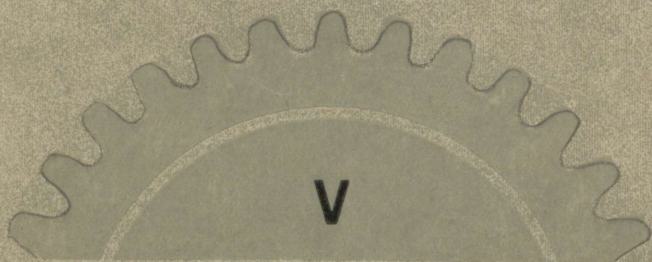


A-18534

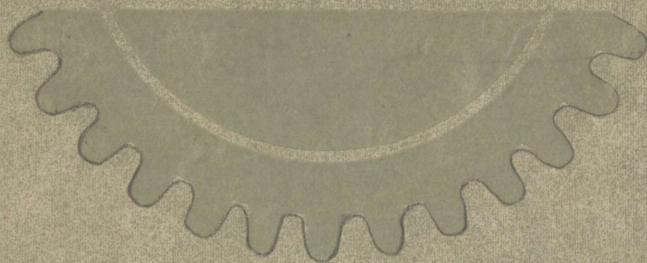
# MASINA-ELEMENDID

E. SOONVALDI  
TOIMETUSEL



H. KULDMA

**VÕLLID. TELJED. TAPID.**



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS

ART 1



A-18534

2580-6

ÜLDTOIMETAJA  
E. SOONVALD  
STALINI PREEMIA LAUREAAT

# MASINA-ELEMENDID

## V

H. KULDMA

VÕLLID. TELJED. TAPID.



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS

TALLINN 1951

2

Tartu Riikliku Ülikooli  
Raamatukogu  
17698

ARHIIVKOGU

## SISUKORD.

### I. Võllid.

	Lk.
1. Võllide klassifikatsioon . . . . .	5
2. Võllide materjal ja valmistamine . . . . .	8
3. Sirgete võllide ligikaudne arvutus tugevusele . . . . .	9
a. Ligikaudse arvutuse kasutamisest . . . . .	9
b. Ligikaudse arvutuse käik . . . . .	10
4. Sirgete võllide arvutus deformatsioonide järgi . . . . .	16
a. Võlli läbipaindumise mõju võlli tööle . . . . .	16
b. Muutuva ristlõikega (astmelise) võlli redutseerimine ühtlase ristlõikega võlliks . . . . .	17
c. Läbipainde ja pöördenurga määramine grafoanalüütilisel meetodil . . . . .	18
1) Mohri integraal . . . . .	18
2) Vereštšagini reegel . . . . .	22
3) Popovi fookusmeetod . . . . .	23
4) Nöörhulknurga meetod . . . . .	27
d. Läbipainde ja pöördenurga määramine analüütiliselt . . . . .	28
e. Väändedeformatsioonist võllides . . . . .	36
5. Pingete kontsentratsioon . . . . .	38
a. Pingete kontsentratsiooni ja absoluutsete möödetete mõju . . . . .	38
b. Konstruktiivseid võimalusi pingete kontsentratsiooni vähendamiseks . . . . .	52
6. Võllide arvutusest võnkumistele . . . . .	54
a. Põhimõisteid võnkeliikumisest . . . . .	54
b. Võlli kriitiline pöörete arv . . . . .	56
7. Staatiliselt määramatute võllide arvutuse iseärasusi . . . . .	60
8. Transmissioonivõllid . . . . .	63
9. Väntvõllid . . . . .	67
10. Detailide kinnitamisest võllile . . . . .	77

### II. Teljed.

1. Telgede materjal ja valmistamine . . . . .	79
2. Telgede arvutus . . . . .	80

### III. Tapid.

1. Tappide klassifikatsioon . . . . .	82
2. Hõõrdumine paaris tapp — laager . . . . .	82
a. Radiaaltapid . . . . .	84
1) Hõõrdumine paaris tapp — laager, kui tapi ja laagrikausi vahel esineb lõtk . . . . .	85
2) Hõõrdumine paaris tapp — laager, kui tapi ja laagrikausi vahel puudub lõtk . . . . .	86
3) Hõõrdumine kohandunud paaris tapp — laager . . . . .	88
b. Aksiaaltapid . . . . .	89
1) Hõõrdumine uue tapi puhul . . . . .	90
2) Hõõrdumine kohandunud tapi puhul . . . . .	90
3. Radiaaltappide konstruktiivne kujundamine . . . . .	91
4. Radiaaltappide arvutus . . . . .	96
5. Aksiaaltappide arvutus . . . . .	101
6. Radiaalaksiaaltapid . . . . .	104



## I. VÖLLID.

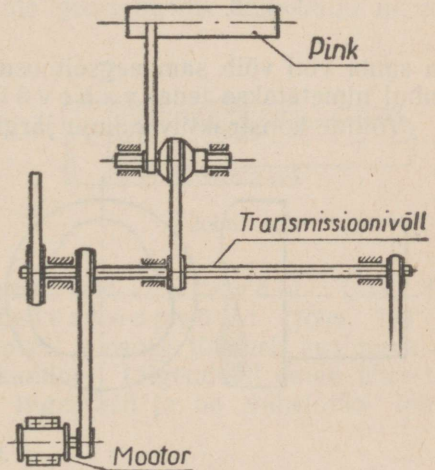
### 1. Völlide klassifikatsioon.

Völlideks nimetatakse tugeudel (laagrites) pöörlevaid detaile, mille ülesandeks on väändemomentide ülekandmine. Ühtlasi on völli ülesandeks ka nende asetatud detailide (hoorattad, rihmarattad, hammasrattad jms.) toetamine.

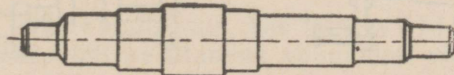
Seega on völli üldjuhul koormatud väände- ja paindemomentidega.

ГОСТ 3485-46 kohaselt võib völli jaotada töötamise tingimuste järgi peavölliideks ja transmissioonivölliideks. Peavölliid jõumasinas annavad edasi jõumasina poolt loodud tööd, töomasinate peavölli ülesandeks on aga mootorilt töö vastuvõtmine. Tööpinkides, kus töö teostub töödeldava detaili või tööriista pöörleval liikumisel, nimetatakse peavölli spindliks. Transmissioonivölli ülesandeks on jaotada mehaanilist energiat — kas otseselt või läbi eriseadme — üksikutele töomasinatele (mehhanismidele) või anda üle mehaanilist energiat ühele töomasinale (mehhanismile) (joon. 1).

Nimetatud eriseade on üldjuhul laagritest, völliidest, siduritest, ülekandelementidest ja juhtimismehhanismidest koosnev kompleksne seade, mis on määratud veetava völli pöörete arvu ja



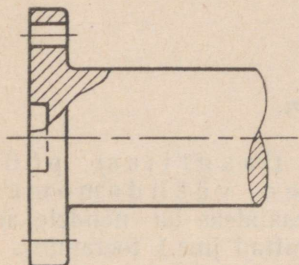
Joon. 1.



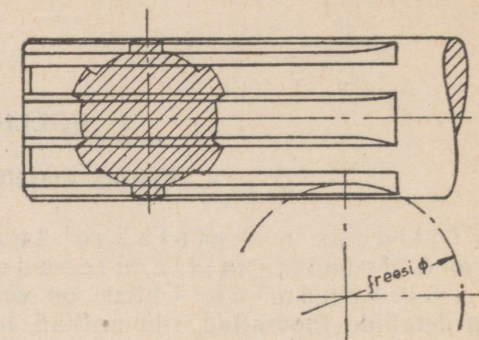
Joon. 2.

pöörlemis-suuna muutmiseks, samuti ka mehhanismide sisse- ja väljalülitamiseks. Kui transmissioonivölli saab energiat otse mootorilt, nimetatakse teda peatransmissioonivölliiks.

Võlli, mis annab üle pöörlevat liikumist (väändmomenti) teisele võllile, nimetatakse vedavaks võlliks, võlli aga, mis saab pöörlemise (väändmomenti) teiselt võllilt, nimetatakse veetavaks võlliks. Üks



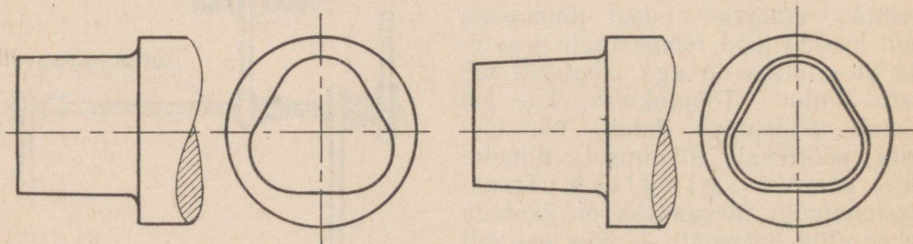
Joon. 3.



Joon. 4.

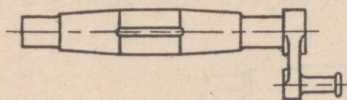
ja sama võll võib samaaegselt osutada vedavaks ja veetavaks võlliks, sel juhul nimetatakse teda vahewõlliks.

Võllide konstruktiivse kaju järgi jaotusel eristatakse ühelt poolt sile-

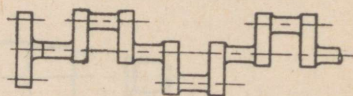


Joon. 5.

daid ja kaju- ehk fassongvõlle, teiselt poolt sirgeid ja murtud geomeetriselise teljega võlle. Siledad võllid omavad kogu oma ulatusel ühtlast läbimõõtu ja ristlõike kaju. Fassongvõllid on



Joon. 6.



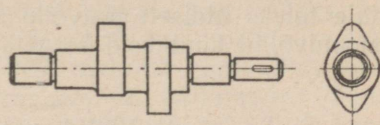
Joon. 7.

aga erinevates ristlõigetel kujundatud erinevate läbimõõtudega või ka erineva kujuga. Fassongvõll võib olla kujundatud kas astmelise võllina — pingete ühtlustamise ja materjali täielikuma kasutamise otstarbel (tulenevalt koormuste suurest erinevusest erinevates ristlõigetel) (joon. 2),

äärkvõllina, kus võll on kujundatud ühe tervikuna liiteäärkuga (-äärikutega) (joon. 3), hammasvõllina, kus võll on pikkuse teatud osas varustatud piki- või kruvijoont mööda kulgevate nuutidega (joon. 4), mistõttu on väändmomente võimalik üle kanda võllil pikisuunas liikuvate



Joon. 8.

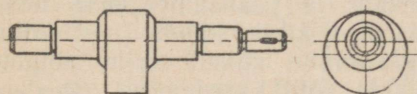


Joon. 9.

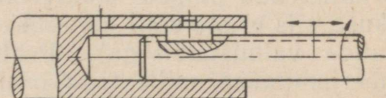
või ka liikumatult kinnitatud detailide kaudu, või ümardatud kolmnurkprofiiliga võllina (joon. 5).

Murtud geomeetrilise teljega võllid on väntvõllid (joon. 6 ja 7).

Eriliigi võlle moodustavad nn. painduvad võllid (joon. 8), millede konstruktsioon võimaldab võllide geomeetrilise telje kuju muutuvust suures ulatuses.

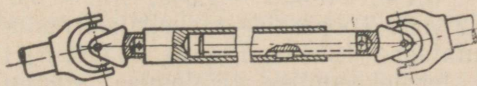


Joon. 10.



Joon. 11.

Eriotstarbelistest võllidest nimetame veel nokkvõlli (joon. 9), ekstsentrkvõlli (joon. 10), teleskoopvõlli (joon. 11) ja liigendvõlli (joon. 12). Teleskoopvõll koosneb lülidest, kusjuures on võimalik lülidest suhteline telje sihis liikumine. Liigendvõll omab ühes või mõlemas otsas universaal- (kardaani-) liigendeid ja on vahelülis nurgiasetsevate võllide liitmisel.



Joon. 12.

Võllid võivad olla valmistatud kas täisvõllidena või õõnesvõllidena. Õõnesvõlli kasutamine võimaldab võlli sama kaalu juures saavutada suuremat tugevust.

Võllide arvutuse seisukohalt on otstarbekohane kasutada jaotust, liigitades võllisid raskelt koormatud ehk rasketeks võllideks ja kergelt koormatud ehk kergeteks võllideks. Aluseks ühte või teise rühma kuulumiseks oleks mõjuva paindemomendi suhteline suurus võrreldes väändmomendiga. Raskelt koormatud võllid on iseloomustatud kül-

lalki suure paindemomendi mõjuga väändemomendi kõrval ja arvutus tuleb teostada otseselt liitugevusele väände- ja paindemomendi järgi. Kergelt koormatud võllidele mõjub aga suhteliselt väike paindemoment ja arvutuse võib sel puhul läbi viia ainult väändemomendi järgi, vähendades painde mõju arvestamiseks lubatavaid väändepingeid võllis. Vastavalt eeltoodule tuleks üldiselt peavõlle käsitleda raskete võllidena, kuna transmissioonivõllid kuuluksid kergete võllide hulka.

## 2. Võllide materjal ja valmistamine.

Võllide materjalina kasutatakse peamiselt süsinik-, kvaliteetsüsinik- ja legeritud teraseid. Vähem leiavad kasutamist ka terasvalu, malm ja puit.

Siledate võllide (transmissioonivõllide) materjaliks on tavaliselt kalibreeritud valtsitud ümarteras markidest Cr. 4 ja Cr. 5 GOCT 380-41 järgi. Suuremate läbimõõtude puhul (läbimõõt  $d > 200$  mm) valmistatakse aga võllid sepistamise või pressimise teel. Väikesi vāntvõlle valmistatakse ka stantsimisega.

Kuna valtsimisel saadud ümarterase pealiskihis on valtsimise protsessis kujunenud pingete teatav kindel tasakaal ja pealiskiht omab head sitkust, siis ei ole alati otstarbekohane seda pealiskihti rikkuda (näit. kiilunuutide valmistamisega). Pealiskihi vigastamine kutsub esile pingete ümberjaotumise, mille tagajärjel võib tekkida võlli kaardumine. Pealegi nõrgestab kiilusüvis võlli ristlõiget. Kui on võimalik detailide kinnitamist võllile läbi viia ilma materjali pealiskihti vigastamata, näit. väikeste vāndemomentide ülekandmisel hõõrdkiilu (või ka kahte hõõrdkiilu) kasutades, siis tuleb nimetatud moodust kindlasti eelistada.

Raskelt koormatud võllid valmistatakse harilikult kvaliteetsüsinikterastest, margid 25, 30, 35, 40, 45 (GOCT B—1050-41), ja ka martään-süsinikterastest Cr. 3, Cr. 4 ja Cr. 5 (GOCT 380-41) kas sepistamise või stantsimise teel. Eriti sageli leiab kasutamist teras 45. Fassongvõllide ja vāntvõllide valmistamiseks kasutatakse ka vähelegeritud ja legeritud kroom- ja kroomnikkelteraseid 40X, 40XH, 30XH3 jms. (näit. koostisega: C = 0,4 — 0,5%, Si < 0,4%, Ni = 1 — 1,5%, Mn = 0,6 — 0,7%), korrosioonikindlat terast Ж2 jms. Tööpinkide raskelt koormatud võllide ja spindlite materjalina kasutatakse 12XH2, 12XH3, 13XHBA, 18XHBA. Üldiselt on aga termilise ja termokeemilise töötlemise arengu tõttu legeritud teraste kasutamine vähenenud. Kõrgeltlegeritud teraste kasutamine suurte sepiste puhul üldiselt ei õigusta ennast, kuna kalli materjali omaduste maksimaalne kasutamine eeldab sepise täielikku homogeensust, igasuguste tühemike, praokete jne. täielikku puudumist.

Peale sepistamist teostatakse võllide lõõmutamine ja normaliseerimine. Sellega saavutatakse sepistamisel tekkinud sisepingete tuntavat vähendamist ja võlli mehaaniliste omaduste tõusu.

Võllide kuluvuskindluse tõstmiseks kasutatakse termokeemilist töötlemist (tsementiitimine, nitreerimine). Peale selle vähendab nitreerimine, osalt ka tsementiitimine, pingete kontsentratsiooni mõju, s. t. tõstab võlli väsimuspiiri.

Malmvõllid valmistatakse valamise teel legeeritud (Cu, Ni, Cr vms.) või modifitseeritud malmist. Juba 80 aastat tagasi avaldas kuulus vene metallurg D. Tšernov idee, et valutoote struktuur omab eeliseid sepistoote struktuuri ees.

Väntvõllide valmistamine valamise teel võimaldab anda vändale ka suuremat tugevust ja luua paremaid tingimusi pingete jaotumiseks, kuna nimetatud seisukohtadest lähtudes on võimalik anda valutootele sepistootega võrreldes otstarbekam kuju. Tänu sellele malmist väntvõllide vastupidavus väsimusele läheneb terasvõllide vastavatele näitajatele. Tuntud on ka malmide omadus taluda vibratsioone suurel määral (3—7 korda) paremini kui teras. Kui veel hiljuti oli malmvalu suureks puuduseks tema tugevusnäitajate suur ebastabiilsus, siis praeguseks on teoreetilised uuringud ja praktilised tulemused näidanud malmvalust väntvõllide täielikku kasutatavust. Nii valmistab näiteks Tšeljabinski traktoritehas malmväntvõlle traktoritele C-80, kusjuures modifitseeritud malmi ligikaudne keskmine koosseis on: C = 2,85 — 3%, Si = 1,95 — 2,15%, Mn = 1,25—1,78%, Ni = 0,9 — 0,2%, Cr < 0,1%<sup>1</sup>.

Kuna raskelt koormatud võllid on vastutusrikkad elemendid, tuleb valmistamise käigus kontrollida materjali ja pooltoote omadusi. Ka peale mehaanilist töötlemist ja valmistootte kontrollimist tuleb võlle käsitada küllaldase vastutustundega. Nii tuleb näiteks võlli transporteerimisel jälgida, et ei tekiks võlli paindumist omakaalu mõjul jne.

Suurt tähelepanu tuleb pöörata võlli valmistamise täpsusele, kuna võlli täpsusest oleneb kogu agregaadid töötamine. Laagritele toetuvate võlli osade lubatav ovaalsus on ette määratud vedelikulise hõõrdumise tingimustest (lähemalt vt. materjale VI vihikus). Hoolikalt tuleb kontrollida võlli sirgsust. Kõige lihtsam on seda teostada treipingil indikaatori abil. Võlli lubatava läbipainde suurus oleneb pöörete arvust, võllile asetatud osade kujust ja suuruselt. Nii näiteks on ventilaatorite ja suitsupuhujate võllide lubatav läbipaindumine kuni 0,2 mm, auruturbiinide võllidel kuni 0,05—0,07 mm. Võlli sirgestamist teostatakse kas termilisel, mehaanilisel või ka termomehaanilisel teel.

### 3. Sirgete võllide ligikaudne arvutus tugevusele.

#### a. Ligikaudse arvutuse kasutamisest.

Nagu varem märgitud, on võllid üldjuhul koormatud väände- ja paindemomentidega. Lisaks sellele võib võll üksikjuhtudel olla koormatud ka teljesuunaliste jõududega. Võllide arvutamisel tugevusele tuleb määrata võlli mõõdet, lähtudes mõjuvatest jõududest ja lubatavatest pingetest (või ka antud varutegurist). Sageli leiab kasutamist ka teine moodus, kus lähtudes etteantud mõõdetest (määratud kas praktiliste kogemuste najal või mingi ligikaudse arvestusega), kontrollitakse tekkivate pingete vastavust lubatavatele pingetele või määratakse nn. tegelik varutegur.

<sup>1</sup> Vt. „Вестник машиностроения” №. 2 — 1950. а.

On mõistetav, et esimene moodus, s. t. võlli mōõdete määramine lubatavate pingete järgi, ei saa anda materjali maksimaalselt otstarbeka kasutamise seisukohalt sobivaid tulemusi, sest paljusid suhteliselt küllaltki suure tähtsusega faktoreid ei ole ilma võlli lõpliku kuju ja mōõdete täpse teadmista võimalik arvesse võtta. Nendeks faktoriteks on peamiselt pingete kontsentratsioon ja võlli absoluutsete mōõdete mõju. Täpse arvutuse võib läbi viia ikkagi ainult teades võlli täpset kuju, tema mōõteid. Seepärast on ka loomulik, et esimene moodus leiab kasutamist vaid ligikaudse arvutuse, millele vastutusrikastel juhtudel järgneb alati kontrollarvutus, s. t. arvutus tegeliku varuteguri määramiseks mõjuva koormuse ja võlli antud konkreetsete mōõdete puhul. Kontrollarvutuse tulemusena võib sageli esineda vajadus viia sisse parandusi võlli konstruktsiooni ja veelkordselt teostada kontrollarvutust.

Võllile mõjuv väändemoment on oma suuruselt muutuv, tähendab lubatavad pinged tuleksid valida teise koormusjuhu jaoks. Kuna võll pöörleb, siis võllile rakendatud detailide kaalust ja mõjuvatest välisjõududest tekkiv paindepinge on muutuv ka suunalt, järelikult lubatavad pinged tuleksid valida vastavalt kolmandale koormusjuhule. Ligikaudsetes arvutustes sageli seda erinevust väände- ja paindepingete režiimis ei võeta arvesse ja lubatav pinge määratakse kolmandale koormusjuhule vastavana.

#### b. Ligikaudse arvutuse käik.

Võllis, mis on koormatud väändemomendiga  $M_v$  ja paindemomendiga  $M_p$ , tekivad väände- ja paindepinged:

$$\tau = \frac{M_v}{W_p} \text{ ja } \sigma = \frac{M_p}{W},$$

kus

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$$

on võlli ristlõike polaarvastupidavusmoment ja

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$$

võlli ristlõike vastupidavusmoment.

Liites pinged III tugevusteooria alusel, saame resulteeriva pinge

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (1)$$

Asetades  $\sigma$  ja  $\tau$  asemele nende avaldised

$$\sigma = \frac{M_p}{0,1d^3} \text{ ja } \tau = \frac{M_v}{0,2d^3},$$

saame

$$R_p \geq \frac{1}{0,1d^3} \sqrt{M_p^2 + M_v^2}, \quad (2)$$

kusjuures  $\sigma_p$  on asendatud tema piirväärtusega — lubatava pingega  $R_p$ .  $R_p$  tuleb valida III koormusjuhu kohta. Siit on võimalik avaldada ka otsitav võlli läbimõõt.

Kui võtta arvesse painde- ja vändepingete režiimide erinevust, siis

$$R_p \geq \frac{1}{0,1d^3} \sqrt{M_p^2 + (\alpha M_v)^2}, \quad (2-a)$$

kus  $\alpha = \frac{R_{III}}{R_{II}}$  on tegur, mis võtab arvesse erinevate režiimide erinevat mõju,

$R_{II}$  ja  $R_{III}$  — lubatavad pinged teisel ja kolmandal koormusjuhul.

Suuremad võllid valmistatakse sageli seest õõnsatena. Nagu tugevus-õpetusest teada, omab täisringi pindalaga võrdse pindalaga rõngas suuremat inertsmomenti, järelikult ka suuremat vastupidavusmomenti. Seega rõngakujulise ristlõike puhul on võimalik materjali paremini kasutada. See asjaolu võimaldab võlli sama kaalu juures saavutada suuremat tugevust või sama tugevuse juures kergemat võlli. Eriti sobiv on õõnsa võlli kasutamine suure laagrite vahekauguse korral, samuti ka siis, kui jõud võllile kantakse üle nimetatud võlli õõnsust läbivalt võllilt. Rõnga inertsmoment (joon. 13)

$$J = \frac{\pi d_v^4}{64} - \frac{\pi d_s^4}{64} = \frac{\pi}{64} (d_v^4 - d_s^4)$$

ja vastupidavusmoment

$$W = \frac{\pi}{64} (d_v^4 - d_s^4) : \frac{d_v}{2} = \frac{\pi}{32} \left( \frac{d_v^4}{d_v} - \frac{d_s^4}{d_v} \right) = \frac{\pi}{32} d_v^3 \left( 1 - \frac{d_s^4}{d_v^4} \right).$$

Tähistades õõnsa võlli sise- ja välisläbimõõdu suhet  $\beta$ -ga, s. t.  $d_s : d_v = \beta$ , saame:

$$W \approx 0,1 d_v^3 (1 - \beta^4) \quad (3)$$

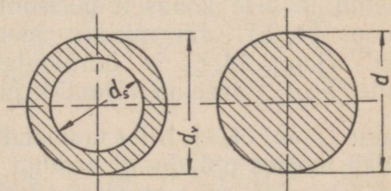
ning arvutusvõrrandid vastavalt:

$$R_p \geq \frac{1}{0,1 d_v^3 (1 - \beta^4)} \sqrt{M_p^2 + M_v^2} \quad (4)$$

ja

$$R_p \geq \frac{1}{0,1 d_v^3 (1 - \beta^4)} \sqrt{M_p^2 + (\alpha M_v)^2}. \quad (5)$$

Otstarbekas on arvutuse teostamisel ette anda  $\beta$  väärtus, tavaliselt  $\beta = 0,5 - 0,8$ . Valutehnoloogia seisukohalt on soovitatav, et seina paksus oleks 20—60 mm. Kui tingimus  $\beta = \text{const}$  põhjustab seinapaksuse väljaspool neid piire, tuleb võlli pikkusel ka muuta  $\beta$  suurust. Tabelis 1 on toodud võrdlevad andmed ümmarguste ristlõigete läbimõõtude kohta sama vastupidavusmomenti saamiseks ja ka rõngakujulise



Joon. 13.

ristlõikega võlli kaalu vähenemine  $G\%$ , võrreldes täisvõlliga (tähised jooniselt 13).

Tabel 1.

Võrdlevad andmed sama vastupidavusmomendiga ristlõikete kohta.

$\beta = \frac{d_s}{d_v}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\frac{d_v}{d}$	1,009	1,022	1,047	1,096	1,192	1,472
$G\%$	15	22	29	39	49	61

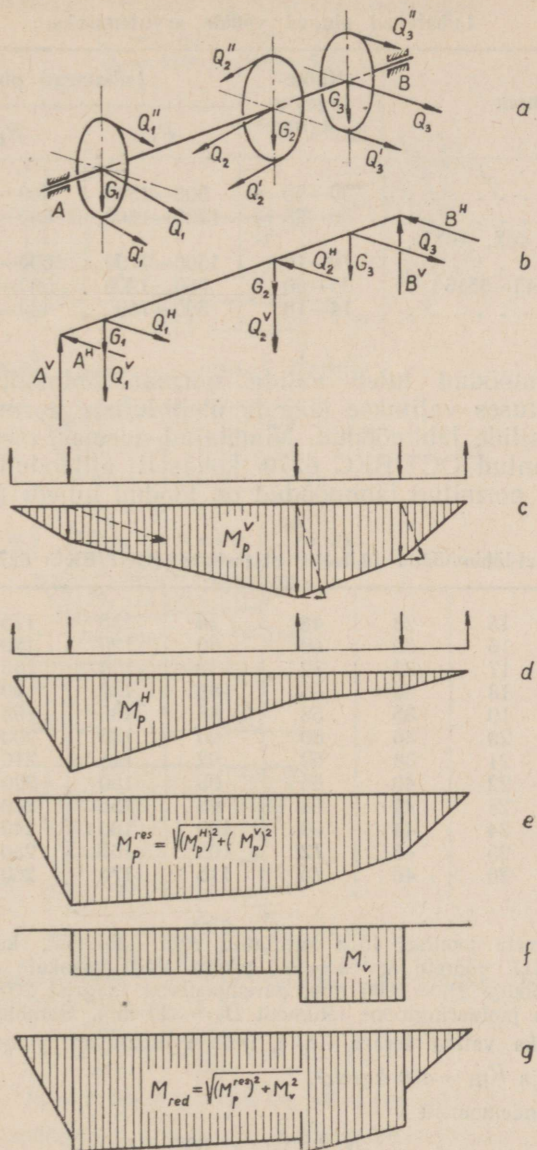
Valemite (2) kuni (5) kasutamisel tuleb ühtlase läbimõõduga võlli arvutamisel muidugi lähtuda momentide väärtustest nn. ohtlikus ristlõikes, s. t. leida koht võllil, kus suurus  $M_p^2 + M_v^2$  või vastavalt  $M_p^2 + (\alpha M_v)^2$  on maksimaalne. Astmelise võlli konstrueerimisel on aluseks momentide muutumise iseloom kogu võlli pikkuses. Sobiv on momentide muutumist jälgida momentide epüüride järgi.

Üldjuhul, kus võll on koormatud väändemomendiga ja mitmes tasapinnas esinevate paindepingeid esile kutsuvate jõududega (võllile asetatud detailide kaal, jõud rihmaharude tõmbest rihmaratastel, jõud hammasratastele vms.), on momentide epüüride kasutamine peaaegu vältimatu. Põhimõtteliselt toimub arvutuskäik siis vastavalt alltoodud arutlusele.

Olgu joonisel 14, a kujutatud võll koormatud väändemomendiga, võllile asetatud kolme rihmaratta kaaluga  $G_1$ ,  $G_2$  ja  $G_3$  ja rihmaharudes esinevate jõududega vastavalt  $Q_1$  ja  $Q_1'$ ,  $Q_2$  ja  $Q_2'$  ning  $Q_3$  ja  $Q_3'$ . Liitnud rihmaharudes esinevad tõmbejõud resultantjõududeks  $Q_1$ ,  $Q_2$  ja  $Q_3$ , lahutame saadud resultandid komponentideks kahte ristiasuvasse tasapinda. Sobiv on valida nendeks vertikaal- ja horisontaaltasapinnad, kuna võllile asetatud detailide omakaal mõjub juba vertikaaltasapinnas. Jõudude  $Q_1$  ja  $Q_2$  vertikaalkomponendid liituvad omakaaludega  $G_1$  ja  $G_2$ , kuna jõud  $Q_3$ , võetud joonise kohaselt horisontaalse jõuna, vertikaalkomponenti ei anna (joon. 14, b). Järgmiseks joonestame paindemomentide epüürid vertikaal- (joon. 14, c) ja horisontaaltasapinnas (joon. 14, d) mõjuvate jõudude järgi. Edasi on võimalik juba ehitada resulteerivate paindemomentide

epüür (joon. 14, e), liites momendid geomeetriselt:  $M_p^{res} = \sqrt{(M_p^H)^2 + (M_p^V)^2}$ . Tuleb meeles pidada, et saadud epüür ei ole sisuliselt mitte tasapinnaline, see tähendab, et resulteerivad momendid mõjuvad eri tasapindades, kuid suurima momendi arvulise väärtuse leidmisel ei oma see asjaolu tähtsust.

Joonestades välja veel ka väändmomentide epüüri (joon. 14, f), on nüüd võimalik ehitada  $M_p^{res}$  ja  $M_v$  väärtuste järgi nn. redutseeritud momentide



Joon. 14.

epüür  $\sqrt{(M_p^{res})^2 + M_v^2}$  (või vastavalt epüür  $\sqrt{(M_p^{res})^2 + (\alpha M_v)^2}$ ), mis on aluseks läbimõõtu määramisel (joon. 14, g).

Arvutamiseks vajalikud lubatavate pingete väärtused võib valida tabelist 2.

Tabel 2.

Lubatavad pinged võllide arvutamiseks.

Materjali mark	Katke- tugevus $\sigma_b$ kg/mm <sup>2</sup>	Lubatavad pinged kg/cm <sup>2</sup>		
		$R_I$	$R_{II}$	$R_{III}$
Cr. 2, Cr. 3, Cr. 4 . . . . .	30—50	900—1500	600—1000	300—500
Cr. 5, Cr. 6 . . . . .	50—75	1200—1800	800—1200	400—600
Legeeritud terased 40X, 40XH, 30XH3	70—100	1500—2700	1000—1800	500—900
Terasvalu 50—5019, 45—5516 . . .	36—60	750—1200	500—800	250—400
Malm . . . . .	14—18	600—750	400—500	200—250

Võllide läbimõõdud tuleb valida normaal-läbimõõtude reast, mille järgi masinaehituses valitakse kõikide üleliiduliste normide kohaselt valmistatavate detailide läbimõõdud. Nimetatud normaal-läbimõõdud üldiseks otstarbeks on antud OCT/BKC 6270 kohaselt alltoodud tabelis. Transmissioonivõllide normitud läbimõõdud on toodud hiljem (vt. p. 8, tabel 11).

Normaal-läbimõõdud üldiseks otstarbeks (OCT/BKC 6270) mm.

0,5	4	15	28	48	78	115	175	270	390
0,8	4,5	16	30	50	80	120	180	280	400
1,0	5	17	32	52	82	125	185	290	410
1,2	6	18	34	55	85	130	190	300	420
1,5	7	19	35	58	88	135	195	310	430
1,8	8	20	36	60	90	140	200	320	440
2,0	9	21	38	62	92	145	210	330	450
2,2	10	22	40	65	95	150	220	340	460
2,5	11	23	42	68	98	155	230	350	470
2,8	12	24	44	70	100	160	240	360	480
3,0	13	25	45	72	105	165	250	370	490
3,5	14	26	46	75	110	170	260	380	500

Näide: Määrata joonisel 15, a kujutatud võlli läbimõõt, kui võll kannab üle võimsust  $N = 60$  HJ, pöõrete arv  $n = 240$  p/min. Võlli vasakule otsale on kinnitatud rihmaratas läbimõõduga  $D_1 = 1000$  mm, parempoolsest laagrist 200 mm kaugusel asub hammasratas, mille jaotusringjoone läbimõõt  $D_2 = 320$  mm. Hambumisnurk  $\alpha = 20^\circ$ .

Võlli materjaliks valime terase Cr. 4, millele lubatavad pinged tabelist 2 valime  $R_{II} = 800$  kg/cm<sup>2</sup> ja  $R_{III} = 400$  kg/cm<sup>2</sup>.

Ülekantav väändemoment

$$M_v = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = 71\,620 \cdot \frac{60}{240} = 17\,900 \text{ kgcm},$$

perifeerne jõud rihmarattal

$$P = \frac{2M_v}{D_1} = \frac{2 \cdot 17\,900}{100} = 358 \text{ kg}.$$

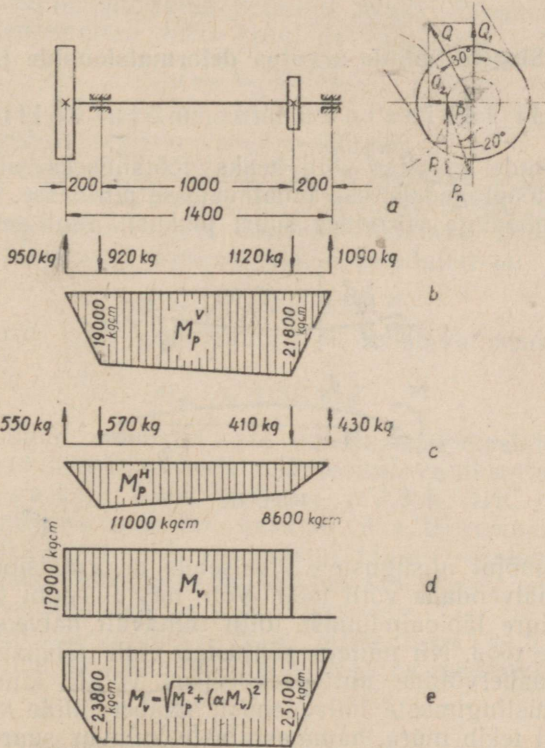
Rihmaharude tõmmete summaks võtame

$$Q \approx 3P \approx 1100 \text{ kg,}$$

mille jaotame komponentideks vertikaal- ja horisontaaltasapinnas:

$$Q_1 = 1100 \cos 30^\circ = 950 \text{ kg,}$$

$$Q_2 = 1100 \sin 30^\circ = 550 \text{ kg.}$$



Joon. 15.

Hambumisel hammastevaheline normaaljõud  $P_n$  on samuti jaotatud jõudeks vertikaal- ja horisontaaltasapinnas  $P_1$  ja  $P_2$ :

$$P_1 = \frac{2M_v}{D_2} = \frac{2 \cdot 17900}{320} \approx 1120 \text{ kg,}$$

$$P_2 = P_1 \tan 20^\circ = 1120 \tan 20^\circ \approx 410 \text{ kg.}$$

Paindemomentide epüürid vertikaal- ja horisontaaltasapinnas, väändemomentide epüür ja redutseeritud momentide epüür on kujutatud joonisel 15, b, c, d ja e.

Võlli läbimõõt vasakpoolse laagri kohal

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1R_{III}}} = \sqrt[3]{\frac{23800}{0,1 \cdot 400}} = 8,41 \text{ cm} \approx 85 \text{ mm.}$$

Võlli läbimõõt hammasratta kohal

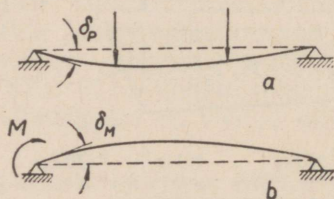
$$d_D = \sqrt[3]{\frac{25 \cdot 100}{0,1 \cdot 400}} = 8,6 \text{ cm} = 86 \text{ mm}.$$

Arvestades kiilupesa nõrgestavat mõju ja valides läbimõõdu normaal-läbimõõtude reast (OCT/BKC 6270) valime lõplikult  $d_D = 95 \text{ mm}$ .

