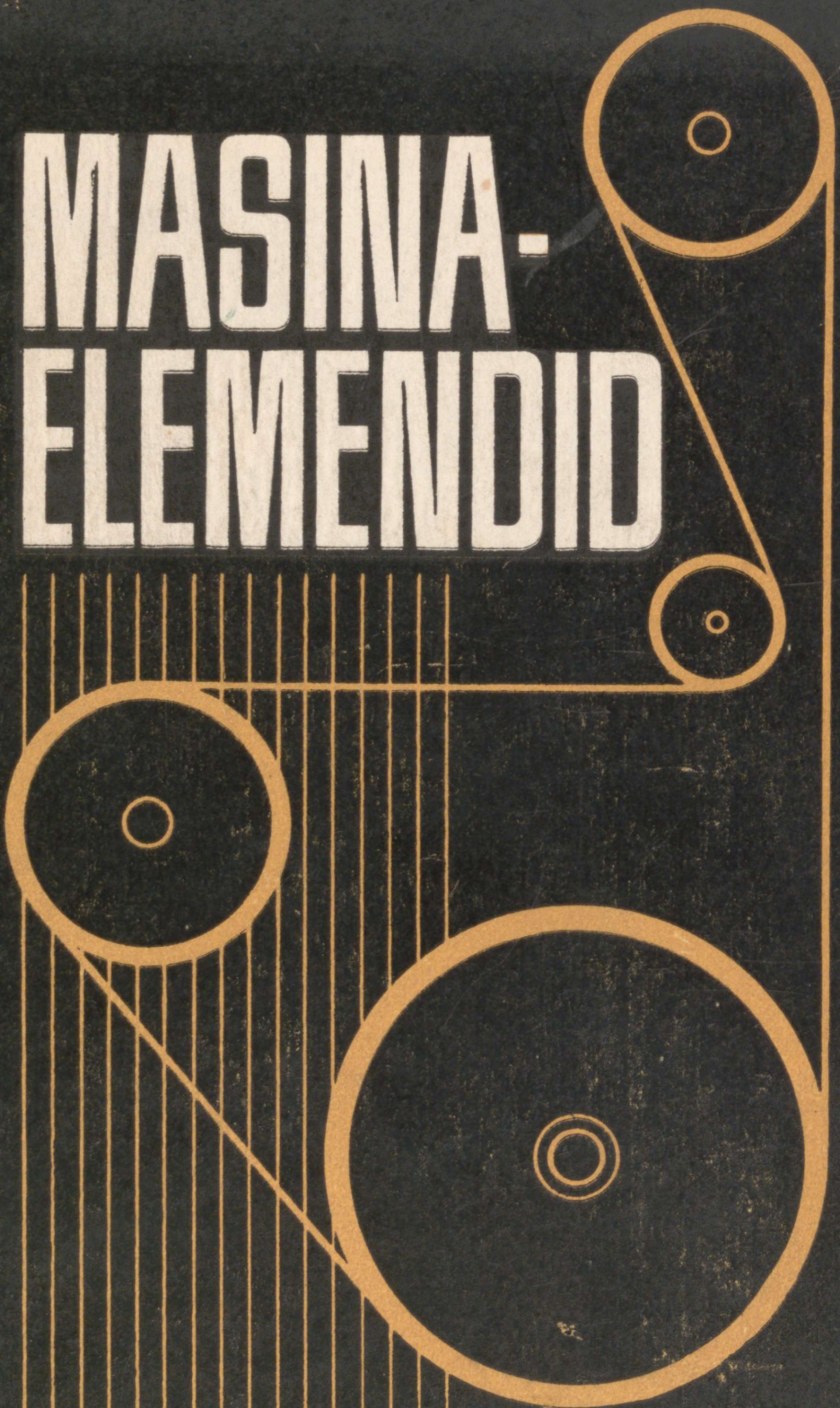
MASINA-ELEMENDID



A-31186

V. A. Dobrovolski,
K. I. Zablonski, S. L. Mak,
A. S. Radtšik, L. B. Erlih

MASINAELEMENDID

Kirjastus „Valgus" · Tallinn 1971

6Т5
М23

Kunstiliselt kujundanud E. Tali

Originaali tiitel:
В. А. Добровольский, К. И. Заблонский,
С. Л. Мак, А. С. Радчик, Л. Б. Эрлих
ДЕТАЛИ МАШИН
Издание шестое, дополненное
Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для высших технических учебных заведений СССР
Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы
Москва 1963

УДК 621.81 (075.8)

Детали машин

В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. Л. Мак, А. С. Радчик, Л. Б. Эрлих
1970

В книге приведены общие основы проектирования деталей машин: критерии работоспособности, основы выбора машиностроительных материалов, стандартизация и технологичность деталей машин. Освещаются общие вопросы конструирования и расчета деталей машин общего назначения (соединительные детали, передачи, валы и оси, опоры и муфты, пружины, корпусные детали).

Книга предназначена в качестве учебника для студентов машиностроительных и механических специальностей высших технических учебных заведений, но может быть также полезна для инженерно-технических работников машиностроительных заводов и конструкторских бюро.

325 илл., 86 табл., 145 библ. назв.

Raamatus on toodud masinaelementide projekteerimise üldised alused: töövõimelisuse kriteeriumid, masinaehituslike materjalide valiku alused, masinaelementide standardiseerimine ja tehnoloogilisus. Käsitletakse üldotstarbeliste masinaelementide (ühendusdetailid, ülekanded, võllid ja teljed, toed ja sidurid, vedrud, korpusdetailid) konstrueerimist ja arvutamist.

Raamat on ette nähtud õpikuks kõrgemate tehniliste koolide masinaehituse ja mehaanika eriala üliõpilastele, kuid teda saavad kasutada ka masinatehaste ja konstrueerimisbüroode insener-tehnilised töötajad.

Vene keelest tõlkinud H. Holm, I. Kleis ja E. Riives

3—13—3
36—70

TARTU ÜLIKOOLI
RAAMATUKOGU

Eessõna venekeelse väljaande kuuendale trükile

Raamatu käesolev väljaanne ilmub tunduvalt täiendatud ja ümbertöötatud kujul.

Käsikirja ettevalmistamisel võtsid autorid arvesse soovitusi, mis varasemate väljaannete kohta oli saadetud kirjastusse ja Odessa Polütehnilise Instituudi masinaelementide kateedrisse, kus autorid töötavad.

Kõige suuremaid muudatusi ja täiendusi on tehtud haardkontaktiga ülekandeid ja liugelaagreid käsitlevates peatükkides. Teised peatükid töötati ümber väiksemas ulatuses. Kuid kõikidel juhtudel — materjalide valikul, detailide arvutamisel ja konstrueerimisel — kajastuvad raamatus masinate projekteerimise kaasaegsele etapile tüüpilised uued tendentsid.

Materjali esitamisel on arvestatud, et üliõpilased on enne masinaelementide kursuse juurde asumist tehases töötanud. See võimaldas lühendada kursuse kirjeldavat osa.

Autorid kasutavad juhust, et avaldada tänu kõigile, kes oma märkuste ja soovidega aitasid parandada õpiku kvaliteeti, esmajoones aga retsensentidele — Leningradi Polütehnilise Instituudi masinaelementide kateedri kollektiivile (kateedri juhataja dots. tehnikakandidaat V. S. Poljakov), prof. A. A. Pjatnitskile (Kiievi Polütehniline Instituut) ja vastutavale toimetajale tehnikadoktor prof. N. S. Atšerkanile.

Autorid

Eessõna venekeelse väljaande esimesele trükile

Kuni viimase ajani pidid raamatud pealkirjaga «Masinaelemendid» olema üheaegselt õpikuteks üliõpilastele samanimelise kursuse omandamisel ja abivahendiks konstruktoritele nende igapäevases töös. Praegusajal aga pole enam võimalik ühe raamatuga mõlemat lugejate gruppi rahuldada. Ühtedele on tarvis õpikut, mis käsitleks masinaelementide arvutamise teooriat ja meetodeid, teistele aga arvutus- ja konstrueerimisalaste materjalide kogumikku, mis sisaldaks praktilisi soovitusi, arvutusvalemeid, standardite ning normaalide tabeleid kõikide masinaelementide kohta ja näiteid nende kasutamisest.

Käesolev raamat on ette nähtud õpikuks masinaehituse ja mehaanika eriala üliõpilastele. Põhiliselt vastab õpiku sisu aine «Masinaelemendid» programmile, mille on kinnitanud NSV Liidu Kõrgema Hariduse Ministeerium.

Raamatu kirjutas Odessa Polütehnilise Instituudi masinaelementide kateedri kollektiiv (kateedri juhataja — teeneline teaduse- ja tehnikategelane tehnikadoktor prof. V. A. Dobrovolski).

Autorid püüdsid õpikus edasi anda kõige kaasaegsemat materjali.

Raamatu kirjutamisel jaotati töö autorite vahel vastavalt nende kogemustele ning kalduvustele. Sellele vaatamata vastutavad kõik autorid võrdselt raamatu kõikide osade eest.

Autorite kollektiiv väljendab sügavat tänu tehnikadoktor prof. N. S. Atšerkanile väärtuslike näpunäidete eest, mida ta tegi vastutava toimetajana.

Autorid

Sissejuhatus

Olenevalt keerukusest ja gabariitidest jaotatakse masinad teatavaks arvuks gruppideks, sõlmedeks ja detailideks.

Detail on masina elementaarne osa, mis on valmistatud ilma koostamisoperatsioonideta; *sõlm* (koostamisüksus) on lahtivõetav või mittelahtivõetav detailide liide; *grupp* on sõlmede ja detailide ühendus, mis moodustab masina ühe põhiosa, või mingi kindla funktsiooni täitmiseks omavahel ühendatud sõlmede ja detailide kogum.*

Edaspidi nimetame lühiduse huvides nii detaile endid, nende ühenduselemente kui ka sõlmi ja gruppe, mis masinas täidavad elementaarfunktsioone, *masinaelementideks.*

Eristatakse *üldotstarbelisi* ja *eriotstarbelisi* masinaelemente.

Üldotstarbeliste masinaelementide hulka kuuluvad lahtivõetavate ja mittelahtivõetavate liidete elemendid, hõõrdumise ja hambumisega töötavate ülekannete detailid, võllid, teljed, sidurid, laagrid, vedrud ning korpusdetailid. Olles täiesti erinevate otstarvetega masinate osadeks, täidavad üldotstarbelised masinaelemendid ühesuguseid funktsioone. See võimaldab nende käsitlemiseks eristada iseseisva teadusharu — masinaelemendid.

Eriotstarbelised masinaelemendid kuuluvad ainult teatavat liiki masinate juurde. Näitena võib tuua kolvi, klapi, spindli, saha hõlma jne. Nende detailide projekteerimisega seotud küsimusi käsitletakse vastavates eridistsipliinides («Tõste- ja transpordimasinad», «Metallilõikepingid», «Põllutöömasinad» jne.)

Masinaelementide kursuse kui teadusliku distsipliini ülesandeks on detailide projekteerimise niisuguste meetodite, reeglite ja normide esitamine (lähtudes seejuures detailide töötingimustest masinas), mis tagaksid detailide otstarbekama kuju, mõõtmed, materjali, täpsuse, pinnakvaliteedi ja valmistamise tehnilised tingimused.

Teadus masinaelementidest on tihedalt seotud:

a) teoreetilise mehaanika ning mehhanismide ja masinate

---

* Terminid «detail», «sõlm», «grupp» on määratud standardiga ГОСТ 5290-60 «Joonestusmajanduse süsteem. Põhitoodangu tooted, nende liigid ja koostisosad».

teooriaga, mis võimaldavad määrata detailidele mõjuvaid jõude ja detailide liikumisseadusi;

b) tugevusõpetusega, mis võimaldab arvutada detaile tugevusele, jäikusele ja stabiilsusele;

c) metallograafiaga, mis annab vajalikud andmed detailide materjali otstarbekaks valikuks;

d) valamis-, sepistamis- ja keevitustehnoloogiaga, samuti ka termilise ja mehaanilise töötluse tehnoloogiaga ning koostamisega, mis kõik esitavad omi — tehnoloogilisi — nõudeid detailide konstruktsioonile;

e) tehnilise joonestamisega.

Kõrgemate tehniliste õppeasutuste õppeplaanide kohaselt lõpetab masinaelementide kursus üldinsenerlikud distsipliinid ja seob need spetsiaalsete distsipliinidega, kus käsitletakse kindla otstarbega masinate teooriat ning nende arvutamise, konstrueerimise ja ekspluateerimise aluseid.

Masinaelementide konstruktsioonide üldine areng on lahutamatult seotud masinate konstruktsioonide arenguga tervikuna.

Masinate konstruktsioonide arengu põhisuunad. Masinad on tootmisvahendid, mis kasutavad loodusjõude ühiskonna huvides, kergendades tööliste tööd ja tõstes tootlikkust. Masinate tootmise tase ja nende tehniline täiuslikkus on maa industriaalse arengu näitajateks.

Vastavalt uutele nõuetele, mida masinatele esitavad ekspluatatsiooni- ja tootmistingimused, ning seoses uute võimalustega, mis avanevad teaduse arengu, uute materjalide ilmumise ja nende töötlemismeetodite tõttu, laieneb masinate konstruktsioon pidevalt.

Ekspluatatsiooni ja tootmisega seotud põhinõuded, mis määravad kaasaegsete masinate konstruktsiooni, on töömasinate võimalikult suur tootlikkus ning jõumasinate võimsus ja ökonoomsus; lihtne teenindamine, mis ei nõua tööliselt suurt tähelepanu, mälu ega musklite jõudu; suur töökindlus — küllaldaselt pikaajaline (kuni «moraalse kulumiseni») masina häireteta töö; võimalus valmistada projekteeritavat masinat rahvamajandusele vajalikul hulgal minimaalse tööjõu, materjalide ja muude ressursside kulutusega.

Kõige efektiivsemalt saavutatakse töömasinate tootlikkuse ja jõumasinate võimsuse tõus nende kiiruse suurendamise ja tööprotsesside automatiseerimisega. Kaasaegse masinaehituse arengu kõige iseloomulikumateks joonteks on laialdane automatiseerimine ja tehnoloogiliste protsesside kiiruste suurendamine. Automatiseerimise tulemusena vabastatakse inimene abioperatsioonide sooritamisest (ümberlülitamistest, toorikute kinnitamisest ja detailide mahavõtmisest, tööorganite eemaldamisest ning juurdetoomisest jms.). Koos tehnoloogiliste protsesside kiiruste suurenemisega kasvavad ka niisugused parameetrid nagu rõhk ja temperatuur

(aurul, gaasil või vedelikul). Ülevaate nendest saavutustest erinevates masinaehitusharudes annavad alltoodud andmed.

Autode kiiruse muutust iseloomustavad järgmised andmed:

	1895...1900	1900...1915	1915...1930	1930...1945	1945...1955
Maksimaalne saavutatud kiirus km/h	105,9	210,9	372,4	594,8	634,5
Maksimaalne ekspluatatsioonikiirus km/h	15...20	30...40	55...75	90...110	130...150

Lõikekiirus terase töötlemisel metallilõikepinkidel:

	Kuni 1850	1864	XX saj. algus	1927	1950
Lõiketerade materjal	Süsinikteras	Kroomvolframteras	Kiirlõiketeras	Kõvasulamid	Kõvasulamid
Lõikekiirus m/min	5	7...8	30	70...80	400 ja enam

Teraslindi külmvaltsimise kiirust perioodil 1925...1950 iseloomustavad järgmised ligikaudsed andmed:

	1925...1930	1940	1945	1950
Valtsimise kiirus m/s	0,3...0,5	5	20	30

Analoogilist kiiruste kasvu võib täheldada ka teistes masinates ning protsessides. Nii näiteks kasvas gofreeritud kartongi tootvate masinate keskmine kiirus 3 m/min 1895. aastal 165 m/min käesoleval ajal, õmblusmasinate kiirus 600...800 p/min 1915. a. 3500 p/min 1947. aastal jne.

Need arvud annavad ettekujutuse mitmesuguste masinate kiiruse kasvutempost.

Siin esitatud üldised tendentsid määrasid kõige erinevama otstarbega masinate konstruktsiooni arengus järgmised tähtsamad iseärasused.

1. *Kulgeva liikumisega mehhanismide asendamine ühtlast pöörlevat liikumist omavate mehhanismidega.* Masinaehituse algaastail oli kulgeva liikumisega mehhanismide laialdane kasutamine seaduspärane, sest inimene püüdis mehhanismi abil reprodutseerida liikumisi, mida ta varem analoogilistes protsessides oli kätega sooritanud. Kulgev liikumine on vältimatult seotud ajakaoga tühikäikudel ja ülejooksudel ning dünaamiliste koormustega, mis piiravad protsesside kulgemiskiiruse suurendamist. See-

pärast on loomulik, et kõikides kaasaegsetes masinates püütakse perioodiline kulgev (edasi-tagasi) liikumine asendada pideva pöörlemisega. Asendamise näideteks on auru- ja gaasiturbiinid, mis suurtel kiirustel ja võimsustel asendavad kolbmootoreid; tsentrifugaal-, hammasratas- ja rootorpumbad ning turbokompressorid; mis tõrjuvad välja kolbpumbad ja kolbkompressorid; pöörleva liikumisega puurimisagregaadid, mis asendavad lööktegevusega puurimisagregaate; rotatsioontrükimasinad, mis asendavad lametrükimasinaid, jne. Konstruktsioonide arendamine selles suunas pole kaugeltki veel lõpule jõudnud. Näiteks oli senini põhiliseks masinaks pinnase kaevamisel ühekopaline ekskavaator, põhiliseks kudumismasinaks aga edasi-tagasi liikuva süstikuga teljed. Taolisi masinaid on veel palju. Kuid kõikides masinaehitusharudes on tunnistatud vajalikuks asendada perioodilise tööprotsessiga masinad pideva tööprotsessiga masinatega: muuseas, nimetatud kahe näite osas on taolised perspektiivsed masinatüübid juba olemas — nimelt rootorekskavaatorid ja ringkudumismasinad.

2. *Sõlmkonstruktsioonide kasutamine.* Masinate jaotamist osadeks, mis teeb nende valmistamise, koostamise ja transportimise mugavamaks või üldse võimalikuks, praktiseeritakse juba ammu. Kuid viimase 20 ... 30 aasta jooksul on masinate jaotamine osadeks, mis varem oli vajalik vaid eespool loetletud motiividel, muutunud iseseisvaks ja seejuures tähtsaks vahendiks masinate tootmise ja ekspluateerimise majanduslike näitajate tõstmisel. Masina konstruktsiooni, mis eeltoodud kaalutlusi silmas pidades on mõistlikult sõlmedeks jaotatud, nimetatakse sõlmkonstruktsiooniks (tööpingi- ja lennukiehituses agregaatkonstruktsiooniks, kraanaehituses — plokk-konstruktsiooniks). Sõlmkonstruktsioonidel on järgmised eelised:

a) masina koostamisel iseseisvatest sõlmedest on võimalik sõlmede üksikuid konstruktiivseid variante ehk modifikatsioone üksteisest sõltumatult konstrueerida, katsetada ja seejärel seeriatootmisse juurutada (seda võib teha vaid ühe sõlme kaupa); sellega lihtsustub märgatavalt masinate moderniseerimine;

b) sõlmkonstruktsioon võimaldab väikese arvu agregaatide (plokkide) baasil luua mitmesuguse otstarbega masinaid;

c) lüheneb montaažitööde tsükkel, sest kõiki sõlmi võib koostada ja katsetada samaaegselt ning valmiskujul üldmontaažiks üle anda;

d) masinate remont muutub kergemaks ja lihtsamaks, sest kulunud või purunenud sõlmed asendatakse uute või varem remonditud sõlmedega.

Näide masina jaotamisest sõlmedeks (agregaatideks) on toodud joonisel 25.

3. *Mitmesugust tüüpi ajamite kasutamine.* Veel hiljuti toimus

energia ülekandmine peamootorilt töömasina mehhanismidele peaaegu eranditult võllide, hammasrataste, rihmade, kettide, nukkide, tõukurite, hoobade ja teiste taoliste elementidega. Kaasaegsetele masinatele on iseloomulik, et kõrvuti energia ülekandmise mehaaniliste moodustega kasutatakse laialdaselt ka elektrilisi, hüdraulilisi ja pneumaatilisi ajameid. Viimaste laialdane kasutamine lihtsustab tunduvalt mehhanismide juhtimist kuni selle täieliku automatiseerimiseni, mis toimub kuitahes keeruka programmi järgi kaugjuhtimise teel (vt. lk. 174).

4. *Masinate kaalu vähendamine* nende kvaliteedi parandamisega on kaasaja masinate konstruktsiooni arendamisel tähtis suund. Masinate kaalu on oluline vähendada mitmes suhtes:

a) masina kaal G koos metalli otstarbeka kasutamise teguriga * η_{kas} määrab masina valmistamiseks kulutatava metalli kaalu G_{met}. Metalli kokkuhoiul on suur rahvamajanduslik tähtsus. Sama metallikoguse juures, mis riigis toodetakse, võib metalli säästude arvel suurendada masinate ja muude esemete väljalaset. Pealegi moodustavad kulutused metallile olulise osa masina omahinnast. Näiteks tööpingiehituses moodustavad nad 30...40% tootmiskuludest ja on keskmiselt 3,5 korda suuremad töötasust;

b) transpordimasinate kaal, lisaks metalli kokkuhoiule, omab ka iseseisvalt väga olulist tähtsust. Näiteks reisirongi vaguni 1 t taara transportimine maksab aastas 500...600 rbl. Keskmistel kiirustel on autodel kütusekulu ligilähedaselt proportsionaalne autode kaaluga.

Konstruktsiooni ratsionaalsuse kriteeriumiks kaalu seisukohalt on erikaal — konstruktsiooni kaalu suhe kasulikku koormusesse, mille vastuvõtuks konstruktsioon on ette nähtud. Nii on mootoritel selleks näitajaks kaal kG 1 kW võimsuse kohta. Kahuritel on vastavaks näitajaks kahuri kaalu suhe mürsu algenergiasse (kG/kGm), resivagunitel — taarategur, mis võrdub vaguni taara ja reisijate arvu suhtega.

Orienteerivad transpordivahendite taarategurid: lennukil — 250 kG; autobussil — 317 kG; autol — 363 kG; vagunil (veduri kaalu arvessevõtmisega) — 1135 kG; ekspressivagunid (veduri kaalu arvessevõtmisega) — 4540 kG.

Struktuurilt analoogilist näitajat võidakse kasutada materjali ratsionaalse kasutamise hindamiseks ka sõlmede ja detailide korral. Näiteks käigukastidel, reduktoritel ja siduritel on selleks vastava sõlme kaalu suhe suurimasse ülekantavasse pöördemomenti.

Tehnika arengu, masinate kiiruste ja võimsuste kasvuga ala-

* Metalli otstarbeka kasutamise tegur η_{kas} on masina (detaili) kaalu suhe metalli kaalusse, mis kulutati tema valmistamiseks, s. o. $G_{met} = \frac{G}{\eta_{kas}}$.

neb nende erikaal pidevalt. Nii on keskmise suurusega universaaltreipinkide erikaal vähenenud 680 kG/kW (1875. a.) 240 kG/kW (1949. a.). Diiselveduritel vähenes erikaal ainuüksi ajavahemikus 1950. a. kuni 1958. a. 41,6 kG/kW kuni 23,4 kG/kW.

Kaalu vähendamine ei ole eesmärk omaette. Seepärast ei vaadelda masina erikaalu eraldi, vaid tingimata seoses tootmise ja ekspluatatsiooni ökonoomsuse, materjalikulu, tööea, töökindluse ja teiste näitajatega, mis iseloomustavad antud detaili või masina kui terviku tööd; kaalu alandamine ei tohi eespool mainitud näitajaid kahjustada.

ESIMENE OSA

MASINAELEMENTIDE PROJEKTEERIMISE ÜLDISED ALUSED

1 peatükk

DETAILIDE TÖÖVÕIMELISUSE JA ARVUTAMISE KRITEERIUMID

Projekteeritav masin peab rahuldama mitmesuguseid tehniliste tingimustega kehtestatud nõudeid. Need nõuded puudutavad esmajoones masina tootlikkust, töökiirust, maksumust (algmaksumust ja ekspluatatsioonikulusid), kaalu ning soovitavat (garanteeritavat) tööiga. Mõnel juhul sõnastatakse veel täiendavad nõuded transporti võimaldavate gabariitide (näiteks raudteel on oluline, et platvormile laaditav masin ei ületaks teatavaid gabariite jne.), pöörlemise ühtluse, mürata töö, juhtimise lihtsuse ja mugavuse, välimuse jm. kohta. Seepärast esitatakse erinevatele detailidele nõuded kas tugevuse, jäikuse, tehnoloogilisuse, vibrokindluse (lubamatu intensiivsusega võnkumiste puudumine), mittedefitsiitsetest ja odavatest materjalidest valmistamise võimaluste või muude nõuete kohta.

Nimetatud nõuete hulgast võib eristada grupi, mille mitterahuldamisel pole masina normaalne töö võimalik. Niisuguseid nõudeid tuleb vaadelda kui *töövõimelisuse põhikriteeriume*. Esmajoones kuuluvad põhikriteeriumide hulka vajalik ja küllaldane tugevus (ruumiline ja pinnaline) ning jäikus. Paljudele detailidele on aga põhikriteeriumiks vibrokindlus, termiline vastupidavus jne.

Mainitud töövõimelisuse põhikriteeriumide tagamiseks tehtavad arvutused (arvutused tugevusele, jäikusele, elastseile võnkumistele jne.) moodustavad ühe osa detailide projekteerimise protsessist.

Harilikult kulgeb projekteerimine alljärgnevas järjestuses.

1. Arvutusskeemi koostamine. Skeemis lihtsustatakse maksimaalselt detaili konstruktsiooni ja liiteid teiste detailidega. Detailide mõjuvaid jõudusid vaadeldakse kas koondatuina või jaotatuina etteantud (mõnikord tingliku) seaduse järgi.

2. Detailile mõjuvate koormuste suuruse määramine.

Masinate ekspluateerimisel alluvad nende detailid kõige sagedamini vahelduvatele koormustele. Koormuste muutumise iseloom võib sõltuda kas süstemaatilistest või juhuslikest teguritest. Näiteks masinal, mis tootmisprotsessis täidab kindlaid tehnoloogilisi

funktsioone, jääb koormuse muutumise iseloom kõikidel tehnoloogilistel tsüklitel enam-vähem ühesuguseks. Teistel juhtudel (näiteks transpordimasinate korral) sõltub jõudude muutumise iseloom mitmest juhuslikust tegurist (edasiliikumist takistavad jõud, mille suuruse määravad sõidutee reljeef ja seisukord, inerts, tuule mõju jne.). Seetõttu on masina detailidele mõjuvate koormuste kindlakstegemine küllaltki keerukas ja vastutusrikas ülesanne.

Arvutuste tegemisel jaotatakse koormused *nimi- ja arvutuskoormusteks.*

Nimikoormuse all mõistetakse tinglikku püsivat koormust, mis on valitud tegelikult mõjuvate koormuste hulgast. Kõige sagedamini võetakse selleks kas maksimaalset väärtust või maksimaalset kestust omav koormus, mõnikord ka koormuse keskväärtus.

Arvutuskoormuse all mõistetakse sellist ajas püsivat koormust, millega võib asendada tegeliku vahelduva koormuse tingimusel, et vastavate töövõimelisuse kriteeriumide suhtes on arvutus- ja tegelik koormus oma mõjult ekvivalentsed.

3. Materjali valik tema füüsikaliste ja mehaaniliste omaduste alusel, arvestades seejuures ka materjali töödeldavust, hinda, kättesaadavust jm.

4. Detaili mõnede iseloomulike mõõtmete arvutamine antud juhul suurima tähtsusega töövõimelisuse kriteeriumide järgi ning saadud mõõtmete kooskõlastamine kehtivate standarditega. Need arvutused ei ole enamikul juhtudel lõplikud, sest nad põhinevad lihtsustatud skeemidel, mis ei võimalda küllaldase usaldatavusega hinnata detaili tegelikku töövõimet. Peale selle ei ole materjalide tugevusnäitajad (näit. väsimuspiir) masinaehitusele iseloomulikel koormusrežiimidel (vahelduva suurusega pinged ristlõikeis) püsivad suurused, vaid sõltuvad lisaks materjalile veel detaili absoluutmõõtmetest, kujust ning mõningatest teistest teguritest.

Järelikult saab usaldatavat arvutust läbi viia üksnes siis, kui detaili kuju, mõõtmeid ja töötingimusi iseloomustavad andmed on teada. Seetõttu võimaldavad vaadeldavad arvutused kindlaks määrata ainult detailide ja sõlmede esialgseid mõõtmeid, mis võivad lõplikeks osutuda vaid lihtsamatel juhtudel. Viimasel juhul nimetatakse neid arvutusi *projektarvutusteks.*

5. Detaili joonestamine. Esmalt kujutatakse detail sõlmjoonisel ja seejärel — detailiseerimise etapil — tööjoonisel. Viimasel esitatakse detaili põhjalik konstruktiivne kuju koos kõikide mõõtmete, tolerantside, pinnasilediusklasside, spetsiaalsete tehnoloogiliste nõuete, režiimide jne. äranäitamisega.

6. *Kontrollarvutuste* läbiviimine töövõimelisuse põhikriteeriumide järgi. Kontrollarvutustega määratakse tugevusvarud detaili arvutuslikes (ohtlikes) lõigetes ning varu deformatsioonide (läbipaine, väändenurk), kriitiliste kiiruste (p/min) jms. suhtes ja võrreldakse saadud tulemusi lubatavate varude suurustega. Juhul kui nõutav vahekord tegeliku ja lubatava varu vahel ei ole taga-

tud, tuleb konstruktsiooni muuta, seejärel teha uus kontrollarvutus jne. Taolise lähendusmeetodiga saab tagada nõutavat suhet arvutuslike ja lubatavate tugevusvarude, deformatsioonide jne. vahel.

Et projekteerimine peab andma optimaalse lahenduse, mis kõige paremini rahuldaks erinevaid, sageli ka vasturääkivaid nõudeid, tuleb tavaliselt läbi töötada mitu konstruktsioonivarianti ja neid variante vastandada ning hinnata.

Detailide tugevus

Masinate ekspluateerimisel võivad detailidele mõjuvate koormuste tagajärjel (kui tugevus pole küllaldane) tekkida lubamatult suured jäävdeformatsioonid ja purunemised.

Paljudel juhtudel on jäävdeformatsioonide teke lubamatu, sest detailide kuju ja mõõtmete muutumine võib kahjustada masina detailide normaalset koostööd, muuta sõlmes nõutavat istu detailide vahel jne.

Masinaehituses esineb purunemine murretena, veelgi sagedamini aga detailide tööpindade väljamurenemise, kulumise (mahakraapimise) jne. näol.

Murded, mis tekivad enne kindlaksmääratud tähtaega, ning progresseeruvalt arenevad tööpindade purunemised on lubamatud.

Niisiis tuleb detailide tugevust vaadelda koos ajateguriga — detailide tööeaga. Ajateguri arvessevõtu vajaduse dikteerib esmajoones asjaolu, et tootmisprotsesside pidev täiustamine, mehhaniseerimine ja automatiseerimine nõuab seadmete pidevat uuendamist, s. o. vananenud konstruktsioonide moderniseerimist ja asendamist kaasaegsematega.

On loomulik, et erisuguse otstarbega masinatel ei ole soovitav tööiga ühesugune. Nii näiteks on lennukimootorite tööiga vaid mõnisada lennutundi, kaevandusvintside arvutuslik iga võetakse 10 000 tundi, metallilõikepinkidel aga 50 000 tundi.

Teiselt poolt selleks, et ühe ja sama masina detailid erineva koormatuse tõttu ei muutuks kulumise või mõne muu pinnapurunemisnähte tagajärjel liiga vara töökõlbmatuks, on vaja osata ka neid protsesse juhtida, millega kindlustatakse vajalikud remontidevahelised tähtajad. Mõnede detailide jaoks on seepärast vaja ette anda nende soovitav tööiga. Näiteks veerelaagrite tööeaks metallilõikepinkides ja mõnedes teistes masinates võetakse 5000 tundi.

Seega *ülesanne tagada detailide vajalik ja küllaldane tugevus seisneb detailidele niisuguste mõõtmete ja kuju määramises, mis väldiksid lubamatult suurte jäävdeformatsioonide, ennetähtaegsete murrete ja pinnavigastuste teket.* Kaasajal on kõige levinumaks meetodiks detailide tugevuse hindamine koormamisel tekkivate

pingete (σ, τ) ja lubatavate (ohutute) pingete ([σ], [τ]) võrdlemise teel. Tugevustingimus väljendub järgmiselt:

$$\sigma \leqslant [\sigma] \quad \text{või} \quad \tau \leqslant [\tau], \tag{1}$$

kus $[\sigma] = \frac{\sigma_{piir}}{n}$ ja $[\tau] = \frac{\tau_{piir}}{n}$.

Nendes valemites σ_{piir} ja τ_{piir} on vastavalt normaalpiirpinge * ja nihkepiirpinge (tangentsiaalpinge), mille puhul detail puruneb. Purunemine võib toimuda kas ülemäärase plastse deformeerumise või murdumise tagajärjel; n on varutegur.

See, kas tugevustingimus (1) projekteeritavate detailide korral on rahuldatud, sõltub *mõjuvate pingete* arvutamise täpsusest ja *lubatavate pingete* määramise õigsusest.

Viimastel aastatel võib märgata tendentsi, et loobutakse tugevuse hindamisest pingete järgi ja hakatakse kasutama piirolukordade meetodit. Piirolukorra all mõistetakse taolist olukorda, kus detaili edasine normaalne ekspluatatsioon on võimatu. Vastavalt sellele meetodile võib erinevatele detailidele teha kindlaks iseloomulikud piirolukorrad, iga piirolukorra jaoks aga peab eksisteerima tingimus, mis välistab selle olukorra tekkimise. Kui näiteks piirolukorra kriteeriumiks on kandevõime, võib detaili purunematuse tingimuse sõnastada järgmiselt **: *maksimaalsed koormused, mis võivad detailile ekspluatatsiooni protsessis mõjuda, peavad olema väiksemad niisugusest minimaalsest koormusest, mille juures kaob detaili kandevõime.*

Piirolukordade järgi arvutamise meetodit kasutatakse edukalt ehituskonstruktsioonide projekteerimisel. Ta pakub suurt huvi ka masinaehitusele, kuid on seni masinaelementide arvutamisel veel vähe läbi töötatud.

Mõnedel erijuhtudel saadakse selle meetodiga samad tulemused mis pingete järgi arvutamisel.

Mahuline tugevus. Arvutus nimipingete alusel, mis määratakse tugevusõpetuse valemite järgi (need aga ei võta arvesse kõiki detaili kujuga seotud üksikasju), ei võimalda projekteeritava detaili ohtlikes lõigetes kindlaks teha tegelikku pingeolukorda.

Masinate detailide kuju on harilikult üsnagi keerukas. Ristlõike muutuste, soonte, avade, pealepressitud detailide ja muude *pingekontsentraatorite* olemasolu põhjustab nähte, mida nimetatakse *pingete kontsentratsiooniks.* See nähe seisneb kohalike pingete suurenemises ja pingeolukorra muutumises kohas, kus detaili kuju järsult muutub. Seejuures suurim kohalik pinge võib tunduvalt ületada nimipinge ning kontsentraatorist eemaldumisel väheneb kohalik pinge kiiresti ehk teisiti öeldes — neid pingeid iseloomustab kõrge gradient.

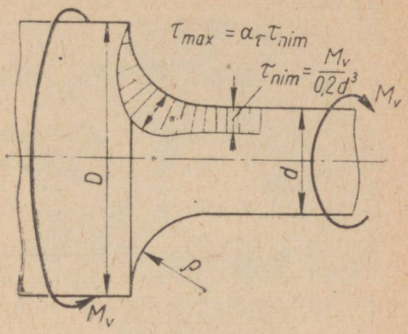
---

* Eestikeelses kirjanduses kasutatakse ka terminit «ohtlik pinge». — *Toim.*

** Белянкин Ф. П., О расчете по предельным состояниям в машиностроении, АН УССР, 1953.

Joonisel 1 on näitena toodud väändepingete jagunemine *väändemomendiga* M_v koormatud astmelise võlli ülemineku-kohas.

Joon. 1.



Maksimaalse kohaliku pinge ja nimipinge suhet nimetatakse *pingete kontsentratsiooni teguriks* (määratakse elastsete deformatsioonide piirkonnas):

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nim}}; \quad \alpha_\tau = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nim}}. \quad (2)$$

Pingete kontsentratsioonist tingitud tugevuse tegelik vähenemine ei ole teguriga α määratud. See sõltub mitte ainult pingekontsentraatori kujust, vaid ka detaili materjali omadustest, mis koormusrežiimist sõltuvalt avaldavad tugevusele erinevat mõju. Tugevuse tegelikku vähenemist hinnatakse *efektiivse pingete kontsentratsiooni teguriga k*, mis on sileda katsekeha ja pingekontsentraatoriga katsekeha väsimuspiiri * suhe ühesugusel koormusliigil, kusjuures sile ja pingekontsentraatoriga katsekeha on võrdsete absoluutmõõtmetega.

Näiteks koormusel, mis põhjustab ajas muutuvaid pingeid,

$$k_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{rk}} \quad \text{ja} \quad k_\tau = \frac{\tau_r}{\tau_{rk}}, \quad (3)$$

kus σ_r; τ_r; σ_{rk}; τ_{rk} on väsimuspiirid vastavalt siledale (σ_r, τ_r) ja niisama suurte mõõtmetega, kuid pingekontsentraatoriga katsekehale (σ_{rk}, τ_{rk}).

Sel viisil määratud efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur võtab arvesse kohalike pingete ühtlustumist, mis ilmneb seoses materjali plastsete omadustega. Mida plastsem on materjal, seda suurem on pingete kontsentratsiooni alanemine, s. o. seda suuremaks kujuneb erinevus tegelike maksimaalsete pingete ja teoreetiliselt arvutatud maksimaalsete pingete vahel ning järelikult seda suurem on ka erinevus tegurite α ja k vahel.

Erinevate materjalide erinevat tundlikkust pingete kontsentratsiooni suhtes hinnatakse *materjali pingete kontsentratsiooni tundlikkuse teguriga q*, mis on tegeliku suurima pingete juurdekasvu suhe teoreetiliselt arvutatusse:

---

* Väsimuspiir tähistatakse σ_r või τ_r, kus indeks r tähistab asümmeetriategurit. $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ või $r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$. Seega σ_{-1} on väsimuspiir sümmeetrilise ja σ_0 pulseeriva tsükli puhul. — *Toim.*

$$q_\sigma = \frac{k_\sigma \sigma_{nim} - \sigma_{nim}}{\alpha_\sigma \sigma_{nim} - \sigma_{nim}} = \frac{k_\sigma - 1}{\alpha_\sigma - 1}$$ — normaalpingetele;

$$q_\tau = \frac{k_\tau - 1}{\alpha_\tau - 1}$$ — nihkepingetele.

Kui on teada α ja q, võib leida efektiivsed pingete kontsentratsiooni tegurid järgmiste valemitega:

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1); \quad k_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1). \tag{4}$$

Kui materjal ei ole pingete kontsentratsiooni suhtes tundlik ($q_\sigma = 0$ ja $q_\tau = 0$), siis $k_\sigma = k_\tau = 1$. Pingete kontsentratsiooni suhtes täit tundlikkust ($q_\sigma = 1$ ja $q_\tau = 1$) omavatel materjalidel

$k_\sigma = \alpha_\sigma$ ja $k_\tau = \alpha_\tau$.

Tugevus staatilistel pingetel. Koormuste korral, mis kutsuvad esile staatilisi pingeid, sõltub σ_{piir} (τ_{piir}) valik tugevustingimuse (1) jaoks materjali olekust (plastne või habras).

Plastsete materjalide korral mõistetakse piirpingete all vastavaid voolavuspiire (σ_T ja τ_T).

Ebaühtlase struktuuriga habraste materjalide korral (näit. malm) tuleb piirpingeks võtta tõmbetugevus σ_B (tugevuspiir).

