihma poolt ülekantav võimsus $N = 0$).

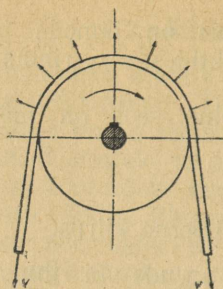
Ajami koormamisel välisjõuga P ($N > 0$) tekib rihmaharude pingustes muutus: vedav haru omab nüüd pinguse S_1 ja veetav haru S_2 , kusjuures $P = S_1 - S_2$. Suurtel kiirustel ei ole esitatud vahekord $P = S_1 - S_2$ mitte täiesti õige, kuna rihmaharude pingusele avaldab mõju ka rihma tsentrifugaaljõud V (joon. 105), mis rihma pingust suurendab. Tsentrifugaaljõust tingitud rihma pinguse arvutame valemiga

$$V = \frac{qv^2}{g}, \quad (44)$$

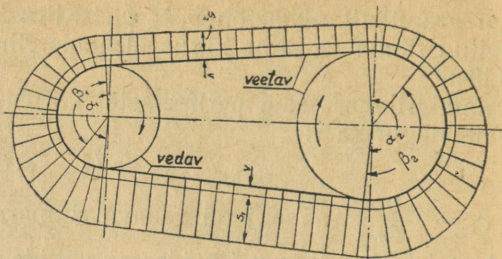
kus q on rihma ühe jooksva meetri kaal kg,

v — rihma kiirus m/sek,

g — 9,81 m/sek² — vaba langemise kiirendus.



Joon. 105.



Joon. 106.

Seega on rihma pingus tühikäigul:

$$S_0' = S_0 + V$$

ja koormamisel välisjõuga P :

$$S_1' = S_1 + V \quad \text{ja} \quad S_2' = S_2 + V.$$

Joonisel 106 on esitatud jõudude diagramm välisjõuga P koormatud rihmas. Rihmaharude pinguste muutus toimub tegelikult libisemisnurkade ulatusel, kuna piirkondades $\alpha - \beta$ on vastav rihma pingus hõõrdumise puudumise tõttu konstantse suurusega.

Koormatud rihmajami rihmaharude pinguste S_1 ja S_2 ja antud eelpingese S_0 vahel on igal hetkel maksev vahekord

$$S_1 + S_2 = 2S_0, \quad (45)$$

s. o. rihmaharude pinguste summa ajami tööolukorras on võrdne rihmaharude pinguste summaga ajami seisvas olekus. (Rihma omakaalu mõju kaasaegseil väikese võllide vahekaugusega ajamitel ei arvestata.)

Vahekordadest $S_1 + S_2 = 2S_0$ ja $S_1 - S_2 = P$ järeldub, et

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} \quad \text{ja} \quad S_2 = S_0 - \frac{P}{2}. \quad (46)$$

Eelpingust suurusega $S_0 = \frac{1}{2}(S_1 + S_2)$ võime ajami tööolukorras vaa-

delda kui rihmaharude keskmist pingust.

Rihmaharude pinguste S_1 ja S_2 omavaheline seos, sõltuvalt haardeningurgast ja rihma ja rihmaratta vahelisest hõõrdetegurist, on ligikaudselt määratud Euleri tuntud valemiga

$$S_1 = e^{f\alpha} S_2 = m S_2,$$

kus $e \approx 2,72$ on naturaallogaritmide alus,

f — hõõrdetegur,

α — haardenurk radiaanides (tavaliselt α_{\min}),

$$e^{f\alpha} = m.$$

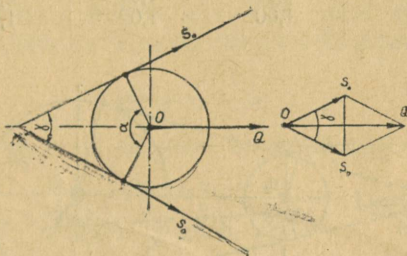
Välisjõu P ja rihmaharude pinguste summa $2S_0$ vahekorda nimetame ajami veoteguriks, s. o.

$$\varphi = \frac{P}{2S_0} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2}. \quad (47)$$

Ajami võllide koormus on määratav pinguste S_1 ja S_2 või S_0 kaudu, kui on teada ajami geomeetria. Rihma omakaalu mõju jäetakse tavaliselt arvestamata, kuna viimane võllide väikese vahekauguse juures ei oma märgatavat suurust.

Võllide koormuse arvutamiseks vaatleme ajamit eraldi tühikäigul ja tööolukorras, juhul kui $\alpha \neq 180^\circ$. Võllide koormus on üldjuhul võrdne rihmaharude pinguste geomeetrilise summaga, s. o.

$$Q = \bar{S}_1 + \bar{S}_2 = 2\bar{S}_0. \quad (48)$$



Joon. 107.

Kuna ajami tühikäigul on rihmaharude pingused võrdsed ($S_1 = S_0$ ja $S_2 = S_0$), s. t. on tegemist sümmeetrilise koormusega, siis resultantjõud Q on suunatud rataste tsentrid ühendavat sirget mööda (joon. 107) ja on

$$Q = 2S_0 \cos \frac{\gamma}{2} = 2\sigma_0 F \cos \frac{\gamma}{2} = 2\sigma_0 F \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (49)$$

kus σ_0 on rihma eelpingus,

F — rihma ristlõike pind $F = \delta b$.

Kuna rihma venimise tõttu on soovitatav esialgne eelpingus rihmas valida ca 1,5 korda suurem normaalsest, siis maksimaalne võllide koormus

$$Q_{max} \approx 1,5Q = 3\sigma_0 F \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (50)$$

Erijuhul, kui $\alpha = 180^\circ$, võime võllide koormuse arvutada veoteguri kaudu:

$$Q = 2S_0 = \frac{P}{\varphi}; \quad (51)$$

kui $\varphi > 0,5$, siis $Q < 2P$ ja $Q_{max} < 3P$,

$\varphi = 0,5$, siis $Q = 2P$ ja $Q_{max} = 3P$,

$\varphi < 0,5$, siis $Q > 2P$ ja $Q_{max} > 3P$.

Võllide koormus (surve rihmaratastele) ajami tööolukorras võrdub (joon. 108, a)

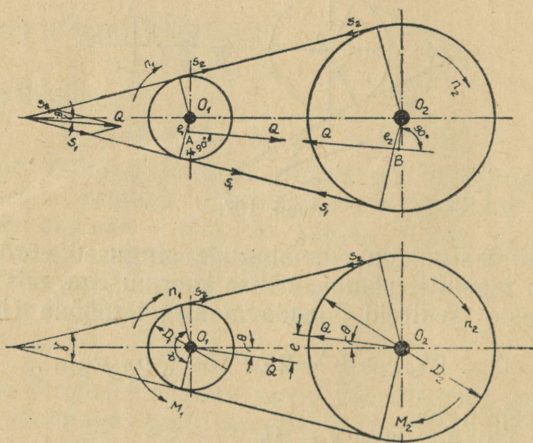
$$Q = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1 S_2 \cos \gamma} = 2S_0 \xi \cos \frac{\gamma}{2} = 2S_0 \xi \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (52)$$

$$\text{kus } \xi = \sqrt{1 + \frac{\alpha}{2} \tan^2 \frac{\gamma}{2}} = \sqrt{1 + \frac{\alpha}{2} \cot^2 \frac{\alpha}{2}}.$$

ξ väärtused, olenevalt haardenurgast α ja veotegurist φ , on esitatud tabelis 17.

Tabel 17.

φ	ξ		
	$\alpha = 180^\circ$	$\alpha = 150^\circ$	$\alpha = 120^\circ$
0,4	1,00	1,01	1,03
0,5	1,00	1,01	1,05
0,6	1,00	1,02	1,07



Joon. 108.

Nagu nähtub tabelist 17, võime tavaliste ajamite juures, kus $\alpha_{min} \geq 150^\circ$, võtta $\xi \approx 1,0$ ja arvutada võllide koormuse valemi (49) järgi.

Võllide koormuse suund on määratud nurgaga Θ (joon. 108, b) rataste tsentroid ühendavast sirgest. Nurga Θ arvutame valemiga

$$\tan \Theta = \varphi \tan \frac{\gamma}{2} = \varphi \cot \frac{\alpha}{2}. \quad (53)$$

4. Rihmas tekkivad pinged ja rihma iga.

a. Eelpingutus ja kasulik pinge rihmas.

Eelpingeks nimetame pinget rihmas, mis on tekkinud rihma eelpingutuse tagajärjel. Eelpinge on rihma pingeks ajami seisvas olekus või tühi-käigul väikese kiiruse juures. Eelpinge

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F}, \quad (54)$$

kus S_0 on rihma eelpingus kg,

$F = \delta b$ — rihma ristlõike pindala cm^2 .

Ajami tööolukorras, kus rihmaharude pingused on muutunud, on muutunud ka pinged. Pinge rihma harudes arvutatakse sel korral valemitega:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{F} \quad \text{ja} \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{F}. \quad (55)$$

Kasulik pinge k on rihma poolt tööolukorras üle kantava jõu P poolt rihmas tekitatud pinge:

$$k = \frac{P}{F}. \quad (56)$$

Nagu varem märgitud, võrdub ülekantav jõud rihmaharude pinguste vahega, järelikult võrdub ka kasulik pinge rihmaharude pingete vahega, s. o.

$$k = \sigma_1 - \sigma_2. \quad (57)$$

Vahekord pingete σ_0 , σ_1 ja σ_2 vahel on analoogiliselt varemtooduga

$$2\sigma_0 = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (58)$$

Vahekordadest (57) ja (58) järgneb, et

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{k}{2} \quad \text{ja} \quad \sigma_2 = \sigma_0 - \frac{k}{2}. \quad (59)$$

b. Pinged tsentrifugaaljõust ja rihma paindumisest rihmarattal.

Valemi (44) kohaselt tekib rihma liikumisel tsentrifugaaljõud V (joon. 105), mis tingib pinge kasvu rihmas suuruses

$$\sigma_3 = \frac{V}{F} = \frac{q}{F} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{q_0 v^2}{g} = \frac{\gamma v^2}{10g} \quad [\text{kg/cm}^2], \quad (60)$$

kus q on rihma ühe jooksva meetri kaal kg,

v — rihma kiirus m/sek,

F — rihma ristlõike pindala cm^2 ,

q_0 — 1 cm^2 -lise ristlõike pinnaga rihma ühe jooksva meetri kaal kg,

γ — rihma erikaal g/cm^3 ,

g — vaba langemiskiirendus, $g = 9,8 \text{ m/sek}^2$.

Rihma üleminekul ratastest tekib rihma paindumine, mis põhjustab paindepinge rihmas. Paindepinge arvutame valemiga

$$\sigma_4 = E \cdot \frac{\delta}{D + \delta} \approx E \cdot \frac{\delta}{D} \quad [\text{kg/cm}^2], \quad (61)$$

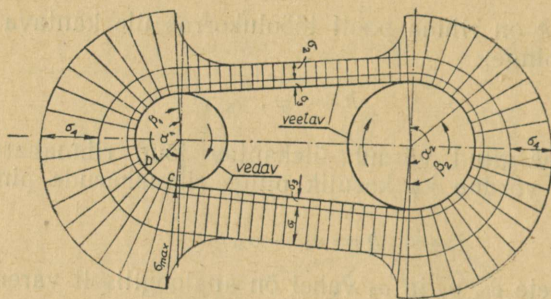
kus E on rihma elastsusmoodul kg/cm^2 ,

δ/D — rihma paksuse suhe rihmaratta läbimõõduga.

c. Summaarne pinge rihmas.

Liites vastavalt leitud pinged, saame koostada pingete epüüri töötavas rihmas (joon. 109). Nagu selgub jooniselt 109, tekib rihmas maksimaalne

pinge punktis C , s. o. vedava rihmaharu pealejooksul väiksemale rihmarattale. Tegelikult on maksimaalse pinge piirkond nurga $\alpha_1 - \beta_1$ ulatusel, kuna seal on $\sigma_1 = \text{const}$.



Joon. 109.

Maksimaalne pinge

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_3 + \sigma_4. \quad (62)$$

Valemit (62) kasutati vanemais arvutusmeetodeis rihmajami rihmatugevusele arvutamisel ristlõike pindala järgi, kus alustingimuseks oli, et

$$\sigma_{max} \leq R_t = \frac{\sigma_b}{n} \text{ [kg/cm}^2\text{]}, \quad (63)$$

kus R_t on lubatav tõmbepinge rihmas kg/cm^2 ,

σ_b — rihma tõmbetugevus kg/cm^2 ,

n — varutegur.

Kasuliku pinge arvutamiseks kasutati valemit

$$k = \frac{m-1}{m} (R_t - \sigma_3 - \sigma_4), \quad (64)$$

kus $m = e^{f\alpha}$.

Nagu hiljem selgub, ei saa summaarne pinge rihmas olla rihmajami arvutuse aluseks, kuna see ei iseloomusta mingil määral rihma veovõimet, küll aga võib see olla kriteeriumiks rihma ea määramisel.

d. Rihma iga mõjutavad tegurid.

Võrreldes rihmas tekkivaid pingeid, näeme, et väga oluliseks osutub paindepinge, mis on põhiliselt määratud vahekorraga D/δ . Eriti on see maksev kaasaegsete ajamite kohta, kus kompaktsuse eesmärgil on $D:\delta$ suhe väike.

Paindepinge on rihmas ka ainsaks pingeks, mille suurus on ajami kujundamisel teatava piirini muudetav, kusjuures σ_0 , k ja osaliselt σ_3 muutuvad seejuures vähemärgatavalt.

Seega võib rihma arvutustugevuse (maksimaalse pinge) järgi edukalt asendada kaasaegsete mõtete kohaselt ratsionaalse $D_{min}:\delta$ vahekorralikuga.

Kuna paindepinge rihmas mõjutab rihma iga kõige enam, siis on ajami kujundamisel määrava tähtsusega õige $D_{min} : \delta$ valik.

Ajami orienteeruval kujundamisel võib suhte $D_{min} : \delta$, olenevalt rihma liigist, valida tabelis 18 toodud andmete kohaselt.

Tabel 18.

Suhe $D_{min} : \delta$ olenevalt rihma liigist.

Rihma liik	$D_{min} : \delta$	
	soovitav	lubatav
Nahkrihmad	≥ 35	≥ 25
Kummeeritud rihmad	≥ 40	≥ 30
Ommeldud puuvillrihmad	≥ 50	≥ 45
Kootud puuvillrihmad	≥ 30	≥ 25
Villased kootud rihmad	≥ 30	≥ 25

Ajami lõplikul kujundamisel ja rihma mõõdete valikul tuleb kasutada tabelis 19 toodud andmeid.

Tabel 19.

Rihmaratta läbimõõt D_{min} nahk-, kummeeritud ja tekstiilrihmadele.

Rihma liik	Rihma paksus mm	Kihtide arv z	D_{min} mm	
			soovitav	lubatav
Ühekordsed nahkrihmad	3		100	80
	3,5		125	100
	4		160	125
	4,5		180	140
	5		200	160
	5,5		225	180
	6		250	200
Kahekordsed nahkrihmad	7,5		360	280
	8		400	320
	8,5		450	360
	9		500	400
	9,5		560	450
	10		630	500
Kummeeritud tekstiilrihmad $b \leq 300$ mm		2	100	80
		3	160	125
		4	225	180
		5	280	250
		6	360	320
		6	360	320
		7	450	400

Rihma liik	Rihma paksus mm	Kihtide arv <i>z</i>	D_{min} mm	
			soovitav	lubatav
Kummeeritud tekstiilrihmad $b > 300$ mm		5	320	280
		6	400	360
		7	500	450
		8	630	560
		9	800	710
Ommeldud puuvillrihmad	5,6	4	280	250
	7	5	400	360
	8,5	6	500	450
	11	8	710	630
Kootud puuvillrihmad	4	4	112	100
	6,5	6	200	180
	8,5	8	320	280
Kootud puuvillrihmad, sidekoega	5	3	160	125
	6	4	200	160
Villased kootud rihmad	6	3	180	160
	9	4	320	280
	11	5	450	400

Võrdlevaks rihma ea näitajaks on rihma ringluste arv tööolukorras kuni rihma purunemiseni materjali väsimuse tagajärjel. Ühe ringluse vältel sooritab rihm tavalises lahtises ajamis kaks painutust ja pingutsrulliga ajamis kolm. Iga painutuse vältel tekib rihmas pingete muutus. Mida suurem on rihma ringluste arv ühes ajaühikus, seda kiiremini saabub rihma materjali väsimus ja seda väiksem on rihma iga.

Rihma ringluste arvu sekundis määrame valemiga

$$u = \frac{v}{L} \text{ [p/sek]}, \quad (65)$$

kus u on rihma ringluste arv sek,

v — rihma kiirus m/sek,

L — rihma pikkus m .

Ekspluatatsiooni-andmete alusel on osutunud otstarbekohaseks valida u_{max} tavalistele lamerihmajameile normaalse rihma ea kindlustamiseks piires

$$u_{max} \leq 3 \text{ (erijuhtudel } < 5). \quad (66)$$

Suuruse u_{max} alusel on määratav ka minimaalne rihma pikkus

$$L_{min} = \frac{v}{u_{max}} \geq \frac{v}{3} \text{ kuni } \frac{v}{5} \text{ [m]}. \quad (67)$$

Valitud L_{min} , D_1 ja D_2 järgi on juba edasi määratav minimaalne völliide vahekaugus.

5. Lähteandmed rihmajami arvutamiseks.

Rihmajami teooria baseerub põhiliselt Peterburi Teaduste Akadeemia liikme Euleri klassikalisel valemil

$$S_1 = e^{f\alpha} S_2 \text{ ehk } \frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha},$$

ja Poincelet' lihtsustatud vahekorral rihma eelpinguse ja rihmaharude pinguste vahel:

$$2S_0 = S_1 + S_2.$$

Esitatud teoreetilised valemid määravad jõudude vahekorra rihmajamis ligikaudselt, kuna nende tuletamisel ei ole arvestatud võimalikke rihma deformatsioone (elastne libisemine), tsentrifugaaljõu mõju, ajami geometriat, koormuse iseloomu, hõõrdeleguri muutust jms.

Peale selle on Euler oma valemi tuletanud liikumatu silindri ja sellel libiseva kaalutu ja absoluutselt painduva niidi kohta, milline olukord tunduvalt erineb rihmajami tööolukorrast.

Vene ja nõukogude teadlased, uurides elastse vahe-elementidega ajameid, on täpsustanud analüütilisi seoseid, arvestades füüsikalisi nähtusi töötavil ajameil.

Tähendatud küsimused on valgustatud prof. N. Žukovski töös „О скольжении ремня на шкивах”.

Analüüsides prof. N. Petrovi töid, Žukovski näitas analüütiliselt rihma haardenurga ulatusel tekkivaid rihma elastse libisemise ja libisematuse piirkondi, lähtudes hõõrdeleguri püsivusest.

Prof. E. Gutjar oma töös „Скольжение ремня на шкивах” käsitleb libisemisnurga suuruse küsimust ja näitab, et just viimasest oleneb vedava ja veetava rihma haru pinguse suurus, seega peab rihmajami arvutuse aluseks olema jõudude määramine rihma harudes.

Prof. Gutjar lähtub põhiliselt kahest tingimusest, ja nimelt:

1) Hõõrdeleguri muutus, olenevalt libisemiskiirusest, on analüütiliselt määratav,

2) rihm omab teatavaid kindlaid mehaanilisi omadusi ja rihma elastsusmoodul on teada.

Kuid siiski on täiendatud analüütiliste seoste kasutamine praktilisteks arvutusteks raskendatud, kuna tegelikult puuduvad olulisemad lähteandmed mitmete suuruste, nagu rihma elastsusmooduli, hõõrdeleguri ja rihma ratsionaalse tugevusvaru kohta.

Välismaised autorid on kujundanud rea arvutusmeetodeid, mis lähtuvad põhiliselt rihma staatilisest tugevusest. Nendest tähtsamad ja enamlevinumad on rihma arvutus tugevusele rihma ristlõike pindala järgi (Grashof, Bach jt.) ja ajami arvutus rihma laiuse järgi (Gehrckens jt.). Nimetatud arvutusmeetodid on omavahel printsipiaalselt erinevad ja seega ka arvutustulemused mitte kokkusattuvad.