#### 4. Sirgete võllide arvutus deformatsioonide järgi.

##### a. Võlli läbipaindumise mõju võlli tööle.

Paljudel juhtudel ei piisa võlli heaks töötamiseks ainult sellest, kui temas tekkivad tööpinged jäävad lubatavatesse piiridesse. Võll kui element, mis omab läbimõõduga võrreldes suurt pikkust, allub temale rakendatud



Joon. 16.

väliskoormuste mõjul niisugustele elastsetele deformatsioonidele, mis võivad tunduvalt halvendada võlli tööd. Võll, mis ei osutu töötamisel küllalt jäigaks, võib suure läbipaindumise tõttu tuntavalt halvendada võllile kinnitatud detailide tööd. Nii näiteks põhjustab võlli läbipaindumise tulemusena esinev naabervõllide mitteparalleelsus võllile kinnitatud hammasrattaste hambumistingimuste halvenemist, naabervõllide vahekaugus muutub, hambumisel tekib müra, hammasrattaste kulumus suureneb jne. Võllide läbipaindumine muudab ka võllide töötingimusi laagrites, tekib sööbimine, kulumine, kuumenemine; võlli läbipaindumise tõttu tuleb kasutada vastavalt kohandatud konstruktsiooniga laagreid. Teisest küljest avaldab võlli jäikusele mõju ka võllile asetatud detailide pikkus võrreldes tugedevahele avaga (laagrite vahekaugusega) ja detaili istu liik võllil. Seega on võllide deformatsioonide täpne määramine küllaltki keeruline, kuna ei ole hästi kasutatavaid täpseid meetodeid, mis võtaksid arvesse laagrite jäikust, laagrites esineva lõtku mõju, võllile kinnitatud detailide ja võlli nõrgestuste mõju jms.

Võlli läbipainde ja sellega seoses ka pöördenurga suuruse (tugede kohal) arvutamisel vaadeldakse mõjuvaid jõude koondkoormustena, kuna võlli toed loetakse šarniirseteks. Viimane oletus on lähedane tegelikkusele, kui kasutatakse nn. iseseaduvaid ehk šarniir-laagreid (vt. viihik VI). Kui esinevad aga mitte-šarniir-laagrid, siis tuleb lähtudes laagri pikkusest ja lõtkust laagris, määrata võlli maksimaalselt võimalik pöördenurk laagris

ja reaktsioonmoment, mis koos väliskoormusega põhjustabki esineva deformatsiooni. Esinev tegelik deformatsioon on leitav väliskoormusest tuleneva deformatsiooni  $\delta_p$  (joon. 16, a) ja reaktsioonmomentidest tekkinud deformatsiooni  $\delta_M$  (joon. 16, b) liitmisel.

Konkreetsed eeskirju lubatavate läbipaindumiste suuruste kohta ei ole võimalik anda. Lubatav läbipaine suurus oleneb täielikult võllile määratud ülesandest, võllile kinnitatud detailide heaks töötamiseks ülesseatud tingimustest. Orienteeruvalt võiks kasutada vahekorda

$$f_{max} \leq 0,003L,$$

kus  $f_{max}$  on lubatav suurim läbipaine,

$L$  — võlli tugede (laagrite) vaheline kaugus.

Mitmesuguste tööpinkide võllidel, kus on jäikuse kohta esitatud kõrgendatud nõuded, ei tohi läbipaine ületada 0,002 tugedevahelisest kaugusest. Mitmed pingiehitustehased annavad lubatava läbipainde suuruse olenevalt võllile kinnitatud hammasrataste moodulist  $m$ :

$$f_{max} \leq 0,01 \text{ kuni } 0,03 \text{ m.}$$

9,01. 0,8  
0,008

Keskmine norm võlli pöördenurga  $\Theta$  lubatava suuruse kohta toe kohal:

$$\Theta_{max} \leq 0,001 \text{ rad.}$$

Nõukogude Liidus valmistatavate autode käigukastides on näiteks võllidele kinnitatud hammasrataste pöördenurk vertikaaltasapinna suhtes piirdunud suurusega kuni 0,002 radiaani (ГАЗ-А, ЗИС-101, ЗИС-5 jt.).

Kuna kaasagne masinaehitus kasutab üha täpsemaid ja täpsemaid seadmeid, kus tööolukord peab võimalikult täpselt vastama arvutustega määratud olukorrale, tuleb senisest rohkem tähelepanu pöörata just võllide läbipaindumise suurusele ja selle arvutusele.

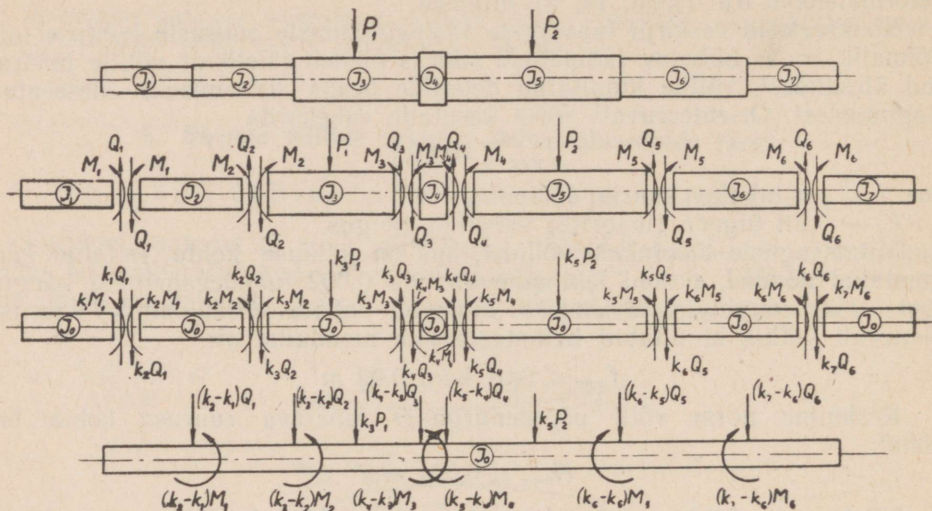
Alljärgnevas tutvumegi põhilisemate meetoditega võlli läbipainde ja pöördenurga, või mis on sama, võlli elastse joone määramiseks.

## b. Muutuva ristlõikega (astmelise) võlli redutseerimine ühtlase ristlõikega võlliks.

Nagu juba varem märgitud, on tugevuse seisukohalt otstarbekas valmistada raskelt koormatud võllid astmelistena. Järgnevas käsitletavate meetodite seisukohalt oleks vaja tutvuda eelkõige astmelise võlli redutseerimisega ühtlase ristlõikega võlliks. Toodava meetodi idee on avaldatud 1932. a. B. Žemotškini poolt.

Astmelise võlli üksikute osade ristlõigete inertsmomentid olgu  $J_1, J_2, J_3, \dots, J_n$ . On teada, et kui mingi tala, mille ristlõike inertsmoment on  $J$ , asendada teise talaga, mille ristlõike inertsmoment on  $J_0 = kJ$ , ja samal ajal muuta kõiki koormusi ja reaktsioone  $k$  korda, siis jäävad nii läbipainde kui ka pöördenurkade suurused samaks. Rakendades nüüd võlli erinevate ristlõike inertsmomentidega osade kohta nimetatud ideed, võime kõik osad asendada uue ja võrdse ristlõikega osadega, mille inertsmoment oleks  $J_0$ , muutes vastava kordaja  $k$  järgi ka mõjuvaid koormusi.

Ristlõigete üleminekukohtadesse tuleb rakendada veel paindel tekkivad täiendavad välisjõud ja momendid, mis on võrdsed muudetud jõudude ja momentide muutustega  $\Delta Q$  ja  $\Delta M$ . Sel juhul uue, algvõlliga ekvivalentse



Joon. 17.

võlli elastne joon eeltoodu alusel langeb täpselt kokku algvõlli elastse joonega. Joonisel 17 on kujutatud skeem astmelise võlli redutseerimiseks, konkreetse võlli redutseerimisega tutvume hiljem arvulistes näidetes.

c. Läbipainde ja pöördenurga määramine grafoanalüütilisel meetodil.

### 1) Mohri integraal.

Mingi vabalt kahele toele toetuva ja jõudude süsteemiga  $P_1, P_2, \dots, P_n$  koormatud tala (võlli) läbipainde suuruse leidmiseks antud punktis võib läbi viia järgmise arutluse.

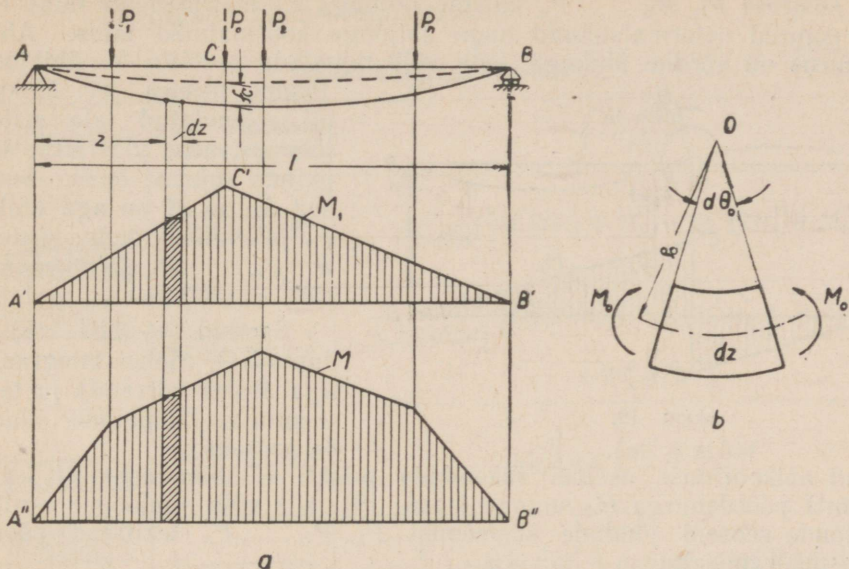
Rakendame punkti, mille kohal soovime määrata läbipainde suurust ( $C$ , joon. 18, a) abijõu  $P_0$ . Selle jõu mõjul paindub tala, kusjuures mingi talast vaatluseks eraldatud element pikkusega  $dz = \rho_0 d\theta_0$  (joon. 18, b), mille otspindadesse mõjuvad momendid  $M_0$ , paindub kaare järgi, mille kõverus

$$\frac{1}{\rho_0} = \frac{d\theta_0}{dz} = \frac{M_0}{EJ}, \quad (6)$$

siin

- $\rho_0$  on talaosakese kõverusraadius,
- $d\theta_0$  — pöördenurk,
- $E$  — elastsusmoodul,
- $J$  — ristlõike inertsmoment neutraaltelje suhtes.

Jõudude süsteemi  $P_1, P_2, \dots, P_n$  mõju rakendamisel suureneb läbipaine punktis  $C$  suuruse  $f_C$  võrra; pöördenurk  $d\theta_0$  suureneb painde



Joon. 18.

momendi suurenemisel  $M_0$ -st suuruseni  $M_0 + M$  suuruse  $d\theta$  võrra. Eraldatud elemendi kõveruse juurdekasv on

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{dz} = \frac{M}{EJ}. \quad (7)$$

Seejuures moment  $M_0$  sooritab  $d\theta$  ulatuses ümber paigutudes tööd, mille suurus kogu tala ulatuses  $l$  on

$$U = \int_l M_0 d\theta.$$

Väljendades tehtud töö jõu  $P_0$  poolt  $f_C$  ulatusel sooritatud töö  $U = P_0 f_C$  kaudu ja kasutades võrdust (7), saame:

$$P_0 f_C = \int_l M_0 d\theta = \int_l M_0 \cdot \frac{M dz}{EJ} = \frac{1}{EJ} \int_l M_0 M dz.$$

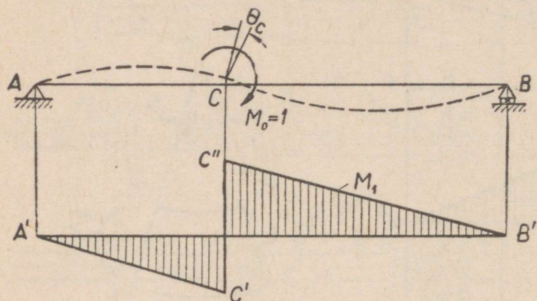
Jagades saadud avaldist  $P_0$ -ga ja tähistades

$$\frac{M_0}{P_0} = M_1,$$

saame otsitava läbipainde suuruse  $f_C$ :

$$f_C = \frac{1}{EJ} \int_l M_1 M dz. \quad (8)$$

Arutluses rakendatud abijõu  $P_0$  võime võtta niivõrd väikese, et arvesse võttes esinevate deformatsioonide väiksust üldse, võime väita: antud jõudude süsteem  $P_1, P_2, \dots, P_n$  kutsub abijõuga  $P_0$  koormamata talas esile sama suured deformatsioonid nagu abijõuga koormatudki talas. Abijõu  $P_0$  suurus on võrdne ühikuga, teda võib nimetada seetõttu ka ühikjõuks.



Joon. 19.

Peame meeles, et ühikjõud oli rakendatud tala sellesse lõikesse, kus soovitakse läbipainde suurust leida. Suurused  $M_1$  ja  $M$  on aga ühikjõu  $P_0$  ja välisjõudude süsteemi  $P_1, P_2, \dots, P_n$  paindemomentide analüütilised avaldised.

Saadud avaldis (8) on tuntud O. Mohri integraalina (ka Mohri võrrand) ja ta on kasutatav läbipainde suuruse leidmiseks.<sup>1</sup>

Kui abikoormuse asemel rakendada punkti  $C$  abimoment  $M_0$  (ühikmoment) pöördenurga  $\theta_C$  suunas (joon. 19), siis võib analoogse arutluse abil jõuda seoseni jõudude süsteemist  $P_1, P_2, \dots, P_n$  tekitatud pöördenurga määramiseks:

$$\theta = \frac{1}{EJ} \int M_1 M dz. \quad (8-a)$$

Siin  $M_1$  on ühikmomenti analüütiline avaldis. Võrrandid (8) ja (8-a) on antud kujul kasutatavad vaid võlli (tala) ühtlase läbimõõdu puhul. Kui võll on muutuva ristlõikega, siis ka inertsmoment  $J$  kuulub integraali märgi alla.

Praktilises töös on Mohri integraali leidmiseks väga hõlpus kasutada tabelis 3 toodud integraali väärtusi. Arvutused tuleb teostada eraldi võlli piirkondade kohta, kus paindemomentide  $M$  ja  $M_1$ , samuti ka ristlõike inertsmomendi muutumine on määratud samakujuliste funktsioonidega. Siis

$$f_C = \sum \int \frac{M_1 M dz}{EJ_1},$$

<sup>1</sup> Täpsemal kujul võtab avaldis (8) arvesse ka põikjõudude  $Q$  mõju:

$$f_C = \int \frac{M_1 M dz}{EJ} + k \int \frac{Q_1 Q dz}{GF}; \quad (8')$$

siin  $G$  on nihkemoodul,  
 $F$  — tala ristlõike pindala,  
 $k$  — tegur, mis oleneb ristlõike kujust.

Nagu arvutused näitavad, on põikjõu osatähtsus läbipainde suurusele, võrreldes paindemomendi mõjuga, väga väike; seepärast võib valemi teise liikme praktilistes arvutustes jätta arvesse võtmata.

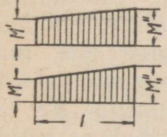
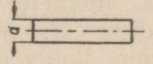
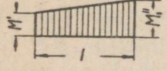
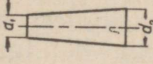
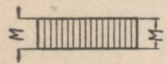
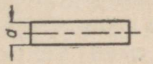
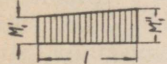
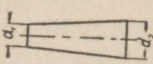
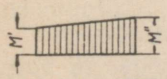
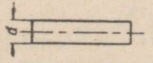
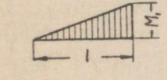
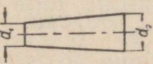
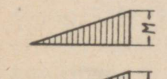
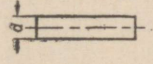
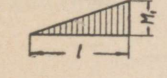
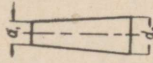
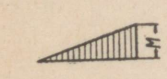
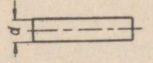
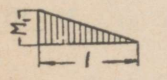
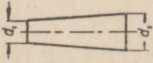
kus  $l$  on võlli antud piirkonna pikkus;

$J_1$  — võlli ristlõike inertsmoment; silindrilise kuju piirkonnas  $J_1 = \text{const}$ ;

$\Sigma$  — juhib tähelepanu sellele, et kõikide piirkondade kohta võetud integraalid tuleb summeerida.

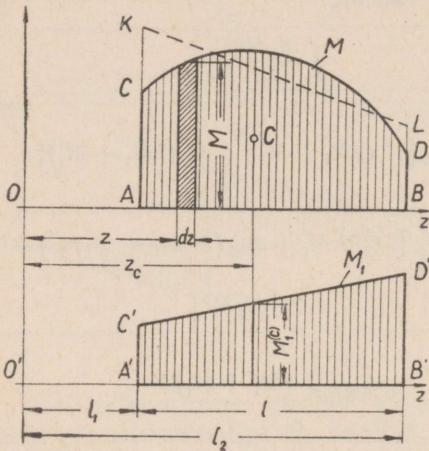
Tabel 3.

Mohri integraali väärtusi.

$M_1$ ja $M$ epüürid	Võlli vaadeldava piirkonna kuju	$\int \frac{M_1 M dz}{E J_1}$
		$\frac{l}{0,294 E d^4} [M' (2M'_1 + M''_1) + M'' (2M''_1 + M'_1)]$
		$\frac{l}{0,294 E d_1^3 d_2^3} [2d_2^3 M' M'_1 + d_1 d_2 (M' M''_1 + M'_1 M'') + 2d_1^2 M'' M''_1]$
		$\frac{l}{0,098 E d^4} (M''_1 + M'_1) M$
		$\frac{l}{0,294 E d_1^3 d_2^3} M [2d_2^2 M'_1 + d_1 d_2 (M'_1 + M''_1) + 2d_1^2 M''_1]$
		$\frac{l}{0,294 E d^4} M_1 (M'_1 + 2M'')$
		$\frac{l}{0,294 E d_1^2 d_2^3} (d_2 M' M_1 + 2d_1 M'' M_1)$
		$\frac{l}{0,147 E d^4} M M_1$
		$\frac{l}{0,147 E d_1 d_2^3} M M_1$
		$\frac{l}{0,294 E d^4} M M_1$
		$\frac{l}{0,294 E d_1^2 d_2^2} M M_1$

## 2) Vereštšagini reegel.

Otsene integraalide (8) ja (8-a) väljaarvutamine ei ole otstarbekohane. Lihtsam on kasutada siin grafoanalüütilist meetodit. Järgnevas tutvumegi A. Vereštšagini meetodiga (avaldatud 1925. a.).



Joon. 20.

Vaadeldes mingit tala osa pikkusel  $l_2 - l_1$  (joon. 20), oletame, et ta on koormatud momendiga  $M_1$ , mis muutub lineaarselt (näiteks moment ühikjõust) ja momendiga  $M$ , mille muutumise funktsiooni kohta ei ole erinõudeid üles seatud. Kujutame ette momentide  $M$  epüüri koosnevana kitsastest ribadest laiusel  $dz$  ja kõrgusega  $M$ . Iga ribakese pindala  $d\Omega$  oleks siis  $d\Omega = Mdz$ . Kui iga sellist pinnakest kujutada ette vastava suurusega vektorina ja lugeda need vektorid rakendatuks lineaarselt muutuva momendi epüüri piiravale sirgele  $C'D'$ , suunaga risti epüüri tasapinnaga, siis võime kirjutada, et

$$\int_{l_1}^{l_2} M_1 M dz = \int_{l_1}^{l_2} M_1 d\Omega = S_z, \quad (9)$$

s. t., et otsivat integraali võib vaadelda epüüri piiravale sirgele  $C'D'$  rakendatud fiktiivse koormuse staatilise momendina telje  $z$  suhtes. Selle jaotatud koormuse resultant asub samuti sirgel  $C'D'$ , kusjuures tema abstsiss  $z_c$  on võrdne kujundi  $ACDB$  raskuskeskme abstsissiga ja ordinaat suurusega  $M_1$  punktis  $C$ .

Seega

$$\int_{l_1}^{l_2} M_1 d\Omega = \Omega M_1^{(C)},$$

kus  $\Omega$  on momentide  $M$  epüüri pindala ja

$M_1^{(C)}$  — momentide  $M_1$  epüüri ordinaat eelmise epüüri raskuskeskme  $C$  kohal.

Tähendab

$$\int_{l_1}^{l_2} M_1 M dz = \Omega M_1^{(C)}. \quad (10)$$

Viimane avaldis, mis väljendab, et Mohri integraal tala osa kohta, mille ulatusel üks momentide epüür muutub

lineaarselt, avaldub lineaarselt muutuva epüüri teise epüüri raskuskeskme all oleva ordinaadi  $M_1^{(C)}$  ja selle teise epüüri pindala korrutisena, kujutabki endast Vereštšagini reeglit.

Praegusel ajal leiab Vereštšagini reegel arvutustes võrdlemisi laialdast kasutamist. Vereštšagini meetod on kasutatav juhul, kui  $EJ = \text{const}$  ja üks momentidest on muutuv lineaarselt. Kui epüür koosneb sirgjoonelistest osadest, siis tuleb arvutus teostada eraldi iga sirgjoonelise osa kohta.

### 3) Popovi fookusmeetod.

Teine huvitav ja originaalne grafoanalüütiline meetod deformatsioonide arvutamiseks on avaldatud A. Popovi poolt.

Joonisel 20 kujutatud epüüri  $ACDB$  võime asendada niisuguse pindvõrdse trapeetsiga  $AKLB$  (joon. 21), mille raskuskeskme abstsiss, võrreldes kujundi  $ACDB$  (joon. 20) raskuskeskme abstsissiga, jääks endiseks.

Selle tingimuse täitmisel võtab sirge  $KL$  momentide  $M$  epüüri piirava joone  $CD$  suhtes üheselt määratud kindla asendi. Sirget  $KL$  nimetame epüüri sirgestusjooneks. Avaldis (10) sel puhul ei muutu.

Punkti  $\Phi$  (joon. 21), mis asub momentide  $M_1$  epüüri piiraval sirgel teise epüüri raskuskeskme kohal, nimetame edaspidi fookuseks, suurust  $M_1^{(C)}$  aga fookusmomentiks.

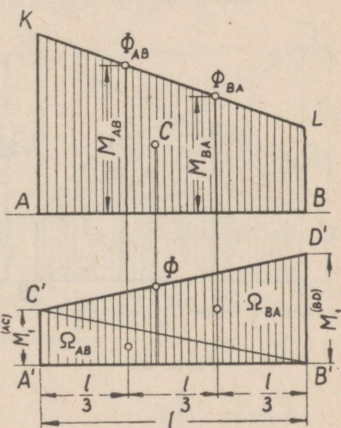
Kui nüüd jaotada momentide  $M_1$  epüür kaheks kolmnurgaks  $A'C'B'$  ja  $C'D'B'$  (joon. 21) ja teostada „epüüride korrutamist“ kummagi kolmnurga kohta eraldi, saame avaldise (10) asemele uue, praktiliselt hästi kasutatava avaldise:

$$S_z = \int_{l_1}^{l_2} M_1 M dz = \Omega_{AB} M_{AB} + \Omega_{BA} M_{BA}; \quad (11)$$

siin

$\Omega_{AB}$  ja  $\Omega_{BA}$  on kolmnurkade  $A'C'B'$  ja  $C'D'B'$  pindalad,

$M_{AB}$  ja  $M_{BA}$  — vastavate fookuste  $\Phi_{AB}$  ja  $\Phi_{BA}$  ordinaadid; viimaste abstsissid on võrdsed kolmnurkade  $A'C'B'$  ja  $C'D'B'$  raskuskeskmete abstsissidega. Fookused asuvad loomulikult sirgestusjoonel  $KL$ .



Joon. 21.

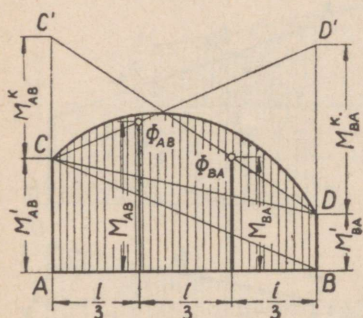
Fookusmomentide eristamiseks nimetame  $M_{AB}$ -d vasakpoolseks ja  $M_{BA}$ -d — parempoolseks fookusmomentideks, samuti fookusi  $\Phi_{AB}$  ja  $\Phi_{BA}$  vasak- ja parempoolseks fookuseks.

Kolmnurkade  $A'C'B'$  ja  $C'D'B'$  pindalad on:

$$\Omega_{AB} = \frac{M_1^{(AC)}l}{2} \quad \text{ja} \quad \Omega_{BA} = \frac{M_1^{(BD)}l}{2}.$$

Asetades toodud suurused võrrandisse (11), saame „epüüride korrutamiseks” järgmise seose:

$$\int M_1 M dz = \frac{M_1^{(AC)}l}{2} \cdot M_{AB} + \frac{M_1^{(BD)}l}{2} \cdot M_{BA} = \frac{l}{2} (M_1^{(AC)} M_{AB} + M_1^{(BD)} M_{BA}). \quad (12)$$



Joon. 22.

Fookusmomentide väärtused, mis annavad meile võimaluse ehitada sirgestusjoont, avaldame momentide  $M$  epüüri vaadeldava ulatuse otsordinaatide kaudu. Juhtides läbi punkti  $C$  (joon. 22) kiired  $CB$ ,  $CD$  ja  $CD'$ , saame ka lõigu  $DD'$ , mis on ainult epüüri piirava joone kujust, s. t. tala pikkusele  $l$  mõjuvust koormusest. Samuti on ainult epüüri piirava joone kujust punktist  $D$  tõmmatud sirge  $DC'$  abil tekita tud lõik  $CC'$ . Jooniselt saame fookusmomentide väärtused:

$$M_{AB} = \frac{1}{3} (2M'_{AB} + M'_{BA} + M_{BA}^K) \quad (13)$$

ja

$$M_{BA} = \frac{1}{3} (2M'_{BA} + M'_{AB} + M_{AB}^K), \quad (14)$$

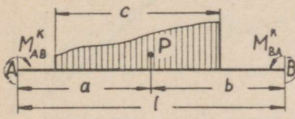
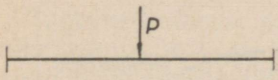
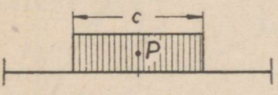
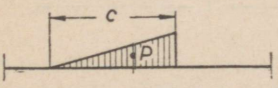
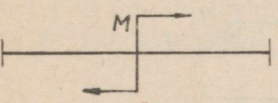
kus suurusi  $CC' = M_{BA}^K$  ja  $DD' = M_{AB}^K$  nimetame edaspidi koormusmomentideks. Koormusmomente tala (võlli) mingi osa pikkusel  $l$  võib leida tabeli 4 järgi. Tabelis on esimesena antud tala osa koormatuse skeem ja fookusmomentide suurused üldkujul (näidatud on koormusmomentide positiivne suund).

Sirgestusjoonte leidmise puhtgraafilisi võtteid on esitatud joonisel 23.

Saadud tulemusi kasutame näite lahendamiseks.

Näide: Määrata joonisel 24 kujutatud skeemi kohaselt koormatud võlli pöördenurk toe  $A$  kohal ja läbipaine jõu  $P = 1200$  kg kohal. Võlli läbimõõt on 80 mm ( $J = 201$  cm<sup>4</sup>) ja elastsusmoodul  $E = 2,2 \cdot 10^6$  kg/cm<sup>2</sup>. Koormusest  $P$  tulenev momentide epüür on kujutatud joonisel 24, b.

## Koormusmomentide väärtused.

Koormuse tüüp	$M_{AB}^K$	$M_{BA}^K$
	$Pa \left( 1 - \frac{a^2}{l^2} - \xi_1 \cdot \frac{c^2}{l^2} \right)$	$Pb \left( 1 - \frac{b^2}{l^2} - \xi_2 \cdot \frac{c^2}{l^2} \right)$
		$\xi_1 = \xi_2 = 0$ kui $a = b$ , siis $M_{AB}^K = M_{BA}^K = \frac{3}{8} Pl$
		$\xi_1 = \xi_2 = \frac{1}{4}$ kui $c = l$ , siis $M_{AB}^K = M_{BA}^K = \frac{1}{4} Pl$
	$\xi_1 = \frac{1}{6}$ kui $c = l$ , siis $M_{AB}^K = \frac{8}{30} Pl$	$\xi_2 = \frac{1}{6}$ kui $c = l$ , siis $M_{BA}^K = \frac{7}{30} Pl$
	$M \left( 1 - 3 \cdot \frac{a^2}{l^2} \right)$	$-M \left( 1 - 3 \cdot \frac{b^2}{l^2} \right)$

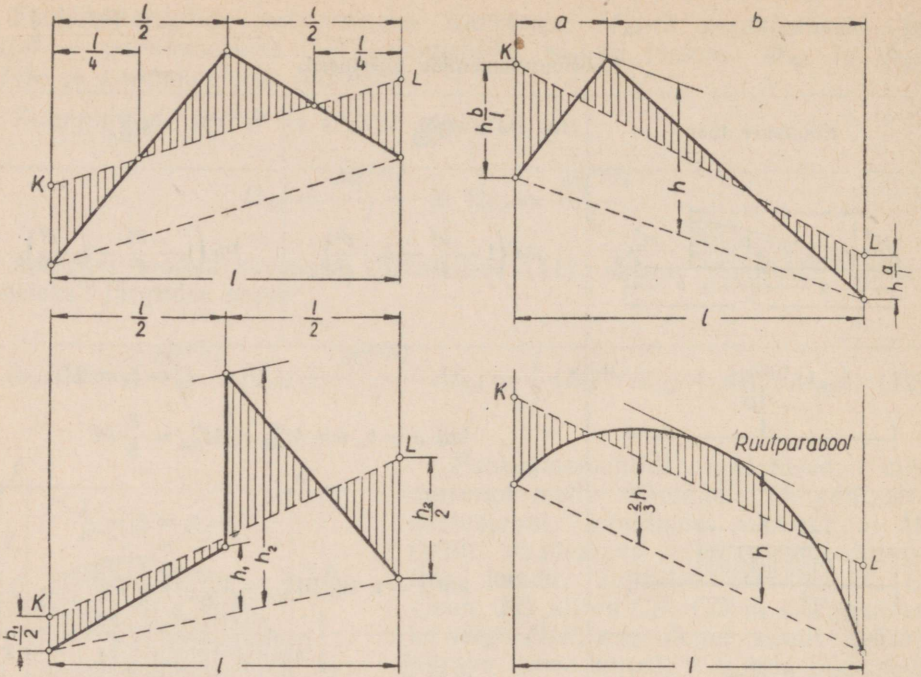
Rakendame otsitava pöördenurga suunas toele A ühikmomendi ja joonestame nime-  
tatud momendi järgi momentide epüüri (joon. 24, c). Võrranditest (8-a), (12), (13)  
ja (14) järeldub, et antud juhul

$$\begin{aligned} \theta_A &= \frac{1}{EJ} \int_0^l M_1 M dz = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{l}{2} (M_1^{(AC)} M_{AB} + M_1^{(BD)} M_{BA}) = \\ &= \frac{l}{2EJ} \cdot M_1^{(AC)} \cdot \frac{1}{3} M_{BA}^K = \frac{l}{6EJ} \cdot M_{BA}^K, \end{aligned}$$

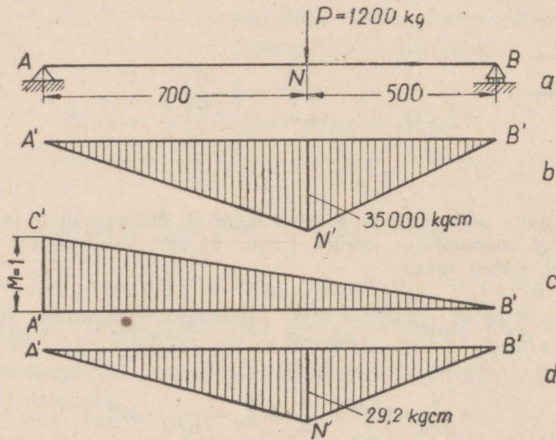
kuna  $M^{(AC)} = 1$ ,  $M'_{AB} = 0$  ja  $M'_{BA} = 0$ .

Tabelist 4 leiame:

$$M_{BA}^K = Pb \left( 1 - \frac{b^2}{l^2} \right).$$



Joon. 23.



Joon. 24.

Asetades valemisse arvilised väärtused, saame:

$$\theta_A = \frac{l}{6EJ} P b \left(1 - \frac{b^2}{l^2}\right) = \frac{120 \cdot 1200 \cdot 50 \left(1 - \frac{25^2}{120^2}\right)}{6 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 201} = 0,00224 \text{ radiaani.}$$

Läbipainde leidmiseks jõu kohal joonestame momentide epüüri ühikjõust  $P=1$ , mis on rakendatud jõu  $P=1200$  kg kohale (joon. 24, d). Võrrandite (8), (12), (13) ja (14) abil leiame läbipainde kahe osa ( $AN$  ja  $NB$ ) kohta eraldi ja summeerime ( $M_{AB}^K = M_{BA}^K = 0$ ):

$$f_N = \frac{1}{2EJ} \left( a \cdot 29,2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot 35\,000 + b \cdot 29,2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot 35\,000 \right) = \\ = \frac{29,2 \cdot 2 \cdot 35\,000 (70 + 50)}{2 \cdot 3 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 201} = 0,092 \text{ cm.}$$

#### 4) Nöörhulknurga meetod.

Tugevusõpetusest on teada, et tala elastse joone võime saada nöörhulknurgana, mis on konstrueeritud fiktiivse koormuse kohta, milleks on paindemomentide epüüri pind.

Nimetatud omadus põhineb sellel, et nöörhulknurga diferentsiaalvõrrand

$$\frac{d^2 M(x)}{dx^2} = p(x),$$

mis seob koormuse intensiivsust  $p$  paindemomendiga  $M$ , on sarnane elastse joone diferentsiaalvõrrandiga

$$\frac{d^2(EJf)}{dx^2} = M(x),$$

mis seob läbipainet  $f$  paindemomendiga  $M$ . Tähendab korrutise  $EJf$  arvutamine  $M(x)$ -i järgi võib toimuda samuti nagu  $M(x)$ -i arvutamine  $p(x)$ -i kaudu, vaadeldes momentide  $M(x)$  epüüri, jagatud jäikusega  $EJ$ , iga  $x$ -i väärtuse puhul kui mingit fiktiivset koormust  $p_f$ , s. t.

$$\frac{M(x)}{EJ} = p_f. \quad (15)$$

Sel juhul fiktiivne põikjõud  $Q_f$  fiktiivsest koormusest  $p_f$  ristlõikes  $x$  oleks võrdne sama ristlõike pöördenurgaga  $\Theta(x)$ , s. t.

$$\Theta(x) = Q_f. \quad (16)$$

Fiktiivne paindemoment  $M_f$  ristlõikes  $x$  fiktiivsest koormusest  $M(x) : EJ$  on võrdne sama ristlõike kohal esineva läbipaindega:

$$f = M_f. \quad (17)$$

Paindemomentide  $M_p$  epüüri pind jaotatakse ribadeks, nende ribade pindalade suurused kantakse valitud mastaabis jõuhulknurgana joonisele, võttes pooluskauguseks võlli jäikuse  $EJ$ . Selle jõuhulknurga alusel ehitatud nöörhulknurk annabki meile võlli elastse joone.

Tõelises momentide  $M_p$  epüüris on momendi dimensiooniks  $\text{kgcm}$ , järelikult võetud ribakeste pindalade (fiktiivse koormuse) dimensioon on  $\text{kgcm}^2$ . Sama dimensiooni omab ka võlli jäikus  $EJ$  (pooluskaugus). Kui võtta nii ribakeste pindalade (fiktiivse koormuse) kujutamiseks jõuhulk-

nurgas kui ka pooluskauguse joonestamisel aluseks sama mastaap, siis võlli läbipaine saadakse võlli pikkuse kohta võetud mastaabis. Kuna läbipaine on võlli pikkusega võrreldes väike, siis on otstarbekohane kanda valitud mastaabis  $EJ$  asemel suurus  $\frac{EJ}{n}$ . Tulemusena saame läbipainde  $n$  korda suuremana.

Üldisemalt võttes, kui pikkuse mastaabiks võtta 1 cm joonisel =  $m$  cm tegelikkuses, jõu mastaabiks 1 cm =  $N$  kg, siis esimese nõõrhulknurga (momentide  $M_p$  epüüri) ordinaadi pikkus 1 cm annab pooluskauguse  $h_1$  cm juures paindemomendiks  $M_p = h_1 N m$  kgcm; sellest epüürist kujuneb fiktiivseks koormuseks  $\frac{h_1 N m^2}{EJ}$  kgcm<sup>2</sup>/kgcm<sup>2</sup> ja kui teise nõõrhulknurga joonestamiseks võtta 1 cm joonisel =  $\frac{h_1 N m^2}{EJ}$  pooluskauguse  $h_2$  juures, siis nõõrhulknurga ordinaat 1 cm annab läbipainde suuruse  $\frac{h_1 m^2 N}{EJ} m h_2$  sentimeetrites.

Kui võll on astmeline, s. t. inertsmoment  $J$  on erinevates ristlõigetes erinev, tuleb momentide epüür lugeda piiratuks joone

$$M'_p = M_p \cdot \frac{J}{J_0}$$

järgi, kus  $J$  on aluseks valitud ristlõike inertsmoment ja

$J_0$  — antud ristlõike tegelik inertsmoment.

Näide: Määrata graafilisel meetodil joonisel 25 kujutatud terasvõlli ( $E = 2,2 \cdot 10^6$  kg/cm<sup>2</sup>) elastne joon ja suurim läbipaine.