Staatilistel koormustel, kui detail on valmistatud plastsest materjalist, pingete kontsentratsioon tema kandevõimet ei alanda. See seletub asjaoluga, et kohalikud plastsed deformatsioonid soodustavad detaili ristlõikes pingete ümberjaotumist ning ühtlustumist. Kontsentratsiooni tsoonis tekib seejuures veel kalestumine, mis suurendab tugevust, ning efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur osutub ühest väiksemaks.

Seoses eeltooduga viiakse staatilise koormuse korral plastsest materjalist detailide arvutused läbi nimipingete alusel.

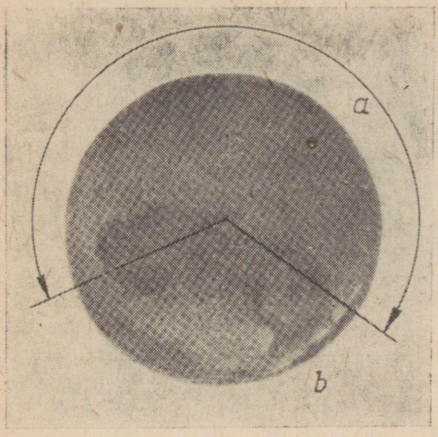
Ühtlase struktuuriga väheplastsete materjalide korral (legeeritud terased; terased, mis töötavad madalatel temperatuuridel, jne.) tuleb arvutus läbi viia suurimate kohalike pingete järgi, sest pingete kontsentratsioon avaldab sel puhul tugevusele nõrgestavat mõju.

Ebaühtlase struktuuriga habraste materjalide (malm) puhul, seoses nende vähendatud tundlikkusega pingete kontsentratsiooni suhtes, toimub arvutus nimipingete järgi.

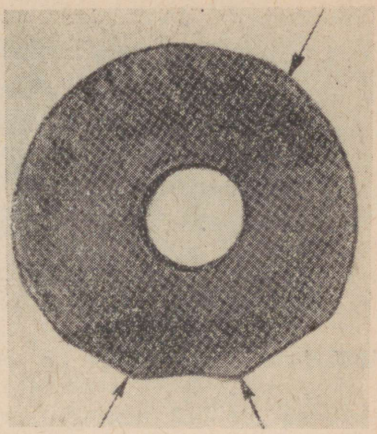
Tugevus vahelduvatel pingetel. Koormusrežiim, mis põhjustab detailide ristlõikeis ajas muutlikke pingeid, on masinaile kõige iseloomulikum.

Nii näiteks muutub hammasratta hamba jalas pingete suurus vastavalt hamba hambumisse astumise ja sealt väljumise faasile. Reverseeritavate ülekannete korral need pinged muudavad ka oma märki. Paindepinged, mis tekivad võllide ristlõikeis, muutuvad perioodiliselt nii suuruselt kui ka suunalt jne.

Taolise koormusrežiimi korral, kui pinged korduvad küllalt



Joon. 2.



Joon. 3.

palju kordi, purunevad detailid pingetel, mis on allpool tõmbetugevust ja isegi allpool voolavuspiiri. Seetõttu toimuvad isegi plastsetest materjalidest detailide väsimusmurded tavaliselt ilma väliselt märgatavate jäävdeformatsioonideta ning on seega ootamatute purunemiste iseloomuga.

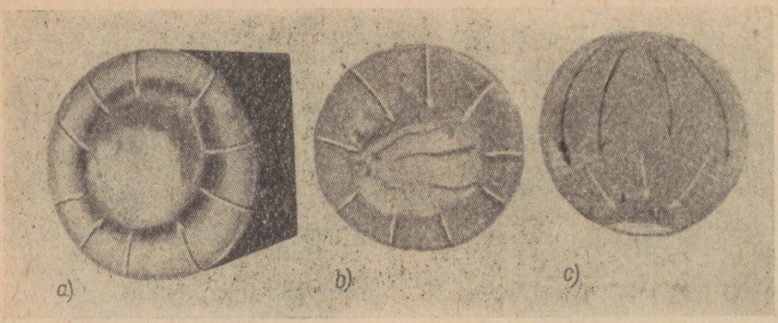
Masinate ja ehitiste detailide purunemiste statistiline analüüs näitab, et umbes 80% neist purunemistest on väsimusmurded.

Tüüpiline väsimusmurd (joon. 2) koosneb kahest tsoonist: peeneteralise, peaaegu sileda pinnaga väsimuspurunemise tsoonist (*a*) seal, kus väsimuspragu järk-järgult tungis ristlõike sisemusse, ja staatilise purunemise tsoonist (*b*), millel on suureteraline struktuur ning mida mööda toimus lõplik purunemine (habras).

Väsimuspurunemine võib üheaegselt alata mitmest koldest. Kolme purunemiskoldega telje murre on toodud joonisel 3. Neist kaks kollet on ühinenud juba enne staatilise murde teket. Väsimusmurde tsoonide ilme sõltub koormustsüklite arvust, mille vältel pragu areneb, sest tsüklilisel koormusel toimub murdepindade omavaheline muljumine ning kulumine koos kalestumisega.

Väikese tsüklilise ülekoormuse korral areneb väsimusmurre aeglaselt. Seejuures kuni lõpliku, hapra murdeni peab detail vastu suure arvu koormustsükleid ning prao pindade vastastikuse muljumise ja kulumise efekt on suur. Väliselt näevad need pinnad välja läikima lihvituina, tsoonid on hästi eristatavad. Nimetatud juhul tungib pragu sügavale, mistõttu staatilise purunemise tsoon on suhteliselt väike.

Väsimusmurde tsooni pinnal on sel puhul sageli märgata



Joon. 4.

prao järkjärgulise arenemise jälgi iseloomulike kaarjate joonte — astmete näol. Nende jälgede teke on seotud pragude valikliku arenemisega: nad ilmuvad seoses detaili üksikute mikromahtude muutliku tegevusega, mis põhjustab prao arengus seisakuid ja suuna muutusi. Astmete tekke põhjustajaiks võivad saada ka detaili tööprotsessis asetleidvad koormuse muutused ning masina sagedased seisakud.

Murdepinna kalestumise jaotuse uurimine näitas, et kõige intensiivsem kalestumine tekib seal, kus kontakteerumiste arv on kõige suurem, s. o. pragude kolde tsoonis.

Tsüklilise ülekoormuse suurenemisel tsoonide omavaheline erinevus väheneb, sest pingetsüklite arv lõpliku purunemiseni on seda väiksem, mida suurem on pinge. Seejuures väsimusprao tsooni pind väheneb, staatilise murde tsooni pind aga suureneb.

Et väsimusprao sügavuti tungimisel kasvavad prao põhjas kohalikud pinged, mis omakorda põhjustavad ka plastsete deformatsioonide kasvu, siis tekib suurim kalestumine tsoonide üleminekukohas.

Prao kiire arenemise korral on sel efektil märgatavalt suurem tähtsus kui pindade vastastikusel muljumisel ja kulutamisel.

Seega osutub kalestumise intensiivsuse jagunemine varem vaadeldule vastupidiseks.

Staatilise murde tsooni mõõtmed ja kuju sõltuvad koormamistingimustest, nimipingete suurusest, mille juures purunemine toimus, ja pingete kontsentratsiooni teguri suurusest.

Väsimusmurrete põhilised skeemid on esitatud tabelis 1. Mõned näited neid skeeme illustreerivatest murretest on toodud joonisel 4.

Joonisel 4, *a* on esitatud foto telje murdest (sümmeetriline paine pöörlemisel), mis toimus suurtel nimipingetel ja suure pingete kontsentratsiooni teguri juures. Väiksemate nimipingete ja

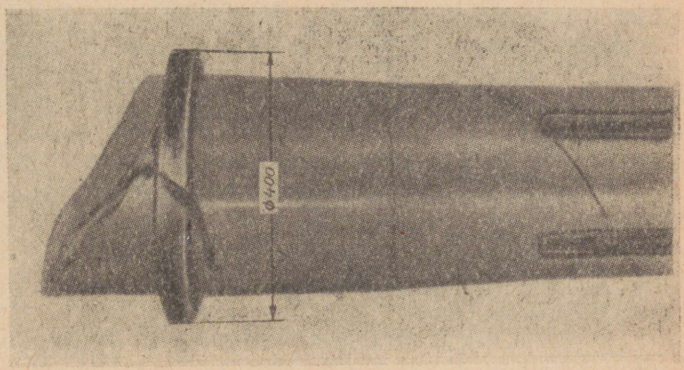
suure pingete kontsentratsiooni teguri korral on staatilise murde tsoon tsentrist nihutatud ellipsi kujuline (joon. 4, *b*). Pingete kontsentratsiooni teguri vähendamine mõõdukatel nimipingetel toob kaasa joonisel 4, *c* kujutatud murdepildi (samuti sümmeetriline paine pöörlemisel).

Tsüklilisel väändel võivad väsimuspurunemised suhteliselt väikese ülekoormuse korral toimuda suurimate normaalpingete mõjumise pindades (45° nurga all väändetelje suhtes) (joon. 5), suure ülekoormuse korral aga pinnas, mis on risti teljega (joon. 6, *a*) või läbib telge (joon. 6, *b*), kus mõjuvad maksimaalsed nihkepinged. Prao arenemise suuna määrab sageli töötlemisjälgede või mõnede muude kontsentraatorite olemasolu ja nende paiknemine pinnal (rööbiti või risti teljega jne.).

Eeltoodud näited viitavad sellele, et murdepinna struktuur lubab sageli kindlaks teha murdumise põhjusi.

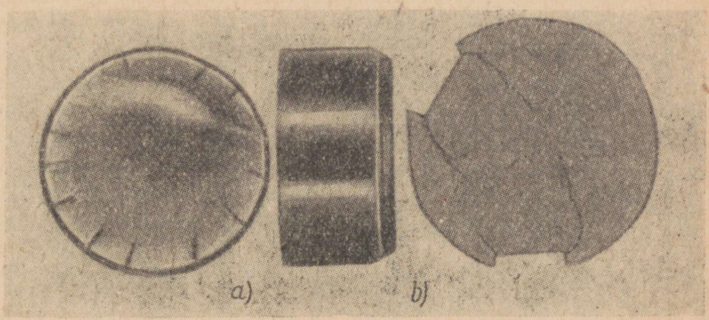
Murrete analüüs võimaldab leida tingimusi taoliste purunemiste vältimiseks [6, 7, 13].

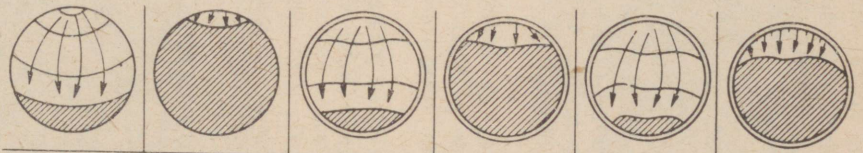
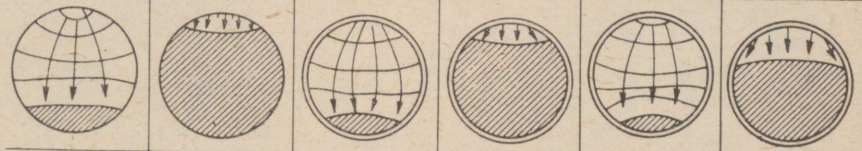
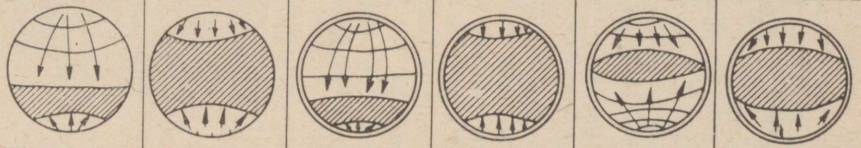
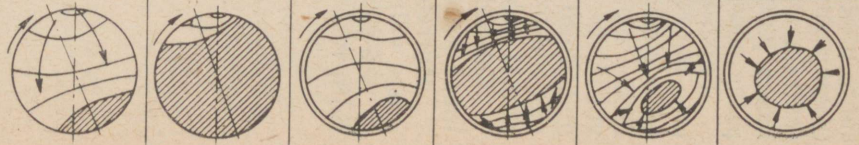
Väsimuskõverad ja piirpingete diagrammid. Sõltuvusi pingetsüklite arvu N, mille järel detail puruneb, ja

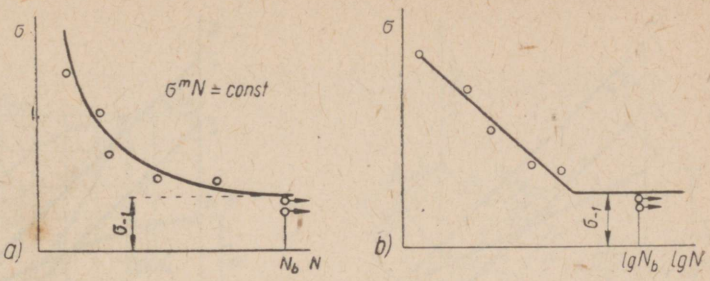


Joon. 5.

Joon. 6.



Koormusliik	Nõrk kohalik kontsentraator		Nõrk ringkontsentraator		Tugev ringkontsentraator	
	Mõõdukal tsüklilisel koormusel	Tunduval tsüklilisel koormusel	Mõõdukal tsüklilisel koormusel	Tunduval tsüklilisel koormusel	Mõõdukal tsüklilisel koormusel	Tunduval tsüklilisel koormusel
Tsükliline tõmme-surve						
Tsükliline ühepoolne paine						
Tsükliline kahepoolne paine						
Sümmeetriline paine pöörlemisel						



Joon. 7. *a)* *b)*

neid purunemisi esilekutsuvate pingete vahel tehakse kindlaks katseliselt saadavate *väsimuskõveratega*, mis ehitatakse koordinaadistikus σ, N (joon. 7, *a*) või σ, $\lg N$ (joon. 7, *b*).

Väsimuskõver võimaldab määrata maksimaalset pinget — *väsimuspiiri*, mille mõjudes katsekeha (detail) ei purune väga suure (tinglikult etteantud) pingetsüklite arvu N juures. Mustade metallide korral on enamasti küllaldane, kui väsimuspiiri määramisel tsüklite arv $N_b = 5 \cdot 10^6$, mõnikord tuleb kasutada $N_b = 10^7$ ja rohkem. Suurust N_b nimetatakse *tsüklite baasarvuks*. Seejuures eeldatakse, et kui katsetamise käigus katsekeha ei purune tsüklite baasarvu saabumiseni, siis ei purune ta ka edaspidisel katsetamisel.

Kui detaili nõutav iga on piiratud tsüklite baasarvust väiksema tsüklite arvuga (N_1, N_2 jne.), siis tuleb arvutuste juures kasutada *piiratud väsimuspiiri*. Viimane kujutab endast suurimat pinget, mida katsekeha talub vastava pingetsüklite arvu N_1, N_2 jne. vältel ($\sigma_{-1\,N_1}$; $\sigma_{-1\,N_2}$ jne.). Kui $N_1 > N_2$, siis $\sigma_{-1\,N_2} > \sigma_{-1\,N_1}$ jne. Väsimuspiir sõltub nii pingete ajas muutumise iseloomust — tsükli asümmeetrilisuse astmest — kui ka pingeolukorrast.

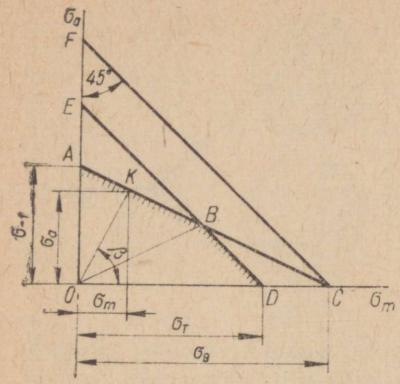
Tsükli asümmeetrilisuse mõju tehakse kindlaks piirpingete diagrammilt, mis ehitatakse koordinaadistikus $\sigma_m(\tau_m)$ ja $\sigma_a(\tau_a)$ või $\sigma_m(\tau_m)$, $\sigma_{max}(\tau_{max})$ ja $\sigma_{min}(\tau_{min})$, kus $\sigma_m(\tau_m)$ on tsükli keskmine normaalpinge (nihkepinge); $\sigma_a(\tau_a)$ — tsükli amplituud.

Joonisel 8 on toodud lihtsustatud diagramm, mis on ehitatud kahe staatilise näitarvu σ_T ja σ_B ning väsimuspiiri σ_{-1} põhjal.

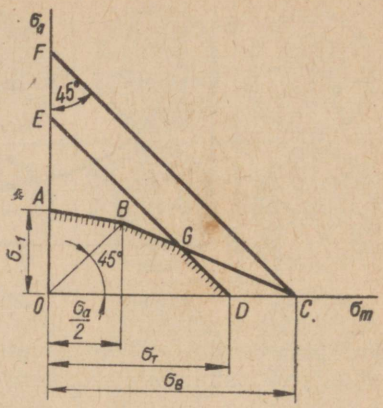
Sageli kasutatakse arvutuste juures S. V. Serenseni ja R. S. Kinasošvili poolt pakutud meetodil ehitatud diagrammi (joon. 9). See annab täpsema väsimuspiiri väärtuse piirkonnas, kus tsükli asümmeetriategur $r = -1 \ldots 0$. Diagrammi ehitamiseks on vaja teada σ_{-1}, σ_0, σ_T ja σ_B väärtusi.

Joonisel 10 on koordinaadistikus σ_m, σ_{max} ja σ_{min} esitatud näitena konstruktsiooniterasele tüüpiline piirpingete diagramm tõmbel-survel.

Piirpingete diagramme vahelduva puhta nihke jaoks ehitatakse samal viisil. Lähtesuurustena kasutatakse τ_{-1}, τ_T, τ_B jne.



Joon. 8.



Joon. 9.

Terastele võib väsimuspiiride σ_{-1} ja σ_0 ligikaudseid väärtusi määrata empiiriliste valemitega, mis seovad metallide väsimus- ja staatilisi tugevusnäitajaid *:

Deformatsiooni liik	Sümmeetriline tsükkel	Pulseeruv tsükkel
Paine	$\sigma_{-1p} = 0{,}43\sigma_B$	$\sigma_{0p} = 0{,}60\sigma_B \leqslant \sigma_T^p$
Tõmme — surve	$\sigma_{-1t} = 0{,}36\sigma_B$	$\sigma_{0t} = 0{,}50\sigma_B \leqslant \sigma_T$
Vääne	$\tau_{-1v} = 0{,}22\sigma_B$	$\tau_0 = 0{,}3\sigma_B \leqslant \tau_T$
Märkus. Malmile, ligikaudu	$\sigma_{-1p} = 0{,}45\sigma_{Bp}$	

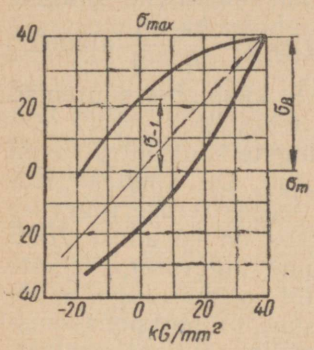
Materjalide tugevusnäitajad vahelduvate pingete olukorras saadakse enamasti standardsete, väikese läbimõõduga katsekehade katsetamisel. Seepärast vajavad niimoodi saadud väsimuspiiride väärtused detailide tugevuse hindamisel korrigeerimist, kuna tugevust mõjutavad peamiselt järgmised tegurid: detaili kuju ja absoluutmõõtmed; pinna olukord ja pindkihi omadused; muutused koormusrežiimis.

Kõige täpsema ettekujutuse detailide tegelikust tugevusest saab, kui katsetada detaile masinates, mis täielikult reprodutseerivad detailile ekspluatatsioonis mõjuvaid koormustingimusi (pingeolukorda, režiime jne.).

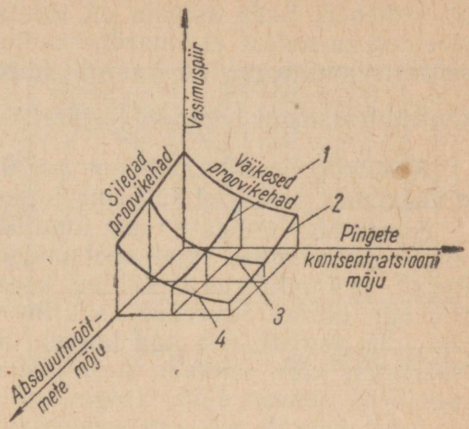
Detailide konstruktiivse kuju mõju nende väsimustugevusele. Konstruktiivne kuju avaldab detailide väsimustugevusele olulist mõju.

Kõrvutades tugevuskatsete tulemusi, mis on saadud detailide

* Расчеты крановых механизмов и деталей подъемно-транспортных машин. Машгиз, 1957.



Joon. 10.



Joon. 11.

ja neist väljalõigatud väikese läbimõõduga katsekehade katsetamisel, selgub, et metalli tugevust kasutatakse konstruktsioonides vaid vähesel määral ning et enamiku detailide tugevuse märgatav langus on tingitud kuju ja absoluutmõõtmete mõjust. Näiteks võrdub detaili ja katsekeha väsimuspiiride suhe väntvõllide korral ligikaudu 0,3 ... 0,4, raudteevagunite telgede korral — ligikaudu 0,37, poltidel — umbes 0,13 jne.

Detailide kuju ja absoluutmõõtmete mõju väsimustugevusele näitab joonisel 11 toodud skeem. Kõverad *1* ja *2* on ehitatud katsekehadele (detailidele), mis alluvad vastavalt mõõdukale ja suurele pingete kontsentratsioonile, kõverad *3* ja *4* aga vastavalt keskmiste ja suurte mõõtmetega katsekehadele (detailidele).

Kuju mõju võetakse arvesse valemi (*3*) järgi arvutatud efektiivse pingete kontsentratsiooni teguriga.

Erinevalt plastsete materjalide käitumisest staatilisel koormamisel ei avaldu vahelduva koormuse korral pingete ühtlustumine täiel määral, sest plastsete deformatsioonide poolt haaratud tsoon on piiratud. Väsimusmurded ei toimu seetõttu mitte ristlõike ulatuses ühtlustunud pingetel, vaid pinge tippväärtustel üksikutes terades. Pingete kontsentratsiooni võetakse vahelduval koormusel seepärast arvesse ka plastsete materjalide korral.

Materjali pingete kontsentratsiooni tundlikkuse teguri q (s. o. teguri, mis iseloomustab materjali omadust alandada pinge tippväärtusi tsükliliste pingete piirväärtustel) kasutusele võtmisel eeldati, et tegur q on antud materjali konstant ega sõltu kontsentraatori kujust ja mõõtmetest. Hiljem tõestati, et q sõltub ka kontsentraatori tüübist ja järelikult ei ole materjali konstant. Nii näiteks kontsentraatori (ringkanali) tipus oleva ümardusraadiuse vähendamisel materjali tundlikkus pingete kontsentratsiooni suh-

tes väheneb. Seda asjaolu on tõestatud paljude katsetega. Sama järeldub ka sellest, et ümardusraadiuse vähendamisel pingete kontsentratsiooni tegur α_σ kasvab kiiremini kui efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur k_σ ja järelikult suurus $q = \frac{k_\sigma - 1}{\alpha_\sigma - 1}$ alaneb.*

Konstruktsiooniterastel on $q = 0{,}6 \ldots 0{,}8$, kusjuures suuremad q väärtused vastavad suurema tugevusega terastele.

Suure tugevusega teraste tundlikkust pingete kontsentratsiooni suhtes on viimasel ajal spetsiaalselt uuritud. On kindlaks tehtud **, et tundlikkus tsüklilisel koormusel seoses terase tugevuse kasvuga esmalt suureneb (suurim tundlikkus on kõvaduse *HRC* 30 ... 35 juures), siis aga langeb. Seda suure tugevusega teraste iseärasust võib seletada neis jääkausteniidi olemasoluga, mille tagajärjel suurus σ_B/σ_p (tugevuspiiri σ_B suhe proportsionaalsuspiiri σ_p) kasvab, see aga soodustab suurema metalli mahu plastsetest deformatsioonidest kaasahaaramist kontsentraatori tipus ***.

Malmidel võetakse k_σ lähedaseks ühega.

Teguri k_σ suurus sõltub ka detaili ristlõike absoluutmõõtmetest. Kui säilitada detailide geomeetriline sarnasus, kuid suurendada nende mõõtmeid, kasvab k_σ väärtus, lähenedes α_σ väärtusele.

Ühesuguste kontsentraatorite korral on k_τ väärtus tsüklilisel väändel väiksem kui k_σ paindel või tõmbel-survel. Nendevahelise ligikaudse seose võib avaldada valemiga

$$k_\tau = 1 + 0{,}6(k_\sigma - 1).$$

Katseandmete põhjal ei loeta efektiivset pingete kontsentratsiooni tegurit sõltuvaks tsükli asümmeetrilisusest ja tema mõju väsimusmurrete korral kajastub vaid tsükli amplituudis.

---

* Uurimused sel alal, mida viimastel aastatel teostas I. A. Oding, võimaldasid kasutusele võtta uue teguri, mis iseloomustab metalli tundlikkust pingete kontsentratsiooni suhtes tsüklilistel koormustel — «metalli tsüklilise tundlikkuse tegur kontsentratsiooni suhtes»

$$\nu = E \frac{\Delta_{-1t}}{\sigma_{-1t}},$$

kus Δ_{-1t} on plastse hüstereesisilmuse laius sileda katsekeha väsimuspiiri σ_{-1t} juures.

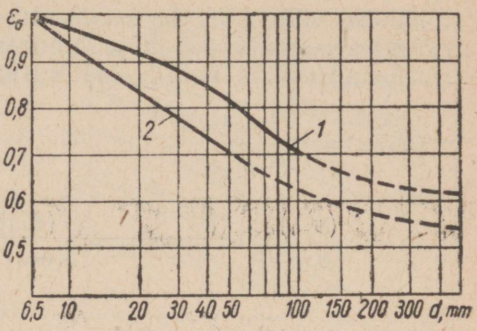
Katsed näitasid, et mitmesugustest terasemarkidest ja malmist valmistatud ringkanaliga kontsentraatoritega ümarate katsekehade korral, milles $\alpha = 1{,}8 \ldots 3{,}4$, jäi suurus ν antud materjalil praktiliselt muutumatuks ega sõltunud kontsentraatori kujust.

** Одинг И. А., Усталость металлов, «Заводская лаборатория», № 3, 1957 (1956. a. Londonis toimunud rahvusvahelise väsimusalase konverentsi materjalide põhjal).

*** Марковец М. П., О чувствительности высокопрочных сталей к надрезу, сб. «Усталость металлов», АН СССР, 1960.

Kui arvutatavas ristlõikes toimib mitu kontsentraatorit (näiteks aste, liistusoon ja pressliide), siis suurima pinge määramisel piirdutakse sageli suurimat kontsentratsiooni põhjustava teguri $k_\sigma(k_\tau)$ arvessevõtmisega.

Joon. 12.



Ristlõike absoluutmõõtmete mõju väsimuspiirile võetakse arvesse *absoluutmõõtmete mõju teguriga (mastaabi teguriga)* ε, mis võrdub detaili (läbimõõduga d) ja tema sarnase väikese läbimõõduga ($d_0 = 6 \ldots 10$ mm) katsekeha väsimuspiiride suhtega.

Seega

$$\varepsilon_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}} \quad \text{ja} \quad \varepsilon_\tau = \frac{(\tau_{-1})_d}{(\tau_{-1})_{d_0}}; \tag{5}$$

pingekontsentraatori olemasolul

$$\varepsilon_{\sigma_k} = \frac{(\sigma_{-1k})_d}{(\sigma_{-1k})_{d_0}} \quad \text{ja} \quad \varepsilon_{\tau_k} = \frac{(\tau_{-1k})_d}{(\tau_{-1k})_{d_0}}. \tag{5a}$$

Tugevusarvutustel seostatakse absoluutmõõtme mõju tegur tsükli amplituudiga.

Joonisel 12 on toodud kõverad ristlõike absoluutmõõtmete mõju teguri (ε_σ) määramiseks süsinikterasest (kõver *1*) ja legeeritud terasest (kõver *2*) detailidele.

Väsimuspiiri langus detaili ristlõike absoluutmõõtmete suurenemisel seletub mitme põhjusega.

Detaili ristlõike mõõtmete suurenemisega kasvab väsimusprao varasema tekke tõenäosus seoses terade erinevate mehaaniliste omaduste ja pingete jaotuse ebaühtlusega, aga samuti mitmesugust tüüpi sisedefektide (pooride, mikropragude, lisandite) olemasolu võimalikkusega.

Katsekehade ja detailide valmistamise tehnoloogia avaldab olulist mõju väsimustugevusele, sest mehaanilisel töötlemisel pindkihi omadused muutuvad. Enamikul juhtudel avaldab pindkihi tugevus (põhjustel, mida selgitatakse lk. 26) otsustavat mõju detaili väsimustugevusele.

On loomulik, et neil juhtudel, kui töötlemistehnoloogia toob kaasa pinda tugevdava efekti, avaldub see tugevamini väikese läbimõõduga detailidel, sest kalestunud kihi sügavus on neil suhteliselt suurem.

Katsekeha pikkuse mõju väsimustugevusele on veel vähe uuritud.

Niisiis võib pingete kontsentratsiooni ja ristlõike absoluutmõõtmete summaarset mõju hinnata sileda, väikese läbimõõduga katsekeha (d_0) ja detaili (d) väsimuspiiride suhtega:

$$(k_\sigma)_D = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(\sigma_{-1k})_d} \tag{6}$$

Et

$$k_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1k})_d} \quad \text{ja} \quad \varepsilon_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}},$$

siis

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(\sigma_{-1k})_d} \tag{6a}$$

ja järelikult

$$(k_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}. \tag{7}$$

Teades katsekeha (d_0) väsimuspiiri, efektiivseid pingete kontsentratsiooni tegureid ja ristlõike absoluutmõõtmete mõju tegureid, võib määrata detaili (läbimõõt d) väsimuspiiri. Valemite (6) ja (6a) põhjal

$$(\sigma_{-1k})_d = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(k_\sigma)_D} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{k_\sigma}\varepsilon_\sigma. \tag{8}$$

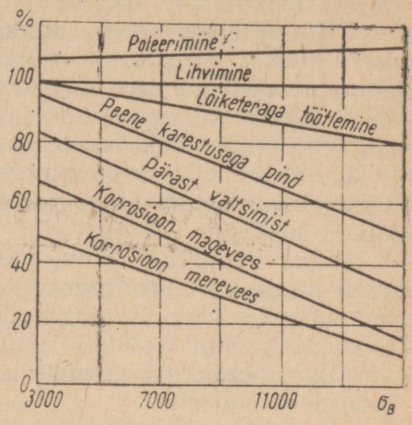
Nihkepingetele saadakse valemid normaalpingete valemiga analoogiliselt, asendades neis σ tähega τ.

Detailide pinna olukorra ja pindkihi omaduste mõju nende väsimustugevusele. Pindkihi mõju on tingitud sellest, et enamikul juhtudel tekivad esmased väsimuspraod pinnal. Seda soodustavad: 1) pinnal olevad pingekontsentraatorid, kui mitte konstruktiivsed, siis igal juhul sellised, mis tekivad töötlemisprotsessis (näit. mikroebatasasused), ekspluatatsioonis või muudel põhjustel; 2) pindkihi spetsiifilised omadused, sest ta on äärmine ja sisaldab purustatud, järelikult nõrgestatud (tugevuse mõttes) kristalseid teri; 3) väliskeskkonna mõju; 4) pindkihtide suurem pingestatus koormuse põhiliikide (paine, vääne) korral.

Metallide lõikamine, mille tulemusena detailidele antakse nõutav kuju, avaldab pinna olukorrale olulist mõju. See mõju on esmajoones seotud pinnal mikroreljeefi kujunemisega, plastsete deformatsioonide (pindkihi kalestumise) tekkega ja pindkihi kuumenemisega.

Pinnale jäänud mehaanilise töötluse jäljed toimivad pingekontsentraatoreina ja alandavad detaili tugevust.

Joon. 13.



Tegurid, mis iseloomustavad pindkihi plastse deformatsiooni protsesse (kalestusaste, kalestunud kihi paksus, jääkpingete suurus) ja tema kuumenemist (kihi pehmenemisaste, vananemisaste, jääkpingete suurus), avaldavad detailide tugevusele erisugust mõju. Kalestus ja jääksurvepinged soodustavad väsimustugevuse kasvu, jääktõmbepinged aga alandavad seda.

Joonisel 13 on näidatud töötlemismeetodite ja pindkihi korrosiooni mõju väsimustugevusele. Kui võtta lihvitud katsekeha väsimuspiiriks 100%, tõstab poleerimine tema väsimuspiiri veelgi, teised töötlemismeetodid aga alandavad väsimuspiiri seda enam, mida suurem on materjali tõmbetugevus σ_B.

Olulist mõju väsimustugevusele avaldab mitte ainult töötlemismeetod, vaid ka lõikerežiim. Nii näiteks on laialdaselt kasutatavad metallide kiirlõikemeetodid kasulikud mitte ainult valmistamisprotsessi kiirendamise ning järelikult tootlikkuse suurendamise mõttes, vaid lisaks sellele soodustavad detailide väsimustugevuse kasvu.

Suurendatud ettenihkega, nn. jõulõikamine vähendab veidi detailide väsimustugevust, sest taolistel lõikerežiimidel tekivad pindkihis rebendid ja mikropraod.

Sellega seoses on vaja eriti alla kriipsutada konstruktori ja tehnoloogi tiheda koostöö vajadust. Konstruktor peab teadma, milliste meetodite ning režiimidega tema poolt projekteeritavaid detaile tulevikus töödeldakse, ja sellest sõltuvalt määrama väsimuspiirid. Tehnoloog on kohustatud määrama niisugused töötlemismeetodid ja -režiimid, mis ühelt poolt soodustavad tootmisprotsessi kiirendamist, kuid samaaegselt tagavad arvutustes ettenähtud optimaalsed tugevusnäitajad.

Detailide pindkihtide füüsikalise seisukorra parandamiseks kasutatakse masinaehituses spetsiaalseid töötlemismeetodeid, mida ühendab nimetus *tugevdav tehnoloogia.*

Tugevnemist, mis on seotud pindkihi tugevuse suurenemise ja temas tekkivate jääksurvepingetega, võib saavutada: a) mehaanilise töötlemisega (haaveldamine, rullide või kuulidega ülerullimine, võllide ja telgede siirdmike löökinstrumendiga «ületagumine», hüdropoleerimine jne.); b) termilise ja termokeemilise töötlemisega (pindkarastamine, tsementeerimine, nitreerimine jne.).

Haaveldamise tagajärjel tekib õhuke tugevdatud kiht (paksus

0,2 ... 0,8 mm), mis osutub kõige efektiivsemaks tehnoloogiliste ja konstruktiivsete pingekontsentraatorite olemasolul.

Põhimõtteliselt samasugune tugevnemine saadakse ka pinna *ülerullimisel karastatud rullidega.* Erinevalt haaveldamisest, mil pinnale tekib kõrvuti asetsevate muljumisjälgede võrk, saavutatakse ülerullimisega puhas ja tasane pind ning suur kalestumissügavus — 2 mm ja enam.

Läbiavade ja ringkanaliga katsekehade ülerullimisel tõuseb nende väsimuspiir 60%, pressliidete korral tõuseb tugevus ligikaudu 40% jne.

Pinna kvaliteedi mõju, mis sõltub mehaanilisest töötlemisest, kaob järgneva ülerullimisega täielikult: lihvitud ja jämedalt treitud katsekehadel on pärast ülerullimist praktiliselt võrdne väsimuspiir.

Märgatavat tugevnemist saavutatakse ka korrodeeruvate detailide ülerullimisel.

Haaveldamise ja ülerullimise positiivne mõju avaldub ainult siis, kui need protsessid on õigesti läbi viidud. Liiga intensiivne kalestumine kutsub esile väsimuspiiri languse seoses suurest survest põhjustatud mikropragude tekkega pindkihis.

Hüdropoleerimine (detailide tööpindade töötlemine suure surve all oleva vedelikujoaga) võimaldab tekitada kuni 1,5 mm paksuse kalestunud kihi; ühtlasi paraneb pinna mikrogeomeetria. Detailide väsimustugevus kasvab seejuures 25% võrra.

Pindkarastamine kõrgsagedusvooludega kuumutamisel tagab materjali tundlikkuse märgatava alanemise pingete kontsentratsiooni suhtes. Sõltuvalt terase margist suureneb siledate katsekehade väsimuspiir võrreldes algoleku väsimuspiiriga 40 ... 100%. Kasutada tuleb detaili kogu tööpinna ulatuses, sest tugevdatud osa üleminekukoht mittetugevdatule kujuneb nõrgestatuks.

Tsementeerimine sellele järgneva karastamisega toob kaasa detailide väsimustugevuse märgatava kasvu (1,5 ... 2 korda). Tsementeeritud katsekehade juures täheldatakse väsimusprao teket peamiselt karastatud kihi ja südamiku piiril. Intensiivse pingete kontsentratsiooni korral võib purunemine saada alguse ka pinnalt.

Nitreerimine avaldab tugevdavat efekti siledate katsekehade katsetamisel (kuni 30%), pinge kontsentratsiooni olemasolul (kuni 60%) ja neil juhtudel, kui detailid töötavad korrodeerivas keskkonnas. Nitreeritud esemete puhul ei avalda eelneva töötlemisega kujunenud mikrogeomeetria väsimustugevusele mõju.

Tsüaanimine soodustab samuti niisuguste detailide väsimustugevuse tõusu, mis nõuavad pinna tugevdamist väikese sügavuse ulatuses (eriti hammasrataste, võllikute jt. korral). Tugevdatud kihi paksuse suurenemisel väsimuspiir algul suureneb kuni teatava väärtuseni, seejärel aga stabiliseerub.

Väsimustugevuse kasvuga, mida saavutatakse mõnede tugevdusmeetodite kasutamisega (nitreerimine, tsementeerimine jt.),

kaasneb materjali teiste omaduste muutumine, näiteks löögitugevuse langus. Seepärast peab tugevdusmeetodi valikul võtma kompleksselt arvesse materjali mehaanikaliste omaduste muutusi, mida see meetod kaasa toob.

Suuri perspektiive pakub kombineeritud tugevdusmeetodite kasutamine, kus on ühendatud termilise või termokeemilise töötlemise ja sellele järgneva kalestamise positiivsed mõjud.

Arvutustes tuleb detailide pindkihtide olukorda arvesse võtta pinnaolukorra teguriga, s. o. projekteeritava detailiga ühesuguse pinnaga katsekehade väsimuspiiri suhe samamõõtmeliste lihvitud pinnaga katsekehade väsimuspiiri.

Praegu puuduvad andmed nende tegurite väärtuste kohta. Nende asemel on käsiraamatutes toodud pinna kvaliteedi mõju (pinna puhtust sõltuvalt mehaanilise töötluse viisist) arvestava teguri k_σ^n ja tugevdumist (vastava tehnoloogia kasutamise tagajärjel) arvestava teguri β väärtused.

Tegurit k_σ^n, mis on ette nähtud pinnatöötlusega katsekeha ja lihvitud pinnaga katsekeha väsimuspiiride suhe, võib vaadelda kui pinna mikrogeomeetriast sõltuvat pingete kontsentratsiooni tegurit. Andmeid k_σ^n valikuks sõltuvalt materjali tugevuspiirist tuuakse käsiraamatutes [1]. Teguri k_σ^n sisseviimisel arvutusvalemeisse tuleb silmas pidada lk. 25 esitatud kaalutlusi juhtudeks, mil ohtlikus lõikes mõjub mitu pingekontsentraatorit.

Kui detail allub pindtugevdamisele, ei pruugi sellele eelneva mehaanilise töötluse mõju arvestada, s. o. võib võtta $k_\sigma^n = 1$.

Pinna tugevdumistegur β on tugevdatud pinnaga katsekeha (detaili) ja samasuguste mõõtmete ning kujuga tugevdamata katsekeha (detaili) väsimuspiiride suhe.

Nii nagu tegurid k_σ ja ε_σ, kuulub ka tegur β ainult tsükli amplituudi juurde.

Andmed teguri β valikuks sõltuvalt tugevdusmeetoditest ja materjali tugevusest on toodud raamatus [1].