Nagu näitavad ekspluatatsiooni-andmed, ei iseloomusta rihma tugevus (summaarne pinge) rihma veovõimet ja tugevusele arvutatud rihm, olenevalt valitud arvutusalaalusest, võib kujuneda mitteküllaldaselt koormatuks või omada vastandjuhul libisemisnurga kogu haardenurga ulatusel.

Vanade arvutusmeetodite arvutusaluste mittevastavus tegelikkusele selgus eriti ilmekalt alates 1936. aastast, mil stahaanovliku liikumise arenemisega NSV Liidus tekkis vajadus töömasinate, eriti aga metallilõikepinde koormusnormide suurendamiseks. Olemasolevate arvutusmeetodite süstematiseerimine näitas äärmiselt kirjut pilti, kusjuures suurimaks puuduseks oli asjaolu, et tähendatud arvutusmeetodid olid kujundatud peamiselt nahkrihmadele, mille kasutamine järjest väheneb. Arvulised andmed tekstiilrihmade kohta erinesid omavahel kuni kolm korda.

Nimetatud töö tulemusena otsustati mitte baseeruda välismaistele materjalidele, vaid kujundada uus originaalne arvutusmeetod rihmajamite arvutamiseks rihma veovõime järgi.

Uue arvutusmeetodi autoriks tuleb lugeda tehn. tead. kand. dots. Beljajevit.

ЦНИИТМАШ'i juures organiseeritud eksperimentaalsete tööde ja uurimistööde tulemusena ongi NSV Liidus välja kujundatud originaalne rihmajami arvutusmeetod — rihma arvutus libisemiskõverate järgi.

Uue, originaalse arvutusmeetodi kujundamise ja uute normide püstitamise aluseks olid järgmised põhimõtted.

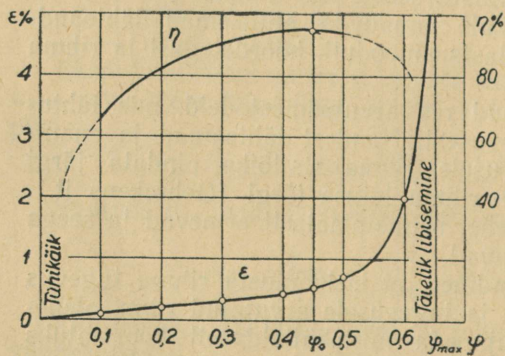
Rihmajami kui hõõrdajami eriliigi tööks on vajalik saavutada ja hoida teatavas suuruses rihma eelpingus, et vältida rihma täielikku libisemist rihmarattal. Kuna kaasaegsed rihmajami teoreetilised alused ei võimalda küllaldase täpsusega määrata vahet rihmas tekkivate pingete, rihma deformatsiooni (elastse libisemise) ja hõõrdeteguri vahel, siis rihma veovõime määramise aluseks on võetud erineva tööiseloomuga ajamite juures saadud katseandmed ja ratsionaalne ajami parameetrite valik, olenevalt rihmalt nõutavast east.

Rihma töö põhiliseks iseloomustajaks on eksperimentaalsel teel saadud libisemiskõver. Libisemiskõver on esitatud joonisel 110, kus püstteljele on märgitud rihma libisemine ε %, rõhtteljele rihma koormus (veotegur φ).

Libisemiskõver näitab rihma sidet rihmarattaga, mida esimestena uurisid vene teadlased prof. Petrov ja prof. Žukovski (1893—1894).

Libisemiskõver koos kasuteguri kõveraga esitab meile täieliku pildi rihma ja ajami tööst tühikäigust kuni täieliku libisemiseni.

Libisemiskõveral on kaks iseloomustavat piirkonda: üks piirkond $O\varphi_0$ (joon. 110) — elastse libisemise piirkond, kus libisemine on tingitud ainult rihma elastsusest ja on peaaegu võrdeline koormusega; teine piirkond $\varphi_0\varphi_{max}$ — rihma läbilibisemise ja jätkuva elastse libisemise piirkond. Siin suureneb koormuse suurenemisega kiiresti libisemine ja teatava koormuse juures algab rihma läbilibi-



Joon. 110.

semine. Viimasel juhul läheneb libisemiskõver asümptoodiliselt ordinaadile, mis on määratud vastava koormusega (veoteguriga φ_{max}).

Libisemise suurus ε_0 kriitilises punktis φ_0 on nahkrihmadel 1 kuni 2%, kummeeritud ja tekstiilrihmadel $\varepsilon_0 \leq 1\%$.

Ka ajami kasutegur omab maksimaalset väärtust kriitilises punktis φ_0 . Tavaliselt on normaalseil töötingimustel $\eta_{max} = 0,95$.

Nagu näitavad joonisel 110 toodud libisemiskõver ja kasuteguri kõver, on ratsionaalne ajam üheselt määratud. Väikeste φ väärtuste juures ($\varphi < \varphi_0$) on rihma veovõime kasutamata ja koos sellega langeb ka kohe ajami kasutegur.

Printsiipiaalselt võiks lubada ülekande teostamist ka teises piirkonnas, s. o. juhul kui $\varphi > \varphi_0$. Kuna aga libisemise tagajärjel rihm kaotab oma küljesuunalise stabiilsuse rihmarattal ning suurendatud hõõrdumise tagajärjel tekib rihma soojenemine ja intensiivne kulumine, mis võib esile kutsuda rihma katkemise, siis on soovitatav mitte ületada elastse libisemise piirkonda.

Kuna tegelikke ε ja φ piirväärtusi on raske määrata, siis on arvutuste juures otstarbekohane kasutada katseliselt saadud φ_0 keskmisi väärtusi $D: \delta = 33$ kuni 37 juures (tabel 20).

Kuigi veoteguri φ_0 suurus on valitud lähtesuuruseks ajami ratsionaalse tööviisi ja koormuse määramisel, ei tähenda see veel seda, et ajam ei või olla koormatud lühiaegselt suurema koormusega kui seda näitab φ_0 . Säärased juhused esinevad sageli ajami käitamisel ja juhuslikel lühiaegselt ülekoormuseil. Vastavate libisemiskõverate järgi on esitatud tabelis 20 ka φ_{max} ja φ_0 võimalik suhe.

Tabel 20.

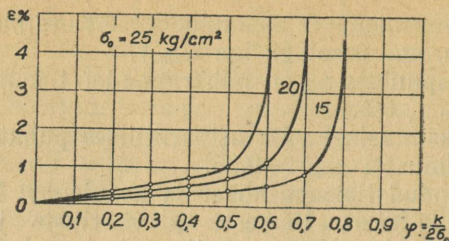
Veoteguri kriitilised suurused φ_0 ja $\varphi_{max} : \varphi_0$.

Rihma liik	φ_0	$\varphi_{max} : \varphi_0$
Nahkrihmad	0,59	1,35—1,50
Kummeeritud rihmad, $b \leq 300$ mm	0,62	1,15—1,30
$b > 300$ mm	0,57	
Õmmeldud puuvillrihmad	0,50	1,20—1,35
Kootud puuvillrihmad	0,47	1,27—1,40
Kootud villased rihmad	0,39	1,35—1,50

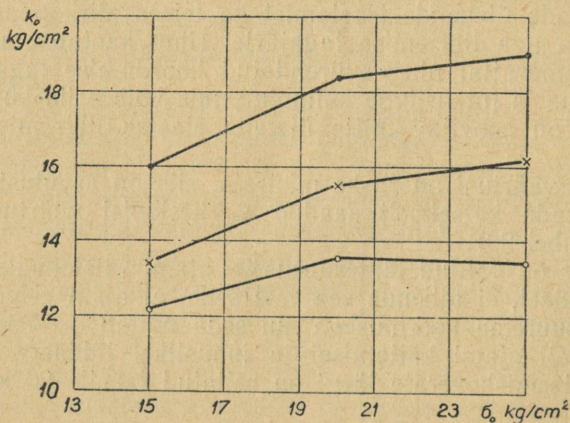
Rihma veovõime oleneb suurel määral rihma eelpingutuse suuruselt. Väike eelpingutus tingib rihma vähendatud veovõime, kuna liigne eelpingutus, mis küll suurendab mõningal määral rihma veovõimet, toob kaasa rihma ea vähenemise rihma materjali väsimuse tagajärjel. See on arusaadav ka veoteguri avaldisest (47), kui avaldame viimase pingete kaudu kriitilises punktis, s. o.

$$\varphi_0 = \frac{P}{2S_0} = \frac{k_0}{2\sigma_0}, \quad (68)$$

kus k_0 on rihma kasulik pingeline koormus kg/cm^2 ,
 σ_0 — rihma eelpepinge kg/cm^2 .



Joon. 111.



Joon. 112.

Nagu näitavad libise-miskõverad, väheneb φ_0 väärtus eelpingutuse suurenemisega (joon. 111). Kuna kasulik pinge kriitilises punktis $k_0 = \varphi_0 \cdot 2\sigma_0$, siis σ_0 suurenemine teatava piirini kompenseerib φ_0 vähenemist. Eelpinge σ_0 suurenemine üle 20 kg/cm² ei avalda enam efektiivset mõju kasuliku pinge kasvule (joon. 112).

Rihma eelpingutuse suurenemine üle teatud piiri ei ole üldiselt soovitatav, kuna peale rihma ea vähenemise suureneb ka võllide koormus ja koos sellega kaod laagreis. Pealegi on suure eelpingutuse alalhoidmine ilma eriliste pingutusseadmeteta raskendatud. Suure eelpingutuse puhul on ka rihma jääv deformatsioon suurem ja rihma tuleb sagedamini

järele pingutada. Venimine on eriti intensiivne ajami esimesel tööperioodil (5 kuni 10 tunni vältel), kuna hiljem venimine väheneb.

NSV Liidus teostatud uurimuste tulemusena valitakse normaaltingimustes töötavaile lamerihmadele eelpinge $\sigma_0 = 18$ kg/cm², seega vajalik eelpingus

$$S_0 = \sigma_0 F = \sigma_0 \delta b \text{ [kg]}. \quad (69)$$

Üldiselt on soovitatav σ_0 valida järgmiselt:

1) $\sigma_0 = 14$ kuni 16 kg/cm² — kui on tegemist minimaalse võllide vahekaugusega A , kusjuures $A = \text{konst}$. Samuti vertikaalseil ajameil, kus rihma kaal avaldab eelpingutusele negatiivset mõju.

2) $\sigma_0 = 18$ kg/cm² — kui on tegemist suure võllide vahekaugusega horisontaalsetel või horisondi suhtes kuni 60° kaldu asetsevate ajamitega. Siinjuures $A = \text{konst}$. Rihma omakaal avaldab antud juhul eelpingutusele positiivset mõju. Eelpinge $\sigma_0 = 18$ kg/cm² valitakse ka juhul kui $A = \text{var}$, kusjuures rihma pingutamine toimub perioodiliselt või pidevalt.

3) $\sigma_0 = 20$ kg/cm², kui on tegemist automaatselt reguleeritava eelpingutusega (ajamid pingutusrulliga).

Uute või pikemat aega kasutamata seisnud rihmade ratastele asetamisel tuleb anda rihmale venitamise eesmärgil normaalsest suurem eelpingutus. Sel juhul valitakse $\sigma_0' \approx 1,5\sigma_0$ ($\sigma_0' = 25$ kuni 30 kg/cm²). Pikemat aega

töötanud rihmad hoiavad võrdlemisi hästi antud eelpingutust, mille tõttu viimaste kasutamisel puudub vajadus eelpingutuse suurendamiseks üle vajaliku normaalsuuruse. Kui rihma pinguse reguleerimine on raskendatud, siis võib viimasel juhul suurendada eelpingust vaid 10 kuni 20% ($\sigma_0' = 20$ kuni 22 kg/cm²).

Rihma eelpingutust tuleb ajamis aeg-ajalt kontrollida. Lihtsamaks mooduseks eelpingutuse suuruse kontrollimiseks on raskuse riputamine rihmale (joon. 113). Rihmaharu keskele riputatakse vastava rakise abil raskus G . Raskuse G kaaluks valitakse olenevalt rihma mõõteist 1 kuni 20 kg (koos rakisega). Normaalaraskuseks oleks 1—5 kg ja laiade ning pikkade rihmade juures 10—20 kg.

Mõõte täpsuse suurendamiseks peab suurus y (joon. 113) olema küllalt suur. Eelpinguse arvutamiseks mõõdame suuruse y ja rihmaharu kaldenurga ν . S_0 on antud juhul määratav valemiga

$$S_0 = \frac{Gt}{2y} \cos \beta \quad (70)$$

ja

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F} \quad (71)$$

σ_0 määramine antud moodusel annab tavaliselt suurendatud tulemused 1 kuni 2 kg/cm² piires, mida tuleb kontrolli teostamisel arvestada.

Järgmiseks teguriks, mis mõjutab rihma veovõimet, on väiksema rihmaratta läbimõõt D_{min} . Rihma veotegur φ_0 , järelikult ka kasulik pingeline k_0 kriitilises punktis on olenev väiksema rihmaratta läbimõõdust D_{min} ja väheneb viimase vähenemisega. Nimetatu on seletatav asjaoluga, et rihma ja rihmaratta vaheline hõõrdetegur väheneb pindsurve suurenemisega, mille olukord tegelikult esinebki väiksema läbimõõduga rattal.

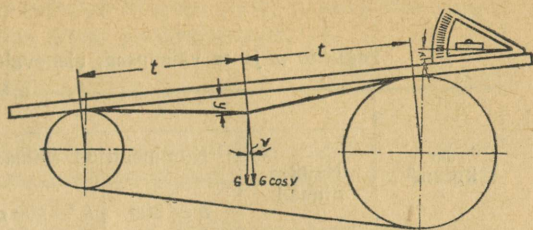
Kasutades libisemiskõveratelt saadud andmeid, saame järgmise vahekorra kasuliku pingeline k_0 ja vahekorra $\delta : D$ vahel:

$$k_0 = a - \omega \cdot \frac{\delta}{D} \text{ [kg/cm}^2\text{]}. \quad (72)$$

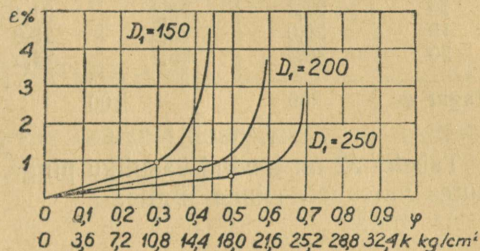
Nagu näitavad katseandmed, tegur ω arvuline suurus ei olene eelpingest σ_0 ja on konstantne suurus vastavale rihma liigile.

Tegur a oleneb eelpingest ja suureneb eelpingutuse suurenemisega.

Tegurite a ja ω arvulised suurused on esitatud tabelis 21.



Joon. 113.



Joon. 114.

Tabel 21.

Tegurite a ja w väärtused, olenevalt eelpingest σ_0 ja rihma liigist.

σ_0 kg/cm ²	Tegur a					
	Nahk- rihmad	Kummeeritud rihmad		Puu villrihmad		Kootud villased rihmad
		$b \leq 300$	$b > 300$ mm	õmmeldud	kootud	
14	25,5	21,2	19,6	20,1	18,4	16,1
16	27,3	23,2	21,4	21,6	19,8	17,1
18	29,0	25,0	23,0	23,0	21,0	18,0
20	30,6	26,7	24,5	24,2	22,1	18,8
Tegur w	300	100		200	150	150

Tabelis 22 on toodud kasuliku pinge k_0 suurused eelpinge $\sigma_0 = 18$ kg/cm² juures vastavalt rihma liigile.

Tabel 22.

 k_0 suurused $\sigma_0 = 18$ kg/cm² juures olenevalt suhtest $D : \delta$.

Rihma liik	$D : \delta$									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
	k_0 kg/cm ²									
Nahkrihmad	(14,0)	17,0	19,0	20,4	21,5	22,3	23,0	24,0	25,0	26,0
Kummeeritud rihmad										
$b \leq 300$ mm	—	(12,0)	21,7	22,1	22,5	22,8	23,0	23,3	23,7	24,0
$b > 300$ mm	—	—	—	—	(20,5)	20,8	21,0	21,3	21,7	22,0
Õmmeldud puuvillrihmad					(18,0)	18,5	19,0	19,7	20,3	21,0
Kootud puuvillrihmad	(13,5)	15,0	16,0	16,7	17,2	17,7	18,0	18,5	19,0	19,5
Kootud villased rihmad	(10,5)	12,0	13,0	13,7	14,2	14,7	15,0	15,5	16,0	16,5

Märkus: Uute ajamite projekteerimisel ei ole soovitatav sulgudes olevaid k_0 väärtusi rakendada.

On oluline märkida, et avaldis $w \cdot \frac{\delta}{D}$ valemis (72) ei oma midagi ühist pingega rihma paindumisest ümber rihmaratta, mille avaldis omas kuju $\sigma_4 = E \cdot \frac{\delta}{D}$.

Eksperimentaalsel teel saadud kasuliku pinge avaldis (valem 72) on koostatud järgmistel tingimustel: $\alpha = 180^\circ$, $v = 10$ m/sek, ühtlane ja löökida koormus. Kasulikku pinget k_0 nimetatakse sageli ka tingimuslikuks kasulikuks pingeks.

Juhul, kui ajam ei vasta ülaltähendatud tingimustele, arvutatakse tegelikult võimalik kasulik pinge k , viies sisse parandusteguri C :

$$k = k_0 C \text{ [kg/cm}^2\text{]}. \quad (73)$$

Parandustegur C koosneb tegelikult reast tegureist, millede suurused on osaliselt määratud katseliselt, osaliselt praktiliste andmete ja teoreetiliste kaalutluste varal.

Üldiselt $C = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3$, kus tegur C_1 on ajami geometriast sõltuv tegur, C_2 — kiiruse tegur, C_3 — töörežiimi tegur.

Ajami geometriast sõltuv tegur C_1 arvestab haardenurga α muutmise mõju. Tegur C_1 arvutatakse valemiga

$$C_1 = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha), \quad (74)$$

kus α on rihma ja väiksema rihmaratta vaheline haardenurk, või valitakse tabelist 23.

Tabel 23.

Teguri C_1 arvulised suurused, sõltuvalt haardenurgast.

α°	150 ⁰	160 ⁰	170 ⁰	180 ⁰
C_1	0,91	0,94	0,97	1,0

Kiiruse tegur C_2 arvestab rihma tsentrifugaaljõudude mõju, mistõttu rihma surve rihmarattale väheneb. Teguri C_2 arvutame valemiga

$$C_2 \approx 1,04 - 0,0004v^2, \quad (75)$$

kus v on rihma kiirus m/sek.

C_2 arvulised suurused on esitatud tabelis 24.

Tabel 24.

Teguri C_2 arvulised suurused, olenevalt rihma kiirusest v m/sek.

v m/sek	1	5	10	15	20	25	30
C_2	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

Töörežiimitegur C_3 arvestab koormuse iseloomu ja kestust. C_3 on olenev ajami ülesandest ja jõuallika liigist. Teguri C_3 näitlikud suurused on esitatud tabelis 25.

Teguri C_3 näitlikud suurused.

Käitatavad masinad			Jõumasina liik vedaval võllil					
			Grupp A			Grupp B		
Klass	Koormuse iseloom	Masina nimetus	Alalisvoolu mootorid; vahelduvvoolu ühefaasilised mootorid; vahelduvvoolu asünkroonmootorid otsesideankruka, vee- ja auruturbiinid			Vahelduvvoolu sünkroonmootorid; vahelduvvoolu asünkroonmootorid kontaktrõngastega; transmissioonivõllid; sise põlemismootorid ja aurumasinad		
			1	2	3	1	2	3
I	Kerge käivituskoormus kuni 120% normaalsest. Peaaegu püsiv töökoormus	Mitte suured ventilaatorid ja ääsipuhurid, tsentrifugaal- ja rotatsioonpumbad ja kompressorid, treikeerme-, puur- ja lihvipingid; dünamod (generaatorid); lint-transportöörid jt.	1,0	0,9	0,8	0,9	0,8	0,7
II	Käivituskoormus kuni 150% normaalsest. Tähtsusetu töökoormuse kõikumine	Kerged transmissioonijamid, frees-, hamba-frees- ja automaatpingid; kolbpumbad ja kompressorid suhteliselt raske hoorattaga; plaattransportöörid jt.	0,9	0,8	0,7	0,8	0,7	0,6
	Käivituskoormus kuni 200% normaalsest. Tunduvad töökoormuse kõikumised	Reversiivajamid hõõvel-, püsthõõvel- ja hambahõõvelpingid; kolbpumbad ja kompressorid suhteliselt kerge hoorattaga; tigu- ja kopp-transportöörid; elevaatorid; spindel- ja eks-sentrikpressid suhteliselt raske hoorattaga; kudumis-, ketramis- ja vaatermasinad jt.	0,8	0,7	0,6	0,7	0,6	0,5

			1	2	3	1	2	3
IV	Käivituskoormus kuni 300% normaal- sest, väga ebahütlane ja isegi löögiline töökoormus	Tõstukid; ekskavaatorid, bagermasinad, süvendajad; savisõtkujad; saekaatri raamid; vilja-, kuul- ja valtsveskid, käärid, purustajad (peenestajad); vasarad jt.	0,7	0,6	0,5	0,6	0,5	0,4

Märkus: 1 — ühevahetuseline, 2 — kahevahetuseline ja 3 — kolmevahetuseline (pidev) töö.