Valitud mastaabid on näha joonisel. Suurima läbipainde saame jooniselt 25, d:

$$f_{max}^{teg} = \frac{1}{E} \cdot H f_{max} = \frac{1}{2,2 \cdot 10^6} (4,4 \text{ cm} \times 500 \text{ kg cm}^{-2}/\text{cm}) \cdot (3,33 \text{ cm} \times 10 \text{ cm/cm}) = 0,034 \text{ cm}.$$

#### d. Läbipainde ja pöördnurga määramine analüütiliselt.

Läbipaindunud tala telje elastse joone võrrand on tugevusõpetuses tuntud kujus

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{M}{EJ}, \quad (18)$$

kus

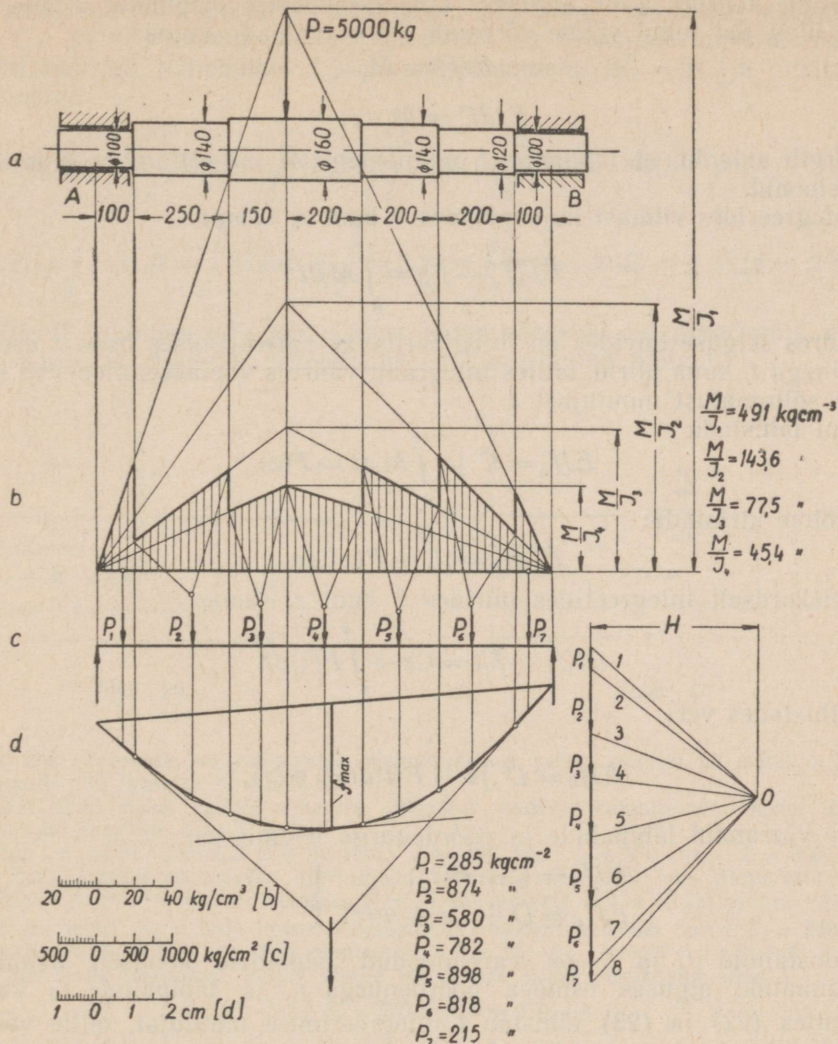
$\varrho$  on elastse joone kõverusraadius mingis lõikes,

$M$  — paindemoment samas lõikes,

$EJ$  — jäikus paindel, elastsusmoduli ja ristlõike inertsmomenti korrutis.

Väikeste läbipainete korral (väike läbipaine  $f$  ja väike pöördnurk  $\Theta$ )

$$\frac{1}{\varrho} = f'', \quad (19)$$



Joon. 25.

s. t. kõverus on võrdne läbipainde teise tuletisega. Sel juhul paindemoment arvutatakse sirge, mitte läbipaindunud tala kohta.

Seega võrrandite (18) ja (19) alusel elastse joone diferentsiaalvõrrand omab kuju:

$$f'' = \frac{M}{EJ} \cdot \quad (20)$$

Läbipaindumise  $f$  leidmiseks tuleb võrrandit (20) integreerida.

Valime koordinaatide alguseks tala vasakpoolse otspunkti,  $y$ -telje suuna üles. Sel juhul võime võrrandi (20) avaldada kujus

$$EJf''_z = M_z$$

või

$$EJdf'_z = M_z dz;$$

$z$  märgib asjaolu, et läbipaine  $f$  ja moment  $M$  on sõltumatu muutuja  $z$  funktsioonid.

Integreerides viimast kuju piirides 0 kuni  $z$ , saame:

$$EJ(f'_z - f'_0) = \int_0^z M_t dt,$$

kujuures selguse huvides on integreeritavas parempoolses osas  $z$  asendatud tähega  $t$ , kuna piirid, milles integraali väärtus võetakse, olenevad omakorda sõltumatust muutujast  $z$ .

Kui tähistada

$$EJf'_0 = C \text{ ja } \int_0^z M_t dt = F(z), \quad (21)$$

siis võime kirjutada:

$$EJdf_z = [C + F(z)] dz.$$

Teiskordselt integreerides piirides 0 kuni  $z$ , saame

$$EJ(f_z - f_0) = Cz + \int_0^z F(t) dt.$$

Tähistades veel

$$EJf_0 = D \text{ ja } \int_0^z F(t) dt = \Phi(z), \quad (22)$$

saame võrrandid läbipainde ja pöördnurga leidmiseks:

$$\left. \begin{aligned} EJf'_z &= C + F(z); \\ EJf_z &= D + Cz + \Phi(z). \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Konstandid  $C$  ja  $D$  on varemtoodud tähistuste kohaselt avaldatud koordinaatide alguses esineva pöördnurga  $f'_0$  ja läbipainde  $f_0$  kaudu. Valemites (22) ja (23) tähistab  $t$  integreerimise muutujat, mille väärtused võivad esineda vahemikus 0-st kuni  $z$ -ni.

Toodud kaalutlustel saaksime joonisel 26 toodud tala jaoks, mis on koormatud jõuga  $P$ , järgmised funktsioonide  $F(z)$  ja  $\Phi(z)$  väärtused: vahemikus  $0 \leq t \leq a$  paindemoment  $M_t = 0$ , järelikult ka  $F(z) = 0$  ja  $\Phi(z) = 0$ ; vahemikus  $t \geq a$  paindemoment  $M_t = P(t - a)$  ja järelikult

$$F(z) = \int_0^z M_t dt = \int_a^z P(t - a) dt = \frac{1}{2} P(z - a)^2,$$

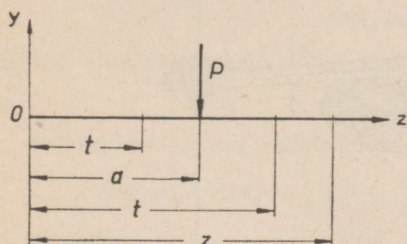
$$\Phi(z) = \int_0^z F(t) dt = \int_a^z \frac{1}{2} P(t - a)^2 dt = \frac{1}{6} P(z - a)^3.$$

Momendiga  $\mathfrak{M}$  koormatud tala (joon. 27) puhul saaksime: vahemikus  $0 \leq t < a$  paindemoment  $M_t = 0$ , järelikult ka mõlemad funktsioonid on võrdsed nulliga, vahemikus  $t > a$  paindemoment  $M_t = \mathfrak{M}$  ja otsitavad funktsioonid:

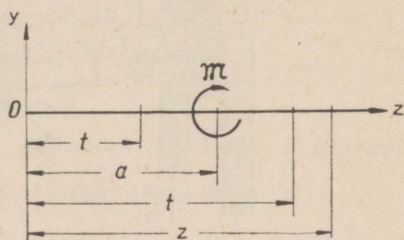
$$F(z) = \int_0^z M_t dt = \int_0^a M_t dt + \int_a^z M_t dt = \int_a^z \mathfrak{M} dt = \mathfrak{M}(z - a),$$

$$\Phi(z) = \int_0^z F(t) dt = \int_0^a F(t) dt + \int_a^z F(t) dt = \int_a^z \mathfrak{M}(t - a) dt = \frac{1}{2} \mathfrak{M}(z - a)^2.$$

Selliselt toimides kujuneb elastse joone võrrandi integreerimine võrdlemisi hõlpsaks. Meetodi rakendamise kohta esitame näite.<sup>1</sup>



Joon. 26.



Joon. 27.

Näide: Teostada kontrollarvutus võllide jäikuse kohta joonisel 28 esitatud hammasülekande töö headuse hindamiseks.

Antud juhul oleks vajalik määrata läbipaine vedava hammasratta kohal B ja pöördenurgad laagrite A ja C kohal.

Antud on: võlli läbimõõt  $d = 60$  mm,  $l_1 = 150$  mm,  $l_2 = 350$  mm,  $l_3 = 800$  mm; vedava hammasratta arvutusliku algringjoone läbimõõt  $D_1 = 170$  mm, rihmaratta läbimõõt  $D_r = 300$  mm; ülekantav võimsus  $N = 10$  HJ, pöörete arv  $n = 300$  p/min; väändemoment sel juhul  $M_v = 2385$  kgcm; rihmarude tõmbed: vedavas harus  $S_1 = 269$  kg, veetavas harus  $S_2 = 110$  kg; jõud hambumisel:  $P = 281$  kg,  $R = 97$  kg,  $Q = 32$  kg.

Rihmarude tõmmetest mõjub võllile rihmaratta kohal vertikaalne jõud

$$S = S_1 + S_2 = 269 + 110 = 379 \text{ kg}$$

ja väändemoment

$$M_v = (S_1 - S_2) \cdot \frac{D_r}{2} = (269 - 110) \cdot \frac{30}{2} = 2385 \text{ kgcm.}$$

Vaadeldes laagreid kui šarniirseid tugesid, määrame toereaktsioonid (laagrireaktsioonid). Vertikaaltasapinnas  $T_A = 359$  kg,  $T_C = -77$  kg, horisontaaltasapinnas  $H_A = = 195,5$  kg ja  $H_C = 85,5$  kg.

Vastavalt võlli koormusele tuleb võlli läbipaine leida eraldi vertikaal- ja horisontaaltasapinnas.

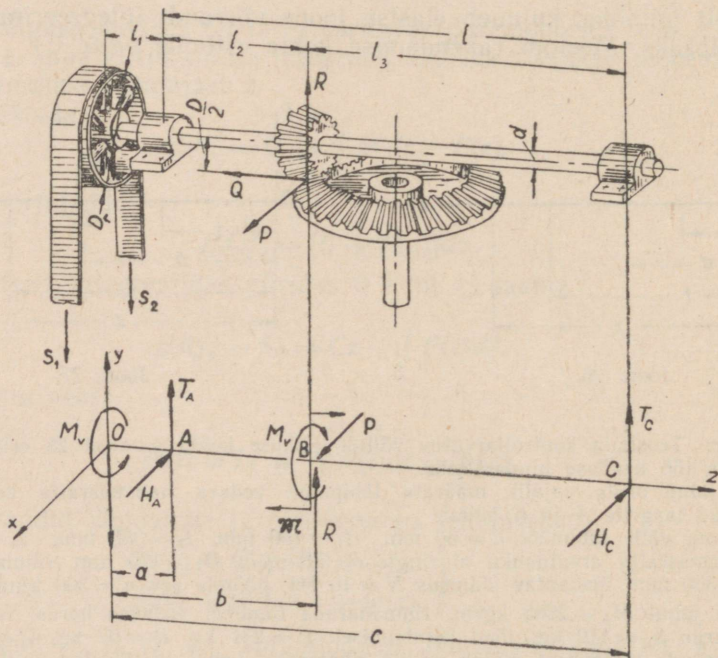
<sup>1</sup> Näide on võetud teosest С. Д. Пономарев и др.: «Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении», Машгиз 1950.

Elastse joone võrand vertikaaltasapinnas vastavalt võrandile (23)

$$\text{vahemikus } 0 \leq z \leq a \text{ on } EJv_1(z) = EJv_0 + EJ\theta_0 z - \frac{1}{6} S z^3;$$

$$\text{vahemikus } a \leq z \leq b \quad EJv_2(z) = EJv_0 + EJ\theta_0 z - \frac{1}{6} S z^3 + \frac{1}{6} T_A (z - a)^3;$$

$$\text{vahemikus } b \leq z \leq c \quad EJv_3(z) = EJv_0 + EJ\theta_0 z - \frac{1}{6} S z^3 + \frac{1}{6} T_A (z - a)^3 + \frac{1}{6} R (z - b)^3 + \frac{1}{2} \mathfrak{M} (z - b)^2.$$



Joon. 28.

Kahe algparameetri  $v_0$  ja  $\theta_0$  (läbipaine ja pöördenurk koordinaatide alguses) leidmiseks märgime, et elastne joon löikab  $z$ -telge punktides  $z=a$  ja  $z=c$  (laagrite kohal), tähendab  $v_1(a) = 0$  ja  $v_3(c) = 0$ . Järelikult

$$EJv_0 + EJ\theta_0 a - \frac{1}{6} S a^3 = 0$$

ja

$$EJv_0 + EJ\theta_0 c - \frac{1}{6} S c^3 + \frac{1}{6} T_A l^3 + \frac{1}{6} R l^3 + \frac{1}{6} \mathfrak{M} l^2 = 0.$$

Lahendades võrandsüsteemi, saame:

$$EJv_0 = -47,99 \cdot 10^5 \text{ kgcm}^3;$$

$$EJ\theta_0 = 3,341 \cdot 10^5 \text{ kgcm}^2.$$

Pannes saadud algparameetrite väärtused teise osa kohta koostatud elastse joone võrrandisse ( $z = b$ ), saame, et

$$EJv_B = 65,8 \cdot 10^5 \text{ kgcm}^3.$$

Võlli jäikus

$$EJ = 2 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 6^4}{64} = 127,2 \cdot 10^6 \text{ kgcm}^2,$$

järelikult läbipaine vertikaaltasapinnas punkti  $B$  kohal

$$v_B = \frac{65,8 \cdot 10^5}{127,2 \cdot 10^6} = 5,17 \cdot 10^{-2} \text{ cm} = 0,517 \text{ mm}.$$

Võttes tuletise esimese vahemiku ( $0 \leq z \leq a$ ) elastse joone võrrandist, saame ristlõike pöördenurkade võrrandi

$$EJ\theta_1(z) = EJ\theta_0 - \frac{1}{2}Sz^2,$$

millest  $z = a$  puhul

$$EJ\theta_A = 2,915 \cdot 10^5 \text{ kgcm}^2,$$

järelikult ristlõike  $A$  pöördenurk  $x$ -telje suhtes

$$\theta_A^{(x)} = 2,29 \cdot 10^{-3} \text{ radiaani}.$$

Analoogiliselt leiame pöördenurkade võrrandi kolmandas vahemikus ( $b \leq z \leq c$ ):

$$EJ\theta_3(z) = EJ\theta_0 - \frac{1}{2}Sz^2 + \frac{1}{2}T_A(z-a)^2 + \frac{1}{2}R(z-b)^2 + \mathfrak{M}(z-b).$$

Asendamine  $z = c$  annab  $EJ\theta_C = -1,63 \cdot 10^5 \text{ kgcm}^2$  ja ristlõike  $C$  pöördenurk  $x$ -telje suhtes

$$\theta_C^{(x)} = -1,28 \cdot 10^{-3} \text{ radiaani}.$$

Horisontaaltasapinnas elastse joone võrrand

vahemikus  $0 \leq z \leq a$   $EJu_1(z) = EJ u_0 + EJ\theta_0 z$ ;

vahemikus  $a \leq z \leq b$   $EJu_2(z) = EJ u_0 + EJ\theta_0 z - \frac{1}{6}H_A(z-a)^3$ ;

vahemikus  $b \leq z \leq c$   $EJu_3(z) = EJ u_0 + EJ\theta_0 z - \frac{1}{6}H_A(z-a)^3 + \frac{1}{6}P(z-a)^3$ .

Algparameetrid  $u_0$  ja  $\theta_0$  leiame jällegi analoogiliselt:

$$u_1(a) = 0 \text{ ja } u_3(c) = 0,$$

millest  $EJ u_0 = -33,38 \cdot 10^5 \text{ kgcm}^3$  ja  $EJ\theta_0 = 2,225 \cdot 10^5 \text{ kgcm}^2$ .

Punkti  $B$  läbipaine horisontaaltasapinnas

$$u_B = 5,03 \cdot 10^{-2} \text{ cm} = 0,503 \text{ mm},$$

ristlõigete  $A$  ja  $C$  pöördnurgad  $y$ -telje suhtes

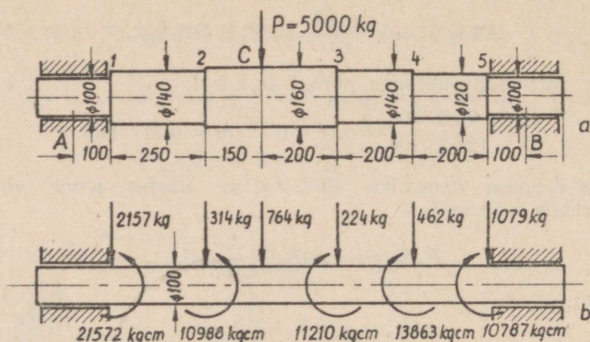
$$\theta_A^{(y)} = 1,75 \cdot 10^{-3} \text{ ja } \theta_C^{(y)} = -1,34 \cdot 10^{-3} \text{ radiaani}.$$

Täielik läbipainde suurus vedava hammasratta kohal

$$f_B = \sqrt{v_B^2 + u_B^2} = \sqrt{0,517^2 + 0,503^2} = 0,721 \text{ mm}.$$

Näide: Määrata analüütiliselt joonisel 29, a toodud võlli läbipaindumise suurus ja pöördenurk toe  $A$  kohal. Võlli materjaliks on teras, mille elastsusmodul  $E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ .

Astmelise võlli asendame ühtlase ristlõikega võlliga, valides redutseeritud võlli läbimõõduks läbimõõdu tugede kohal, s. o. 100 mm. Tabelisse 5 on koondatud üksikute ristlõigete inertsmomendid ja teguri  $k$  väärtused koormuste vastavaks muutmiseks.



Joon. 29.

Tabel 5.

Võlliosa läbimõõt $d$ cm	Ristlõike inertsmoment $J_0$ cm <sup>4</sup>	$k = \frac{J_0}{J}$
10	491	1,000
12	1018	0,4822
14	1885	0,2604
16	3213	0,1528

Välisjõu  $P = 5000$  kg uus väärtus on järelikult  $0,1528 \cdot 5000 = 764$  kg.

Toereaktsioonid

$$R_B = \frac{P \cdot 50}{120} = \frac{5000 \cdot 50}{120} \approx 2083 \text{ kg}$$

ja

$$R_A = \frac{P \cdot 70}{120} = \frac{5000 \cdot 70}{120} \approx 2917 \text{ kg}$$

jäävad muutumatuks, kuna võlli läbimõõtu tugede kohal me ei muuda. Vastavate  $k$  väärtuste järgi moodustame ümber ka ristlõigete üleminekukohtades esinevad põikjõud ja paindemomendid, mille väärtused  $Q_i$  ja  $M_i$  on toodud tabelis 6. Samas on antud ka täiendavate välisjõudude ja momentide väärtused  $\Delta Q_i$  ja  $\Delta M_i$ , mis tuleb rakendada üleminekukohtadesse.

Tabel 6.

Ristlõige	$Q_i$ kg	$M_i$ kgcm	$k_i Q_i$ kg	$k_i M_i$ kgcm	$\Delta Q_i$ kg	$\Delta M_i$ kgcm
	2917	29 167	759,5	7 595	2157	21 572
	2917	102 083	445,6	15 598	314	10 988
	2083	104 166	318,3	15 917	224	11 210
	2083	62 500	542,7	16 275	462	13 863
	2083	20 833	1004,6	10 046	1079	10 787

Redutseeritud (ekvivalentne) võll on kujutatud joonisel 29, b.

Leiame võlli pöördenurga toe  $A$  kohal. Loeme koordinaatide alguseks toe  $A$  ja kirjutame avaldise läbipainde kohta toel  $B$ . Läbipaine toe  $B$  kohal on null (samuti ka toe  $A$  kohal). Järelikult [vt. v. (23) ja joonised 26 ning 27]

$$\begin{aligned}
 EJf_B = EJ\theta_A \cdot 120 + & \frac{2917 \cdot 120^3}{6} - \frac{21\,572 (120 - 10)^2}{2} - \frac{2157 (120 - 10)^3}{6} - \\
 & - \frac{10\,988 (120 - 35)^2}{2} - \frac{314 (120 - 35)^3}{6} - \frac{764 (120 - 50)^3}{6} + \\
 + & \frac{11\,210 (120 - 70)^2}{2} - \frac{224 (120 - 70)^3}{6} + \frac{13\,863 (120 - 90)^2}{2} - \frac{462 (120 - 90)^3}{6} + \\
 & + \frac{10\,787 (120 - 110)^2}{2} - \frac{1079 (120 - 110)^3}{6} = 0; \\
 EJ\theta_A \cdot 120 + & 1,29 \cdot 10^6 = 0.
 \end{aligned}$$

Viimasest võrdusest, võttes  $E = 2,2 \cdot 10^6$  kg/cm<sup>2</sup> ja  $J = 491$  cm<sup>4</sup>, leiame:

$$\theta_A = - \frac{1,29 \cdot 10^8}{2,2 \cdot 10^6 \cdot 491 \cdot 120} = -1,0 \cdot 10^{-3}.$$

Määrame läbipainde jõu  $P$  kohal, s. t. punktis  $C$ , mille kaugus toest  $z = 50$  cm. Võrrandi (23) alusel saame ( $EJ\theta_A = -1,078 \cdot 10^6$ ):

$$\begin{aligned}
 EJf_C = EJf_A - 1,078 \cdot 10^6 \cdot 50 + & \frac{2917 \cdot 50^3}{6} - \frac{2157 \cdot 40^3}{6} - \frac{21\,572 \cdot 40^2}{2} - \\
 & - \frac{314 \cdot 15^3}{6} - \frac{10\,988 \cdot 15^2}{2} = 3,48 \cdot 10^7.
 \end{aligned}$$

Siit järgneb, et

$$f_C = \frac{3,48 \cdot 10^7}{1,078 \cdot 10^9} = -0,032 \text{ cm}.$$

Kui osutub vajalikuks leida võlli suurim läbipaine, siis suurima läbipainde asukoha määrame kaalutlusel, et pöördenurk selles kohas on null ( $\theta_z = 0$ ). Antud juhul eeldame, et suurim läbipaine asub jõust  $P$  paremal (s. t. vahemikus  $z = 50 - 70$  cm). Siis võrrandi (23) järgi

$$\begin{aligned}
 EJ\theta_{f_{max}} = -1,078 \cdot 10^6 + & \frac{2917}{2} z^2 - \frac{2157}{2} (z - 10)^2 - \frac{314}{2} (z - 35)^2 - \\
 & - \frac{764}{2} (z - 50)^2 - 21\,572 (z - 10) - 10\,988 (z - 35) = 0.
 \end{aligned}$$

Lahendades tekkiva ruutvõrrandi, saame lahendina väärtuse  $z = 61,33$  cm. Asetades saadud väärtuse läbipainde leidmise valemisse, saame:

$$\begin{aligned}
 EJf_{max} = -1,078 \cdot 10^6 \cdot 61,33 + & \frac{2917}{6} \cdot 61,33^3 - \frac{2157}{6} (61,33 - 10)^3 - \frac{314}{6} (61,33 - 35)^3 - \\
 & - \frac{764}{6} (61,33 - 50)^3 - \frac{21\,572}{2} (61,33 - 10)^2 - \frac{10\,988}{2} (61,33 - 35)^2 = -3,6 \cdot 10^7,
 \end{aligned}$$

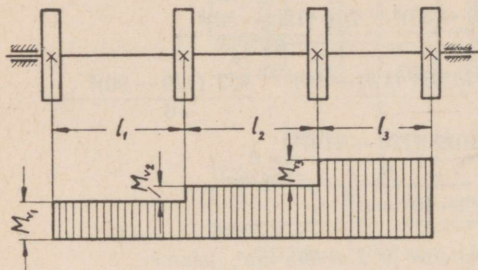
millest

$$f_{max} = -0,0333 \text{ cm}.$$

Samad tulemused saime ka üle-eelmises näites, kus lahendamiseks kasutasime graafilist meetodit.

e. Väändedeformatsioonist völlides.

Peale läbipaindumise esineb völlides ka elastne deformatsioon väändest. Viimane on völli hea töötamise seisukohalt üldiselt väiksema tähtsusega, kuna völlid töötavad küllaltki suurte väändenurkade puhul täiesti rahuldavalt. On aga ka seadmeid, kus ta on väga oluline; nii näit. võib mitteküllaldane käiguvölli jäikus põhjustada treipinkides suporti mitteühtlast ettenihet jne. Üldiselt võib aga väändenurk olla aluseks völli suhtelise jäikuse iseloomustamiseks väändel.



Joon. 30.

Völli vastupanu väändedeformatsioonile iseloomustatakse jäikusteguriga väändel. Jäikustegur kujutab siin väändemomendi suurust, mis põhjustab

1 radiaani suuruse väändenurga tekkimist ( $\varphi = 1$ ):

$$C = \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{G}{l}; \quad (24)$$

siin  $d$  on völli läbimõõt ( $\frac{\pi d^4}{32} = J_p$  — völli ristlõike polaarinertsmoment);

$l$  — völli vaadeldava osa pikkus,

$G$  — völli materjali nihke-elastsusmoodul.

Mingi konkreetse völli jäikust iseloomustab väändemomendi  $M_v$  mõjul tekkinud väändedeformatsioon (väändenurk)  $\varphi$ , mõõdetud radiaanides:

$$\varphi = \frac{32}{\pi d^4} \cdot \frac{M_v l}{G} = \frac{M_v}{C}. \quad (25)$$

Völli kohta, mis on oma pikkusel koormatud erinevate väändemomentidega  $M_{v1}, M_{v2}, M_{v3}, M_{v4}$  (joon. 30), võime leida iga osa jaoks eraldi absoluutse väändenurga:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{M_{v1}}{C_1}, \\ \varphi_2 &= \frac{M_{v1} + M_{v2}}{C_2}, \\ \varphi_3 &= \frac{M_{v1} + M_{v2} + M_{v3}}{C_3}, \end{aligned}$$

kus  $C_1, C_2$  ja  $C_3$  on vastavate völli osade jäikustegurid.

Liites üksikute osade väändenurgad  $\varphi_1, \varphi_2$  ja  $\varphi_3$ , saame:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \frac{M_{v1}}{C_1} + \frac{M_{v1} + M_{v2}}{C_2} + \frac{M_{v1} + M_{v2} + M_{v3}}{C_3}$$

või väljendades jäikusteguri valemi (24) kaudu:

$$\varphi = \frac{l_1}{GJ_{p_1}} M_{v_1} + \frac{l_2}{GJ_{p_2}} (M_{v_1} + M_{v_2}) + \frac{l_3}{GJ_{p_3}} (M_{v_1} + M_{v_2} + M_{v_3}). \quad (26)$$

Võlli kogu pikkusel ühtlase läbimõõdu puhul saame:

$$\varphi = \frac{1}{GJ_p} [M_{v_1} l_1 + (M_{v_1} + M_{v_2}) l_2 + (M_{v_1} + M_{v_2} + M_{v_3}) l_3] \quad (27)$$

või paremini kasutatavas kujus:

$$\varphi = \frac{1}{GJ_p} [M_{v_1} (l_1 + l_2 + l_3) + M_{v_2} (l_2 + l_3) + M_{v_3} l_3]. \quad (27-a)$$

Avaldades võrdusest (25) väändenurga ühe pikkusühiku, näiteks 1 m kohta, kraadides ( $M_v$  — kgcm,  $l$  — cm,  $G$  — kg/cm<sup>2</sup>,  $d$  — cm), saame:

$$\frac{\varphi}{l} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{32}{\pi d^4} \cdot \frac{M_v \cdot 100}{G}.$$

Kui võtta aluseks „traditsiooniliseks” kujunenud norm

$$\varphi_{lub} \leq \frac{1}{4} \text{ } ^\circ/\text{m},$$

siis

$$\frac{1}{4} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{32}{\pi d^4} \cdot \frac{M_v \cdot 100}{G},$$

millest

$$d = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 180 \cdot 32 \cdot 100 M_v}{\pi^2 G}}.$$

Asendades

$$M_v = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} \text{ ja } G = 8 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2,$$

kus  $N$  on võimsus võllil HJ ja  $n$  — võlli pöörete arv minutis, võime määrata võlli läbimõõdu, lähtudes lubatavast väändenurgast  $\frac{1}{4}$  °/m, valemiga

$$d \approx 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}. \quad (28)$$

Praktika andmed võllide kohta ei anna aga mingit õigustust nimetatud normi ( $\varphi_{lub} \leq \frac{1}{4}$  °/m) kasutamiseks. Nõukogude masinaehitus on ammu ületanud selle piiri ilma mingite halbade järeldusteta. Puurpinkide võllid, spindlid, autode kardaanvõllid jms. töötavad mitmekordselt suuremate väändenurkade juures täiesti rahuldavalt.

Tuleb järeldada, et traditsiooniks kujunenud norm  $\varphi \leq \frac{1}{4} \cdot /m$  kui teaduslikult põhjendamata ei garanteeri otsustavalt võllide head tööd. Põhiliselt tuleb lähtuda võllide arvutusel ikkagi tugevus- ja paindedeformatsiooni tingimustest. Valemi (28) kasutamine tingib aga sageli põhjusetult võlli läbimõõdu suurenemist, suurendab asjatult kaalu ja materjali kulu.

## 5. Pingete kontsentratsioon.

P-s 3 toodud meetodika kaudu on võimalik määrata ainult konstrueeritava võlli esialgsed mõõded. Võlli lõplik kaju määratakse nende esialgsete mõõdede alusel, võttes sealjuures tingimata arvesse ka valmistamise tehnoloogiast tulenevaid nõudeid. Sealjuures on konstruktoril võimalus anda võllile ka tekkivate pingete seisukohalt lähtudes otstarbekam kaju. Meie uurijate hulgalised kogemused (ЦИИМ, Oding, Serensen, Davidenkov, Podzolov ja teised) annavad praegusel ajal võimaluse praktiliselt küllaltki suure täpsusega hinnata konstruktsiooni kujust tulenevaid pingete väärtuste erinevusi, võrreldes tavaliste tugevusõpetuse võrrandite alusel saadud pingete (nn. keskmiste ehk nimipingete) väärtustega.

Kui staatilise koormuse puhul tavaline tugevusarvutustes kasutatav lähtesuurus — voolavuspiir — praktiliselt peaaegu üldse ei olene detaili kujust, tööstusest ja absoluutsetest mõõdetest, siis materjale vahelduva koormuse juures iseloomustavam karakteristik — väsimuspiir — on, vastupidi, just väga tundelik nimetatud faktoritele. Normaalmõõdetega, poleeritud proovikeha väsimuspiir on tunduvalt erinev samast materjalist, kuid erineva kaju, erinevate mõõdede ja erineva pinnatööstusega detaili väsimuspiirist. Võllide kui vastutusrikaste detailide juures tuleb nimetatud faktoreid kindlasti arvestada. Tundes nende faktorite mõju, võime arvutada iga antud võlli jaoks nn. tegelikud pinged kõige ohtlikumates kohtades ja määrata tegeliku varuteguri väärtuse, või võime ka, võttes arvesse neid faktoreid, määrata vastavalt lubatavad pinged.

Alljärgnevas tutvumegi üksikasjalisemalt väsimuspiiri oluliselt mõjutavate faktorite mõjuga. Nende faktorite mõju iseloomustavad vastavad tegurid, mis on määratavad eksperimentaalsete andmete alusel koostatud graafikutest.

### a. Pingete kontsentratsiooni ja absoluutsete mõõdede mõju.

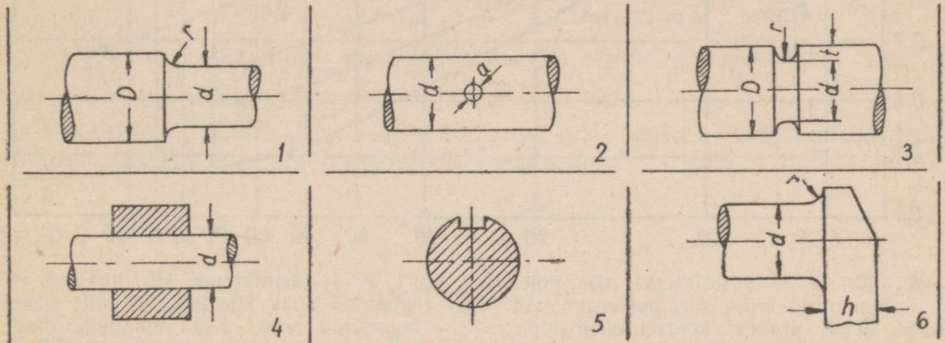
Teatavasti iseloomustatakse pingete kontsentreerumist kas detaili kontuuri või ristlõike järsu muutumise kohal pingete kontsentratsiooni teguriga, mis näitab pingete kontsentratsiooni tõttu tekkinud suurima pinge suhet nimipingega (kui suurim pinge ei ületa elastsuspiiri), mis on saadud arvutustel tavaliste tugevusõpetuse valemitega. Nii avalduvad siis pingete kontsentratsiooni tegurid paindel ja väändel

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma} \quad \text{ja} \quad \alpha_{\tau} = \frac{\tau_{max}}{\tau}, \quad (29)$$

kus  $\sigma_{max}$  ja  $\tau_{max}$  on tekkinud suurimad pinged, mis on määratud eksperimentaalselt;

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{M_p}{0,1d^3}, \\ \tau &= \frac{M_\sigma}{0,2d^3}, \end{aligned} \right\} \text{— arvutusel saadud nimi- ehk arvutuslikud pinged.}$$

Efektiivseks pingete kontsentratsiooni teguriks nimetatakse väsimuspiiri suhet sümmeetrilisel koormusel ilma pingete



Joon. 31.

kontsentratsioonita ( $\sigma_{-1}$  või vst.  $\tau_{-1}$ ) väsimuspiiriga pingete kontsentratsiooni olemasolul ( $\sigma_{-1k}$  või vst.  $\tau_{-1k}$ ). Järelikult efektiivsed pingete kontsentratsiooni tegurid on

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}} \quad \text{ja} \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1k}}. \quad (30)$$

Efektiivsed pingete kontsentratsiooni tegurid [v.(30)] ei kujune tavaliselt kunagi suuremaks kui tegurid v. (29) järgi. Korrosioon ja mehaanilisest töötlemisest tulenevad vead võivad aga suurendada kontsentratsiooni mõju ja üksikjuhtudel võib olla ka  $K_\sigma > \alpha_\sigma$ .

Kui antud kujuga ja antud materjalist detaili kohta efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur ei ole teada, siis võib seda määrata ligikaudselt pingete kontsentratsiooni teguri  $\alpha$  kaudu:

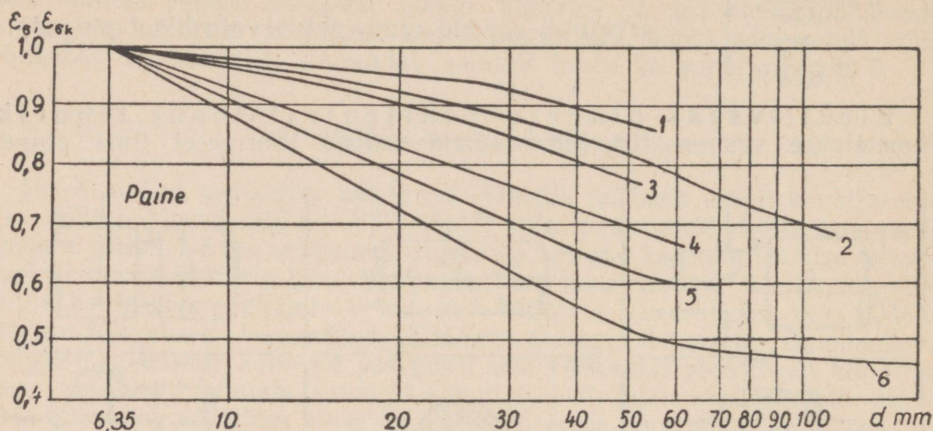
$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1), \quad (30')$$

$$K_\tau = 1 + q(\alpha_\tau - 1), \quad (30'')$$

kus tegurit  $q$  nimetatakse materjali tundlikkuse teguriks pingete kontsentratsiooni suhtes.  $q = 0,4-0,8$ , kusjuures väiksemad väärtused kuuluvad pehmematele terastele ja detaili väiksemaile absoluutseile mõõdetele.

Joonisel 31 on toodud võllide mitmesugused konstruktiivsed elemendid, mis põhjustavad pingete kontsentratsiooni tekkimist. Selliseid elemente nimetame kontsentraatoriteks.