Mõnikord hinnatakse valemi (7) alusel pingete kontsentratsiooni, absoluutmõõtmete ja pinna olukorra koosmõju teguriga

$$(k_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}. \qquad (7')$$

Väliskeskkonna mõju detailide väsimustugevusele. Väliskeskkond, milles detail töötab, avaldab väsimustugevusele tunduvat mõju. Keskkonna mõju vahelduvatel koormustel ilmneb metallide adsorbtsioon- ja korrosioonväsimusena.

Adsorbtsioonväsimus on detailide tugevuse alanemine pindaktiivsetes (metallide suhtes keemiliselt neutraalsetes) keskkondades. Sellesse keskkondade gruppi kuuluvad masinate määrimiseks kasutatavad tavalised (aktiveerimata) õlid põhjustavad väsimustugevuse languse 15 ... 20% võrra.

Nende keskkondade mõju on seotud nähetega, mis toimuvad kahe faasi — metalli ja pindaktiivse keskkonna piiril. Pindaktiivse aine molekulid, adsorbeerudes metalli pinnale, nõrgestavad pindkihis aatomitevahelisi sidemeid, mis kergendab temas submikroskoopiliste pragude teket väliste tõmbepingete tagajärjel. Neisse pragudesse tungivate pindaktiivsete molekulide tagajärjel tekib adsorbtsioon-kiildumisefekt (Rehbinderi efekt), mis aitab kaasa väsimusprotsesside arenemisele.

Väsimuskõver, mis saadakse adsorbtsioonväsimusele katsetamisel, on oma iseloomult tavalise väsimuskõveraga analoogiline.

Ohtlikum on *korrosioonväsimus*, mille puhul detailide väsimustugevus alaneb korrodeeruvas (metalli keemiliselt mõjutavas) keskkonnas. Paljud vastutusrikkad detailid ja konstruktsioonid aga töötavad just taolistes keskkondades. Praktikast on teada laeva peavõllide, turbiinilabade, diiselmootorite kolvivarte ja teiste detailide enneaegsed purunemised korrosioonväsimuse tagajärjel.

Väsimustugevuse vähenemine on neis keskkondades tunduv. Nii näiteks alaneb harilike konstruktsiooniteraste väsimuspiir (tsüklite baasarvul 10^7) magedas vees 2 korda ja merevees 4 korda (võrreldes väsimuspiiriga, mis saadakse katsetel õhus).

Väsimuskõveral, mis saadakse korrosioonväsimusele katsetamisel, on iseloomulik kuju: tsüklite arvu suurenemisel kõver pidevalt langeb; järelikult on nende protsesside korral võimalik määrata ainult piiratud väsimuspiiri.

Suunatud kalestamine (valmistoote plastne deformeerimine koormusega, mille suund langeb kokku koormusega ekspluatatsioonil), pinna ülerullimine, haaveldamine, pindkarastus, nitreerimine ja teised tugevdamismoodused, mis tekitavad pindkihtidesse jääksurvepingeid, soodustavad vaadeldud protsesside mõjutustele alluvate detailide väsimustugevuse kasvu.

K o o r m u s r e ž i i m i d e m õ j u. Harilikel katsemasinatel katsetatavate standardsete katsekehade koormusrežiim (katsed väsimuskõverate ehitamiseks) ei ole detailide ekspluatatsioonitingimustele iseloomulik. Iga eksperimentaalselt saadav kõvera punkt iseloomustab katsekeha tugevust pideval koormamisel suuruselt püsiva koormusega.

Pingete muutumise sinusoidaalne iseloom, mis tekib katsekeha ristlõikeis, on tingitud tema paindest pöörlemisel pöörete arvuga $n = const$. Reaalsetes tingimustes on nii koormus kui ka pöörete arv enamasti muutlikud suurused ja tööprotsess katkendlik. Sellist töörežiimi nimetatakse *mittepermanentseks*.

Transpordimasinate (autode, tõste- ja transpordimasinate jt.), sisepõlemismootorite, põllutöömasinate, metallilõikepinkide ja paljude teiste masinate detailid töötavad mittepermanentsel koormusrežiimil.

Koormusrežiimi iseloomustavad: a) üle- ja alakoormuste olemasolu; b) pingete muutuse sagedus; c) vaheajad koormamises.

Ettekujutus nende tegurite mõjust on kaasajal üldjoontes järgmine.

Ülekoormuse all mõistetakse detaili koormust, mis kutsub teatava arvu tsüklite vältel esile väsimuspiiri ületavad vahelduvad pinged; *alakoormus* — väsimuspiirist väiksemaid vahelduvaid pingeid esilekutsuv koormus.

Tunduvad ülekoormused alandavad katsetatava materjali väsimustugevust, mida võib seletada mikropragude tekkega suurtel pingetel ning nende kiire arenemisega.

Tühistel ülekoormustel — väikestel ülepingetel, mis mõjuvad väikese arvu tsüklite vältel, väsimuspiir ei lange; mõnikord täheldatakse isegi teatavat väsimuspiiri kasvu.

Teatavais piirides alakoormused soodustavad väsimuspiiri märgatavat suurenemist (kuni 30%). See nähe — materjali *treenimine* — on tehnikas laialt kasutusel (näiteks masinate sissetöötamisel), kuigi ta arvutustes veel kvantitatiivset hindamist ei leia.

Siledate katsekehade ja tühist pingete kontsentratsiooni omavate detailide väsimuspiir kaasaegses masinaehituses kõige enam ettetulevate sageduste juures praktiliselt ei sõltu koormuse muutumise kiirusest. Sagedustel, mis on suuremad kui 60 000 tsüklit minutis, täheldatakse sageduse suurenemisel mõningat väsimuspiiri tõusu.

Ülekoormustel (ülepingetel), nagu näitasid katsed *, avaldab koormuse muutumise sagedus (uuritavas sageduste intervallis 340 ... 3000 tsüklit minutis) väsimustugevusele märgatavat mõju.

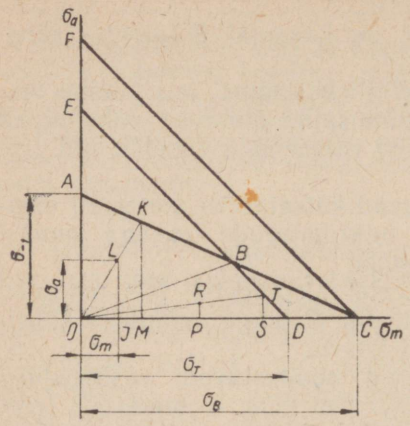
Vaheaegade mõju töös on vähe uuritud ning saadud tulemused ei lange alati kokku. On alust arvata, et puhkus tsüklilist vastupidavust mõnel määral suurendab.

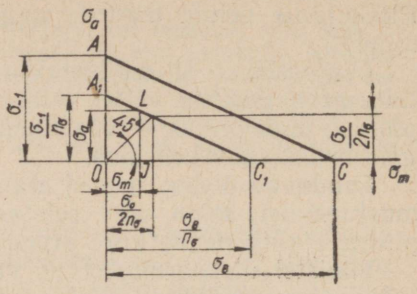
Tugevusarvutus vahelduvate pingete permanentsetel režiimidel. Lineaarses pingeolukorras (tõmme, surve, puhaspaine, põikpaine, juhul kui mitte arvestada nihkepingeid, mis ristlõikeis tekivad) arvutatakse varutegur piirpingete diagrammide abil.

Eeldades, et koormamisprotsessis tsükli keskmine pinge σ_m ja tsükli amplituud σ_a muutuvad proportsionaalselt, s. o. nii, et $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \text{const}$ (sellist koormamist nimetatakse lihtsaks), avaldub varutegur tsükli korral, mida iseloomustab kolmnurga OAB mingi punkt (näit. L, joon. 14) järgmise valemiga:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{max}} = \frac{OM + MK}{OJ + JL} = \frac{MK}{JL} = \frac{OM}{OJ} = \frac{OK}{OL}.$$

* Кулдма, Х. А., О влиянии частоты нагружения на усталостную прочность сталей при перегрузках, «Заводская лаборатория», № 5, 1957.





▼ Joon. 14. Joon. 15.

Kui tsüklit iseloomustav punkt asetseb kolmnurga OBD piires (näit. punkt R), tuleb varutegur määrata voolavuspiiri järgi, kuni $n_{T\sigma} < n_\sigma$, s. o.

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{OS + ST}{OR + PR}.$$

Tõmbame läbi punkti L lõiguga AC rööpse sirge A_1C_1 (selguse huvides on konstruktsioon näidatud joonisel 15). See sirge kujutab endast tsükleid $n_\sigma = \text{const}$ iseloomustavate punktide geomeetrilist kohta; järelikult eraldab ta koordinaattelgedel lõigud

$$OA_1 = \frac{\sigma_{-1}}{n_\sigma} \quad \text{ja} \quad OC_1 = \frac{\sigma_B}{n_\sigma}.$$

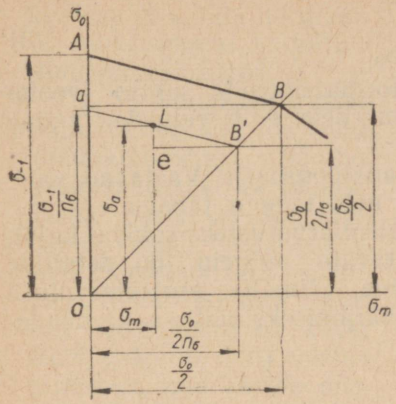
Kolmnurkade LJC_1 ja O_1OC_1 sarnasusest järeldub, et

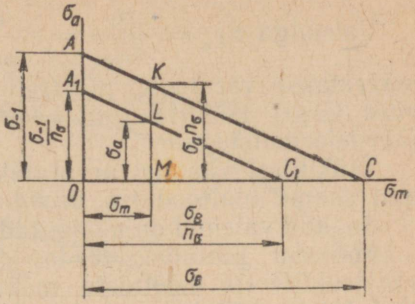
$$\sigma_a : \left(\frac{\sigma_B}{n_\sigma} - \sigma_m \right) = \sigma_{-1} : \sigma_B,$$

millest

$$n_\sigma = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}. \qquad (9)$$

Kasutades joonisel 9 toodud skemaatilist diagrammi, võib saada varuteguri arvutamiseks valemi, mis täpsustab varu väärtusi piirkonnas, kus tsükli asümmeetrilisuse tegur omab väärtusi $r = -1$ kuni $r = 0$. Tsüklile, mida iseloomustab kolmnurgas OAB





◀Joon. 16. Joon. 17.

asuv punkt L (joon. 16), võib kolmnurkade AaB ja LeB' sarnasusest kirjutada:

$$\left(\sigma_a - \frac{\sigma_0}{2n_\sigma}\right) : \left(\frac{\sigma_0}{2n_\sigma} - \sigma_m\right) = \left(\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}\right) : \frac{\sigma_0}{2};$$

tähistades

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0},$$

saame

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}. \qquad (10)$$

Tegur ψ_σ iseloomustab materjali tundlikkust tsükli asümmeetrilisuse suhtes; sümmeetrilise tsükli korral $\sigma_m = 0$ ja $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}$.

Valemid (9) ja (10) on kasutatavad ainult siledate katsekehade arvutamisel. Detailide arvutamisel on vaja arvesse võtta kõiki tugevust mõjutavaid tegureid. Vastavalt sellele tuleb tsükli nimipinge amplituudi σ_a korrigeerida ja tema asemele valemitesse viia suurus $\frac{k_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_a$, s. o. ristlõikes mõjuva pinge tegelik amplituud.

Siis võtavad valemid (9) ja (10) järgmise kuju:

$$n_\sigma = \frac{1}{\frac{k_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\cdot\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}} = \frac{1}{(k_\sigma)_D\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}; \qquad (11)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m}. \qquad (12)$$

Valemiga $n_{T_\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a}$ (13)

määratakse varutegur plastsete deformatsioonide suhtes (voolavuse järgi) tsüklitel, mil väsimusmurdele võib eelneda tunduv jäävdeformatsioon.

Tsüklilisel väändel arvutatakse analoogiliselt. Vastavad valemid saame ülaltooduist, asendades neis tähe σ tähega τ.

Saadud valemid on avaldatud kontrollarvutusteks sobival kujul.

Mõnedel juhtudel, teades lubatavaid pingeid, on detailide konstruktiivsete mõõtmete määramine võimalik projektarvutuse abil. Valemeid lubatavate pingete määramiseks võib saada nendesamade diagrammide abil.

Nii näiteks valemit

$$[\sigma_0] = \frac{2\sigma_{-1}}{nk_\sigma\left(1 + \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma\sigma_B}\right)} \quad (14)$$

mida sageli kasutatakse lubatavate pingete määramiseks hammasülekannete arvutamisel, võib saada jooniselt 15, pidades silmas, et

$$[\sigma_0] = \frac{\sigma_0}{n_\sigma}.$$

Keeruka koormusolukorra tingimustes võivad σ_m ja σ_a teineteisest sõltumatult muutuda. Näiteks juhul, kui σ_a muutub, keskmine pinge σ_m jääb aga muutumatuks (joon. 17), on varutegur

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right)}{\sigma_a}.$$

Võttes arvesse kõiki detaili väsimustugevust mõjutavaid tegureid, saame:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right)}{(k_\sigma)_D\sigma_a}. \quad (15)$$

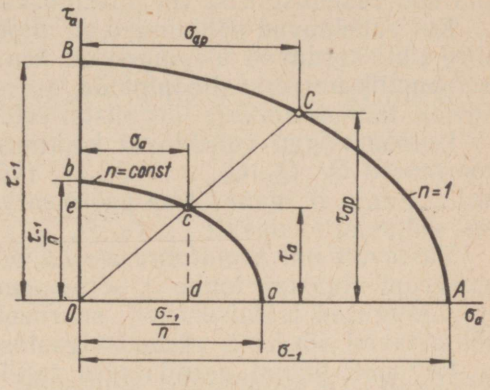
Varuteguri arvutamine liitpingete olukorra jaoks ei ole käesoleval ajal veel ammendavalt lahendatud.

Eksperimentaalselt on uuritud arvutuspraktikas sageli ettetulevaid juhtumeid — tasapinnalist pingeolukorda, mis tekib varda töötamisel paindele ja väändele, samuti aga paindele, tõmbele-survele ja väändele. Vastavalt neile andmeile, mis on saadud katsemasinail, kus sümmeetrilise koormustsükli juures normaal- ja nihkepinged muutuvad sünkroonselt (ühes faasis), loetakse terastel kehtivaks seaduspärasus, mille kohaselt katsepunktid paiknevad ligikaudu ellipsil (joon. 18):

$$\left(\frac{\sigma_{ap}}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ap}}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1, \quad (16)$$

kus σ_{ap} ja τ_{ap} on normaal- ja nihkepingete amplituudide piirväärtused.

Joon. 18.



S. V. Serenseni katsed näitasid, et faaside nihe (asünkroonsus) saadud seaduspärasust ei muuda. Tema poolt on ka ettepanek sama seaduspärasuse kasutamiseks asümmeetriliste tsüklite korral. Joonisel 18 on kõver *BCA* valemile (16) vastav piirkõver, mis vastab piirpingeolukorrale, s. o. juhule, mil varutegur $n = 1$; *bca* on võrdohtlike pingeolukordade kõver, mis vastab püsiva varuteguriga $n > 1$ töötsükleile.

Jooniselt 18 järeldub, et

$$\frac{\sigma_{ap}}{\sigma_a} = \frac{\tau_{ap}}{\tau_a} = n. \tag{17}$$

Tasapinnalist (sega-) pingeolukorda võib esitada kui puhta nihke ja lineaarse tõmbe (surve) resultaati. Seejuures, kui materjal on lineaarses pingeolukorras ($\tau_a = 0$), saame:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}; \tag{18}$$

puhta nihke korral ($\sigma_a = 0$)

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a}. \tag{19}$$

Kui jagada valemis (16) esimese liidetava lugeja ja nimetaja suurusega σ_a, siis kasutades seoseid (17), (18) ja (19), saame:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \tag{20}$$

Asümmeetrilise tsükli korral arvutatakse detailide tugevusvaru valemitega (11) ja (12), kui tegemist on normaalpingetega (n_σ); nihkepingete korral arvutatakse n_τ nendesamade valemitega, asendades neis σ tähega τ.

Tugevusarvutus vahelduvate pingete mittepermanentsetel režiimidel. Neil juhtudel, kui vahelduv põhipinge (σ_a) on enam-vähem püsiv, kuid korduvad suhteliselt väikesed ülepinged (kuni 10 ... 20%) tekivad harva, võib tugevus-

arvutust (sõltuvalt pingete suurusest ja vajalikust tööeast) läbi viia kas väsimuspiirist või piiratud väsimuspiirist lähtudes.

Kui vahelduvad põhipinged on allpool või ülalpool väsimuspiiri ning tihti korduvad ülepinged on üsna suured (taoline režiim on iseloomulik universaaltööpinkide, autode, tõstemasinate jne. detailidele), toimub arvutus järgmistel eeldustel.

Iseloomustagu vahelduvat koormusrežiimi järgmised andmed: koormused Q_1, Q_2, Q_3, ..., Q_i, ... (või vahelduvad pinged σ_1, σ_2, σ_3, ..., σ_i, ...), igaüks oma pööretearvu n_1, n_2, n_3, ..., n_i, ... juures, mõjuvad vastavalt T_1, T_2, T_3, ..., T_i, ... tunni vältel.

Vastavalt nn. *kumulatiivsele hüpoteesile* loetakse, et iga koormusgrupi vigastav toime ei sõltu nende mõjumise järjestusest ja et ühesugused tsüklisuhted * suuruselt erinevatel ülekoormustel põhjustavad võrdseid väsimusvigastusi.

Eeltoodu põhjal asendatakse tegelik vahelduv koormusrežiim taolise ühtlase režiimiga, mis oma väsimustoime poolest on tegelikuga ekvivalentne. Sõltuvalt sellest, missugune koormus (tegelikult mõjuvaist) on valitud ekvivalentse režiimi püsivkoormuseks (Q), muutub selle koormuse mõju kestusele (ekvivalentne tsüklite arv N_e) vastav tsüklite arv.

Väsimuskõvera vasakpoolse haru võrrand (joon. 7) omab kuju

$$\sigma_i^m N_i = \text{const}, \tag{21}$$

kus σ_i on piirpinge;
N_i — vastava pinge mõjumise kestusele vastav tsüklite arv;
m — astmenäitaja, mis iseloomustab väsimuskõvera vasakpoolse osa kallet; logaritmilises koordinaatide süsteemis on ta võrdne vasakpoolse haru kaldenurga kootangensiga.

Kirjeldatud hüpoteesi ja võrrandi (21) alusel võib kirjutada:

$$\sigma_1^m N_1 + \sigma_2^m N_2 + \ldots + \sigma_n^m N_n = \sigma^m N_e, \tag{22}$$

millest ekvivalentse tsüklite arvu N_e jaoks, mida põhjustab pinge σ, saame võrrandi

$$N_e = \Sigma \left(\frac{\sigma_i}{\sigma} \right)^m N_i. \tag{23}$$

Kasutades võrrandeid (21) ja (22) punkti kohta, kus väsimuskõvera kaldosa läheb üle horisontaalseks, võib kirjutada:

$$\sigma^m N_e = \sigma_r^m N_b$$

ja pärast võrrandi (23) alusel saadud N_e väärtuse sisseasetamist

* Tsüklisuhte all tuleb mõista tegelike pingekorduste suhet pingekordustesse purunemiseni (pinge samal väärtusel), s. o. suhet tsüklilisse ikka.

$$\frac{\sigma}{\sigma_r} = \sqrt[m]{\frac{N_b}{N_e}} = \sqrt[m]{\frac{N_b}{\Sigma\left(\frac{\sigma_i}{\sigma}\right)^m N_i}},$$

kus σ_r on väsimuspiir, määratuna tsüklite baasarvu N_b juures.

Kui tähistada

$$k_r = \sqrt[m]{\frac{N_b}{\Sigma\left(\frac{\sigma_i}{\sigma}\right)^m N_i}}, \tag{24}$$

siis võtab eelmine võrrand kuju

$$\sigma = \sigma_r k_r. \tag{25}$$

Tegurit k_r on hakatud nimetama *režiimiteguriks*. Nagu võrrandeist (23), (24) ja (25) järgneb, võib pinge σ ületada väsimuspiiri σ_r juhul, kui ekvivalentne tsüklite arv N_e on väiksem tsüklite baasarvust N_b ($k_r > 1$).

Pidades silmas seost pingete ja koormuste vahel (sõltuvalt pingeolukorra iseloomust), võib valemi (24) kirjutada nii:

$$k_r = \sqrt[m']{\frac{N_b}{\Sigma\left(\frac{Q_i}{Q}\right)^{m'} N_i}}. \tag{24'}$$

Painde korral (pöörlemisel) $m = m' = 6 \ldots 9$.

Tugevusvaru ja lubatavate pingete valiku üldised alused. Esitatud valemitega leitud varutegurid või pinged peavad olema vastavuses lubatavatega. Viimaste määramise õigsusest sõltub järelikult ka detaili konstruktsiooni ratsionaalsus. Kui nende väärtus pole põhjendatud, saame ülepakkumise korral ebaökonoomse konstruktsiooni, liialt väikeste väärtuste valik aga põhjustab konstruktsiooni ebapiisava tugevuse.

Vanimaks lubatavate pingete määramise meetodiks on *tabelmeetod*. Masinaehituse arengu algaastail valiti lubatavad pinged kõikidele masinaehitusharudele ühistest tabelitest. Kuna masinate valmistamiseks kasutatavate materjalide nomenklatuur oli siis piiratud (malm, «keevitusteras», «valuteras», vähesed värvilised sulamid), arvutati elementaarsete valemitega vaid staatilisele tugevusele. Et masinaid ekspluateeriti kergetel režiimidel, oli taoliste tabelite kasutamine loogiline; ühtlasi tagas see maksimaalse arvutuste lihtsuse.

Masinaehituse arenguga ilmnesid üha enam tabelmeetodi puudused. Seoses uute masinaehitusharude tekkega, masinate ja nende detailide koormusrežiimide komplitseerumisega, kasutatavate materjalide nomenklatuuri pideva kasvuga, vajadusega võtta arvesse tugevusarvutuste juures tehnoloogiliste, ekspluatatsiooni-

liste ja teiste tegurite mõju, ei saanud ühtsed tabelid enam arvutuspraktikat rahuldada. Seepärast ilmusid üksikutesse masinaehitusharudesse omad, *spetsialiseeritud lubatavate pingete tabelid* ja omad tugevusvarude normid.

Taolisi tabeleid ja norme kasutatakse laialdaselt ka tänapäeval. Mõnede inseneripraktika juhtude osas on tugevusvarud ja lubatavad pinged rangelt reglementeeritud, kusjuures — see omab väga olulist tähtsust — seatakse tingimuseks ka kindel arvutusmetoodika, mille järgi tuleb arvutuslik tugevusvaru määrata. Näiteks tõstemasinate detailide ja mehhanismide (trossid, konksud, pidurid jne.) tugevusvarud ja arvutusmeetodid on käesoleval ajal Riikliku Tehnilise ja Mäejärelvalve normidega reglementeeritud.

Kuid enamikul juhtudel konstruktori käsutuses taolisi seaduse jõudu omavaid norme ei ole ja ta on sunnitud lubatavate tugevusvarude või pingete suurusi iseseisvalt määrama.

Seoses sellega tekkis enne selle sajandi kolmekümnendaid aastaid tabelmeetodist loobumise ja tugevusvarude *analüütilisele* määramisele ülemineku idee, et varu valikut täpsemalt põhjendada.

Esimesena avaldas mõtte tugevusvaru diferentseeritud määramise vajalikkusest A. I. Sidorov (1866—1931). Põhjalikumalt töötas selle idee läbi ja avaldas esmakordselt trükis kui meetodi I. A. Oding 1932. a. Meetodit on pidevalt kuni käesoleva ajani täjustatud.

Vastavalt sellele meetodile võib tugevusvaru n, kui arvutus toimub mahulisele tugevusele, avaldada korrutisena

$$n = S_1 S_2 K_1 M_1, \tag{26}$$

kus S_1 on materjali usaldatavust arvestav tegur;
S_2 — detaili vastutusrikkust (töötingimusi) arvestav tegur;
K_1 — arvutuse täpsust arvestav tegur;
M_1 — katsekehade ja detailide mehaaniliste omaduste vastavuse astet (maksimaalpingete tsoonis) arvestav tegur.

Tegurid S_1 ja S_2 on varuteguriteks selle sõna otseses mõttes. Materjali usaldatavuse teguri S_1 suurust tuleb detaili valmistamise stabiilse tehnoloogia korral (alates toorikust) hinnata andmete põhjal, mis saadakse detailide (toorikute) korduval katsetamisel. Orienteerivalt võib võtta (ka üksikute ja unikaalsete detailide korral) sepistest ja valtsmaterjalist valmistatud detailide korral $S_1 = 1{,}05 \ldots 1{,}10$; valutoorikuist valmistatud detailide korral $S_1 = 1{,}15 \ldots 1{,}2$.

Need arvulised soovitused tulenevad eeldustest, et sepistatud materjalis on võimalik avastada ainult neid defekte, mis alandavad tugevust rohkem kui 5 ... 10%; valatud materjalis aga võivad märkamatuks jääda tugevust vähem kui 15 ... 20% alandavad defektid. Teguri S_1 minimaalsed väärtused vastavad juhtu-

dele, kui kasutatakse defektide avastamise täiuslikumaid meetodeid (näiteks ultrahelidefektoskoopia).

Detailide vastutusrikkuse tegurit S_2 pole arvutuslikult ilmselt võimalik määrata, sest vastutusrikkuse astme mõiste on enamikul juhtudel subjektiivne. Seoses sellega peavad teguri S_2 väärtused olema reglementeeritud. I. A. Odingu andmeil tuleb selle teguri väärtusi valida piirides $S_2 = 1{,}0 \ldots 1{,}3$.

Enamikul juhtudel arvutatakse detaile skeemide järgi, mis ei peegelda täielikult nende tegelikke töötingimusi, sest puuduvad küllaldased ja usaldusväärsed andmed detailide koostööst sõlmes. Vale arvutusskeem võib loomulikult põhjustada tegelike pingete ebaõiget hindamist, millele võib järgneda omakorda detaili purunemine.

Tunduvaid raskusi pakub samuti jõudude määramine, mis mõjuvad detailidele masina tööprotsessis. Enamasti leiab konstruktor mõjuvad jõud võimsuse, takistusjõudude jne. keskväärtuste alusel.

Seoses eeltooduga tuleb valemisse viia arvutuste täpsust arvestav tegur K_1, kuigi selle reglementeerimine on raskendatud. Detailide koormatuse uurimise eksperimentaalsete meetodite kasutamine võimaldab täpsustada nende tegurite mõju, mis mõjutavad K_1 suurust.

Keskmiselt võib võtta $K_1 = 1{,}2 \ldots 1{,}3$.

Detaili mehaaniliste omaduste üle otsustamine põhineb spetsiaalsete katsekehade katsetamise tulemusel. Valtsprofiili korral valmistatakse need katsekehad detailiga samast tükist või lõigatakse välja detaili toorikust. Harva katsetatakse terveid detaile ja sõlmi. Kuid ka viimasel juhul puudub veendumus kogu detailide partii mehaaniliste omaduste täieliku identsuse suhtes. Kui katsetada toorikust väljalõigatud katsekehadega, pole aga kindel, kas materjali omadused proovivõtu kohal ning maksimaalsete pingete tsoonis on täielikus vastavuses. Seetõttu on tarvilik viia varuteguri valemisse tegur M_1. Olemasolevatel andmetel võib võtta orienteerivalt $M_1 = 1{,}15$.

Seega, kui võtta aluseks I. A. Odingu poolt soovitatud tegurite arvväärtused, võime tugevuse varuteguri maksimaalseks väärtuseks terasest detailidele saada

$$n = S_1 S_2 K_1 M_1 = 1{,}10 \cdot 1{,}30 \cdot 1{,}30 \cdot 1{,}15 \approx 2{,}2.$$

Ekspluatatsioonitingimuste ja väliskoormuste täpsema hindamise korral, aga samuti juhtudel, kui materjali mehaanilised omadused ja mõjuvad pinged on usaldusväärselt määratud, võib varutegurite väärtusi alandada suurusteni 1,2 ... 1,5.

Varuteguri diferentseeritult arvutamise idee on saanud viimastel aastatel üha suurema tunnustuse. Nimetatud meetodit on edukalt rakendatud elektrimasinate tööstuses, laevaehituses, kraanaehituses jm.

Pindtugevus. Paljude detailide töövõimet piirab nende tööpindade ebapiisav tugevus, kuigi samal ajal detaili mahuline tugevus võib osutuda küllaldaseks.

Tööpindade tugevus tsüklilisel kontaktkoormusel. Mõnede kaasdetailide kontakttsoonis võivad mõjuda suured *kontaktpinged*, mida põhjustab väike kontaktpind. Taoliste detailide tüüpilisteks esindajateks on hammasrattad, hõõrdrattad, veerelaagrid jt. Teoreetiliselt on kontakt kuullaagrite võrude ja veerekehade vahel enne koormamist ühes punktis (punktkontakt), hammasratastel ja rull-laagreil — joonel (joonkontakt). Pärast koormamist kontakteerumise iseloom muutub ja kontakt toimub pinnal, mis on detailide mõõtmetega võrreldes väike.

Esimesena andis elastsete kehade vahelisel kokkupuutel tekkiva pingeolukorra nn. kontaktülesande lahenduse H. Hertz (1857—1894) 1882. a. Selle teooria areng ja eriti tema kasutamine inseneripraktikas on palju tänu võlgu selliste teadlaste nagu A. N. Dinniku (1876—1950), N. M. Beljajevi (1890—1944), J. A. Staermanni, M. M. Saverini jt. töödele.

Kontaktülesande lahendust käsitletakse elastsusteooria õpikutes.

Kontaktülesande klassikalise lahenduse aluseks on järgmised eeldused:

1) kokkupuutuvate kehade materjalid on homogeensed ja isotroopsed;
2) kontakti pind on võrreldes kokkupuutuvate kehade pinnaga üpris väike;
3) mõjuvad jõud on kokkupuutepinnaga risti;
4) kehadele rakendatud koormused kutsuvad kontakttsoonis esile ainult Hooke'i seadusele alluvaid elastseid deformatsioone.

Reaalsetes konstruktsioonides ei ole mitte kõik nendest tingimustest täidetud. Näiteks kolmas tingimus ei ole rahuldatud hammasülekandes, veerelaagris jm. Nimelt mõjuvad neil puhkudel kontakttsoonis lisaks normaaljõududele veel tangentsiaaljõud — hõõrdejõud, mistõttu jõudude resultant kaldub puutepinna normaalist kõrvale. Sellele vaatamata kinnitab kontaktdeformatsioonide teooria eksperimentaalne kontroll tema praktilist kasutatavust täielikult. Arvutatud tulemused ei anna pingete absoluutsuurust, vaid pingete tingliku väärtuse. Viimast on tarvis kõrvutada sama teooria põhjal arvutatud pingetega detailidel, mis analoogilistes tingimustes on hästi töötanud (s. o. lubatavaid pingeid tuleb arvutada sama teooria järgi).

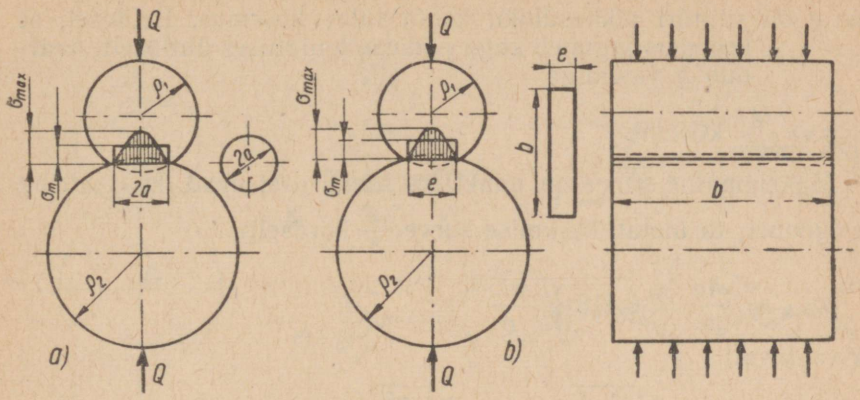
Vastuvõetud eeldustel on kontaktpinna kontuur üldjuhul ellipsikujuline. Erijuhtudel läheb kontaktpind üle kas ringiks või kitsaks ristkülikuks.

Surudes jõuga Q kokku kaht kera, mille raadiused on vastavalt ϱ_1 ja ϱ_2 (joon. 19, *a*), tekib kohalike elastsete deformatsioonide tagajärjel ringikujuline kontaktpind. Kontaktringi raadius a avaldub Poissoni teguri $\mu = 0{,}3$ korral valemiga

$$a = 1{,}109 \sqrt[3]{\frac{Q\varrho}{E}} \text{ cm}, \qquad (27)$$

kus $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ on kokkusurutavate materjalide taandatud elastsusmoodul, kG/cm²;

$\varrho = \frac{\varrho_1\varrho_2}{\varrho_2 \pm \varrho_1}$ — taandatud kõverusraadius kokkusurutavate



Joon. 19.

kehade kontakttsoonis, cm; miinusmärk kehtib juhul, kui pind raadiusega ϱ_1 on kumer ja pind raadiusega ϱ_2 — nõgus.

Surve sellel kontaktpinnal jaotub ebaühtlaselt. Suurim surve, mis mõjub kontaktpinna keskel, ületab keskmise surve 1,5-kordselt:

$$p_{max} = \frac{1{,}5Q}{\pi a^2}. \tag{28}$$

Pingeolukorra analüüsist selgub, et ümara kontaktpinna puhul mõjuvad maksimaalsed survepinged σ_3 pinna tsentris, kusjuures $\sigma_3 = -p_{max}$.

Võrranditest (27) ja (28) saame:

$$\sigma_{max} = 0{,}388 \sqrt[3]{\frac{QE^2}{\varrho^2}} \text{ kG/cm}^2. \tag{29}$$

Valemist (29) nähtub, et pinged, vaatamata Hooke'i seaduse kehtivusele detailide materjalide suhtes, ei kasva võrdeliselt koormusega Q, vaid märksa aeglasemalt.

Juhul kui kontaktis on kera läbimõõduga $d_1 = 2\varrho_1$ ja tasapind $\varrho = \varrho_1$, siis

$$\sigma_{max} = 0{,}388 \sqrt[3]{\frac{QE^2}{\varrho^2}} = 0{,}62 \sqrt[3]{\frac{QE^2}{d_1^2}} \text{ kG/cm}^2.$$

Kahe paralleelse teljega silindri kokkusurumisel (joon. 19, *b*) on kontaktpind kitsa riba (ristküliku-) kujuline, mille laius e avaldub valemiga

$$e = 3{,}04 \sqrt{q \frac{\varrho}{E}} \text{ cm},$$

kus q on silindri pikkusühiku kohta tulev koormus. Eeldusel, et koormus jaguneb kogu pikkuse b ulatuses ühtlaselt, avaldub q valemiga

$$q = \frac{Q}{b} \text{ kG/cm}^2.$$

Maksimaalne surve on punktides, mis asetsevad kontaktriba keskjoonel; ta ületab keskmise surve $\frac{\pi}{4}$ kordselt:

$$p_{max} = \frac{4q}{\pi e} = 0{,}418 \sqrt{\frac{qE}{\varrho}}$$

ja vastavalt

$$\sigma_{max} = 0{,}418 \sqrt{\frac{Q}{b}\frac{E}{\varrho}} = 0{,}418 \sqrt{\frac{qE}{\varrho}}. \qquad (30)$$

Suurim nihkepinge mõjub kontaktpinna all. Terastel (kõikidel kontaktjuhtudel) $\tau_{max} \approx 0{,}3\sigma_{max}$. Ümara kontaktpinna korral leiab τ_{max} aset umbes $0{,}5a$ sügavusel, paralleelsete sirgetega piiratud ribakujulise kontaktpinna puhul — sügavusel $0{,}4e$.

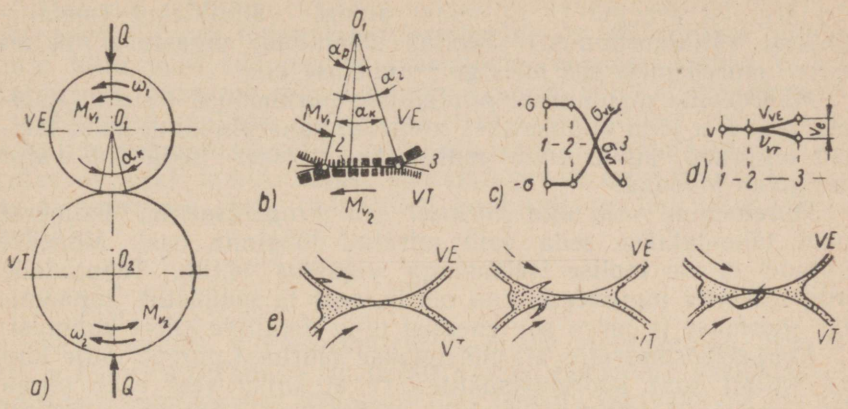
Kui tööpinnad üksteise suhtes liiguvad (rulluvad), erinevad nende töötingimused neist, mille jaoks on saadud valemid (28), (29) ja (30). Seoses kontakttsooni pideva ümberpaiknemisega on koormus tsükliline, järelikult on tekkivad pinged vahelduvad. Sellega on määratud ka pragude arenemise iseloom, mis on seotud koormustsüklite arvuga. See annab aluse seda liiki purunemised liigitada väsimuspurunemise kategooriasse.

Kontakteeruvate pindade veeremisega kaasneb reeglina nende suhteline libisemine, mis võib olla põhjustatud ülekoormusest (läbilibisemine ehk *puksimine*), kontakteeruvate pindade kujust (*geomeetriline libisemine*) ja nendel pindadel tekkiva deformatsiooni iseloomust (*elastne libisemine*). Viimane libisemisliik kaasneb igasuguse kujuga kontakteeruvate pindade koormuse all veeremisega.

Momendi ülekandmisel, näiteks hõõrdülekandega (joon. 20, *a*), saabuvad vedava ratta (*VE*) pinnaelemendid punkti *1* (joon. 20, *b*) surutuina ja lahkuvad punktist *3* tõmmatuina. Veetava ratta (*VT*) pinnaelemendid, vastupidi, saabuvad punkti *1* tõmmatuina ja lahkuvad punktist *3* surutuina.

Deformatsiooni märgi muutumine kontakteeruvate rataste pinnaelementides ei alga kohe pärast kohtumist, vaid alates punktist *2*, mil hõõrdejõu väärtus saab väiksemaks ratastele rakendatud ringjõust. Vastavalt sellele eristatakse kontaktnurga α_k ulatuses paigalseisunurka α_p ja libisemisnurka α_l. Joonisel 20, *c* on esitatud pingete muutumise iseloom vedava ja veetava ratta kontaktpinna ulatuses.

Ühe ratta pinnaelementide tõmme ja vastasratta elementide



Joon. 20.

surve tingib elastse libisemise, mis algab punktis *2* ja kasvab punkti *3* suunas, kus libisemiskiirus saavutab oma maksimumi. Joonisel 20, *d* on näidatud vastavate kiiruste muutus kontaktpinna ulatuses.

Elastse libisemise tagajärjeks on veetava ratta mahajäämine vedavast. Mahajäämine on seda suurem, mida suurem on libisemisnurk α_l võrreldes kontaktnurgaga α_k. Libisemisnurga suurus sõltub rataste materjalide elastsetest omadustest ja ülekantavast ringjõust. Elastse libisemise kiirus, mis moodustab ringkiirusest 0,5 ... 1%, suureneb rataste materjalide elastsusmoodulite vähenemisega. Ringjõu kasvamisega suureneb pind, mille ulatuses toimub elastne libisemine, ja $\alpha_l = \alpha_k$ korral algab läbilibisemine ehk nn. puksimine.