IV. RIHMAJAMI ARVUTUS.

1. Lamerihmajami arvutus.

Olenevalt vajadusest määrata arvutuse teel mõõted uuele, projekteeritavale ajamile või kontrollida olemasoleva ajami mõõteid, viiakse arvutus läbi kummalgi juhul erinevalt.

a. Rihmajami arvutus projekteerimisel.

Projekteeritava rihmajami arvutamiseks on vaja teada järgmisi andmeid:

- ajami otstarve ja töötamise tingimused (jõumasina tüüp, ajami iseloom, pideva töötamise kestus, koormuse režiim, õhu temperatuur jne.),
- ülekantav maksimaalne võimsus HJ,
- vedava ja veetava võlli pöörete arvud minutis.

Mõningal juhul võib olla orienteeruvalt ette antud ka ajami võllide vahekaugus või ühe rihmaratta läbimõõt, mis teatava piirini lihtsustab arvutust, kuid ei muuda viimase olemust.

Arvutusega tuleb määrata rihma mõõted (laius, paksus ja pikkus), rihmarataste läbimõõdud ja laiused, võllide vahekaugus ja võllide koormused.

Arvutuse teostamiseks valitakse kõigepealt antud tingimustele vastav rihma liik, lähtudes siinjuures ka viimase saadavusest. Mitme rihmaliigi olemasolul on otstarbekohane teostada arvutus kõikidele võimalikkudele variantidele ja rihma lõplik valik otsustada soodsaima tulemuse põhjal.

Edasi tuleb määrata rihmarataste läbimõõdud, mida on võimalik teostada kahel viisil.

Esimene viis seisab selles, et valitakse orienteeruvalt rihma kiirus piirides $v = 10$ kuni 20 m/sek (erijuhtudel 5 kuni 25 m/sek). Antud rihma kiiruse ja võllide pöörete arvude kaudu leitakse rihmarataste läbimõõdud (libisemist arvestamata) vahekordadest:

$$D_1 = \frac{60v}{\pi n_1} \text{ ja } D_2 = iD_1,$$

kus D_1 ja D_2 on vastavalt vedava ja veetava rihmaratta läbimõõdud ($D_2 > D_1$),

v — rihma kiirus m/sek,

$i = \frac{n_1}{n_2}$ — ajami ülekandearv, kus n_1 ja n_2 on vastavalt vedava ja veetava ratta pöörete arvud minutis.

Kui on vajalik taotleda ülekandearvus suuremat täpsust, määrame veetava rihmaratta läbimõõdu, arvestades ka rihma võimalikku libisemist rihmarattal. Libisemise suurus ε võetakse tavaliselt: kummeeritud ja tekstiilrihmadel $\varepsilon = 1\%$, nahkrihmadel — $\varepsilon \approx 1,5\%$. Sel puhul saame veetava rihmaratta läbimõõdu määramiseks vahekorra valemist (43):

$$D_2 n_2 = (1 - \varepsilon) D_1 n_1. \quad (76)$$

Teisel viisil määratakse väiksema rihmaratta läbimõõt prof. Saverini poolt koostatud empiirilise valemiga:

$$D_{min} = (1000 \text{ kuni } 1200) \sqrt[3]{\frac{N}{n_{max}}} \text{ [mm]}, \quad (77)$$

kus N on ülekantav võimsus HJ,

n_{max} — ajami kiiremini pöörleva võlli pöörete arv minutis.

Saadud tulemuse järgi tuleb kontrollida rihma kiirust:

$$v = \frac{\pi D_{min} n}{60} \leq v_{max},$$

kus $v_{max} = 25$ (30) m/sek on lubatav rihma kiirus lahtistes ajamites.

Ühel või teisel viisil orienteeruvalt määratud rihmarataste läbimõõdud võivad edasisel arvutusel muutuda. Rihmarataste lõplikude läbimõõtude määramisel tuleb juhendada normiga OCT 1655 antud läbimõõtude reast (tabel 13), korrigeerides vajaduse korral ka ajami ülekandearvu.

OCT 1655 järgi on soovitat ümardada väiksema rihmaratta läbimõõtu ülespoole, suuremat — allapoole.

Rihma minimaalse pikkuse L_{min} määrame, lähtudes rihma kiirusest v :

$$L_{min} \geq \frac{v}{3} \text{ kuni } \frac{v}{5} \text{ [m]},$$

kus v on rihma kiirus m/sek.

Võllide minimaalse vahekauguse A_{min} määrame valemiga (38), (39):

$$A_{min} \approx \frac{2L - \pi(D_{max} + D_{min}) + \sqrt{[2L_{min} - \pi(D_{max} + D_{min})]^2 - 8(D_{max} - D_{min})^2}}{8}.$$

A_{min} võib määrata ka orienteeruvalt järgmise empiirilise valemiga:

$$A_{min} \geq 2(D_{max} + D_{min}).$$

Saadud võllide vahekaugus A_{min} on tegelikult piirsuuruseks. Tegelikult võllide vahekauguse A valime, lähtudes ajami konstruktsioonist. Igal juhul on soovitat, et $A \geq A_{min}$. Juhul, kui osutub vajalikuks, et $A < A_{min}$, tuleb arvestada rihma ea vähenemist.

Pärast võllide vahekauguse lõplikku valikut arvutame rihma geomeetriselise pikkuse valemiga (35):

$$L = 2A + 0,5\pi(D_{max} + D_{min}) + \frac{(D_{max} - D_{min})^2}{4A}$$

Rihma arvatud geomeetrisest pikkusest tuleb suurendada, kui rihma lõputuks kujundamine toimub ülekattega.

Rihma ja väiksema rihmaratta vaheline haardenurk ei tohi olla alla 150° . Vastasel korral tuleb suurendada võllide vahekaugust või kujundada ajam pingutusrulliga.

Haardenurga α_{min} määrame valemiga (30):

$$\alpha_{min} \approx 180^\circ - \frac{D_{max} - D_{min}}{A} \cdot 60^\circ$$

Lähtudes väiksema rihmaratta läbimõõdust D_{min} , valitakse nimetatud läbimõõdule võimalik rihma paksus (kihtide arv) tabelist 19. Rihma paksus võib olla ka väiksem, kuid mingil juhul ei tohi ta olla suurem tabelis 19 toodud normidest.

Tingimuslik kasulik pingeline k_0 valitakse tabelist 20, juhul, kui eelpingeline $\sigma_0 = 18 \text{ kg/cm}^2$, või arvutatakse valemiga (72):

$$k_0 = a - w \cdot \frac{\delta}{D} [\text{kg/cm}^2],$$

kusjuures teguri a suurus tuleb valida tabelist 21 vastavalt eelpingele.

Praktiliselt võimaliku kasuliku pingeline leiame valemiga (73):

$$k = k_0 C = k_0 C_1 C_2 C_3 [\text{kg/cm}^2].$$

Tegurite C_1 , C_2 ja C_3 suurus, olenevalt haardenurgast, rihma kiirusest v ja ajami töö iseloomust, mootori tüübist ja töö kestusest, valime tabeleist 23, 24 ja 25, kasutades vajaduse puhul interpoolimist.

Arvatud kasuliku pingeline k ja rihma paksuse järgi leiame rihma ristlõike pindala ja laiuse valemitega

$$F = \delta b = \frac{P}{k} [\text{cm}^2],$$

kus

$$P = \frac{75N}{v} [\text{kg}],$$

ja

$$b = \frac{F}{\delta} [\text{cm}].$$

Kui on ette antud suhe $D : \delta$, siis, teades D väärtust, arvutatakse δ ja ümardatakse saadud tulemus normides ette nähtud suuruseni.

Arvatud rihma laiuse b järgi valitakse tabelist normidele vastav laius.

Saadud arvutustulemuste normidele mittevastavuse korral valitakse teine rihma kiirus või rihmaratta läbimõõt ja korratakse arvutust.

Määranud lõplikud rihma mõõded, valime vajaliku rihmaratta laiuse B tabelist 13.

On soovitatav, et $D_{max} : B$ oleks piirides

$$6 \leq \frac{D_{max}}{B} \leq 12,$$

kusjuures suhte suuremad väärtused (10 kuni 12) on võimalikud ainult hästi valmistatud ja korralikult monteeritud ajameis.

Edasi leiame võllide koormused [valemid (48) kuni (52)].

Maksimaalne koormus (algkoormus või koormus pärast rihma järelepingutamist)

$$Q_{max} \approx 3\sigma_0 F \sin \frac{\alpha}{2},$$

normaalkoormus

$$Q = 2\sigma_0 F \sin \frac{\alpha}{2},$$

kus α on rihma ja rihmaratta vaheline haardenurk. Kui $\geq 150^\circ$, võib võtta $\sin \frac{\alpha}{2} \approx 1$.

Nurga Θ , mis määrab jõudude kõrvalekaldumise rihmarataste tsentreid ühendavast joonest pöörlemise suunas, leiame valemiga (53):

$$\tan \Theta = \varphi \cot \frac{\alpha}{2} = \frac{P}{2S_0} \cot \frac{\alpha}{2} = \frac{k}{2\sigma_0} \cot \frac{\alpha}{2},$$

kus φ on veotegur:

$$\varphi = \frac{P}{2S_0} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2}.$$

Esitatud arvutusmetoodika on rakendatav tavaliste lahtiste rihmajamite arvutamiseks, kusjuures võivad tulla kõne alla ka lahtised rihmajamid juhtrullidega. Viimasel juhul on rihma ja ratta vaheline nurk, samuti rihma-harude-vaheline nurk olenev juhtrullide asetusest.

Ristuva rihmaga ja nurgi-asetsevate võllidega ajamite arvutamisel tuleb C määramisel juurde veel ajami liigist tingitud tegur C_0 , seega

$$C = C_0 C_1 C_2 C_3, \quad (78)$$

kus C_0 väärtused on järgmised:

tavalised lahtised rihmajamid	$C_0 = 1,0;$
ristuva rihmaga ajamid	$C_0 = 0,75$ kuni 0,85;
nurgi-asetsevate võllidega rihmajamid, juhtrullidega või ilma	$C_0 = 0,70$ kuni 0,80.

Viimasel juhul, nagu varem tähendatud, tuleb piirduda rihma kiirusega $v \leq 15$ m/sek ja suurused γ , a ja L leida valemitega (31), (32), (33), (36) ja (37).

b. Rihmajami kontrollarvutus.

Olemasoleva ajami kontrollarvutuse teostamiseks peab olema teada:

- ajami otstarve ja töötamistingimused;
- ajami ühe völli pöörete arv minutis, tavaliselt on selleks veetava völli pöörete arv;
- rihma liik (materjal) ja mõõted (laius ja paksus);
- völli vahed kaugus A , rihmarataste läbimõõdud D_1 ja D_2 ja laius B ;
- juhtrullide olemasolul viimaste asetus ja läbimõõt D_0 . Peale nimetatute on oluline teada veel rihma eelpinge suurust σ_0 .

Juhul, kui rihm puudub, tuleb rihma ristlõike mõõted määrata, võttes aluseks rihmaratta laiuse B ja läbimõõdu D . Rihma laiuse b leiame OCT 1655 järgi, δ — vahekorrad $D : \delta \geq D_{min} : \delta$ (tabel 18) või otseselt tabelist 19.

Arvutuse sihiks antud juhul on määrata ajami poolt võimalik ülekantav võimsus HJ ja ajami hindamine rihma töövõimelisuse ja ea järgi.

Arvestuse teostamiseks leiame kõigepealt rihma kiiruse $v = \frac{\pi D n}{60}$ [m/sek] ja väiksema haardenurga valemiga (30).

Rihma olemasolul määrame katsetega rihma eelpinge σ_0 . Rihma puudumisel valime σ_0 suuruse vastavalt valitud rihmale. Suuruse σ_0 järgi arvutame tingimusliku kasuliku pinge k_0 [valem (72) ja tabel 21].

Edasi määrame praktiliselt võimaliku kasuliku pinge:

$$k = k_0 C = k_0 C_1 C_2 C_3 \text{ [kg/cm}^2\text{]},$$

tegurid C_1 , C_2 ja C_3 leiame tabelitest 23, 24 ja 25.

Suuruse k järgi arvutame lubatava perifeerse jõu:

$$P = Fk = b\delta k \text{ [kg]},$$

kus $F = b\delta$ on rihma ristlõike pind cm^2 .

P kaudu leiame võimaliku ülekantava võimsuse:

$$N = \frac{Pv}{75} \text{ [HJ]}.$$

Järgneb ajami hindamine töövõimelisuse ja rihma ea seisukohalt.

Töövõimelisuse hindamiseks tuleb kõrvutada lubatav arvutatud võimsus tegelikult üle kantava võimsusega, märkida ära rihma minimaalne haardenurk (α_{min} peab olema $\geq 150^\circ$), ja rihma kiirus (peab olema piires 5 kuni 25 m/sek).

Rihma ea seisukohalt tuleb võrrelda tegelikku vahedkorda $D : \delta$ lubatava vahekorraga $D_{min} : \delta$ ja kontrollida rihma pöörete arvu valemiga

$$u = \frac{v}{L} \leq u_{max},$$

kus u_{max} on lubatav rihma pöörete arv sekundis, $u_{max} = 3$ kuni 5.

Tuleb hinnata ajami kõlblikkust ka temperatuuri ja niiskuse seisukohalt.

Ristuva rihmaga või nurgi-asetsevate völli dega ajamite kontrollarvutuse teostamiseks tuleb juhendada uue ajami arvutuse lõpul toodud märkustest.

Näide 1: Arvutada rihmajam treipingi käitamiseks elektrimootorilt АД-42/4 (kontaktõngastega asünkroonmootor), võimsusega $N = 5,8$ kW, pöörete arvuga $n_1 = 1445$ p/min. Treipingi veetava võlli pöörete arv $n_2 = 320$ p/min. Rihmaks valida kootud puuvillrihm. Olemasolev mootor on ilma rihmarattata.

1. Arvutuslik võimsus [HJ]:

$$N = 5,8 \cdot 1,36 = 7,9 \text{ HJ.}$$

2. Valime rihma kiiruse piirides $v = 10$ kuni 20 m/sek.

Valitud on rihma kiiruseks $v = 15$ m/sek.

3. Vedava rihmaratta läbimõõt empiirilise valemiga

$$D_1 = (1000 \text{ kuni } 1200) \sqrt[3]{\frac{N}{n_{max}}} = 159 \text{ kuni } 191 \text{ mm.}$$

OCT 1655 järgi võib valida $D_1 = 160$ mm ja 180 mm.

Valime $D_1 = 180$ mm.

4. Rihma kiirus

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,18 \cdot 1445}{60} = 13,6 \text{ m/sek.}$$

5. Veetava rihmaratta läbimõõt, arvestades libisemist $\varepsilon = 1\%$:

$$D_2 = \frac{(1 - \varepsilon) D_1 n_1}{n_2} = \frac{(1 - 0,01) \cdot 180 \cdot 1445}{320} = 800 \text{ mm.}$$

Arvutatud D_2 vastab OCT 1655-le.

6. Soovitav rihma minimaalne pikkus

$$L_{min} = \frac{v}{3} = \frac{13,6}{3} \approx 4,5 \text{ m.}$$

Valime orienteeruvalt $L = 5$ m.

7. Võllide vahekaugus, kui $L = 5$ m, on:

$$A = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} = \frac{2 \cdot 5,0 - \pi(0,8 + 0,18) + \sqrt{[2 \cdot 5,0 - \pi(0,8 + 0,18)]^2 - 8(0,8 - 0,18)^2}}{8} \approx 1,7 \text{ m.}$$

Valime $A = 2$ m, mis vastab ka ligikaudselt empiirilisele vahekorrale $A_{min} \geq 2(D_2 + D_1) = 2(0,8 + 0,18) = 1,96$ m.

8. Rihma minimaalne haardnurk

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ = 180^\circ - \frac{800 - 180}{2000} \cdot 60^\circ \approx 161^\circ.$$

9. Rihma pikkus, lähtudes võllide valitud vahekaugusest:

$$L = 2A + 0,5\pi(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 2 + 0,5\pi(0,8 + 0,18) + \frac{(0,8 - 0,18)^2}{4 \cdot 2} \approx 5,6 \text{ m.}$$

Rihma lõpliku pikkuse määramise olenevalt rihma ühendusviisist. Ülekattega liite korral tuleb pikkust ülekatte ulatuse võrra suurendada.

10. Tabelist 19 valime kootud puuvillrihma paksuse vastavalt läbimõõdule $D_1 = 180$ mm:

$$\delta = 6,5 \text{ mm.}$$

11. Nõuame rihma eelpinget $\sigma_0 = 18$ kg/cm².

12. Arvutame tingimusliku kasuliku koormuse [valem (72)], valides tabelist 21, $a = 21,0$ ja $w = 150$

$$k_0 = a - w \frac{\delta}{D} = 21 - 150 \cdot \frac{6,5}{180} = 15,6 \text{ kg/cm}^2.$$

13. Ajami geometriast sõltuv tegur C_1 (tabel 23) haardenurkale $\alpha_1 = 161$:

$$C_1 = 0,94.$$

14. Kiiruseteguri C_2 kiirusele $v = 13,6$ m/sek leiame tabelist 24 interpolimisega:

$$C_2 \approx 0,96.$$

15. Töörežiimi-tegur C_3 tabelist 25:

$$C_3 = 0,9.$$

16. Kasulik pinge

$$k = k_0 C_1 C_2 C_3 = 15,6 \cdot 0,94 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \approx 12,7 \text{ kg/cm}^2.$$

17. Perifeerne jõud

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 7,9}{13,6} = 44 \text{ kg.}$$

18. Rihma vajalik ristlõike pind

$$F = \frac{P}{k} = \frac{44}{12,7} \approx 3,5 \text{ cm}^2.$$

19. Vajalik rihma laius

$$b = \frac{F}{\delta} = \frac{3,5}{0,65} = 5,4 \text{ cm.}$$

Valime tabelist 5 vastavalt rihma paksusele $\delta = 6,5$ mm laiuse $b = 60$ mm.

20. Rihmaratta laiuse B valime OCT 1655 järgi tabelist 13. Rihma laiusele $b = 60$ mm vastab ratta laius

$$B = 70 \text{ mm.}$$

21. D_2 ja B suhe:

$$\frac{D_2}{B} = \frac{800}{70} = 11,4,$$

mis näitab, et ajami valmistamine ja montaaž peab olema kvaliteetne.

22. Völlide koormused:

$$Q_{max} = 3\sigma_0 F \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 3 \cdot 18 \cdot 3,5 \cdot \sin \frac{161}{2} = 186 \text{ kg};$$

$$Q = \frac{2}{3} Q_{max} = \frac{2}{3} \cdot 186 = 124 \text{ kg}.$$

Näide 2: Raske hoorattaga varustatud kolbpumba ajam on kujundatud lahtise rihmajamina kummeeritud tekstiilrihmaga. Rihmarataste läbimõõdud: $D_1 = 700$ mm, $D_2 = 3000$ mm, laius $B = 500$ mm. Völlide vahekaugus $A = 6$ m.

On vajalik valida rihma mõõted ja kontrollida, kas olemasolev alalisvoolumootor, võimsusega $N = 135$ kW ja pöörete arvuga $n_1 = 600$ p/min, on sobiv pumba käitamiseks.