Efektive pingete kontsentratsiooni tegur oleneb detaili konfiguratsioonist tulenevast pingete jaotumisest, detaili absoluutsetest mõõdetest ja materjalist. Absoluutsete mõõdete mõju iseloomustajaks on absoluut-



Joon. 32. 1 — süsinikteras, sile poleeritud võll; 2 — süsinikteras, sile lihvitud võll; 3 — legeeritud teras, sile, poleeritud võll; 4 — legeeritud teras, sile lihvitud võll; 5 — süsinikteras, detail pingete kontsentratsiooniga; 6 — legeeritud teras, detail mõõduka pingete kontsentratsiooniga ( $K_{\sigma} \leq 2$ ); 6 — konstruktsiooniteras ( $\sigma_b \leq 65 \text{ kg/mm}^2$ ), võll pealepressitud detailiga; läbimõõdule  $d \leq 60 \text{ mm}$  — legeeritud teras suure pingete kontsentratsiooniga.

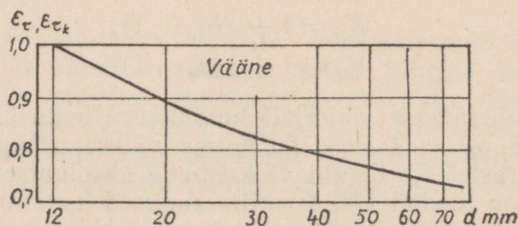
sete mõõdete mõju tegur ehk mastaabi faktor  $\varepsilon$ , mis näitab väsimuspiiri suhet detaili ristlõike antud läbimõõdu  $d$  juures väsimuspiiriga proovikehal läbimõõduga  $d_0 = 6 - 10 \text{ mm}$ . Tähenab ilma pingete kontsentratsioonita

$$(\varepsilon_{\sigma})_d = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}} \quad \text{ja} \quad (\varepsilon_{\tau})_d = \frac{(\tau_{-1})_d}{(\tau_{-1})_{d_0}}; \quad (31)$$

pingete kontsentratsiooniga

$$(\varepsilon_{\sigma k})_d = \frac{(\sigma_{-1k})_d}{(\sigma_{-1k})_{d_0}} \quad \text{ja} \quad (\varepsilon_{\tau k})_d = \frac{(\tau_{-1k})_d}{(\tau_{-1k})_{d_0}}. \quad (32)$$

Detaili antud kuju jaoks võib leida  $K_{\sigma}$  ja  $K_{\tau}$  väärtused allpooltoodud



Joon. 33.

graafikute järgi, kus on esitatud laboratoorsete proovikehade (läbimõõtu-  
dega  $d_0 = 6 - 16$  mm,  $d_1 = 40 - 60$  mm) kohta saadud andmed. Kui  
antud detaili mõõted on graafikuil esitatuist erinevad, siis tuleb absoluut-  
sete mõõdete mõju võtta eraldi arvesse. Absoluutsete mõõdete mõju teguri  
väärtused on toodud joonistel 32 ja 33.

Efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur  $p$  a i n d e l (sileda, labora-  
toorse, läbimõõduga  $d_0 = 6 - 10$  mm proovikeha väsimuspiiri suhe väsi-  
muspiiriga pingete kontsentratsiooniga detailil, läbimõõduga  $d$ ) oleks siis

$$(K_{\sigma})_D = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(\sigma_{-1k})_d} = (K_{\sigma})_{d_1} \cdot \frac{(\varepsilon_{\sigma k})_{d_1}}{(\varepsilon_{\sigma})_{d_1} \cdot (\varepsilon_{\sigma k})_d}, \quad (33)$$

kus  $(K_{\sigma})_{d_1}$  on efektiivne kontsentratsiooni tegur proovikehale läbimõõ-  
duga  $d_1 = 30 - 50$  mm.

Detailidele läbimõõduga 40 — 100 mm on soovitatav kasutada järgmisi  
valemeid (välja arvatud ping-istude kasutamisel):

$$(K_{\sigma})_D = \frac{(K_{\sigma})_{d_1}}{(\varepsilon_{\sigma})_d}; \quad (34)$$

$$(\sigma_{-1k})_d = (\sigma_{-1})_{d_0} \cdot \frac{(\varepsilon_{\sigma})_d}{(K_{\sigma})_{d_1}}. \quad (35)$$

Väsimuspiiri detailile läbimõõduga  $d$  saame siis:

$$(\sigma_{-1k})_d = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(K_{\sigma})_D} = (\sigma_{-1})_{d_0} \cdot \frac{(\varepsilon_{\sigma})_{d_1} \cdot (\varepsilon_{\sigma k})_d}{(K_{\sigma})_{d_1} \cdot (\varepsilon_{\sigma k})_{d_1}}. \quad (36)$$

Efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur  $v$  ä ä n d e l ( $K_{\tau})_D$  (välja  
arvatud juht 2 joonisel 31), mis on sileda võlli, läbimõõduga  $d$ , väsimus-  
piiri suhe pingete kontsentratsiooni omava sama läbimõõduga võlli väsi-  
muspiiriga, ei olene ristlõike läbimõõdust kuni läbimõõduni 70 mm.

Sel juhul

$$(K_{\tau})_D = \frac{(\tau_{-1})_{d_0}}{(\tau_{-1k})_d} = \frac{(K_{\tau})_{d_1}}{(\varepsilon_{\tau})_d} \quad (37)$$

ja väsimuspiir

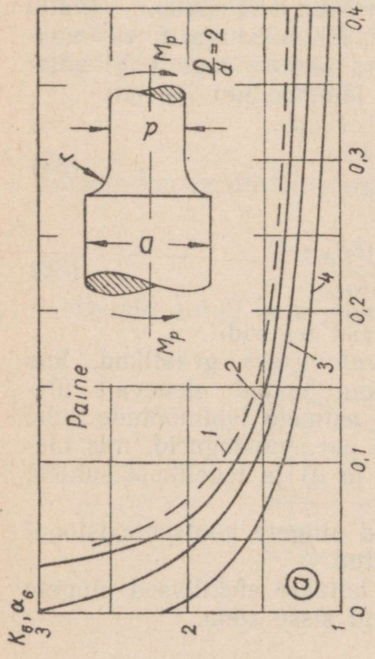
$$(\tau_{-1k})_d = \frac{(\tau_{-1})_{d_0}}{(K_{\tau})_D} = (\tau_{-1})_{d_0} \cdot \frac{(\varepsilon_{\tau})_d}{(K_{\tau})_{d_1}}, \quad (38)$$

kus  $(K_{\tau})_{d_1}$  on graafikutelt väände puhuks leitavad tegurid.

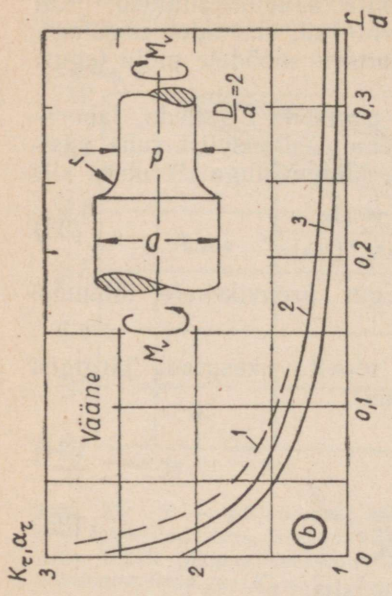
Joonisel 34 on toodud astmelise võlli arvutamiseks graafikud, kus  
efektiivsed pingete kontsentratsiooni tegurid on toodud olenevalt üle-  
minekuraadiuse ja läbimõõdu suhtest  $r : d$ , kui astmete läbimõõtude suhe  
 $D : d = 2$  (joon. 34, a ja b), samas on toodud parandustegurid, mis ole-  
nevad materjali katketugevusest  $\sigma_b$  (joon. 34, c ja d) ja tegelikust suhtest  
 $D : d$  (joon. 34, e).

Jooniselt 35 on võimalik määrata efektiivsed pingete kontsentratsiooni  
tegurid võllides, mis on teljega risti läbi puuritud.

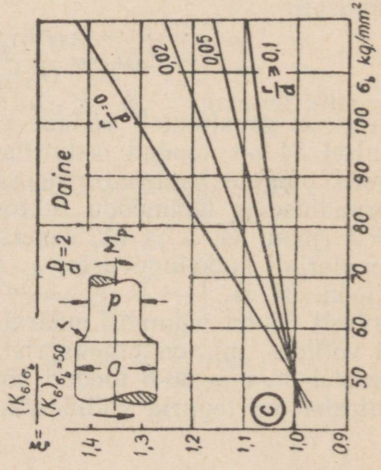
Joonistel 36-a ja 36-b toodud kõverate abil leitakse efektiivsed pingete  
kontsentratsiooni tegurid võllides, kus on treitud sisse soon.



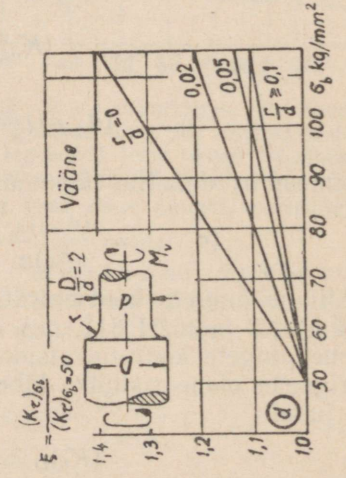
1 —  $\alpha_{\sigma}$ ; 2 — legeritud teras ( $\sigma_b = 120-140 \text{ kg/mm}^2$ ),  $d = 30-50 \text{ mm}$ ;  
 3 — legeritud teras ( $\sigma_b = 120-140$ ),  $d = 7-16 \text{ mm}$ ; süsinikteras  
 ( $\sigma_b = 50$ ),  $d = 30-50 \text{ mm}$ ; 4 — süsinikteras ( $\sigma_b = 50$ ),  $d = 7-16 \text{ mm}$ .



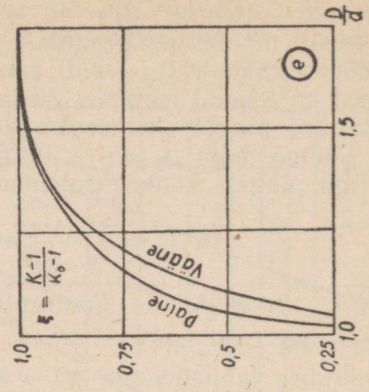
1 —  $\alpha_{\tau}$ ; 2 — legeritud teras ( $\sigma_b = 100-120$ ),  
 $d \leq 16 \text{ mm}$ ; 3 — süsinikteras ( $\sigma_b = 50$ ),  $d \leq 16 \text{ mm}$ .



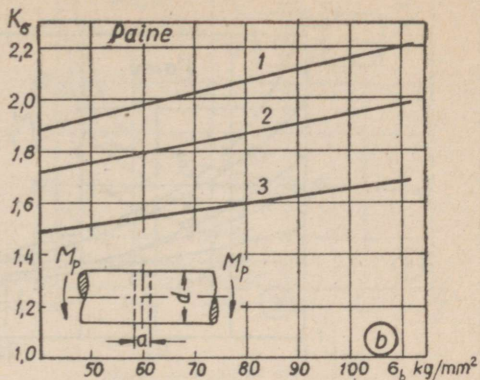
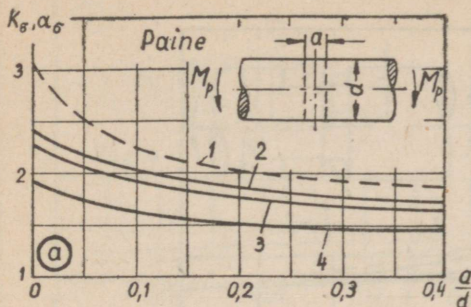
$(K_{\sigma})_{\sigma_b} = \xi(K_{\sigma})_{\sigma_b} = 50$ .



$(K_{\tau})_{\sigma_b} = \xi(K_{\tau})_{\sigma_b} = 50$ .



$K = 1 + \xi(K_0 - 1)$ , kus  $K$  on  $K_{\sigma}$   
 (või  $K_{\tau}$ ) väärtus antud  $D:d$  juures;  $K_0$   
 on  $K_{\sigma}$  (või  $K_{\tau}$ ) väärtus, kui  $D:d = 2$ .

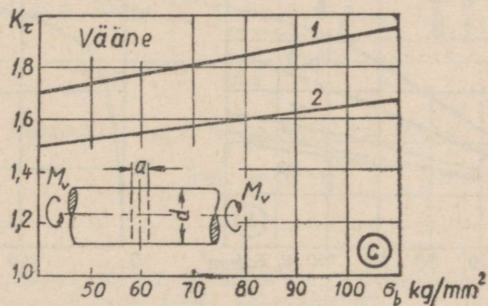


1 — legeeritud teras ( $\sigma_b \geq 100 \text{ kg/mm}^2$ ),  
 $d = 40-70 \text{ mm}$ ; 2 — legeeritud teras ( $\sigma_b \geq 100$ ),  
 $d = 12-16 \text{ mm}$ ; 3 — süsinikteras  
( $\sigma_b \leq 65$ ),  $d = 40-50$ ; 4 — süsinikteras  
( $\sigma_b \leq 65$ ),  $d = 6-8$ .

1 —  $\frac{a}{d} = 0,05-0,1$ ,  $d = 40-50 \text{ mm}$ ;

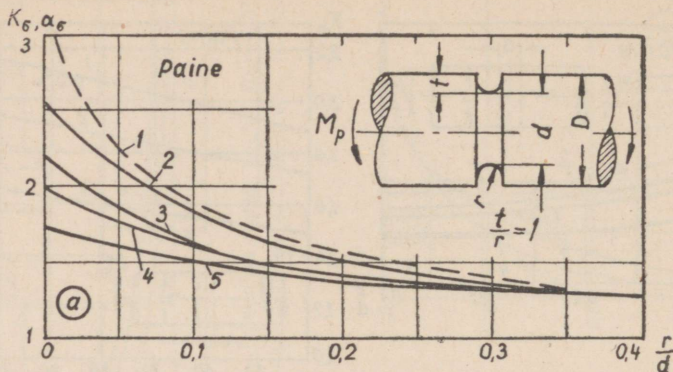
2 —  $\frac{a}{d} = 0,15-0,25$ ,  $d = 40-50 \text{ mm}$ ;

3 —  $\frac{a}{d} = 0,15-0,25$ ,  $d = 6-8 \text{ mm}$ .

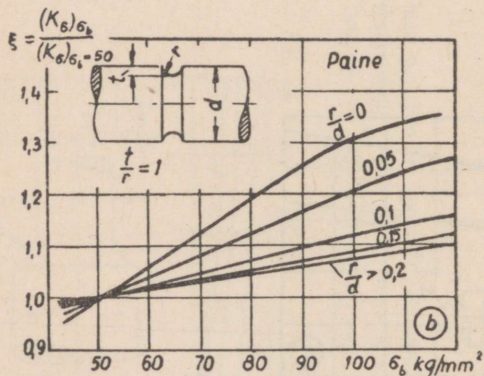


1 —  $d = 40-60 \text{ mm}$ ,  $\frac{a}{d} = 0,05-0,25$ ; 2 —  $d = 12-16 \text{ mm}$ ,  $\frac{a}{d} = 0,05-0,25$ .

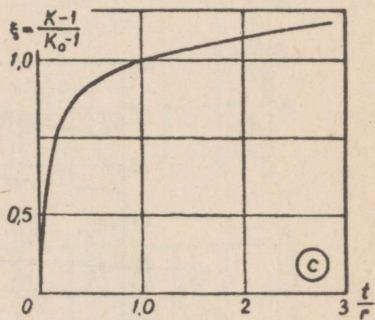
Joon. 35.



1 —  $\alpha_\sigma$ ; 2 — legeeritud teras ( $\sigma_b = 100 \text{ kg/mm}^2$ ),  $d = 40-50 \text{ mm}$ ; 3 — legeeritud teras ( $\sigma_b = 100 \text{ kg/mm}^2$ ),  $d = 4-8 \text{ mm}$ ; 4 — süsinikteras ( $\sigma_b = 50 \text{ kg/mm}^2$ ),  $d = 40-50 \text{ mm}$ ; 5 — süsinikteras ( $\sigma_b = 50 \text{ kg/mm}^2$ ),  $d = 4-8 \text{ mm}$ .

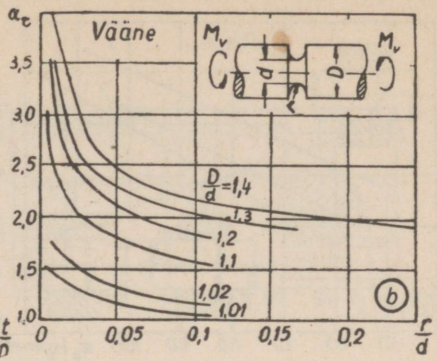
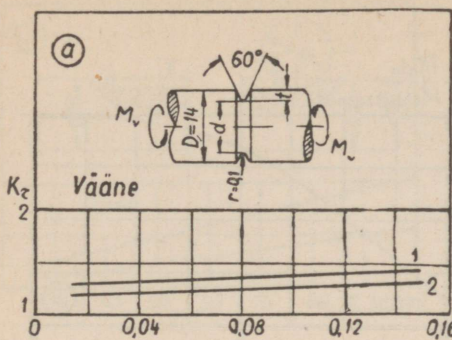


$d = 40-50 \text{ mm}$ ;  $(K_\sigma)_\sigma_b = \xi (K_\sigma)_\sigma_b = 50$ .



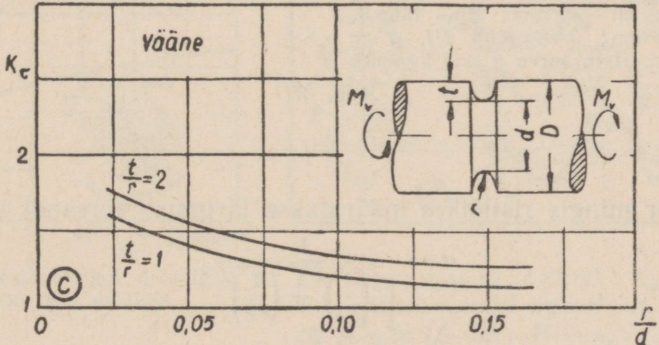
$K = 1 + \xi(K_0 - 1)$ , kus  $K$  on  $K_\sigma$  väärtus antud  $\frac{t}{r}$  puhul;  $K_0$  on  $K_\sigma$  väärtus, kui  $\frac{t}{r} = 1$ .

Joon. 36-a.



- 1 — legeeritud teras ( $\sigma_b > 90 \text{ kg/mm}^2$ );
- 2 — legeeritud teras ( $\sigma_b < 50 \text{ kg/mm}^2$ ).

$$\tau_{max} = \alpha_\tau \tau_n = \alpha_\tau \cdot \frac{M_v}{0,2d^3}$$



Süsinikteras ( $\sigma_b = 50 \text{ kg/mm}^2$ ),  $d = 14 \text{ mm}$ .

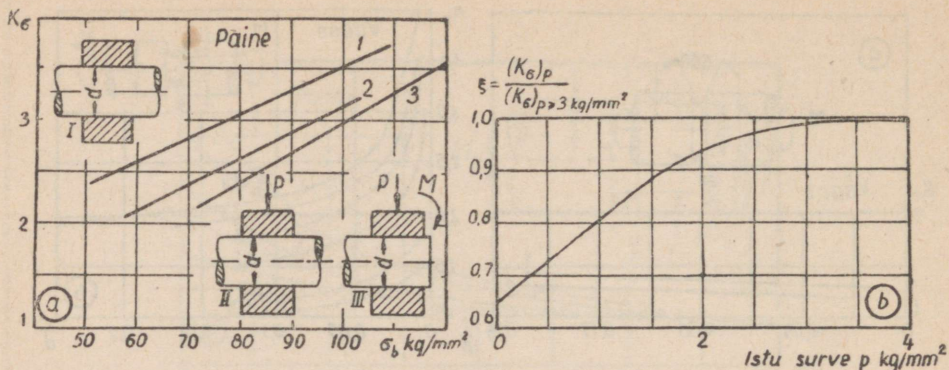
Joon. 36-b.

Detailide kinnitamisel võllile pressistudega tekkivad efektiivsed pingete kontsentratsiooni tegurid saab leida jooniselt 37.

Võllisse moodustatud nuutide või pesade (kiilude või ka liistude jaoks) mõju määravad joonisel 38 toodud graafikud. Samas on toodud ka pingete kontsentratsiooni tegurid hammasvõllidele (joon. 38, d).

Väntvõllide jaoks on toodud joonis 39, kus osas a on antud efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur väntvõlli pale painde puhul ja osas b — väntvõlli kaela väändel. Sel juhul on arvesse võetud ka juba absoluutsete mõõdete mõju.

Pingete arvutamiseks paindel ja väändel on vajalik teada neto-ristlõike vastupidavusmomente. Küllaldase täpsusega on nad leitavad tabeli 7 järgi.



I — rumm ei kanna völli üle väliskoormust;  
 II — rumm kannab völli üle põikjõudu;  
 III — rumm kannab völli üle põikjõudu ja paindemomenti. 1 — tüüp II,  $d = 50$  mm;  
 tüüp III,  $d = 40-50$  mm; 2 — tüüp I,  
 $d = 40-50$  mm; 3 — tüüp III,  $d = 10-14$  mm. Istu surve  $p \geq 3$  kg/mm<sup>2</sup>.

$$(K_{\sigma})_p = \xi (K_{\sigma})_p \approx 3 \text{ kg/mm}^2.$$

Joon. 37.

Varutegur mingis ristlõikes määratakse järgmise võrrandi järgi:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_{\sigma}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau}}\right)^2}}, \quad (39)$$

kus

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D \sigma_{\alpha} + \psi_{\sigma} \sigma_k} \quad \text{ja} \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \tau_{\alpha} + \psi_{\tau} \tau_k}$$

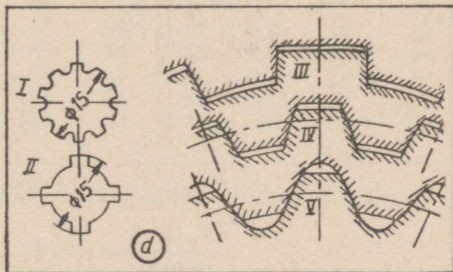
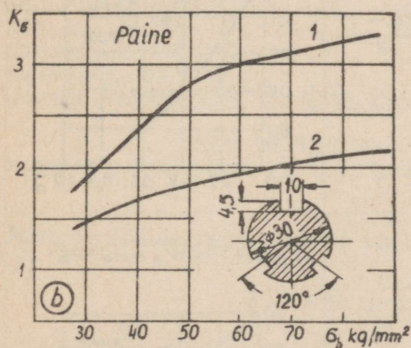
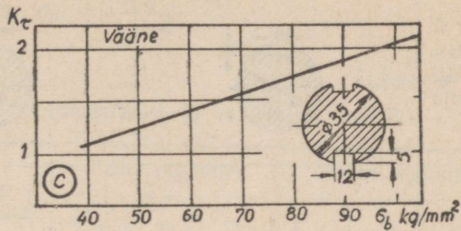
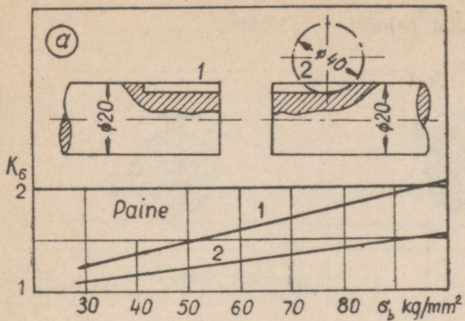
on varutegurid, arvestades vastavalt ainult kas painet või väänet; viimastes avaldistes

$(K_{\sigma})_D$  ja  $(K_{\tau})_D$  on efektiivsed pingete kontsentratsiooni tegurid paindel ja väändel antud ristlõikes [v. (33) ja (37)];

$\psi_{\sigma}$  ja  $\psi_{\tau}$  — tegurid, mille väärtused on

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad \text{ja} \quad \psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0},$$

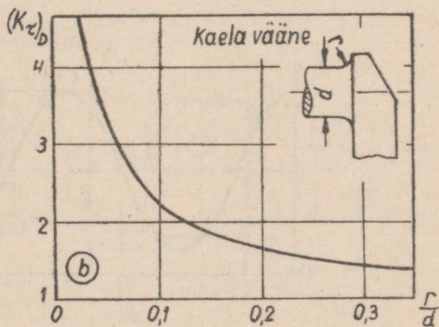
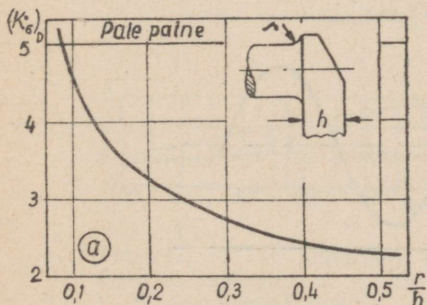
kus  $\sigma_0$  ja  $\tau_0$  on väsimuspiirid pulseeriva tsükli puhul. Tabelis 8 on toodud mõningate terasemarkide kohta väsimuspiirid sümmeetrilise ja pulseeriva tsükli kohta ( $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$ ,  $\sigma_0$ ,  $\tau_0$ ) ja vastavad  $\psi$  väärtused.



1 — vööl pealeasetatud detailiga;  
2 — vööl ilma detailita.

I — teras  $\sigma_b = 80 \text{ kg/mm}^2$ ,  $K_\tau = 1,09$ ;  
II — teras  $\sigma_b = 80 \text{ kg/mm}^2$ ,  $K_\tau = 1,92$ ;  
III —  $\alpha_\tau = 2,5-3,2$ ; IV —  $\alpha_\tau = 2,2-2,7$ ;  
V — evolventprofiil,  $\alpha_\tau = 1,2-1,5$ .

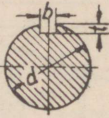
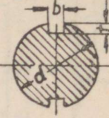
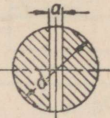
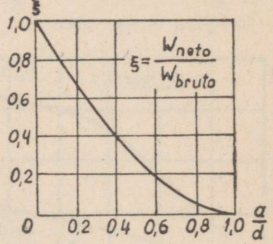
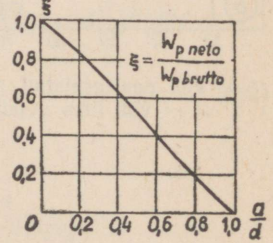
Joon. 38.

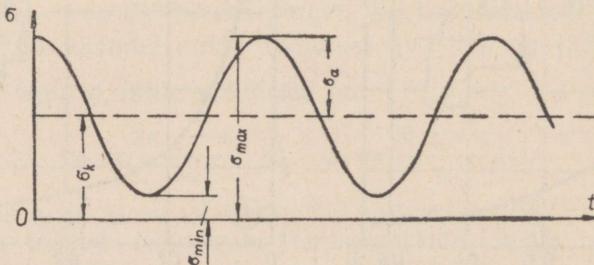


Joon. 39.

Tabel 7.

Ristlõike vastupidavusmomendid paindel ja väändel.

Ristlõike kuju			
Paine	$W_{neto} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{neto} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$W_{neto} = \xi W_{bruto} = \xi \cdot \frac{\pi d^3}{32}$ 
Vääne	$W_{pneto} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{pneto} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$W_{pneto} = \xi W_{pbruto} = \xi \cdot \frac{\pi d^3}{16}$ 



Joon. 40.

$\sigma_a$  ( $\tau_a$ ) ja  $\sigma_k$  ( $\tau_k$ ) on vahelduva pingetsükli amplituud ja keskmine pinge, mis on määratavad, teades võllile mõjuvate koormuste muutumise seadust aja vältel. Vastavalt joonisele 40

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{ja} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}.$$

Tabel 8.

Mitmesuguste teraste väsimuspiirid sümmeetrilisel ja pulseerival tsükli.

Teraste tüüp	$\sigma_b$ kg/mm <sup>2</sup>	Paine, kg/mm <sup>2</sup>			Vääne, kg/mm <sup>2</sup>		
		$\sigma_{-1}$	$\sigma_0$	$\psi_\sigma$	$\tau_{-1}$	$\tau_0$	$\psi_\tau$
Süsinikteras, 0,12% C . . . . .	37	17	30	0,132	10	20	0
Süsinikteras, 0,25% C . . . . .	45	18,5	35	0,06	11,5	23	0
Süsinikteras, 0,35% C . . . . .	55	24	44	0,09	14	26	0,08
Süsinikteras, 0,45% C . . . . .	65	27,5	47	0,17	15	30	0
Süsinikteras, 0,6% C . . . . .	75	32,5	52	0,25	19	38	0
Kroomnikkelteras, 3,5% Ni, 0,75% Cr .	83	36	55	0,31	20	37	0,08
" " " " " " " " " " " " " " " "	98	41	67	0,23	24	42	0,14
" " " " " " " " " " " " " " " "	115	51	83	0,22	29	50	0,16
Kroomnikkelvolframteras, 4% Ni, 1,1% Cr	120	53	87	0,22	30	57	0,05

Sümmeetrilise tsükli puhul varutegurid avalduvad lihtsamalt ( $\sigma_k = 0$ ):

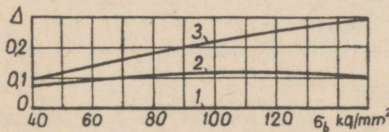
$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a} \quad \text{ja} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \tau_a}.$$

Juhul, kui ei ole andmeid väsimuspiiri kohta väändel sümmeetrilise tsükli puhul ( $\tau_{-1}$ ), siis võib võtta  $\tau_{-1} \approx (0,6 - 0,7) \sigma_{-1}$ . Sel puhul saaksime sümmeetrilise tsükli jaoks varuteguri [v. (39)] arvutamiseks valemi

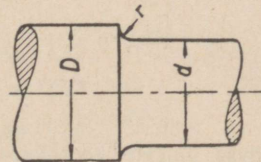
$$n \approx \frac{0,65 \sigma_{-1}}{\sqrt{0,4(K_\sigma)_D^2 \sigma_a^2 + (K_\tau)_D^2 \tau_a^2}}. \quad (39-a)$$

Töötlemise ja detaili pinna seisukorra mõju on võimalik arvesse võtta nn. pinna tundlikkuse teguriga  $\Delta$ , vähendades vastavalt materjali väsimuspiiri:

$$\sigma_{-1\Delta} = (1 - \Delta) \sigma_{-1}; \quad (40)$$



Joon. 41. 1 — poleeritud pind; 2 — lihvititud pind; 3 — jämedalt treitud pind.



Joon. 42.

siin  $\sigma_{-1}$  on laboratoorse, poleeritud pinnaga proovikeha väsimuspiir ja  $\sigma_{-1A}$  — väsimuspiir pinna antud seisukorda arvestades.

Pinna tundlikkuse teguri väärtused terase jaoks on toodud kõveratel joonisel 41.

Pingeolukorrale detailis avaldavad mõju ka kalesus, termokeemiline töötlemine jms., kuid kuna nad üldiselt pingete kontsentratsioonide mõju vähendavad ja puudub ka veel küllaldane hulk katseandmeid, siis nimeetatud mõjusid arvesse ei võeta.

Varuteguri minimaalne väärtus kõige soodsamatel juhtudel, s. t. kui on olnud võimalik määrata täpselt koormused ja pinged ning kui materjal on hästi ühtlaste omadustega, võiks ulatuda kuni 1,3-ni. Tavaliselt aga, kui koormused ja pinged ei ole küllalt täpselt määratavad, siis  $n = 1,5-2,5$ .

Näide. Määrata joonisel 42 esitatud astmelise võlli ristlõike ülemineku kohas varutegur, kui seal mõjuvad muutuv paindemoment  $M_{p \max} = 5000$  kgcm ja  $M_{p \min} = 1500$  kgcm ning muutuv väändmoment  $M_{v \max} = 3000$  kgcm ja  $M_{v \min} = 0$ . Võll on valmistatud terasest 35 (ГОСТ В-1050-41), mille katketugevus  $\sigma_b = 55$  kg/mm<sup>2</sup> ja väsimuspiirid  $\sigma_{-1} = 24$  kg/mm<sup>2</sup> ja  $\tau_{-1} = 14$  kg/mm<sup>2</sup>. Võlli osa mõõted  $d = 35$  mm,  $D = 50$  mm ja  $r = 3$  mm.

Määrame kindlaks tsükli amplituudi ja keskmise pinge paindel:

$$\sigma_{p \max} = \frac{M_{p \max}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{5000 \cdot 32}{\pi \cdot 3,5^3} = 1190 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_{p \min} = \frac{M_{p \min}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{1500 \cdot 32}{\pi \cdot 3,5^3} = 356 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_k = \frac{\sigma_{p \max} + \sigma_{p \min}}{2} = \frac{1190 + 356}{2} = 773 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{p \max} - \sigma_{p \min}}{2} = \frac{1190 - 356}{2} = 417 \text{ kg/cm}^2.$$

Tsükli amplituud ja keskmine pinge väändel:

$$\tau_{v \max} = \frac{M_{v \max}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{3000 \cdot 16}{\pi \cdot 3,5^3} = 356 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\tau_{v \min} = 0;$$

$$\tau_k = \tau_a = \frac{\tau_{v \max}}{2} = \frac{356}{2} = 178 \text{ kg/cm}^2.$$

Efektivse pingete kontsentratsiooni teguri määramiseks paindel kasutame graafikuid joonisel 34. Vastavalt antud võllile  $\frac{r}{d} = \frac{3}{35} \approx 0,086$ ; joonisel 34, a kõveralt 3 saame ( $\sigma_b = 50$  kg/mm<sup>2</sup>,  $d_1 = 30-50$  mm, võtame  $d_1 = 40$  mm)  $(K_\sigma)_{d_1} = 1,65$ . Joonisel 34, c leiame ( $\sigma_b = 55$  kg/mm<sup>2</sup> ja  $\frac{r}{d} = 0,086$ ), et  $\xi = 1,01$ , seega  $(K_\sigma)'_{d_1} =$

$= 1,01 \cdot 1,65 = 1,67$ . Edasi jooniselt 34, e kõveralt 1 leiame  $\left(\frac{D}{d} = \frac{50}{35} = 1,43\right)$ , et  $\xi = 0,96$ , järelikut

$$(K_{\sigma})''_{d_1} = 1 + \xi [(K_{\sigma})'_{d_1} - 1] = 1 + 0,96(1,67 - 1) = 1,64.$$

Võrrandi (33) järgi

$$(K_{\sigma})_D = (K_{\sigma})''_{d_1} \cdot \frac{(\varepsilon_{\sigma k})_{d_1}}{(\varepsilon_{\sigma})_{d_1} \cdot (\varepsilon_{\sigma k})_d}.$$

Kasutades joonist 32, leiame:

$$(\varepsilon_{\sigma k})_{d_1} = 0,72 \text{ (kõver 4, } d_1 = 40 \text{ mm);}$$

$$(\varepsilon_{\sigma})_{d_1} = 0,84 \text{ (kõver 2, } d_1 = 40 \text{ mm);}$$

$$(\varepsilon_{\sigma k})_d = 0,76 \text{ (kõver 4, } d = 35 \text{ mm).}$$

Seega efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur paindel

$$(K_{\sigma})_D = 1,64 \cdot \frac{0,72}{0,84 \cdot 0,76} = 1,85.$$

Efektiivse pingete kontsentratsiooni teguri väändel leiame, kasutades jooniseid 34, b, d ja e. Jooniselt b, kõveralt 3 leiame  $(\sigma_b = 50 \text{ kg/mm}^2, \frac{r}{d} = 0,086, \frac{D}{d} = 2)$ , et  $(K_{\tau})_{d_1} = 1,3$ . Samalt jooniselt d saame  $(\sigma_b = 55 \text{ kg/mm}^2 \text{ ja } \frac{r}{d} = 0,086)$ , et  $\xi = 1,01$ , mille järgi  $(K_{\tau})'_{d_1} = 1,01 \cdot 1,3 = 1,31$ . Kõveralt 2 joonisel 34, e saame  $\left(\frac{D}{d} = 1,43\right)$  parandusliikme  $\xi = 0,96$ . Seega

$$(K_{\tau})''_{d_1} = 1 + 0,96(1,31 - 1) = 1,30.$$

Võrrandi (37) järgi

$$(K_{\tau})_D = \frac{(K_{\tau})''_{d_1}}{(\varepsilon_{\tau})_d}.$$

Jooniselt 33 saame  $(\varepsilon_{\tau})_d = 0,8$ , seega

$$(K_{\tau})_D = \frac{1,30}{0,8} = 1,63.$$

Varuteguri määramiseks eraldi paindel ja väändel leiame tabelist 8, et

$$\psi_{\sigma} = 0,09 \text{ ja } \psi_{\tau} = 0,08.$$

Saame:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_k} = \frac{24}{1,85 \cdot 4,17 + 0,09 \cdot 7,73} = 2,85;$$

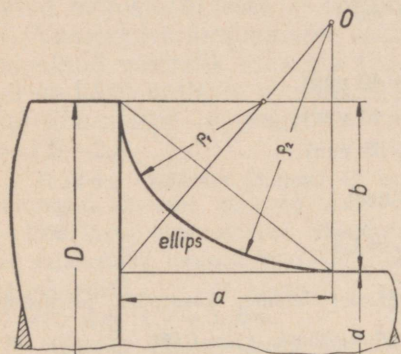
$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \tau_a + \psi_{\tau} \tau_k} = \frac{14}{1,63 \cdot 1,78 + 0,08 \cdot 1,78} = 4,59.$$

Varutegur ristlõike muutumise kohal v. (39) järgi

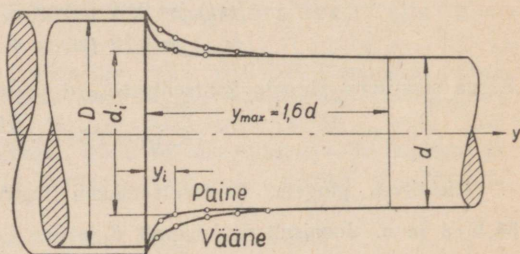
$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_{\sigma}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{2,85}\right)^2 + \left(\frac{1}{4,59}\right)^2}} = 2,42.$$

b. Konstruktiivseid võimalusi pingete kontsentratsiooni vähendamiseks.