Kontaktpindadel tekkivad väsimuspraod on sõltuvalt hõõrdejõudude suunast erinevalt orienteeritud. Nende pragude edasine areng on tingitud määrdeaine olemasolust kontakttsoonis (mis on eriti iseloomulik kinnistele hammasülekannetele, tiguülekannetele, mõnedele hõõrdülekannetele, veerelaagreile jt.), sest määre tungib tekkinud algpragudesse. G. K. Trubini * järgi areneb see protsess järgmiselt (joon. 20, *e*). Kiiremini liikuval pinnal (*VE*) on pragu orienteeritud selliselt, et maksimaalse kontaktsurve tsooni satub ennem prao pinnaalune ots, mistõttu õli surutakse praost välja ja pragu ei kasva. Mahajääval pinnal (*VT*) on pragu orienteeritud selliselt, et esimesena satub maksimaalse kontaktsurve tsooni pinnale väljunud (avatud) prao ots. Vastaspinnaga kohtumisel surutakse prao servad kinni ja praos oleva õli rõhk kasvab järsult. See tingib õli kiiluva toime, mis soodustab prao

* Трубин Г. К., Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен, Машгиз, 1950.

järkjärgulist arengut ja hilisemat pinnale väljatulekut (metallitükikese väljamurdumist). Taoline tööpindade vigastuse liik on tuntud murenemise ehk *pittingu* * nimetuse all.

Määrdeaine puudumisel pindkihtide purunemise iseloom muutub: praod ei jõua augukesteks areneda, kuna pindkiht, kuhu tekivad algpraod, kulub enne maha, kui temast tükikesed välja mureneda jõuavad.

Murenemine võib olla *piiratud* või *progresseeruv*. Esimesel juhul täheldatakse seda vaid piiratud tööpinna osal. Mõnedel juhtudel ei ole taolise iseloomuga vigastus ohtlik. Tööpindade progresseeruv murenemine on ohtlik, sest ta põhjustab dünaamilise koormuse ja müra suurenemist ning detailide kiiret kulumist.

Kontaktväsimuspiiri all mõistetakse suurimat pinget, mille juures küllalt suur koormustsüklite arv ei kutsu veel esile pinna murenemist. Kontaktväsimuspiir määratakse eksperimentaalselt saadud väsimuskõverate alusel, mis ehitatakse koordinaadistikus $N\sigma$ — pingetsüklite arv ja maksimaalne erisurve (pinge) kontaktpinnal.

Kontaktväsimuskõverad meenutavad oma kujult harilikke väsimuskõveraid. Seos pinge σ ja tsüklite arvu N vahel kõvera vasakpoolses osas omab sama kuju mis tavaliste väsimuskatsete korralgi:

$$\sigma^m N = const. \qquad (21')$$

Kontaktväsimuspiiri suurusele avaldab mõju terve rida tegureid; neist tähtsamad on: määrdeaine omadused, kontakteeruvate pindade kõvaduste suhe, pindade töötlemiskvaliteet jne.

Ekspluatatsioonipraktika ja spetsiaalsed uurimused näitavad, et õli viskoossuse suurenemisega suureneb ka kontaktväsimuse piir. Seda nähet võib seletada kontakttsooni koormuse vähenemisega õlikihi olemasolu tõttu; mida suurem on õli viskoossus, seda suuremal määral see efekt avaldub. Teiselt poolt väheneb õli viskoossuse suurenemisega ka tema võime tungida pinnale tekkivaisse algpragudesse, mis samuti soodustab kontaktväsimuspiiri suurenemist.

Kontaktpindade kõvendamine ja töötlemiskvaliteedi parandamine soodustavad nende kontaktväsimustugevuse kasvu.

Käesoleval ajal pole veel võimalik läbi viia arvutust kontakttugevusele nii, et oleks arvesse võetud kõik purunemist mõjutavad tegurid. Et prao teke ja arenemine on alati sõltuvad kontakttsoonis mõjuvate maksimaalsete kontaktsurvepingete suurusest, siis, piirates seda suurust rahuldavalt töötavate konstruktsioonide baasil saadud andmetega, võib pinna murenemise arenemist täielikult vältida.

---

* Ingliskeelsest sõnast *pit* — rõugearm, auguke.

Mõnedel juhtudel (näiteks kuivalt töötavate hõõrdülekannete arvutamisel), mil tööpindade purunemine on määrdeaine puudumise tõttu teise iseloomuga (väsimusmurenemise asemel esineb kulumine), baseerub tugevusarvutus samuti kontaktsurvepingetel. Mõnikord, näiteks mittemetalsetest materjalidest valmistatud detailide arvutamisel või ka metalsete kontaktpaaride korral (põrkratas — põrk), kontrollitakse kontakttugevust erikoormuse q järgi (s. o. koormuse järgi, mis tuleb kontaktjoone ühe pikkusühiku kohta):

$$q = \frac{Q}{b} \leqslant [q]. \tag{31}$$

Neil juhtudel, kui koormusrežiim ei ole permanentne, asendatakse muutlik režiim — vastavalt varem vaadeldud väsimusprotsesside summeerumise hüpoteesile — temaga ekvivalentse ühtlase koormusega.

Näiteks joonkontaktiga detailide arvutamisel, võttes arvesse, et σ_i on valemi (30) põhjal võrdeline koormusega astmes 0,5, saame analoogia põhjal valemitega (23) ja (24′):

$$N_e = \Sigma \left(\frac{Q_i}{Q}\right)^{\frac{m}{2}} N_i;$$

et $N_i = 60 n_i T_i$, siis

$$N_e = \frac{60}{Q^{m/2}} \Sigma Q_i^{\frac{m}{2}} n_i T_i \tag{23′}$$

ja režiimitegur

$$k_r = \sqrt[m]{\frac{N_b}{N_e}} = \sqrt[m]{\frac{N_b}{\Sigma \left(\frac{\sigma_i}{\sigma}\right)^m N_i}} = \sqrt[\frac{m}{2}]{\frac{N_b}{\Sigma \left(\frac{Q_i}{Q}\right)^{\frac{m}{2}} N_i}}. \tag{24″}$$

Lubatavate pingete määramine kujutab kontaktpingete korral palju keerulisemat ülesannet kui mahuliste pingete puhul, sest seda nähet on uuritud veel ebapiisavalt.

Andmeid kontaktväsimuspiiride σ_k kohta, mille järgi määratakse lubatavad kontaktpinged, on olemas vaid piiratud arvul. Seepärast tehakse katseid $[\sigma_k]$ määramiseks materjalide staatiliste või ka väsimuskarakteristikute põhjal.

Katseandmete läbitöötamine võimaldab kindlaks teha seose σ_k ja pinnakõvaduse vahel, mis mõjutab tööpindade väsimustugevust kõige aktiivsemalt:

$$\sigma_k = C_B HB \quad \text{või} \quad \sigma_k = C_R HRC, \tag{32}$$

kus C_B ja C_R on materjalist ja termilisest töötlemisest sõltuvad tegurid, *HB* ja *HRC* — kõvadusarvud (vastavalt Brinelli ja Rockwelli järgi).

Teiste kontakttugevust mõjutavate tegurite arvessevõtmiseks viiakse sisse parandustegur k, mille väärtused tuuakse vastavates kursuse osades (näit. hammasülekannetele lk. 280). Seega

$$[\sigma_k] = \sigma_k k,$$

võttes arvesse ka režiimi muutlikkust

$$[\sigma_k] = \sigma_k k_r k. \qquad (33)$$

Detailide kulumiskindlus. Paljude detailide tööea määrab nende tööpindade kulumine.

Kulum — see on hõõrdumisega kaasneva detaili tööpindade järkjärgulise purunemise (kulumise) protsessi resultaat, mis põhjustab detaili kuju ja mõõtmete muutuse.

Kulumise tagajärjel muutub sõlmes detailide ühenduse iseloom, kaob täpsus (hammasülekande töö muutub ebasujuvaks, tööpingi detailide — spindlite, suportide — liikumise täpsus kaob jne.); ristlõigete vähenemise ja dünaamiliste koormuste kasvu tõttu väheneb detailide tugevus; määrimistingimuste halvenemise tõttu laagreis ja seoses ühenduste hermeetilisuse halvenemise ning õlikadude suurenemisega väheneb masina kasutegur; suureneb masinate tööga kaasnev müra jne.

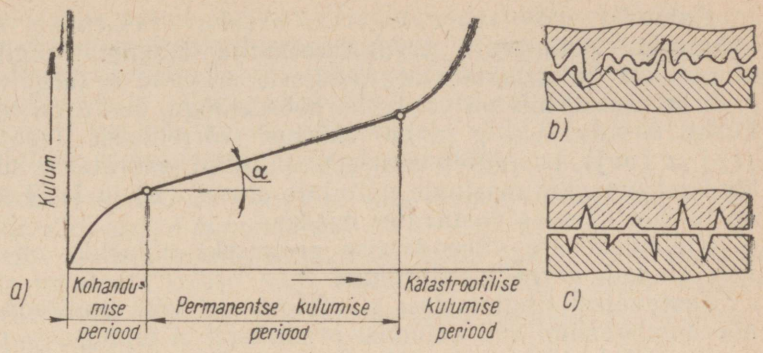
Kulumist põhjustav hõõrdumine võib esineda kas kahe kaasdetaili vahel, mil nad mõlemad kuluvad, või detaili ja kõvade osakeste (abrasiivterakeste) vahel, juhul kui detail töötab nimetatud osakesi sisaldavas keskkonnas. Viimasel juhul nimetatakse kulumist *abrasiivseks.*

Abrasiivkulumine kaasneb enamiku põllutöömasinate, ehitusmasinate, pinnasepuurimismasinate jne. tööga (kuluvad saha hõlmad, buldooserite detailid, ekskavaatorite kopad, puurpead jt.).

Kahe pinna vastastikuse hõõrdumise ja kulumise olemus erineb mõnel määral pinna ja abrasiivi vahelisest hõõrdumisest ning kulumisest. Esimesel juhul leiab aset kaks nähet: pinnakonarate mehaaniline haardumine ja kontaktis olevate pinnaelementide molekulaarne haardumine.

Abrasiivkulumise korral võib kulumist ette kujutada kui paljude kõvade abrasiivosakeste kriimustuste resultaati. Kui abrasiiv satub hõõrduvate detailide vahelisse pilusse (näit. kantakse sinna mustunud õliga), lisandub kahe keha omavahelisele kulumisele veel abrasiivkulumine.

Detaili tööiga alates tema töölehakkamise hetkest kuni väljapraakimiseni seoses ülemäärase kulumisega võib jaotada kolme perioodi (joon. 21, *a*). Esimest perioodi nimetatakse *kohandumisperioodiks* (sissetöötamisperioodiks) ja kulumisprotsessi selle perioodi ajal — *kohandumiseks* (sissetöötamiseks). See nähe on tingitud peamiselt mehaanilisest töötlemisest säilinud kõrgemate harjade haardumisest (joon. 21, *b*). Harjad seejuures kas lõigatakse maha või muljutakse (deformeeritakse), nende kõrgus väheneb. Kohandumine kestab senikaua, kuni tekkivate pinnakeste



Joon. 21.

laius osutub järelejäänud süvendite laiusest suuremaks (joon. 21, *c*).

Kohandumine on väga vastutusrikas protsess. Masin peab kohandumisperioodil töötama kergendatud režiimil, vastasel korral võib hõõrdumistsoonides asetleidev intensiivne soojuse eraldumine põhjustada õlikile läbipõlemist, metalliosakeste sulamist ja hõõrdepindadest väljarebimist.

Kohandumisperioodile järgneb masina *normaalse ekspluateerimise ehk permanentse kulumise periood*, mida iseloomustab permanentne kulumine. Kulumi suhet aega, mille vältel kulumine toimus, nimetatakse kulumistempoks ehk kulumiskiiruseks ($T = \operatorname{tg} \alpha$, joon. 21, *a*). Kulumiskiirus on selle perioodi põhiparameetriks. Mida väiksem on kulumiskiirus, seda suurem on detaili iga.

Kolmas periood — *katastroofiline kulumine* — tekib lõtkude ülemäärase suurenemise tõttu liites. Suurte lõtkude korral määrimistingimused halvenevad ning suureneb tööpindade omavahelistel kokkupõrgetel löögienergia. Seoses sellega pinnad kalestuvad ja muutuvad hapraks.

Katastroofilise kulumise teket tuleb detailide või hõõrdesõlme lõtkude õigeaegse ülemõõtmisega vältida.

Kulumistempo sõltub paljudest teguritest. Tähtsamateks nendest on koormuse suurus ja iseloom, libisemiskiirus, määrimine, jahutus, keskkonna keemiline ja füüsikaline aktiivsus jne.

Et hõõrdumisega kaasneb erakordselt suur surve, mis kantakse üle üksikute pinnakõrgendike kaudu, ja järelikult ka kõrge lokaalne temperatuur, siis tekivad pindkihis struktuursed ja keemilised muutused.

Kulumise normaalsel kulgemisel on kulumisproduktiks peen pulber; suurtel, antud hõõrdepaari jaoks lubamatutel survetel või libisemiskiirustel, ebapiisava määrimise ja ka halva jahutuse korral kasvab eralduv soojushulk sedavõrd, et leiab aset märgatavate metallimahtude sulamine ja üsna suurte tükikeste nõrgemast pinnast väljamurdumine. Seda kõige ohtlikumat kulumisliiki, mis viib lõpptulemusena pindade *sööbimiseni*, nimetatakse *soojuskulumiseks*; viimasel juhul pole sõlme normaalne töö võimalik.

Kulumist mõjutavate tegurite arvukus raskendab detailide kulumisele põhinevate arvutusmeetodite loomist. Ligikaudselt hinnatakse kulumiskindlust tavaliselt erisurve p järgi või suuruse pv alusel, mis on võrdeline hõõrdetööga, kus v on libisemiskiirus. Arvutuslikke p ja pv väärtusi võrreldakse lubatavatega ($[p]$ ja $[pv]$), kusjuures viimased suurused määratakse suurt töökindlust omavate masinate näitajate alusel. $[p]$ ja $[pv]$ suurused on toodud kursuse vastavates osades.

Kulumiskiiruse vähendamise peamiseks abinõuks on hõõrduvate pindade korralik määrimine.

Teatavatest tingimustest kinnipidamisel võib luua vedelikulise hõõrdumisrežiimi, mil kulumist praktiliselt ei toimu.

Et vältida hinnalisema detaili purunemist, valmistatakse odavama detaili tööpind suhteliselt pehmest ja kulumiskindlast materjalist, mis ei põhjusta temaga paaris töötava detaili kiiret kulumist. *Antifriktsioonmaterjalidena* kasutatakse babiite, pronkse, mõningaid malmisorte ja plastmasse.

Hõõrdepindade kulumiskindlust tõstetakse ka nende kõvaduse suurendamise teel, kasutades termilist või termokeemilist töötlemist (pindkihi karastamine, nitreerimine jms.) ja pinnakatteid (kroomimine, kõvasulami pealekeevitamine).

Kulumise vähendamiseks masinais kasutatakse konstruktiivseid võtteid (tingimuste loomine vedelikuliseks hõõrderežiimiks; detailidele, mis moodustavad hõõrdepaari, sobivate materjalide valik jne.), tehnoloogilisi meetodeid (valmistamis- ja tugevdusrežiimi õige valik, pinnakatete kasutamine jne.) ja ekspluatatsioonilisi abinõusid (määrimisrežiimidest kinnipidamine, hõõrdepindade kaitsmine abrasiivosakeste eest jne.).

* * *

Detailide tugevuse tõstmise tähtsamad konstruktiivsed võtted. Detailide tugevuse tõstmisel on eriti tähtis osa detaili konstruktiivsel kujul (konfiguratsioonil) *. Lähtudes sellest seisukohast, peab detail rahuldama kaht põhinõuet:

1) detaili kuju peab tagama jõujoonte niisuguse kulgemise, et koormust võtaks vastu võimalikult suur osa detaili mahust;

2) detaili kuju (tema kontakti korral teise detailiga) peab tagama koormuse edasiandmise kogu projekteeritud kontaktpinna ulatuses, kuid ainult seda pinda mööda.

* Konstruktoreile käepäraseid andmeid, mis käsitlevad materjalide ja konstruktsioonide väsimusuurimiste arengu ajalugu, võib leida Manni artiklis (vt. I. Austral. Inst. Metals. 1958, 3, Nr. 3, 222—241). Uuritud 91 väsimusmurde juhust oli vaid 4% tingitud materjali defektidest, kõikidel ülejäänud juhtudel oleks murdeid olnud võimalik vältida detailile ratsionaalse kuju andmisega, eriti just pingete kontsentratsiooni vähendamise mõttes.

Nende kahe nõude iseseisvale tähtsusele vaatamata (esimene määrab detaili mahulise tugevuse, teine — pindtugevuse ja normaalse temperatuurirežiimi) osutub paljudel juhtudel võimalikuks detaili sobiva kuju valikuga rahuldada samaaegselt mõlemaid.

Vastavalt nendele kahele põhinõudele võib sõnastada mõningad *detailide kujundamise üldised printsiibid.*

1. *Detaili konstrueerimisel ei tohi kuskil lubada järske üleminekuid, s. o. järske kujumuutusi.*

Sellest nõudest kinnipidamine on väga tähtis, sest ristlõike järskude muutuste korral tekib üleminekutsoonis tunduv pingete kontsentratsioon, mis vahelduva koormuse tingimustes vähendab detaili tugevust.

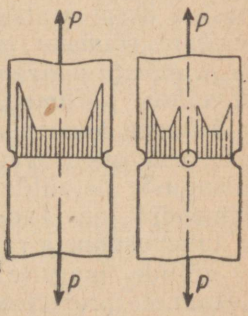
2. *Detaili konstruktiivne kuju peab tagama võrdtugevuse võimalikult kõikides tema lõigetes.*

Püüe saavutada kõikide lõigete võrdtugevus on tingitud esmajoones ökonoomilistest kaalutlustest. Kuid niisuguste konstruktsioonide praktiline teostamine on sageli seotud tehnoloogiliste raskustega. Seepärast asendatakse «võrdtugevusega» detailid tehnoloogilisematega, kusjuures enamiku lõigete teoreetilisi mõõtmeid suurendatakse, et soodustada tugevuse kasvu. Teisiti öeldes, detailile antakse niisugune kuju, et tema teoreetiline kuju — «võrdtugevuslik» kontuur — joonestuks valitud kontuuri sisse. Tuleb siiski silmas pidada, et kui staatilise koormuse korral mõõtmete suurendamine tõepoolest tõstab tugevust, siis vahelduvatel pingetel võib see põhjustada hoopis tugevusvaru vähenemist antud lõikes.

Seda kinnitab eespool kirjeldatud mastaabi efekt: ristlõike mõõtmete suurenemisega väsimuspiir alaneb. Pealegi on detaili taolise kujunduse korral võimalikud naaberalade ristlõigete mõõtmete järsud muutused.

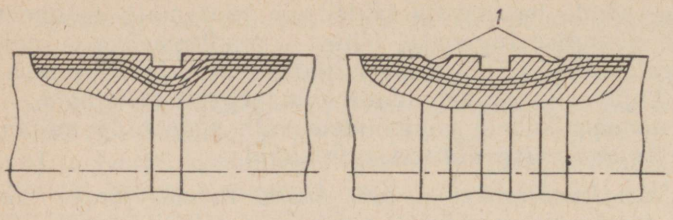
Pingete kontsentratsiooni teguri väärtus sõltub mitte ainult üleminekukõvera kujust, vaid ka detaili naaberalade ristlõigete mõõtmete suhtest: mõõtmete järsud muutused põhjustavad kohalike pingete suurenemist.

Joon. 22.



3. *Et jõuvoog jaotuks detaili mahus ühtlaselt, tuleb seda koormuse kontsentratsiooni võimalikust piirkonnast kõrvale juhtida (ärastada).* On olemas erinevad meetodid selleks, et parandada jõuvoo jaotumist detailis. Neist on erilisel kohal nn. *koormust ärastavad kontsentraatorid,* mis võimaldavad detaili väsimustugevust 20 ... 30% võrra tõsta.

Mainitud kontsentraatorite mõte seisneb selles, et detaili ristlõike vähem koormatud ossa abikontsentraatori lisamisega vähen-



Joon. 23.

datakse koormuse tippväärtust samas ristlõikes oleva põhikontsentraatori juures (joon. 22). Selle meetodi teine variant seisneb selles, et konstruktiivsetel kaalutlustel valitud põhikontsentraatori lähedusse luuakse lisakontsentraatorid (sooned). Viimased muudavad jõujoonte suunda ja vähendavad nende kontsentreerumist (joon. 23, pos. *1*).

4. *Tõenäoliste kontsentratsioonikohtade eemaldamine, mis soodustab koormuse ühtlast jaotumist kogu projekteeritud pinna ulatuses.*

Kontaktis olevatele detailidele vajaliku pindadevahelise kontakti tagamine põhjustab sageli suuri raskusi. Kuigi selline kontakt oleks olemas, jaotuks koormus projekteeritud kontaktpinna ulatuses ikkagi ebaühtlaselt.

Et koormus ühtlaselt jaotuks, antakse detailidele niisugune kuju, mille puhul tõenäoline kontsentratsioonikoht on kõrvaldatud (s. o. eemaldatakse vastavas kohas pinnalt teatav osa materjali).

Seda konstruktiivset võtet kasutatakse hammasrataste projekteerimisel: koormuse kontsentratsiooni vältimiseks hammaste otstel kasutatakse tünnikujulisi hambaid (vt. joon. 152); liugelaagrite liudade projekteerimisel nähakse ette elliptilise või hüperboolse moodustajaga avad (tapp samal ajal silindriline) jne.

Detailide jäikus

Masina ekspluatatsioonilised omadused on sageli määratud *tema üksikute sõlmede ja detailide jäikusega. Jäikusnõude all tuleb seega mõista väliskoormusest põhjustatud deformatsioonide suhtes ettenähtud piiramisi.*

Mõnede konstruktsioonide osas on jäikusarvutused põhilised, sest neid tuleb arvutada varem etteantud paigutustest lähtudes. Niisuguste detailide hulka kuuluvad vedrud, aparaatide elastsed elemendid jne. Taolistel juhtudel tagab jäikusarvutus harilikult ka tugevusnõuete rahuldamise.

Võllide, laagrite, hammas- ja tiguülekannete ning ka muude ülekannete projekteerimisel on küllaldase jäikuse tagamine suure

tähtsusega. Lubatavast suurem võlli paindedeformatsioon ning hambuvate hammasrataste väände- ja paindedeformatsioonid põhjustavad koormuse ebaühtlast jaotumist hamba pikkusel: koormus kontsentreerub hamba otsale. Eriti ebasoodsatel juhtudel võib selle tagajärjeks olla hammaste murdumine.

Võlli paindumisel paiknevad tema tapid nurgiti, mis toob kaasa laagriliudade ebaühtlase kulumise, ülekuumenemise ja söövimise liugelaagreis. Ebapiisavalt jäiga võlli paindumine halvendab järsult mitteiseseaduvate veerelaagrite tööd.

Jäikusnõuded mõjutavad ka detaili materjali valikut. Näiteks on teada, et teraste tugevusomadused pidevalt kasvavad, samal ajal kui nende elastsusmoodulid jäävad endisele tasemele.

Kui kasutada võlli materjalina suure tugevusega terast, võib tugevustingimuse järgi arvutamisel tulla võlli diameeter väike, deformatsioonid (läbipaine ja väändenurk) võivad aga lubatavaid väärtusi ületada. Seoses sellega tuleb sageli võlli diameetrit jäikuse kaalutlusel suurendada väärtuseni, mille korral tugevuse tagab ka palju madalamate mehaaniliste omadustega (järelikult ka odavam) teras.

Eriti suur tähtsus on jäikusel nõutava täpsuse tagamisel tooteile, mida töödeldakse metallilõikepinkidel. Lubamatud hälbed võivad tekkida seoses detaili enda deformeerumisega (näiteks kinnipigistamisel) ja tööpingi detailide (spindli, torni, laagrite jne.) deformatsioonist. Pindade elastne kokkusurumine (näit. masinakruustangides) põhjustab töötlemisprotsessis lisaks ebatäpsustele veel vibratsioone, mis märgatavalt vähendavad tootlikkust.

Mõnedel juhtudel püstitatakse detailide või nende teatavate osade suhtes suurendatud järeleandlikkuse nõue. Järeleandlike (s. o. ebajäikade) poltide kasutamine, samuti hammasratta hammaste ja põidade järeleandlikkuse suurendamine tõstab nende väsimustugevust.

Jäikusarvutused on tingimata tarvilikud staatiliselt määramatute konstruktsioonide projekteerimisel, sest tugevusparameetrite (painde- ja väändemomentide, normaal- ja põikjõudude) määramiseks siin üksnes tasakaalutingimustest ei piisa; täiendavateks tingimusteks on paigutuste võrrandid. Jäikuse hindamine on vajalik survele töötavate detailide (jõukruvid, käigukruvid, vedrud jne.) stabiilsusele arvutamisel, samuti ka dünaamilise koormuse tingimustes töötavate detailide projekteerimisel.

Jäikusarvutuste juures tuleb mõnikord arvesse võtta nii detaili omajäikust (detaili materjali põhimahu deformatsiooni) kui ka kontaktjäikust (pindkihtide deformatsiooni).

Detaili omajäikuse määramiseks kasutatakse tugevusõpetuse valemeid. Sageli hinnatakse omajäikust *jäikusteguriga*, mille all mõistetakse koormusjõu (jõu, momendi) suhet tema poolt esilekutsutud deformatsiooni. Näiteks ühtlase ristlõikega varda jäikus-

TARTU ÜLIKOOLI

tegur, mille ristlõikepind ja pikkus on vastavalt F ja l ning mis on tõmmatud jõuga P, avaldub valemiga

$$C = \frac{P}{\lambda} = \frac{EF}{l}, \tag{34}$$

kus λ on varda pikenemine,
E — materjali elastsusmoodul.

Kui võlli osale, mille pikkus on l ja läbimõõt d, mõjub pöördemoment M_v, siis

$$C_v = \frac{M_v}{\varphi} = \frac{GI_v}{l}, \tag{35}$$

kus φ on väändenurk;
G — nihkemoodul;

$I_v = \frac{\pi d^4}{32}$ — võlli ristlõike polaarinertsmoment.

Jäikusteguri pöördväärtust $(\frac{1}{C})$ nimetatakse *järeleandlikkusteguriks.*

Seoses korpuste, sängide, laagrite jm. jäikuse arvessevõtmise keerukusega on ka niisuguste lihtsate detailide nagu võllide ja telgede jäikusarvutus raskendatud. Jäikuse hindamiseks võrreldakse arvutuslikke deformatsioone (läbipaindeid, pöördenurki, väändenurki jne.) nende lubatavate väärtustega. Viimased määratakse spetsiaalselt selleks korraldatud katsetega või ekspluatatsioonis kontrollitud analoogiliste sõlmede ja konstruktsioonide andmete statistilise läbitöötamisega.

Nagu selgub valemitest (34) ja (35), võib detaili jäikust mõjutada materjali elastsusmooduli (E) vastava valikuga ja konstruktiivsete vahenditega.

Tähtsamad konstruktiivsed võimalused detailide omajäikuse tõstmiseks on järgmised [8]:

a) painet ja väänet põhjustavate jõudude õlgade vähendamine;
b) täiendavate tugede sisseviimine;
c) niisuguste ristlõigete kasutamine, mis paindele ja väändele hästi vastu töötavad (paindel — ristlõikepinna viimisega maksimaalsesse kaugusse neutraaljoonest, väändel — kinnised torukujulised profiilid);
d) tõmbele töötavate detailide pikkuse vähendamine ja ristlõike suurendamine.

On loomulik, et järeleandlikkuse tõusu võib vastupidiste meetoditega saavutada.

Enamiku detailide kontakteerimisel leiavad aset tunduvad kontaktdeformatsioonid. Detailidel, mille algkontakt (s. o. kontakt enne koormuse rakendamist) toimub punktis (näit. kuullaagreil) või joonel (näit. rull-laagreis, hammasülekandes jm.), mää-

ratakse kontaktdeformatsioonid vastavate Hertz-Beljajevi kontakttugevuse teooria valemitega. Kontaktdeformatsioonid tekivad ka suurt *nimikontaktpinda* omavate detailide korral (nimikontaktpind — pind, mis on piiratud kontakttsooni väliskontuuriga), sest *tegelik* kontaktpind kujutab endast pinna lainelisuse ja konaruse tõttu üksikute väikeste kontaktpindade summat.

Tähtsamad konstruktiivsed soovitused, mis aitavad tõsta kontaktjäikust, on järgmised [8]:

a) kontakteeruvate pindade töötluskvaliteedi parandamine;

b) liidete ja sõlmede eelpingusega või eelpinguseta monteerimine (näiteks veerelaagreid monteeritakse sageli nii suure eelpinguga, et pärast koormuse rakendamist töötavad kaasa kõik veerekehad);

c) kontakteeruvate pindade arvu vähendamine;

d) õlikihi viimine kontakteeruvate pindade vahele. Õli viskoossuse suurendamine soodustab kontaktjäikuse kasvu.

Detailide vibrokindlus

Masinate ja nende detailide töökiiruste suurenemine, samuti sellega kaasnev konstruktsioonide kergendamise tendents soodustavad vibratsioonide teket. Vibratsioonide all mõistetakse perioodilisi deformatsioone, mille amplituud on võrreldes vibreeriva detaili mõõtmetega üsna väike. Vibrokoormuste eriline oht seisneb selles, et teatavatel tingimustel võivad nad esile kutsuda detaili väsimusmurru.

Kui masina või tema detailide omavõnkesagedus langeb kokku neid esilekutsuvate perioodiliselt muutuvate välisjõudude sagedusega, tekib resonants. Sel puhul võngete amplituud kasvab järsult, mis mõnikord viib purunemiseni.

Metallilõikepinkide spindlite ja sellega seotud detailide vibratsioon põhjustab töödeldava pinna kvaliteedi halvenemist ja võib olla lõiketera kiire nürinemise (mõnikord isegi purunemise) põhjuseks.

Hammasülekannete detailide (hammasrataste, võllide, reduktori korpuste jm.) võnkumine põhjustab müra. Võnkumiste põhjuseks võivad olla detailide ja nende elementide (hammasratta hammaste, korpuse seinte jne.) elastsus, hammaste tööpindade tsüklilised ebatäpsused ja hammaste deformatsioonide ning hõõrdejõudude suuruste muutused hambumises.

Võitlust võnkumistega, mis osutuvad elastse süsteemi ühe või teise koha suhtes ohtlikeks, peetakse mitmesuguste vahenditega *.

* Vt. näit. В. П. Терских, К вопросу о борьбе с опасными колебаниями в механических системах, статья в сборнике «Динамика и прочность коленчатых валов», АН СССР, 1950.

Kõige levinumaks on ohtlikke võnkumisi esilekutsuvate välisjõudude kõrvaldamine. Kuid selle printsiibi kasutamise võimalused on praktiliselt piiratud. Sageli on võimalik ülesannet lahendada ka süsteemi dünaamiliste omaduste (masside, inertsmomentide ja süsteemi järeleandlikkuse) muutmisega.

Juhtudel, kui taoliste vahenditega pole võimalik rahuldavaid tulemusi saavutada, lülitatakse süsteemi eriseadmed — vibrosummutid ehk antivibraatorid.

Võllide arvutus kriitiliste kiiruste alusel on toodud peatükis «Võllid ja teljed».

Detailide kuumenemine

Paljude masinate normaalseks tööks on tähtis, et nende detailidele (sõlmedele) oleks tagatud teatav temperatuurirežiim. Taolised nõudmised esinevad siis, kui masina ekspluateerimisel tekib tunduv võimsuse kadu (hõõrdumise tagajärjel), millega kaasneb intensiivne soojuse eraldumine, või siis, kui on võimalik keskkonna temperatuuri muutumine.

Üldises masinaehituses on enamikul juhtudel soojusarvutuse eesmärgiks detailide kuumenemis- (või jahtumis-) temperatuuri määramine ja võimaluste otsimine lubatava temperatuuri ületamise piiramiseks. Lubatavate temperatuuride ületamine (vastavad normid määratakse katseliselt) võib kaasa tuua soojuslikke deformatsioone, mis muudavad detailide üksteisele mõjumise iseloomu masinas (sõlmes). Sellest tulenevalt võivad tekkida täiendavad (temperatuuri-)pinged, võib halveneda normaalne määrimisrežiim (muutuvad lõtkud ja õli viskoossus, mis võib põhjustada kontaktpindade sööbimist) ja muud lubamatud nähted.

Nende tegurite arvessevõtmine on oluline näiteks keermesliidete tugevusarvutusel, et õigesti hinnata keskkonna temperatuuri muutustest põhjustatud pingeid.

Mõnede ülekannete (eriti hõõrd- ja tiguülekannete), sidurite jt. detailide projekteerimisel piirab soojusrežiim sageli nende detailide töövõimet, dikteerib detailide konstruktsiooni ja mõõtmeid, materjali valikut, määrimistingimusi jm.

Harilikult põhinevad need arvutused soojusbilansi koostamisel, millega määratakse masina tööprotsessis tekkiva ja eemaldatava soojuse tasakaal.

Näiteks kui mingis ülekandes kaovõimsus K kW muundub soojuseks, mille hulk

$$Q = \frac{102}{427} 3600\, K = 860\, K \text{ kcal/h}, \tag{36}$$

siis määratakse jahtumispind, mis on vajalik kinnises õlivannis

töötavas ülekandes tekkiva soojuse eemalejuhtimiseks, *statsionaarse* soojusrežiimi korral, soojusbilansist

$$Q \leqslant Fk_T(t_1 - t_2), \tag{37}$$

kus F on jahtumispind m²;
k_T — soojusläbikandetegur kcal/m²h°C; valitakse piires 7,5 ... 15 (sõltuvalt korpust jahutava õhuvooluse kiirusest);
t_1 — õli temperatuur (harilikult lubatakse, et $t_1 = 75 \ldots 85°$ C);

t_2 — ümbritseva keskkonna temperatuur.

Tingimuse (37) rahuldamiseks tuleb mõnikord masina korpuse jahtumispinda suurendada (näit. jahutusribide arvel), kasutada intensiivselt kuumenevate pindade jahutamist ventilaatori abil jne.

Kõrgetel temperatuuridel töötavate detailide projekteerimine nõuab eriarvutuste läbiviimist, sest neil juhtudel erineb pinge all olevate metallide käitumine nende käitumisest normaaltemperatuuril. Kõrgendatud ja kõrgetel temperatuuridel omandavad erilise tähtsuse metallide roomavus ja pingete relaksatsioon.

Roomavuseks nimetatakse metalli omadust püsival pingel aeglaselt ja pidevalt plastselt deformeeruda — «roomata».

Roomavuse kvantitatiivseks näitajaks võetakse harilikult *roomavuspiir* — maksimaalne püsivalt mõjuv pinge, mille juures roomavuskiirus lõppude lõpuks nulliks muutub.

Relaksatsiooniks nimetatakse iselakkavat pinge alanemist detailis, mil viimane omab etteantud püsivat deformatsiooni. Relaksatsiooninähteid täheldatakse eelpingestatud keermesliidetes (eelpinge langeb, ilma et poldi deformatsioon muutuks) ning turbiiniketaste ja võlli vahelises pressliites (montaažil pressimisega antud eelpinge meelevaldne alanemine) jm.

Detailide arvutusi, mis eelkirjeldatud nähtusi arvesse võtavad, vaadeldakse erikirjanduses.

Kirjandus

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М., Расчет на прочность деталей машин, Машгиз, 1959.
2. Детали машин, Сб. под. ред. Ачеркана Н. С., кн. 1 и 2, Машгиз, 1953.
3. Кудрявцев И. В., Саверин М. М., Рябченков А. В., Методы поверхностного упрочнения деталей машин, Машгиз, 1949.
4. Лихтман В. И., Ребиндер П. А., Карпенко Г. В., Влияние поверхностноактивной среды на процессы деформации металлов, АН СССР, 1954.
5. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Лихарев К. К., Макушин В. М., Малинин Н. Н., Феодосьев В. И., Расчеты на прочность в машиностроении, Машгиз, 1956—1959.

6. Николаев Р. С., Причины поломок деталей подвижного состава и рельсов, Трансжелдориздат, 1954.
7. Одинг И. А., Структурные признаки усталости металлов как средство установления причин аварий машин, АН СССР, 1949.
8. Решетов Д. Н., Жестяность станков, ЛОНИТОМАШ, кн. 26, Машгиз, 1952.
9. Решетов Д. Н., Детали машин, Машгиз, 1961.
10. Рябченков А. В., Коррозионно-усталостная прочность стали, Машгиз, 1953.
11. Серенсен С. В., Когаев В. П., Козлов Л. А., Шнейдерович Р. М., Несущая способность и расчеты деталей машин, Машгиз, 1954.
12. Сидоров А. И., Основные принципы проектирования и конструирования машин, Машгиз, 1929.
13. Фридман Я. Б., Гордеева Т. А., Зайцев А. М., Строение и анализ изломов металлов, Машгиз, 1960.

II peatükk

MATERJALI VALIKU ALUSED MASINAEHITUSES

Vastutusrikkaks momendiks detaili konstrueerimisel on materjali valik, milleks on vaja hästi tunda materjalide omadusi, detaili töötingimusi ja valmistamise võimalusi.

Masinaehituses on kasutusel terased, malmid, värviliste metallide sulamid, metallikeraamilised materjalid ja mittemetalsed materjalid. Peaaegu kõikide masinaehituses kasutatavate materjalide koostis ja omadused (turustatavas olekus) on reglementeeritud riiklike standarditega (ГОСТ). Andmeid materjalide omaduste kohta pärast mitmesugust termilist, termokeemilist ja mehaanilist töötlemist võib leida käsiraamatutest *.

Põhiliste masinaehitusmaterjalide keemilise koostise, omaduste ja töötlemisviisidega tutvutakse metallograafia, metallide tehnoloogia ja masinaehituse tehnoloogia kursuses.

Eespool esitasime üldisi nõudeid materjalidele, mis on määratud detaili töötingimustega masinas. Erinõudeid käsitleme allpool koos vastavate detailide konstruktsiooni ja arvutusega.

Oma arengu kõigil etappidel on masinaehitus stimuleerinud uute, selliste omadustega materjalide tekkimist, mis tagaksid pideva progressi. Nii näiteks tingis lennukiehituse areng ülitugevate kergete sulamite loomise, reaktiivmootorite areng — kuumustugevate sulamite ilmumise jne. Paralleelselt uute materjalide loomisega parandatakse pidevalt olemasolevate materjalide ekspluatatsioonilisi omadusi. Nii näiteks on konstruktsiooniteraste

* Näiteks neljaköiteline Справочник по машиностроительным материалам под ред. Г. И. Погодина-Алексеева, Машгиз, 1959—60.(1. kd. — Teras, 2. kd. — Värvilised metallid, 3. kd. — Malm, 4. kd., — Mittemetalsed materjalid).

tõmbetugevust, mis varem küündis vaevalt 60 kG/mm²-ni, tõstetud mitmesuguste legeerivate elementide ja termilise töötlemise abil 180 kG/mm²-ni, s. t. kolmekordseks *. Veel enam on tõusnud malmide tugevus. Viiskümmend aastat tagasi malmi kui konstruktsioonimaterjali tõmbetugevus ei ületanud 10...15 kG/mm²; tänapäeval, tänu legeerimis- ja modifitseerimismeetodite tõhususele, ulatub malmide tõmbetugevus 80 kG/mm²-ni ja kõrgemalegi, olles seega tõusnud 5...8 korda. Modifitseeritud malmidel ja keraja grafiidiga malmidel on suurem tugevus, kusjuures säilivad malmi eriomadused — suur sitkus tsüklilisel koormusel, kõrge väsimuspiir, väike tundlikkus sisselõigete vastu, head valuomadused ja ka madal hind. Seetõttu on malm muutunud masinaehituses väga hinnatavaks materjaliks. Malmi kasutatakse nüüd isegi väntvõllide valmistamiseks, mida varem tehti ainult terasest.

Toodud näidetest ilmneb, et soovitustel valmistada mõnda liiki detaile konkreetsest materjali margist on *ajutine iseloom*. Neid soovitusi tuleb süstemaatiliselt revideerida, arvestades uute materjalide ilmumist ja varem kasutatud materjalide omaduste muutumist **. Masinaehituse arengus viimase 15...20 aasta jooksul on raske leida näidet, kus progress oleks olnud kiirem kui materjalide kasutamise alal.