Mootor on asetatud rööbastele, seega tekitatakse rihma pingus völli radiaalse nihutamiseega. Ajam töötab kahes vahetuses.

1. Rihmaratta laiuksle $B = 500$ mm vastab OCT 1655 järgi rihma laius $b = 450$ mm (tabel 13).

2. Rihmaratta läbimõõdule $D_1 = 700$ mm vastab tabelis 19 maksimaalne kihtide arv $z = 9$. Valime lõigatud servadega, vahekihtidega kummeeritud rihma — liik A (tabel 3), kihtide arvuga $z = 8$, mis annab rihma paksuseks $\delta = 12,8$ mm.

3. Rihma kiirus

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,7 \cdot 600}{60} = 22 \text{ m/sek}.$$

4. Rihma ja väiksema ratta vaheline haardenurk

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ = 180^\circ - \frac{3,0 - 0,7}{6,0} \cdot 60^\circ = 157^\circ.$$

5. Rihma eelpingeks valime antud juhul $\sigma_0 = 16$ kg/cm², kuna ajam ei ole isepingutuv.

6. Arvutame tingimusliku kasuliku pinge, valides tabelist 21 a ja w väärtuse valemisse (72). Laiusele $b > 300$ mm vastab antud juhul väärtus $a = 21,4$ ja $w = 100$:

$$k_0 = a - w \cdot \frac{\delta}{D_1} = 21,4 - 100 \cdot \frac{12,8}{700} = 19,6 \text{ kg/cm}^2.$$

7. Teguri C_1 haardenurgale 157° leiame tabelist 23 interpoolimisega:

$$C_1 = 0,93.$$

8. Teguri C_2 kiirusele $v = 22$ m/sek leiame tabelist 24 samuti interpoolimise teel:

$$C_2 = 0,81.$$

9. Teguri C_3 valime tabelist 25:

$$C_3 = 0,8.$$

10. Kasulik pinge

$$k = k_0 C_1 C_2 C_3 = 19,6 \cdot 0,93 \cdot 0,81 \cdot 0,8 = 11,8 \text{ kg/cm}.$$

11. Rihma ristlõike pindala

$$F = \delta \cdot b = 1,28 \cdot 45,0 = 57,7 \text{ cm}^2.$$

12. Lubatav perifeerne jõud

$$P = kF = 11,8 \cdot 57,7 = 680 \text{ kg}.$$

13. Lubatav võimsus

$$N = \frac{Pv}{75} \approx 200 \text{ HJ}.$$

14. Võllide koormused:

$$Q_{max} = 3\sigma_0 F \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 3 \cdot 16 \cdot 57,7 \cdot \sin \frac{157^\circ}{2} = 2710 \text{ kg};$$

$$Q = \frac{2}{3} Q_{max} = \frac{2}{3} \cdot 2710 = 1800 \text{ kg}.$$

15. Valitud rihm võimaldab kahevahetuselise töö korral üle kanda mitte ainult normaalse võimsuse, vaid ka kestva ülekoormuse 10% ulatuses ($N = 1,36 \cdot 1,35 = 183 \text{ HJ} < 200 \text{ HJ}$).

Rihma pikkus

$$L = 2A + 0,5 \cdot \pi(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 6 + 0,5\pi(3,0 + 0,7) + \\ + \frac{(3,0 - 0,7)^2}{4 \cdot 6} = 17,9 \text{ m},$$

mis annab rihma pöörete arvuks sekundis

$$u = \frac{v}{2} = \frac{22}{17,9} = 1,23,$$

mis on väiksem kui rihma ea seisukohalt lubatav ($u_{max} = 3$).

2. Lamerihmajam pingutusrulliga.

a. Üldosa.

Pingutusrulli kasutame lamerihmajamil neil juhtudel, mil suurest ülekandearvust tingituna rihma minimaalne haardenurk osutub väiksemaks lubatavast minimaalsest suurusest ja kui võllide vahekauguse suurendamine haardenurga suurendamiseks ei ole võimalik. Samuti kasutatakse pingutusrulli juhul, kui võllide vahekaugus $A < 0,5A_{min}$.

Pingutusrulli asukohaks on alati rihma veetav haru, kuna viimases on tööolukorras väiksem pinge, mistõttu tarviliku eelpingutuse tekitamiseks on vajalik väiksem lisaraskus. Pingutusrulli asetamine vedavale harule suurendab viimases pingeid lisa-paindepinge näol, mis vähendab rihma töövõimelisust ja ühtlasi ka iga.

Pingutusrull vähendab tavalises lahtises rihmajamis tekkivaid võllide suuri koormusi.

Isepingutuva ajamina on pingutusrulliga rihmajamis kindlustatud alati ühtlane veetava haru pingus ($S_2 \approx \text{const}$), mille tõttu rihma venimise tagajärjel ei ole karta ajami töövõimelisuse vähenemist.

Pingutusrulliga ajami puudusteks on:

a) rihma väiksem iga, kuna rihma painutuste arv, võrreldes lahtise ajamiga, on suurem, sest rihma painutatakse ühe pöörde vältel kolm korda kahe korra vastu lahtisel ajamil; pealegi on rihma painutus pingutusrullil vastassuunaline rihma painutustele tööratastel;

b) suuremad nõuded rihma liitekohta kohta, kuna antud juhul on rihma mõlemad küljed tööpindeks;

c) ajami kõrgem hind;

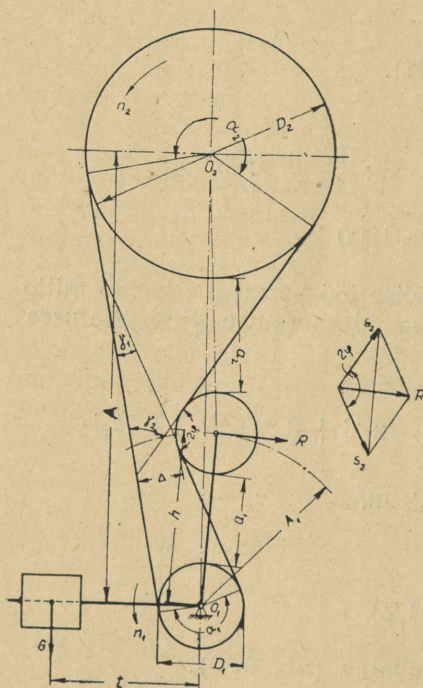
d) ajami reverseerimatus.

Pingutusrulliga lamerihmajami kujundamisel tuleb lähtuda väiksema rihmaratta läbimõõdu D_1 määramisel lahtisele rihmajamile ette nähtud vahekordadest rihma paksuse ja ratta läbimõõdu suhtes (olenevalt rihma materjalist).

Pingutusrulli läbimõõdu D_0 valime võimaluse korral võrdsema ratta minimaalse lubatava läbimõõduga, s. o. $D_0 = D_{\min}$. Juhul, kui see pole võimalik, võib pingutusrulli läbimõõdu võtta väiksema, kuid mingil juhul mitte alla $0,8D_{\min}$.

Pingutusrulli laius B_0 valitakse võrdseks rihmarataste laiussega, s. o. $B_0 = B$.

Rihma haardenurga suurendamiseks tuleb pingutusrull asetada võimalikult väiksema rihmaratta lähedale. Pingutusrulli ja väiksema rihmaratta vahekaugus



Joon. 115.

valitakse rihma ea seisukohalt tingimusel, et rihmal oleks kahe erisuunalise painutuse vahel võimalik „puhata”.

Soovitav pingutusrulli asukoht määratakse tavaliselt järgmiste vahekordadega (joon. 115):

ehk

$$A_1 \geq D_1 + D_0 \quad (79)$$

$$a_1 \geq \frac{D_1 + D_0}{2} \quad (79a)$$

Pingutusrulliga lamerihmajami rihma ea uurimisel on leitud järgmine empiiriline seos a_1 määramiseks:

$$a_1 \approx \sqrt[3]{\frac{100\delta v^2}{A \sqrt{D_1 + D_0}}}, \quad (80)$$

kus δ on rihma paksus mm,

v — rihma kiirus m/sek,

A — rihmarataste telgede vahekaugus mm,

D_1 ja D_0 — väiksema rihmaratta ja pingutusrulli läbimõõt mm.

Kompaktsema ajami saavutamiseks ei võeta sageli aluseks ülaltoodud vahekordi, vaid kujundatakse ajam pingutusrulli asukohaga nii, et $a_1 < a_1$. Nimetatu ei mõju üldiselt ajami tööle, kuid rihma ea seisukohalt on see ebaratsionaalne.

Tavaliselt võetakse $a_1 = 250$ kuni 300 mm, kui $D_1 \leq 500$ mm, ja $a_1 = 400$ kuni 500 mm, kui $D_1 > 500$ mm.

Pingutusrulli ja suurema rihmaratta vahekaugus a_2 (joon. 115) võetakse alati suurem kui a_1 , s. o. $a_2 > a_1$. Ainult väikese võllide vahekauguse korral võib olla erijuhul $a_2 \approx a_1$.

Ajami võllide vahekauguse määrame orienteeruvalt vahekorraga $A \approx D_2 + D_1$.

Rihma pikkus valitakse tingimisel, et rihma ja pingutusrulli vaheline haardenurk oleks $2\varphi \approx 120^\circ$.

Pingutusrulliga lamerihmajami konstruktiivseid lahendusi on esitatud joonistel 81–83.

Pingutusrulliga ajam erineb tavalisest lahtisest ajamist tööviisi ja rihmarude pingutuse poolest. Kui lahtises ajamis on pingus konstantne, s. o. $S_0 \approx \text{const}$, siis pingutusrulliga ajamis jääb veetava rihma haru pingus ligikaudu konstantseks, s. t. $S_2 \approx \text{const}$. Arvestades nimetatut ja võttes välisjõu P muutuvaks 0-st kuni P_{\max} -ni (s. o. tühikäigust kuni ajami täiskoormuseni), saame järgmised võrdlevad tulemused:

Lahtine rihmajam	Pingutusrulliga rihmajam
$S_0 = \text{const}$	$S_2 = \text{const}$
$P = \text{var}$	$P = \text{var}$
$S_1 = S_0 + 0,5P = \text{var}$	$S_1 = S_2 + P = \text{var}$
$S_2 = S_0 - 0,5P = \text{var}$	$S_0 = 0,5(S_1 + S_2) = \text{var}$
$Q \approx S_1 + S_2 = 2S_0 = \text{const}$	$Q \approx S_1 + S_2 = 2S_0 = \text{var}$

Kuna $S_0 \neq \text{const}$, siis ei saa pingutusrulliga ajami töövõimelisuse hindamisel aluseks võtta lahtist ajamit iseloomustavat veotegurit

$$\varphi = \frac{P}{2S_0} = \frac{k}{2\sigma_0},$$

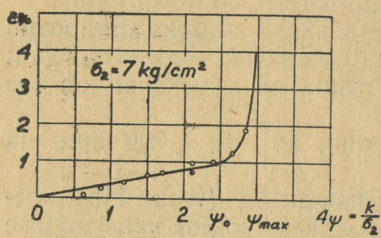
kuna antud juhul

$$2\sigma_0 = \sigma_1 + \sigma_2 \neq \text{const}.$$

V. Beljajevi poolt soovitatakse pingutusrulliga ajamile järgmist karakteristikat, kus lähtepunktiks on σ_2 (või S_2):

$$\psi = \frac{P}{S_2} = \frac{k}{\sigma_2}. \quad (81)$$

Libisemiskõver kujuneb koordinaatides ε ja ψ analoogiliseks lahtise rihmajamiga. Ka siin on tegemist kriitilise punktiga ψ_0 ja ψ_{max} , mille juures esineb rihma täielik libisemine (joon. 116).



Joon. 116.

Teades katseliselt määratavat suurust ψ_0 rihmaharus valitseva pinge σ_2 puhul ja teisi mõjuvaid faktoreid (rihma liik ja mõõted, rihmaratta läbimõõt D_{min} , haardnurk, ajami tööiseloom jt.), võime arvutada tingimusliku kasuliku pinge $k_0 = \psi_0 \sigma_2$ ja edasi määrata σ_1 ja σ_0 .

Võrdlevat kriteeriumi pingutusrulliga ja lahtiste rihmajamite võrdlemiseks ei ole konkreetselt võimalik esitada, kuna ei ole veel uuritud, millisele pingele vastab σ_2 pingutusrulliga ajamis, võrreldes eelpin-

gega $\sigma_0 = 18 \text{ kg/cm}^2$ lahtises ajamis. Kui lähtuda sellest, et σ_1 on mõlemas ajamis võrdne, siis katseandmete kohaselt on pingutusrulliga ajami töövõimelisus 15 kuni 20% väiksem lahtise ajami töövõimelisusest, mis ei ole aga tegelikkusega kooskõlas.

b. Pingutusrulliga lamerihmajami arvutus.

Pingutusrulliga rihmajamit pole veel küllaldaselt uuritud, mistõttu puuduvad ka katseliselt tõestatud andmed arvutuse teostamiseks. Igal juhul on selge, et otsustavat tähtsust omab rihma pingus, kusjuures rihma töö peab kulgema enam forsseeritud tingimustes, mis põhjustab rihma lühema ea.

Täpsemate andmete puudumisel võetakse pingutusrulliga ajami arvutamisel aluseks tavalise lahtise rihmajami arvutusmeetodika ja normid. Seega

$$k_0 = a - \omega \cdot \frac{\delta}{D} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

soovitava eelpinge $\sigma_0 = 18 \text{ kg/cm}^2$ juures ja tegelik kasulik pinge

$$k = k_0 C = k_0 C_1 C_2 C_3 \text{ [kg/cm}^2\text{]}.$$

Erinevat suurust omab antud juhul ajami geometria-tegur C_1 , mis on suurem kui 1, kuna tavaliselt pingutusrulli olemasolul $\alpha_1 > 180^\circ$:

Enamkasutatavate haardnurkade juures ($\alpha_1 = 180^\circ$ kuni 220°) võib C_1 suuruse määrata, võttes C_1 kasvu iga haardnurga 10° -se suurenemise kohta 5% (tabel 26).

Tabel 26.

Teguri C_1 suurus pingutusrulliga ajamitele.

α	180	190	200	210	220
C_1	1,0	1,05	1,10	1,15	1,20

Haardenurga suurendamine üle 220° ei oma praktilist väärtust, kuna piirkonnas $\alpha = 225^\circ$ kuni 275° on C_1 suurenemine iga 10° kohta ligikaudu ainult 1%.

Teised ajamit iseloomustavad tegurid C_2 ja C_3 on samad, mis lahtisel rihmajamil (tabelid 24 ja 25).

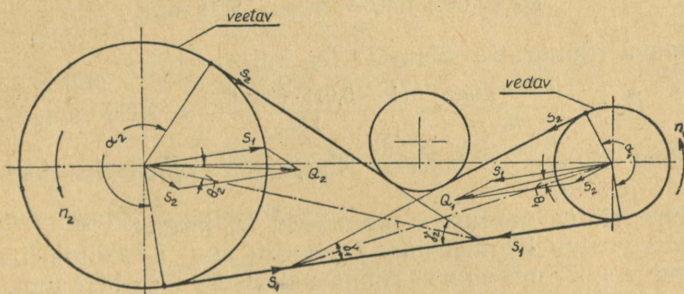
Suurema haardenurga tõttu (suurem C_1) saame pingutsrulliga ajami kohta rihma väiksema ristlõike korral suurema lubatava koormuse P kui see on võimalik lahtistes ajamites.

Rihma pikkuse määramisel lähtume rihma east, hinnates viimast lubatava pöörete arvuga sekundis:

$$u = \frac{v}{L} < u_{max}, \text{ kusjuures } u_{max} = 2 \text{ kuni } 3 \text{ p/sek.}$$

Kuna pingutsrulliga ajam omab keerulise konfiguratsiooni, siis haardenurgad α , rihmaharude-vahelised nurgad γ ja rihma pikkus L leitakse graafiliselt kindlas moodsus joonestatud visandilt.

Pingutsrulli surve ja vajaliku lisaraskuse arvutame valemitega (25) ja (26).



Joon. 117.

Võllide koormused Q_1 ja Q_2 ei ole antud juhul võrdsed, kuna $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (joon. 117).

Vastavalt varesitatule arvutame võllide koormused, lähtudes eel- pingusest ja nurkadest γ :

$$Q_i = 2S_0 \cos \frac{\gamma_i}{2} = 2\sigma_0 F \cos \frac{\gamma_i}{2}.$$

1,5-kordne tagavara ei ole antud juhul vajalik, kuna pingutsrull tagab ka rihma venimisel vastava pinguse.

Reaktsioonide suunad on määratud nurkadega θ_1 ja θ_2 , nurkade γ_1 ja γ_2 poolitajailt arvates (joon. 117).

Nurgad θ_1 ja θ_2 määrame vahekorrast:

$$\tan \theta_i = \frac{k}{2\sigma_0} \tan \frac{\gamma_i}{2}.$$

Näide: Kujundada raske hoorattaga varustatud kolbpumba ajam pingutsrulliga rihmajamina. Pumpa käitab alalisvoolumootor, võimsusega

$N = 135$ kW, pöörete arvuga $n_1 = 600$ p/min. Pumba võlli pöörete arv $n_2 = 140$ p/min.

Rihmaks valida kummeeritud rihm vahekihtidega, liik A.

1. Arvutuslik võimsus [HJ]:

$$N = 135 \cdot 1,36 = 183 \text{ HJ.}$$

2. Rihma kiiruseks valime 20 m/sek.

3. Vedava rihmaratta läbimõõt D_1 rihma kiirusel $v = 20$ m/sek:

$$D_1 = \frac{60v}{\pi n_1} = \frac{60 \cdot 20}{\pi \cdot 600} = 0,636 \text{ m} = 636 \text{ mm.}$$

Valime OCT 1655 järgi (tabel 13) $D_1 = 630$ mm.

4. Rihma kiirus, kui $D_1 = 630$ mm:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,63 \cdot 600}{60} = 19,8 \text{ m/sek.}$$

5. Valime pingutusrulli läbimõõduks $D_0 = 0,8D_1$, seega

$$D_0 = 0,8 \cdot 630 = 504 \approx 500 \text{ mm.}$$

6. Veetava rihmaratta läbimõõt D_2 , kui $\varepsilon = 1\%$:

$$D_2 = \frac{(1 - \varepsilon) D_1 n_1}{n_2} = \frac{(1 - 0,01) \cdot 630 \cdot 600}{140} = 2680 \text{ mm.}$$

7. Valime rihma ja vedava rihmaratta vaheliseks haardenurgaks $\alpha_1 = 220^\circ$.

8. Valime rihma paksuse δ läbimõõdu D_1 järgi.

Tabelis 19 vastab läbimõõdule $D_1 = 630$ mm 8-kihiline kummeeritud rihm. Valime $z = 7$, mis annab rihma paksuseks $\delta = 11,2$ mm.

9. Rihma eelpingeks valime $\sigma_0 = 18$ kg/cm².

10. Arvutame tingimusliku kasuliku pinge k_0 , valides tabelist 21 väärtused a ja w valemisse (72). Oletades, et laius $b > 300$ mm, saame $a = 23,0$ ja $w = 100$:

$$k_0 = a - w \cdot \frac{\delta}{D_1} = 23 - 100 \cdot \frac{11,2}{630} \approx 21,2 \text{ kg/cm}^2.$$

11. Tegur $C_1 = 1,20$ (tabel 26).

12. Tegur $C_2 = 0,88$ (tabel 24).

13. Tegur $C_3 = 0,80$ (tabel 25).

14. Kasulik pinge k :

$$k = k_0 C_1 C_2 C_3 = 21,2 \cdot 1,2 \cdot 0,88 \cdot 0,8 = 18 \text{ kg/cm}^2.$$

15. Perifeerne jõud

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 183}{19,8} = 694 \text{ kg.}$$

16. Rihma vajalik ristlõike pindala F :

$$F = \frac{P}{k} = \frac{694}{18} = 38,5 \text{ cm}^2.$$

17. Vajalik rihma laius b :

$$b = \frac{F}{\delta} = \frac{38,5}{1,12} = 34,3 \text{ cm} = 343 \text{ mm}.$$

Tabelist 3 vastab sellele lähim rihma laius $b = 350 \text{ mm}$.