Astmelise võlli jaoks toodud graafikutelt (joon. 34) nähtub, et efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur osutub seda väiksemaks, mida suurem on suhe  $\frac{r}{d}$ ; järelikult — mida suurem on võlli antud mõõdete juures ülemineku raadius  $r$ , seda kõrgem on detaili väsimuspiir. Efektiivse



Joon. 43.



Joon. 44.

pingete kontsentratsiooni teguri vähendamiseks võib seda asjaolu otsustavalt kasutada, konstrueerides ülemineku küllalt suure raadiusega. Nagu kinnitavad katseandmed, on elliptilise ülemineku kasutamisel võimalik saavutada tunduvalt väiksemaid pingete kontsentratsioone, võrreldes üleminekuga ringjoone järgi. Joonisel 43 ongi näidatud ülemineku moodustamine ellipsi kaare järgi. Ellipsi pooltelgede  $a$  ja  $b$  vahel valitseb siin seos

$$a = \frac{bd}{d - 2,5b} \quad (41)$$

või, avaldades lühema pooltelje võlli osade läbimõõtude  $d$  ja  $D$  kaudu, saame:

$$a = \frac{D - d}{4,5 - 2,5 \frac{D}{d}} \quad (42)$$

Tabelis 9 on toodud andmed ülemineku konstrueerimiseks, mispuhul efektiivse pingete kontsentratsiooni teguri väärtus osutub nulliks. Vastava ülemineku konstrueerimine on esitatud joonisel 44.

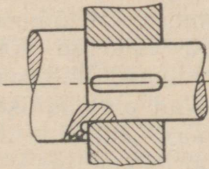
Tabelist selgub, et astmete läbimõõtude suhe  $\frac{D}{d}$  peab olema paindel vähemalt 1,475 ja väändel 1,636. Seda suhet valida ei ole aga alati otsustavkohane, kuna suhte selliste väärtuste puhul võib mõnikord võlli osa läbimõõt kujuneda suuremaks kui vaja tugevustingimuste kohaselt, järelikult võlli kaal võib liigselt suurened. Kui naaberastmete läbimõõtude

Tabel 9.

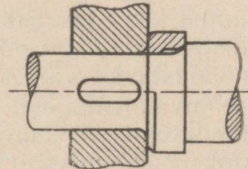
Andmed ülemineku konstrueerimiseks, et saada  $K_{\sigma} = 0$  või  $K_{\tau} = 0$ .

$y_{\beta}/d_i$	$d_{\beta}/d$		$y_{\beta}/d_i$	$d_{\beta}/d$	
	paindel	väändel		paindel	väändel
0,0	1,475	1,636	0,3	1,052	1,187
0,002	1,420	1,610	0,4	1,035	1,134
0,005	1,377	1,594	0,5	1,026	1,096
0,01	1,336	1,572	0,6	1,021	1,070
0,02	1,287	1,537	0,7	1,018	1,051
0,04	1,230	1,483	0,8	1,015	1,037
0,06	1,193	1,440	0,9	1,012	1,027
0,08	1,166	1,405	1,0	1,010	1,019
0,10	1,145	1,374	1,3	1,005	1,007
0,15	1,107	1,310	1,6	1,003	1,004
0,20	1,082	1,260	üle 1,6	1,000	1,000

suhe on lähedane ühele, ka siis efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur väheneb tunduvalt (vt. joon. 34, e).

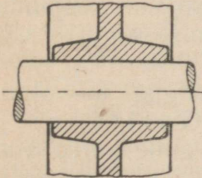


Joon. 45.

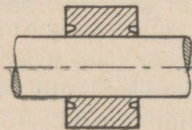


Joon. 46.

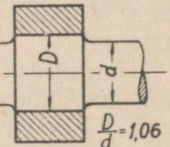
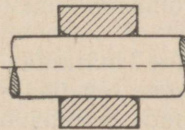
Kui ülemineku raadius, olenevalt võllile asetatava detaili (näiteks veerelaagri sisevõru) ümardusraadiusest, kujuneks liiga väikeseks, võib



Joon. 47.



Joon. 48.

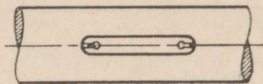


Joon. 49.

raadiuse suurendamiseks kasutada joonisel 45 näidatud võtet või kasutada sobivat distantsrõngast (joon. 46).

Pinguga istude puhul on efektiivse pingete kontsentratsiooni teguri suurus tunduvalt ka võllile kinnitatud detaili konfiguratsioonist ja pikkusest, kusjuures detaili („rummu”) pikkuse suurenedes suureneb ka kontsentratsiooni tegur. Võllile mõjuva surve järsul suurenemisel väheneb võlli

tugevus. Seepärast on otstarbekas kasutada sellist detaili („rummu”) kuju, mis tingib pindsurve pideva suurenemise. Joonistel 47 ja 48 on esitatud vastavaid konstruktiivseid võimalusi. Otstarbekaks osutub ka võlli



Joon. 50.

läbimõõdu vähene suurendamine istu kohal ( $d_{ist} \approx 1,06 d$ ) (joon. 49).

Kiilu kasutamisel on soovitatav pingete kontsentratsiooni vähendamiseks kasutada elastsete otstega kiilu (joon. 50), mis samuti võimaldab pingete pidevat suurenemist detaili keskosa poole.

Ka võlli pinna tsementiitimine või nitreerimine vähendab efektiivset pingete kontsentratsiooni tegurit.

## 6. Võllide arvutusest võnkumistele.

### a. Põhimõisteid võnkeliikumisest.

Võnkumiseks (või ka nn. väikeseks võnkumiseks) nimetame niisugust perioodilist liikumist keha tasakaalu-asendi ümber, kus ümberpaigutumised on süsteemi üldiste mõõdetega võrreldes väga väikesed või kus ümberpaigutumised moodustavad väikesi kõrvalekaldumisi ühtlasest liikumisest.

Kui võllile mõjuvad välisjõud, mis muutuvad perioodiliselt, s. t. muutuv on kas nende suund või suurus (näit. gaasi põlemine mootori silindris, mittetäielikult tasakaalustatud detaili pöörlemine jne.), siis võll selliste jõudude mõjul hakkab võnkuma. Saadud võnkumisi nimetame *sundvõnkumisteks*. Arusaadav, et võnkumise energia saadakse neilt mõjuvailt välisjõududelt.

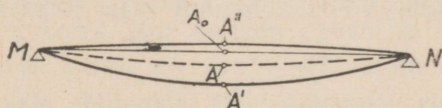
Sundvõnkumiste kõrval eristame võlli *omavõnkumisi* ehk *vabavõnkumisi*, mis teostuvad ilma välisjõudude mõjuta, nende võnkumiste iseloom on määratud peamiselt ainult materjali elastsusjõududega. Vajalik energia omavõnkumistel on saadud võnkumise alguses väljastpoolt.

Siinjuures on kohane märkida, et võnketeooria arengus on olnud määrava tähtsusega vene õpetlaste akadeemikute B. Golitšõni ja A. Krõlovi tööd sund- ja omavõnkumiste alal. Nõukogude korra ajal, kus võnketeooria on kujunenud suureks iseseisvaks teaduslikuks distsipliiniks, mis on aga sealjuures tihedalt seotud paljude teadusharudega, esmajoones masinaehituse ja raadiotehnikaga, on võnkumiste alal ilmunud hulgaliselt väärtuslikke töid nõukogude õpetlastelt, nagu akad. N. Krõlov, prof. N. Bogoljubov, M. Bontš-Brujevitš, K. Teodortšik, A. Andronov jpt.

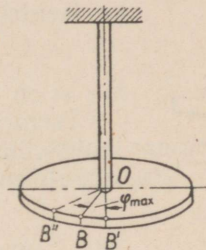
Võllides esinevatest võnkumistest väärivad erilist tähelepanu just ristivõnkumised (transversaalised võnkumised) (joon. 51) ja väändevõnkumised

(torsioonvõnkumised) (joon. 52), kus esimesel juhul, kui puuduvad täielikult igasugused takistused, kohta  $A_0$  mõjunud jõud kutsuks esile võlli punkti  $A$  (asend staatilises tasakaaluolukorras selle jõu puhul) võnkumise asendist  $A'$  asendisse  $A''$  ( $AA' = AA''$ ). Teisel juhul (joon. 52) võllile mõjunud jõu tagajärjel, mis kutsus esile löike (ketta) pöördumise nurga  $\varphi_{max}$  võrra, ketas hakkaks teostama väändevõnkumisi, kus punkt  $B$  ketta piirdel võnkuks vahemikus  $B'$  kuni  $B''$  ( $BB' = BB''$ ).

Võnkumisi iseloomustavad kaks parameetrit: võnke amplituud — s. o. võnkuva punkti suurim kõrvalekalle oma staatilise tasakaalu



Joon. 51.



Joon. 52.

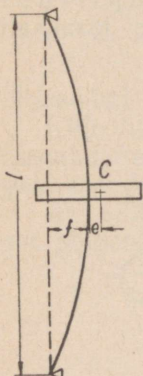
asendist (kas lineaarne või nurkamplituud), ja võnke periood, s. o. aeg, mis kulub ühe täisvõnke sooritamiseks. Perioodi pöördväärtust, s. t. võngete arvu ajaühikus nimetatakse võnke sageduseks.

Võlli omavõnkumised kustuvad tavaliselt kiiresti, kuna võnkumise algmomentil võllile antud energia läheb aja jooksul üle soojuseks. Kui aga võlli pöörete arv sekundis (millega tavaliselt on võrdne mõjuva välisjõu sagedus) läheneb võlli omavõngete arvule sekundis, siis võlli omavõnkumiste amplituud suureneb, võll „hakkab viskama”. Nähtust, kus välisjõu sagedus, mis tavaliselt langeb kokku võlli pöörete arvuga, ühtub omavõnkumise sagedusega, nimetatakse resonantsiks. Võnke amplituud omandab suure väärtuse ja selle tulemusena ei ole võlli tugevus enam tagatud: võll puruneb, mis halvemal juhul võib kaasa tuua ka kogu seadme avarii. Resonants võib esineda ka sel juhul, kui võlli omavõnkumise periood on kordne välisjõu mõjumise perioodiga.

Kuna esinev nähtus omab väga tõsiseid tagajärgi, tuleb kiirelt pöörlevate võllide kohta, mis alluvad perioodiliselt mõjuvatele välisjõududele, teostada kontrollarvutus elastsete võnkumiste suhtes. Perioodiliselt mõjuvate jõudude mõjule on allutatud aga näiteks kõik kolbasinate võllid. Nimetatud kontrollarvutuse sihiks on määrata võlli niisugune pöörete arv, nn. kriitiline pöörete arv (või vastavalt kriitiline nurkkiirus), mille juures antud võlli omavõnkumise sagedus langeb kokku välisjõu võnkumise sagedusega, tähendab — tuleb määrata võlli pöörete arv, mille puhul tekib resonants. Konstruktori ülesandeks ongi aga anda võllile sellised konstruktiivsed mõõted, mille juures võlli ettemääratud režiimi puhul oleks kõrvaldatud resonantsi oht.

## b. Võlli kriitiline pöörete arv.

Võlli kriitilise pöörete arvu määramiseks vaatleme pöörlevat vertikaalset võlli, millele on kinnitatud ketas (joon. 53), kuid nii, et ketta raskuskese  $C$  ei lange kokku võlli geomeetrilise teljega. Tähendab, ketas asetseb võllil ekstsentriliselt. Ekstsentrisus olgu tähistatud  $e$ -ga. Ekstsentrisus võib tuleneda kas ketta ava ebatäpsest asukohast, materjali ebahütlusest vms. Kuna võlli pöörlemisel ketta raskuskese liigub ringjoontpidi, tekib tsentrifugaaljõud  $P_{ts}$ , mille suurus oleneb ketta massist  $m$ , ekstsentrisusest  $e$  ja ka tsentrifugaaljõu mõjul tekkinud läbipaindumisest  $f$ :



$$P_{ts} = m\omega^2(f + e), \quad (43)$$

kus  $\omega$  on võlli nurkkiirus.

Tsentrifugaaljõu mõju tasakaalustatakse võlli jäikusega, mida võib avaldada võlli läbipainde  $f$  ja jäikusteguri  $c$  korrutisena

$$P = cf, \quad (44)$$

kus  $c$  on jõud, mis põhjustab võlli läbipainde pikkusühiku suuruses.

Seega siis tasakaaluolukorras

$$m\omega^2(f + e) = cf. \quad (45)$$

Läbipainde suuruse saame viimasest võrdusest:

$$f = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2}. \quad (46)$$

Kui avaldises (46) nimetaja väärtus läheneb nullile, siis läbipaine kasvab piiramatult, osutudes lõpmata suureks, s. t. võllis tekivad väga suure amplituudiga ristivõnkumised. Võrdusest  $c - m\omega^2 = 0$  saamegi avaldada nimetatud olukorrale vastava nurkkiiruse. Kuna tegemist on ilmselt varemmainitud resonantsi-olukorraga, saame kriitilise nurkkiiruse

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (47)$$

või ka kriitilise pöörete arvu

$$n_{kr} = \frac{60\omega_{kr}}{2\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (48)$$

Viimasest avaldisest järeldub, et kriitiline pöörete arv sõltub ainult võlli jäikusest ja ketta massist, s. t. mitte ekstsentrisusest  $e$ . Järelikult ka kriitiline režiim ei olene balansseerimise täpsusest.

Horisontaalse võlli puhul, kui jätta võlli omakaal arvestamata, võib jäikust avaldada ketta kaalu  $G$  ja läbipainde kaudu:

$$c = \frac{G}{f}.$$

Kui avaldada mass kaalu ja raskuskiirenduse kaudu,

$$m = \frac{G}{g},$$

siis saame võrrandite (47) ja (48) asemele vastavalt:

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (47-a)$$

ja

$$n_{kr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f}}. \quad (48-a)$$

Avaldades jõu  $G$  mõjul tekkinud staatilise läbipainde  $f$  sentimeetrites ja võttes  $\frac{30}{\pi} \approx 10$  ning  $\sqrt{g} = \sqrt{981} \approx 30$ , saame:

$$n_{kr} \approx 300 \sqrt{\frac{1}{f}}. \quad (49)$$

Ületades võlli pöörete arvuga kriitilise pöörete arvu, saame jällegi stabiilse olukorra. Kui asetada valemisse (46)  $c = m\omega_{kr}^2$  (sest kriitilise pöörete arvu juures  $c - m\omega^2 = 0$ ), saame:

$$f = \frac{m\omega^2 e}{m\omega_{kr}^2 - m\omega^2} = \frac{e}{\left(\frac{\omega_{kr}}{\omega}\right)^2 - 1}. \quad (50)$$

Saadud avaldisest järgneb, et juhul, kui  $\omega > \omega_{kr}$ , kujuneb läbipaine negatiivseks:

$$f = -ke,$$

kus  $k > 1$ , tähendab läbipaine ja ekstsentrisus on suunatud vastupidiselt, järelikult ketta raskuskese asetub võlli pöörlemistelje ja elastse joone vahele (joon. 54). Juhul aga, kus  $\omega = \infty$ , mida praktiliselt saavutada muidugi on võimatu,  $k = 1$  ja

$$f = -e,$$

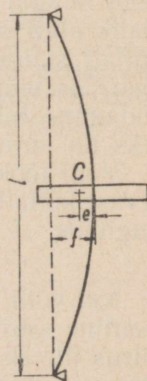
tähendab ketta raskuskese asetuks võlli pöörlemisteljele, tekiks nn. isetsentreerimine. Praktiliselt on aga võimalik saavutada eeltoodule ligilähedane olukord, kui võtta nurkkiirus kriitilise nurkkiirusega võrreldes küllalt suur. Kui ketta raskuskese asetseb võlli pöörlemistelje ja elastse joone vahel, siis tsentrifugaaljõu absoluutväärtus on (joon. 54)

$$P'_{ts} = m\omega^2(f - e),$$

millele vastavalt läbipaine, analoogiliselt võrdusega (50),

$$f = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega_{kr}}{\omega}\right)^2}.$$

Kui luua nüüd pöörlemisrežiim, kus  $\omega$  on kriitilise nurkkiirusega võr-



Joon. 54.

reldes näiteks 10-kordne, siis  $\left(\frac{\omega_{kr}}{\omega}\right)^2 = 0,01$  ja viimase võrrandi kohaselt saame läbipainde väärtuseks

$$f = \frac{e}{0,99} \approx 1,01 e,$$

mis näitab, et tõesti saavutatakse ligilähedane isetsentreerimise olukord.

Kriitilise pöörete arvu mõistet võib selgitada ka teisiti, nimelt labiilse dünaamilise tasakaalu oleku kaudu. Kuna v. (47) järgi kriitiline pöörete arv ekstsentrisusest ei olene, siis võttes võrduses (50)  $e = 0$  ja  $\omega = \omega_{kr}$ , saame, et

$$f = \frac{0}{0}, \quad (52)$$

seega määramata avaldise. Viimane laseb järeldada, et võll võib pöörelda mistahes läbipainde suurusega, kuni teda mõni uus mõju viib jälle uude labiilse tasakaalu asendisse.

Kui võllil asetseb mitu ketast, näit. neli, siis võlli kriitiline pöörete arv on leitav iga üksiku ketta kohta leitud kriitilise pöörete arvude  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_3$  ja  $\omega_4$  kaudu:

$$\omega_{kr} = \frac{\omega_1 \omega_2 \omega_3 \omega_4}{\sqrt{\omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2 + \omega_1^2 \omega_3^2 \omega_4^2 + \omega_2^2 \omega_3^2 \omega_4^2 + \omega_1^2 \omega_2^2 \omega_4^2}}. \quad (51)$$

Olenevalt suhte  $\frac{\omega_{kr}}{\omega}$  väärtusest on võimalik võlle jaotada veel jäikadeks ja painduvateks võllideks. Jäikadeks nimetame võlle, kus  $n < n_{kr}$ , kuna painduvateks võllide puhul  $n > n_{kr}$ .

Teostatud konstruktsioonides esineb painduvaid võlle küllaltki sageli. Paljudel juhtudel, kus pöörete arv ulatub tuhandetesse minutis (turbiinid, tsentrifuugid jms.), on selline lahendusviis ainuvõimalik. Muidugi on võimalik alati saavutada ka  $n < n_{kr}$ , kuid selleks, et viia omavõngete arv küllalt suureks, on vajalik suurendada tunduvalt võlli jäikust, see aga toob paratamatult kaasa gabariidi ja kaalu suurenemise. Kriitilise kiiruse ületamine tuleb avariist hoidumiseks läbi viia kiirelt. Amplituudi piiramiseks nn. kriitilises tsoonis kasutatakse ka erilisi võnkesummuteid.

Võlli töökindluse mõttes peab võlli omavõngete arv olema sundvõngete arvust küllalt erinev. Kui  $\omega < \omega_{kr}$ , siis kindlaks tööks peab olema täidetud tingimus

$$\omega_{kr} > 1,3 \omega.$$

Kui võllil asub mitu kontsentreeritud massi, on võllil, nagu näitab teoreetiline arutus, mitu kriitilist omavõnkumise sagedust. Kui võlli pöörlemiskiirus ületab I, kõige madalama pöörete arvu, s. t. kui  $\omega > \omega_{kr}$ , siis peab olema

$$1,4\omega_I < \omega < 0,7\omega_{II},$$

kus  $\omega_I$  ja  $\omega_{II}$  on võlli I ja II omavõnke sagedus.

Võllide omavõnkumise sageduse, tähendab ka kriitilise pöörete arvu võib üldiselt määrata valemitega

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}} \quad (53)$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\varphi}{\varepsilon}}, \quad (54)$$

kus  $T$  on omavõnkumise sagedus,  
 $a$  ja  $\varphi$  — elastne deformatsioon (lineaarne või vst. nurkdeformatsioon),  
 $g$  ja  $\varepsilon$  — kiirendus (lineaarne või vst. nurkkiirendus).

Vastavalt konkreetsele olukorrale on võimalik alati määrata elastse deformatsiooni suurust. Väändevõnkumiste puhul näiteks väändenurk

$$\varphi = \frac{M_v l}{GJ_p} = \frac{\Theta \varepsilon l}{GJ_p},$$

kus  $M_v = \Theta \varepsilon$  — väändemoment, avaldatav ka pöörleva massi inertsmomendi  $\Theta$  ja nurkkiirenduse  $\varepsilon$  korrutise kaudu;  
 $l$  — võlli pikkus;  
 $J_p$  — võlli ristlõike polaarinerstsmoment;  
 $G$  — väände elastsusmoodul.

Seega valem (53) võtab võlli väändevõnkumiste puhul kuju:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\varphi}{\varepsilon}} = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta l}{GJ_p}}. \quad (55)$$

Kui võllil asub kaks massi inertsmomentidega vastavalt  $\Theta_1$  ja  $\Theta_2$ , kaugusega nende vahel  $l$ , siis saame:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_1 \Theta_2 l}{GJ_p(\Theta_1 + \Theta_2)}}. \quad (56)$$

Näide. Määrata laevakruvi kriitiline pöorete arv, kui tema läbimõõt  $d = 30$  cm, pikkus  $l = 2700$  cm, pöörlevate masside inertsmomendid: 1) aurumasina redutseeritud inertsmoment  $\Theta_1 = 30\,000$  kgcm/sek<sup>2</sup> võlli ühel otsal, 2) kruvi inertsmoment  $\Theta_2 = 60\,000$  kgcm/sek<sup>2</sup> võlli teisel otsal. Väände elastsusmoodul  $G = 8,8 \cdot 10^5$  kg/cm<sup>2</sup>. Võlli väändevõnkumiste perioodi on võimalik leida valemiga (56). Antud juhul

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{30\,000 \cdot 60\,000 \cdot 2700 \cdot 32}{8,8 \cdot 10^5 \pi \cdot 30^4 (30\,000 + 60\,000)}} = 0,174 \text{ sek.}$$

Võnke sagedus (kriitiline pöorete arv)

$$n_{kr} = \frac{60}{T} = \frac{60}{0,174} = 345 \text{ p/min.}$$

Resonants võib tekkida järgmiste pöorete arvude juures:

$$n_1 = n_{kr} = 345 \text{ p/min};$$

$$n_2 = \frac{n_{kr}}{2} = 172,5 \text{ p/min};$$

$$n_3 = \frac{n_{kr}}{3} = 115 \text{ p/min};$$

$$n_4 = \frac{n_{kr}}{4} = 86 \text{ p/min.}$$

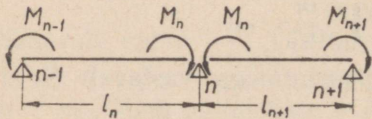
Sobiv võlli pöörete arv oleks

$$n = 0,7 n_{kr} = 0,7 \cdot 345 = 240 \text{ p/min.}$$

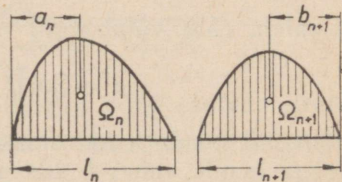
Mitteühtlase ristlõikega võllid tuleb enne otsese võnkumisarvutuse juurde asumist ümber kujundada ühtlase ristlõikega ja antud algvõlliga sama jäikusega võllideks. Selline võllide redutseerimine, eriti väntvõllide puhul, on küllaltki keerukas ja ei mahu käesoleva raamatu raamidesse.

### 7. Staatiliselt määramatute võllide arvutuse iseärasusi.

Teatavasti võllid, mille tugede (laagrite) arv on suurem kui kaks, ei ole staatiliselt määratavad. Toereaktsioonide leidmiseks on siin vajalik kasutada staatika tasakaaluvõrranditele lisaks veel vajalikku arvu võrran-



Joon. 55.



Joon. 56.

deid, mis saadakse võlli deformatsioonide uurimisest. Põhimõtteline arvutuskäik toimuks järgmiselt.

Tundmatuteks võetakse paindemomendid tugede kohal. Lõigates paljutoelise võlli tugede kohalt läbi, saame rea lihtsaid talasid, millele mõjuvad välisjõud ja tundmatud paindemomendid (joon. 55). Vajaliku arvu lisavõrrandeid saame tingimusest, et koormusest ja tundmatutest paindemomentidest tingitud elastne joon kummalgi pool vaadeldavat tuge omab ühist puutujat, s. t. et tugedevaheliste avade otslõigete pöördnurkade muutus toe kohal on null. Ühtlase ristlõikega võlli jaoks saame siis nn. kolme momendi võrrandi:

$$M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1}l_{n+1} = -\frac{6\Omega_n a_n}{l_n} - \frac{6\Omega_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}}; \quad (57)$$

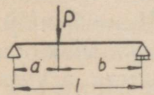
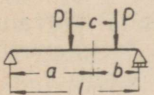
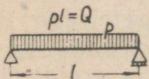
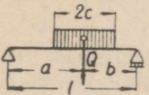
siin  $M_n$ ,  $M_{n-1}$  ja  $M_{n+1}$  on momendid vaadeldaval kolmel naabertoel  $n$ ,  $n - 1$  ja  $n + 1$ ,

$l_n$  ja  $l_{n+1}$  — kahe vaadeldava naaberava pikkused,

$\Omega_n a_n$  ja  $\Omega_{n+1} b_{n+1}$  —  $n$ -nda ava kohta leitud antud koormuste momentide epüüride pindalade staatilised momendid ( $n - 1$ )-nda ja ( $n + 1$ )-nda toe suhtes (joon. 56).

Võrrandi (57) parempoolse osa väärtusi saab leida tabelist 10.

Tabel 10.

Koormuse skeem	$\Omega$ (momentide eptüüride pindala)	$A_f = \frac{\Omega b_n}{l_n}$ (vasakpoolne fiktiivne reaktsioon)	$B_f = \frac{\Omega a_n}{l_n}$ (parempoolne fiktiivne reaktsioon)
	$\frac{Pab}{2}$	$\frac{Pab}{6l}(l+b)$	$\frac{Pab}{6l}(l+a)$
	$P\left(ab - \frac{c^2}{4}\right)$	$\frac{Pb}{6l}\left[2a(l+b) - \frac{3c^2}{2}\right]$	$\frac{Pa}{6l}\left[2b(l+a) - \frac{3c^2}{2}\right]$
	$\frac{Ql^2}{12}$	$\frac{Ql^2}{24}$	$\frac{Ql^2}{24}$
	$\frac{Q}{6}(3ab - c^2)$	$\frac{Qb}{6l}(l^2 - b^2 - c^2)$	$\frac{Qa}{6l}(l^2 - a^2 - c^2)$

Võrrandite lahendamise tulemusena leiame kõikide toemomentide väärtused. Nüüd, teades toemomente, võime völli iga osa kohta kirjutada momentide võrrandid tugede suhtes ja sealt leida toereaktsioonide väärtused.

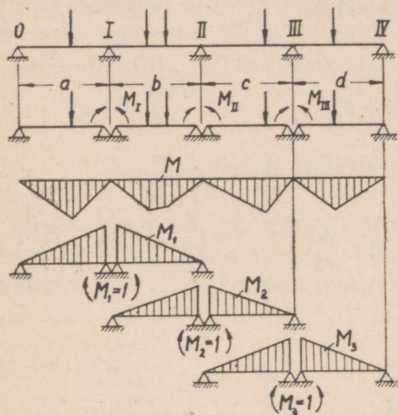
Kui völli ristlõige on muutuv ( $EJ \neq \text{const}$ ), siis võib toemomentide leidmiseks võrrandite (57) asemel kasutada nn. kanjoniliste võrrandite süsteemi:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 + \delta_{11}M_I + \delta_{12}M_{II} + \delta_{13}M_{III} &= 0, \\ \Delta_2 + \delta_{21}M_I + \delta_{22}M_{II} + \delta_{23}M_{III} &= 0, \\ \Delta_3 + \delta_{31}M_I + \delta_{32}M_{II} + \delta_{33}M_{III} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

Selles võrrandite süsteemis liikmed  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  ja  $\Delta_3$  esitavad völli osade ristlõigete muutumist tugede I, II ja III kohal, olles tingitud koormusest:

$$\Delta_1 = \sum \int \frac{MM_1 dz}{EJ}; \quad \Delta_2 = \sum \int \frac{MM_2 dz}{EJ}; \quad \Delta_3 = \sum \int \frac{MM_3 dz}{EJ}.$$

Nende suuruste leidmiseks tuleb iga toe kohale rakendada kaks vastasuunalist ühikmomenti, ehitada momentide epüürid (joon. 57) ja leida siis mõnel varemkäsiteldud viisil avaldised  $\sum \int \frac{MM_i dz}{EJ}$  (vt. näit. tabel 3).



Joon. 57.

Tegurid  $\delta_{11}, \delta_{12}, \dots, \delta_{33}$  esitavad võlli osade ristlõigete muutumist tugede I, II ja III kohal, tingitud toemomentide  $M_1 = 1, M_2 = 1$  ja  $M_3 = 1$  mõjust. Ka nende tegurite leidmiseks võib kasutada näit. tabelit 3, kusjuures arvutata on vaja ainult 6 tegurit, sest  $\delta_{12} = \delta_{21}, \delta_{13} = \delta_{31}$  ja  $\delta_{23} = \delta_{32}$ .

Nüüd on jällegi võimalik võrranditest (58) leida otsitavad toemomendid ja nende kaudu toereaktsioonid.

Kui võllile mõjuvad jõud ei asu ühes tasapinnas, tuleb kõik jõud jaotada komponentideks kahte teineteisega risti asuvasse tasapinda ja teostada arvutused kummaski tasapinnas eraldi; hiljem toemomentide täielikuks leidmiseks tulevad leitud komponendid tugede kohal jälle liita.

Käesolevas punktis meie ei vaatle lähemalt elementaarses tugevusõpetuses antud meetodit, kus staatiliselt määramatute talade liigsed toereaktsioonid määratakse otsitava toereaktsiooni kohale rakendatava ühikjõu abil. Meeldetuletuseks olgu aga märgitud järgmist.

Kolmele toele toetuva tala (võlli) võime asendada kahele toele toetuva talaga, kus kolmas, keskmise tugi on asendatud keskmise toe kohale, punkti C rakendatud jõuga C, mis muudaks talale rakendatud välisjõudude  $P_1, P_2, \dots, P_n$  toimel punktis C tekitatud läbipainde suuruse nulliks.

Kuna läbipaindumised on Hooke'i seaduse piirides proportsionaalsed mõjuvate jõududega, võib leida läbipaindumised ühikjõudude mõjul. Eemaldades nüüd toe C, mille reaktsiooni soovitakse leida, rakendame otsitava toereaktsiooni kohale ühikjõu ja määrame jäänud kahetoelises talas läbipaindumised  $f_C$  (punkti C kohal),  $f_1$  (välisjõu  $P_1$  kohal),  $f_2$  (välisjõu  $P_2$  kohal) jne. Otsitava läbipainde  $f_C$  leiame võrrandist

$$\sum P_i f_i - C f_C = 0.$$

Kui on tegemist rohkem kui kolmetoelise talaga, tuleb vastavad võrrandid koostada iga vahetoe kohta, mis annab tundmatute toereaktsioonide leidmiseks küllaldase arvu võrrandeid.

Staatiliselt määramatute talade lahendamisel tuleb silmas pidada, et nende arvutuste aluseks on eeldus, et deformatsioonid tekivad eranditult ainult tuntud välisjõudude toimel. Kui aga näiteks võlli toed (laagrid) ei asetse jäikadel alustel vms., ei ole staatiliselt määramata talade jaoks toodud meetodid rakendatavad, kuna tekkivad ebatäpsused muutuvad väga suureks.

## 8. Transmissioonivõllid.

Kaasaegne masinaehitus eelistab töömasinate käitamisel pikkadele transmissioonidele põhjendatult individuaalajameid, kuna viimane moodus võimaldab energia ratsionaalsemat kasutamist, annab võimaluse luua kompaktsemaid seadmeid, ei sega ruumi valgustust, remondi puhuks tuleb seisata ainult üks töömasin jne. Sellele vaatamata on pikkade transmissioonivõllide kasutamine veel küllalt laialdaselt levinud.

Käesolevas punktis vaatleme peamiselt pikki siledaid sirgeid transmissioonivõlle, mis toetuvad tavaliselt hulgale tugeledele (laagritele).

Transmissioonivõllid on valmistatud kas ümarvaltsterasest või sepistamise teel, kusjuures sepistamist kasutatakse võllide suurema läbimõõdu puhul ( $d > 140 - 200$  mm). Levinumaiks terasemarkideks on Cr. 4 ja Cr. 5 (ГОСТ 380-41).

Transmissioonivõllide läbimõõdud on määratud normiga OCT 1654 ja toodud tabelis 11 koos võlli jooksva meetri kaaludega.

Tabel 11.

Transmissioonivõllide läbimõõdud (OCT 1654) ja kaal kg/m.

Võlli läbimõõt mm	Võlli kaal kg/m	Võlli läbimõõt mm	Võlli kaal kg/m	Võlli läbimõõt mm	Võlli kaal kg/m
30	5,55	125	96,33	340	712,7
35	7,55	140	120,8	360	799,0
40	9,86	160	157,8	380	890,3
45	12,48	180	199,8	400	986,4
50	15,41	200	246,6	420	1038
60	22,20	220	298,4	440	1194
70	30,21	240	355,1	460	1305
80	39,64	260	416,8	480	1421
90	49,94	280	483,4	500	1541
100	61,65	300	554,9	—	—
110	74,60	320	631,3	—	—

Samuti on normitud ka transmissioonivõllide pöörete arvud (OCT 1656). Normikohased pöörete arvud on toodud tabelis 12.

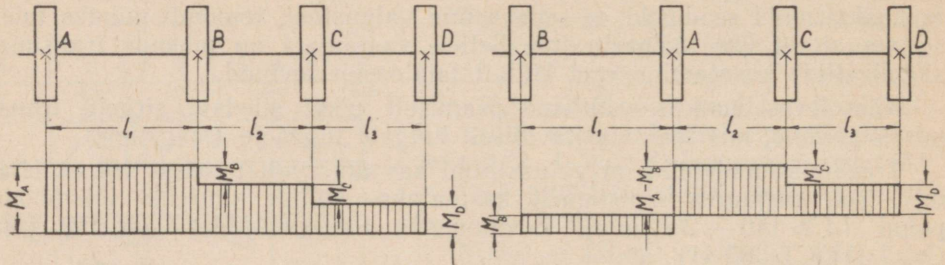
Tabel 12.

Transmissioonivõllide pöörete arvud (OCT 1656).

25	28	32	36	40	45	50	56	63	71
80	90	100	112	125	140	160	180	200	225
250	280	320	360	400	450	500	560	630	710
800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	—	—

Transmissioonivõllide arvutamisel kasutatakse enamail juhtudel ligikaudset arvutust, jättes võllile asetatud detailidest ja neile mõjuvaist jõududest tulenevad paindepinged otseselt arvesse võtmata. Põhjusena tuleks

eelkõige märkida transmissioonivõlli suurt tuge (laagrite) arvu ja viimaste võimalikku mittetäpset asendit ruumis, mis muudab täpse arvu- tuse sageli väga keerukaks ja isegi mittetäpseks. Arvestades täiendavalt veel seda, et võllile asetatavad detailid püütakse paindemomentide vähen- damiseks asetada hästi tuge lähedusse, on transmissioonivõllide arvutus



Joon. 58.

ainult esineva väändemomendi järgi teataval määral põhjendatud. Tingi- tuna paindemomentide otsesest mittearvestamisest, tuleb lubatavaid väändepingeid arusaadavalt tuntavalt vähendada.

Arvutuse aluseks valitakse suurim väändemoment. Nagu teada, suurima esineva väändemomendi väärtus on vedava ratta asendist veetavate suhtes. Kui näiteks joonisel 58 kujutatud võllil asetada vedav ratas *A* ots- misest asendist ümber ratta *B* kohale, siis maksimaalne väändemoment  $M_{max} = M_A = M_B + M_C + M_D$  väheneb suuruseni  $M'_{max} = M_A - M_B = = M_C + M_D$ , mis annab võimaluse saada väiksema läbimõõduga võlli.

Võlli läbimõõdu määrame võrdusest

$$M_v = \frac{\pi d^3}{16} R_v \approx 0,2d^3 R_v,$$

kus  $R_v$  on lubatav väändepinge.

Avaldades väändemomendi võimsuse  $N$  [HJ] ja pöörete arvu kaudu  $M_v = 71\,620 \cdot \frac{N}{n}$ , saame:

$$d = \sqrt[3]{\frac{71\,620}{0,2R_v} \cdot \frac{N}{n}}, \tag{59}$$

mida üldiselt võib avaldada kujul

$$d = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}}. \tag{60}$$

Teguri *A* väärtus on ainult lubatavast väändepingest, mis võetakse tavaliselt 120—200 kg/cm<sup>2</sup> (sellele vastab  $A = 14,4 - 12$ ). Võttes Cr. 4 puhul  $R_v \approx 200$  kg/cm<sup>2</sup>, saame normitud pöörete arvude jaoks tabelis 13 toodud võlli läbimõõtude väärtused.

Tabel 13.

Transmissioonivõllide läbimõõdud valemil  $d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$  järgi.