Uute masinaehitusmaterjalide seas on eriline koht plastmassidel. Plastmassideks nimetatakse looduslike või sünteetiliste polümeeride alusel valmistatud mittemetalseid materjale, millest saadakse detaile enamasti plastilise deformeerimise teel.

Plastmassid koosnevad kahest komponendist — vaigust (sideainest) ja täiteainetest. Olenevalt sideaine käitumisest kuumutamisel liigitatakse plastmassid *termoreaktiivseteks* ja *termoplastilisteks*. Termoreaktiivsete hulka kuuluvad plastmassid, mis surve all kuumutamisel muutuvad sulamatuks ja lahustumatuks, kusjuures see protsess on pöördumatu. Termoplastilised plastmassid kuumutamisel sulavad (muutuvad plastiliseks), jahutamisel aga tarduvad, kusjuures see protsess on pööratav: termoplastilisi plastmasse võib korduvalt ümber töödelda.

Plastmasside tähtsaimaks komponendiks on sideaine — vaik, mis mõjutab kõiki materjali põhiomadusi: füüsikalisi, mehaanilisi, keemilisi, dielektrilisi jt.

Täiteained mõjutavad materjali omadusi pressimisel (voolavust, kahanemist), kuumuskindlust, töötlemisrežiimi (rõhku, pressimistemperatuuri) ja valmistoodete mehaanilisi omadusi. Täiteainetena on kasutusel nii orgaanilised (puidujahu, riie, paber, sünteetilised ja taimsed kiud jt.) kui ka anorgaanilised ained (asbest, talk, kaoliin, vilgukivi, klaaskiud jne.).

Plastmassidesse lisatakse ka plastifikaatoreid — toote plastilisuse suurendamiseks ja valtsimise ning pressimise kergendamiseks — ning värvaineid tootele soovitava värvuse andmiseks.

---

* Tuntakse katselisi terasemarke tõmbetugevusega $\sigma_B \approx 240$ kG/mm².

** Viimastel aastatel kasutatakse üha laiemalt titaanisulameid. Nähtavasti on tulevik nende päralt, sest nad on 2...3 korda tugevamad alumiiniumisulamitest, 5 korda tugevamad magneesiumisulamitest ja ületavad tugevuselt mitmeid legeeritud teraseid. Titaan on terasest 2 korda kergem; ta korrosioonikindlus on suurem kui roostekindlal terasel.

Tabel 2

Konstruktiivsete plastmasside omadused

Materjalid	Erikaal γ G/cm³	Tõmbetugevus σ_B kG/cm²	Survetugevus σ_{BS} kG/cm²	Paindetugevus σ_{Bp} kG/cm²	Brinelli kõvadus kG/mm²	Normaalelastsusmoodul $E/10^4$ kG/cm²	Kasutusala
Polüamiidid							
Kaproon	1,13	600 ... 650	700 ... 800	900	10 ... 12	2,0	Aparaatide detailid;
AK-7	1,14	500 ... 650	750 ... 850	1000 ... 1200	15 ... 18	1,5	vähekoormatud detailid; antifriktsioonmaterjalid
Fenoplastid							
Getinaks	1,3	800 ... 1000	2400 ... 3400	1000 ... 1300	25 ... 30	10 ... 18	Aparaatide detailid;
Tekstoliit	1,3	850 ... 1000	2300 ... 2500	1450—1000	25 ... 35	4 ... 6,5	laagriliuad, puksid;
Puitkihilised plastmassid (ДСП)	1,3	1400 ... 2600	1000 ... 1200	—	20 ... 25	25 ... 30	hammas- ja rihmarattad jms.
Klaastekstoliit	1,75	2500 ... 3000	3000 ... 3200	2200 ... 2800	60 ... 125	16 ... 20	Paagid, reservuaarid, laevade väliskate jms.

Plastmassid moodustavad iseseisva konstruktsioonimaterjalide rühma, mille tähtsus ja kasutamine järjest suureneb. Põhiliste mehaaniliste omaduste ja kasutusala järgi liigitatakse neid koormatavateks ja mittekoormatavateks (dekoratiiv- ja isolatsioonimaterjalid jt.). Koormatavad plastmassid jagunevad omakorda konstruktiivseteks, friktsioonseteks ja antifriktsioonseteks.

Väikese tugevusega konstruktiivsete plastmasside tõmbetugevus $\sigma_B = 500$ kG/cm², paindetugevus $\sigma_{Bp} = 800$ kG/cm². Nende hulka kuuluvad polüstürool, fenoplastid, fenoliidid, aminoplastid jt.

Keskmise tugevusega plastmasside hulka võib lugeda materjale, mille täiteaineks on paber (getinaks), puuvillane riie (tekstoliit), puidušpoon (lignofool). Nende $\sigma_B \approx 3000$ kG/cm² ja $\sigma_{Bp} \approx 2800$ kG/cm². Kihilised plastmassid on anisotroopsed. Seda on vaja arvestada konstrueerimisel: töökoormused tuleb suunata nii, et ei tekiks kihtide eraldamist ega nihkumist.

Suure tugevusega plastmasside hulka kuuluvad klaaskiuga armeeritud materjalid (klaasplastid). Nende $\sigma_B \approx 4000$ kG/cm² ja $\sigma_{Bp} \approx 1200 \ldots 6000$ kG/cm². Klaasplastidest valmistatakse torusid, reservuaare, autokeresid jms.

Konstruktiivsete plastmasside põhilised mehaanikalised omadused on esitatud tabelis 2.

Lubatavad pinged mitmesugustele plastmassidele valitakse olenevalt nende tugevuspiirist vastavat liiki deformatsioonil. Tugevusvaru tõmbel või survel võetakse kasutatava plastmassi tõmbe- või survetugevuse alumise väärtuse suhtes vähemalt kahe- kuni neljakordne, staatilisel paindel aga paindetugevuse alumise väärtuse suhtes vähemalt neljakordne. Lubatav lõike- ja lõhenemispinge valitakse:

1) vastavalt plastmassi survetugevusele pressimistasapinna risttasapinnas kümnekordse tugevusvaruga või 2) kildumiskatsete tulemuste põhjal kolmekordse tugevusvaruga.

Tugevuse suurendamiseks valatakse mõningatel juhtudel plastmassi sisse metallkarkass (võrk, ribad). Nii armeeritud detailid taluvad suuri koormusi.

Projekteeritava masinaelemendi materjali valikul lähtutakse alljärgnevatest üldistest kaalutlustest:

1) ekspluatatsioonilistest — materjal peab vastama detaili töötingimustele masinas;

2) tehnoloogilistest — materjal peab tagama detaili valmistamise minimaalse töömahukuse;

3) majanduslikest — materjal peab olema ökonoomne detaili täieliku omahinna seisukohast, mis hõlmab peale materjali maksumuse ka kõik ülejäänud tootmiskulud.

Detaili materjali põhjendatud valik neid tingimusi täielikult arvestades on keerukas tehniline ja majanduslik ülesanne. Selle lahendamist raskendab veelgi asjaolu, et detaili kuju ja mõõtmed sõltuvad vastava materjali mehaanilistest omadustest ja tehnoloogilistest võimalustest.

Näiteks rihmaratta, mille läbimõõt on 100 mm ja pöörlemiskiirus $n = 5000$ p/min, võib valmistada malmist või alumiiniumisulamist. Kumba neist materjalidest valida? Niisuguse pöörlemiskiiruse jaoks tuleb rihmaratas tasakaalustamise huvides üleni töödelda. Et alumiiniumisulami treimisel on lõikekiirus 8...10 korda suurem kui malmi treimisel, siis kokkuhoid treimise maksumuse ja sellega kaasnevate kaudsete kulude arvel ei kompenseeri mitte ainult materjali kaks korda kõrgemat hinda, vaid muudab alumiiniumist rihmaratta 25% odavamaks malmrattast. Seega on antud juhul kasulikum valmistada rihmaratas alumiiniumisulamist.

Üldjuhul saab materjali õigesti valida ainult mitme variandi võrdlemisel. Just nii toimitakse vastutusrikastel juhtudel (näiteks hammasreduktori kere materjali valides: kas teha see malmist — valatuna — või terasest — keevitatuna), kui ühe või teise materjali valik detaili jaoks määrab keerulise sõlme konstruktsiooni, kaalu, gabariidid ja hinna.

Mõningatel juhtudel lihtsustab materjali valikut näitarvude süsteem, mis iseloomustab mitte materjali üht üksikut omadust (näiteks ainult tugevust, väsimustugevust või jäikust), vaid mitut omadust kompleksselt. Nende näitarvude struktuur muutub vastavalt konstruktsioonile esitatavatele nõuetele, milleks on näiteks detaili minimaalne hind või kaal etteantud tugevuse, väsimustugevuse, jäikuse jne. juures. Enamasti kasutatakse näitarve, mille aluseks on detaili kaal, sest paljude masinate jaoks on kaal iseseisev ja tähtis tegur, mis iseloomustab konstruktsiooni efektiivsust. Peale selle annab kaal koos kaaluühiku hinnaga ettekujutuse konstruktsiooni metallimahukusest ja materjali maksumusest; nii üks kui ka teine on tähtsad kõikidel juhtudel.

Allpool on toodud nende näitarvude tuletamine mõningatel tähtsamatel juhtudel.

Erinevate materjalide võrdlev hinnang kaalu järgi. Olgu varras pikkusega L koormatud tõmbejõuga P; materjali erikaal on γ, tõmbetugevus σ_B, varutegur n. Varda ristlõikepindala F, ruumala V ja kaalu G määrame järgnevatest avaldistest:

$$F = \frac{P}{[\sigma_t]} = \frac{nP}{\sigma_B}; \quad V = FL = \frac{nPL}{\sigma_B}; \quad G = V\gamma = nPL\frac{\gamma}{\sigma_B}.$$

Järelikult võrdsete L, P ja n puhul kahe erinevast materjalist varda (γ', σ'_B ja $\gamma''\sigma''_B$) kaalude suhe on

$$\frac{G'}{G''} = \frac{\sigma''_B}{\gamma''} : \frac{\sigma'_B}{\gamma'}. \tag{38}$$

Seega on võrdse tugevusega (tõmbele töötavate) varraste kaalud pöördvõrdelised suhtega $\frac{\sigma_B}{\gamma}$. Mida suurem on see suhe, seda ökonoomsem on antud materjal kaalult. Suhet $\frac{\sigma_B}{\gamma}$ nimetatakse *eritugevuseks*. See on materjali omaduste üheks põhiliseks kriteeriumiks konstruktsioonides, mille kaalul on eriline tähtsus.

Kui tõmbele arvutamisel on aluseks väsimuspiir $\sigma_{-1\,t}$, siis saab analoogilise arutluse abil näidata, et materjali ökonoomsus sõltub suhtest $\frac{\sigma_{-1t}}{\gamma}$, mida nimetatakse materjali *eriväsimustugevuseks*.

Geomeetriliselt sarnaste ristlõigetega varraste painde ja väände puhul kujunevad suhted teistsugusteks:

$$\text{paindel } \frac{G'}{G''} = \frac{\sigma''^{2/3}_{Bp}}{\gamma''} : \frac{\sigma'^{2/3}_{Bp}}{\gamma'},$$

$$\text{väändel } \frac{G'}{G''} = \frac{\tau''^{2/3}_{B}}{\gamma''} : \frac{\tau'^{2/3}_{B}}{\gamma'}. \tag{39}$$

Paindel või väändel on materjali omaduste kriteeriumiks vastavalt suhted $\frac{\sigma^{2/3}_{Bp}}{\gamma}$ või $\frac{\tau^{2/3}_{Bp}}{\gamma}$.

Avaldiste (38) ja (39) võrdlusest nähtub, et paindel ja väändel annab materjali suur tugevus väiksemat kokkuhoidu kaalus kui tõmbel, sest väiksematel ristlõigetel on palju väiksem vastupanumoment. Siit ilmneb, et seos (39) kehtib ainult varraste ristlõigete geomeetrilise sarnasuse korral.

Nagu eespool mainitud, on paljude detailide puhul väga oluline jäikus.

Tõmbel (või survel) on võrdsete jäikustega (s. t. võrdse suhtega $\frac{P}{\lambda}$) varraste kaalud seotud suhtega

$$\frac{G'}{G''} = \frac{\gamma' F'}{\gamma'' F''} = \frac{E''}{\gamma''} : \frac{E'}{\gamma'}. \tag{40}$$

Detailidel, millelt nõutakse põhiliselt jäikust, iseloomustab materjalide omadusi suhe $\frac{E}{\gamma}$, mida nimetatakse erijäikuseks. Et teraste normaalelastsusmoodul kõigub väga kitsastes piirides ($2{,}0 \cdot 10^6 \ldots 2{,}2 \cdot 10^6$ kG/cm^2), siis pole mõtet näiteks legeeritud teraseid kasutada detailide valmistamiseks, millele jäikus on põhinõudeks. Masinaehituses kasutatavatest materjalidest on kõige suurema elastsusmooduliga kõvasulamid ($5 \cdot 10^6 \ldots 6 \cdot 10^6$ kG/cm^2).

Materjali vastupanu löökkoormusele iseloomustab detaili elastsele deformatsioonile vastav töö. Seda tööd varda ruumalaühiku kohta kujutab tõmbediagrammil ligikaudselt täisnurkse kolmnurga pindala; kolmnurga kõrguseks on proportsionaalsuspiir σ_P ja aluseks sellele piirile vastav materjali suhteline deformatsioon selle piirini jõudmisel ($e = \sigma_P/E$). Varda ruumalaühiku elastseks deformeerimiseks kulutatud töö (kolmnurga pindala) $\triangle = \frac{1}{2} \sigma_P \cdot e = \frac{\sigma_P^2}{2E}$. Kahe võrdse löögitugevusega erinevast materjalist varda ristlõikepindalad F' ja F'' on varraste võrdse pikkuse

Tabel 3

Mõningate materjalide eritugevus ja erijäikus

Materjal	Mark	Erikaal $\gamma \cdot 10^3$ kG/cm²	Normaalelastsusmoodul E kG/cm²	Tõmbetugevus σ_B kG/cm²	Eritugevus		Erijäikus tõmbel E/γ	Eritugevus löökkoormusel $\sigma_P^2/E\gamma$
					tõmbel σ_B/γ	paindel $\sigma_{BP}^{2/3}/\gamma$		
Terased:								
väikese süsinikusisaldusega	20	7,8	$2{,}1 \cdot 10^6$	4000	$5{,}1 \cdot 10^5$	$3{,}2 \cdot 10^4$	$2{,}7 \cdot 10^8$	410
keskmise süsinikusisaldusega	45	7,8	$2{,}1 \cdot 10^6$	6000	$7{,}6 \cdot 10^5$	$4{,}2 \cdot 10^4$	$2{,}7 \cdot 10^8$	1070
legeeritud	40Х	7,8	$2{,}1 \cdot 10^6$	10000	$12{,}7 \cdot 10^5$	$6{,}0 \cdot 10^4$	$2{,}7 \cdot 10^8$	3900
„	30ХГСА	7,8	$2{,}1 \cdot 10^6$	16000	$20{,}4 \cdot 10^5$	$8{,}1 \cdot 10^4$	$2{,}7 \cdot 10^8$	7800
Malmid:								
hallmalm	СЧ21-40	7,2	$1 \cdot 10^6$	2100	$2{,}9 \cdot 10^5$	$3{,}5 \cdot 10^4$	$1{,}4 \cdot 10^8$	220
ülitugev malm . . .	ВЧ40-10	7,2	$1{,}5 \cdot 10^6$	4000	$5{,}5 \cdot 10^5$	$5{,}1 \cdot 10^4$	$2{,}1 \cdot 10^8$	530
Duralumiinium	Д6Т	2,8	$7{,}5 \cdot 10^5$	4200	$14{,}7 \cdot 10^5$	$9{,}14 \cdot 10^4$	$2{,}6 \cdot 10^8$	3300
Magneesiumisulam . .	МЛ4	1,8	$4{,}3 \cdot 10^5$	2400	$13{,}4 \cdot 10^5$	$9{,}8 \cdot 10^4$	$2{,}4 \cdot 10^8$	1850
Männipuit	—	0,5	$1{,}1 \cdot 10^5$	830	$16 \cdot 10^5$	$14{,}4 \cdot 10^4$	$2{,}2 \cdot 10^8$	3600
Tekstoliit	ЛТ	1,3	$1 \cdot 10^5$	850	$6{,}5 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^4$	$0{,}8 \cdot 10^8$	1600

ja ristlõigete geomeetrilise sarnasuse korral pöördvõrdelised teguriga σ_P^2/E. Varraste kaalude suhe on

$$\frac{G'}{G''} = \frac{\sigma''^2_P}{E''\gamma''} : \frac{\sigma'^2_P}{E'\gamma'}. \qquad (41)$$

Eritugevus löökkoormusel $\sigma_P/E\gamma$ võimaldab võrrelda võrdse löögitugevusega erinevatest materjalidest varraste kaalu.

Peale eespool tuletatud näitajate võib samal viisil leida teisi näitajaid, mis iseloomustavad materjali ruumala, maksumust, tundlikkust temperatuuri kõikumiste, tsentrifugaaljõudude jne. suhtes.

Võrdluseks on tabelis 3 esitatud mõningate materjalide eritugevused ja -jäikused *.

Lokaalsete omaduste printsiip ja selle kasutamine materjalide valikul. Sageli nõutakse ühe ja sellesama detaili erinevatelt pindadelt või osadelt erinevaid omadusi: friktsioonilisi või antifriktsioonilisi omadusi, kulumiskindlust, kontakt- või mahulist tugevust, jäikust või elastsust, korrosioonikindlust, soojusjuhtivust võnkesumbuvust jne.

Nõuete erinevuse põhjuseks on erinevad tingimused, mille juures detaili vastavad osad töötavad.

Paljudel juhtudel on hoopis võimatu leida detailile sellist materjali, mis üheaegselt rahuldaks kõiki esitatud nõudeid ja kui selline materjal üldse eksisteeribki, on see tavaliselt kallis.

Möödunud aegadel, kui detailide töötingimused ei olnud nii pingelised kui tänapäeval, võis rahulduda kompromisslahendustega: valiti materjalid, mis vaid osaliselt vastasid kõikidele esitatud nõuetele. Kaasajal pole niisugune lahendus enam küllaldane ja taolistel juhtudel näitab kätte kõige ratsionaalsema ja progressiivsema lahenduse lokaalsete omaduste printsiip. Selle sisu saab kõige paremini selgitada konkreetsete näidete varal.

1. Hüdroturbiinide labadelt nõutakse tugevust ja ka korrosioonikindlust. Nende nõuete rahuldamiseks valmistati kuni viimase ajani kõikide suurte pöördlabadega turbiinide labad kallist raskelttöödeldavast roostekindlast terasest. Kuid siin on olemas ka teisi lahendusi. Tõepoolest, korrosioonikindlust nõutakse ainult labade pindadelt. Järelikult pole vaja teha laba tervikuna roostekindlast terasest — selle võib valmistada süsinik- või odavamast legeeritud terasest ja katta seejärel õhukese roostekindlast terasest plekiga. Nii tehti katselabad ühele Tsimljanski hüdroelektrijaama turbiinidest. Labade valmistamise aeg lühenes seejuures

* Kaasaegsed lennukitööstuse materjalid (peale plastmasside) reastuvad eritugevuse järgi toatemperatuuril järgmiselt: titaanisulamid, eriterased (Cr, Mo, Mn); alumiiniumisulamid (Zn, Mg); erijäikuse järgi: teras, alumiiniumisulamid, titaanisulamid (erinevus nende vahel on aga väike); eriväsimustugevuse järgi: titaanisulamid, teras, alumiiniumisulamid.

kaks korda, hind aga alanes 30%. Nüüd on selline konstruktsioon kasutusel ka teiste ehitatavate hüdrojaamade turbiinides. Sel viisil saadud ökonoomiast annavad ettekujutuse järgmised arvud: Kuibõševi hüdroelektrijaama turbiinidel kaalub iga laba 18 t, turbiini labade arv on 6.

2. Hõõrdsidurite tööpindadele esitatakse väga mitmesuguseid nõudeid (vt. lk. 529). Kõigile neile nõuetele vastavat homogeenset materjali pole olemas. Kõige paremini vastavad neile metallikeraamilised materjalid. Friktsioonmaterjalid vase alusel valmistatakse segust, mille koostis võib olla näiteks niisugune: vaske 60 ... 70%, rauda 5 ... 10%, pliid 5 ... 15%, tina 5 ... 15%, karborundi, kvartsi ja teisi abrasiive 2,5 ... 7%.

Nende komponentide ülesanded on alljärgnevad:

a) *vask* juhib hästi ära soojust ja ei nõua suuri surveid paagutamisel;

b) *raud* ja abrasiivmaterjalid tõstavad hõõrdetegurit;

c) *plii* moodustab sulades õhukese määriva toimega kile, mis kaitseb tööpindu sööbimise eest.

Metallikeraamilistele friktsioonmaterjalidele on iseloomulik suur haprus. Seepärast kantakse (sulatatakse) nad õhukese kihina (ca 0,2 mm) jäigale terasest või malmist alusele.

Seega saadakse mitmesuguste komponentide kunstliku kombinatsiooni tulemusena detail, millel igas punktis on sobivad omadused.

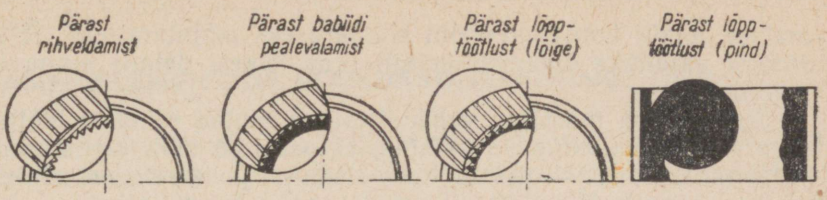
3. Kuigi hammasrataste poolt ülekantavad jõud on kasvanud, on viimastel aastatel paljudel juhtudel õnnestunud kasutada nende valmistamiseks kõrgeltlegeeritud teraste asemel süsinik- või madalaltlegeeritud teraseid. Põhjus on selge: hammasratta kehas, mille valmistamiseks kulub kõige rohkem metalli, on pinged tühised, kõige enam koormatud elementideks on hambad. Neilt nõutakse suurt tööpindade kulumiskindlust ja kontakttugevust, kõrget väsimuspiiri paindel. Esimene saavutatakse hammaste tööprofiili *karastamisel* kõrgsagedusvooludega, teine aga hamba pinna tugevdamisega üleminekukõvera piirkonnas, kus kalestamise teel tekitatakse jääksurvepinged.

Seega annab ka siin vajaliku efekti detaili materjali omaduste ja oleku *kohtne muutmine* nõutavas suunas.

4. Autode kolbmootorites kuuluvad väntvõlli laagrid kõige intensiivsemalt koormatud detailide hulka, mis sageli piiravad mootorite forsseerimist. Nende laagrite liudade konstruktsioonid arenesid ja täiustusid alljärgnevalt:

a) alguses valmistati laagriliudu tervenisti tinapronksist — parimast antifriktsioonmaterjalist, mida tol ajal tunti;

b) siis, kui ilmusid babiidid — spetsiaalsed laagrisulamid, mille antifriktsioonomadused on paremad kui pronksil — hakati nendega katma pronksliudade tööpindu;



Joon. 24.

c) et aga pronks etendas sel juhul teisejärgulist osa — ta pidi olema vaid aluseks babiidile — siis võis pronksi asemel kasutada terasplekki. Nii toimuski tähtis üleminek õhukeseseinalistele laagriliudadele. Babiidi paremaks sidumiseks terasega kaeti teras eelnevalt vasekihiga (galvaanilisel teel);

d) babiidid on suurepärased antifriktsioonmaterjalid väikestel ja keskmistel koormustel, kuid ei talu väga kõrgeid erisurveid ja temperatuure. Selle põhjuseks on babiidi madal voolavus- ja väsimuspiir, mis temperatuuri tõusmisel veelgi kiiresti langevad. See tingis ülemineku terasliudadele, millel valatud kattekiht oli mitte babiidist, vaid pliipronksist;

e) pliipronksi antifriktsioonilised omadused on tunduvalt halvemad kui babiidil, peamiselt suurema kõvaduse ja õliga halvema kattumise tõttu. Erisurvete ja kiiruste edasine kasv tingis «võrklaagrite» ilmumise, mis on tehtud alljärgnevalt. Terasele valatakse pliipronksist vahekiht, millele rullitakse reljeefne muster (joon. 24). Sel viisil saadud rihveldatud pinnale valatakse pliibabiidi kiht ja töödeldakse mehaaniliselt. Nii moodustuvad babiidiga täidetud süvendid, mille pindala hõlmab 25...60% laagri kogupinnast; babiidikihi paksus on ca 0,5 mm. Kõrgel temperatuuril töötava laagri pealiskihi kuumuskindlust tõstetakse veel indiumiga.

Seega algas laagriliudade konstruktsiooni areng 5 mm paksustest läbinisti pronksist liudadest ja jõudis välja õhukeseseinalise trimetall-liuani paksusega kõigest 2 mm. Selles õhukeses seinas on igal metallil oma rangelt piiratud ülesanne.

Niisuguseid näiteid võib tuua veelgi. Lõiketera, mille keha ja lõikeosa valmistati varem ühest tükist, tehakse nüüd pealejoodetud või mehaaniliselt kinnitatud plaatidega kiirlõiketerasest, mineraalkeraamilistest materjalidest või kõvasulamitest, tööpinkide juhtpinnad, mis esialgu olid lihtsalt malmist, siis aga terasest katteplaatidega, tehakse nüüd plastmassist või malmist karastatud pinnaga. Kõiges selles avaldub seesama lokaalsete omaduste printsiip.

Kaasaegse metallitöötlemise tehnoloogia mitmekesised vahendid, eriti mitmesugused kattekihtide pealekandmise, termilise ja termo-keemilise töötlemise viisid, mehaaniline kalestamine jääkpingete kunstliku tekitamisega, pakuvad haruldaselt laialdasi või-

malusi detaili konstruktsiooni sihipäraseks mõjutamiseks, et saavutada vajalikke omadusi detaili igas lõikes, detaili pinna igas punktis.

Suurem osa mainitud vahenditest on seotud pindade töötlemisega. Selle põhjuseks on asjaolu, et peaaegu kõik vigastused ja purunemiskolded — alates korrosioonist ja lõpetades väsimuspraoga — tekivad detaili pinnal ja tungivad seejärel sügavamale, haarates kogu ristlõike või suurema osa sellest. On loomulik, et masinaehitajate pingutused olid suunatud pindkihtide kaitsmisele, tugevdamisele ja üldse nende omaduste muutmisele.

Masinaelementide ratsionaalseks konstrueerimiseks on vaja tunda mainitud töötlemisviise.

Kasutatavate materjalide nomenklatuuri piiramine. Masinat projekteerides tuleb detaili materjali valikul koos teiste asjaoludega arvestada ka tootmis- ja varustamisraskusi, mis tekivad kasutatavate materjalide liiga laia nomenklatuuri korral. Seepärast on vaja viimast piirata nii palju kui võimalik. Rea eeliseid saame piirates teraste ja muude materjalide markide arvu, mida kasutatakse ühes tehases.

Eelised on järgmised:

a) tehases kasutatavate materjalide markide ja sortimendi valiku piiramine teeb tehase materiaalse varustamise tunduvalt kergemaks ja odavamaks, sest saadetavad kogused suurenevad ja need võib vagunitesse laadida otse metallurgiatehases ilma järgnevate ümberlaadimisteta;

b) laos ja tsehhis tuleb iga marki materjali eraldi hoida ja arvestada; markide arvu vähendamine lihtsustab materjalide hoidmist ja arvestust ning vähendab nende hoidmiseks vajalikku laopinda;

c) iga materjalimark nõuab oma mehaanilise ja termilise töötlemise režiime; markide arvu piiramine võimaldab tsehhide töötajatel paremini tundma õppida ja omandada kõige ratsionaalsemaid töötlemisrežiime; eriti lihtsustub seejuures termiliste tsehhide töö;

d) tänu kasutatavate markide arvu piiramisele vähenevad detailide praakimineku võimalused ebaõige materjali või termilise töötlemise tõttu.

Markide arvu piiramiseks koostatakse tehastes kasutatavate markide kohta tehasenormaalid ja keelatakse kasutada normaalis mitte esinevaid materjale ilma tungiva vajaduseta *.

* Tootmises on väga palju terasemarke: NSV Liidus toodetakse ca 280, Ameerika Ühendriikides — 200, Itaalias 140 marki terast.

III peatükk

MASINAELEMENTIDE STANDARDISEERIMINE

Standarditeks nimetatakse kehtestatud kohustuslikke norme, millele peavad vastama toodete tüübid, parameetrid (eriti mõõtmed) ja kvaliteedinäitajad. Seega piiravad standardid erinevusi vastava toodangu tüüpides, mõõtmetes jne. ja näevad ette neid ainult teatud nomenklatuuris. Selles definitsioonis tuleb eristada kahte momenti: a) näidiste loomine, s. t. nõuete püstitamine antud esemele; b) nende esemete, protsesside või meetodite valiku vähendamine ratsionaalse miinimumini.

NSV Liidus kehtib standardite ühtne vorm — riiklikud standardid (ГОСТ), mille kasutamine on kohustuslik kõigis rahvamajanduse harudes.

Standardiseerimise mõistega on tihedalt seotud *normaliseerimine* ja *unifitseerimine.*

Normaliseerimiseks nimetatakse standardiseerimist, mis toimub ühe tööstusharu või tehase piirides. Tööstusharu- ja tehasenormaale võib kehtestada ka ГОСТ-idega ja ОСТ-idega hõlmatud objektide kohta.

Viimasel juhul võib sihiks olla: a) standardiseeritud objektide sortimendi piiramine vastavalt antud ametkonna või tehase nõuetele; b) riiklike standarditega soovitatud üksikute nõuete täpsustamine.

Unifitseerimiseks nimetatakse toodangu tüüpmõõtmete ja markide (ka toodete omaduste ja katsemeetodite) mitmekesisuse piiramist nende arvu maksimaalse vähendamise teel; varem projekteeritud ning katsetatud masinate detailide ja sõlmede kasutamist uute masinate konstruktsioonis. Seejuures unifitseeritud objektidel ei tehta mingeid muudatusi. Unifitseerida saab nii standardiseeritud kui ka standardiseerimata objekte.

Standardiseerimisel on väga suur tähtsus kaasaja kõigis tööstusharudes, eriti masinaehituses. Üheski teises tööstusharus ei esine sellist toodete tüüpmõõtmete mitmekesisust, kusjuures mõnel juhul vajatakse üksikuid tooteid (unikaalsed rasked tööpingid, pressid), teisel juhul aga miljoneid (õmblusmasinad), kasutatavate materjalide nii laia nomenklatuuri ega tehnoloogiliste protsesside sellist mitmekesisust. Vaid tänu standardiseerimisele (ja ka normaliseerimisele ja unifitseerimisele) saab võrdlemisi kiiresti ja ökonoomselt valmistada kõiki vajalikke masinaid, vaatamata sellisele mitmekesisusele.

Standardiseerimise tähtsus seisneb põhiliselt alljärgnevas.

1. Üheniimeliste detailide tüüpide ja mõõtmete suure hulga taandamine ratsionaalselt piiratud arvule võimaldab organiseerida standardsete detailide masstootmist kõige progressiivsematel

meetoditel. Seejuures vähenevad tunduvalt detaili valmistamise töömaht, materjalikulu ja lõppkokkuvõttes ka hind.

2. Masinaelementide tehniliste tingimuste ja katsemeetodite standardiseerimine aitab tõsta nende kvaliteeti, töökindlust ja iga.

3. Standardsete detailide, eriti aga sõlmede kasutamine lühendab uute masinate valmistamise aega ja töömahtu, sest neid sõlmi ja detaile pole enam vaja projekteerida ja valmistada ega nende konstruktsiooni viimistleda.

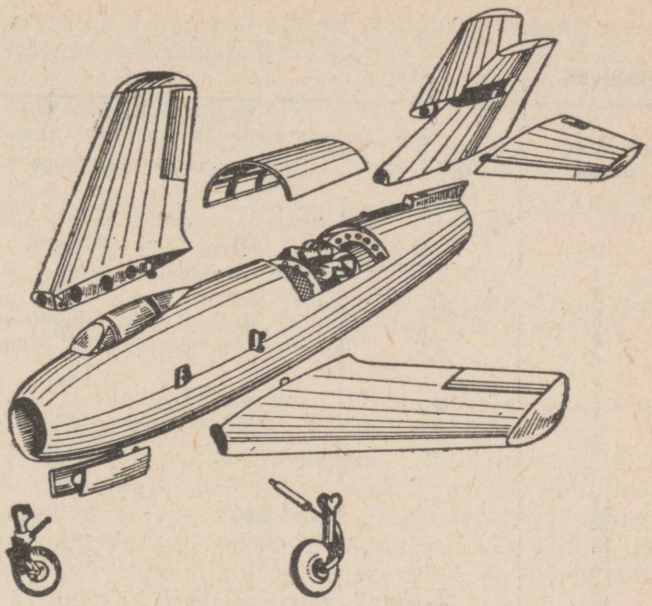
4. Standardiseerimine lihtsustab masina ekspluateerimist, sest remont muutub palju hõlpsamaks ja odavamaks ning on jõukohane ka spetsialiseerimata käitistele, kuna kõlbmatuks muutunud standarddetaile (näiteks kruvisid, liiste, laagreid, rihmu jne.) on kerge asendada laost võetud varuosadega.

Masinaelementidest on standardiseeritud: kõikide massiliselt toodetavate kinnitusdetailide mõõtmed; hammas-, tigu- ja kruviülekannete elemendid; võllide läbimõõdud; veerelaagrite, rihmade ja kettide põhiparameetrid, tehnilised tingimused, katsetamise meetodid ning nende juurde kuuluvate rihma- ja ketirataste põhimõõtmed; torustiku armatuur ja ühendused; mõnda tüüpi sidurite mõõtmed ja palju muud. Raamatu vastavates osades on antud viiteid nendele standarditele.

Pärast 1940. a. kinnitatud riiklikke standardeid tähistatakse indeksiga ГОСТ, mille juurde kuuluvad järjekorranumber ja (sidekriipsu järel) kaks arvu, mis näitavad standardi kinnitamise (või ümbertöötamise) aastat. Standardi iga ümbertöötamise korral muutub tähises ainult aastaarv. Näiteks ГОСТ 101-41 («Lamerihmad ajamitele, kummeeritud tekstiilist»), mis töötati ümber 1954. a., tähistatakse nüüd ГОСТ 101-54. Samal ajal on veel kasutusel aastatel 1925 ... 1940 kehtestatud standardeid, mis on seni ümber töötamata, nimelt ОСТ, ОСТ ВКС, ОСТ НКТП, ОСТ НКМ, ОСТ НКТМ koos järjekorranumbriga.

Standardiseerimise erakordselt suur tähtsus rahvamajanduses nõuab, et konstruktor tingimata kasutaks olemasolevaid standardeid ja normaale ning looks ka soodsaid eeldusi nende detailide ja sõlmede standardiseerimiseks (algetapil — normaliseerimiseks ja unifitseerimiseks), mille kohta standardid ja normaalid veel puuduvad.

Esimeseks sammuks selles suunas on varem projekteeritud, tootmises olevate ja masinate töös kontrollitud detailide ja sõlmede kasutamine uute masinate konstruktsioonides. Uue konstruktsiooni väljatöötamisel tuleb konstrueerida ainult niisugused uued detailid ja sõlmed, millest oleneb masina tootlikkus ja teenindamise mugavus. Kõik ülejäänud detailid ja sõlmed, mis põhimõtteliselt neid kaht põhitegurit ei mõjuta, tuleb võimaluste piirides jätta endiseks. Kõigi või valdava osa detailide asendamine üleminekul uuele, sama tüüpi konstruktsioonile räägib tavaliselt konstruktori puudulikust kvalifikatsioonist, tähelepanematusest või hooletusest.



Joon 25.

Kui mingil põhjusel ei saa uues masinas kasutada olemasolevat analoogilist sõlme tervikuna, tuleb säilitada samadena kas või nende sõlmede ühendusmõõtmed, et hõlbustada sõlmede normaliseerimist tulevikus.

Kõige avaramad võimalused unifitseerimiseks ja edasiseks normaliseerimiseks avanevad sel juhul, kui üheaegselt projekteeritakse terve seeria sama või lähedase otstarbega masinaid, mis erinevad üksteisest vaid mõõtmetelt. Seejuures osutub võimalikuks luua mõne põhimudeli baasil suur rühm erinevaid masinaid. Eriti soodustab seda meie plaanimajandus. Niisugust masinate rühma nimetatakse lennunduses *perekonnaks* (näiteks mootorite perekond), elektrimasinaehituses *seeriaks* (näiteks asünkroonmootorite ühtne üleliiduline seeria), tööpingiehituses — *gammaks* (näiteks teemant-sisetreipinkide gamma).

Mitmesuguste masinate konstruktsioonide analüüs näitab, et vaatamata nende välisele erinevusele või isegi erinevale otstarbele, koosnevad nad sõlmedest, mille ülesanne on põhimõtteliselt sama. Kujundades neid sõlmi konstruktiivselt ja tehnoloogiliselt iseseisvate normaliseeritud agregaatidena, võime saada kõige erinevamaid masinaid, rangelt piirates kasutatud agregaatide arvu. Seejuures hõlbustub tunduvalt uute masinate projekteerimine ja lüheneb nende koostamistsükkel.

Joonisel 25 on kujutatud lennuki jaotamine agregaatideks. Nendeks on kere, kandepinnad, saba, jõuseade ja šassii.

Tabel 4

Eelisarvud

Rea järg-arvud	Eelisarvude read			
	Rida 5	Rida 10	Rida 20	Rida 40
0	1,00	1,00	1,00	1,00
1	—	—	—	1,06
2	—	—	1,12	1,12
3	—	—	—	1,18
4	—	1,25	1,25	1,25
5	—	—	—	1,32
6	—	—	1,40	1,40
7	—	—	—	1,50
8	1,60	1,60	1,60	1,60
9	—	—	—	1,70
10	—	—	1,80	1,80
11	—	—	—	1,90
12	—	2,00	2,00	2,00
13	—	—	—	2,12
14	—	—	2,24	2,24
15	—	—	—	2,36
16	2,50	2,50	2,50	2,50
17	—	—	—	2,65
18	—	—	2,80	2,80
19	—	—	—	3,00
20	—	3,15	3,15	3,15
21	—	—	—	3,35
22	—	—	3,55	3,55
23	—	—	—	3,75
24	4,00	4,00	4,00	4,00
25	—	—	—	4,25
26	—	—	4,50	4,50
27	—	—	—	4,75
28	—	5,00	5,00	5,00
29	—	—	—	5,30
30	—	—	5,60	5,60
31	—	—	—	6,00
32	6,30	6,30	6,30	6,30
33	—	—	—	6,70
34	—	—	7,10	7,10
35	—	—	—	7,50
36	—	8,00	8,00	8,00
37	—	—	—	8,50
38	—	—	9,00	9,00
39	—	—	—	9,50
40	10,00	10,00	10,00	10,00

Märkus: Tabelis toodud arve võib suurendada või vähendada 10, 100, 1000, 10 000, 100 000 korda.

Praktikas kasutatakse konstruktsiooni standardiseerimistaseme hindamiseks alljärgnevaid mõisteid *.

$$\text{Normaliseerimise (standardiseerimise) aste} = \frac{\text{normaal- või standarddetailide nimetuste arv masinas}}{\text{masina detailide nimetuste koguarv}} \cdot 100\%.$$

$$\text{Unifitseerimise aste} = \frac{\text{teistelt masinatelt võetud detailide (sõlmede) nimetuste arv}}{\text{masina detailide (sõlmede) nimetuste koguarv}} \cdot 100\%.$$

Näiteks toodab S. M. Kirovi nimeline Tõste- ja Transpordiseadmete Tehas sildkraanasid tõstevõimega 30/5 t, mille unifitseerimise aste on: vankril — 80,8%, vankri raamil — 62,0%, sõidumehhanismil — 73%.