18. Rihmaratta laiuse B valime OCT 1655 järgi (tabel 13):

$$B = 400 \text{ mm}.$$

19. Pingutusrulli valime tabelist 16. Valitud rulli läbimõõdule $D_0 = 500 \text{ mm}$ vastab tabeli 16 järgi tüüp 61-T-450.

20. Ajami võllide vahekauguse valime orienteeruvalt:

$$A = D_1 + D_2 = 630 + 2680 = 3310 \approx 3400 \text{ mm}.$$

21. Valmistame saadud andmete kohaselt ajami skeemi, võttes rihma ja pingutusrulli vaheliseks kandenurgaks $2\varphi = 95^\circ$ (joon. 118). Nurgad γ_1 ja γ_2 ning rihma pikkuse L leiame graafiliselt.

$$\gamma_1 = 40^\circ$$

$$\gamma_2 = 55^\circ$$

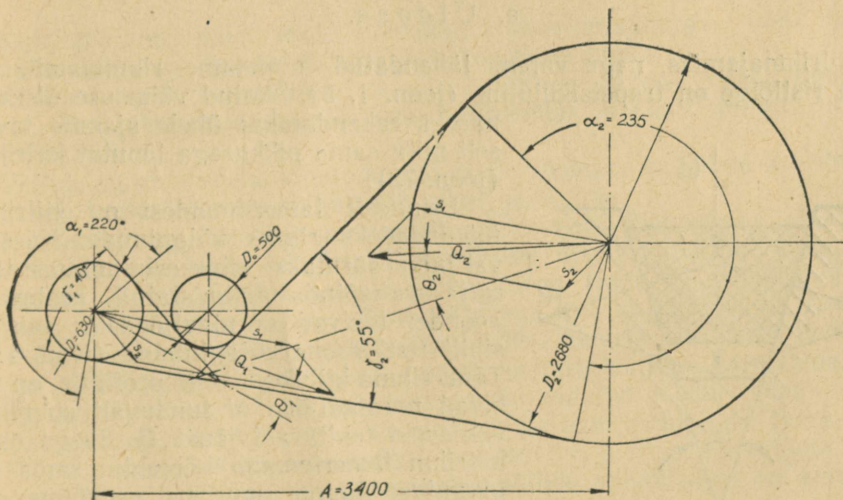
$$L = 13,125 \text{ m}.$$

22. Kontrollime rihma pikkuse vastavust lubatavale rihma pöörete arvule:

$$u = \frac{V}{L} = \frac{19,8}{13,125} = 1,51 < u_{max} = 2.$$

23. Rihma tegelik kasulik pinge:

$$k = \frac{P}{F} = \frac{694}{35 \cdot 1,12} = 17,7 \text{ kg/cm}^2.$$



Joon. 118.

24. Koormus vedavas rihmaharus:

$$S_1 = k_1 F = (k_0 + \frac{k}{2}) F = (18 + \frac{17,7}{2}) \cdot 39,2 = 1050 \text{ kg.}$$

25. Koormus veetavas rihmaharus:

$$S_2 = k_2 \cdot F (k_0 - \frac{k}{2}) F = (18 - \frac{17,7}{2}) \cdot 39,2 = 356 \text{ kg.}$$

26. Surve pingutusrullile

$$R = 2S_2 \cos \varphi = 2 \cdot 356 \cdot \cos \frac{95^\circ}{2} = 530 \text{ kg.}$$

27. Vajaliku lisaraskuse määrame tasakaalutingimusest [valem (26)].

28. Laagrite koormused:

$$\text{vedaval völlil } Q_1 = 2S_0 \cos \frac{\gamma_1}{2} = 2 \cdot \frac{1050 + 356}{2} \cdot \cos \frac{40^\circ}{2} = 1325 \text{ kg};$$

$$\text{veetaval völlil } Q_2 = 2S_0 \cos \frac{\gamma_2}{2} = 2 \cdot \frac{1050 + 356}{2} \cdot \cos \frac{55^\circ}{2} = 1250 \text{ kg.}$$

29. Laagrite koormuste suunad leiame graafiliselt nurkade γ_1 ja γ_2 kaudu.

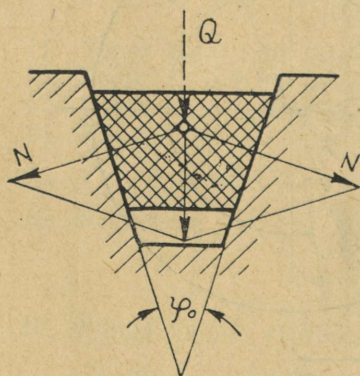
$$\tan \Theta_1 = \frac{k}{2\sigma_0} \tan \frac{\gamma_1}{2} = \frac{17,7}{2 \cdot 18} \cdot \frac{40^\circ}{2} = 0,179; \Theta_1 = 10^\circ 10';$$

$$\tan \Theta_2 = \frac{17,7}{2 \cdot 18} \cdot \tan \frac{55^\circ}{2} = 0,256; \Theta_2 = 14^\circ 20'.$$

3. Kiilrihmajam.

a. Üldosa.

Kiilrihmajamiks, nagu varem tähendatud, nimetame rihmajamit, kus rihma ristlõige on trapetsikujuline (joon. 1, b). Antud võimsuse ülekandmiseks rakendatakse ühele ajamile tavaliselt mitu sama pikkusega lõputut kiilrihma (joon. 72).

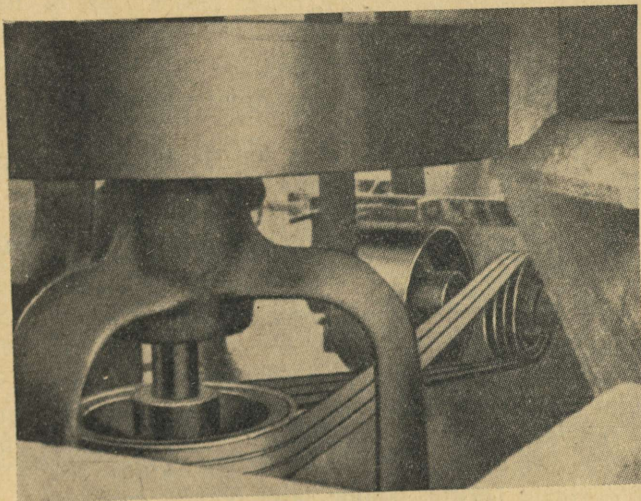


Joon. 119.

Erinevalt lamerihmadest on kiilrihma tööpindadeks rihma külgpinnad. Käesoleval juhul surutakse rihm eelpingutuse tõttu ratta välispinda valmistatud vastavasse soonde; tekivad normaaljõud N , mis on sihilt risti soone külgpinnaga (joon. 119). Tänu rihma kiilukujulisele profiilile, on tekivad normaaljõud N tunduvalt suuremad viimaseid tekitavast jõust Q . Seega omab kiilrihm lamerihmaga võrreldes sama eelpingutuse juures suurema veovõime, mis on seda suurem, mida väiksem on rihma nurk φ .

Kiilrihma profiili teravnemisnurk φ on valitud teoreetilistel kaalutlustel tingimusest, et rattale peale- ja rattalt mahajooksul ei tekiks rihma kinni-kiilumist soonde. Rihma teravnemisnurk φ_0 on tavaliselt 40° .

Kiilrihmajam on kaasajal levinumaks rihmajami liigiks. Võrreldes lamerihmajamiga, omab kiilrihmajam parema rihma sidestuse rihma-rattaga, mistõttu on võimalik väike võllide vahekaugus, suur ülekandearv ja väiksemad võllide radiaalkoormused. Kuna kiilrihmad valmistatakse tavaliselt lõputute rihmadena, siis rihmaliidete puudumisest tingituna töötab kiilrihmajam vaikselt ja vibratsioone ei teki.



Joon. 120.

Kiilrihmajami puuduseks, võrreldes lamerihmajamiga, võib lugeda rihmade väiksemat iga ja rihmarataste kõrgemat hinda.

Kiilrihmajamit kasutatakse peamiselt võllide väikese vahekauguse ja suurte ülekandearvude korral, kus ta asendab edukalt pingutusrulliga lamerihmajamit.

Võllide suurte vahekauguste korral ei ole soovitatav kasutada kiilrihmajamit, kuna lamerihmajam töötab sel juhul paremini.

Kiilrihmajamit rakendatakse peamiselt esimese ülekandena jõuallikalt töömasinale, kusjuures eelistatum on lahtine ajami kujundus (joon. 72). Harvemini leiame kiilrihmajameid juhtrullidega (joon. 89 ja 96). Võllide suurema vahekauguse korral võime kiilrihmajami kujundada ka ristuvate või nurgi-asetsevate võllide vahel (joon. 120). Suurte ülekandearvude korral on ökonoomsuse seisukohalt sageli otstarbekohane kujundada kiilrihmajam nii, et suurem rihmaratas on kujundatud sileda põiaga, seega kasutatakse sel juhul kiilrihmal tööpinnana ka tema põhipinda (joon. 123).

Kiilrihmajami võllide vahekaugus on soovitatav valida võimalikult minimaalne. Praktiliselt lubatav minimaalne võllide vahekaugus on arvatavalt empiirilise seosega:

$$A_{min} \approx \frac{D_1 + D_2}{2} + 3h \text{ [mm]}, \quad (82)$$

kus D_1 ja D_2 on kiilrihmarataste arvutuslikud läbimõõdud mm,
 h — rihma kõrgus mm.

Mida väiksem on aga völli vahakaugus, seda suurema painete arvu omab rihm ajaühikus ja seda väiksema ea. Suure painete arvu vältimiseks, eriti suurematel kiirustel, on soovitatav hoiduda minimaalseist völli vahakaugustest. Enamkasutatavaks völli vahakauguseks on:

$$A = D_{max}. \quad (83)$$

Maksimaalseks völli vahakauguseks on kiilrihmajamil:

$$A_{max} \leq 2(D_1 + D_2). \quad (84)$$

Ei ole soovitatav valida $A > A_{max}$, kuna sel juhul rihmade koormamata harud ei tööta rahulikult, segavad seega ajami normaalset tööd ja suurendavad kadusid.

Kiilrihmu võib erandjuhul kasutada ka ristuvate ja nurgi-asetsevate völlidega ajameis (joon. 120) väiksema ülekandearvu korral ($i \leq 3$) ja väiksemal kiirusil. Antud juhul on rihmade liigse väänamise ja kulumise vältimiseks rattaile peale- ja rattailt mahajooksul soovitatavad suuremad völli vahakaugused ja nimelt:

$$A \approx 5(D_{max} + B) \text{ [mm]}, \quad (85)$$

kus B on rihmaratta põia laius mm,

D_{max} — suurema rihmaratta arvutuslik läbimõõt mm.

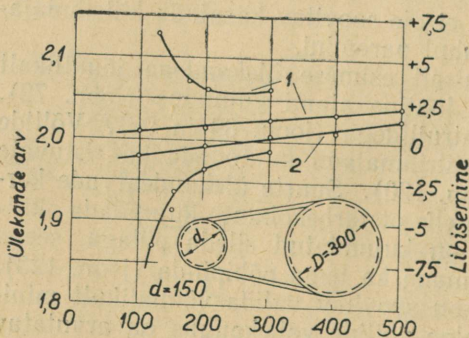
Kiilrihmajami ülekandearvuks võib valida $i \leq 7$; erijuhul, kui on võimalik täita nõudeid rihma ja väiksema ratta vahelise haardenurga kohta ($\alpha \geq 120^\circ$), võib ülekandearvu valida kuni 10. Ülekandearvu määrame rihmarataste arvutuslike läbimõõtude suhtega:

$$i = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}, \quad (86)$$

kus ε on libisemise suurus %, $\varepsilon = 2$ kuni 4%.

Ülekandearv kiilrihmajamis ei ole mitte püsiv suurus, vaid on kiirendav või aeglustav. Rihmaharu pingusest tingituna surutakse rihm rohkem või vähem ratta soonde ja koos sellega muutub ka ratta arvutuslik läbimõõt.

Joonisel 121 esitatud graafikus on toodud katseandmed ülekandearvu muutumisest ja rihma libisemisest, sõltuvalt eelpingusest $2S_0$. Katsed olid korraldatud tühikäigul ($P=0$) ja täiskoormusel ($P=P_{max}$), kusjuures kõverate 1 juures (joon. 121) oli vedavaks rattaks väiksem ja kõverate 2 juures suurem rihmaratas.



Joon. 121.

Rihma ja väiksema rihmaratta vahelise haardenurga määrame varemtoodud valemiga (30) analoogiliselt lahtise lamerihmajamiga:

$$\alpha_{min} = 180^\circ - \frac{D_{max} - D_{min}}{A} \cdot 60^\circ.$$

α_{min} on soovitatav valida mitte alla 120° . Erijuhul, mitme võlliga ajameil (joon. 96), leiame ka väiksemaid α_{min} suurusi ($\alpha_{min}' = 90^\circ$).

Kiilrihma lubatavaks kiiruseks on kuni 25 m/sek. ЦНИИТМАШ'i andmetel on kasulikumaks kiiruseks ajami maksimaalse kasuteguri seisukohalt $v \approx 10$ m/sek, rihma poolt üle kantava maksimaalse võimsuse seisukohalt aga $v \approx 22$ m/sek. Rihma kiirused alla 5 m/sek ei ole ratsionaalsed ja on rakendatavad ainult kõrvalise tähtsusega väikese võimsusega ajamites.

Kompaktsema ajami saavutamiseks on soovitatav valida minimaalse läbimõõduga rihmarattad. Siinjuures tuleb aga silmas pidada, et rihmaratta läbimõõdu vähenemisega väheneb rihma töövõimelisus ja rihm paindub rohkem, koos sellega väheneb aga rihma iga ja ajami kasutegur.

Rihma painet iseloomustab rihmaratta läbimõõdu ja rihma kõrguse suhe $D : h$. Ökonoomsema ajami ja rihma küllaldase ea saavutamiseks on katseandmete tulemusena soovitatav valida rihmaratta läbimõõdu ja rihma kõrguse suhe piirides $D : h \approx 12$ kuni 27, kus suhte väiksem väärtus on kehtiv väiksematele ja suurem suurematele rihma profiilidele.

Väiksema kiilrihmaratta arvutuslikud läbimõõdud ГOCT 1284-45 järgi on esitatud tabelis 27.

Kiilrihmaratta arvutuslikuks läbimõõduks, nagu varem tähendatud, on kiilrihma neutraalse kihil asupaigaga määratud läbimõõt (joon. 74).

Tabel 27.

Väiksema kiilrihmaratta arvutuslikud läbimõõdud ГOCT 1284-45 järgi mm.

O	Rihma tähis						Ratta soone nurk φ^0
	A	Б	В	Г	Д	Е	
70	100	140	200	320	500	800	34
90	125	180	250	400	630	1000	36
112	160	225	320	500	800	1250	38
≥ 140	≥ 200	≥ 280	≥ 400	≥ 630	≥ 1000	≥ 1600	40

b. Lähteandmed kiilrihmajami arvutamiseks.

Analoogiliselt lamerihmajamitega oleneb kiilrihmajami töövõimelisus rihma liigist (antud juhul rihma profiilist, eelpingusest S_0 , rihma kiirusest v , väiksema rihmaratta läbimõõdust, rihma ja väiksema ratta vahelisest haardenurgast ja ajami töörežiimist.

Ka kiilrihmajami arvutus peaks analoogiliselt lamerihmajamiga põhinema eksperimentaalsel teel saadud libisemiskõveraile. Kuna aga uurimistöödega pole veel niikaugele jõutud, siis toetub kiilrihmajami arvutus praegu ajamite eksploateerimisel saadud praktilistele andmetele.

On tehtud kindlaks, et erineva ristlõikega kiilrihmade poolt üle kantud jõud on proportsionaalne rihma ristlõike pindalaga, seega ühesugustes tingimustes töötavad, kuid erinevate ristlõikepindaladega kiilrihmad on võimelised vastu võtma ühesugust kasulikku pinget, s. o.

$$k = \frac{P}{F}.$$

Lubatava kasuliku pinge k suurus on varemtoodu põhjal olenev rihma eelpingusest S_0 (σ_0) ja rihmaratta läbimõödust D_{min} . Rihma kiiruse ja haardetõrnga mõju ja ajami töörežiim võetakse k määramisel arvesse vastavate parandusteguritega. ЦНИИТМАШ'is tehtud katsete tulemusena on soovitatav valida rihma eelpinge $\sigma_0 = 12$ kuni 15 kg/cm^2 , kusjuures rihma ea seisukohalt on rihmaratta minimaalse läbimõõdu korral otstarbekohasem valida $\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2$.

Rihma eelpinguse $2S_0$ arvuline suurus kg-des on nimetatud σ_0 kohta toodud tabelis 28.

Tabel 28.

Kiilrihmade eelpingus $2S_0 \text{ kg}$, olenevalt rihma eelpingest σ_0 .

σ_0 kg/cm^2	Rihma tähis						
	O	A	Б	В	Г	Д	Е
12	11,3	19,5	33	55	114	166	280
13	12,2	21	36	60	124	180	304
14	13,2	22,7	39,6	64,5	133	193	327
15	14,1	24,3	41,4	69	143	203	350

Katsetulemustena saadud tingimuslik kasulik pinge k_0 , olenevalt rihmaratta läbimõödust ja eelpinge σ_0 suuruselt, on esitatud tabelis 29. Tabelis 29 on k_0 suurus määratud $\alpha = 180^\circ$ ja $v = 10 \text{ m/sek}$ korral püsiva rahuliku koormuse tingimuses.

Tabel 29.

Tingimuslik kasulik pinge k_0 kiilrihmajamis kg/cm^2 .

Väiksema rihmaratta läbimõõt $D \text{ mm}$	Rihma tähis	Tingimuslik kasulik pinge k_0 , kui eelpinge	
		$\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2$	$\sigma_0 = 15 \text{ kg/cm}^2$
70 80 90 ja üle	O	15,1 15,7 16,1	16,7 17,4 18,0
100 112 180 ja üle	A	15,1 16,1 17,0	16,7 18,0 19,1

Väiksema rihmaratta läbimõõt D mm	Rihma tähis	Tingimuslik kasulik pinge k_0 , kui eelpinge	
		$\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2$	$\sigma_0 = 15 \text{ kg/cm}^2$
140 160 180 ja üle	Б	15,1 16,7 18,2	16,7 18,8 20,5
200 225 250 280 ja üle	В	15,1 16,9 18,4 19,9	16,7 18,9 20,7 22,4
320 360 400 450 ja üle	Г	15,1 17,2 19,1 20,8	16,7 19,3 21,6 23,6
500 560 630 710 ja üle	Д	15,1 17,2 19,3 21,1	16,7 19,3 21,8 24,0
800 900 1000 1120 ja üle	Е	15,1 17,3 19,3 21,1	16,7 19,5 21,8 24,0

Lubatava kasuliku pinge k määrame valemiga

$$k = k_0 C_1 C_2 C_3,$$

kus tegurid C_1 , C_2 ja C_3 arvestavad vastavalt haardenurga α_{min} , rihma kiiruse v ja töörežiimi mõju rihma töövõimelisusele.

Haardenurga α_{min} mõju arvestame teguriga C_1 (tabel 30).

Tabel 30.

Külrihmajami geomeetriast olenev tegur C_1 .

α_{min}	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_1	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,75	0,70

Rihma kiiruse mõju ajami töövõimelisusele arvestame teguriga C_2 . Teguriga C_2 on määratud põhiliselt tsentrifugaaljõu mõju. C_2 arvuline suurus on määratav valemiga

$$C_2 = 1,05 - 0,0005v^2, \quad (87)$$

kus v on rihma kiirus m/sek, või valitav tabelist 31.

Tabel 31.

Kiiruse tegur C_2 kiirihmajamis.						
v m/sek	1	5	10	15	20	25
C_2	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74

Ajami töörežiimi teguri C_3 valime analoogiliselt lamerihmajamiga tabelist 25.

Antud võimsuse ülekandmiseks vajaliku rihmade arvu määrame, võttes aluseks rihma ristlõike pinna ja lubatava kasuliku pinge, valemiga

$$z = \frac{P}{kF} = \frac{75N}{vkF}, \quad (88)$$

kus z on rihmade arv,

k — lubatav kasulik pinge kg/cm^2 ,

F — valitud rihma ristlõike pind cm^2 ,

v — rihma kiirus m/sek ,

N — ülekantav võimsus HJ.