Võimsus $N$ HJ	Transmissioonivõlli pöörete arv $n$ p/min.																			
	25	28	32	36	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	
	Võlli läbimõõt $d$ mm																			
1	40	40	40	40	35	35	35	35	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	
2	50	50	50	45	45	45	45	40	35	35	35	35	35	35	30	30	30	30	30	
3	60	60	60	50	50	50	45	45	45	40	40	40	35	35	35	30	30	30	30	
4	70	60	60	60	60	50	50	50	50	45	45	45	40	40	40	35	35	35	30	
5	70	70	70	60	60	60	60	50	50	50	50	45	45	45	40	40	40	35	35	
6	80	70	70	70	60	60	60	60	60	50	50	50	50	45	45	45	40	40	40	
7	80	80	70	70	70	70	60	60	60	60	50	50	50	50	45	45	45	40	40	
8	80	80	80	70	70	70	70	60	60	60	60	60	50	50	50	45	45	45	40	
9	90	80	80	70	70	70	70	60	60	60	60	60	50	50	50	45	45	45	40	
10	90	90	80	80	80	80	70	70	70	60	60	60	60	60	50	50	45	45	40	
11	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	60	60	60	50	50	45	45	40	
12	100	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	60	60	50	50	45	45	40	
13	100	100	90	90	80	80	80	80	70	70	70	60	60	60	60	50	50	45	40	
14	100	100	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	60	60	50	50	45	40	
15	100	100	100	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	60	60	50	45	40	
16	110	100	100	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	60	60	50	45	40	
17	110	100	100	100	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	60	50	45	40	
18	110	110	100	100	90	90	90	80	80	80	80	70	70	60	60	60	50	45	40	
19	110	110	100	100	100	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	50	45	40	
20	125	110	100	100	100	90	90	90	80	80	80	70	70	70	60	60	50	45	40	
25	125	125	110	110	100	100	100	90	90	90	80	80	80	80	70	70	60	50	40	
30	140	125	125	125	110	110	100	100	100	90	90	90	80	80	80	70	70	60	50	
35	140	140	125	125	125	125	110	110	100	100	90	90	90	80	80	80	70	60	50	
40	140	140	140	125	125	125	110	110	100	100	90	90	90	80	80	80	70	60	50	
45	160	140	140	140	125	125	125	110	110	100	100	90	90	90	80	80	80	70	60	
50	160	140	140	140	140	125	125	125	125	110	110	100	100	90	90	80	80	70	60	
55	160	160	140	140	140	140	125	125	125	125	110	100	100	100	90	90	80	70	60	
60	160	160	160	140	140	140	140	125	125	125	110	110	100	100	90	90	80	70	60	
65	160	160	160	160	140	140	140	125	125	125	125	110	110	100	100	90	90	80	70	
70	180	160	160	160	140	140	140	140	125	125	125	125	110	110	100	100	90	80	70	
75	180	180	160	160	140	140	140	140	125	125	125	125	110	110	100	100	90	80	70	
80	180	180	160	160	160	140	140	140	125	125	125	125	110	110	100	100	90	80	70	
85	180	180	180	160	160	160	145	140	140	140	125	125	125	110	110	100	100	90	80	
90	180	180	180	160	160	160	160	140	140	140	125	125	125	110	110	100	100	90	80	
95	200	180	180	180	160	160	160	140	140	140	140	125	125	125	110	110	100	100	90	
100	200	180	180	180	160	160	160	140	140	140	140	125	125	125	110	110	100	100	90	

Veelgi madalamate väändepingetega arvutatakse:

paljuavalised transmissioonivõllid aksiaalkoormuse esinedes  $A = 15 - 16$ ;  
 tigu- ja kruviajamite võllid . . . . .  $A = 17 - 18$ ;  
 määramatu koormusega võllid (kivipurustajad jms.) . . .  $A = 19 - 20$ ;

Soovitav völli osade pikkus olenevalt läbimõõdust oleks:

võllidele läbimõõduga	30	ja	35	mm	. . .	4	m;	
„	„	40	„	45	„	. . .	5	m;
„	„	50	kuni	90	„	. . .	7	m;
„	„	100	ja	110	„	. . .	6	m.

Toodud pikkused on valitud olenevalt valmistamise, transpordi ja montaaži tingimustest.

Völli osade ühendamisel üheks pikaks transmissioonivõlliks tuleb pidada silmas, et iga osa toetuks vähemalt kahele laagriale; sidurid asugu samuti laagrite otseses läheduses, ja nii, et peaülekandest (vedavast rattast) arvates nad asetseksid laagri taga, siis on võimalik völli osi paremini välja lülida.

Transmissiooniliini ei ole soovitatav konstrueerida pikkusega üle 30—40 meetri, sest lühemate liinide juures on avariide ja remondi puhul väiksem hulk seadmeid välja lülitud.

Völli laagrite vahekaugus  $L$  tuleb valida küllaldaselt väike selleks, et ei tekiks lubamatut läbipainumist. Orienteeruvalt võib vahekaugused määrata järgmiselt (sentimeetrites):

võllidele, mis on vähe koormatud . . . . .  $L \approx 125 \sqrt{d}$ ,

võllidele, mis on koormatud laagritest eemal asuvate detailidega . . . . .  $L \approx 100 \sqrt{d}$ ,

võllidele, mis on tugevalt koormatud . . . . .  $L \approx 135 \sqrt[3]{d}$ ,  
kus  $d$  on völli läbimõõt cm.

Enamesinevate läbimõõtude jaoks on kasutatav tabel 14.

Tabel 14.

Laagrite vahekaugused  $L$  cm.

Völli läbimõõt $d$ mm	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	110	125	140	160
$L \approx 125 \sqrt{d}$ cm	215	230	250	265	280	300	330	350	375	395	415	440	465	500
$L \approx 100 \sqrt{d}$ cm	170	190	200	210	220	240	260	280	300	320	330	350	370	400
$L \approx 135 \sqrt[3]{d}$ cm	—	—	—	—	—	—	—	270	280	290	300	310	325	340

Võllide toetuskohad laagrites (tapid) jäävad väiksema läbimõõduga võllide puhul (30—110 mm) tavaliselt sama läbimõõduga. Suuremate läbimõõtude puhul kujundatakse tapp sageli väiksema läbimõõduga.

Seadmete heaks töötamiseks on vajalik kindlustada võllide teljesuuna-line nihkumatus. Sealjuures tuleb võllile jätta siiski võimalus temperatuuri mõjul vabalt pikeneda. Järelikult on küllaldane, kui fikseerida völli asend ühe laagri suhtes. Millise laagri suhtes aga völli fikseerida, oleneb

võllile kinnitatud detailidest. Näiteks on soovitat kasutada seda laagrit, mis asetseb kooniliste hammasrataste juures, kuna sel juhul võlli üldine pikenemine mõjutab hambumist väga vähe. Soovitav on pikkade võllide puhul kasutada kompenseerivaid sidureid.

Tappide konstruktiivse kujundamise kohta on toodud andmeid käesoleva vihiku lõpposas (vt. *Tapid*).

Pikkade võllide puhul, kus võimsuse muutus võlli pikkusel on küllalt suur, on otstarbekas võlli üksikud liidetavad osad valmistada eri läbimõõduga, kuna sel teel saavutatakse märgatavat metalli kokkuhoidu. Üldiselt on osutunud otstarbekohaseks kasutada erinevaid läbimõõte siis, kui võimsuse muutus üksikute osade vahel on 10—15 HJ.

Lõpuks tuleb veel kord alla kriipsutada transmissioonivõllide monteermise täpsuse vajalikkust. Ebatäpse asetusega võll koormab laagreid ebaühtlaselt, võllis tekivad lisa-paindepinged jne., mis tulemusena võib viia kogu seadme avariini.

### 9. Väntvõllid.

Väntvõllid on murtud geomeetrilise teljega võllid. Väntvõllid leiavad kasutamist kõikides masinates, mis töötavad kepsmehhanismiga, näit. sise-põlemootorid, aurumasinad, kolbpumbad jms. Vändale mõjuvad jõud on skemaatiliselt näidatud joonisel 59. Siin esinevad:

$$\text{radiaaljõud kepsu mõjust } Z = P \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (61)$$

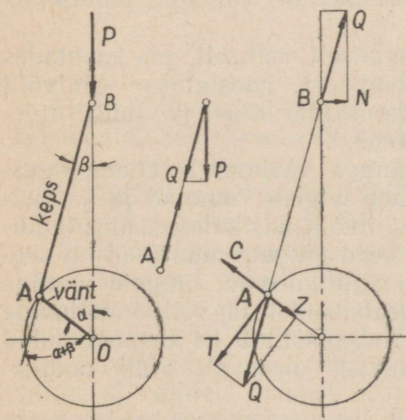
$$\text{radiaaljõud punktisse } A \text{ redutseeritud pöörlevatest massidest } C = m\omega^2 r; \quad (62)$$

$$\text{tangentsiaaljõud } T = P \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (63)$$

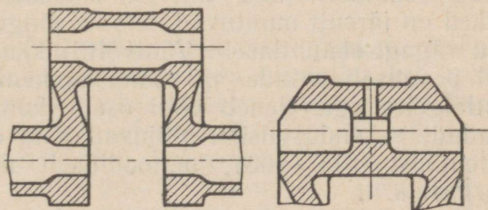
$P$  on jõud, mis mõjub vändamehhanismi kolvile (gaasi või vedeliku rõhk), sirgjooneliselt liikuvate masside inertsjõud, kaal;

$\omega$  — vända nurkkiirus.

Väntvõllid võivad olla kas lahtise või kinnise vändaga (vt. joon. 6 ja 7). Kasutatavate materjalide ja valmistamise kohta on andmeid p-s 2. Vändade arv ja asend oleneb masina tüübist, tasakaalustamise, ühtlase pöörlemise saavutamise jt. küsimustest. Väntvõlli juures



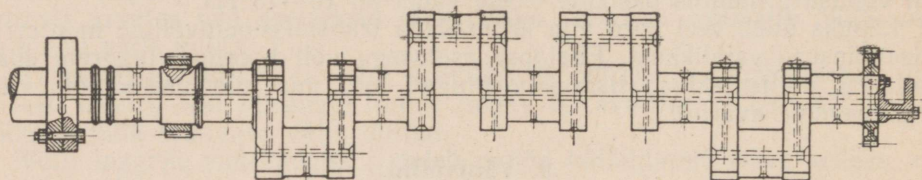
Joon. 59.



Joon. 60.

eristatakse järgmisi peaosi: peatapid, mis toetuvad raam- ehk pea-laagrisse, v ä n d a t a p i d (väntvõlli kaelad), mis on kokkupuutes kepsulaagriga, v õ l l i v a r b, millele on võimalik asetada detaile (hoo-ratas jms.), v ä n d a p a l e d, mis on varva või peatappide ja vända tappide ühendamiseks.

Vända peatappide arv valitakse kaalutlusel, et ei tekiks vända liigset läbipaindumist, mis võiks põhjustada laagrite ebaühtlast kulumist. Paljudes masinates on kahe naaberpeatapi (raamlaagri) vahel ainult üks vänt. Väntade vahekaugus oleneb masina silindrite läbimõõdust, võllile asetatud detailidest ja laagrite konstruktsioonist.



Joon. 61.

Vända tapi laager valitakse ligikaudu 0,7 silindri läbimõõdust (ilma ristpeata kepsmehhanismi puhul), peatapi läbimõõt võetakse sama või veidi suurem.

Paled on suurematel võllidel ristkülikulise ristlõikega.

Võllide kaalu vähendamiseks valmistatakse raskemad võllid õõnsatena, kusjuures ava läbimõõt võetakse 0,4—0,6 välisläbimõõtu (joon. 60).

Määrdeaine juhtimiseks tappidele on võllisse sageli puuritud kas radiaalsed või kaldavad. Avade läbimõõt, olenevalt tapi läbimõõdust, on 5—15 mm.

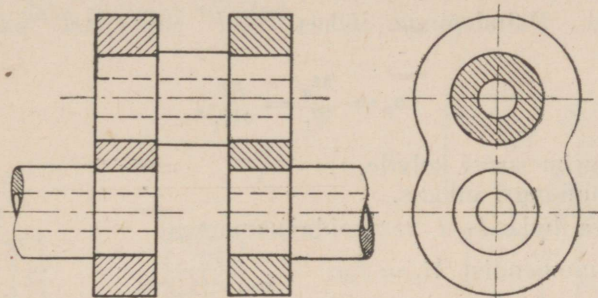
Väntvõlle valmistatakse nii ühe tervikuna kui ka üksikutest osadest, osad on liidetud garanteeritud pinguga istude kaudu. Joonisel 61 on näitena toodud neljataktilise neljasilindrilise diiselmootori väntvõll, joonisel 62 — koostatud võlli osa.

Väntvõlli projekteerimine teostatakse tavaliselt selliselt, et, kasutades empiirilisi vahakordi ja eeskirju (NSVL Register), koostatakse väntvõlli eskiis, millele järgneb võimalikult täpne kontrollarvutus ja mille tulemusena väntvõll saab ka oma lõplikud mõõted.

Väntvõllide tugevus määratakse vastupanuga väsimusele enampingetatud tsoonides. Kuna väntvõlli üksikute osade telgede suunad ja ka ristlõiked on järsult muutuvad, siis ka pinged väntvõlli üksikutes osades jaotuvad vägagi ebaühtlaselt. Väntvõlli pikkuses need pingete muutused on seotud peamiselt painde- ja väändmomentide muutumisega, pingete muutus ristlõigetes aga oleneb võlli osade konfiguratsioonist ja võllile mõjuvate jõudude rakendusviisist. Mõjuvad jõud on, nagu nähtub ka eespooltoodud valemitest (61)—(63), perioodiliselt muutuvad, olenevalt võlli pöördenurgast  $\alpha$ .

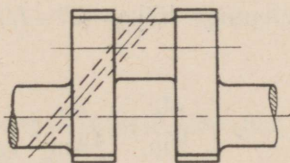
Nagu selgub mitmete arvutusmeetodite ja eksperimentaalsete andmete analüüsist, võib enamail juhtudel paljutoelisi väntvõlle vaadelda, tänu

laagrite elastsusele ja kuluvusele, kui läbilõigatud talasid, s. t. võlli kujudatakse läbilõigatuna tasapindadega, mis läbivad raamlaagrite keskkohki, eraldatud osi vaadeldakse aga kui vabalt toetuvaid talasid. (Nimetatud moodus ei ole hästi sobiv rasketübiliste masinate juures, mis asetsevad tugevatel vundamentidel.) Seejuures raamlaagrisse toetuvad võlli osad



Joon. 62.

on peamiselt koormatud väändemomentidega, kepsulaagris olevad osad aga väände- ja paindemomentidega. Väntvõlli paled on koormatud paindemomentidega, mis mõjuvad vända tasapinnas, ja väändemomentidega, mis tekivad paindest vändaga ristiolevas tasapinnas. Paledale mõjuvad ka veel võlli telje suunalised jõud.



Joon. 63.

Enampingestatud tsooni vändas määravad tavaliselt pingete kontsentratsioonid. See asjaolu lihtsustab nende ristlõigete valikut, kus tuleb määrata paindemomendid. Suurimad pingete kontsentratsioonid esinevad paalede üleminekukohtades võllile ja kohtades, kus esineb võlli sees ava määrdeaine jaoks (joon. 63).

Lihtsustatud arvutuse puhul selgitatakse mõjuvate jõudude halvima kombinatsiooni määramiseks jõudude suurus vända üksikutes eri asendites. Tavaliselt piirduakse siin pingete määramisega kolmes ohtlikumas asendis: 1) vända asumisel ülemises surnudseisus, kui kolvile mõjub suurim survejõud, 2) suurima tangentsiaaljõu esinemisel, tulenevalt ühest silindrist, millele vastab vända asend  $20-30^\circ$  ülemisest surnudseisust, 3) suurima väändemomendi esinemisel (tulenevalt kõikidest silindritest). Kiirekäigulistest masinates tuleb aga mõjuvate jõudude halvima kombinat-

siooni leidmiseks määrata esinevad jõud vastavalt võlli pöördumisele iga 10—20° järgi. Sobiv on jõudude muutumisi võlli täispöörde vältel jälgida selleks joonestatud diagrammidel.

Esinevad pinged tuleksid lihtsustatud arvutuse puhul määrata siis järgmise skeemi kohaselt:

1) Vänt asub ülemises surnudseisus (joon. 64).

Peatapp. Paindepinge lõikes I—I suurimast paindemomendist  $M_p = \frac{Rl}{4}$ :

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_I} = \frac{Rl}{4W_I},$$

kus  $R$  on suurim surve kolvile,

$l$  — raamlaagri pikkus,

$W_I$  — võlli lõike I—I vastupidavusmoment.

Väändepinge momendist  $M_v = T_0r$ :

$$\tau = \frac{M_v}{W_{pI}} = \frac{T_0r}{2W_{pI}},$$

kus  $T_0$  on mõjuv tangentsiaaljõud, mis on määratav tangentsiaaljõudude summaarsest diagrammist vända pöördenurga  $\varphi = 0$  puhuks,

$r$  — vända raadius.

Liitpinge lõikes I—I:

$$\sigma_I = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2}.$$

Vända tapp. Paindepinge lõikes III—III suurimast paindemomendist  $M_p = \frac{Ra}{4}$ :

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_{III}} = \frac{Ra}{4W_{III}},$$

kus  $a$  on naabertappide keskpunktide vahekaugus,

$W_{III}$  — lõike III—III vastupidavusmoment.

Väändepinge

$$\tau = \frac{M_v}{2W_{III}} = \frac{T_0r}{2W_{III}}.$$

Liitpinge lõikes III—III:

$$\sigma_{III} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2}.$$

Vända pale. Paindepinge pale laiemal küljel (A, joon. 64) lõikes IV—IV suurimast paindemomendist  $M_{p_1} = \frac{Rm}{2}$ :

$$\sigma_{p_1} = \frac{M_p}{W_{IV}} = \frac{Rm}{2W_{IV}},$$

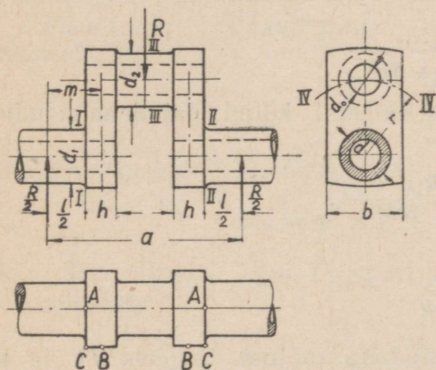
kus  $m$  on tapi ja pale keskkoha vahekaugus,

$W_{IV}$  — pale ristlõike vastupidavusmoment.

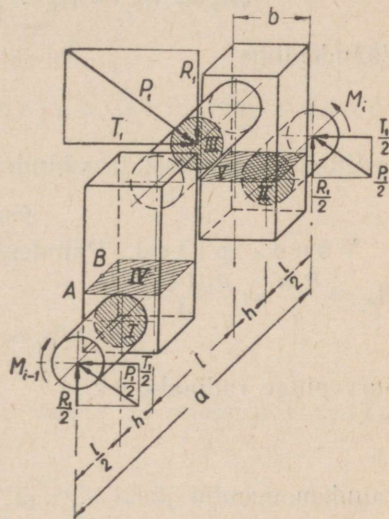
Survepinge radiaal jõust  $R$ :

$$\sigma_s = \frac{R}{2bh},$$

kus  $b$  ja  $h$  on pale ristlõike mõõted.



Joon. 64.



Joon. 65.

Paindepinge pale kitsamal küljel (B) ühe pale poolt edasiantavast väändemomendist  $M_{p_2} = M_v = T_0 r$ :

$$\sigma_{p_2} = \frac{M_v}{W_V} = \frac{6T_0 r}{b^2 h}.$$

Summaarne pinge pale serval (punktis C):

$$\sigma_C = \sigma_{p_1} + \sigma_s + \sigma_{p_2}.$$

2) Vänt on asendis, kus mõjub suurim tangentsiaal jõud (joon. 65).

Nagu märgitud, leitakse suurim tangentsiaal jõud  $T_1$  ühe silindri tangentsiaal jõudude diagrammist (20–30° ülemisest surnudseisust).

Vända tapp. Resulteeriv paindemoment radiaal- ja tangentsiaal jõust lõikes III:

$$M_p = \sqrt{M_{T_1}^2 + M_{R_1}^2} = \frac{a}{4} \sqrt{T_1^2 + R_1^2}.$$

Paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_{III}} = \frac{a \sqrt{T_1^2 + R_1^2}}{4W_{III}}.$$

Summaarne väändemoment tangentsiaalpingest  $T_1$  ja teiste silindrite kohta loetud jõududest ( $T_2 - T_1$ ):

$$M_v = M_{v_1} + M_{v_2} = \left[ \frac{T_1}{2} + (T_2 - T_1) \right] r = \left( T_2 - \frac{T_1}{2} \right) r.$$

Väändepinge

$$\tau = \frac{M_v}{2W_{III}}$$

ja liitpinge paindest ja väändest

$$\sigma_{III} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2}.$$

V ä n d a p a l e d. Paindepinge pale laiema küljel paindemomendist

$$M_{p_1} = \frac{R_1 m}{2} = \frac{R_1(l+h)}{4} :$$

$$\sigma_{p_1} = \frac{M_{p_1}}{W_{IV}} = \frac{3R_1(l+h)}{2bh^2}.$$

Survepinge radiaaljõust:

$$\sigma_s = \frac{R_1}{2bh}.$$

Paindemomendid jõust  $\frac{T_1}{2}$  ja teiste silindrite mõjust lõigetes  $IV$  ja  $V$ :

$$M_{p_2} = \frac{T_1}{2} \cdot \frac{d}{2} + (T_2 - T_1)r,$$

$$M_{p_3} = T_2 r - \frac{T_1}{2} \cdot \frac{d}{2},$$

kus  $T_2$  määratakse tangentsiaalpingete summaarsest diagrammist; vastavad paindepinged

$$\sigma_{p_2} = \frac{M_{p_2}}{W'_{IV}},$$

$$\sigma_{p_3} = \frac{M_{p_3}}{W'_V}.$$

Väändemoment jõust  $\frac{T_1}{2}$  lõikes  $IV$ :

$$M_v = \frac{T_1 m}{2} = \frac{T_1(l+h)}{4}.$$

Tangentsiaalpinged pale laial ( $A$ ) ja kitsal ( $B$ ) küljel:

$$\tau_1 = \frac{M_v}{W} \approx \frac{T_1}{4} \cdot \frac{9(l+h)}{2bh^2};$$

$$\tau_2 = \frac{M_v}{W} \approx \frac{T_1}{4} \cdot \frac{9(l+h)}{2b^2h}.$$

Suurimad resulteerivad pinged tekivad pale punktides A, B ja C.  
Punktis C:

$$\sigma_C = \sigma_{p_1} + \sigma_s + \sigma_{p_2} = \frac{M_{p_1}}{W_{IV}} + \frac{R_1}{2bh} + \frac{M_{p_2}}{W'_{IV}};$$

punktis A:

$$\sigma_A = \sqrt{(\sigma_{p_1} + \sigma_s)^2 + 4\tau_1^2};$$

punktis B:

$$\sigma_B = \sqrt{(\sigma_{p_2} + \sigma_s)^2 + 4\tau_2^2}.$$

3) Vänt on asendis, kus mõjub suurim väändemoment.

Peatapp. Väändepinge suurimast momendist kogu masinast  $M_v = T_{max}r$ :

$$\tau = \frac{M_v}{2W_I} = \frac{T_{max}r}{2W_I}.$$

Resulteeriv paindemoment lõikes II—II:

$$M_p = \sqrt{M_{T_3}^2 + M_{R_3}^2} = \frac{l}{4} \sqrt{T_3^2 + R_3^2},$$

kus ühe silindri jõud  $T_3$  ja  $R_3$  vastavad vända pöördenergiaga ( $\varphi$ )  $T_{max}$ .  
Paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_I} = \frac{l \sqrt{T_3^2 + R_3^2}}{4W_I}.$$

Liitpinge lõikes II—II:

$$\sigma_{II} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2}.$$

Saadud pinged ei tohi ületada lubatavaid pingeid, mille väärtused on toodud tabelis 15.

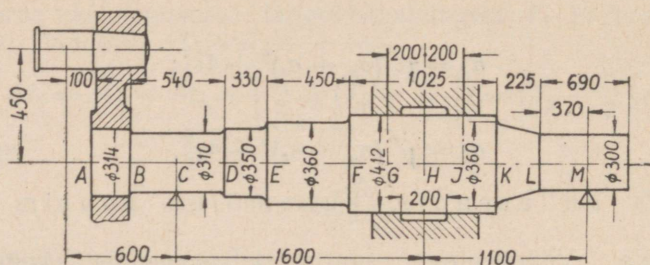
Tabel 15.

Lubatavad pinged peatappide, vändatappide ja palede arvutamisel kg/cm<sup>2</sup>.

Terase liik	Peatapid	Vändatapid ja paled
Süsinikteras . . . . .	600—800	800—1000
Legeeritud teras . . . . .	800—1000	1000—1200

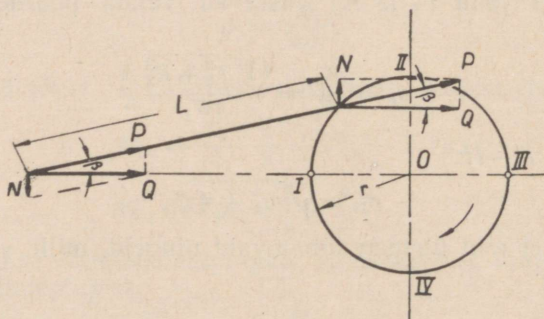
Toodud arvutusmetoodikat võib kasutada aga ainult orienteeruvates arvutustes või ka vähese vastutusrikkusega lihtsate völlide arvutamisel. Normaalselt tuleks ikkagi lähtuda väsimuspiirist, arvesse võtta pingete kontsentratsioonid, völli absoluutsete mõõdete mõju ja määrata varutegur v. (39) järgi. Olenevalt arvutustes kasutatud suuruste määramise täpsusest on varuteguri nõutav suurus  $n = 1,5—3,0$ .

Tänapäeva mootorites, kus pöörete arvud on väga suured (näit. lennukimootorid, võidusõidumootorid jne.), osutub väntvõllide arvutus eriti vastutusrikkaks ülesandeks. Kaasaegsed täpsemad arvutusmeetodid on tihedalt seotud omavõnkumise sageduse ja dünaamiliste jõudude määra-



Joon. 66.

misega. Peale selle on vajalik uurida ka sundvõnkumise sagedust. Kui omavõnkumise sageduse teadmine võimaldab kõrvaldada resonantsi ohtu, siis sundvõnkumise sageduse määramine osutub hädavajalikuks nende võnkepingete hindamiseks, mis tulevad liita tavaliselt arvatavate düna-



Joon. 67.

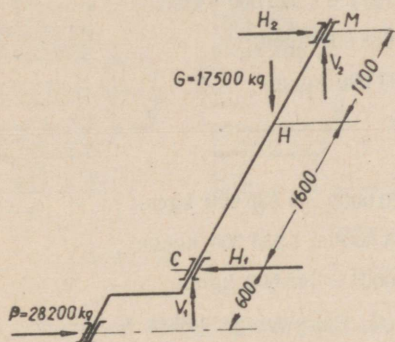
milistest jõududest tulenevate pingetega. Kui märkida veel seda, et kiirekäigulised väntvõllid on tavaliselt paljutoelised, s. t. staatiliselt määramatud, siis selgub eriti väntvõllide täpse arvutamise komplitseeritus.

Kuna väntvõllide täpne arvutus väljub kaugele käesoleva teose ette seatud ülesannete piiridest, piirdume alljärgnevas vaid lihtsa näitega elementaarsest arvutuskäigust.

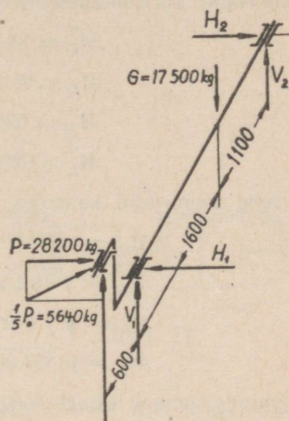
Näide. Teostada elementaarne kontrollarvutus horisontaalse aurumasina väntvõllile, mis on kujutatud joonisel 66. Võlli pöörete arv  $n = 125$  p/min; maksimaalne jõud vända tapile  $P_{max} = 28\,200$  kg, keskmine jõud  $P_k = 14\,500$  kg, hooratta kaal

$G = 17\,500$  kg, vända raadiuse ja kepsu pikkuse suhe  $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ .

Võlli pöörlemisel vaatleme vända nelja järjestikust asendit I, II, III ja IV (joon. 67), kus asendid I ja III on surnudseisu asendid. Asendites I ja III mõjub võllile paindemoment horisontaalsest jõust  $P_{max}$  ja vertikaalsest jõust  $G$ . Igas teises asendis mõjub võllile veel ka väändmoment, mille suuruse annab piki kepsu mõjuv jõud  $P$ , korrutatud selle jõu olaga võlli tsentri suhtes. Selle momendi suuremaks vää-



Joon. 68.



Joon. 69.

tuseks loeme  $M_v = P_{max}r$  ja oletame, et see jõud mõjub ka asendis II, s. t. oletame, et teekonnal I—II mõjub aurumasina kolvile maksimaalne aururõhk.

Lahutades jõu  $P$  kaheks komponendiks, saame:

$$N_{max} = Q \tan \beta = Q \cdot \frac{r}{L} \approx P_{max} \cdot \frac{r}{L} = \frac{1}{5} P_{max}.$$

Asendites II ja IV on vertikaalkomponentidel sama suund, horisontaalkomponentidel erinev. Kuna teisi jõude peale toereaktsioonide ei esine, on küllaldane viia läbi kontrollarvutus asendite I ja II suhtes.

1) Vânt on asendis I. Vastav jõudude skeem on kujutatud joonisel 68. Vertikaalsed toereaktsioonid:

$$V_1 = \frac{17500 \cdot 110}{270} = 7130 \text{ kg},$$

$$V_2 = 17500 - 7130 = 10730 \text{ kg};$$

paindemomendid vertikaalsetest jõududest lõigetes C, D, H ja L (joon. 66):

$$M'_C = 0;$$

$$M'_D = 7130 \cdot 27 = 192500 \text{ kgcm};$$

$$M'_H = 10370 \cdot 110 = 1140000 \text{ kgcm};$$

$$M'_L = 10370 \cdot 37 = 384000 \text{ kgcm}.$$

Horisontaalsed toereaktsioonid:

$$H_2 = \frac{28\,200 \cdot 60}{270} = 6260 \text{ kg};$$

$$H_1 = 28\,200 + 6260 = 34\,460 \text{ kg};$$

paindemomendid horisontaalsetest jõududest lõigetes  $C$ ,  $D$ ,  $H$  ja  $L$ :

$$M''_C = 28\,200 \cdot 60 = 1\,692\,000 \text{ kgcm};$$

$$M''_D = 28\,200 \cdot (87 - 27) = 1\,520\,000 \text{ kgcm};$$

$$M''_H = 6260 \cdot 110 = 688\,600 \text{ kgcm};$$

$$M''_L = 6260 \cdot 37 = 232\,000 \text{ kgcm}.$$

Resulteerivad momendid samades punktides:

$$M_C = 1\,692\,000 \text{ kgcm};$$

$$M_D = \sqrt{192\,500^2 + 1\,520\,000^2} = 1\,530\,000 \text{ kgcm};$$

$$M_H = \sqrt{1\,140\,000^2 + 688\,600^2} = 1\,335\,000 \text{ kgcm};$$

$$M_L = \sqrt{384\,000^2 + 232\,000^2} = 448\,500 \text{ kgcm}.$$

Suurim paindemoment esineb seega lõikes  $C$ . Paindepinge lõikes  $C$

$$\sigma_p = \frac{M_C}{0,1d^3} = \frac{1\,692\,000}{0,1 \cdot 31^3} \approx 570 \text{ kg/cm}^2.$$

2) Vänt on asendis  $II$ . On kerge näha, et sel juhul (joon. 69) koormus horisontaalses tasapinnas jääb praktiliselt samaks, mis asendis  $I$ . Vertikaalsed toereaktsioonid on siin:

$$V_1 = \frac{17\,500 \cdot 110 - 5640 \cdot 330}{270} = 240 \text{ kg};$$

$$V_2 = 17\,500 - 5640 - 240 = 11\,620 \text{ kg}.$$

Paindemoment lõikes  $C$  vertikaalsetest jõududest:

$$M'_C = 5640 \cdot 60 = 338\,400 \text{ kgcm}.$$

Paindemoment horisontaalsetest jõududest, kuna need jäid endiseks, ei muutu, s. t.

$$M''_C = 1\,692\,000 \text{ kgcm}.$$

Seega resulteeriv paindemoment lõikes  $C$ :

$$M_C = \sqrt{338\,400^2 + 1\,692\,000^2} = 1\,725\,000 \text{ kgcm}.$$

Väändemoment lõikes  $C$ :

$$M_v = P_{max} r = 28\,200 \cdot 45 = 1\,269\,000 \text{ kgcm}.$$

Resulteeriv moment lõikes  $C$  on

$$M = \sqrt{M_p^2 + M_v^2} = \sqrt{1\,725\,000^2 + 1\,269\,000^2} = 2\,141\,900 \text{ kgcm},$$

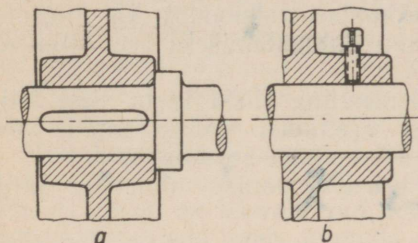
kust pinge

$$\sigma = \frac{2\,141\,900}{0,1 \cdot 31^3} = 715 \text{ kg/cm}^2.$$

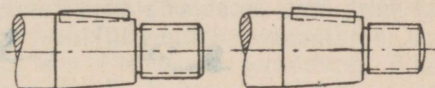
See pinge, kui eeldada võlli materjali margiks näiteks süsinikterast, on tabelis 15 toodud piirväärtustega võrreldes lubatav ( $R \leq 600-800 \text{ kg/cm}^2$ ).

## 10. Detailide kinnitamisest võllile.

Võlli põhilise kuju määravad võlli otstarve ja antud olukorrale vastavalt etteantud piirid tugevustingimuste ja lubatavate deformatsioonide näol. Võllile lõpliku kuju andmisel tuleb aga kindlasti arvestada võllile asetatavate detailide iseloomu ja nende võllile kinnitamise moodust.<sup>1</sup>



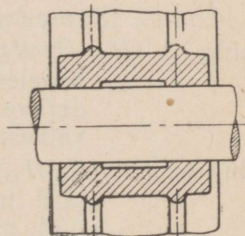
Joon. 70.



Joon. 71.

Mitmesugused detailid võivad olla asetatud võllile kas liikuvalt, nihutamisevõimalusega telje suunas või liikumatult. Mõlemal juhul tuleb kindlustada detaili (rihmaratta, hammasratta, hooratta vms.) pöörlematus võllil.

Vähese vastutusrikkusega juhtudel kasutatakse detaili pöörlematuse kindlustamiseks lihtsalt pikikiilu (joon. 70, a). Kuna kiilu kasutamine on enamikul juhtudel seotud võlli nõrgestamisega kiilusüvisel arvel, siis tuleks võlli tugevuse taastamiseks valmistada detaili alus võllil veidi suurema läbimõõduga. Nimetatud alus võetakse veidi pikem võllile asetatava detaili rummu pikkusest, tavaliselt see pikkus valitakse  $(1,3-2,0)d$ , kus  $d$  on võlli läbimõõt istu kohal. Mõnel juhul kasutatakse kiilu kõrval lisa-kinnituselemendina ka pidekrui (joon. 70, b).



Joon. 72.

Suurema läbimõõdu valimine istu kohal omab ka seda paremust, et võllile asetatavat detaili on hõlpsam piki võlli kohale nihutada, ka soodustab ta võlli üksikute osade erisugust töötlemist.

Parema haardumise saavutamiseks võlli ja temale kinnitatava detaili vahel valmistatakse mõnikord kokkupuutuvad pinnad ka koonilistena (joon. 71). Rumm on sel juhul kogu pikkuses ühtlasemalt pingestatud.

Suurema momendi ülekandmiseks kasutatakse sageli ka mitut süviskiilu või tangentsiaalkiile.

Pika rummu kinnitamisel võllile moodustatakse sageli rummu keskosa suurema läbimõõduga (joon. 72), kuna nii langeb ära rummu ava täpse töötlemise vajadus kogu rummu pikkuses ja võimalus, et pika silind-

<sup>1</sup> Võlli osi, mis toetuvad laagritele (tappe) käsitletakse ülejäärgmises peatükis, seepärast antud juhul tappide kujundamisest ei räägita.

rilise pinna töötlemise võimalikust ebatäpsusest tingituna tekib halb tsentreerimine.

Vastutusrikkastel juhtudel tuleb aga detail võllile kinnitada garanteeritud pinguga istu abil. Vajalik liikumatus saavutatakse siin otstarbeka pingu suuruse valikuga. Pinguga istude teostamiseks tuleb detail võllile asetada kas pressimise või termilise mõjutamise (rummu soojendamise või võlli jahutamise) kasutamisega. (Tuletame meelde, et pingu kasutamine suurendab teatud määral ka pingete kontsentratsiooni.) Ka siin, olevalt istu liigist, kasutatakse liite püsivuse kindlustamiseks veel kiilu või liistu.

Üldiselt tuleb eelistada lisa-kinnituselemendina siiski liistu, sest kiilu kalle võib põhjustada detaili ekstsentrilist asetumist võllile, detaili kiivust jms., mis omakorda võib tunduvalt halvendada seadme tööd.