Standardiseerimise ja unifitseerimise tähtsamaks eelduseks on eelisarvude laialdane kasutamine.

Eelisarvud on eriliselt valitud suurused, mida on soovitatav kasutada kõigis rahvamajandusharudes. Need arvud määravad toodete ja ehitiste mõõtmed, võimsused ja tõstevõime, pöörete arvud ja kõik teised arvulised suurused tootmises. Võrdlemisi hiljuti kinnitati rahvusvaheline standard eelisarvudele ja nende ridadele ning selle alusel ГОСТ 8032-56 (vt. tabel 4).

Olgu meil vaja määrata traktorite võimsused, kusjuures viis tüüpi peaksid rahuldama põllumajanduse kõiki vajadusi. Kasutades eelisarvude rida 5, määrame võimsusteks 10, 16, 25, 40 ja 63 hj, kasutades rida 10 — 12,5, 20, 31,5, 50 ja 80 hj. Autode kandejõud peaks eelisarvude süsteemi kohaselt olema (rida 5) 1,6, 2,5, 4,0, 6,3 ja 10 t, kalluritel 4,0, 6,3, 10, 16, 25, 40 ja 63 t. Mida enam lastakse välja samaotstarbelisi tooteid, seda suurem võib olla tüüpmõõtmete arv. Väikeste koguste puhul kasutatakse eelisarvude rida 5, vastavalt toodete massilisuse suurenemisele minnakse üle reale 10, 20 või 40 **.

Eelisarvude kõrval on masinaehituses olulised normaalsete joonmõõtmete (läbimõõdud, pikkused jne., ГОСТ 6336-60), masinaehituse materjalide, tolerantside ja istude, pinnakareduse standardid (ГОСТ 2789-59) jt.

---

* Majanduslikult enam põhjendatud, kuid raskem määrata, on normaliseerimise ja unifitseerimise aste detailide valmistamise töömahtude suhtena nimetuste arvu suhte asemel.

** Põhjalikumalt käsitleb eelisarve ajakiri «Стандартизация» nr. 4 jt. numbrid 1956. a.

IV peatükk

MASINAELEMENTIDE TEHNOLOOGILISUS

Tehnoloogiliseks nimetatakse niisugust konstruktsiooni, mille valmistamine antud konkreetsetes tootmistingimustes nõuab minimaalselt aega, tööd ja materiaalseid vahendeid, tagades seejuures etteantud ekspluatatsioonilised näitajad.

Termin «tehnoloogilisus» võeti kasutusele veidi aega enne Teist maailmasõda, kuid alles nüüd on ta läinud kindlalt käibele konstrueerimisbüroodes, ehkki masinaehitajad on alati püüdnud luua ökonoomseid konstruktsioone. Eeltoodu põhjuseks on asjaolu, et seos masina konstruktsiooni ja selle valmistamise ökonoomsuse vahel oli omal ajal palju lihtsam kui praegu. Masinaehituse tehnoloogilised võimalused olid kahekümnendatel-kolmekümnendatel aastatel üsna primitiivsed, materjalide nomenklatuur ja nende omaduste muutmise meetodid aga piiratud. Samuti olid toodetavate masinate kogused (mõningate eranditega) nii väikesed, et muudatused selles ei mõjutanud konstruktsioonilist kujundust. Kui aga mingi detaili töötlemiseks oli olemas ainult üks meetod (protsess), mõisteti tehnoloogilisuse all joonisel kujutatud detaili valmistamise võimalikkust üldse, samuti ka sõlme või masina koostamise võimalikkust. Kaasajal on detailile vajaliku kuju andmiseks palju variante, mis erinevad üksteisest töötlemisprintsiibi ning kasutatavate seadmete ja rakiste poolest. Paljusid ühesuguse otstarbega detaile võib valmistada väga erinevatest materjalidest — mustadest metallidest või plastmassidest. Isegi samast materjalist detailidele saab anda erinevaid omadusi keemilis-termilise töötlemise, kalestamise või spetsiaalsete pinnakatete abil. Masinate tootmine varieerub üksiktootmisest (näiteks spetsiaalsed ja katsemasinad) masstootmiseni, mille puhul objekte toodetakse aastas sadu tuhandeid (näiteks rahvatarbekaupu valmistavad masinad). Arusaadavalt on tehnoloogilise konstruktsiooni loomine praegustes tingimustes palju raskem kui 20 või 30 aastat tagasi. Paljude variantide hulgast parima valimine antud konkreetsete tingimuste jaoks ja konstruktsiooni kujundamine selle variandi nõuete kohaselt on keeruline ülesanne, mille lahendamine on jõukohane ainult tänapäeva tehnoloogilisi võimalusi hästi tundvale konstruktorile. Selle ülesande lahendamine nõuab konstruktorilt pidevat koostööd tehnoloogide, valajate, seppade, keevitajate ja teiste spetsialistidega ning nendepoolset abi. Alljärgnevalt käsitleme lühidalt detailide konstruktsioonile esitatavaid tehnoloogilisuse põhinõudeid.

1. *Konstruktsiooni vastavus tootmistüübile ja -tingimustele.* Eespool toodud definitsioonist selgub, et üldiselt võttes on konstruktsiooni tehnoloogilisus lahutamatult seotud tootmistingimus-

tega. Konstruktsioon, mis on täiesti tehnoloogiline teatud tehase tingimustes ja antud tootmistüübi puhul, nõuab tavaliselt teisele tootmistüübile või -viisile ülemineku korral muutmist, mõnikord aga põhjalikku ümbertöötamist koos tootmise vastava ümberkorraldamisega.

Olgu näiteks vaja töödelda kere seintesse koaksiaalsed avad võllide ja laagrite jaoks. Tekib küsimus, milline eri läbimõõduga avade asetus on kõige tehnoloogilisem.

Vastus sõltub tootmistüübist ja oletatavast töötlemismeetodist. Võib eeldada, et *üksik-* ehk *individuaaltootmises* töödeldakse avad märkimise järgi horisontaal-sisetreipingil ühe operatsiooniga standardsete tornide (puuvõllide) abil, vahetades lõiketeri ja hööritsaid; *seeriatootmises* — horisontaal-sisetreipingil konduktoris, kasutades spetsiaalsete tornide komplekti, kusjuures lõikeriistad on üles seatud ava mõõdule ja erineva läbimõõduga avasid püütakse töödelda võimalikult üheaegselt; *masstootmises* — spetsiaalsel kahepoolsel mitmespindlilisel agregaat-sisetreipingil kombineeritud lõikeriistade kasutamisega. Siit ilmneb, et avade asetus, mis on tehnoloogiline ühel töötlemismeetodil, võib osutuda täiesti ebasoodsaks teise meetodi puhul.

Teine näide (Uraali Raskemasinaehitustehase praktikast). Ballooniga pneumosidurites kasutatakse kinnitusplaate 3 mm paksusest plekist. Algul keevitati neile külge kaks keermetatud rõngast (joon. 26, *a*). Kui aga plaatide tarbimine tõusis ligi 10 000 tükini kuus, tuli konstruktsiooni muuta — kasutada stantsimist samaaegse mõhnade moodustamisega (joon. 26, *b*). Stantsitud plaadi valmistamise töömaht osutus umbes 67 korda väiksemaks kui keevitatud (vastavalt 0,45 ja 30 min).

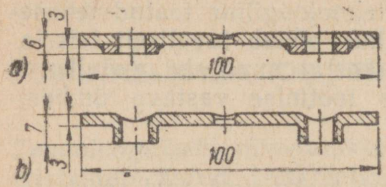
Seega pole olemas konstruktsioone, mis oleksid alati tehnoloogilised, sõltumata konkreetsetest tootmistingimustest.

Analoogiliselt ei saa hinnata detaili tehnoloogilisust lahus kogu masina tehnoloogilisusest. Võib juhtuda, et detaili mehaanilise töötlemise lihtsustamine teeb keerukamaks masina koostamise või remontimise, ja kasu detaili tehnoloogilisuse parandamisest muutub nulliks.

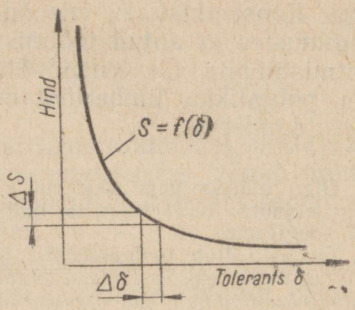
Mõned allpool loetletud tehnoloogilisuse nõuded on üldised: nad kehtivad mistahes tootmistingimuste puhul.

2. *Konstruktsiooni lihtsus ja otstarbekus.* Konstruktsiooni lihtsuse huvides peab loodav masin koosnema võimalikult väikesest arvust detailidest, mille kaal on minimaalne, valmistamine võimalikult mugav ja montaaž kerge. Detailide konstruktiivsete vormide kujundamisel on soovitav kasutada lihtsamaid pindu (silinder- ja tasapindu) ja nende kombinatsioone. Samal ajal tuleb püüda vähendada töödeldavate pindade arvu ja viia pindala miinimumini.

3. *Töödeldavate pindade täpsus ja karedus.* Valides detailile töötlemistäpsusi, tuleb silmas pidada, et kuigi viimase 50 aasta jooksul on keskmine täpsus tõusnud enam kui 4 korda, maksimaalne aga 10 korda (tolerants vähenes 0,02-lt 0,002 mm-ni), kaasneb täpsuse tõstmisega paratamatult valmistamise töömahu ja maksumuse kasv. On kindlaks tehtud, et enamiku töötlemis-



Joon. 26.



Joon. 27. ▶

protsesside puhul on sõltuvus töötlemiskulude S ja nõutava täpsuse (valmistamise tolerantsi δ) vahel ligikaudu hüperboolne (joon. 27): tolerantsi vähenemisel, eriti väikeste väärtuste piirkonnas, kasvab valmistamise maksumus kiiresti.

Seepärast ei tuleks ette näha kõrgendatud täpsusi ilma küllaldase põhjenduseta, kuid ei tohi ka esineda madalaid täpsusenõudeid seal, kus see on detaili töötingimuste tõttu tõesti vajalik.

Töödeldud pindade karedus peab olema kooskõlas kaaspindade reaalsete töötingimustega. Ei tohiks ette näha liiga väikest pinnakaredust, sest see nõuab kalleid viimistlusoperatsioone ja eriseadmete kasutamist.

Näiteks kepsu kruvide valmistamine pinnakaredusega (konaruste kõrgusega) kuni 0,4 μm läheb 22% kallimaks kui kareduse 0,8 μm puhul, karedusel kuni 0,1 μm aga 38% kallimaks.

Nõutav pinnasiledusklass märgitakse joonisele eritähisega, mida reglementeerib ГОСТ 2789-59 (tabel 5).

4. *Tooriku saamise viis.* Detaili tehnoloogilisus oleneb suurel määral toorikust — selle materjalist ja saamise viisist. Lõiketöötlemine läheb siin palju kulukamaks kui survega töötlemine või valamine, lisaks läheb palju metalli laastude näol kaotsi. Seepärast püütakse põhiline osa detailile kuju andmise tööst viia mehaanikatsehhist (töötlevast) üle ettevalmistustsehhi. Tooriku kuju ja mõõtmed peavad olema võimalikult lähedased valmisdetaili omadele, et lõiketöötlemise ülesandeks jääks ainult erilist täpsust või väikest karedust nõudvate pindade lõplik viimistlus.

Toorikute põhiliikideks masinaehituses on: normaalne või spetsiaalne valtsmetall, vabasepistamisega saadud sepised, kuumalt või külmalt stantsitud toorikud, valandid, sealhulgas kokill-, surve- ja tsentrifugaalvalu jt. Neist toorikute liikidest esitab igaüks detaili konstruktsioonile omad tehnoloogilisuse nõuded.

5. *Mehaaniline töötlemine.* Masinaelementide valmistamise üldisest töömahust moodustab mehaanilise töötlemise maht ikka veel olulise osa. Eespool kirjeldati mõningaid viise mehaanilise töötlemise mahu vähendamiseks (lihtne otstarbekas kuju; õigesti määratud töötlemistäpsus ja pinnakaredus; minimaalselt töötlemist vajav toorik). Üldiselt on kõige tehnoloogilisem niisugune

detail, mille mehaanilise töötlemise maht on minimaalne. Konkreetsetel juhtudel on tehnoloogilisuse nõuded mehaanilisel töötlemisel õige mitmekesised.

Need nõuded määrab töötlemise iseloom ja seadmed, millel töödeldakse.

Mõnikord dikteerib detaili tööpindade kuju asjaolu, et on olemas suure tootlikkusega meetod teatud pindade töötlemiseks. Näiteks evolventprofiiliga pinnad on geomeetrilises mõttes küllalt keerulised ja püüdes kuju lihtsuse poole, tuleks neid vältida. Kuid evolventprofiiliga pindu on kerge (automaatselt ja seejuures üsnagi tootlikult ning suure täpsusega) töödelda rullumismeetodil. Seepärast tehakse tänapäeval evolventsetena mitte ainult hammasrataste hambaprofiilid, vaid ka lülitatavate hammassidurite, vaheristikuga sidurite ja hammas- ehk soonvõllide hambad. Täisnurkne keere on kujult lihtne ja tagab väiksema hõõrdumise võrreldes teiste keermeprofiilidega. Ometi pole ta standardiseeritud ja peaaegu ei leiagi kasutamist, sest selle keerme saamine kõige tootlikumal meetodil — freesimisega — pole võimalik, ja selle lõikamine keermetreipingil on kulukam trapets- või kolmnurkkeerme lõikamisest.

Mitmesuguste tehnoloogilisuse nõuete spetsiifikat illustreerib näide võllide konstruktiivsest kujundamisest.

Võllidele esitatavaid tehnoloogilisuse nõudeid võib sõnastada järgmiselt.

1. *Tooriku minimaalne läbimõõt ja minimaalne töötlemisvaru.* Võlli astmete läbimõõtude erinevus peab olema võimalikult väike, suurima astme läbimõõt tuleks valida võrdne tooriku (kangi) läbimõõduga.

Tabel 5

Pinnakaredus

ГОСТ 2789-59 järgi

Pinna siledusklass	Tähis	Profiili keskmine aritmeetiline hälve R_a µm	Konaruste kõrgus R_z µm	Pinna siledusklass	Tähis	Profiili keskmine aritmeetiline hälve R_a µm	Konaruste kõrgus R_z µm
1	∇1	(80)	320	8	∇8	0,63	(3,2)
2	∇2	(40)	160	9	∇9	0,32	(1,6)
3	∇3	(20)	80	10	∇10	0,16	(0,8)
4	∇4	(10)	40	11	∇11	0,08	(0,4)
5	∇5	(5)	20	12	∇12	0,04	(0,2)
6	∇6	2,5	(10)	13	∇13	(0,02)	0,1
7	∇7	1,25	(6,3)	14	∇14	(0,01)	0,05

Märkus: Siledusklassidele 6...12 on põhiliseks skaala R_a, klassidele 1...5, 13 ja 14 — skaala R_z.

2. *Võlli astmete minimaalne arv.* Iga võlli aste tähendab treija lihvpinkidel töötlemisel lisasiiret, uut mõõteriista.

3. *Erinevate läbimõõtudega võlliosade pikkus tuleks võimaluste piirides valida võrdne.* Selle nõude täitmise korral saab mitmeteralistel pinkidel töötlemist korraldada kõige tootlikumalt.

4. *Võlli astmete vahel tuleb ette näha lihvketta väljajooksu sooned,* kui nende astmete pind nõuab lihvimist.

Sooned tuleb teha ainult sel juhul, kui seda lubab tugevustingimus võlli arvutamisel väsimusele.

5. *Ümardusraadiuste maksimaalne unifitseerimine.* Selle arvel väheneb vajalike ümaratipuliste lõiketerade ja paigalduste arv.

6. *Liistusoonte laiuse maksimaalne unifitseerimine.* Erineva laiusega soonte töötlemine nõuab lõikeriista vahetamist, mis on seotud ajakuluga.

7. *Prismaatiliste liistude asemel kasutada segmentliiste,* kui see on lubatav võlli tugevuse seisukohast. Prismaatilised liistud nõuavad sobitamist, segmentliistud seda ei vaja.

8. *Kõik liistusooned paigutada piki võlli üht moodustajat.* See võimaldab töödelda kõik sooned ühe paigaldusega vastaval freespingil.

Standardiseerimine, normaliseerimine ja unifitseerimine kuuluvad samuti detailide tehnoloogilisuse põhinõuete hulka.

Teine osa

MASINAOSADE LIITED

V peatükk

LIIDETE TÜÜBID JA NENDE ÜLDISELOOMUSTUS

Liidete tüübid. Iga masin koosneb detailidest, mille arv ulatub sadadesse, sageli ka tuhandetesse. Näiteks lihtsaimal sõelaaduril on üle 3000 detaili, autol (mootor kaasa arvatud) umbes 16 000, kuni 13 m läbimõõduga pindade töötlemise karussell-treipingil üle 20 000, mürsul V-2 umbes 30 000, Kuibõševi hüdroelektrijaama turbiinil üle 50 000 detaili, rööbaste valtsimise agregaat aga monteeritakse kokku rohkem kui 1,5 miljonist detailist (400 000 nimetust).

Selleks et detailid täidaksid masinas oma funktsioone, on nad omavahel ühendatud *liikuvateks ja liikumatuteks liideteks.* Liikuvate liidete näiteks võib olla kepsu ühendus vända sõrmega, võll koos laagritega või hammasratas hammaslatiga; liikumatu liite näiteks on katlaplekkide ühendus omavahel ja põhjadega, kaane kinnitus laagrikere külge või kolvivarre ja kolvi ühendus.

Kui liikuvate liidete vajaduse määrab ainult masina kinemaatika, siis liikumatute liidete kasutamist tingib vajadus masinat sõlmedeks ja agregaatideks, sõlmi aga detailideks lahti võtta, et lihtsustada või üldse teha võimalikuks masina valmistamist, transportimist ja remonti.

Praktiliselt nimetatakse masinaehituses liideteks ainult liikumatuid liiteid. Liikumatud liited jaotatakse *lahtivõetavateks ja mittelahtivõetavateks.*

Mittelahtivõetavateks nimetatakse liiteid, mida pole võimalik kinnitusdetaili purustamata lahti võtta. Tavaliselt kasutatakse mittelahtivõetavaid liiteid seal, kus konstruktsiooni jaotamine osadeks on tingitud tehnoloogilistest kaalutlustest — valmistamise võimalikkusest, lihtsusest ja ökonoomsusest. Niisugused liited paigutatakse kohtadesse, mida nimetatakse *tehnoloogilisteks lõigeteks.* Tehnoloogiliste lõigete kasutamine ei suurenda tavaliselt antud konstruktsiooni kaalu võrreldes tervikliku konstruktsiooniga või suurendab seda tühisel määral.

Mittelahtivõetavaid liiteid võib saada mehaanilisel teel — neetimise, valtsimise või pressistudega — ja füüsikalis-keemiliste sidejõudude abil — keevitamise, jootmise ja liimimisega.

Tänapäeva masinaehitusele on iseloomulik viimase liideterühma

— keevitamise, jootmise ja liimimise — eelistatud kasutamine. Metallide liimimine on eriti laialt levinud lennukiehituses — kärgkonstruktsioonide kasutamine sai võimalikuks ainult tänu liimimisele. Tööpingiehituses kasutatakse liimimist juhikute kinnitamiseks sängide külge, autoehituses — friktsioonkatete kinnitamiseks siduri- ja piduriketastele.

Masinaelementide üldkursuses käsitletakse keevisliiteid, neetliiteid ja pressistuga liiteid, mis on kõige enam levinud *.

Lahtivõetavateks nimetatakse liiteid, mida saab lahti võtta liidetavaid elemente ja kinnitusdetaile purustamata. Siia kuuluvad kõik keermesliidete liigid, liited tihvtide ja kiiludega ning liist-, hammasvõll-(soonvõll-) ja teised liited, mida võib nimetada profiilseteks.

Lahtivõetavaid liiteid võib jaotada *konstruktiivseteks,* mis on tingitud konstruktsiooni iseloomust (näiteks erinevast materjalist elementide ühendamine), ja *ekspluatatsioonilisteks,* mis on vajalikud ekspluatatsiooni mugavuse huvides, vahel ka remondi või transportimise huvides.

Liidete projekteerimine on väga vastutusrikas konstruktiivne ülesanne, sest purunemised toimuvad enamasti just liitekohtades. Üldise ökonoomsuse kõrval nõutakse liidetelt olenevalt otstarbest veel tugevust, tihedust (hermeetilisust), jäikust ning erijuhtudel ka soojus- ja elektrijuhtivust.

Kui üks liite liik ei rahulda kõiki etteantud nõudeid, kasutatakse kombineeritud liiteid. Näiteks esinevad lennukitel liimitud neetliited, kus tiheduse tagab liimimine, vajaliku tugevuse aga neetimine.

Liidete tegemine on masinaehituses tavaliselt käsitsitöö, mida on suhteliselt raske mehhaniseerida ja automatiseerida. Uute liiteliikide ilmumist ja kiiret levikut saab peale muu seletada püüdega vähendada töömahtu. Näitena võib tuua keevituse, mille eeliseks on suhteliselt lihtne automatiseerimine tänu protsessi pidevusele.

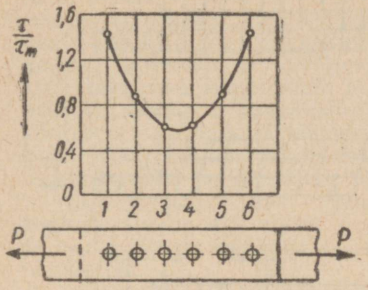
Liite tüübi valikul on vaja neid kaalutlusi arvestada.

Liidete tugevus. Liite tugevust võimaldab hinnata liitele lubatav piirkoormus või tugevustegur φ, mis on selle piirkoormuse ja kõige nõrgemale liidetavale elemendile lubatava piirkoormuse suhe.

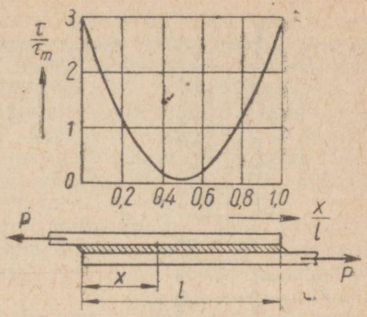
Peasihiks on siinjuures viia liite tugevus võimalikult lähedale liidetavate elementide tugevusele. Kui näiteks liite tugevustegur $\varphi = 0{,}9$, siis moodustab liite tugevus 90% nõrgema liidetava elemendi tugevusest.

---

* Teiste liidete kohta vt. «Клей и технология склеивания», Сб. статей под ред. Д. А. Кардашева, Оборонгиз, 1960; «Конструкционные клеи», Сб. статей, Гослесбумиздат, 1959; Эпштейн Г. «Склеивание металлов», Оборонгиз, 1956; Брукер Х. Р. и Битсон Е. В .«Пайка в промышленности», Оборонгиз, 1957; «Руководство по пайке металлов», Оборонгиз, 1960.



Joon. 28.



Joon. 29.

Plekkide ühendamisel neetidega on neediaukudest tingitud nõrgestuse tõttu alati $\varphi < 1$; keevisliidetel võib analoogilistes tingimustes ulatuda φ vahel üheni. Erijuhtudel kompenseeritakse neediavadest või pealesulatatud metalli madalamatest mehaanikalistest omadustest tingitud nõrgestust elementide ristlõigete suurendamisega liitekohas.

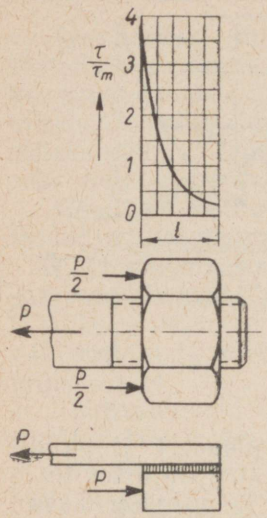
Vahelduval koormusel töötavate liidete puhul omab erilist tähtsust pingete jagunemise ebaühtlus ristlõikes ja pingete kontsentratsiooni suurus liite üksikutes punktides.

Arvukate eksperimentaalsete ja teoreetiliste uurimustega on kindlaks tehtud pingete ebaühtlane jagunemine neetide vahel (joon. 28), piki keevisõmblust (joon. 29) ning poldi ja mutri keermeniitide vahel mutri kõrguse ulatuses (joon. 30). Tavaliselt saavutavad pinged maksimumi liite äärmistes punktides, kus nende väärtus võib mitmekordselt ületada keskmise pinge τ_m, mille saame koormuse jagamisel liite pindalaga *.

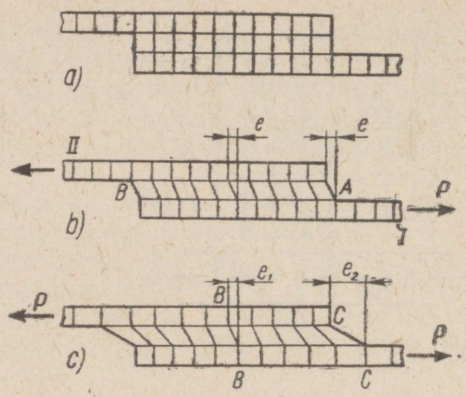
Vaatamata neet-, keevis- ja teiste õmbluste ning keermesliidete välisele erinevusele on pingete ebaühtlase jagunemise põhjused neis ühed ja samad. Nagu allpool näidatakse, on see ebaühtlus tingitud kahest asjaolust — liidetavate elementide deformatsioonide erinevusest ja nende paindest.

Deformatsioonide erinevus. Ühendatavate elementide deformatsioonide erinevusest tingitud pingete määramiseks võrdleme väga jäiku mittedeformeeruvaid elemente ja elemente, mis tõmbel pikenevad, kuid paindel ei deformeeru. Ilmekuse huvides on joonisel 31, *a* ühenduskiht näidatud mõlemal juhul liialdatult paksuna (selleks kihiks on neetliidetes needivarvad; kee-

* Ülesande koormuse jagunemisest keermeniitide vahel mutri kõrguse ulatuses lahendas 1902. a. N. J. Žukovski, ülesande jõudude jagunemisest neetide vahel — 1878. a. F. S. Jassinsky. Nende küsimuste käsitlust ühisest aspektist vt. Феодосьев В. И., Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов, ГТТИ, 1953; O. Volkersen, «Energie und Technik», 1953, 68...71, 103...108, 150....154; jt.

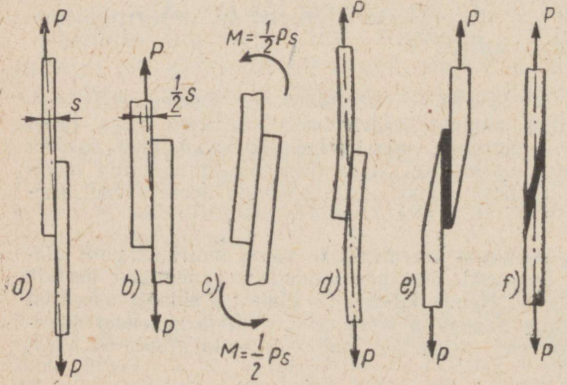


◄ Joon. 30.



Joon. 31.

vis-, joonte- ja liimliidetes vastavalt sulatatud metall, joodis ja liim; keermesliidetes — poldi ja mutri keermeniidid). Mittedeformeeruvad elemendid nihkuvad nagu jäigad talad, ühenduskihis aga tekib nihkedeformatsioon, mis on ühtlane kogu liite pikkuses (joon. 31, *b*). Kuid seejuures on kumbki liidetav element vahetult ülekatte alguse juures koormatud kogu välisjõuga *P*, mille ta ühenduskihi kaudu annab järk-järgult edasi teisele elemendile. Seega on elemendil *I* punktis *A* maksimaalne pinge, mis väheneb järk-järgult punktini *B*, kus pinge võrdub nulliga. Elemendis *II* seevastu on pinge maksimaalne punktis *B* ja vähenedes jõuab nullini punktis *A*. Sellisel pingete muutumisel pole suurt tähtsust, kui elemendid *I* ja *II* käituvad absoluutselt kõvade kehadena. Kui nad aga võivad pikeneda ja käituvad elastsusseaduste järgi, siis tekivad nendes deformatsioonid, mis on võrdelised mõjuvate pingetega. Deformatsioonipilt on skemaatiliselt kujutatud joonisel 31, *c*. Ülekatte keskkoha lähedal asuvad punktid *B*,*B*, mis varem olid ühel vertikaalil, ja otspunktid *C*,*C* nihkuvad erinevate lõikude e_1 ja e_2 võrra, kusjuures otspunktide nihked osutuvad tunduvalt suuremateks ($e_2 \gg e_1$); seepärast tekivad maksimaalsed pinged ühenduskihis üle-



Joon. 32.

katte mõlemas otsas. Mida suurem on ülekatte (või üldse liite) pikkus, seda suurem on keskmiste (piki ülekatet) ja maksimaalsete (otstes) pingete erinevus. Sellest lähtudes piiratakse liite pikkust teatud optimaalse suurusega, mille määrab liidetavate ja liiteelementide jäikuste suhe. Nii näiteks valitakse ülekatte pikkuseks keevisliidete puhul maksimaalselt 50 nõrgema liidetava pleki paksust, neetide arvuks tõmbejõu mõjumise suunas — mitte üle 5...6, mutri kõrguseks — 0,8 poldi läbimõõtu jne. Optimaalsest suurem liite pikkus (ülekatte pikkus, neetide arv, mutri kõrgus jms.) ei tõsta liite tugevust, küll aga suurendab selle valmistamise töömahtu ja kaalu.

Ülaltoodud nähtused — pingete ebaühtlane jaotumine piki liidet ja pingete kontsentratsioon liite otstes — esinevad liidete deformeerimisel elastsuspiirides ja neid tuleb arvesse võtta liidete konstrueerimisel, kui on olemas väsimuspurunemise oht.

Voolavuspiirile lähenemisel muutub pingete jaotus piki liidet ühtlasemaks, kuid sel on tähtsus ainult staatilisel koormusel.

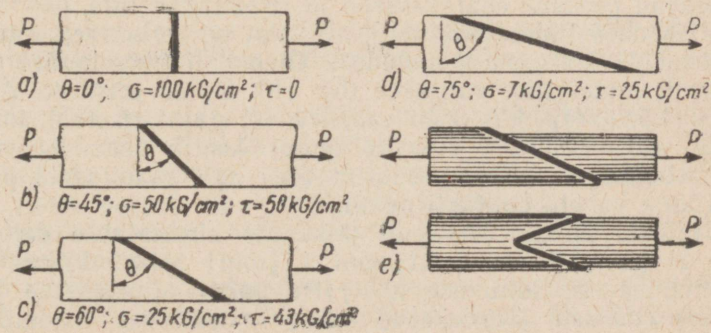
Koormuse ekstsentrilisus. Ülekatteliite elemendid on paratamatult erinevates tasapindades, mille vahekaugus on võrdne vähemalt nende paksusega s (joon. 32, *a*). Tõmbejõu mõjumisjoon, mis ühendab jõudude P rakenduspunkte, kulgeb sel juhul kaldu, läbi liite keskpunkti. Koormuse ekstsentrilisel rakendamisel tekib paindemoment $M = \frac{1}{2}Ps$ (joon. 32, *b*, *c*), mille toimel liite elemendid painduvad (kui nende pikkus on küllalt suur) ja liide deformeerub, nii nagu näidatud joonisel 32, *d*. Pinged, mis püüavad elemente lahutada, vähenevad selle deformatsiooni tõttu, sest deformeerunud liites on jõudude mõjumissirge mõlema elemendi telgjoonele lähemal ja paindemoment seetõttu väiksem.

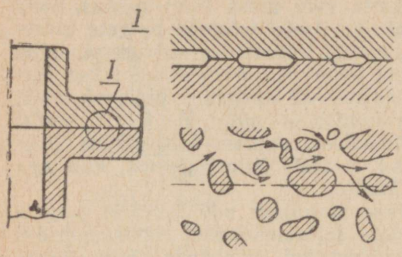
Paindemomendist M tekivad tõmbepinged (nn. eraldumispinged), mis mõjuvad pindade normaali sihis. Nad esinevad ülekatte otste piirkonnas ja võivad liite tugevust oluliselt vähendada.

Püüdes saavutada pingete ühtlasemat jagunemist, jõuti välja kaldu maha lõigatud nurkade (joon. 32, *e*) ja kaldu lõigatud liitepinnaga (joon. 32, *f*) liideteni. Neist esimeses on deformatsioonide erinevuse mõju väiksem, kuna teises on kaotatud ka koormuse ekstsentrilisus. Muutes liitepinna kaldenurka, muudame normaal- ja nihkepingete osatähtsust liites (joon. 33, *a*...*e*); joonisel 33, *a* on maksimaalne tõmbepinge võetud tinglikult võrdseks 100 kG/cm². Kui ühenduskiht (näiteks liim või joodis) on nõrgem kui liidetavate elementide materjal, siis on kaldlõike omadusi kasutades võimalik ikkagi saada küllalt tugevat liidet. Seda kasutatakse tihti keevisliidetes, sest keevisõmbluses või selle lähedal võib materjal osutuda põhimaterjalist nõrgemaks.

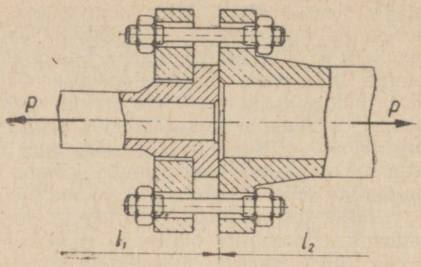
Joonisel 33, *e* on näidatud lennuki torustike tüüpilised liited.

Joon. 33.





Joon. 34.



Joon. 35.

Liidete tihedus. Tihedus (hermeetilisus) on tingimata nõutav vedelikke ja gaase sisaldavate masinaosade, torude, anumate ja aparaatide liidete puhul.

Ebatihedused on mitte ainult lekkimiskadude põhjuseks, vaid ka ohtlikud töölistele, kui anumates või aparaatides on mürgised vedelikud või gaasid.

Tiheduse mõistet võib selgitada kahe toru äärikliite näite varal (joon. 34). Torudes voolava vedeliku (või gaasi) rõhk on kõrgem atmosfääri (väliskeskkonna) rõhust.

Nende äärikute pinnad ei liibu ka kõige hoolikama töötlemise korral teineteise vastu kogu geomeetrilise pindala ulatuses. Nad on kontaktis vaid üksikutes punktides, mille muljumisel tekivad väikesed pinnad, mis joonisel 34 on näidatud viirutatud laikudena. Nende pindade vahel olevate kanalite kaudu võib vedelik (seda enam aga gaas) läbi imbuda, s. t. lekkida. Lekkimise intensiivsus sõltub vedeliku rõhust, viskoossusest ja kanalite ristlõikest.

Lahutatava liite tihendamine vedeliku (või gaasi) lekkimise vältimiseks on saavutatav: 1) küllalt puhtalt töödeldud liitepindade tugeva kokkusurumise teel või 2) suhteliselt pehmest ja kergesti deformeeritavast materjalist tihendite kasutamisel, mis täidavad pindade ebatasasused ja tihendavad liite.

Tihedate liidete arvutuse aluseks on erisurve, mida tuleb rakendada kokkupuutepindadele. Olenevalt tihendamise viisist ja tihendi materjalist valitakse töö- ehk lõplik erisurve q piirides $q = (1{,}5 \ldots 4)p$, kus p on vedeliku või gaasi siserõhk torus, anumas vms. Väikseim väärtus $(1{,}5p)$ kehtib pehmete gofreeritud asbestnööriga tihendite, suurim $(4p)$ aga kaabitsetud pindadega äärikute vahetu kontakti puhul.

Liidete jäikus. Süsteemi jäikuseks nimetatakse deformeeriva jõu P [kG] ja deformatsiooni λ [mm] suhet. Jäikus $c = P/\lambda$. Mittelineaarse sõltuvuse $\lambda = f(P)$ puhul nimetatakse jäikuseks nende suuruste juurdekasvu suhet vaadeldavas vahemikus: $c =$

$= \Delta P/\Delta\lambda$. Süsteemi jäikuse sellisest üldisest määrangust lähtudes on kerge defineerida liite jäikust ehk nn. põki jäikust.

Joonisel 35 on kujutatud äärikliide, mis on koormatud tõmbejõududega P. Süsteemi osade l_1 ja l_2 deformatsioonid olgu vastavalt λ_1 ja λ_2. Süsteemi kogudeformatsioon λ_0 on suurem kui $\lambda_1 + \lambda_2$, kusjuures vahe $\lambda_0 - (\lambda_1 + \lambda_2)$ on liite deformatsioon. Liite jäikus on seega

$$c_v = \frac{P}{\lambda_0 - (\lambda_1 + \lambda_2)} \text{ kG/mm.}$$

Eksperimentaalsed uurimused on näidanud, et liidete jäikus on palju kordi väiksem liidetavate elementide jäikusest.

Süsteemi jäikus c_0 leitakse valemiga

$$\frac{1}{c_0} = \frac{1}{c_v} + \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}$$

ja osutub alati väiksemaks süsteemi kõige väiksema jäikusega elemendi omast. Järelikult just liide kui kõige väiksema jäikusega element määrab kogu süsteemi jäikuse.

Liidete (põkkide) jäikusele on viimastel aastatel palju tähelepanu pööratud tööpingiehituses, sest süsteemi tööpink—toorik—tööriist jäikus määrab pinkide tootlikkuse ja neil valmistatud toodete täpsuse. Liikumatute liidete (põkkide) jäikust aitab tõsta liitepindade parem tasapinnalisus ja väiksem pinnakaredus, samuti ka erisurve suurendamine pindadele eelpinge andmisega.

VI peatükk

NEETLIITED

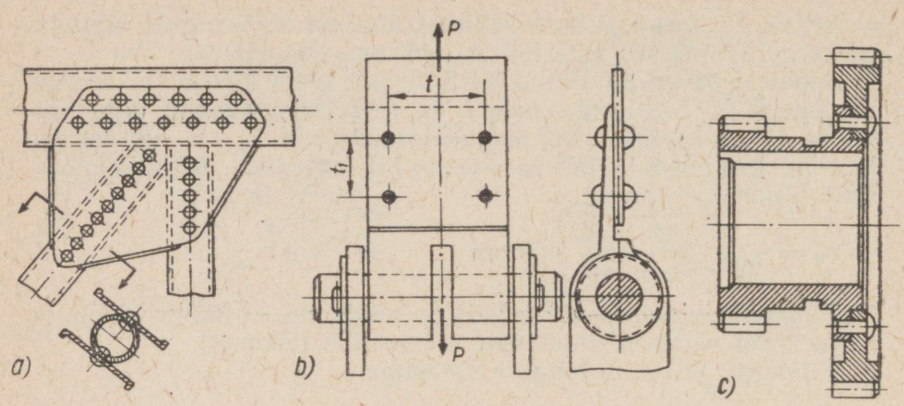
Veel hiljuti olid neetliited mittelahtivõetavate liidete põhiliigiks, mida laialt kasutati mitmesugustes konstruktsioonides — kateldel, laevadel, sildadel jne. Viimastel aastakümnetel on neetliidete kasutusala tänu suurtele edusammudele keevitusmeetodite arengus järsult vähenenud.

Praegusajal kasutatakse neetliiteid peamiselt tugevatel vibratsioonkoormustel; keevisliidete töökindlust sellises olukorras pole veel küllalt uuritud.

Neetliide jääb seniajani peamiseks mittelahtivõetavate liidete liigiks kergetest sulamitest konstruktsioonide valmistamisel. Näiteks kaasaegsete lennukite tootmisel moodustab neetimistööde maht 30 . . . 35% kogu toote valmistamise töömahust.

Neete kasutatakse ka raskesti keevitatavatest metallidest elementide ühendamiseks.

Näiteid neetliidete kasutamisest mõningate masinate sõlmedes on toodud joonisel 36: lennukikere sõrestik (joon. 36, *a*); piduri-



Joon. 36.

lindi ühendus kõrvaga (joon. 36, *b*); paljukopalise ekskavaatori ЭТ-251 hammasratas (joon. 36, *c*).

Neetliite põhielemendiks on neet, mis esialgsel kujul koosneb varvast *1* ja algpeast *3* (joon. 37, *a*).