Rihma ristlõike (liigi) valiku hõlbustamiseks on soovitatav kasutada tabelis 32 toodud andmeid.

Tabel 32.

Kiirihma ristlõike valik olenevalt ülekantavast võimsusest N .

Ülekantav võimsus N HJ	Rihma tähis
0,5 kuni 1	O
1 kuni 10	A
3 kuni 25	B
10 kuni 50	B
25 kuni 100	Г
50 kuni 200	Д
≥ 100	E

Rihmade arvu määramisel valemiga (88) on eeldatud ühtlast koormuse jaotust kõikide rihmade vahel, mis on võimalik ainult sel juhul, kui kõik kasutatud rihmad on võrdse pikkuse ja võrdkujulise ristlõikega ja kui rihmarataste sooned ei erine mõõteis ega töötlemises. Kuna tähendatu pole praktiliselt peaaegu kunagi saavutatav, siis pole koormuse jaotus üksikute rihmade vahel mitte ühesugune. Rihmade koormuste suurte erinevuste vältimiseks on soovitatav piirduda rihmade arvuga 8 kuni 10 ja selgi korral hoolikalt valida rihmade komplekt ja kontrollida rihmarataste vastavust nõuetele.

Erijuhul, eriti aga kvaliteetseis ajameis, võib rihmade arv ulatuda 12 kuni 16-ni.

Kiilrihmajami, õigemini kiilrihmade küllaldase ea saavutamiseks on soovitatav valida rihma pikkus, sõltuvalt rihma kiirusest, selliselt, et rihma pöörete arv

$$u = \frac{v}{L} \leq 9 \text{ [p/sek]}. \quad (89)$$

Erijuhul võib olla $u_{max} \leq 15$ p/sek, siinjuures aga ei tohi D_{min} suurused mingil juhul olla väiksemad tabelis 29 toodud suurustest.

c. Kiilrihmajami arvutus.

Kiilrihmajami arvutus tuleb teostada kas uue ajami projekteerimiseks või olemasoleva ajami kontrollimiseks.

Lähteandmeiks projekteeritava kiilrihmajami arvutusel on:

- ajami otstarve ja töötamise tingimused,
- ülekantav maksimaalne võimsus HJ,
- vedava ja veetava võlli pöörete arvud minutis,
- soovitatav võllide vahekaugus.

Arvutusega tuleb määrata rihma mõõted ja arv, rihmarataste läbimõõdud, võllide vahekaugus ja võllide koormused.

Arvutuse käik on järgmine.

Vastavalt ülekantavale võimsusele valime sobiva rihma ristlõike tabelist 32. Siinjuures on otstarbekohane valida võimalikest ristlõikeist väikseim, kuna sel juhul võime saada samade gabariitide juures suurema $D:h$ vahekorra, mis on kasulik rihma ea seisukohalt.

Rihma ristlõike mõõted leiame tabelist 9.

Tabelist 29 valime minimaalse rihmaratta läbimõõdu D_{min} . Rihma ea seisukohalt on soovitatav valida D_{min} ajami gabariidi lubatud piirides võimalikult suurem, kuid selliselt, et rihma kiirus ei ületaks $v = 25$ m/sek. Pidades silmas rihma iga ja ajami kasutegurit, ei tohi valida D_{min} väiksemana tabelis 29 toodud suurustest.

Suurema rihmaratta arvutusliku läbimõõdu D_2 arvutame ajami ülekandearvu kaudu, arvestades võimalikku rihmade libisemist $\varepsilon = 2$ kuni 4%:

$$D_2 = (1 - \varepsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2}.$$

Rataste läbimõõtude määramisel peame silmas pidama ka võllide vahekaugust, mis peab püsima piirides

$$A_{min} < A_0 < A_{max},$$

kus $A_{min} \approx (D_1 + D_2) : 2 + 3h$ ja $A_{max} \leq 2(D_1 + D_2)$.

Edasi arvutame rataste läbimõõtude D_1 ja D_2 ja orienteeruvalt valitud võllide vahekauguse A_0 kaudu rihma pikkuse valemiga (35)

$$L_0 = 2A_0 + 0,5\pi (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A_0}.$$

Saadud rihma pikkus L_0 kuulub ümardamisele tabelis 10 toodud summa määrtuseni; seejuures kontrollitakse rihma pöörete arvu sekundis valemiga (89):

$$u = \frac{v}{L_0} \leq u_{max}.$$

Kui $u > u_{max}$, tuleb rihma pikkust suurendada võllide vahekauguse või rataste läbimõõtude suurendamise teel.

Valitud rihma pikkuse L järgi määratakse lõplikult võllide vahekaugus A valemiga (38) või (39):

$$A = A_1 + \sqrt{A_1^2 - A_2} \quad [\text{mm}],$$

kus $A_1 = 0,25 [L - 0,5\pi (D_2 + D_1)]$ ja
 $A_2 = 0,125 (D_2 - D_1)^2$.

Et kindlustada rihmade vajalikku eelpingutust, peab võllide vahekaugus A olema arvutuse teel leitud faktiliselt 0,5 kuni 1% suurem.

Ajame konstruktsioon peab võimaldama võllide vahekauguse muutmist rihmade pealepanekuks piires $A - 2h$ ja rihmade järempingutuse teostamiseks viimaste venimisel piires $A + 0,03$ kuni $0,05A$.

Püsiva võllide vahekaugusega ajameis tuleb kasutada kas soontega varustatud tõmberulli või äärmisel juhul põia sileda välispinnaga surverulli. Viimaste läbimõõt, nagu varem tähendatud, ei tohi olla väiksem väiksema rihmaratta läbimõödust D_{min} .

D_1 , D_2 ja A kaudu arvutame rihma ja väiksema rihmaratta vahelise haardenurga:

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{A} 60^\circ \geq \alpha_{min} = 120^\circ (90^\circ).$$

Edasi leiame ringjõu P :

$$P = \frac{75N}{v}.$$

Tabelist 29 valime vastavalt rihma ristlõikele ja väiksema rihmaratta läbimõõdule tingimusliku kasuliku pinge k_0 ja arvutame tabelleist 30, 31 ja 25 valitud tegurite C_1 , C_2 ja C_3 kaudu kasuliku pinget k :

$$k = k_0 C_1 C_2 C_3.$$

Saadud kasuliku pinget k järgi leiame vajaliku rihmade arvu z :

$$z = \frac{P}{kF} \leq 8 \text{ kuni } 10 (12 \text{ kuni } 16).$$

Võllide koormused arvutame valemiga (49):

$$Q = 2S_0 \cos \frac{\gamma}{2} = 2\sigma_0 F \cos \frac{\gamma}{2} = 2\sigma_0 F \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

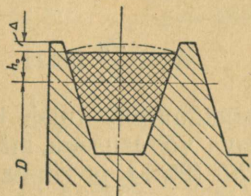
kus γ on rihmaharude vaheline nurk ($\gamma = 180^\circ - \alpha_1$).

Võllide koormuse suuna määrame nurga θ kaudu, mis on loetud rataste tsentreid ühendavast sirgest, valemiga (53).

4. Kiilrihmajami kontrollarvutus.

Olemasoleva kiilrihmajami kontrollarvutuse teostamiseks peab olema teada:

- ajami otstarve ja töötamise tingimused,
- ajami ühe võlli pöörete arv minutis,
- rihmade arv ja rihma ristlõike mõõted (määratakse mõõtmise teel),
- rihmarataste välisläbimõõdud,
- rihmade pealispinna kauguse rataste välispinnast Δ_1 ja Δ_2 (joon. 122),



Joon. 122.

f) võllide vahekaugus.

Peale nimetatut on soovitatav teada ka rihmade eelpinget σ_0 .

Juhul, kui rihmad puuduvad, tuleb rihma ristlõike määrata ratta soone mõõdetega järgi (tabel 15).

Arvutuse sihiks on antud juhul määrata ajami poolt võimalik ülekantav võimsus H_J ja ajami hindamine rihmade töövõimelisuse ja ea järgi.

Arvutuse käik on järgmine.

Kõigepealt mõõdame rihma ristlõike mõõted a , h ja φ ja arvutame rihma ristlõike pindala F :

$$F = h(a - h \tan \frac{\varphi}{2}); \quad (90)$$

ristlõike raskuskeskme kauguse h_0 rihma pealispinnast saame järgmise valemiga:

$$h_0 = \frac{h}{3} \cdot \frac{a + 2b}{a + b} = \frac{h}{6} \cdot \frac{3a - 4h \tan \frac{\varphi}{2}}{a - h \tan \frac{\varphi}{2}}. \quad (91)$$

Rihma ristlõike mõõdetega vastavust standardsetele mõõdetele kontrollitakse tabelist 9.

Edasi leiame rataste arvutuslikud läbimõõdud D_1 ja D_2 :

$$\begin{aligned} D_1 &= D_{1v} - 2(\Delta_1 + h_0), \\ D_2 &= D_{2v} - 2(\Delta_2 + h_0). \end{aligned} \quad (92)$$

Ülekandearv

$$i = \frac{D_2}{D_1}.$$

Varemtoodud valemite abil määrame rihma kiiruse v , rihma haardeturga a_1 , rihma pikkuse L ja rihma pöörete arvu sekundis u .

Tabelitest 29, 30, 31 ja 25 leiame tingimusliku kasuliku pinge k_0 ja tegurid C_1 , C_2 ja C_3 ning arvutame lubatava kasuliku pinge k :

$$k = k_0 C_1 C_2 C_3.$$

Lubatava perifeerse jõu ja võimsuse leiame valemitega

$$P = zFk \text{ [kg]}$$

ja

$$N = \frac{Pv}{75} \text{ [HJ]}.$$

Ajami töövõimelisuse hindamiseks tuleb kõrvutada lubatav arvutatud võimsus tegelikult üle kantava võimsusega, märkida ära minimaalne haardeturk [peab olema $\alpha_{min} \geq 120^\circ$ (90°)] ja rihma kiirus (peab olema piires 5 kuni 25 m/sek).

Rihma ea seisukohalt tuleb võrrelda väiksema ratta läbimõõtu antud rihma profiilile lubatava minimaalse läbimõõduga (tabel 27) ja rihma ringluste arvu u [peab olema $u < u_{max} = 9$ (15)].

Näide 1: Arvutada kiilrihmajam kontaktrõngastega asünkroonmootorilt, mille $N = 25$ HJ ja $n_1 = 1160$ p/min, tsentrifugaalventilaatorile, mille pöörete arv $n_2 = 400$ p/min. Töö kestus on 8 tundi ööpäevas. Soovitav võllide vahekaugus $A = 1000$ mm.

1. Tabelis 32 vastab võimsusele $N = 25$ HJ kaks rihmaprofiili ja nimelt Б ja В. Teostame järgneva arvutuse mõlema rihmaprofiili kohta ja valime siis antud juhule sobivama lahenduse.

2. Rihma mõõted tabelist 9:

$$\begin{aligned} \text{profiil Б} \dots a \times h &= 17 \times 10,5 \text{ mm, } F_{\text{Б}} = 1,38 \text{ cm}^2; \\ \text{,, В} \dots a \times h &= 22 \times 13,5 \text{ mm, } F_{\text{В}} = 2,30 \text{ cm}^2. \end{aligned}$$

3. Väiksema rihmaratta läbimõõt (tabelist 27):

$$D_{1\text{Б}} = 225 \text{ mm, } D_{1\text{В}} = 320 \text{ mm.}$$

4. Veetava rihmaratta läbimõõt D_2 , arvestades libisemist $\varepsilon = 3\%$:

$$D_{2\text{Б}} = \frac{D_{1\text{Б}} n_1}{n_2} (1 - \varepsilon) = \frac{225 \cdot 1160}{400} \cdot (1 - 0,03) = 630 \text{ mm,}$$

$$D_{2\text{В}} = \frac{320 \cdot 1160}{400} \cdot (1 - 0,03) = 900 \text{ mm.}$$

5. Rihma kiirus v :

$$v_{\text{Б}} = \frac{\pi D_{1\text{Б}} n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,225 \cdot 1160}{60} = 13,65 \text{ m/sek,}$$

$$v_{\text{В}} = \frac{\pi \cdot 0,320 \cdot 1160}{60} = 19,4 \text{ m/sek.}$$

6. Rihma pikkus L' , kui $A = 1000$ mm:

$$L'_B = 2A + 0,5\pi(D_{2B} + D_{1B}) + \frac{(D_{2B} - D_{1B})^2}{4A} =$$

$$= 2 \cdot 1000 + 0,5\pi(630 + 225) + \frac{(630 - 225)^2}{4 \cdot 1000} = 3384 \text{ mm},$$

$$L'_B = 2 \cdot 1000 + 0,5\pi(900 + 320) + \frac{(900 - 320)^2}{4 \cdot 1000} = 4000 \text{ mm}.$$

Lähim standardne pikkus ГOCT 1284-45 järgi (tabel 10):

profiilile Б $L_B = 3550 \text{ mm}$,

profiilile В $L_B = 4000 \text{ mm}$.

7. Rihma ringluste arv:

$$u_B = \frac{v_B}{L_B} = \frac{13,65}{3,550} = 3,85 < u_{max} = 9 \text{ p/sek},$$

$$u_B = \frac{19,4}{4,0} = 4,85 < u_{max} = 9 \text{ p/sek}.$$

8. Völlide vahekaugus valitud rihma pikkuste juures [valem (39)]:

$$A_{1B} = 0,25[L_B - 0,5\pi(D_{1B} + D_{2B})] = 0,25[3550 - 0,5\pi(225 + 630)] = 560,$$

$$A_{2B} = 0,125(D_{2B} - D_{1B})^2 = 0,125(630 - 225)^2 = 20\,500,$$

$$A_B = A_{1B} + \sqrt{A_{1B}^2 - A_{2B}} = 560 + \sqrt{560^2 - 20\,500} = 1012 \text{ mm};$$

$$A_{1B} = 0,25[4000 - 0,5\pi(900 + 320)] = 532,$$

$$A_{2B} = 0,125(900 - 320)^2 = 42\,050,$$

$$A_B = 532 + \sqrt{532^2 - 42\,050} = 1022 \text{ mm}.$$

9. Rihma ja väiksema rihmaratta vaheline haardenurk:

$$\alpha_{1B} = 180^\circ - \frac{D_{2B} - D_{1B}}{A_B} \cdot 60^\circ = 180^\circ - \frac{630 - 225}{1010} \cdot 60^\circ = 157^\circ,$$

$$\alpha_{1B} = 180^\circ - \frac{900 - 320}{1022} \cdot 60^\circ = 148^\circ.$$

10. Vajalik perifeerne jõud P :

$$P_B = \frac{75N}{v_B} = \frac{75 \cdot 25}{13,65} = 138 \text{ kg},$$

$$P_B = \frac{75 \cdot 25}{19,4} = 97 \text{ kg}.$$

11. Valime $\sigma_0 = 15 \text{ kg/cm}^2$. Sel juhul tingimuslik kasulik pinge (tabel 29):

$$k_{0B} = 20,5 \text{ kg/cm}^2, \quad k_{0B} = 22,4 \text{ kg/cm}^2.$$

12. Valime tegurid C_1 , C_2 ja C_3 (tabelid 30, 31 ja 25):

	Profiil Б	Profiil В
C_1	0,93	0,90
C_2	0,95	0,86
C_3	0,90	0,90
$C = C_1 C_2 C_3$	0,795	0,695

13. Lubatav kasulik koormus k :

$$k_B = k_{0B} C_B = 20,5 \cdot 0,795 = 16,3 \text{ kg/cm}^2,$$

$$k_B = k_{0B} C_B = 22,4 \cdot 0,695 = 15,6 \text{ kg/cm}^2.$$

14. Vajalik rihmade arv z :

$$z_B = \frac{P_B}{k_B F_B} = \frac{138}{16,3 \cdot 1,38} = 6,2 \approx 7,$$

$$z_B = \frac{97}{15,6 \cdot 2,30} = 2,7 \approx 3.$$

15. Völlide koormused Q :

$$Q_B = 2\sigma_0 F_B z \cos \frac{\gamma}{2} = 2\sigma_0 F_B z \cos \frac{180^\circ - \alpha_B}{2} =$$

$$= 2 \cdot 15 \cdot 1,38 \cdot 7 \cos \frac{180^\circ - 157^\circ}{2} = 284 \text{ kg},$$

$$Q_B = 2 \cdot 15 \cdot 2,3 \cdot 3 \cos \frac{180^\circ - 148^\circ}{2} = 200 \text{ kg}.$$

16. Võlli koormuste suunad:

$$\theta_B = \arctan \left(\frac{k_B}{2\sigma_0} \tan \frac{180^\circ - \alpha_B}{2} \right) = \arctan \left(\frac{16,3}{2 \cdot 15} \tan \frac{180^\circ - 157^\circ}{2} \right) = 5^\circ 30',$$

$$\theta_B = \arctan \left(\frac{15,6}{2 \cdot 15} \tan \frac{180^\circ - 148^\circ}{2} \right) = 7^\circ 50'.$$

Võrreldes mõlema rihmaprofiili kohta tehtud arvutusi, näeme, et profiil Б osutub sobivamaks rihma ea ($u_B = 3,8 < u_B = 4,8$) ja ajami gabariitide seisukohalt. Profiil В omab eeliseid vaid rihmade väiksema arvu ja kitsamate rihmarataste osas.

Lugedes olulisemaks rihma iga, valime ajamile rihmad profiiliga Б.

17. Ratta põia ja soone profiili mõõted valime tabelist 14 ja 27:

Rattad	Läbimõõt D	Soone profiili mõõted mm							Soone pro- fiili nurk
		a	e	c	t	s	n	m	
vedav	225	17	17	5	21	15	8	10	34°
veetav	630	17	17	5	21	15	8	10	36°

18. Rataste läbimõõdud:

$$D_{1v} = D_1 + 2c = 225 + 2 \cdot 5 = 235 \text{ mm};$$

$$D_{1s} = D_v - 2e = 235 - 2 \cdot 17 = 201 \text{ mm};$$

$$D_{2v} = D_2 + 2c = 630 + 2 \cdot 5 = 640 \text{ mm};$$

$$D_{2s} = D_{2v} - 2e = 640 - 2 \cdot 17 = 606 \text{ mm}.$$

19. Ratta põia laius:

$$B = (z - 1)t + 2S = (7 - 1)21 + 2 \cdot 15 = 156 \text{ mm}.$$

Näide 2: Raske hoorattaga varustatud kolbpumba ajam alalisvoolu-mootorilt on kujundatud kiilrihmajamina Δ profiiliga rihmadest. Rihma-rataste välisläbimõõdud on $D_{1v} = 524$ mm ja $D_{2v} = 2224$ mm. Võllide vahe-kaugus $A = 2800$ mm. Rihmade arv $z = 10$. Eelpinge $\sigma_0 = 15$ kg/cm².

On vajalik kontrollida ajami vastavust ülekantavale võimsusele $N = 120$ kW pöörete arvul $n_1 = 600$ p/min.

Mootor on asetatud rööbastele, seega rihma pingutus tekitatakse võlli radiaalse nihutamiseega. Ajami töö on kahevahetuseline.

1. Rihma ristlõike mõõted (tabel 9):

$$a = 38 \text{ mm}, \quad h = 23,5 \text{ mm}, \quad F = 6,92 \text{ cm}^2.$$

2. Rihma ristlõike raskuskeskme kaugus rihma pealispinnast

$$h_0 = 12 \text{ mm}.$$

3. Rihmarataste arvutusläbimõõdud

$$D_1 = D_{1v} - 2h_0 = 524 - 2 \cdot 12 = 500 \text{ mm},$$

$$D_2 = D_{2v} - 2h_0 = 2224 - 2 \cdot 12 = 2200 \text{ mm}.$$

ГОСТ 1284-45 järgi on profiilile Δ lubatud $D_{min} = 500$ mm, seega on olemasolev rihmaratta läbimõõt D_1 normidega kooskõlas.