Kasutatavatest istude liikidest üks orientatsiooniks nimetada järgmisi<sup>1</sup>:

kuum-ist ( $\Gamma p$ ) — kasutatakse liikumatuse saavutamiseks suurte momentide ülekandmiseks ilma lisakinnitusega kiilu või liistu abil;

press-ist ( $\Pi p$ ) — kasutatakse väiksemate momentide ülekandmiseks ilma lisakinnitusega kiilu või liistu abil;

umb-ist ( $\Gamma_1, \Gamma, \Gamma_3$ ) — kasutatakse detailide kinnitamiseks koos lisaelemendiga (kiil või liist), kus detailide mahavõtmist võllilt teostatakse väga harva;

kinnis-ist ( $T_1, T, T_{2a}$ ) — sama mis eelmine, kuid veidi väiksema pinguga, järelikult demontaaž on hõlpsam; kasutatakse palju rihmarataste ja hammasrataste kinnitamiseks võllile;

ping-ist ( $H_1, H, H_{2a}$ ) — kasutatakse samuti detailide kinnitamiseks koos lisaelemendiga; detailid on võllilt suhteliselt kergesti eemaldatavad; näit. hoorattad, tigurattad, hammas- ja rihmarattad väikese rummu pikkusega ( $l \leq d$ ) jne.;

tihe-ist ( $\Pi_1, \Pi, \Pi_{2a}$ ) — kasutatakse koos lisa-kinnituselemendiga. Montaaž ja demontaaž võib toimuda hästi kergelt; kasutatakse näit. pikkade rummudega detailide liikumatuks kinnitamiseks, ajami vahetusrataste kinnitamiseks, turbiinirataste kinnitamiseks jne.

Tavaliselt tuleb valida nii võlli kui ka kinnitatava detaili valmistamiseks sama täpsus (s. t. kasutada samu täpsusklassi), kuid paljudel juhtudel on otstarbekam kasutada nn. kombineeritud istusid, nimelt siis, kui lubatakse kasutada väiksemat täpsust, näit. hammasrataste, sidurite jms. kinnitamisel aeglasekäigulistele võllidele, rahulikul koormusel jne. Siis võib näiteks

kasutada istu  $\frac{A_3}{\Gamma_{2a}}$  või näit. istu  $\frac{A}{H}$  asemel istu  $\frac{A_3}{H}$  jne.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Istude tähised vastavad normile OCT 1003. Indeksist istu tähise kõrval tähistavad täpsusklassi (2. täpsusklassi puhul jäetakse vastav indeks ära).

<sup>2</sup> Istu sellises tähistusviisis  $A$  näitab, et kasutatakse nn. avasüsteemi, kus sama täpsusklassi juures ava piirmõõted jäävad muutumatuks, erinevad istud saavutatakse võllile erinevate piirmõõdetega määramiseks.

Lihtsaim moodus võllile asetatud detaili võllisuunalise liikuvuse kindlustamiseks on juhtliistu kasutamine. Sel juhul liist peab olema kinnitatud ühele kaaselementidest, kas võllile või rummule. Liistu kasutamine aga suurte pöörlemiskiiruste, tõukelise või vahelduva koormuse juures ei taga töökindlust, kuna liistu tugipinnad võivad saada üle koormatud jne.

Viimastel aastakümnetel on paljudes masinaehituse eriharudes (auto- ja traktoritööstus, tööpingiehitus jne.) suuresti levinud nn. hammasvõllid (vt. joon. 4), millel on pöördemomendi ülekandmiseks pealeasetatud detailiga suurem kokkupuutepind, parem tsentreerimine ja veel mitmeid teisi paremusi (lähemalt vt. Masinaelemendid I — *Kiilliited*). Sellise liitmismooduse kasutamisel esineb miinusena võlli teatav vajalik pikendamine mittekasutatava, freesimise iseloomust tuleneva osa arvel (vt. joon. 4).

Mitmel pool on kasutamist leidnud veel ka moodus, kus võlli ristlõige, kuhu asetub rumm, on kujundatud ümardatud kolmnurkprofiiliks (vt. joon. 5). Siin on kõrvaldatud põhiliselt kõik ühe liistu puudused. Tema viimistlemine, mis võib toimuda erilihvmasinal, kujuneb hammasvõlliga võrreldes suhteliselt odavaks. Pingete kontsentratsioonide vähendamiseks võlli kolmnurkse ristlõike üleminekul ümmarguseks tuleb kasutada suuremaid üleminekuraadiusi.

Nii hammasvõlli-liiteid kui ka liiteid ümardatud kolmnurkse profiiliga võib kujundada ka mitteliikuvatena.

Võllile asetatava detaili teljesuunalise asendi täiendavaks fikseerimiseks kasutatakse mitmeid mooduseid (vt. näit. joon. 70), mis sageli on samad moodustega võlli asendi fikseerimiseks laagrite suhtes. Neid võimalusi vaadeldakse lähemalt peatükis *Tapid*.

Käsitsi käitamisega võllides leiab kasutamist vahest ka võlli kujundamine detaili (näit. vända) alla nelikandina või rihveldatuna.

## II. TELJED.

### 1. Telgede materjal ja valmistamine.

Teljeks nimetame GOCT 3485-46 järgi tuge de suhtes liikumatut varrast, mis on ette nähtud temal pöörlevate detailide (plokirattad jms.) toetamiseks (nn. liikumatu telg) või ka tuge del koos temale kinnitatud detailidega pöörlevat varrast, mille ülesandeks ei ole seejuures väändemomentide ülekandmine (nn. pöörlev telg).

Seega on teljed koormatud peamiselt paindemomentidega.

Telgede valmistamiseks kasutatakse peaaesjalikult samu materjale ja marke, mida märkisime võllide puhul (süsinik-, kvaliteetsüsinik- ja legeeritud teraseid). Masinaehituse eriharudes kasutatakse ka mitmeid eriteraseid. Nii näiteks kasutatakse raudtee veereva koosseisu telgede valmistamiseks keskmise süsinikusisaldavusega martäänterast, mille kohta on esitatud kõrgendatud nõudmised kahjulike lisandite ja mehaaniliste omaduste suhtes. Veduri telgede materjal ei tohi sisaldada näiteks kroomi üle 0,3%

ja niklit üle 0,5%. Nimetatud terased peavad omama ka suuremat löögisitkust. Tabelis 16 on toodud näitena nõutavad mehaanilised omadused raudtee veereva koosseisu telgede materjali kohta.<sup>1</sup>

Tabel 16.

Nõutavad mehaanilised omadused raudtee veereva koosseisu telgede materjali kohta.

Tõmbetugevus $\sigma_b$ kg/mm <sup>2</sup>	Suhteline pikenemine $\delta_5^0/\%$ (vähemalt)	Löögisitkus kg/cm <sup>2</sup>	
		Nelja proovikeha keskmise (vähemalt)	Iga üksiku proovi- keha kohta (vähemalt)
Veduri teljed			
55—58	23	7,0	3,5
58,1—61	22	6,0	3,0
üle 61	21	5,0	2,5
Vaguni ja tendri teljed			
52—55,9	23	6,0	3,5
56—58,9	22	5,0	3,0
59—61,9	21	4,0	2,5
62 ja rohkem	20	3,5	2,0

Konstruktiivselt kujundatakse väiksemad teljed siledatena, suurematele püütakse aga anda võrdvastupidava varva kuju, mille tulemusena saame astmelise telje. Nagu võllidki valmistatakse ka suuremad teljed materjali otstarbekama kasutamise puudel õõnsatena.

## 2. Telgede arvutus.

Telje ristlõigete mõõted tuleb määrata arvutusega paindele. Ümmarguse ristlõike puhul saame:

$$M_p = \frac{\pi d^3}{32} R_p \approx 0,1 d^3 R_p,$$

kust telje läbimõõt

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_p}{R_p}}; \quad (64)$$

siin  $M_p$  on paindemoment (suurim),  
 $R_p$  — lubatav paindepinge teljes.

Õõnsate telgede puhul vastupidavusmoment

$$W = \frac{\pi d_v^3}{32} (1 - \beta^4) \approx 0,1 d_v^3 (1 - \beta^4),$$

<sup>1</sup> Teljed raudtee veerevale koosseisule on normitud.

kus  $d_v$  on telje ristlõike välisläbimõõt,

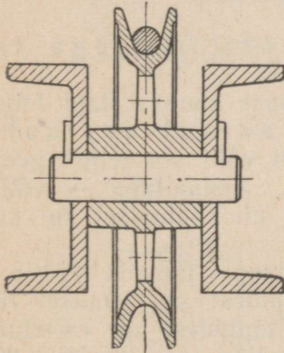
$$\beta = \frac{d_s}{d_v} \text{ on sise- ja välisläbimõõdu suhe,}$$

järelikult

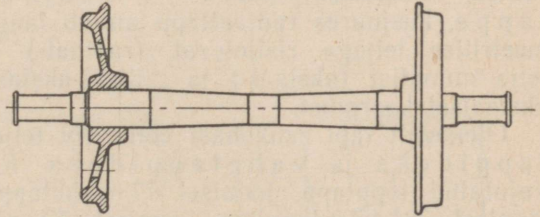
$$d_v = \sqrt[3]{\frac{10 M_p}{(1 - \beta^4) R_p}} \quad (65)$$

Lubatavate pingete väärtused võib võtta eespool toodud tabelist 2.

Lubatavate pingete väärtuste valikul tuleb silmas pidada järgmist:  
1) liikumatute telgede puhul, nagu näiteks joonisel 73 kujutatud konstrukt-



Joon. 73.



Joon. 74.

sioonis (plokiratas, mis pöörleb raami külge kinnitatud teljel), telg töötab kas I või II koormusjuhule vastavalt; 2) pöörlevates telgedes toimub pidevalt teljes esinevate pingete märgi muutumine, kuna koormus muudab telje kindla punkti suhtes igal pöördel märki, ja lubatav pinge tuleb valida III koormusjuhu järgi; sellise konstruktsiooni näitena on joonisel 74 esitatud vaguni rattapaari telg.

Juhul, kui detailid kinnitatakse teljele kiiluga, tuleb telje läbimõõtu kiilusüvise nõrgestava mõju arvel suurendada; vajaliku läbimõõdu suurendamise  $\Delta d$  võib määrata järgmise empiirilise valemiga.

$$\Delta d = 0,04d + 3 \text{ mm}, \quad (66)$$

kus  $d$  on arvutusel esialgselt saadud läbimõõt mm.

Arusaadav, et ka telgede puhul ei saa vastutusrikastel juhtudel piirduda ligikaudse arvutusega. Nagu völlidegi juures, tuleb ka siin määrata teljes esinevad pinged võimalikult täpselt, s. t. võtta arvesse pingete kontsentratsiooni, absoluutsete mõõdetete mõju jms. Kõik eespool völlide puhul öeldu on täiel määral kasutatav ka telgede arvutusel, seepärast piirdumegi siin ainult tähelepanu juhtimisega nimetatud asjaolule.

Vagunitelgede arvutus osutub aga näiteks suhteliselt veelgi komplitseeritumaks, kuna siin on mõjuvate jõudude kindlaksmääramine raskem. Nii mõjub rattapaarile staatiline koormus, mis on tingitud vaguni ja koorma kaalust, dünaamiline koormus, tingituna löökidest pöörangutel, rööpa jätkukohtadel ja rattapaari läbides kõverust, ka tuleb arvestada inertsjõude, tuule mõju jne. Nimetatud arvutusmetoodikaga tutvumine langeb juba väljaspoole meile seatud ülesandeid.

Telgede toetusosade (tappide) moodustamist käsitletakse ühiselt võllidega järgmises peatükis.

### III. TAPID.

#### 1. Tappide klassifikatsioon.

Tapiks nimetame võlli või telje osa, millega ta toetub laagriale (joon. 75).

Olenevalt tapi kaudu laagriale edasiantud koormuse suunast tapi telje suhtes, eristatakse radiaal-, aksiaal- ja radiaal-aksiaaltappe, kusjuures radiaaltapp annab laagriale edasi võlli või telje<sup>1</sup> geomeetrilise teljega ristiolevat (radiaal-) koormust, aksiaaltapp — võlli telje suunalist (aksiaal-) ja radiaal-aksiaaltapp — nii radiaalset kui ka aksiaalset koormust.

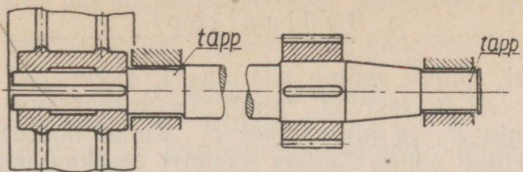
Olenevalt tapi asukohast võllil või teljel võib tappe jaotada lõpptappideks ja vahetappideks. Radiaaltappidest on joonisel 76 kujutatud lõpptapp, joonisel 77 vahetapp. Aksiaaltappidest on esitatud joonisel 78 täispinnaline, joonisel 79 rõngaspinnaline ja joonisel 80 sfäärilise toetuspinnaga aksiaaltapp. Ka viimane võib olla kujundatud rõngastapina (joon. 81). Joonisel 82 on kujutatud keratapp, kus võlli teljel on võimalus tapi tsentri ümber muuta oma asendit. Joonisel 83 toodud kammtapis on aksiaalkoormus jaotatud ühtlaselt mitmele rõngaspinnale.

Segmenttapiga tutvume hiljem.

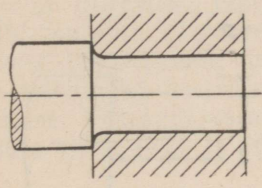
#### 2. Hõõrdumine paaris tapp — laager.

Tapp moodustab liugelaagrite kasutamisel koos laagrikausiga kineemaatilise paari. Tapi pööreldes laagris (või mõningail juhtudel ka laagrikausi pööreldes tapi ümber) tekib tapile mõjuva normaalkoormuse mõjul tapi ja laagrikausi kontaktjoonel pöörlemissuunale vastupidi suunatud hõõrdejõud. Esinevaid takistusi on erinevate tappide puhul võimalik ja otstarbekas võrrelda tapi telje suhtes avaldatud hõõrdemomentide kaudu. Kuna nende esinevate takistuste ületamiseks tuleb kulutada tööd, annab hõõrdemomentide väärtuste teadmine võimaluse hinnata ka kadusid paaris tapp — laager. Vaatleme eraldi hõõrdumist nii radiaal- kui ka aksiaaltappides.

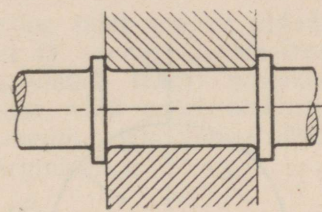
<sup>1</sup> Edaspidi on sõnastuse lihtsustamiseks tavaliselt võlli kõrval telg jäetud nimetamata.



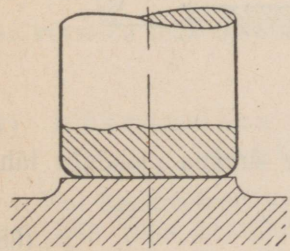
Joon. 75.



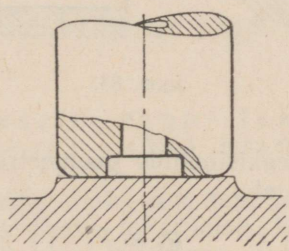
Joon. 76.



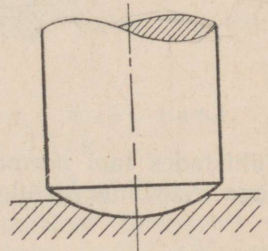
Joon. 77.



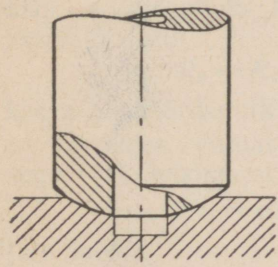
Joon. 78.



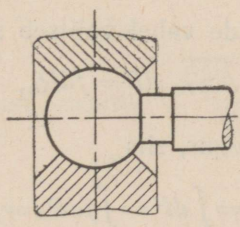
Joon. 79.



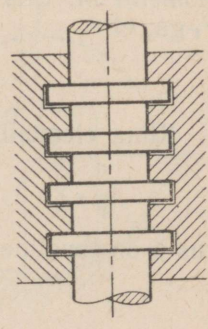
Joon. 80.



Joon. 81.



Joon. 82.

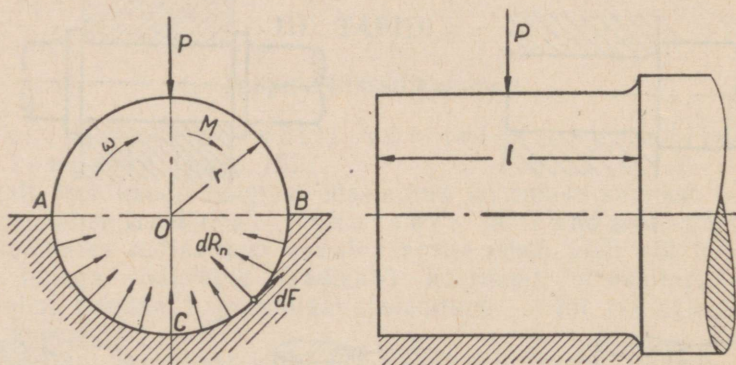


Joon. 83.

## a. Radiaaltapid.

Vaatleme tappi, millele mõjub koormus  $P$  (joon. 84). Tapi ja laagri kokkupuutepinnal  $ACB$  tekivad mingi seaduspärasuse järgi jaotunud normaalreaktsioonid  $R_n$  ja hõõrdejõud  $F$ . Kuna hõõrdejõudude projektsoone vertikaalteljele võime lugeda üksteist tasakaalustavateks, siis tapi koormust  $P$  peavad tasakaalustama normaalreaktsioonid  $R_n$ , tähendab

$$\sum R_n = P. \quad (67)$$



Joon. 84.

Tähistades tapi normaalreaktsioonide geomeetrilise summa moodulit tähistega  $R_t$ , võime kirjutada, et

$$R_t = P. \quad (68)$$

Võlli pöörlemist takistavad hõõrdejõud  $dF$ , mille kompenseerimiseks tuleb antud konstantse nurkkiiruse juures rakendada välisjõudude momenti  $M$ . Siis võime kirjutada, tähistades summaarse hõõrdejõu tapis  $F_t$ -ga, et

$$M = \int dFr = r \int dF = F_t r. \quad (69)$$

Kuna elementaarjõudude vahel valitseb seos

$$dF = f dR_n,$$

kus  $f$  on tavaline hõõrdetegur, siis

$$F_t = \int dF = \int f dR_n = f \int dR_n. \quad (70)$$

Viimases avaldises esinevat normaalreaktsioonide moodulite summat

$\int dR_n$  võib olenevalt normaalreaktsioonide jaotumise seadusest avaldada tapi samade normaalreaktsioonide geometrilise summa mooduli kaudu:

$$\int dR_n = \kappa \Sigma R = \kappa R_t, \quad (71)$$

kus  $\kappa$  on tegur, mis oleneb normaalreaktsioonide laagrikausil jaotumise seadusest.

Võrranditest (70) ja (71) saame:

$$F_t = f \kappa R_t = f_t R_t, \quad (72)$$

kus  $f_t = \kappa f$  nimetame tapi hõõrdeteguriks; tuleb mees pidada, et  $f_t$  ei ole mitte tavaline hõõrdetegur, vaid et ta oleneb normaalreaktsioonide jaotumisest laagrikausil, mis omakorda oleneb laagri projektsioonipinna ühikule tulenevast keskmisest koormusest, võlli pöörlemiskiirusest, määrimisest jne. Võrrandi vajaliku välismomendi kohta võime nüüd kirjutada võrrandite (69), (72) ja (68) alusel järgmiselt:

$$M = f_t r P. \quad (73)$$

Viimast avaldisest võime leida praktiliseks kasutamiseks tapi hõõrdeteguri

$$f_t = \frac{M}{Pr} \quad (74)$$

ja võrrelda teda tavalise hõõrdeteguriga  $f$  tapi ja laagri materjalide vahel.

### 1) Hõõrdumine paaris tapp-laager, kui tapi ja laagrikausi vahel esineb lõtk.

Kui konkreetselt vaadelda juhtu, kus tapi ja laagrikausi vahel valitseb lõtk (mis koostötava paari määrimise tingimustest tulenevalt on alati vajalik), siis mitteküllaldase määrimise puhul tapp „ronib“ hõõrdejõu  $F$  mõjul laagrikausi keskasendist kõrvale (joon. 85). Rakendatud välismomendi  $M$  mõjul toimub tapi veerimine kuni libisemiseni punktis  $A$ . Tapi ühtlasel pöörlemisel tapi täielik reaktsioon  $R_t$  on lahutatav kaheks komponendiks: normaaljõuks  $R_n$  ja tangentsiaaljõuks  $F$ . Siin

$$R_n = R_t \cos \varrho, \quad (75)$$

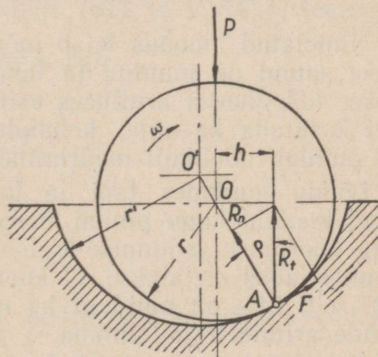
kus  $\varrho$  on hõõrdenurk.

Võrreldes viimast võrdust avaldisega (71), leiame, et

$$\kappa = \cos \varrho, \quad (76)$$

järelikult

$$f_t = \kappa f = f \cos \varrho,$$



Joon. 85.

ja kuna

$$f = \frac{F}{R_n} = \tan \varrho,$$

siis

$$f_t = f \cos \varrho = \sin \varrho. \quad (77)$$

Võime järeldada, et tapi hõõrdetegur on antud juhul veidi väiksem tavalisest hõõrdetegurist.

Kuna täieliku reaktsiooni  $R_n$  normaalkomponent läbib tapi tsentrit, siis rakendatud välismoment  $M$  peab olema tasakaalus hõõrdejõu  $F$  poolt tekitatud momendiga:

$$M = Fr = fR_n r. \quad (78)$$

Edasi:

$$R_t = \sqrt{R_n^2 + F^2} = R_n \sqrt{1 + f^2},$$

millest

$$R_n = \frac{R_t}{\sqrt{1 + f^2}} = \frac{P}{\sqrt{1 + f^2}}$$

ja

$$M = \frac{fPr}{\sqrt{1 + f^2}}. \quad (79)$$

Kuna  $P$  ja  $R_t$  moodustavad jõupaari  $M = Ph$ , siis võime kirjutada, et

$$h = \frac{fr}{\sqrt{1 + f^2}} \approx \frac{fr}{1 + \frac{f^2}{2}} \approx fr. \quad (80)$$

Viimasest avaldisest nähtub, et  $h$  ei olene tapile mõjuvast jõust  $P$ , vaid ainult tapi läbimõõdust ja hõõrdetegurist, tähendab antud tapi juures on  $h$  konstantne suurus.

2) Hõõrdumine paaris tapp—laager, kui tapi ja laagrikausi vahel puudub lõtk (joon. 86).

Nimetatud moodus leiab mõnikord kasutamist juhtudel, kus tapi koormuse suund on muutuv ja tahetakse vältida tapi ja laagrikausi vahelisi lööke. (Järgnevas arutluses esinevaid seisukohti ja tulemusi võib tinglikult kasutada ka uute, kohandumata („sissetöötamata”) tappide puhul, kui puudub täielikult määrimine ja kuigi esineb lõtk.)

Lõtku puududes tapi ja laagrikausi vahel toimub nimetatud paari vahel kontakt kogu pinnal, seepärast on enne edasist arutlust vaja selgitada koormuse jaotumise iseloom laagrikausil. Uute, mitte-sissetöötanud tappide jaoks oletatakse, et koormus on kogu kokkupuutepinnale jaotunud ühtlaselt. Siis on muidugi ka normaalreaktsioonid  $R_n$  jaotunud ühtlaselt. Nende aritmeetiline summa

$$\int dR_n = q\pi r l, \quad (81)$$

kus  $q = \text{const}$  on tapi ja laagrikausi vaheline pindsurvepinge (nimetatud oletus vastab enam-vähem tegelikkusele ja annab mugava võimaluse arvutuste teostamiseks),

$l$  — tapi töötav pikkus.

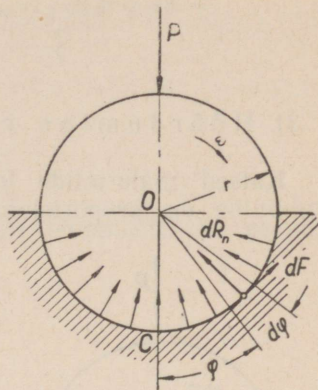
Teisest küljest võime avaldada elementaar-pinnakestele  $dS = lrd\varphi$  mõjuvate normaalreaktsioonide  $dR_n$  ja nendest tingitud hõõrdejõudude vertikaalkomponentide summa, mis peab olema võrdne tapile mõjuva koormuse  $P$  väärtusega. Elementaarpinnakesele mõjuv normaalreaktsioon

$$dR_n = qlrd\varphi, \quad (82)$$

mis tapi pöörlemisel põhjustab elementaarse hõõrdejõu

$$dF = fdR_n = fqlrd\varphi. \quad (83)$$

Nende jõudude vertikaalkomponentide summa peab tapi tasakaalu puhul võrduma tapile mõjuva koormusega  $P$ , mis omakorda v. (68) alusel on võrdne  $R_t$ -ga:



Joon. 86.

$$P = qlr \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \varphi d\varphi + fqlr \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \sin \varphi d\varphi,$$

millest

$$P = R_t = 2qlr. \quad (84)$$

Viimasest võrdusest saame avaldada  $q$  väärtuse:

$$q = \frac{P}{2lr} = \frac{P}{ld}, \quad (85)$$

kus  $d = 2r$ .

Võrreldes v. (71) alusel saadud võrrandit (84) ja v. (81), leiame, et

$$\int dR_n = q\pi r l = \kappa R_t = \kappa \cdot 2qlr,$$

millest

$$\kappa = \frac{\pi}{2} \approx 1,57.$$

Järelikult on antud juhul tapi hõõrdeegur

$$f_t = \frac{\pi}{2} f, \quad (86)$$

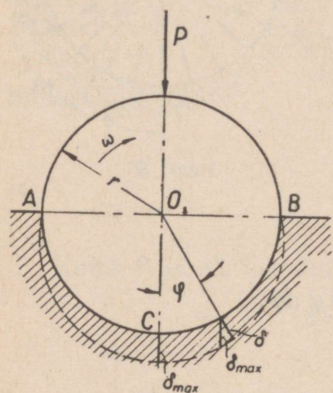
s. t.  $\frac{\pi}{2}$  korda ehk 57% suurem tavalisest hõõrdeegurist. Sama vahetegur on kehtiv ka hõõrdemomentide kohta, s. t., eeldades koormust jaotatuks kokkupuutepinnale ühtlaselt (millist eeldust, nagu me varem märkisime,

võib kasutada uute kohandumata tappide puhul), on hõõrdemoment (või ka vajalik välismoment ühtlase pöörlemise saavutamiseks) ca 57% suurem, kui juhul, kus koormuse jaotumine oli eeldatud ühtlasena koostöötava paari kokkupuutesirgel (tapi moodustajal):

$$M = \frac{\pi}{2} fPr. \quad (87)$$

### 3) Hõõrdumine kohandunud paaris tapp—laager.

Katsed materjalide kuluvuse kindlaksmääramiseks on näidanud, et kulumine on proportsionaalne materjalidevahelise pindsurvepingega  $q$ .



Joon. 87.

Jälgides kuluvust paaris tapp — laager (tavaliselt on laagrikauss kui odavamini ja lihtsalt vahetatav element valmistatud väiksema kuluvuskindlusega materjalist), nähtub, et laagrikausi kuluvus ei ole tööpindadele rist-suunas mitte ühtlane — laagrikausi kulumise tagajärjel tapi telg on nihkunud edasi tapile mõjuva koormuse suunas, millises suunas ka kulumine on suurim. Punktides A ja B kuluvust ei ole märgata (joon. 87). Toodud andmetest võime järeldada, toetudes seesele, et kulumine on proportsionaalne pindsurvepingega koostöötavate materjalide vahel, et  $q$  maksimaalne väärtus ( $q = q_{max}$ ) esineb punktis C, minimaalne väärtus ( $q = 0$ ) aga punktides A ja B. Vahepealsetes punktides muutub  $q$  väärtus aga sama seaduspärasuse järgi

nagu kulumine tapi pinnale rist-suunas. Joonise 87 põhjal võime kirjutada, et

$$\delta = \delta_{max} \cos \varphi, \quad (88)$$

vastavalt sellele ka

$$q = q_{max} \cos \varphi, \quad (89)$$

tähendab pindsurvepinge muutumine tapi ja laagrikausi vahel toimub koosinusoidaalse seaduse järgi.

Normaalreaktsioonide aritmeetiline summa

$$\int dR_n = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} q l r d\varphi = q_{max} l r \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \varphi d\varphi = 2q_{max} l r. \quad (90)$$

Nagu eelmisel juhul nii ka nüüd avaldame tapi koormuse  $P = R_z$

elementaarpinnakesele mõjuvate normaaljõudude  $dR_n = qlrd\varphi$  ja hõõrdejõudude  $dF = fqlrd\varphi$  vertikaalkomponentide summana:

$$P = rl \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} q \cos \varphi d\varphi + frl \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} q \sin \varphi d\varphi = q_{max} rl \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi + q_{max} frl \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \sin \varphi \cos \varphi d\varphi.$$

Teise liidetava väärtuseks kujuneb hõõrdejõudude sümmeetrilise asendi tõttu null, järelikult

$$P = q_{max} rl \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi.$$

Eelmist integreerides saame:

$$P = R_t = \frac{\pi}{2} q_{max} rl. \quad (91)$$

Võrdustest (71), (90) ja (91) leiame:

$$\int dR_n = 2q_{max} lr = \kappa R_t = \kappa \cdot \frac{\pi}{2} q_{max} rl,$$

millest

$$\kappa = \frac{4}{\pi} \approx 1,28.$$

Järelikult on tapi hõõrdeegur antud juhul

$$f_t = \frac{4}{\pi} f, \quad (92)$$

s. t. ligikaudu 28% suurem tavalisest hõõrdeegurist.

Võrdusest (91) võime avaldada ka suurima  $q$  väärtuse (punktis C):

$$q_{max} = \frac{2P}{\pi rl} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{dl}. \quad (93)$$

Vajalik välisjõudude moment hõõrdejõudude ületamiseks:

$$M = \frac{4}{\pi} fPr. \quad (94)$$

#### b. Aksiaaltapid.

Vaatleme aksiaalkoormusega  $p$  koormatud tappi (joon. 88), kus laagriga koostöötavaks pinnaks on rõngaspind, mille sise- ja välisraadiused on vastavalt  $r_1$  ja  $r_2$ .

## 1) Hõõrdumine uue tapi puhul.

Uue, mittetöötanud tapi puhul võime oletada koormuse ühtlast jaotumist kogu pinnale, s. t.

$$q = \frac{P}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}.$$

Tapi ühtlase pöörlemise puhul vajalik moment

$$M = \int dFr, \quad (95)$$

kus  $dF = f dR_n$  on hõõrdejõud normaalreaktsiooni  $R_n$  mõjul. Kui hõõrdetegur  $f = \text{const}$ , saame:

$$M = f \int dR_n r. \quad (96)$$

Normaalreaktsioon elementaarpinnaikesel  $2\pi r dr$  on

$$dR_n = q \cdot 2\pi r dr,$$

järelikult

$$M = 2\pi f \int_{r_1}^{r_2} q r^2 dr = \frac{2}{3} \pi f (r_2^3 - r_1^3) q$$

ehk

$$M = \frac{2}{3} f P \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (97)$$

Kui  $r_1 = 0$  ja  $r_2 = r$ , tähendab tegemist on täispinnalise tapiga, siis

$$M = \frac{2}{3} f Pr. \quad (98)$$

Suurusi  $\frac{2}{3} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$  ja  $\frac{2}{3} r$  võime vaadelda kui õlgu, kuhu on rakenda-

tud hõõrdejõud koondatud koormusena; neid suurusi nimetatakse vahest ka redutseeritud hõõrdumisraadiusteks.

## 2) Hõõrdumine kohandunud tapi puhul.

Kohandunud tapi puhul lähtume ühtlasest kulumisest kogu kokkupuutepinnal, kusjuures kulumine on proportsionaalne hõõrdetöoga  $qv$ , kus  $v$  on tapi vaadeldava punkti joonkiirus. Kuna  $v = r\omega$  ja  $\omega = \text{const}$ , siis ka

$$qr = \text{const} = c. \quad (99)$$

Valemist nähtub, et  $q$  muutub parabooli järgi, muutudes  $r = 0$  juures, tähendab tapi tsentris, teoreetiliselt lõpmata suureks. Vastav pindsurvepingete jaotus on näidatud ka joonisel 88.

Vajalik välismoment

$$M = 2\pi f \int_{r_1}^{r_2} q r^2 dr = 2\pi f c \int_{r_1}^{r_2} r dr = \pi f c (r_2^2 - r_1^2).$$

Kuna  $dR_n = q \cdot 2\pi r dr$ , siis, kasutades võrdust (99), saame:

$$P = R_n = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi q r dr = 2\pi c (r_2 - r_1),$$

kust

$$c = \frac{P}{2\pi(r_2 - r_1)}. \quad (100)$$

Rõngaspinnaga tapi jaoks saame lõplikult:

$$M = fP \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 - r_1)} = fP \cdot \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (101)$$

ja täispinnalise tapi jaoks:

$$M = fP \cdot \frac{r}{2}. \quad (102)$$

Siin redutseeritud hõõrdumisraadiused on vastavalt  $\frac{r_1 + r_2}{2}$  ja  $\frac{r}{2}$ .

Maksimaalse pindsurvepinge väärtuseks saame [v. (99) ja (100)]:

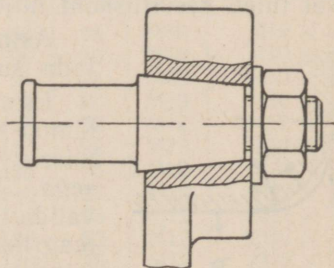
$$q = \frac{c}{r} = \frac{P}{2\pi r_1(r_2 - r_1)}. \quad (103)$$

Kui  $r_1 = 0$ , saame ka siit, et  $q = \infty$ . Viimane tulemus on tingliku iseloomuga, kuna kogu arutluse vältel oli eeldatud, et hõõrdetegur  $f$  on konstantne, mis ei ole mitte päris õige.

### 3. Radiaaltappide konstruktiivne kujundamine.

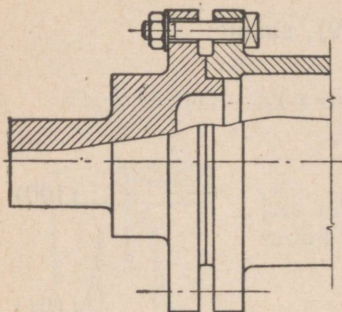
Suuremas enamikus konstruktsioonides on tapp kujundatud võlliga ühest tervikust. Vajaduse korral võib aga tapi valmistada eraldi ja selle hiljem liita võlli põhiosaga. Sageli leiab eraldi tapi kasutamine aset vânt-võllide moodustamisel (joon. 89). Eraldi valmistatud tapp kinnitatakse põhiosa külge press-istuga, kiiluga, poltidega (ääriku kaudu), keevitamisel vms. Näiteid sellistest võimalustest on toodud joonistel 90, 91 ja 92.

Võlli fikseerimiseks laagrite suhtes, s. t. võlli teljesuunalise liikumise piiramiseks kasutatakse tavaliselt tapi ja tema naaber-osade läbimõõtude erinevust, valmistades tapi väiksema läbimõõduga, või kasutades teisi konstruktiivseid võtteid tapi kõrval

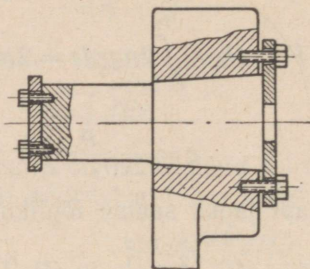


Joon. 89.

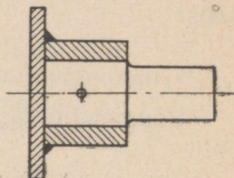
olevatele osadele suurema läbimõõdu andmiseks. Lihtsaim tapi kujundus on esitatud joonisel 93. Antud kujul on konstruktsioon võimeline tagama võlli ühesuunalist liikumatust. Kahepoolse liikumatuse kindlustamiseks



Joon. 90.

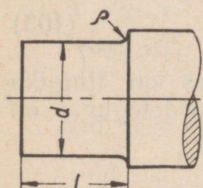


Joon. 91.

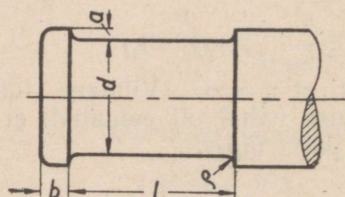


Joon. 92.

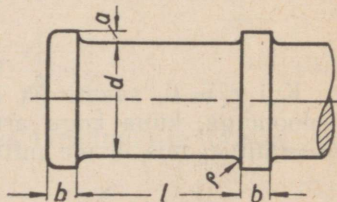
peavad liikumist piiravad pinnad olema mõlemal pool, nagu on näidatud joonistel 94 ja 95. Esimesel juhul on mõeldav treida tapp vajalikku läbimõõtu, teisel juhul (joon. 95) oleks aga mittekasutatud materjali hulk



Joon. 93.



Joon. 94.

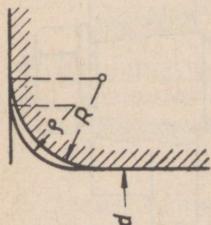


Joon. 95.

sel juhul liiga suur. Viimasel juhul oleks mõeldav võllile eraldi võru keevitamine või ka kuumalt pinguga kinnitamine. Keevitamise kasutamisel tuleb keevituskoht hiljem üle treida.