Needivarb pistetakse ühendatavatesse detailidesse varem ettevalmistatud (puuritud või läbilöödud) auku, misjärel needi väljaulatuvast otsast moodustatakse teine pea — lõpp-pea *2*.

Lõpp-pea moodustamise protsessi nimetatakse *neetimiseks*.

Eristatakse *kuumneetimist*, mil enne lõpp-pea moodustamist neeti kuumutatakse vajaliku temperatuurini, *külmneetimist*, mil lõpp-pea moodustamine toimub ilma neeti kuumutamata, ja *seganeetimist*, mil pikka neeti kuumutatakse mitte kogu varva pikkuses, vaid ainult sellest otsast, mis lõpp-peaks maha taotakse.

Terasneete läbimõõduga kuni 12 mm needitakse külmalt, suurema läbimõõdu puhul — kuumalt või segameetodil.

Needi sisselükkamise kergendamiseks tehakse neediauk varva nimiläbimõõdust pisut suurem. Joonistel tähistatakse neediaukude läbimõõdud ГОСТ 3465-52 järgi, olenevalt liite nõutavast koostamistäpsusest.

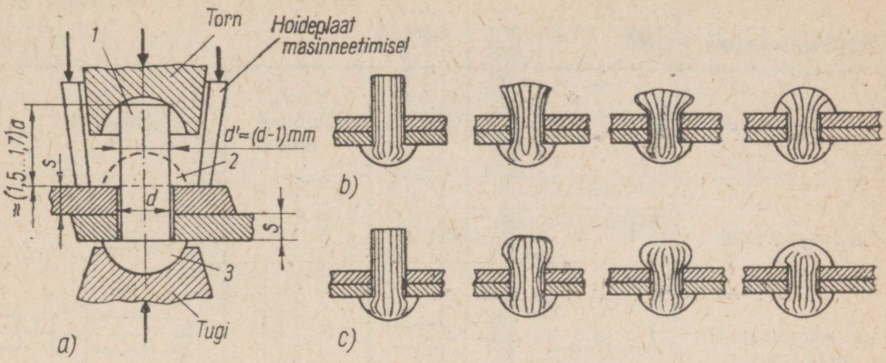
Needi algpikkus (joon. 37, *a*) määratakse valemiga

$$l = \Sigma s + (1{,}5 \ldots 1{,}7)d.$$

Neetimine toimub käsitsi, kui töömaht on väike, ja löök- või pressiva toimega neetimismasinatel, kui töömaht on suurem.

Käsitsineetimisel jämendatakse needivarb vasaralöökidega seenekujuliseks (joon. 37, *b*), masinneetimisel — tünnikujuliseks (joon. 37, *c*). Viimasel juhul täitub ava metalliga paremini, mis mõjub soodsalt liite tööle.

Neetide materjaliks kasutatakse teraseid Ст. 2, Ст. 3, 10, 15,



Joon. 37.

mõnikord ka legeeritud teraseid, vaske, valgevaske, alumiiniumi ja teisi metalle. Suurema tõmbetugevusega lihtsate süsinikteraste kasutamist raskendab lõpp-pea moodustamine. Lennukiehituses kasutatakse laialdaselt duralumiiniumist neete, mis paigaldatakse külmalt.

Neetimise eel tuleb duralumiiniumist needid karastada, kusjuures neetimine peab toimuma mitte hiljem kui 2...3 tundi pärast karastamist, sest neetide plastsed omadused kaovad kiiresti.

Needid jagunevad kahte rühma: *täisvarvaga* needid ja *õõnesvarvaga* needid (toruneedid).

Mõned neetide kujud on esitatud tabelis 6.

Kõige laiemalt on levinud terasest ümarpeaneedid. Needi kõikide elementide mõõtmed on vastava standardiga määratud.

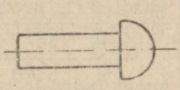
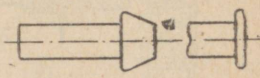
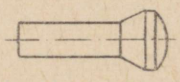
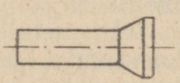
Laengneete kasutatakse neis kohtades, kus tavaliste meetoditega pole võimalik lõpp-pead moodustada. Niisugustel neetidel on varva otsas süvend, mis täidetakse lõhkeainega. Neet paigaldatakse külmalt, seejärel surutakse algpea vastu kuum tugi, mis kuumutab neeti, toimub plahvatus ja needivarva vaba ots muutub omapärase kujuga peaks. Laengneedid valmistatakse duralumiiniumist, spetsiaalsest süsinik- või kroommolübdeenterasest.

Toruneete kasutatakse lennukiehituses, täppismasinaehituses ja kergetööstuse masinates. Toruneetide seinapaksus varieerub piirides 0,25...1,5 mm. Nende neetimine seisneb lõpp-pea moodustamises valtsimise teel. *Rantidega* toruneete kasutatakse metalldetailide ühendamiseks, *painutatud kraedega* toruneete elastsetest materjalidest (näiteks nahast, riidest jms.) detailide ühendamiseks.

Toruneedid mittevastutusrikaste liidete jaoks valmistatakse teras-, vask- või muust metallist torudest (õmblusega või ka õmb-

Tabel 6

Terasest neetide tüübid

Needi tüüp	ГОСТ	Varva läbimõõt mm	Eskiis
Ümarpeaneedid	10299-62	1 . . . 36	
Lamekoonuspeaneedid ja lamepeaneedid	10303-62	2 . . . 24	
Poolpeitpeaneedid (plekksepaneedid)	10301-62	2 . . . 36	
Peitpeaneedid	10300-62	1 . . . 36	
Laengneedid	—	kuni 8	
Rantidega toruneedid	—	4 . . . 20	
Painutatud kraedega toruneedid	—	4 . . . 20	

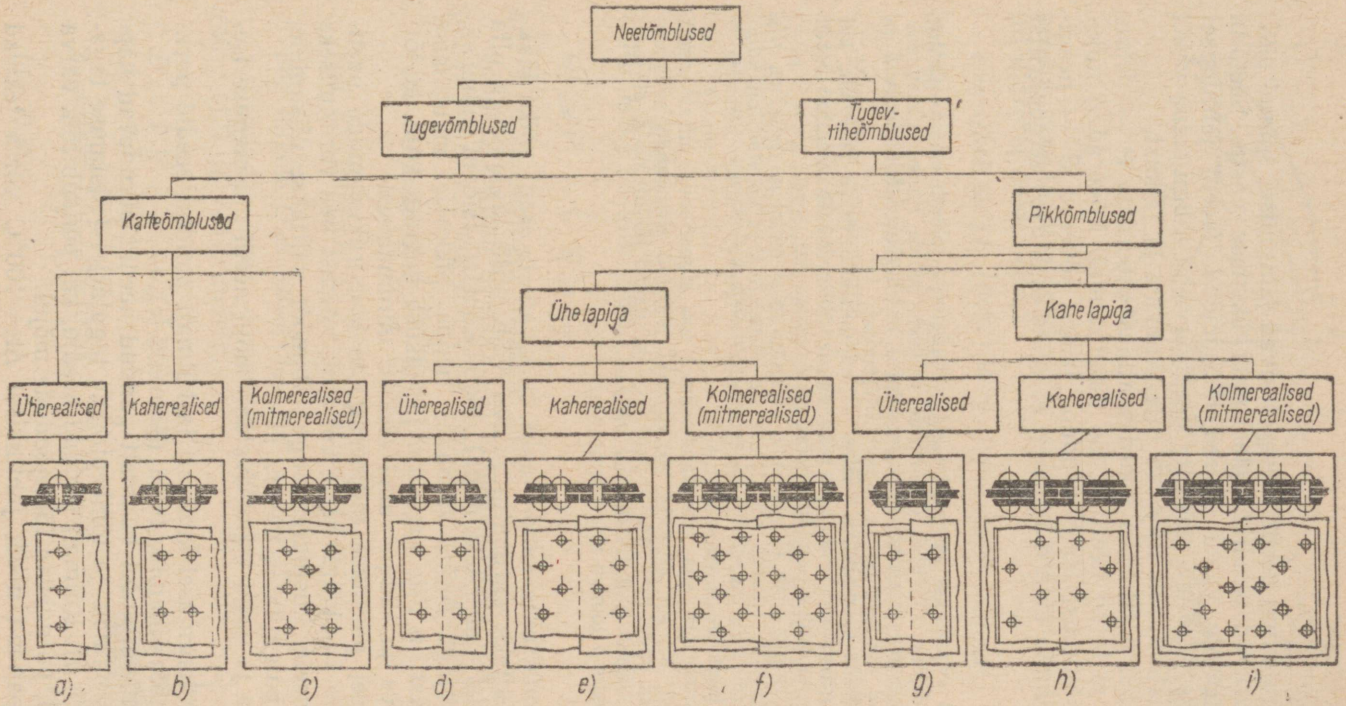
luseta torud); vastutusrikaste liidete jaoks tehakse treitud toruneedid.

Needid koos liidetavate detailidega moodustavad *neetõmblused*, mis sõltuvalt otstarbest jagunevad *tugevõmblusteks* (masinate sõlmed, sambad, sõrestikud jms.) ja *tugevtiheõmblusteks* (aurukatlad, gaasikogujad, reservuaarid, paagid jne.).

Neetõmbluste põhimõtteline liigitus on toodud joonisel 38.

Needitavate detailide vastastikuse asendi järgi jagunevad õmblused *katte-* ja *põkkõmblusteks*; neetide asetuse järgi *ridamisi neetidega* (joon. 38, *b, d*) ja *malekorras* neetidega õmblusteks (joon. 38, *c, e, f, h, i*).

Kõik katteõmblused ja ühe lapiga õmblused on *ühelõikelised* (s. o. lõikejõududega koormatud ristlõigete arvuks needil on üks, joon. 38, *a . . . f*), kahe lapiga õmblused aga (joon. 38, *g . . . i*) *kahelõikelised*; viimased on selles suhtes ühelõikelistest tugevamad.


Neetõmblused
Tugevõmblused
Tugev-tiheõmblused
Katteõmblused
Pikkõmblused
Ühelapiga
Kahelapiga
Ühereal ised
Kahereal ised
Kolmereal ised (mitmereal ised)
Ühereal ised
Kahereal ised
Kolmereal ised (mitmereal ised)
Ühereal ised
Kahereal ised
Kolmereal ised (mitmereal ised)
a)
b)
c)
d)
e)
f)
g)
h)
i)

Joon. 38.

Needi töö õmbluses

Kuumalt paigaldatud needi varvas tekivad jahtumisel suured pikijõud, mis suruvad needitud elemendid üksteise vastu. Seetõttu tekivad elementide vahel suured hõõrdejõud. Needi jahtumisel väheneb varva ristlõige, mistõttu needivarva ja -augu seina vahel tekib lõtk, mis oluliselt mõjutab liite tugevust ja jäikust.

Joonistel 39, *a* ja *b* on koordinaatides «koormus P — deformatsioon Δ» esitatud neetliite töö diagrammid. Kõverad *A* kujutavad seda sõltuvust hõõrdejõudude jaoks, kõverad *B* — needivarva jaoks, mille deformatsioonil ei esine õmbluses selgepiirilist voolavusala.

Kõveratel *A* eristatakse kolm piirkonda. Punktini *1* toimub elastne-plastne nihe, kuni hõõrdejõud saavutab elementide väikeste nihete juures maksimaalväärtuse. Alates sellest punktist kuni punktini *3* hõõrdejõud stabiliseeruvad ja nende konstantse väärtuse juures toimub libisemine.

Kolmas piirkond — punktist *3* edasi — kujutab needivarva tööd siis, kui needi suure deformatsiooni, vahel ka purunemise tõttu väheneb needitud osade esialgne kokkusurumisjõud, mistõttu hõõrdejõud vähenevad.

Kui neet on augus ilma lõtkuta, mis külmneetimise puhul on tavaline, siis liite kandevõime, mille määrab hõõrdejõudude ja needivarva koostöö, on kujutatav kõveraga *C* (joon. 39, *a*), mille iga punkti ordinaat võrdub kõverate *A* ja *B* vastavate punktide summaga.

Kui on olemas lõtk, siis liite kandevõimet töö algperioodil piirab ainult hõõrdejõud (joon. 39, *b*), mistõttu on võimalik liidetud elementide suhteline nihe lõtku piirides punktini *2*. Alates punktist *4* kasvavad järsult needi plastsed deformatsioonid, samal ajal hõõrdejõud vähenevad.

Lõpuks, punktis *5* toimub liite purunemine.

Paljude konstruktsioonide jaoks on lubamatu isegi väike jääklibisemine. Näiteks aurukatla juures võib selle tagajärjeks olla tiheduse kaotus (auru lekkimine), metallkonstruktsiooni puhul — pingete ümberjagunemine varbades nende pikkuste muutumise tõttu. Seepärast on liite tugevuse ja jäikuse huvides vaja, et lõtkud needivarva ja -augu vahel oleksid minimaalsed.

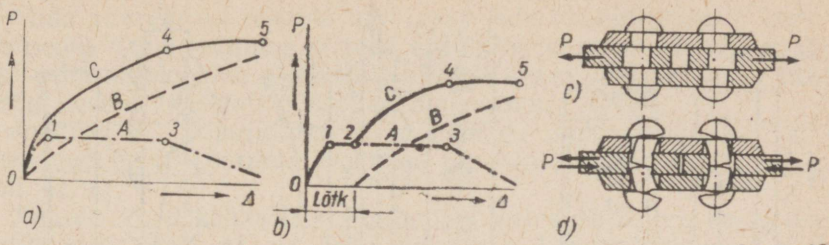
Sel põhjusel püütakse mitmesuguste konstruktsioonide neetimisel kasutada kas külmi neete või ainult otsast pea vormimiseks kuumutatud neete, kusjuures augu läbimõõt valitakse niisugune, et neet oleks paigaldatav vasara abil.

Lõtk varva ja augu vahel avaldab mõju needi purunemise iseloomule.

Staatilisel koormusel kuumalt ja külmalt pandud needid purunevad varva läbilõikamise tõttu (joon. 39, *c*).

Vibratsioonkoormusel kuumalt pandud needid purunevad hapralt murdudes painde- ja tõmbepingete tagajärjel (väsimuse tagajärjel, joon. 39, *d*). Külmalt pandud needid, kui puudub lõtk varva ja augu vahel, purunevad lõikejõudude mõjul.

Kuumalt pandud needi jahtumisel $\Delta t = 100°C$ võrra tekivad



Joon. 39.

needivarvas tõmbepinged, mille suurus (eeldusel, et liidetud detailid üldse ei deformeeru)

$$\sigma = \alpha \Delta t E = 11 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 2 \cdot 10^{6} = 2200 \text{ kG/cm}^2,$$

kus $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ on terase joonpaisumistegur,

$E = 2 \cdot 10^{6}$ kG/cm² — terase normaalelastsusmoodul.

Mainitud suur pinge on ligikaudu võrdne terasneedi pikielastsuspiiriga, kuid tal pole suurt tähtsust, sest ta mõjub staatiliselt ja ei kasva harilike neetide puhul nende telgede ristsihis rakendatud jõudude toimel. See pinge on ohtlik tõmbele töötavate neetide korral, kui välisjõud mõjuvad piki telge. Sel juhul võib pinge ületada voolavuspiiri ja varva jääkdeformatsioon kahjustab liite jäikust.

Kui õmblusele mõjub välisjõud P (joon. 40), siis libisemise vältimiseks vajalik jõud Q määratakse tingimusest

$$Qf \geqslant P, \text{ s. t. } Q \geqslant \frac{P}{f},$$

kus f on hõõrdetegur plaatide vahel.

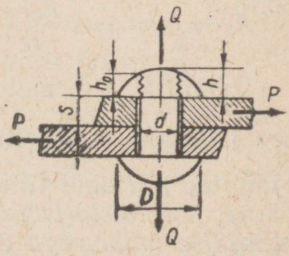
Jõud Q tekitab needivarvas tõmbe, muljub pea tugipinda ja püüab pead läbi lõigata. Vastavad tugevustingimused on:

varb tõmbele $Q \leqslant \frac{\pi d^2}{4} [\sigma]_t$; (42)

pea muljumisele $Q \leqslant \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) [\sigma]_m$; (43)

pea lõikele $Q \leqslant \pi d h_0 [\tau]_l$. (44)

Joon. 40.

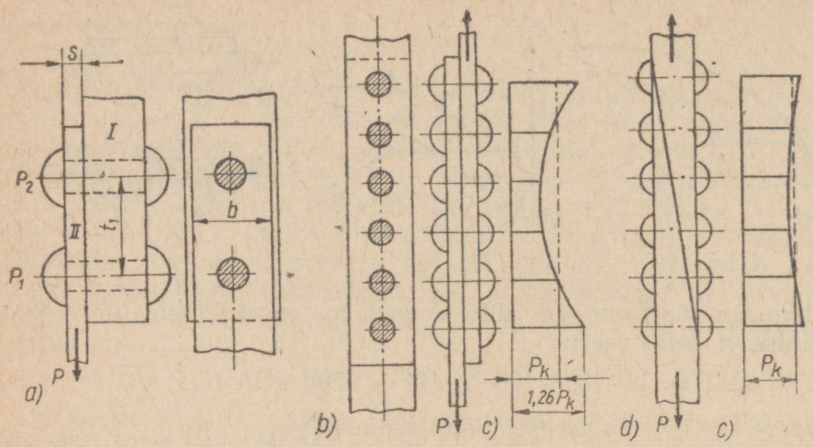


Lahendades koos võrrandid (42) ja (43), (42) ja (44), saame:

$$D = \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_t}{[\sigma]_m} + 1} \right) d \approx 1{,}4d;$$

$$h_0 = 0{,}25 \frac{[\sigma]_t}{[\tau]_l} d \approx 0{,}3d;$$

$$h \approx 0{,}35d.$$



Joon. 41.

Tugevusvaru huvides võetakse $D \approx 1{,}75d$ ja $h \approx 0{,}65d$ (vt. ГОСТ 10299-68).

Kahe naaberneedi tsentrite vahelist kaugust nimetatakse neetõmbluse sammuks. Eristatakse sammu jõu mõjumise ristsihis — t ja jõu mõjumise sihis — t_1 (vt. joon. 36, *b*); neist esimest nimetatakse tugevõmblustes külgsammuks.

Kui sõlmele mõjub jõud P (joon. 41, *a*), siis jaguneb see neetide vahel nii, et

$$P_1 + P_2 = P.$$

Jõud P_2, mis mõjub detaili *II* neetidevahelisele osale, kutsub selles esile pinge

$$\sigma_2 = \frac{\lambda E_2}{t_1},$$

kus λ on vaadeldava osa absoluutne pikenemine;
E_2 — detaili *II* materjali normaalelastsusmoodul.

Järelikult

$$P_2 = \sigma_2 bs = \lambda \frac{E_2 F_2}{t_1}.$$

Detaili *II* deformatsioon sõltub detaili *I* samasuguse pikkusega osa jäikusest $\frac{E_1 F_1}{t_1}$. Kui oleks $\frac{E_1 F_1}{t_1} = \infty$, siis $\lambda = 0$ ja $P_2 = 0$. Mainitud piirjuhul võtaks kogu koormuse vastu esimene neet. Seepärast *pole otstarbekohane väga erineva jäikusega elemente mitmerealise õmblusega ühendada.*

Mida suurem on neetide arv reas, seda ebaühtlasemalt jaguneb nende vahel koormus ja seda ebaühtlasem on nende töö elastsete deformatsioonide piirkonnas. Kõige enam koormatud on otsmised needid (keskmiste neetide alakoormuse arvel).

Joonisel 41, *b* kujutatud kuue neediga õmbluses ulatub otsmiste neetide ülekoormus keskmise jõu suhtes 26%-ni (vt. epüür joon. 41, *c*).

Joonise 41, *d* kohaselt kujundatud liidetes ühtlustub koormuse jagunemine (joon. 41, *e*). Põki niisuguse konstruktsiooni puhul plaatide ristlõigetes esinevad suured pinged kutsuvad servalähedastes osades esile vastavalt suuremad deformatsioonid, tänu millele naaberneedid võtavad vastu suuremaid koormusi.

Neetliite elementide tugevus

Neetliites esineva hõõrdejõu määramist raskendab rida tegureid, mis selle jõu suurust mõjutavad. Seepärast ei arvestata neetõmbluse elementide tugevusarvutusel hõõrdejõudu. Ülesannet niimoodi püstitades saame mõnevõrra suurema tugevusvaru.

Näiteks üherealine ühelõikeline õmblus (joon. 42, *a*) võib puruneda siis: a) kui needid purunevad lõikele; b) kui detail rebeneb mööda joont *ck* neetide vahel; c) kui needid lõikavad läbi plaadi serva piki tasapindu *ab* ja *cd* või d) kui muljutakse needivarba või -augu pinda.

Olgu õmblus, milles on *i* neeti, koormatud jõuga *P*. Õmbluse osale, mille laius *t* on võrdne sammuga, mõjub jõud

$$P_0 = \frac{P}{i}. \tag{45}$$

Joonisel 42, *a* toodud tähiseid kasutades võib koostada järgmised tugevustingimused:

neet lõikele $P_0 \leqslant \frac{\pi d^2}{4}[\tau]_l$; (46)

neetidevaheline plaadiosa tõmbele

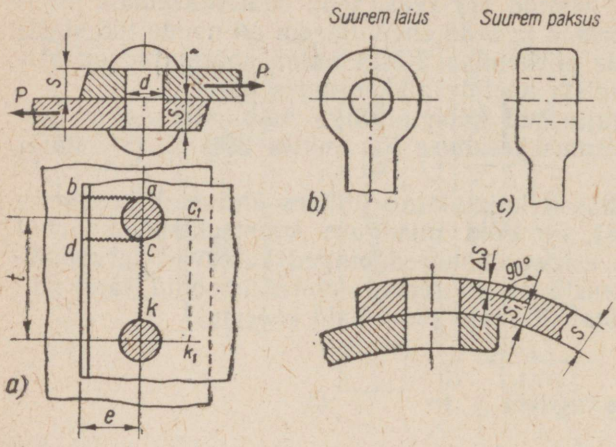
$P_0 \leqslant (t-d)s[\sigma]_t$; (47)

plaadi serv lõikele eeldusel, et lõikepikkuseks on $e-\frac{d}{2}$

$P_0 \leqslant 2\left(e-\frac{d}{2}\right)s[\tau]'$; (48)

neediauk muljumisele

$P_0 \leqslant ds[\sigma]_m$. (49)



Joon. 42.

Võrrandite (46) ja (49) koos lahendamine annab $[\sigma]_m = 1{,}6[\tau]_e$ puhul

$$d = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{[\sigma]_m}{[\tau]_l} s \approx 2s$$

ja võrrandite (46) ja (47) koos lahendamine eeldustel $[\tau]_l = [\sigma]_t$ ja $d = 2s$

$$t = d\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{[\tau]_l}{[\sigma]_t} + 1\right) \approx 2{,}6d.$$

Lahendades lõpuks koos võrrandid (46) ja (48) ja võttes $[\tau]' = 0{,}8[\tau]_l$ ja $d = 2s$, saame

$$e = 0{,}5d\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{[\tau]_l}{[\tau]'} + 1\right) \approx 1{,}47d.$$

Praktikas valitakse üherealisel ühelõikelisel õmblusel $t = 3d$ ja $e = 1{,}5d$ (puuritud aukude puhul).

Analoogiliselt võib õmbluse elemendi võrdtugevuse tingimustest leida:

üherealisel kahe lapiga õmblusel (joon. 38, *g*) $t = 3{,}5d$;
kaherealisel katteõmblusel (joon. 38, *b*) $t = 4d$;
kaherealisel kahe lapiga õmblusel (joon. 38, *h*) $t = 6d$. (50)

Kui avadega nõrgestatud ristlõikes *ck* (joon. 42, *a*) tähistada pinge σ_1 ja nõrgestamata ristlõikes c_1k_1 pinge σ_2, siis saame pingete kontsentratsiooni tegurit k_σ augu juures arvesse võttes

$$\sigma_{max} = k_\sigma \sigma_1 = k_\sigma \frac{P_0}{(t-d)s} \quad \text{ja} \quad \sigma_2 = \frac{P_0}{ts}.$$

Seega neetõmbluse tugevustegur

$$\varphi = \frac{\sigma_2}{\sigma_{max}} = \frac{t-d}{k_\sigma t}. \qquad (51)$$

$k_\sigma = 1$ ja $t = 3d$ puhul saame üherealise ühelõikelise õmbluse jaoks $\varphi = 0{,}67$.

Valides sammud seostest (50), leiame: üherealisel kahe lapiga õmblusel $\varphi = 0{,}71$; kaherealisel ülekatteõmblusel $\varphi = 0{,}75$; kaherealisel kahe lapiga õmblusel $\varphi = 0{,}83$.

Järelikult väheneb liidetavate detailide tugevus üherealise ühelõikelise õmbluse puhul 33% võrra, kaherealise kahelõikelise õmbluse puhul ainult 17% võrra.

Suurte φ väärtuste saamiseks püütakse suurendada ristlõikepindala piirkonnas, mis on nõrgestatud neediaukudega. Üksikneediga liidetes saavutatakse see meetoditega, mis on näidatud joonisel 42, *b* ja *c*.

Plaatide ühendamisel toob neediaukudest tingitud nõrgestus endaga kaasa kogu konstruktsiooni kaalu tunduva suurenemise. Tõepoolest, kui s_1 on needirühmaga ühendatud plaatide arvutuslik paksus liites, näiteks aurukatla pikiõmbluses (joon. 42, *d*), mille tugevustegur on φ, siis plaadi vajalik paksus neediaukudega nõrgestatud kohas on $s = \frac{s_1}{\varphi}$.

Kasulik oleks teha plaat paksemaks ainult neetide kohas, nagu seda tehakse üksikneetide puhul. Tootmises pole aga võimalik kasutada paksude servadega plaate. Seepärast tuleb kogu plaat valida Δs võrra paksem.

Neetõmbluste arvutus

Tugevõmblused. Neetõmblustes aset leidvate nähtuste keerukus raskendab õmbluse elementide täpset arvutamist. Olemasolev arvutusmetoodika põhineb alljärgnevatel oletustel:

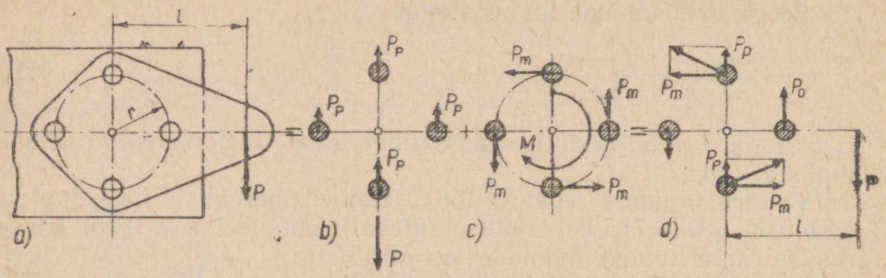
a) koormus jaguneb võrdselt kõigi neetide vahel;

b) hõõrdejõud needitavate elementide vahel puudub.

Tugevõmbluste arvutamisel valitakse tavaliselt *needi läbimõõt* ja arvutatakse üldkoormuse järgi neetide arv õmbluses. Mõnikord antakse ette *neetide arv* ja määratakse arvutuse abil enam koormatud needi läbimõõt.

Sümmeetriliselt rakendatud koormuse puhul leitakse ühele needile mõjuv jõud seosest (45); kui lõikes on üheaegselt z lõikepinda, on tugevustingimuseks

$$P_0 = \frac{P}{i} \leqslant z\frac{\pi d^2}{4}[\tau]_l. \qquad (52)$$



Joon. 43.

Järelikult neetide arv

$$i \geqslant \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{zd^2[\tau]_l}. \tag{53}$$

Tugevustingimus needi arvutamisel muljumisele

$$P_0 = \frac{P}{i} \leqslant sd[\sigma]_m \tag{54}$$

ja vajalik neetide arv

$$i \geqslant \frac{P}{sd[\sigma]_m}. \tag{55}$$

Suurem leitud kahest i väärtusest võetakse ömbluse projekteerimise aluseks.

Valemites (53) ja (55) on d neediaugu läbimõõt cm ja s — liidetavate elementide minimaalne paksus cm, $[\tau]_l$ ja $[\sigma]_m$ — lubatavad pinged vastavalt lõikele ja muljumisele kG/cm².

Metallkonstruktsioonides võetakse terasest Ст. 2 neetidel $[\tau]_l = 1000 \ldots 1400$ kG/cm², kusjuures suuremat väärtust kasutatakse puuritud, väiksemat aga löödud aukude puhul.

Terastest Ст. 2 ja Ст. 3 detailidel võetakse vastavalt $[\sigma]_m = 2100$ ja 2400 kG/cm².

Kui liitele mõjub märki muutev vahelduv koormus, siis väikese süsinikusisaldusega terastest konstruktsioonide puhul vähendatakse lubatavaid pingeid, korrutades neid teguriga γ, mis leitakse valemist

$$\gamma = \frac{1}{1 - 0{,}3\frac{P_{min}}{P_{max}}}. \tag{56}$$

Jõudude P_{min} ja P_{max} väärtused asetatakse valemisse (56) kumbki oma märgiga; seega $\frac{P_{min}}{P_{max}} < 0$ ja seetõttu $\gamma < 1$.

Ekstsentriliselt rakendatud koormuse puhul (joon. 43, *a*) võib viimase mõju asendada sümmeetriliselt rakendatud jõu (joon. 43,

b) ja momendiga (joon. 43, *c*). Suurim jõud needile vaadeldavas liites (joon. 43, *d*) on

$$P_0 = P_p + P_m = \frac{P}{i} + \frac{Pl}{ri} = \frac{P}{i}\left(1 + \frac{l}{r}\right).$$

Analoogiliselt joonisel 44, *a* toodud sõlmega on koormuse P mõjul jõud igale needile $P_p = \frac{P}{i}$ (joon. 44, *b*). Momendist Pl on maksimaalse jõuga P koormatud äärmised needid, mis asuvad kõige kaugemal niinimetatud neetliite jäikuskeskmest O.

Et neetide deformatsioonid (nihe) on võrdelised kaugustega jäikuskeskmest $r_1, r_2, \ldots$ (joon. 44, *a*), siis on ka neetidele mõjuvad jõud $P_{m1}, P_{m2}, \ldots$ võrdelised kaugustega $r_1, r_2, \ldots$, s. o.

$$\frac{P_{m1}}{P_{m2}} = \frac{r_1}{r_2}; \quad \frac{P_{m1}}{P_{m3}} = \frac{r_1}{r_3}; \ldots \text{ jne.} \tag{57}$$

Välismomendi tasakaalustavad neetidele mõjuvad jõud, s. t.

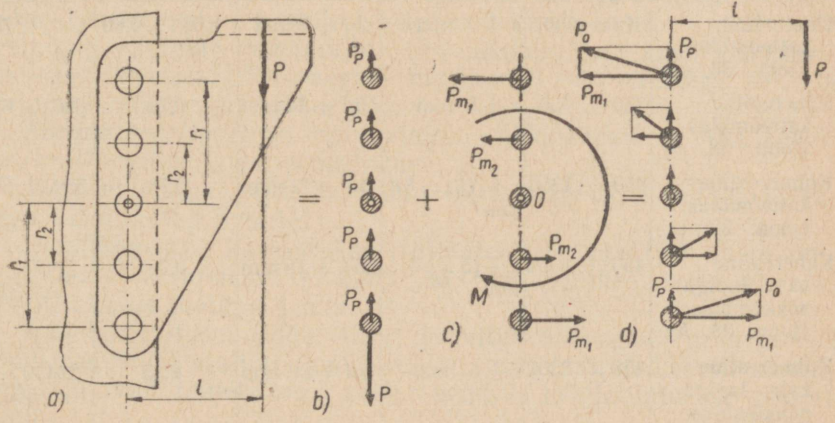
$$Pl = 2P_{m1}r_1 + 2P_{m2}r_2 + \ldots$$

Asetades siia $P_{m2} = P_{m1}\frac{r_2}{r_1}$; $P_{m3} = P_{m1}\frac{r_3}{r_1}$ jne., saame

$$P_{m1} = \frac{Pl}{2\left(r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} + \frac{r_3^2}{r_1} + \ldots\right)} = \frac{Plr_1}{2(r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + \ldots)}.$$

Seega jõud kõige enam koormatud needile (joon. 44, *d*)

$$P_0 = \sqrt{P_p^2 + P_{m1}^2}.$$



Joon. 44.

Kõik needid õmbluses on ühesuurused, nende läbimõõt määratakse P_0 järgi võrranditest (46) ja (49).

Tugev-tiheõmblused. Seda liiki õmblustelt nõutakse mitte ainult tugevust, vaid ka tihedust, mida saab tagada tingimusel, et plaadid üksteise suhtes ei nihku.

Tihedust iseloomustavat suurust pole võimalik teoreetiliselt väljendada. Seepärast plaatide libisemistakistus, mida põhjustavad neetide abil saadud hõõrdejõud, määratakse katseliselt ja väljendatakse niinimetatud libisemisteguriga.

Libisemistegurit tuleb mõista kui *plaatide libisemist takistavat jõudu neetide ristlõikepinna ühiku kohta, s. o.*

$$\xi = \frac{P_0'}{i\frac{\pi d^2}{4}} \leqslant [\xi], \qquad (58)$$

kus P'_0 on jõud, mis on rakendatud plaatidele ühe sammu pikkusel. Aurukatla pikiõmblusele $P'_0 = \frac{Dpt}{2}$; ristõmblusele $P'_0 = \frac{Dpt}{4}$.

Siin D on katla (või anuma) siseläbimõõt; p — auru (gaasi vms.) surve; i — neetide arv ribas, mille laius on võrdne sammuga; $[\xi]$ — libisemisteguri lubatav väärtus, oleneb õmbluse tüübist (tabel 7).

Tabel 7

Tugevtihedate õmbluste põhilised näitajad

Õmbluse tüüp	$c = \frac{Dp}{2}$ kG/cm	Needi läbimõõt d, mm	Samm t, mm	$\varphi = \frac{t-d}{t}$	$[\xi]$ kG/cm²
Ühekordne katteõmblus (joon. 38, *a*)	Kuni 500	$s + 8$ mm	$2d + 8$ mm	0,56 . . . 0,60	600 . . . 700
Kahekordne katteõmblus (joon. 38, *b*)	350 . . . 950	$s + 8$ mm	$2{,}6d + 15$ mm	0,70	600 . . . 650
Kolmekordne katteõmblus (joon. 38, *c*)	450 . . . 1350	$s + (6 . . . 8)$ mm	$3d + 22$ mm	0,75	550 . . . 600
Kahekordne kahe lapiga põkkõmblus (joon. 38, *h*)	450 . . . 1350	$s + (5 . . . 6)$ mm	$3{,}5d + 15$ mm	0,75	2(475 . . . . . 575)
Kolmekordne kahe lapiga põkkõmblus (joon. 38, *i*)	450 . . . 2300	$s + 5$ mm	$6d + 20$ mm	0,85	2(450 . . . . . 550)

Etteantud katla läbimõõdu D ja surve p puhul valitakse tugevustegur φ tabelist 7 olenevalt suurusest $c = \frac{Dp}{2}$.

Katla seinapaksus arvutatakse valemiga [4]

$$s = \frac{Dp}{2\varphi[\sigma]_t} + \Delta, \tag{59}$$

kus $[\sigma]_t$ on lubatav pinge kG/cm², mis valitakse sõltuvalt õmbluse tüübist, materjali mehaanikalistest omadustest ja seina temperatuurist [4]; see kõigub piirides 700 ... 1100 kG/cm²; korrosioonivaru $\Delta = 0{,}1 \ldots 0{,}3$ cm.

Suuruse s järgi määratakse d ja t empiiriliste seoste abil (tabel 7). Valemiga (58) arvutatud ξ väärtus ei tohi ületada tabelis toodud $[\xi]$ väärtust.

Pärast neetimise täielikku lõpetamist temmitakse õmblus suurema tiheduse saavutamiseks. Temmimine seisneb plaadi servade tihedalt teise plaadi vastu löömises vasara ja temmraua (tõmbiotsalise meisli) abil.

Kirjandus

1. Добровольский В. А., Детали машин, Гостехиздат УССР, 1954.
2. Шапиро Т. А., Работа заклепочных соединений стальных конструкций, Стройвоенмориздат, М., 1949.
3. Овчинников В. И., Траут Т. Н., Конструирование металлических самолетов, Оборонгиз, М., 1944.
4. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, М., 1948.
5. Сахненко В. Л. и др., Атлас деталей машин, Гостехиздат УССР, К., 1955.

VII peatükk

KEEVISLIITED

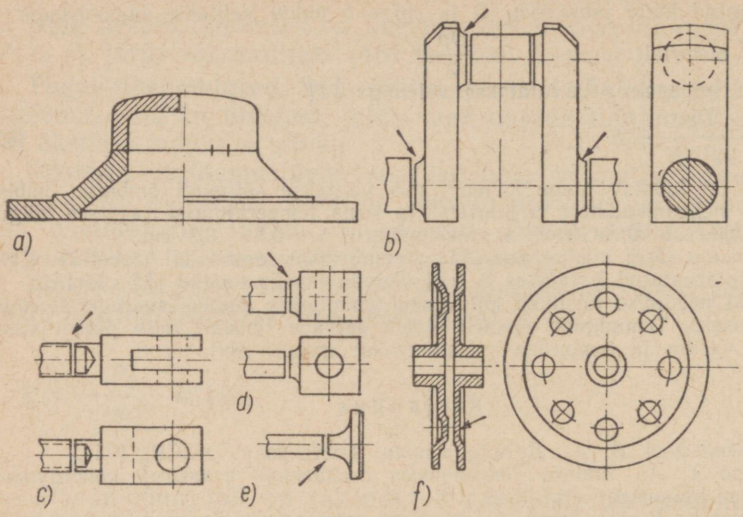
Olenevalt kuumutamiseks kasutatavast energiaallikast eristatakse järgmisi *keevitusviise*: keemiline (gaaskeevitus), keemilis-mehaaniline (sepakeevitus, termiitkeevitus), elektrokeemiline (atomaarse vesinikuga), elektromehaaniline (kontaktkeevitus) ja elekterkeevitus (kaarkeevitus). Kaasaegses masinaehituses on kõige rohkem levinud kontakt- ja kaarkeevitus.

Kontaktkeevitusel on mitu alaliiki: põkk-keevitus, punktkeevitus, rullkeevitus ja reljeefkeevitus.

Joonisel 45 on näitena toodud mitmesugused kontaktkeevitusega valmistatud detailid.

Punktkeevitust kasutatakse lehtmaterjalist plaatide ühendamiseks, mille kogupaksus ei ületa 36 mm; rullkeevitusel ei tohi detaili paksus ületada 4 mm.

Reljeefkeevitusel (joon. 45, *f*) keevitub üheaegselt mitu punkti (punktkeevituse alaliik). Seda kasutatakse detailide keevitamiseks, mis puutuvad teineteisega kokku eendite (väljaulatuvate alade) kaudu.



Joon. 45.

Kaarkeevitusel saadakse metalli sulatamiseks vajalik soojus elektrikaarelt. Kaare ioniseeritud samba temperatuur võib statsionaarsel põlemisel ulatuda kuni 5000° C. Kõige levinum on metallelektroodidega keevitamine, mille 1888. a. esitas vene insener N. G. Slavjanov (1854—1897).

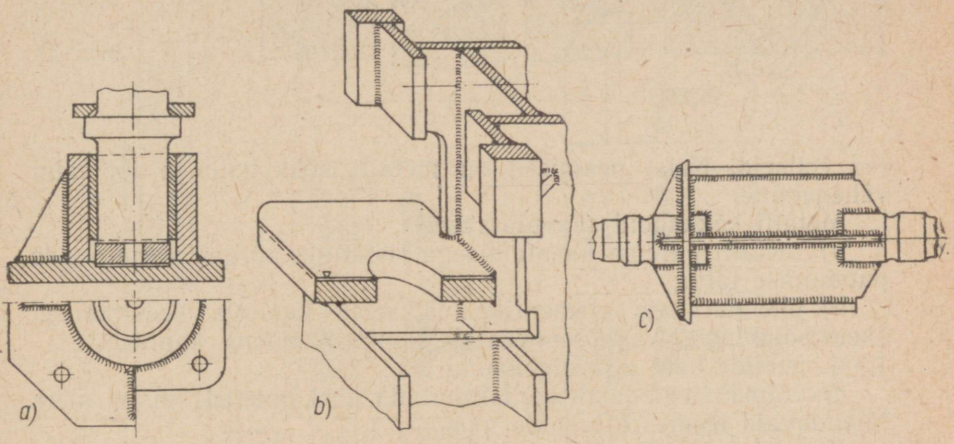
Suure tootlikkusega keevitusviis — elekter-räbukeevitus — töötati välja J. O. Patoni nim. Ukraina NSV TA Elekterkeevituse Instituudis koos tehastega «Novo-Kramatorsk» ja «Krasnõi Kotelštšik».