4. Rihma kiirus

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 600}{60} = 15,7 \text{ m/sek}.$$

5. Rihma ja väiksema rihmaratta vaheline haardenurk

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{A} \cdot 60^\circ = 180^\circ - \frac{2200 - 500}{2800} \cdot 60^\circ = 143^\circ 30' > \alpha_{min} = 120^\circ.$$

6. Rihma pikkus

$$L_0 = 2A + 0,5\pi(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} =$$

$$= 2 \cdot 2800 + 0,5\pi(2200 + 500) + \frac{(2200 - 500)^2}{4 \cdot 2800} = 10\,108 \text{ mm.}$$

ГОСТ 1284-45 järgi on $L = 10\,074$ mm. $L_0 - L = 10\,108 - 10\,074 = 34$ mm, mis vastab võllide vahekauguse pikenemisele $\Delta A = 17$ mm, s. o. $\Delta A \approx 0,06A$.

7. Rihma ringluste arv sekundis

$$u = \frac{15,7}{10,108} = 1,55 \text{ p/sek} < u_{\max} = 9 \text{ p/sek.}$$

8. Tingimuslik kasulik pinge k_0 , kui $\sigma_0 = 15$ kg/cm² (tabel 29):

$$k_0 = 16,7 \text{ kg/cm}^2.$$

9. $C_1 = 0,89$, $C_2 = 0,95$ ja $C_3 = 0,80$.

10. Lubatav kasulik pinge

$$k = k_0 C_1 C_2 C_3 = 16,7 \cdot 0,89 \cdot 0,95 \cdot 0,80 = 11,3 \text{ kg/cm}^2.$$

11. Lubatav perifeerne jõud

$$P = zFk = 10 \cdot 6,92 \cdot 11,3 = 782 \text{ kg.}$$

12. Lubatav võimsus

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{782 \cdot 15,7}{75} = 164 \text{ HJ} \approx 120 \text{ kW.}$$

5. Kiilrihmajam siledapöialise suurema rattaga.

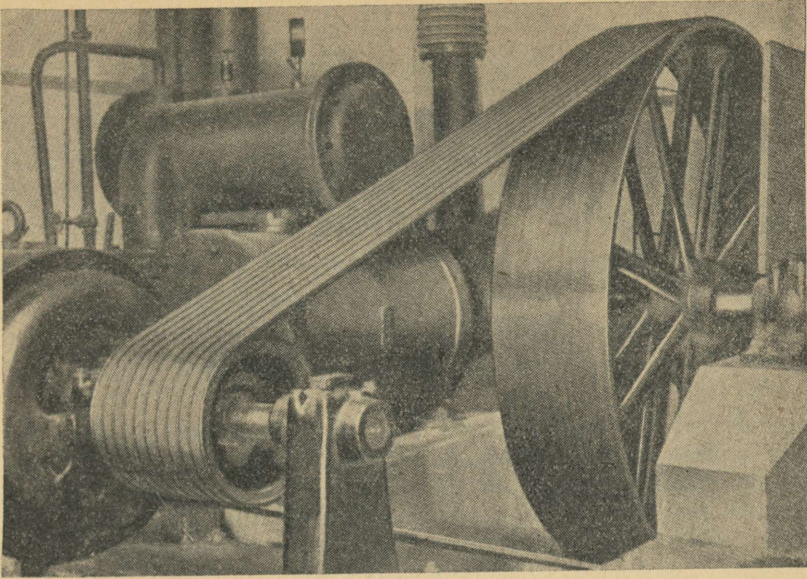
Aluseks võttes kiilrihma trapetsikujulist ristlõiget ja hõõrdejõudude jaotust ajami väikesel ja suurel rattal, võime eriti suurte ülekandearvude juures kasutada kiilrihmatal tööpinna ka selle põhipinda, asendades ajami suurema ratta kiilsoontega põia siledapinnalise põiaga, nagu see esineb lamerihmajameis.

Siledapinnalise põia kasutuselevõtt kiilrihmajami suuremal rattal on võimalik juhul, kui rataste aktiivsed pinnad tasakaalustuvad, s. o. kiilrihma külgpindade töö väiksema ratta soontes on võrdne kiilrihma põhipinna tööga suurema ratta siledal pinnal.

Sellist kiilrihmajami erikujundust nimetame kiilrihmajamiks siledapöialise suurema rattaga (joon. 123).

Selline kiilrihmajam on oma omadustelt täiesti sarnane tavalise kiilrihmajamiga. Ökonoomsuse seisukohalt omab ta eeliseid, kuna tavalise siledapinnalise rihmaratta valmistamine on kuni 25% odavam.

Siledapöialise suurema rattaga kiilrihmajamil kasutatakse tavalisi kiilrihmu ГОСТ 1284-45 järgi. Arvestades kiilrihma eri-iseloomulist tööd tasapinnalisel rihmarattal, tuleb rihmad valida võimalikult sama pikkusega ja loobuda minimaalprofiiliga rihmadest (profiilid O ja A), kuna viimased



Joon. 123.

võivad siledapinnalisel rattal pöörduda, häirides seega ajami normaalset tööd. Samuti tuleb pöörata tähelepanu kiilrihma sümmeetrilisele kujule ja alumise pinna puhtusele, kuna viimane on ju tööpinnaks suurel rattal.

a. Lähteandmed siledapöialise suurema rattaga kiilrihmajami arvutamiseks.

Siledapöialise suurema rattaga kiilrihmajami arvutamine on mõningal määral erinev tavalise rihmajami arvutusest, sest antud juhul on rihma töö kummalgi rihmarattal erinev.

Nimetatud kiilrihmajami kujundamisel tuleb esmalt läbi viia arvutus ajami väiksema, s. o. kiilusoontega varustatud ratta järgi, mis toimub varem esitatud meetodika kohaselt, ja alles siis kontrollida siledapöialise ratta rakendamise võimalust antud läbimõõdus, kuna viimane on tegelikult limiteerivaks suuruseks.

Suurema, siledapöialise rihmaratta orienteeruva läbimõõdu määramiseks on soovitatav kasutada tabelis 33 toodud andmeid, kus jämeda joonega on eraldatud lubatavad minimaalsed suurema ratta läbimõõdud, vastavalt rihma ristlõikele, ülekantavale võimsusele ja väikese, soontega varustatud ratta minimaalsele läbimõõdule.

Tabel 33.

Siledapöialise suurema rattaga kiilrihmajami suurema ratta läbimõõdud mm.

Võimsus HJ	Rihma profiil	$D_1 \text{ min}$	Suurema ratta läbimõõt D_2 , kui ülekandearv i on									
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3—25	B	140		560	700	840	980	1120	1260	1400	1540	1680
10—50	B	200		800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
25—100	Г	320		1280	1600	1920	2240	2560	2880	3200	—	—
51—200	Д	500	1500	2000	2500	3000	3500	4000	—	—	—	—
>100	E	800	2400	3200	4000	—	—	—	—	—	—	—

Suurema ratta läbimõõde, mis asuvad ülalpool eraldavat joont, võib kasutada pärast kontrollarvutuse teostamist, kuna allpool asuvad läbimõõdud on rakendatavad ilma kontrollarvutusega, sest neil juhtudel on limiteerivaks pooleks väiksem, soontega varustatud rihmaratas.

Võllide vahekauguse määramisel lähtutakse vahekorrast

$$A \approx D_2,$$

kus D_2 on suurema rihmaratta läbimõõt.

Ülekandearvu i valikul on soovitatav lähtuda võllide vahekaugusest, tingimusel, et rihma haardenurk suurel rattal ei oleks väiksem kui 220° .

Rihma kiirus v ja ringluste arv u tuleb valida analoogiliselt tavalise kiilrihmajamiga, s. o. $v = 5$ kuni 25 m/sek, $u = \frac{v}{L} < 9$.

Rihmade arvuks z tuleb valida suurem tulemus arvutusest väiksema ja suurema rihmaratta järgi, kuid mitte ületada $z = 10$.

Rihmade arvu määramine toimub alljärgnevalt.

1) Väiksema, soontega varustatud rihmaratta järgi:

$$z_1 = \frac{P}{k_1 F}, \quad (93)$$

kus z_1 on vajalik rihmade arv väikesel rattal,

P_1 — perifeerne jõud kg,

$k_1 = k_0 C_1 C_2 C_3$ — lubatav kasulik pinge rihmas kg/cm²,

F — rihma ristlõike pind cm².

2) Suurema, siledapöialise rihmaratta järgi:

$$z_2 = \frac{P}{k_2 F}, \quad (94)$$

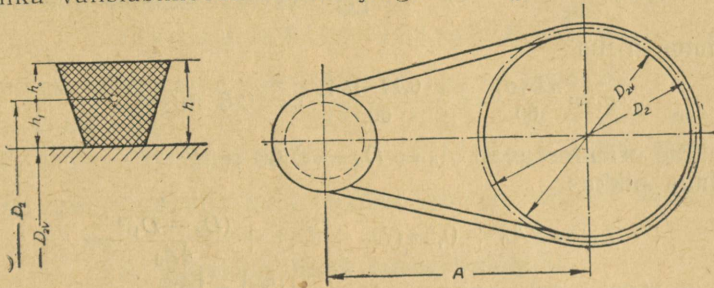
kus z_2 on vajalik rihmade arv suurel rattal,

$k_2 = k_0 C_1' C_2 C_3 C_4$ — lubatav kasulik pinge rihmas, mille määramisel võtame suurused k_0 , C_2 ja C_3 tabelist 29, 31 ja 25, C_1' — tabelist 34. C_4 arvutame suurema ratta läbimõõdu ja piirläbimõõdu (tabel 33) suhtest: $C_4 = D_2 : D_{2 \text{ min}}$.

Tabel 34.

α_2^0	180	210	215	220	225	230	235	240	245	250
C_1'	1,0	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28

Arvutustes on läbimõõtena D_1 , D_2 ja D_{2min} võetud arvutusläbimõõdetud kiilrihma ristlõike raskuskeskme teekonna järgi. Siledapöialise rihamatta tegeliku välisläbimõõdu leiame järgmiselt (joon. 124):

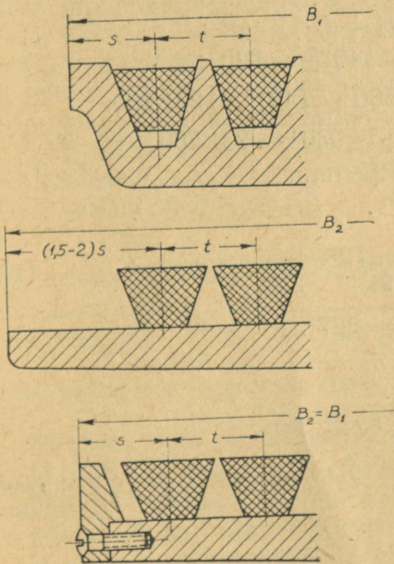


Joon. 124.

$$D_{2v} = D_2 - 2h_1 = D_2 - 2(h - h_0). \quad (95)$$

Siledapöialise ratta pöia laiuse valime suurema kui soontega rattal:

$$B_2 = (z - 1)t + (3 \text{ kuni } 4)S. \quad (96)$$



Joon. 125.

Erandjuhul, kui pole võimalik ratta laiust suurendada, kujundame pöia kõrgendatud servadega (joon. 125); sel korral on $B_2 = B_1$.

Erilist tähelepanu tuleb pöörata siledapöialise suurema rattaga kiilrihmajami võllide paralleelsusele ja suurema ratta täpsele valmistamisele (silindri-line) ja montaažile, kuna vastasel korral toimub rihamade kokkujooks või nad ei püsi rattal.

N ä i d e: Arvutada siledapöialise suurema rattaga kiilrihmajami tekstiilimasina käitamiseks kontaktrõngastega asünkroonmootorilt, mille $N = 5,8$ kW ja $n_1 = 1445$ p/min. Veetava võlli pöörete arv $n_2 = 132$ p/min. Töö kestus on 24 tundi ööpäevas. Võllide vahekaugus valida normaalne.

1. Valime tabelist 32 võimsusele $N = 5,8 \cdot 1,36 = 7,9$ HJ vastavaks rihma profiiliks profiili B. Rihma ristlõike mõõted tabelist 9:

$$a = 17, \quad h = 10,5 \quad \text{ja} \quad F = 1,38 \text{ cm}^2.$$

2. Väiksema ratta läbimõõt $D_1 = D_{1min} = 140$ mm (tabel 27).

3. Suurema, siledapöialise ratta läbimõõt

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} (1 - \varepsilon) = \frac{140 \cdot 1445}{132} (1 - 0,02) = 1500 \text{ mm}.$$

4. Rihma kiirus

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,14 \cdot 1445}{60} = 10,6 \text{ m/sek.}$$

5. Valime orienteeruvalt $A_0 = D_2 = 1500$ mm.

6. Rihma pikkus

$$\begin{aligned} L_0 &= 2A_0 + 0,5\pi(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A_0} = \\ &= 2 \cdot 1500 + 0,5\pi(1500 + 140) + \frac{(1500 - 140)^2}{4 \cdot 1500} = 5888 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Lähim rihma pikkus ГОСТ 1284-45 järgi on $L = 6300$ mm.

7. Rihma ringluste arv

$$u = \frac{v}{L} = \frac{10,6}{6,3} \approx 1,7 < 9 \text{ p/sek.}$$

8. Võllide vahekaugus rihma pikkuse $L = 6300$ mm juures:

$$\begin{aligned} A_1 &= 0,25[L - 0,5\pi(D_2 + D_1)] = \\ &= 0,25[6300 - 0,5 \cdot \pi(1500 + 140)] = 930 \text{ mm,} \\ A_2 &= 0,125(D_2 - D_1)^2 = 0,125(1500 - 140)^2 = 231\,200, \\ A &= A_1 + \sqrt{A_1^2 - A_2} = 930 + \sqrt{930^2 - 231\,200} = \\ &= 930 + 796 = 1726 \text{ mm.} \end{aligned}$$

9. Rihma haardenurgad:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{A} \cdot 60^\circ = 180^\circ - \frac{(1500 - 140)}{1726} \cdot 60^\circ \approx 133^\circ < \alpha_{min} = 120^\circ; \\ \alpha_2 &= 360^\circ - 133^\circ = 227^\circ. \end{aligned}$$

10. Perifeerne jõud

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 7,9}{10,6} \approx 56 \text{ kg.}$$

11. Valime eelpinge $\sigma_0 = 15$ kg/cm², sel juhul $k_0 = 16,7$ kg/cm² (tabel 29).

12. Lubatav kasulik pinge:

$$\begin{aligned} k_1 &= k_0 C_1 C_2 C_3 = 16,7 \cdot 0,86 \cdot 1,0 \cdot 0,5 \approx 7,2 \text{ kg/cm}^2, \\ k_2 &= k_0 C_1' C_2 C_3 C_4 = 16,7 \cdot 1,18 \cdot 1,0 \cdot 0,5 \cdot 1,0 = 9,8 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

13. Vajalik rihmade arv:

$$z_1 = \frac{P}{k_1 F} = \frac{56}{7,2 \cdot 1,38} = 5,65 \approx 6,$$

$$z_2 = \frac{P}{k_2 F} = \frac{56}{9,8 \cdot 1,38} = 4,15 \approx 5.$$

Valime rihmade arvaks $z = z_1 = 6$.

14. Tegelikult võimalik perifeerne jõud

$$P' = zk_1 F = 6 \cdot 7,2 \cdot 1,38 = 59,6 \text{ kg.}$$

15. Suurema rihmaratta välisläbimõõt D_{2v} ja laius B_2 :

$$D_{2v} = D_2 - 2(h - h_0) = 1500 - 2(10,5 - 5) = 1489 \text{ mm,}$$

$$B_2 = (z - 1)t + 4S = (6 - 1) \cdot 21 + 4 \cdot 15 = 165 \text{ mm.}$$

16. Väiksema rihmaratta põia mõõted valime tabelleist 14 ja 27.

6. Kiirekäigulised lamerihmajamid.

Kiirekäigulisteks nimetame neid rihmajameid, kus rihma kiirus $v = 25$ (30) kuni 50 (ja enam) m/sek. Kiirekäigulisi rihmajameid kasutatakse kiirekäigulistes metallitöötlemispinkides (lihvpingid), tsentrifuugides, desintegraatorites jne. Kiirekäigulised lamerihmajamid kujundatakse eranditult õhukeste lamedate lõputute rihmadega kas lahtise või pingutusrulliga ajamina. Rihma minimaalne paksus on tingitud rihma ea seisukohalt paindepingete vähendamise eesmärgil. Rihma suure ringluste arvu tõttu antud juhul on just paindepinged rihma kiire purunemise peamiseks põhjuseks materjali väsimuse tagajärjel.

Kiirekäigulistes lamerihmajamites kasutatakse peamiselt puuvillaseid õmmeldud rihmu. Leiavad kasutamist ka kummeeritud ja kootud puuvillased, linased ja siidist rihmad.

NSV Liidus ei ole nimetatud rihmad normitud.

Viimastel aastatel on valmistatud peamiselt kootud puuvillrihmu tabelis 35 toodud mõõdetes.

Tabel 35.

Kootud puuvillased lõputud rihmad kiirekäigulistele ajamitele (1946. a. andmeil).

Rihma laius mm	20	25	30	35	40	50	60					
Rihma pikkus mm	1000	1620	1600	900	1200	1300	1500	1400	1600	1650	1700	1100

Märkus: Rihm on ühekihiline, paksusega $\delta = 1,5$ kuni 2 mm.

Üldiselt on kiirekäiguliste rihmajamite rihmade iga võrdlemisi lühike (tabelis 35 toodud rihmadel heal juhul kuni 1 kuu). Paremaid tulemusi on näidanud immutatud rihmad.

Praktikas tunnustatud ja katsetega tõestatud arvutusmetoodikat kiirekäiguliste rihmajamite arvutamiseks praegu veel ei ole. Lähendusarvutuseksena võiks siinkohal esitada V. Beljajevi poolt koostatud juhendeid.

Beljajev võtab kiirekäigulise rihmajami arvutuseluseks rihma ea. Seega tuleb esijoones valida ratsionaalne rihmaratta läbimõõdu ja rihma pakuse suhe $D_{min} : \delta$. Püüe suhte $D_{min} : \delta$ suurte väärtuste poole ei ole otsustarbekohane, kuna selle tagajärjel suureneb rihma kiirus antud pöörete arvu juures ja koos sellega ka juba niigi suur tsentrifugaaljõu mõju. Soovitavad (minimaalsed) suhted $D_{min} : \delta$ on esitatud tabelis 36.

Tabel 36.

Suhte $D_{min} : \delta$ minimaalsed väärtused kiirekäigulistes ajamites.

Rihma liik	$D_{min} : \delta$	
	soovitav	lubatav
Õmmeldud puuvillrihmad	≥ 50	≥ 40
Kummeeritud rihmad	≥ 40	≥ 30
Kootud puuvillased, linased ja siidist rihmad	≥ 30	≥ 25

Rihma kiirus v peab olema kooskõlas rihma pikkusega L , et rihma ringluste arv $u = \frac{v}{2} < 10$ p/sek. Mida suurem on u , seda väiksem on rihma iga.

Kiirekäiguliste rihmajamite ($v_{max} \approx 50$ m/sek) töövõimelisuse hindamisel võib, mõninga erinevusega, lähtuda tavalise rihmajami arvutusmetoodikast ja normidest.

Nii valitakse ka kiirekäigulistes lamerihmajamites eelpinge $\sigma_0 = 14$ kuni 20 kg/cm² (soovitavam $\sigma_0 = 18$ kg/cm²).

Tingimuslik kasulik pinge k_0 arvutatakse valemiga

$$k_0 = a - \omega \cdot \frac{\delta}{D} \text{ [kg/cm}^2\text{]},$$

kus teguri a suurused, olenevalt eelpingest, on esitatud tabelis 37.

Tabel 37.

Teguri a suurus, sõltuvalt eelpingest σ_0 (kiirekäigulised ajamid).