Astmeliste sepistatud võllide juures võib moodustada suurema läbimõõduga osa ka sepistamise teel.

Et vältida suurte pingete kontsentratsioonide tekkimist tapi juures, tuleb üleminek ühelt läbimõõdult teisele viia läbi võrdlemisi suure üleminekuraadiusega. Seejuures tuleb tapi juures üleminekuraadius valida ikka veidi väiksem kui tapiga koostõotava laagrikausi vastav ümardusraadius (joon. 96). Tapi mitmesuguste läbimõõtude puhul võib raadiuste valikul kasutada andmeid tabelist 17.



Joon. 96.

Tabel 17.

Tapi ülemineku- ja laagrikausi ümardusraadiused mm.

Tapi läbimõõt $d$ mm . . .	10—18	20—28	30—46	48—68	70—100	105—150	155—200	210—250
Üleminekuraadius $\varrho$ tapil mm . . . . .	0,6	1,5	2	2,5	3	4	5	6
Laagrikausi ümardusraadius $r$ mm . . . . .	1	2	2,5	3	4	5	6	8

Tapipe kujundatud võrude mõõted võib valida järgmiselt (joon. 93—95):

$$a = 0,07d + 3 \text{ mm kuni } 0,1d + 5 \text{ mm,}$$

$$b \approx 1,4a,$$

$$\varrho \approx 0,5a.$$

Veerelaagrite kasutamisel üleminekuraadiused valitakse vastavalt veerelaagri vastava võru ümardusraadiusele.

Pikkade transmioonivõllide puhul tuleb vahetappide kujundamisest treimise teel kindlasti loobuda, sest valtsmaterjali pindkihtides esinevate pingete tasakaalu rikkumisel võib võlli tugevus selles kohas tunduvalt (kuni 3,5 korda) väheneda. Sobiv on sel puhul kasutada nn. seadevõrusid, mis kujutavad endast tavaliselt terasest 35 või Cr. 5 valmistatud terveid või kahest pooldest koosnevaid võrusid, mis on pidekruvide abil meelevaldses kohas võllile kinnitavad.

Seadevõru GOCT 2832-45 järgi on esitatud joonisel 97, mõõted on antud tabelis 18. Seadevõrud läbimõõduga kuni 30 mm valmistatakse kinnitamiseks ühe pidekruviga, seadevõrud läbimõõduga üle 30 mm — kinnitamiseks kahe pidekruviga.

Tabel 18.

Seadevõrude mõõted GOCT 2832-45 järgi (joon. 97).

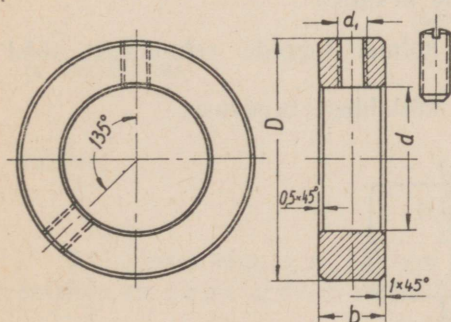
$d$ mm	$D$ mm	$b$ mm	$d_1$	Pidekruid GOCT B-1476-42	$d$ mm	$D$ mm	$b$ mm	$d_1$	Pidekruid GOCT B-1476-42
20	35	12	M6	M6 × 10	55	80	18	M10	M10 × 15
22	40	14	M8	M8 × 12	60	90	20	M10	M10 × 18
25	42	14	M8	M8 × 12	65	95	20	M10	M10 × 18
28	48	14	M8	M8 × 12	70	100	20	M10	M10 × 18
30	48	16	M8	M8 × 12	75	110	22	M12	M12 × 20
32	50	16	M8	M8 × 12	80	115	22	M12	M12 × 20
35	55	16	M8	M8 × 12	90	125	25	M12	M12 × 22
38	58	16	M8	M8 × 12	100	140	25	M12	M12 × 25
40	62	18	M10	M10 × 15	110	150	25	M12	M12 × 25
42	65	18	M10	M10 × 15	120	160	25	M12	M12 × 25
45	68	18	M10	M10 × 15	130	170	25	M12	M12 × 25
48	70	18	M10	M10 × 15	140	190	30	M16	M16 × 30
50	72	18	M10	M10 × 15	150	200	30	M16	M16 × 30

## Lukkrõngaga seadevõrude mõõted ГOCT 2831-45 järgi (joon. 98).

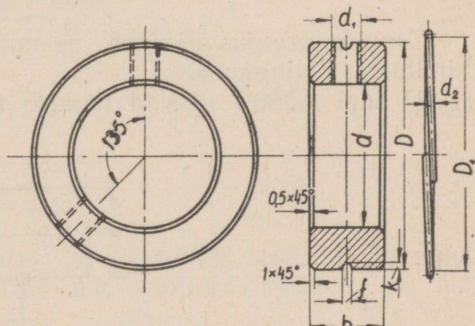
d mm	D mm	b mm	f mm	k mm	d <sub>1</sub>	Pidekraavid ГOCT B-1476-42	Lukkrõngad ГOCT 2833-45	
							D <sub>1</sub> mm	d <sub>2</sub> mm
8	20	10	1,0	1,8	M5	M5 × 8	15	0,7
(9)	22	10	1,0	1,8	M5	M5 × 8	17	0,7
10	22	10	1,0	1,8	M5	M5 × 8	17	0,7
(11)	24	10	1,0	1,8	M5	M5 × 8	19	0,7
12	25	10	1,0	1,8	M5	M5 × 8	20	0,7
(13)	25	10	1,0	1,8	M5	M5 × 8	20	0,7
14	28	12	1,0	2,0	M6	M6 × 10	23	0,8
15	30	12	1,0	2,0	M6	M6 × 10	25	0,8
16	30	12	1,0	2,0	M6	M6 × 10	25	0,8
(17)	32	12	1,0	2,0	M6	M6 × 10	27	0,8
18	32	12	1,0	2,0	M6	M6 × 10	27	0,8
(19)	35	12	1,0	2,0	M6	M6 × 10	30	0,8
20	35	12	1,0	2,0	M6	M6 × 10	30	0,8
22	40	14	1,2	2,5	M8	M8 × 12	34	1,0
(24)	42	14	1,2	2,5	M8	M8 × 12	35	1,0
25	42	14	1,2	2,5	M8	M8 × 12	35	1,0
(26)	45	14	1,2	2,5	M8	M8 × 12	38	1,0
(27)	45	14	1,2	2,5	M8	M8 × 12	38	1,0
28	48	14	1,2	2,5	M8	M8 × 12	41	1,0
30	48	16	1,2	2,5	M8	M8 × 12	41	1,0
32	50	16	1,2	2,5	M8	M8 × 12	43	1,0
35	55	16	1,2	2,5	M8	M8 × 12	48	1,0
38	58	16	1,2	2,5	M8	M8 × 12	51	1,0
40	62	18	1,6	3,0	M10	M10 × 15	54	1,4
42	65	18	1,6	3,0	M10	M10 × 15	57	1,4
45	68	18	1,6	3,0	M10	M10 × 15	60	1,4
48	70	18	1,6	3,0	M10	M10 × 15	62	1,4
50	72	18	1,6	3,0	M10	M10 × 15	64	1,4
(52)	75	18	1,6	3,0	M10	M10 × 15	67	1,4
55	80	18	1,6	3,0	M10	M10 × 15	71	1,4
(58)	85	20	1,6	3,0	M10	M10 × 18	76	1,4
60	90	20	1,6	3,0	M10	M10 × 18	81	1,4
(62)	90	20	1,6	3,0	M10	M10 × 18	81	1,4
65	95	20	1,6	3,0	M10	M10 × 18	86	1,4
(68)	95	20	1,6	3,0	M10	M10 × 18	86	1,4
70	100	20	1,6	3,0	M10	M10 × 18	91	1,4
(72)	100	20	1,6	3,0	M10	M10 × 18	91	1,4
75	110	22	2,0	3,5	M12	M12 × 20	100	1,8
(78)	110	22	2,0	3,5	M12	M12 × 20	100	1,8
80	115	22	2,0	3,5	M12	M12 × 20	105	1,8
(82)	115	22	2,0	3,5	M12	M12 × 20	105	1,8
85	120	25	2,0	3,5	M12	M12 × 22	110	1,8
(88)	125	25	2,0	3,5	M12	M12 × 22	115	1,8
90	125	25	2,0	3,5	M12	M12 × 22	115	1,8
(92)	130	25	2,0	3,5	M12	M12 × 22	120	1,8
95	130	25	2,0	3,5	M12	M12 × 22	120	1,8
(98)	135	25	2,0	3,5	M12	M12 × 22	124	1,8
100	140	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	129	1,8
105	145	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	134	1,8
110	150	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	139	1,8
115	155	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	144	1,8

d mm	D mm	b mm	f mm	k mm	d <sub>1</sub>	Pidekruid ГОСТ B-1476-42	Lukkrõngad ГОСТ 2833-45	
							D <sub>1</sub> mm	d <sub>2</sub> mm
120	160	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	149	1,8
125	165	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	154	1,8
130	170	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	159	1,8
135	175	25	2,0	3,5	M12	M12 × 25	—	—
140	190	30	2,5	4,5	M16	M16 × 30	—	—
145	195	30	2,5	4,5	M16	M16 × 30	—	—
150	200	30	2,5	4,5	M16	M16 × 30	—	—
155	205	30	2,5	4,5	M16	M16 × 30	—	—
160	210	30	2,5	4,5	M16	M16 × 30	—	—
165	215	30	2,5	4,5	M16	M16 × 30	—	—
170	220	30	2,5	4,5	M16	M16 × 30	—	—
175	230	35	3,0	6,0	M20	M20 × 35	—	—
180	235	35	3,0	6,0	M20	M20 × 35	—	—
185	240	35	3,0	6,0	M20	M20 × 35	—	—
190	245	35	3,0	6,0	M20	M20 × 35	—	—
195	250	35	3,0	6,0	M20	M20 × 35	—	—
200	265	35	3,0	6,0	M20	M20 × 40	—	—

ГОСТ 2831-45 kohaselt on kasutusel ka seadevõrud lukkrõngaga, kus vedrutraadist lukkrõnga ülesandeks on pidekruidide kinnitamine (joon. 98). Vastavad mõõted on toodud tabelis 19.



Joon. 97.



Joon. 98.

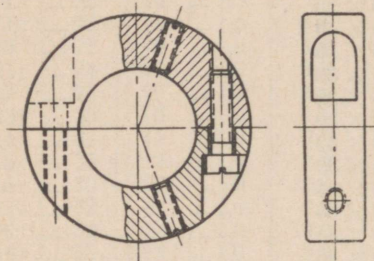
Ka siin tuleb seadevõrud siseläbimõõduga üle 30 mm kinnitada võllile kahe pidekruidiga. Läbimõõdule üle 130 mm lukkrõngaid ei valmistata; sel juhul tuleb kruvide lahtituleku tõkestamiseks siduda nad traadiga ja sõlm asetada selleks eriti puuritud auku.

Peale pidekruididega kinnituse on vähemal määral kasutusel ka seadevõrud, mis kinnitatakse võllile koonilise tihvti abil (ГОСТ 3130-46). Nende seadevõrude puuduseks on nende tülikas kinnitamine, kuna ava tihvtile tuleb lõplikult puurida ja hõõritseda monteeritud olekus.

Poolitatud seadevõru, mille pooled on kruvide abil ühendatavad, on kujutatud joonisel 99.

Kui kasutada malmist seadevõrusid, siis võib mõõted kujundada orienteeruvalt järgmiselt:

välisläbimõõt  $D \approx 1,5d + 20 \text{ mm}$ ,  
 laius  $b \approx 0,5d + 10 \text{ mm}$ ,  
 keere seadekruvile  $d_1 \approx 0,1d + 10 \text{ mm}$ .



Joon. 99.

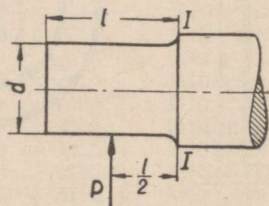
Et jätta võllile võimalus temperatuuri muutumisel pikeneda või lüheneda, ei tohi ülalmainitud võlli asendit fikseerivaid elemente asetada iga laagri juurde. On täiesti küllaldane fikseerida võlli asend ainult ühe laagri suhtes. Pikkade paljutoeliste võllide juures on soovitatav selleks fikseerivaks laagriks valida üks keskmistest. Suhteliselt lühikeste võllide juures võib kasutada ka joonisel 94 kujutatud tappi võlli mõlemal otsal. Šarniirilaagri kasutamisel (vt. vihik VI, osas *Liugelaagrid*) tuleks püüda kasutada

ainult ühte sobivale poolele asetatud seadevõru.

#### 4. Radiaaltappide arvutus.

Tappide arvutus põhineb peamiselt kolmel tappide rahuldavat tööd kindlustaval tingimusel:

1) tapi mõõted peavad tagama tapi küllaldase tugevuse;



Joon. 100.

2) tapi mõõted peavad tagama paari tapp — laager võimalikult väikest kuluvust;

3) tapi mõõted peavad ära hoidma konstruktiivse sõlme tapp — laager ülemäärase kuumenemise.

Lõpptappi võib vaadelda konsoolina, mis on koormatud tapi poolel pikkusel võlli toereaktsiooniga laagri kohal (joon. 100). Ohtlikus lõikes esinev paindemoment on

$$M_p = P \cdot \frac{l}{2}$$

ning suurim jõud, mida tapile võiks lubada, oleks

$$P = \frac{\pi d^3}{32} \cdot \frac{2}{l} \cdot R_p \approx 0,2 \cdot \frac{d^3}{l} R_p, \quad (104)$$

kus  $R_p$  on lubatav paindepinge ohtlikus lõikes  $l - l$ .

Teisest küljest määrab tapi mõõted kuluvustingimus. Kui tapi ja laagri vaheline erisurve on suurem etteantud väärtusest, siis selle tulemusena surutakse määrdeaine tapi ja laagri vahelt välja, nimetatud elemendid puutuvad otseselt kokku ja töötavas paaris tekib hõõrduvate pindade suur kulumine. Kuigi tegelikult esineb tapis, nagu juba varem märkisime, koormuse ebahütlane jaotumine, eeldatakse arvutusel, et tapi koormus jaotub tugipinnale ühtlaselt, tähendab

$$q = \frac{P}{ld}.$$

Selle kaalutluse kohaselt, teades lubatava erisurve  $q$  väärtust, on suurim tapi lubatav koormus

$$P = qld. \quad (105)$$

Võrrutades võrrandite (104) ja (105) parempoolsed osad, saame:

$$0,2 \frac{d^3}{l} R_p = qld; \quad (106)$$

teisendades

$$0,2 \cdot \frac{R_p}{q} = \frac{l^2}{d^2}$$

ja tähistades

$$\frac{l}{d} = \varphi, \quad (107)$$

saame:

$$0,2 \cdot \frac{R_p}{q} = \varphi^2.$$

Siit võime leida  $\varphi$ , s. o. tapi pikkuse ja läbimõõdu suhte, mida nimetatakse ka tapi geomeetriliseks parameetriks:

$$\varphi = \sqrt{0,2 \frac{R_p}{q}} \approx 0,45 \sqrt{\frac{R_p}{q}}. \quad (108)$$

Nagu nähtub viimasest võrdusest, oleneb tapi mõõdede vaherkord peamiselt ainult tapi ja laagrikausi materjalidest, töörežiimist ja määrimise tingimustest.

Teades  $\varphi$  väärtust, võime valemist (104) avaldada  $d^2$ :

$$d^2 = \frac{l}{d} \cdot \frac{P}{0,2R_p} = \frac{\varphi P}{0,2R_p},$$

millest tapi läbimõõt

$$d = \sqrt{\frac{\varphi P}{0,2R_p}} = 2,236 \sqrt{\frac{\varphi P}{R_p}};$$

suurendades tapi läbimõõtu kuluvuse arvel veel 5—6%, saame lõplikult

$$d = 2,35 \sqrt{\frac{\varphi P}{R_p}}, \quad (109)$$

kusjuures on rahuldatud võrdselt esitatud tingimused nii painde kui ka kuluvuse seisukohast.

Õõnsa tapi puhul on valem (108) endiselt kehtiv, valemile (109) vastava valemi tuletamisel kujuneb vastupidavusmomendi väärtuseks [vt. v. (3)]

$$0,1 d_v^3 (1 - \beta^4)$$

ja õõnsa tapi välisläbimõõt

$$d_v = 2,35 \sqrt{\frac{\varphi P}{(1 - \beta^4) R_p}}, \quad (110)$$

kus  $\beta$  on tapi sise- ja välisläbimõõdu suhe.

Lubatav paindepinge  $R_p$  tuleb määrata tavalistel alustel. Lubatava erisurve  $q$  väärtused, mis tulenevad paari tapp — laager töötamise spetsiifikast, võib orienteeruvalt valida tabelist 20, kus toodud väärtused on kehtivad pidevalt töötavate ja hästi määratud tappide kohta.

Tabel 20.

Lubatav erisurve  $q$  kg/cm<sup>2</sup> paaris tapp — laager.

Tapi ja laagrikausi materjal	Lubatav erisurve $q$ kg/cm <sup>2</sup>
Karastatud tiigelterasest tapp ja karastatud terasest laagrikauss . . . . .	150—250
Teras — teras . . . . .	130—200
Karastatud teras — pronks või babiit	90—150
Teras — pronks . . . . .	60—90
Pehme teras — pronks . . . . .	30—50
Pehme teras — malm . . . . .	15—30
Malm — pronks . . . . .	20—30
Malm — malm . . . . .	15

Survemäärimise puhul võib lubatavad erisurved võtta tabelis toodutest suurematena (näit. karastatud teras — teras kuni 350 kg/cm<sup>2</sup>). Tapi suurte pöörlemiskiiruste puhul tuleb valida aga madalamad  $q$  väärtused.

Tapi mõõdete vahekorras (tapi geomeetrisest parameetrist  $\varphi$ ) sõltub ka kasutatava liugelaagri tüübi valik. Nii näiteks pikk ja väikese läbimõõduga tapp (tapi geomeetiline parameeter  $\varphi$  on suur), mille puhul võlli läbipaindumine avaldub laagri pikkusel palju rohkem kui lühikese ja suurema läbimõõduga tapi korral, vajab liugelaagri konstruktsiooni, kus laagrikausil on võimalik pöörduda. Lühikese ja suure läbimõõduga tapi puhul ei ole aga selline nõue oluline. (Lähemalt laagri valiku kohta, olemevalt tapi geomeetrisest parameetrist, vt. vihk VI.)

Konstruktiiivse sõlme tapp — laager ülemäärane kuumenemine võib põhjustada kas määrdeaine liigset vedeldumist, mille tõttu see võib koor-

muse mõjul tapi ja laagrikausi vahelt välja surutud saada, määrdeaine aurustumist, määrdeaine süttimist või isegi laagrikausi kui tavaliselt madalama sulatamistäpiga sulami laagrist väljasulamist. Kuna igas nime-  
tatud olukorras paari tapp — laager töötingimused järsult halvenevad, põhjustades suuri hõõrdekadusid, suurt kuluvust või isegi seadme tõsise-  
mat avariid, on vajalik teostada ka kontrollarvutust kuumenemisele. On vajalik, et tapi pöörlemisel laagris tekkiv soojus saaks kõrvaldatud, juhi-  
tud ümbritsevasse keskkonda, nii et laagri temperatuur jääks lubatava-  
tesse piiridesse. Tekkiva soojuse hulk, mis tuleneb kahjulike takistuste üle-  
tamiseks vajalikust tööst, oleneb esmajoones koormusest tapile, tapi kiiru-  
sest ja hõõrdetegurist.

Arvutuse kuumenemisele võib läbi viia järgmiselt.

Hõõrdejõud tapi töötava pinnauhiku kohta

$$T_h = qf = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld} f, \quad (111)$$

kus  $q = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld}$  on vastavalt valemile (93) saadud erisurve suurus. Eri-  
hõõrdetöö sekundis saame v. (111) korrutamisel kiirusega  $v$ :

$$A_h = T_h v = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld} f \cdot \frac{\pi dn}{60 \cdot 100} = \frac{Pn}{1500 l} f \left[ \frac{\text{kgm}}{\text{sek cm}^2} \right], \quad (112)$$

kus  $d$  on tapi läbimõõt cm,  
 $n$  — pöörete arv minutis.

Tapi normaalseks töötamiseks peab olema rahuldatud tingimus

$$A_h \leq A \left[ \frac{\text{kgm}}{\text{sek cm}^2} \right], \quad (113)$$

kus  $A$  on etteantud erihõõrdetöö suurus sekundis, mis oleneb laagri konst-  
ruktsioonist, tema jahutustingimustest, ja mille juures laagri temperatuur  
ei ületa mingit kindlat etteantud piiriväärtust.

Kui võtta hõõrdeteguri keskmiseks väärtuseks  $f = 0,05$  (keskmised  
määrimistingimused), siis

$$A_h = \frac{Pn}{30\,000l} \leq A,$$

millest, lugedes suuruse  $A$  etteantuks, võime avaldada tingimuse

$$l \geq \frac{Pn}{30\,000A}. \quad (114)$$

Seega taandub paari tapp — laager kontrollarvutus kuumenemisele  
sellises käsitusviisis tapi pikkuse kontrollimiseks. Tapi läbimõõt, nagu  
nähtub valemist, kuumenemist ei mõjuta.

Kui tingimus (114) ei ole rahuldatud, tuleb suurendada tapi pikkust.  
Kuna koos tapi pikkuse suurenemisega suureneb ka paindemoment, tuleb  
arvutada ka uus tapi läbimõõt. Kasutades võrrandit (109), saame:

$$d = 1,8 \sqrt[3]{\frac{IP}{R_p}}. \quad (115)$$

Tabelis 21 on toodud mõned  $A$  väärtused. Kuna jahutustingimused olenevad laagri konstruktsioonist, seadme töötamise spetsiifikast jms., siis tuleb tabeli andmeid võtta täiesti ligikaudsetena.

Tabel 21.

Lubatava erihõõrde  $A$  ligikaudsed väärtused olenevalt töötingimustest.

Tappide töötingimuste iseloomustus	$A \frac{\text{kgm}}{\text{sek cm}^2}$
Tavalised õhkjahutusega tapid . . . . .	0,5—1,25
Transmissioonid . . . . .	0,5
Vesijahutuse kasutamine . . . . .	2,5

Eritingimustes töötavate tappide puhul võib  $A$  väärtus eeltoodutest mitmekordselt erineda. Nii näiteks veduri vändatapi kohta võib võtta  $A = 8,5 \text{ kgm/sek cm}^2$ .

Kontrolli kuumenemisele võib teostada ka valemi

$$l \geq \frac{Pn}{1900 qv} \quad (116)$$

järgi, kus olenevalt seadme tüübist on ette antud suurus  $qv$ . Mõnede seadmete jaoks on antud orienteeruvad andmed tabelis 22.

Tabel 22.

$qv$  väärtusi mõnede seadmetele.

Seadme iseloomustus	$qv \frac{\text{kgm}}{\text{sek cm}^2}$	Sealjuures $q \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ kuni
Metalli lõiketöötlemise pinkide võllide tapid . .	10—25	5—20
Hammareduktorite võllide tapid . . . . .	30—200	10—40
Aurumasinate võllide tapid pealaagreis . . . .	15—20	15—25
Sisepõlemootorite võllide tapid pealaagreis . .	20—30	20—30
Laeva-aurumasinate võllide tapid pealaagreis . .	30—40	30—40
Aurumasinate võllide vändatapid (sõrmed) . . .	40—60	60—80
Sisepõlemootori võllide vändatapid . . . . .	50	80—120
Aurumasinate võllide vändatapid . . . . .	40—60	35—65
Vagunite telgede tapid . . . . .	35—50	40
Vedurite telgede tapid . . . . .	65—100	30
Transmissioonivõllid . . . . .	15—20	3—8

Paljud teostatud konstruktsioonid lubavad aga kindlasti järeldada, et tabelis toodud piirväärtused on ületatavad ilma mingite kahjulike mõjudeta seadme tööle.

Vahetappide puhul, kus tapi läbimõõt on üldiselt võlli läbimõõduga rohkemal määral seotud kui lõpptappidel, seisneb arvutus peamiselt tapi pikkuse määramises, lähtudes nii lubatavast erisurve  $q$  kui ka kuumenemise vältimisest.

Keratapi arvutamisel kasutame tapi geomeetrilise parameetrina suhet  $\varphi = \frac{l}{D}$ , kus  $l$  on laagri pikkus ja  $D$  — keratapi läbimõõt (joon. 101). Siin alati  $\varphi < 1$ .

Kui erisurve ligikaudseks väärtuseks võtta

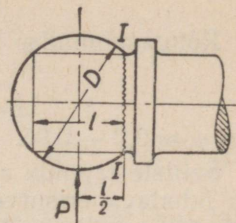
$$q = \frac{P}{lD}, \quad (117)$$

siis

$$q = \frac{P}{\varphi D^2}$$

ja tapi läbimõõt

$$D = \sqrt{\frac{P}{\varphi q}}. \quad (118)$$



Joon. 101.

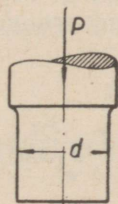
Lubatavad erisurved tuleb võtta, silindriliste tappidega võrreldes, veidi väiksemad.

Lõige  $I-I$  tuleb kontrollida paindele (joon. 101).

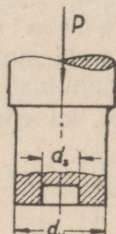
Võrreldes keratappi samades tingimustes töötava silindrilise radiaaltapiga, selgub, et hõõrdekaod on esimeses 40—50% suuremad.

## 5. Aksiaaltappide arvutus.

Täis- ja rõngaspinnaliste aksiaaltappide arvutamisel tuleb silmas pidada peamiselt kahte tingimust:



Joon. 102.



Joon. 103.

- 1) tapi mõõted peavad tagama koostöötava paari võimalikult väikest kuluvust (arvutus erisurve järgi);
- 2) tapi mõõted peavad ära hoidma sõlme tapp — laager ülemäärase kuumenemise (arvutus kuumenemisele).

Täistapi puhul (joon. 102) kujuneb arvutusel lubatava erisurve järgi tapi läbimõõduks

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi q}}$$

või, võttes arvesse töötava pinna vähenemist määrdeaine juhtimiseks vajalike kanalite tõttu teguriga  $\psi < 1$ , saame:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4P}{\psi\pi q}}. \quad (119)$$

Rõngaspinnalise tapi puhul (joon. 103) saame vastavalt

$$d_v = \sqrt[3]{d_s^2 + \frac{4P}{\psi\pi q}}, \quad (120)$$

kus  $\psi \approx 0,9 - 0,95$ .

Selliste tappide arvutus survele jõu  $P$  mõjul ei ole vajalik, kuna arvutus lubatava erisurve järgi annab alati suuremad läbimõõdu väärtused. Lubatavate erisurve  $q$  väärtused aksiaaltappidele on toodud tabelis 23.

Tabel 23.

Lubatavad erisurved  $q$  aksiaaltappidele.

Tapi ja laagri materjal	Lubatav erisurve $q$ kg/cm <sup>2</sup>
Pehme teras — malm . . . . .	20—30
" " — pronks . . . . .	40—60
" " — babiit . . . . .	50—60
" " — teras . . . . .	80—100
Karastatud teras — valge malm . . . . .	50—70
" " — pronks . . . . .	75—100
" " — babiit . . . . .	80—90
" " — teras . . . . .	120—150

Arvutusel  $k$  u u m e n e m i s e l e lähtume jällegi tekkivast erihõõrdetööst  $A_h$ , mis ei tohi kujuneda suuremaks etteantud erihõõrdetöö väärtusest  $A$  ja mis on oleneb laagri jahutustingimustest.

Täistapi puhul [vt. ka võrrand (102)]

$$A_h = f \cdot \frac{r}{100 \cdot 2} \cdot \frac{P}{\pi d^2} \omega = f \cdot \frac{P}{\pi d^2} \cdot \frac{\pi d n}{60 \cdot 100} = f \cdot \frac{Pn}{d \cdot 3000} \leq A \left[ \frac{\text{kgm}}{\text{sek cm}^2} \right],$$

millest

$$d \geq f \cdot \frac{Pn}{3000A}. \quad (121)$$

Andes olenevalt määrimistingimustest  $f$ -ile keskmised väärtused ja kasutades ka  $A$  jaoks keskmisi praktiliselt kujunenud väärtusi, saame:

tavalistes määrimistingimustes töötavatele tappidele	$d > \frac{Pn}{40\,000}$ ;
heades " " " "	$d > \frac{Pn}{60\,000}$ ;
eeskujulikes " " " "	$d \geq \frac{Pn}{125\,000}$ .

Rõngaspinnalise tapi puhul [vt. ka võrrand (101)]

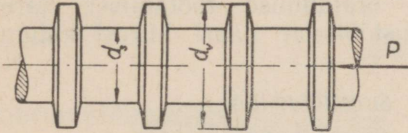
$$A_h = f \cdot \frac{d_v + d_s}{4 \cdot 100} \cdot \frac{P}{\pi \frac{(d_v^2 - d_s^2)}{4}} \omega = f \cdot \frac{P}{\pi (d_v - d_s) \cdot 100} \cdot \frac{\pi n}{30} =$$

$$= f \cdot \frac{Pn}{(d_v - d_s) 3000} \leq A \left[ \frac{\text{kgm}}{\text{sek cm}^2} \right],$$

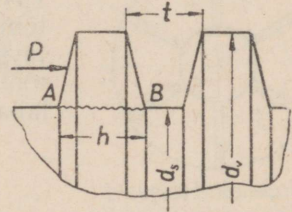
kust saame tingimuse kontrollarvutuseks kuumenemisele:

$$d_v - d_s \geq f \cdot \frac{Pn}{3000A}. \quad (122)$$

Ka m m t a p p i võib kasutada suurte koormuste juures, seal, kus tava-



Joon. 104.



Joon. 105.

line ühe kandepinnaga tapp osutub liiga väikeseks. Kammtapp koosneb mitmest samaaegselt töotavast rõngaspinnast (joon. 104) ja võib kanda üle ka märkimuutvat koormust. Ka siin toimub arvutus lubatava erisurve järgi kuluvusele ja kuumenemisele. Peale selle tuleb rõngad kontrollida arvutusega paindele.

Oletades, et koormus jaotub kõikidele töotavatele pindadele ühtlaselt, saame:

$$P = m \cdot \frac{\pi (d_v^2 - d_s^2)}{4} q, \quad (123)$$

kus  $m$  on rõngaspindade arv.

Vajalik rõngaspindade arv on seega:

$$m = \frac{4P}{\pi (d_v^2 - d_s^2) q}. \quad (124)$$

Kuna soojuse ärajuhtimise võimalused on kammtapi kasutamisel ilmselt halvemad ja koormuse ebahütlane jaotumine üksikutele rõngaspindadele on tõenäoline, siis tuleb lubatavate erisurve  $q$  väärtused valida kuni 50% väiksemad väärtustest, mis olid toodud tabelis 23.

Rõnga välisläbimõõt valitakse

$$d_v \approx (1,2 - 1,6) d_s$$

ja rõnga kõrgus  $h$  arvutatakse paindele lõikes A — B (joon. 105) valemi

$$M_p = \frac{P}{m} \cdot \frac{d_v - d_s}{4} = \frac{\pi d_s h^2}{6} R_p \quad (125)$$

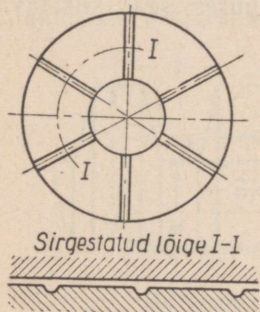
järgi. Orienteeruvalt võib valida  $h = 0,1$  kuni  $0,2d_v$ . Rõngaspindade vahekaugus  $t$  tuleb samuti kontrollida paindele, kuid muidugi laagri materjali järgi.

Kontrollarvutus kuumenemisele peab rahuldama tingimust

$$\frac{d_v - d_s}{2} m \geq \frac{Pn}{W}, \quad (126)$$

kus  $W = 10\,000 - 20\,000$ .

Segmenttapid kujutavad endast lihtsamal juhul aksiaaltappi, mille otspind on jaotatud kanalikeste kaudu üksikuteks segmentideks (joon. 106), tavaliselt 4–12-ks. Seejuures tavaliselt iga segmenti pind on moodustatud kaldsena (joon. 107) sel viisil, et tapi pöörlemisel laagris toimuks määrdeaine kiilumine tapi ja laagri töötavpindade vahele, mis kindlustaks tapi ja laagri töötavpindade eraldumise töötamisel, järelikult hoiaks ka koostöötavat paari kiirest kulumisest.



Joon. 106.



Joon. 107.

Sageli, kui on tegemist suuremate koormustega tapile, on segmentid valmistatud eraldi ja kinnitatud laagrisse nii, et nad jääksid üksteisest eraldatuks. Segmentide arv võib siinjuures ulatuda kuni 24-ni. Konstruksiooni võib läbi viia sellisel, et olenevalt töörežiimist segmentid võtavad töötamisel uue asendi, mis küllaldase määrimise kindlustamise seisukohalt on sobivaim. Sellise ehitusviisiga paar tapp—laager talub raskeimat režiimi, näit. suurus  $qv$ , mis on tappide puhul sageli kriteeriumiks, võib ulatuda sageli kuni  $1000 \text{ kgm/sek cm}^2$  (täispinnaliste aksiaaltappide puhul aga mitte üle  $175 \text{ kgm/sek cm}^2$ ).

## 6. Radiaalaksiaaltapid.

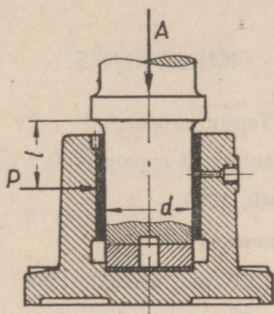
Sageli, võib öelda isegi — enamail juhtudel, kui võll on koormatud radiaalkoormusega, esineb seal ka aksiaalkoormus. Sel juhul peab tapp olema suuteline üle kandma nii radiaal- kui ka aksiaalkoormust. Üks selline radiaalaksiaaltapp on kujutatud joonisel 108.

Selline tapp tuleb arvutada liittugevusele, kus paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M}{W} = \frac{Pl}{0,1d^3}. \quad (127)$$

ja survepinge

$$\sigma_s = \frac{A}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (128)$$



Joon. 108.

Suurim pinge tapis

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_s = \frac{Pl}{0,1d^3} + \frac{A}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (129)$$

Muidugi tuleb kontrollida sellist tappi ka erisurvele nii, nagu on näidatud radiaal- ja aksiaaltappide juures, samuti teostada kontrollarvutus tapi kuumenemisele.

\* \* \*

Mitmed probleemid, mis on otseselt seoses paari tapp — laager töötamisega, nagu nende vastastikuste mõõdete valiku küsimus, määrimisprobleemid jne., ei mahu käesoleva vihiku jaoks ettenähtud raamidesse. Neid probleeme käsitletakse VI vihikus.

## KIRJANDUS.

1. ГОСТ 3485-46. Валы и оси. Терминология.
2. Машиностроение. Энциклопедический справочник т. 1, кн. 2, т. 2, т. 10.
3. Вестник машиностроения. 1949, 1950.
4. М. Н. Берлов, Детали машин. 1937.
5. В. А. Добровольский, Детали машин. 1950.
6. С. Д. Пономарев и др., Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. 1950.
7. С. П. Стрелков, Введение в теорию колебаний. 1950.
8. Акад. Наук СССР, Динамика и прочность коленчатых валов. 1948.
9. Н. И. Кольчин, Механика машин IV. 1950.
10. П. Г. Львовский, Справочное руководство механикам металлургических заводов. 1949.
11. А. Попов, Соппротивление материалов, 1949.

*Vastutav toimetaja A. Kaskneem.  
Tehniline toimetaja H. Kohu.*

Ladumisele antud 3. V 1951. Trükkimisele antud 3. VII 1951. Trükiarv 2000. Paber 67×95,  $\frac{1}{16}$ . Trükipoognaid 6,75. Formaadile 60×92 kohaldatud trükipoognaid 7,76. Arvutuspoogn. 7,77. MB-08792. Trükikoda „Hans Heidemann“, Tartu, Vallikraavi 4. Tellimise nr. 1603.

На эстонском языке.

Элементы машин V.

X. Кулдма, Валы. Оси. Цапфы.

*Hind rbl. 6.20*



Õiendusi ja parandusi.

Lk.	Rida	On trükitud	Peab olema	Kelle viga
15	7 alt	320	32	autor
36	12 alt	dega $M_{v_1}, M_{v_2}, M_{v_3}, M_{v_4}$ (joon. 30),	dega (joon. 30),	"
46	12 alt	$\delta_\alpha \tau_\alpha$	$\delta_\alpha \tau_\alpha$	vastutav toimetaja
49	5 ülalt	$\delta_m$	$\delta_k$	autor
60	3 alt	$n$ -nda ava	$n$ -nda ja $(n+1)$ -nda ava	"
86	8 ülalt	$R_n$ normaalkomponent	normaalkomponent $R_n$	"
90	joon. 88	$\varrho$ ja $d\varrho$	$r$ ja $dr$	eritoimetaja (üld- toimetaja)
96	5 ülalt	seadekruvi	pidekruvi	vastutav toimetaja
103	10 alt	$\pi(d_v^2 - d_s^2)q$	$\pi(d_v^2 - d_s^2)q$	autor

Rbl. 6.20

A  
A-18534

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00454211 6