σ_0 [kg/cm ²]	Tegur a	
	Õmmeldud puuvill- ja kummeeritud rihmadele	Kootud puuvillased, linased ja siidrihmadele
14	20,1	18,4
16	21,6	19,8
18	23,0	21,0
20	24,2	22,1
Tegur ω	200	150

Tegelik kasulik pinge arvutatakse valemiga

$$k = k_0 C_0 C_1 C_2 C_3,$$

kus C_0 — oleneb ajami liigist. Kiirekäigulistel ajamitel valitakse rihma
ea suurendamise eesmärgil $C_0 = 0,7$;

C_1 — ajami geometriast olenev tegur; C_1 arvutatakse empiirilise
valemiga

$$C_1 = 1 - 0,005(180^\circ - \alpha)$$

või valitakse alljärgnevast tabelist:

α°	150	160	170	180
C_1	0,85	0,90	0,95	1,00

α_{min} ei tohi olla alla 150° ;

C_2 — kiirusetegur; C_2 arvutatakse:

puuvillrihmadele $C_2 = 1,02 - 0,0002v^2$, ($v_{max} = 50$ m/sek);

kummeeritud rihmadele $C_2 = 1,03 - 0,003v^2$, ($v_{max} = 40$ m/sek);

C_2 arvulised suurused on esitatud alljärgnevas tabelis:

Rihma liik	C_2 kiirusel v [m/sek]								
	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Puuvill	1,00	0,97	0,94	0,90	0,84	0,78	0,70	0,61	0,52
Kummeeritud	1,00	0,96	0,91	0,84	0,76	0,66	0,55	—	—

C_3 — töörežiimi tegur, valitakse tabelist 25.

Vajalik rihma ristlõike pind arvutatakse valemiga

$$F = b\delta = \frac{P}{k} [\text{cm}^2], \text{ kus } P = \frac{75N}{v} [\text{kg}].$$

Edasi valitakse rihma paksus ja laius tingimusel, et δ oleks mini-
maalne.

V. RIHMARATASTE MONTEERIMISEST.

Nagu varem tähendatud, tuleb rihmajami normaalse töö tagamiseks
kindlustada võllide paralleelsus ja rihmarattad monteerida võllidele nii,
et nende keskristlõikepinnad asuksid ühel tasapinnal (vt. joon. 6).

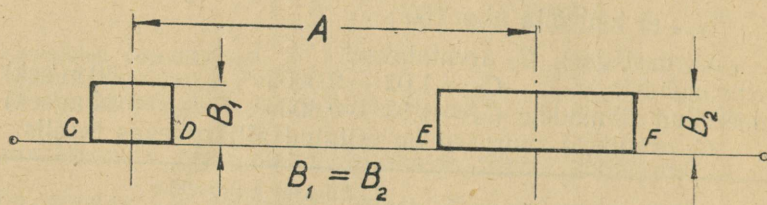
Niisuguse olukorra saavutamiseks tuleb rihmarataste monteerimisel
pöörata tähelepanu põhiliselt järgmistele küsimustele:

- 1) monteeritava rihmaratta õigele asetusele vastasrihmaratta suhtes;
- 2) rihmaratta kindlale kinnitusele võllil;
- 3) rihmaratta pöörlemistäpsusele, s. t. tuleb vältida rihmaratta nurgi-
asetust või ekstsentrisust võlli suhtes;
- 4) poolitatud rihmarataste korral poltliidete küllaldasele ja ühtlasele
eelpingutusele.

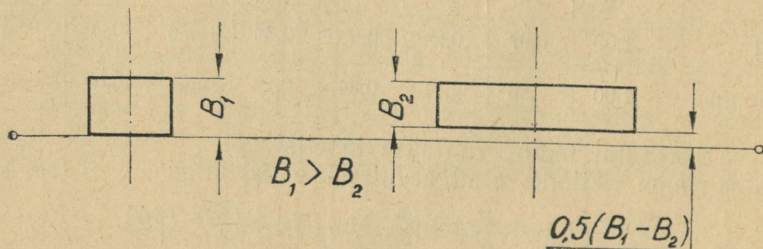
Monteeritava rihmaratta õiget asetust vastasrihmaratta suhtes kontrol-
litakse tavaliselt nõõri abil (joon. 126). Pingutatud nõõr (või mis veelgi

parem, traat) suunatakse kindlalt-asetseva rihmaratta põia serva järgi seliselt, et see puudutaks rihmaratta põia serva (punktid C ja D , joon. 126). Pingutatud nööri saadud suund määrab tegelikult rihma suuna rattalt rattale ja on aluseks ka vastasrihmaratta õige asetuse leidmiseks.

Kui rihmarattad omavad võrdse laiuse, siis monteeritav rihmarattas suunatakse nööri järgi, nii et nöör puudutaks ka viimase põia serva punktides E ja F (joon. 126). Juhul, kui monteeritava rihmaratta laius on väiksem vastasrihmaratta laiusest, tuleb monteeritav rihmarattas asetada selliselt, et ta põia serv oleks suunavast nöörist poole rataste laiuse vahekaugusel (joon. 127). Mõõtmist tuleb teostada jaotustega varustatud joonlaual abil.



Joon. 126.



Joon. 127.

Juhul, kui suunav nöör ei puuduta monteeritava ratta põia serva ühtlaselt või ei asu põiast ühtlasel kaugusel, siis on see näitajaks, et on tegemist kas mitteparalleelsete völlidega või völlil nurgiasetseva rihmarattaga. Enne völlide paralleelsuse kontrolli tuleb teostada ratta nurgiasetuse kontroll, milleks pööratakse monteeritavat rattast koos völliga 180° võrra ja vaatleme uuesti ratta asetust nööri suhtes. Kui ratta asetuse suhte on jäänud muutusetu, siis on tegemist mitte-paralleelsete völlidega, vastasel korral aga nurgiasetseva rihmarattaga.

Kõik öeldu on maksev ka ristuva rihmaga ajami juures.

Ristuvate või nurgiasetsevate völlide puhul tuleb põhiliselt juhinduda nimetatud ajamite kirjelduse juures toodud nõuetest ja kontrollida vaid rataste õiget asetust völlidel.

Rataste kinnitamine völlidele tuleb teostada aga pärast ajami proovikäitamist, mis peab selgitama rataste õige vastastikuse asendi. Seega tuleb ristuvate või nurgiasetsevate völlidega ajamite projekteerimisel ette näha võimalus ja ruum rataste nihutamiseks völlil.

Rataste kinnitamine võllile toimub poolitamata rataste puhul tavaliselt pikikiiludega. Poolitatud rataste korral on aga soovitamam kasutada liiste, sest viimasel juhul töödeldakse rummu siseläbimõõt vastavalt ping-istudele ja pöördemomendi ülekandmine toimub põhiliselt rummu poltide pingutamisest rummu ja võlli vahel tekitatud hõõrdejõududega. Viimasel juhul saavutame seega küllaltki kindla liite, mis ei võimalda rihmaratta nurgiasetust võlli suhtes eeldusel, et ratta mehaaniline töötlemine on toimunud täpselt.

Poolitamata rihmaratate puhul töödeldakse rummu siseläbimõõt juhul, kui ratta (rataste) asukohaks on laagritevaheline piirkond, üldiselt liikuvate istude järgi. See on vajalik selleks, et ratast kohale nihutada ilma võlli pinda rikkumata. Mitteliikuvate istude kasutamisel võib antud juhul tekkida ratta nihutamisel võlli pinna sööbimise oht. Rihmaratta kinnitamiseks, mille rummu siseläbimõõt on töödeldud vastavalt liikuvale istule, peame kasutama pikikiilu. Viimase pingutus rummu ja võlli vahele võib aga, olenevalt pilu suurusest, tekitada võlli suhtes rihmaratta ekstsentrilise või äärmisel juhul nurgiasetuse. Selle vältimiseks ja ka laagrite vahel asetsevate rataste hõlpsamaks monteerimiseks tuleb kasutada poolitatud rihmarattaid. Poolitamata rihmarattaid on otstarbekohane kasutada aga ainult juhul, kui ratta montaaž on teostatav mõne mitteliikuva istu kohaselt kujundatud rummu siseläbimõöduga, näiteks astmeliste võllide või ratta konsoolse kinnituse puhul.

Sageli kasutatakse poolitamata rataste kinnitamiseks ka erilisi koonilisi lõhestatud pukse, mis pingutatakse rummu ja võlli vahele poltide abil. Antud juhul toimub momendi ülekandmine liitepindadel tekitatud hõõrdejõudude abil.

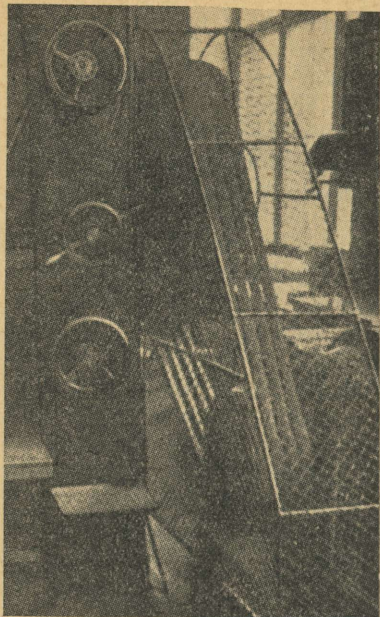
Igal juhul tuleb pärast rihmaratta kinnitust võllile järjekordselt kontrollida viimase õiget asetust vastasratta suhtes, õiget asetust võllil, poltliidete lukustamist ja selgitada, kas kodarates ei esine mōrasid.

VI. OHUTUS- JA HOOLDAMISNÕUDEID RIHMAMAJAMI KASUTAMISEL.

Rihmajam, mis on kujundatud ilma otsest ligipääsu takistavate kaitsevahenditeta, osutub võrdlemisi ohtlikuks ja võib tekitada ligipääsetavate pöörlevate ja liikuvate elementidega otseselt kokkupuutuvatele inimestele raskeid õnnetusi.

Ohtlikeks pöörlevaiks ja liikuvaiks elementideks on antud juhul kõigepealt võllid, rihmad ja rihmarattad, mille kõrgus pōrandapinnast on alla kahe meetri. Ligipääsu takistamiseks võllidele kasutatakse tavaliselt torusid, katteid või midagi muud selletaolist, millega kaetakse ligipääsetav võll kogu oma pikkuses koos siduritega. Siinjuures on kaitsevahendite olemasolu vajalik igal juhul, hoolimata sellest, kas võll omab pinnast välja ulatuvaid osasid või mitte.

Sel juhul, kui võllile on kinnitatud mitu rihmaratast väikese vahekaugusega või kui on tegemist ühe rihmaratta ja lühikese võlliga, ei ole otstarbekohane varustada võlli eraldi kaitsevahenditega, vaid see kujun-



Joon. 128.

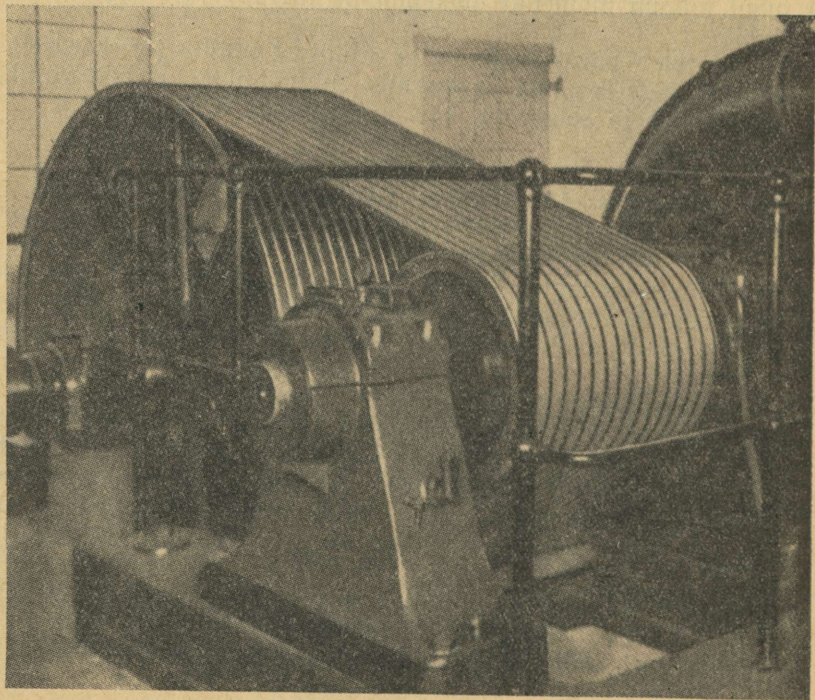
datakse ühine nii võllile kui ka ajamile. Tavalisemaks kaitsevahendiks on antud juhul kas võrk- (joon. 128) või võrekaitse (joon. 129 ja 130).

Läbi põranda juhitud ajam kaitstakse eespoolnimetatud viisil, kusjuures põranda augu servadele kinnitatakse vertikaalsed plaadid, kõrgusega mitte vähem kui 250 mm.

Rihmadele ligipääsu takistamiseks ettenähtud kaitsed peavad olema seda kindlamad, mida suurem on rihma kiirus ja laius. Nimetatud kaitsete ülesandeks on peale ligipääsu takistamise veel rihma eemalepaiskumise vältimine katkemisel.

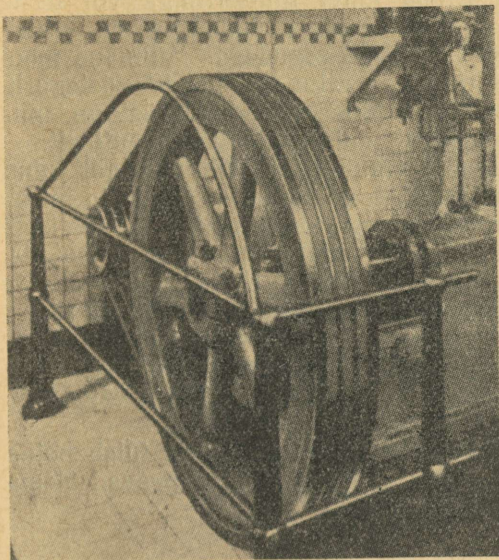
Kaitsete olemasolu ei ole nõutav kitsastel rihmadel, laiusega kuni 50 mm, ja aeglase kiirusega rihmadel ($v = 5$ m/sek), laiusega kuni 125 mm.

Kõrgel-asetsevad ajamid valmistatakse peamiselt kaitsevõrguga ja ainult ajami alumises, tööruumi-poolses osas. Siinjuures tuleb kaitsevõrk kinnitada võimalikult

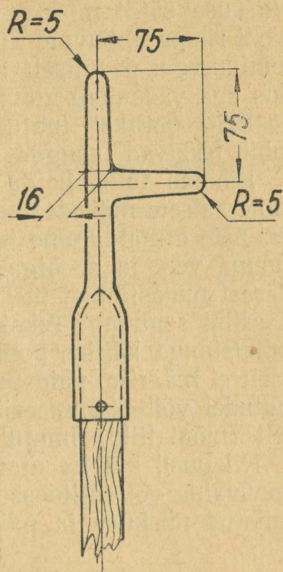


Joon. 129.

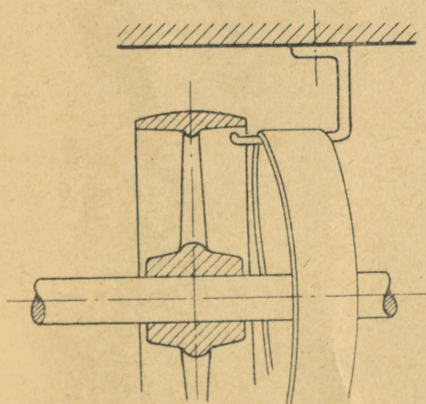
rihma ligidale ja valida kaitsevõrgu laius rihma laiusest 50 mm laiem. Rihmajami alumises osas kujundatud kaitse on soovitatav valmistada servadega. Kaitse ulatuseks rihtmadel, laiusega üle 125 mm, valitakse ülemise rihtaratta kohal võlli tasapind. Vedava ratta kohal peab kaitse ula-



Joon. 130.



Joon. 132.



Joon. 131.

tuma kuni rihma eemaldumiskohani rattalt.

Rihma mahajooksu korral peab olema välditud rihma langemine võllile või mõnele muule pöörlevale osale, kuna selle tagajärjel võib rihtm hakata võlliga kaasa jooksuma ja tekitada õnnetusi. Lihtne rihtmahoidja on esitatud joonisel 131.

Üle 50 mm laiuste rihtmade käsitsi asetamine rattaile või eemaldamine rattaitl tööolukorras on keelatud. Kuni 50 mm laiusega rihtmade asetamiseks rattaile või nende eemaldamiseks sealt kasutatakse erulist harki (joon. 132).

Üle 50 mm laiusega rihtmade korral toimub rihma asetamine rattaile või selle eemaldamine rattalt käsitsi, kusjuures ajam peab olema välja lülitatud.

Erilist tähelepanu tuleb pöörata rihma elektriseerimise võimalusele, kus

tekinud laengu tagajärjel esineb plahvatusoht. Rihma elektriseerimine on eriti ohtlik kuivades, tuleohtlikku tolmu sisaldavais ruumides, nagu jahuveskites, keemiatsehhides, puidutööstustes, kaevandustes jne.

Liigse elektriseerumise vältimiseks tuleb tagada teatav niiskussisaldus rihmades, millega saavutame parema maaühenduse rihmarataste kaudu. Niiskuse säilitamiseks on soovitatav rihma katta glütseriiniga või teiste hästi rihma imbutavate materjalidega. Sageli kaetakse rihmad ka hea elektrijuhtivusega, peamiselt grafiidi alusel koostatud segudega. Viimane moodus aga vähendab mõningal määral rihma ja ratta vahelist hõõrdetegurit.

Eriti ohtlikel juhtudel kujundatakse eriline maandumissüsteem, mis juhib tekkivad laengud maasse nii mootorilt kui ka ajami elementidelt.

Rihmad tuleb hoida üldiselt puhtad, samuti peab vältima igal juhul mineraalsete määrdeainete sattumist rihmale. Mineraalsete õlide ja määrdeainete eemaldamine toimub, olenevalt rihmast, kas bensiini, bensooli või kuuma vee ja seebiga. Siinjuures ei tohi aga rihma liialt niisutada. Pärast puhastamist peab nahkrihmu määrima kergelt rasvaga või vaha ja steariini seguga. Tekstiilrihmade järelimmutamist tuleb toimetada rihma valmistanud käitise poolt soovitatud ainetega. Kummeeritud rihmu tavaliselt ei määrita, vaid puhastatakse sagedamini kuiva puhastusvillaga. Erijuhtudel võib kummeeritud rihma puhastada vaid kastoorõliga väga kergelt (mõni tilk!) immutatud kaltsuga.

Nii uued kui ka ajamilt maha võetud kasutamata rihmad tuleb hoida rippuvaina või rullidesse keeratuina. Laos hoitavad rihmad peavad olema kaitstud niiskuse ja päikesekiirte eest.

KASUTATUD KIRJANDUS.

- Жуковский, Н. Е., О скольжении ремня на шкивах, Полное собрание сочинений, т. VIII, ОНТИ 1937.
- Гутьяр, Е. М., Скольжения ремня на шкивах, «Вестник металлопромышленности» № 18, 1937.
- Кочергин, А. И., Сварные шкивы, «Вестник металлопромышленности» № 10, 1937.
- Беляев, В. Н., Новое в исследовании и расчете плоскоремennых передач, «Вестник Машиностроения» № 8, 1948.
- Беляев, В. Н., Передачи гибкой связью, Энциклопедический справочник машиностроения т. II, Машгиз, 1948.
- Иванов, Е. А., Ремennые передачи, ЦНИИТМАШ, Книга I, Машгиз, 1946.
- Поляков, В. С., Теория передачи клиноремными ремнями, «Вестник Машиностроения» № 11—12, 1943.
- Поляков, В. С., Клиноремennые передачи, Машгиз, 1947.
- Добровольский, В. А., Ремennая передача. Теория, конструкция, расчеты, монтаж, Гостехиздат, 1934.
- Ретшер, Ф. Детали машин, т. II, Госмашметиздат, 1933.

*Toimetaja A. Kaskneem.
Tehniline toimetaja H. Kohu.
Korrektorid P. Hiie ja M. Sepp.*

Ladumisele antud 30. V 1952. Trükkimisele antud 22. X 1952. Trükiarv 2000. Paber 67:95, $\frac{1}{16}$. Trükipoognaid 8,25. Formaadile 60 \times 92 kohaldatud trükipoognaid 9,49. Arvutuspoognaid 8,04. MB-17996.

Trükikoda „Hans Heidemann“, Tartu, Vallikraavi 4. Tellimise nr. 2131.

На эстонском языке.
Э. Соонвалд. Детали машин X.

Hind rbl. 4.05

Rbl. 4.05

A

18534

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00890309 0