Elekter-räbukeevitus põhineb soojuse kasutamisel, mis tekib elektrivoolu läbiminekul kahe keevitatava detaili vahel olevast elektrit juhtivast vedelast räbust.

Tänu sellele, et keevitustsooni juhitakse samaaegselt mitu elektroodi, võimaldab see meetod ühe läbimiga keevitada paksuseinalisi detaile.

Kaarkeevitus võib olla kas automaat- või käsikeevitus. Automaatkeevitusel põleb kaar põhimetalli ja vastava keevituspeaga automaatselt kaare tsooni juhitava elektroodi vahel. Käsitsikeevitust kasutatakse lühikeste või järsult suunda muutvate õmbluste korral, sest automaatkeevituse rakendamine niisugustel juhtudel on raskendatud.

Kaarkeevituse abil valmistatakse edukalt väga mitmesuguseid detaile ja sõlmi. Joonisel 46 on näidatud keeviskonstruktsioonina valmistatud pöördkraana samba alumine tugi (*a*), ekstsenterpressi sängi üks osa (*b*) ja elektrimootori rootor (*c*).



Joon. 46.

Keevitusprotsessis sulatab elektrikaare soojus keevitatavate detailide pindu, mille tagajärjel tekib nende vahele nn. sulametalli vann, kuhu lisandub veel ka sulanud elektroodi (lisatraadi) metall. Keevitatavad detailid sulavad üles (keevituvad) 2...5 mm sügavuselt.

Mittekvaliteetsel keevitamisel võivad keevisõmblusse tekkida mitmesugused defektid (joon. 47), millest peamised on pesadena, ahelana või kihtidena paiknevad räbu ja hapendite pesakesed (I), alusmetalli teatud ulatuses väljasulamine õmbluse piiril (II) ja läbikeevitamatus (III) õmbluse allosas.

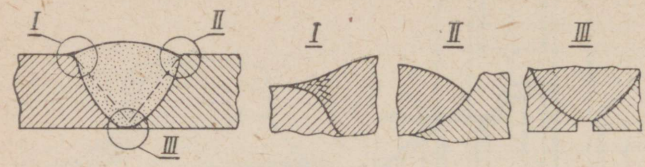
Need defektid kui pingekontsentraatorid alandavad keevisliite tugevust, eriti vahelduvatel koormustel.

Automaatkeevitus räbusti all, mis töötati välja J. O. Patoni (1870—1953) juhtimisel Ukraina NSV TA Elekterkeevituse Instituudis, võimaldab võrreldes käsitsikeevitusega saada ühtlasemaid ja tugevamaid õmblusi.

Enamik kaasaegses masinaehituses kasutatavaid metalle ja sulameid on hästi keevitatavad.

Edaspidisel keeviskonstruktsioonide projekteerimisega seotud küsimuste vaatlemisel on eeldatud, et konstruktsioonid on valmistatud harilikust süsinikterasest, kasutades elekterkeevitust.

Keeviskonstruktsioonide eelised neet- ja valukonstruktsioonidega võrreldes. Masinate mittelahtivõetavate liidete juures annab *keevitamine neetimise ees*



Joon. 47.

rea eeliseid. Neist peamised on metalli kokkuhoid ja töömahu vähenemine.

Metalli kokkuhoid saavutatakse:

a) metalli parema kasutamisega ristlõiget nõrgestavate avade puudumise tõttu;

b) ühendatavate elementide väiksema kaaluga keevitamisel (keevisõmbluste kaal moodustab konstruktsiooni kaalust 1 ... 1,5%, neetide kaal aga umbkaudu 3,5 ... 4%);

c) võimalusega laialdaselt kasutada põkkõmblusi, mis ei nõua täiendavaid elemente lappide näol.

Keevituse kasutamine neetimise asemel annab kaalus keskmiselt 10 ... 20% kokkuhoidu.

Töömahukuse vähenemine on tingitud märkimisoperatsioonide ning aukude stantsimise (puurimise) puudumisest. Lisaks sellele on neetimisprotsess võrreldes keevitusprotsessiga märgatavalt keerukam ja vähem tootlik; pealegi on keevitamine sageli automatiseeritav.

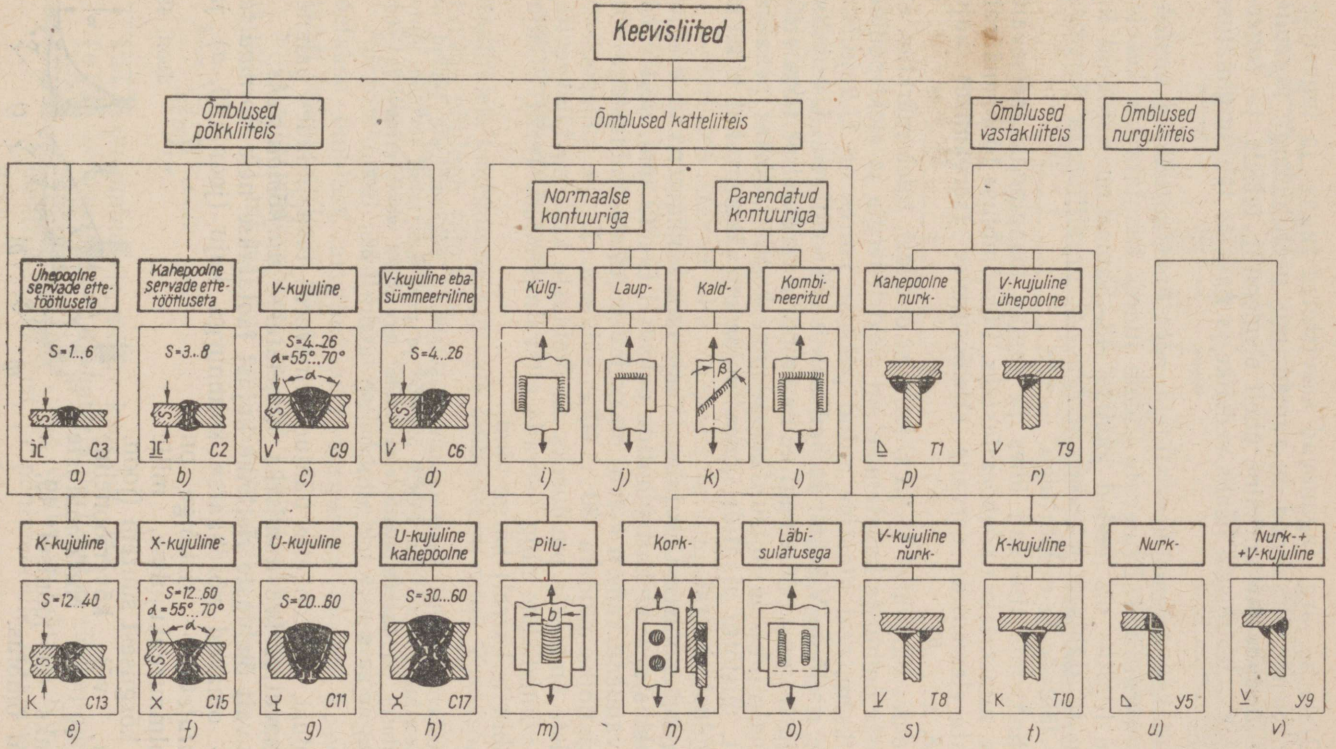
Keeviskonstruktsioonide kasutamine valandite asemel toob ühelt poolt kaasa metallikulu vähenemise seoses töötlemisvarude vähenemisega ja teiselt poolt võimaluse kasutada väiksemaid ristlõikeid ning seinapaksusi (teatavasti määravad paljudel juhtudel valandite seinapaksuse valutehnoloogilised nõuded, mistõttu keeviskonstruktsioonide seinapaksused on tavaliselt valandite omadest väiksemad — mõnikord isegi üle kahe korra).

Näiteks kaalub kraana reduktori valatud korpus 11 500 kG, samasuguse reduktori keevitatud korpus aga vaid 7840 kG; valatud hammasratta kaal on 7700 kG, keevitatud rattal 5420 kG. Metalli kokkuhoid keeviskonstruktsioonides võrreldes samaotstarbeliste valanditega võib olla 40% ja isegi rohkem (näiteks metallilõikepinkide sängide korral).

Detaili üleviimist keeviskonstruktsioonile otsustatakse igal üksikjuhul eraldi, konstruktiivsetest ja ökonoomilistest kaalutlusist lähtudes. Kaarkeevituse kasutamine on peaaegu alati kasulik individuaal- ja väikeseeriatootmises, mil valumudelite hind jaguneb väikesele arvule tooteile.

Kontaktkeevitust kasutatakse edukalt masstootmises, eriti stantsitud elementide korral, mil neist keevitatakse kokku kõige erinevama kujuga detaile (joon. 45, *a* ja *f*).

Keevisliide on detailide kogum, mis on keevisõmblusega ühen-


Keevisliited
Õmblused põkkliiteis
Õmblused katteliiteis
Õmblused vastakliiteis
Õmblused nurgiliiteis
Normaalse kontuuriga
Parendatud kontuuriga
Ühepoolne servade ettetöötluseta
Kahepoolne servade ettetöötluseta
V-kujuline
V-kujuline ebasümmeetriline
Külg-
Laup-
Kald-
Kombineeritud
Kahepoolne nurk-
V-kujuline ühepoolne
S=1..6
S=3..8
S=4..26 α=55°..70°
S=4..26
C3
C2
C9
C6
T1
T9
a)
b)
c)
d)
i)
j)
k)
l)
p)
r)
K-kujuline
X-kujuline
U-kujuline
U-kujuline kahepoolne
Pilu-
Kork-
Läbisulatusega
V-kujuline nurk-
K-kujuline
Nurk-
Nurk-+ +V-kujuline
S=12..40
S=12..60 α=55°..70°
S=20..60
S=30...60
C13
C15
C11
C17
T8
T10
У5
У9
e)
f)
g)
h)
m)
n)
o)
s)
t)
u)
v)

Joon. 48.

datud. Otstarbe järgi jagunevad keevisliited tugev- ja tugevtiheliideteks. Nende *ülesanded* on samad, mis neetliidetelgi: *tugevliidetes* — jõudude ülekandmine ühelt elemendilt teisele ja *tugevtiheliidetes* — eelmisele lisaks vedelike ja gaaside läbitungimatuse tagamine.

Eristatakse järgmisi keevisliiteid: *põkkliited, katteliited, vastakliited* ja *nurgiliited*. Erinevate liidete juures kasutatavate keevisõmbluste liigitus on toodud joonisel 48. Samas on näidatud ka õmbluste tingtähised: vasakus nurgas — graafiline ja paremas — tähis tähtede ja numbritega.

Õmblusi, mis liidavad ühes ja samas tasapinnas asetsevaid elemente, nimetatakse *põkkõmblusteks*. Põkkõmbluse tüübi määrab liidetavate elementide servade ettetöötlemise (servamise) kuju (joon. 48, *a*...*h*).

Võrreldes omavahel V- ja U-kujulisi õmblusi, tuleb märkida, et U-kujuliste õmbluste kasutamisel on elektrienergia ja elektroodide kulu väiksem, sest plaatide antud paksuse juures on U-kujuliste õmbluste ristlõige V-kujuliste õmbluste omast väiksem. U-kujulistel õmblustel on veel teinegi eelis: õmbluse tardumisel tänu selle ühtlasemale laiusele toimub kahanemine kogu ristlõikes peaaegu ühtlaselt, mistõttu plaatide kõverdumine on väiksem kui V-kujuliste õmbluste korral.

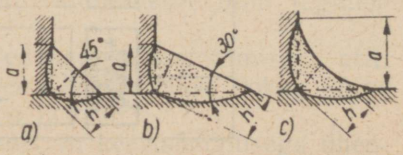
X- ja kahepoolsed U-kujulised õmblused konkureerivad V-kujuliste õmblustega edukalt plaatide paksusel üle 12 mm, sest võrdsete servamisnurkade α korral on neil V-kujuliste õmblustega võrreldes ristlõike pindala 30...40% väiksem. X- ja kahepoolsete U-kujuliste õmbluste puuduseks on õmbluste keskosa läbikeevitamatuse võimalikkus ning servade ettevalmistamise (eriti U-kujuliste õmbluste korral) kõrge hind.

Vaadeldavad käsitsi kaarkeevitusel kasutatavad põkkõmbluste tüübid on reglementeeritud standardiga ГОСТ 5264-58 ja praktikas laialt levinud. Automaatkeevitusel on keevitatavate elementide servamine veidi erinev ja seda esmajoones nurga α osas, mis sel puhul on tavaliselt 30...50°.

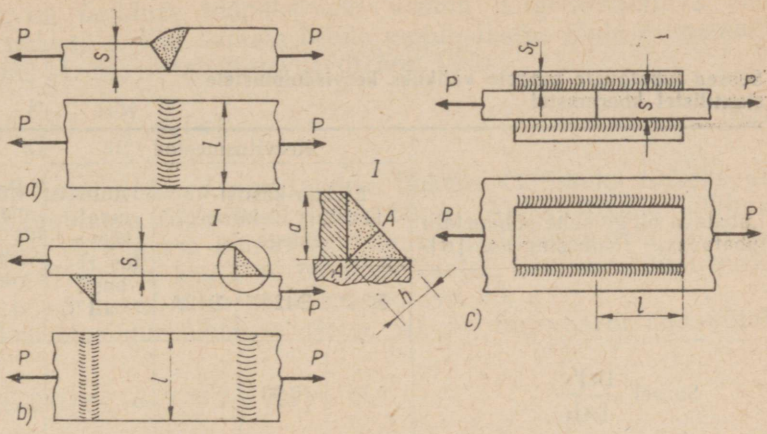
Õmblusi, mis on ette nähtud erinevates tasapindades paiknevate elementide keevitamiseks, nimetatakse *nurkõmblusteks*.

Sõltuvalt õmbluste ristlõike kujust jaotatakse neid *normaalseteks* — omavad võrdhaarse kolmnurga kuju (joon. 49, *a*) ja *parendatuteks* — ristlõige on kas kolmnurgakujuline, mille alus on kõrgusest suurem (joon. 49, *b*), või kõverjooneline (joon. 49, *c*). Nurkõmbluste põhikujuks on joonisel 49, *a* näidatud õmblus.

Joon. 49.



Õmbluse kaateti minimaalne



Joon. 50.

pikkus $a_{min} = 3$ mm kui ühendatavate lehtede paksus $s \geqslant 3$ mm. Nurkõmbluse minimaalne pikkus $l_{min} = 30$ mm. Väiksemate pikkuste korral vähendavad õmbluste alguses ja lõpus olevad defektid tema tugevust märgatavalt.

Katteliited võivad olla *ühepoolsete lappidega*, kusjuures elemendid on enne põkkõmblusega liidetud või mitte, ja *kahepoolsete lappidega* (joon. 50, *c*). Ühepoolse lapi korral võetakse tema paksuseks $s_l = (0{,}7 \ldots 1)s$, kahepoolsel — $s_l = (0{,}3 \ldots 0{,}5)s$.

Keevisõmbluste arvutus

Staatilisele koormusele alluvate õmbluste arvutus. Keevisõmbluste arvutus põhineb eeldustel, et:

a) jõud jaguneb kogu õmbluse pikkusel ühtlaselt;

b) pinge jaotub õmbluse töötavas lõikes ühtlaselt.

Põkkõmblused arvutatakse kas tõmbele või survele. Seejuures võetakse õmbluse arvutuslikuks kõrguseks õhema keevitatava plaadi paksus s (joon. 50, *a*).

Sõltumata põkkõmbluse tüübist (näiteks tõmbele töötav õmblus joon. 50, *a*) määratakse õmbluse tööpikkus valemiga

$$l = \frac{P}{s[\sigma]'_{t,s}}, \qquad (60)$$

kus P on õmblusele mõjuv koormus kG;

$[\sigma]'_{t,s}$ — keevisõmbluse materjalile lubatav tõmbepinge (survepinge) kG/cm², mis valitakse tabelist 8 sõltuvalt elektroodi margist ja põhimetallile lubatavast pingest.

Tabel 8

Seosed lubatavate pingete valikuks keevisõmblustele staatilistel koormustel

Lubatava pinge suhe põhimetalli lubatavasse tõmbepingesse $[\sigma]_t$	Keevitusmeetod				
	Elekter-käsitsi-keevitus elektroodidega			Auto-maat-keevitus räbusti all	Poolauto-maatkeevitus kald- või lamavelektroodidega
	Э34*	Э42**	Э42А		
Survel $\frac{[\sigma]'_s}{[\sigma]_t}$	0,75	0,90	—	—	0,90
Tõmbel $\frac{[\sigma]'_t}{[\sigma]_t}$	0,60	0,80	0,90	0,90	0,80
Lõikel $\frac{[\tau]'}{[\sigma]_t}$	0,50	0,65	0,70	0,70	0,60

* Põhimetalliks — vähese süsinikusisaldusega teras.
** Põhimetall — vähese süsinikusisaldusega või madalaltlegeeritud süsinikteras.

Kui õmbluse pikkus on detailide laiusega võrdne, s. o. $l = b$, avaldub tõmbele töötava põkkõmbluse tugevustegur valemiga

$$\varphi = \frac{ls[\sigma]'_t}{bs[\sigma]_t} = \frac{[\sigma]'_t}{[\sigma]_t}.$$

Seega on liite võrdtugevus põhimetalliga ($\varphi = 1$) võimalik $[\sigma]'_t = [\sigma]_t$ korral. Juhul kui $[\sigma]'_t < [\sigma]_t$, on sirgõmblusega (s. o. õmblusega, mille telg on liite teljega risti) liite tugevus liidetava elemendi tugevusest väiksem ($\varphi < 1$).

Kaldõmbluse kasutamine tugevdab liidet. Võttes $\beta = 45°$ (joon. 48, *k*), on väikese süsinikusisaldusega elementidel õmblus ja põhimetall võrdtugevad.

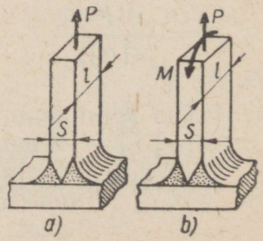
K-kujulise õmbluse jaoks vastakliites, mis on koormatud tõmbejõuga P (joon. 51, *a*), on tugevusvõrrandiks

$$\sigma = \frac{P}{sl} \leqslant [\sigma]'_t.$$

Siit õmbluse vajalik minimaalne pikkus

$$l = \frac{P}{s[\sigma]'_t} \text{ cm.} \qquad (61)$$

Joon. 51.



Siin on õmbluse tööpaksuseks võetud külgekeevitatava elemendi paksus s. Kui samale liitele mõjub lisaks jõule P moment M (joon. 51, *b*), võtab tugevusvõrrand kuju

$$\sigma = \frac{P}{sl} + \frac{6M}{sl^2} \leqslant [\sigma]'_t. \qquad (62)$$

Laup-nurkõmblused arvutatakse lõikele. Ohtlikuks lõikeks on taolises õmbluses lõige $A—A$ (joon. 50, *b*). Arvutuslikuks õmbluse kõrguseks võrdhaarse kolmnurgakujulise ristlõike korral on $h = a \sin 45° \approx 0{,}7a$, kus a on õmbluse kaatet. Erinevat tüüpi nurkõmbluste kõrgused h on näidatud joonisel 49, *a* ... *c*.

Kahepoolse nurkõmbluse (joon. 50, *b*) tugevusvõrrand võtab kuju:

$$P = 2hl[\tau]' = 2 \cdot 0{,}7a \cdot l[\tau]',$$

millest vajalik õmbluse pikkus avaldub valemiga

$$l = \frac{P}{1{,}4a[\tau]'}. \qquad (63)$$

Siin $[\tau]'$ on pealekeevitatud metalli lubatav lõikepinge kG/cm^2, mis valitakse tabelist 8 põhimetalli $[\sigma]_t$ väärtusest sõltuvalt.

Õmbluse pikkuse l korral, mis on võrdne keevitatavate elementide laiusega b ning kui $a = s$, avaldub liite tugevustegur valemiga

$$\varphi = \frac{2 \cdot 0{,}7al[\tau]'}{sb[\sigma]_t} = 1{,}4 \frac{[\tau]'}{[\sigma]_t}.$$

Siit nähtub, et õmbluse ning põhimetalli võrdtugevus on võimalik, kui $[\tau]' = 0{,}7[\sigma]_t$, s. t. keevitades elektroodiga Э42А (tabel 8).

Külgõmblused arvutatakse samuti lõikele. Vajalik külgõmbluse pikkus l (joon. 50, *c*) on arvutatav valemiga (63).

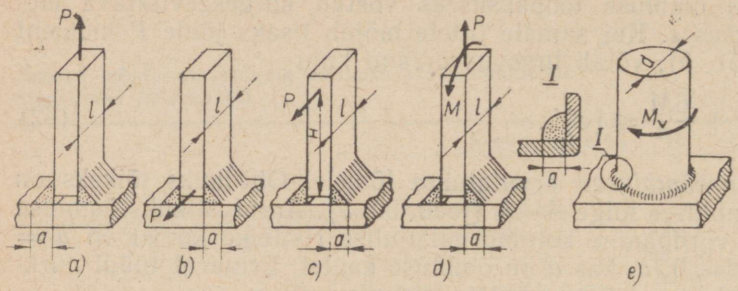
Kombineeritud õmblusi arvutatakse jõudude mõju sõltumatuse printsiibi alusel. Ohutu jõud, mille võib vastu võtta laupõmbluse ja külgõmblusega liide (näit. joon. 48, l järgi kujundatud), avaldub valemiga

$$P = P_k + P_e = h \Sigma l[\tau]' = 0{,}7a \Sigma l[\tau]',$$

millest kõikide õmbluste (laup- ja külg-) vajalik summaarne pikkus, eeldusel et kaatet a on ette antud, avaldub valemiga

$$\Sigma l = \frac{P}{0{,}7a[\tau]'}. \qquad (64)$$

Vastakliidete nurkõmblusi arvutatakse samuti kui külg- ning laupõmblusi juhul, mil jõud mõjub õmbluste paiknemispinna suhtes risti (joon. 52, *a*) või rööbiti (väikese ekstsentrilisusega, joo-



Joon. 52.

nisel 52, *b*). Kui jõud mõjub pinnaga rööbiti, rakendudes aga tunduva ekstsentrilisusega (joon. 52, *c*), tuleb arvutada summaarsetele pingetele, s. o. võtta arvesse ka paindemomendist põhjustatud lõikepingeid.

Õmbluses lõiget põhjustavast jõust P tekkinud pinged avalduvad valemiga

$$\tau_1 = \frac{P}{0{,}7F},$$

kus $F = 2al$.

Pinged õmbluses momendist PH leitakse valemiga

$$\tau_2 = \frac{PH}{0{,}7W},$$

kus $W = \frac{2al^2}{6} = F\frac{l}{6}$.

Tegur 0,7 W ja F ees võtab arvesse purunemise võimalust ohtlikus lõikes — õmbluse nurgapoolitaja pinnas (vt. joon. 50, *b*).

Summaarne pinge

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \frac{P}{0{,}7F}\sqrt{1 + \left(\frac{6H}{l}\right)^2} \leqslant [\tau]'. \qquad (65)$$

Kui vaadeldavale liitele mõjub paindemoment M ja jõud P nii, nagu on näidatud joonisel 52, *d*, kujuneb õmbluse tugevustingimus järgmiseks:

$$\tau = \frac{M}{0{,}7W} + \frac{P}{0{,}7F} \leqslant [\tau]'. \qquad (66)$$

Sõltuvalt keeviskontuuri kujust asetatakse valemitesse (65) ja (66) suuruste W ja F vastavad väärtused.

Kui varras läbimõõduga d on ümberringi nurkõmblusega kinni keevitatud ja koormatud pöördemomendiga M_v (joon. 52, *e*), võib õmblusele vajaliku kaateti leida järgmiselt.

Pöördemoment, mida võib üle kanda ühikpikkusega õmblus, avaldub valemiga

$$\Delta M_v = 1 \cdot 0{,}7a[\tau]' \frac{d}{2},$$

järelikult $M_v = \pi d\ \Delta M_v = \frac{0{,}7}{2} \pi d^2 a[\tau]'$

ja $$a = \frac{2M_v}{0{,}7\pi d^2[\tau]'}. \qquad (67)$$

Sisselõikega õmblusi arvutatakse lõikele. Sisselõige paigutatakse jõu mõju suunaga rööbiti. Soovitav sisselõike laius (joon. 48, *m*) $b = 2s$, kus s on keevitatava plaadi paksus. Sisselõike vajalik pikkus

$$l = \frac{P}{b[\tau]'} = \frac{P}{2s[\tau]'}. \qquad (68)$$

Sisselõike pikkust l ei soovitata teha suuremat kui 30 s.

Korkõmblusi (joon. 48, *n*) kasutatakse koos teiste kandvate õmblustega elementide kokkupuutetiheduse tõstmiseks. Korgi läbimõõduks võetakse tavaliselt $2s$.

Sisselõikega õmbluse teisendiks on läbisulatusega õmblus (joon. 48, *o*). Liite elementide keevitumine saavutatakse sel puhul ülemise plaadi läbisulatamisega. Ülemine plaat ei tohi seejuures olla paksem kui 12 mm. Läbisulatusega õmblusi tehakse automaatkeevitusega räbusti all.

Õmbluste tugevus vahelduvatel koormustel. Keevisõmbluste tugevus vahelduvatel koormustel oleneb tunduvalt keevitamise kvaliteedist. Väikesed defektid kohalike läbikeevitamata kohtade ja pragude näol, toimides pingekontsentraatoreina, vähendavad põhimetalli väsimuspiiriga võrreldes liite kui terviku väsimuspiiri.

Õmbluse kvaliteet on automaatkeevituse korral parem, mistõttu vahelduval koormusel on automaatkeevitusega keevitatud liidete tugevus käsitsikeevitusega saadud liidete tugevusest suurem.

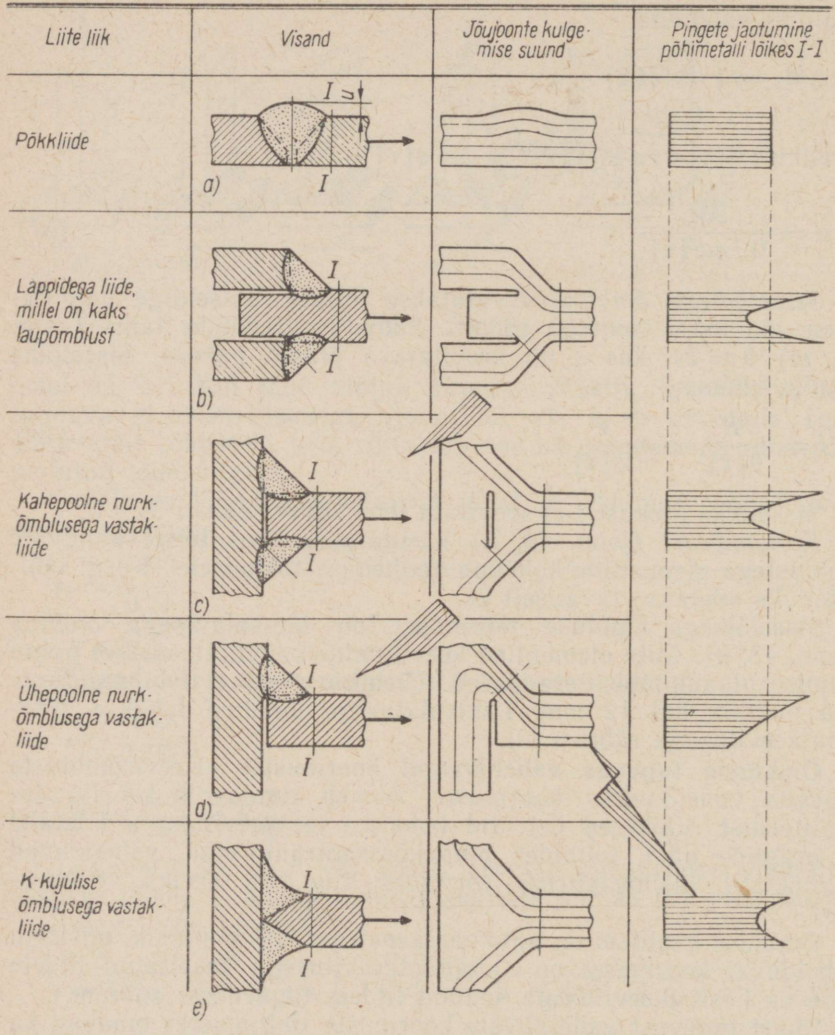
Suurt tugevust vahelduvate koormuste tingimustes omavad ka põkk-keevitusega saadud liited.

Erinevat tüüpi liidete väsimustugevus on erinev. Väsimustugevus väheneb nendes konstruktsioonides, kus jõujoonte kulg on suurte suunamuutustega.

Jõujoonte kulgemise suund ja pingete jaotuse iseloom õmbluse ohtlikes lõigetes on näidatud joonisel 53.

Põkkliidetes kulgevad jõujooned peaaegu sirgjooneliselt. Seda tüüpi liited (joon. 53, *a*) on võrreldes nurkõmblusi omavate liidetega paremad.

Katteliidete tugevus on vahelduvatel koormustel (seoses pingete suure ebaühtlusega õmbluse ja põhimetalli lõigetes) väike (joon. 53, *b*). Külgõmblustega liiteid tuleb võimalikult vältida, sest neil esineb piki õmblust veel täiendav pingete ebaühtlus.



Joon. 53.

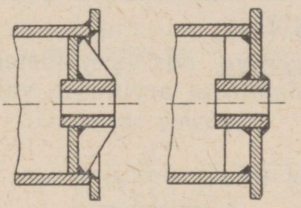
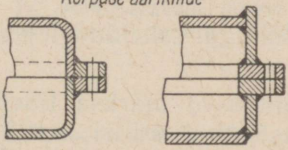
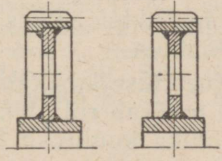
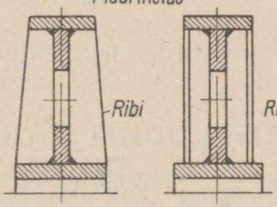
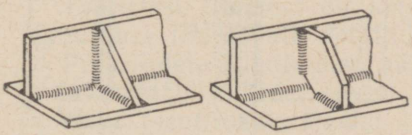
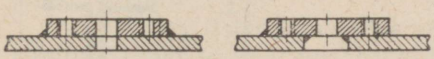
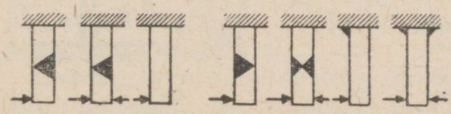
Kahepoolse õmblusega vastakliide (joon. 53, *c*) on tunduvalt parem analoogilisest ühepoolse õmblusega liitest (joon. 53, *d*).

K-kujulise õmblusega vastakliite (joon. 53, *e*) väsimustugevus on nurkõmblustega vastakliite väsimustugevusest märgatavalt suurem. Ka parendatud nurkõmbluste (joon. 49, *b* ja *c*) korral on väsimustugevus suhteliselt kõrgem.

Madala süsinikusisaldusega terastest konstruktsioonide keevitustsoonide haaveldamine või ülerullimine soodustab nende väsimustugevuse kasvu.

Tabel 9

Mõned keevitatud detailide ja liidete konstruktsioonid

Halb	Parem	Üldised soovitused
Trossi trummel 		Vähendada keevitatavate elementide, õmbluste ja ribide arvu. Kahekordseid õmblusi kasutada vaid suurtel koormustel.
Korpuse äärikliide 		Mitte asetada õmblusi eralduspinnale. Sisemisi õmblusi teha vaid rasketesse korpustesse.
Hammasratas 		Ratta pöid valmistada ribaterasest ja lõigata hambad nii, et keevisõmblus jääks hammaste vahele. Rummu ja pöida enne keevitamist mitte töödelda.
Piduriketas 		Ribisid mitte välja lõigata, vaid valmistada nad ribaterasest (latist). Pöid peab ribisid katma.
		Ribi nurk tuleb õmbluste kuhjumise vältimiseks maha lõigata.
		Tihendavad õmblused paigutada sissepoole.
		Õmbluse alust ei tohi tõmbepingete tsooni paigutada.

Vahelduvatel koormustel töötavate keevisliidete tugevusarvutusel kasutatakse staatilise koormuse valemeid, kuid vähendatud pingeid. Viimaste leidmiseks tuleb tabeli 8 järgi määratud $[\sigma]'_{t,s}$ ja $[\tau]'$ väärtusi korrutada empiirilise teguriga γ, mille suurus sõltub õmbluse konstruktsioonist ja suhtest $\frac{P_{min}}{P_{max}}$, kus P_{min} ja P_{max} on absoluutväärtuselt vähim ja suurim jõud, võetuna oma märgiga.

Tegur γ määratakse samasuguse valemiga, mis neetliidetegi korral [vt. valem (56)] ja viiakse *põkkõmbluste* arvutusse vaid märki muutva koormuse puhul.

Nurk- ja sisselõikega õmbluste jaoks $\gamma_n = \frac{1}{1{,}3 - 0{,}3\frac{P_{min}}{P_{max}}}$

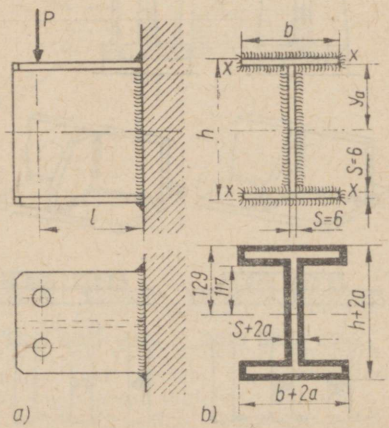
ja viiakse arvutustesse ükskõik millise tsükliga vahelduval koormusel.

Neetõmblustega võrreldes on keevisõmblused märksa tihedamad. Mingeid keevisõmbluste tihedusega seotud erilisi arvutusi ei tehta.

Rõhu all töötavates silindrilistes keeviskonstruktsioonides on arvutuslikuks ristlõikeks pikisuunaline keevisõmblus.

Keevitamine masinaehituses. Keevituse kasutamise tõhusust mitmesuguste detailide valmistamisel määrab rida tehnoloogilisi ja konstruktiivseid tegureid. Nende hulka kuuluvad liite tüübi ja jäikusribide kuju õige valik, õmbluste otstarbekas paigutamine jne.

Illustratsiooniks on tabelis 9 esitatud mõnede keevitatud detailide ja liidete õnnestunud ning ebaõnnestunud konstruktsioonid. Näiteid masinate keevitatud detailidest võib leida raamatutest [6, 7], samuti teistest allikatest.



Joon. 54.

Näide. Määrata pinged nurkõmblustes, millega topelt-T-tala on kogu kontuuri ulatuses kinni keevitatud (joon. 54, *a*).

On antud: koormus $P = 10$ t; tala kõrgus $h = 25{,}2$ cm; õla pikkus $l = 15$ cm; õmbluse kaatet $a = 0{,}6$ cm; tala laius $b = 18$ cm. Lühikesi vertikaalõmblusi arvutustes arvesse ei võeta.

Eeldades, et läbilõiget takistavad ainult vertikaalsed õmblused, mille pind $F = 27{,}4$ cm², saame neis jõust P põhjustatud keskmiseks pingeks:

$$\tau_1 = \frac{P}{0{,}7F} = \frac{10\,000}{0{,}7 \cdot 27{,}4} = 520 \text{ kG/cm}^2.$$

Maksimaalsed pinged momendist Pl vertikaalse lehe ülemisel serval, võttes arvesse, et nurkõmbluste inertsmoment $I = 8000$ cm⁴:

$$\tau_2 = \frac{Pl}{0{,}7I} y_a = \frac{10\,000 \cdot 15}{0{,}7 \cdot 8000} \cdot 12 = 322 \text{ kG/cm}^2.$$

Summaarne pinge

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \sqrt{520^2 + 322^2} = 612 \text{ kG/cm}^2.$$

Ta on lubatavast pingest, mis võrdub $0{,}5\,[\sigma]_t = 0{,}5 \cdot 1400 = 700$ kG/cm², väiksem. Seega taoline konstruktsioon on vastuvõetav.

Kirjandus

1. Добровольский В. А., Детали машин, Гостехиздат УССР, 1954.
2. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, Машгиз, 1948.
3. Николаев Г. А., Сварные конструкции, Машгиз, 1955.
4. Окерблом Н. О., Проектирование сварных конструкций, ОНТИ, 1939.
5. Bobek, K., Heiss, A., Schmidt, Fr. Stahlleichtbau von Maschinen, Berlin, 1955.
6. Hänchen, R., Schweißkonstruktionen, Berlin, 1939.
7. Сахненко В. Л., и др., Атлас деталей машин, Гостехиздат УССР, 1955.

VIII peatükk

LIITED PINGU GARANTEERIVATE ISTUDE ABIL

Garanteeritud pinguga liited kuuluvad liikumatute liidete hulka.

Taolistest liidetest on kõige levinumad *pressliited*, kus ping tekitatakse liidetavate detailide endi mõõtmete erinevusega.

Pressliidete kasutamise näitena võib tuua raudteevaguni telje ja ratta vahelist liidet (joon. 55, *a*), tiguratta hammasvöö (pöia) ja ratta tsentriosa vahelist liidet (joon. 55, *b*), mitmesuguseid pukse korpustes jne.

Neid liiteid iseloomustab konstruktsiooni lihtsus, hea tsentreerimine ja töökindlus, mis tagatakse kontaktpindade vastava töötlemistehnoloogiaga (väike pinnakaredus ja suur kujutäpsus) ning montaažiga.

Nende liidete puudusteks on: a) töökindluse kontrollimise raskus montaažil; b) istualuste pindade mõõtmete suurendatud täpsuse vajadus; c) pressistu poolt põhjustatud võllide väsimustuge-

vuse järsk langus (võll—ruum-tüüpi liidetes) pingete kontsentratsiooni ning kontaktpindadel tekkiva hõõrdkorrosiooni tõttu; d) kontaktpindade vigastumine liidete demontaažil, mistõttu liidete töökindlus samade detailide korduval montaažil alaneb jt.

Pressliidete tugevuse all tuleb mõista nende vastupanuvõimet telgjõule, pöördemomendile või telgjõu ja pöördemomendi koosmõjule, mis püüavad üht detaili teise suhtes nihutada.

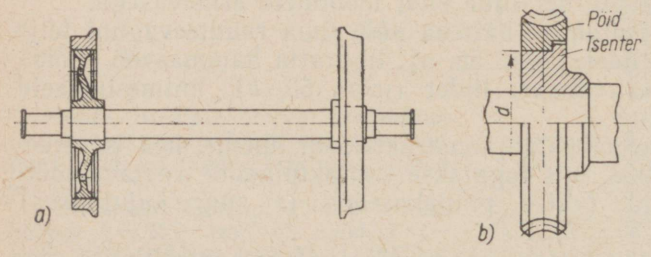
Pressliite kandevõime sõltub esmajoones pingust δ, s. o. haarava ja haaratava detaili läbimõõtude vahest enne montaaži, mis on määratud valitud standardse istuga (Пр — pressist, Гр — kuumpressist, Пл — kergepressist jt.).

Vaadeldavat tüüpi liidete montaaž võib toimuda pressi abil, haarava detaili kuumutamisega või haaratava külmutamisega.

Üsna hiljuti soovitati pressimisel ja lahtipressimisel kasutada õli vahekihti. Õlikiht tekib pressitavate pindade vahele seetõttu, et õli juhitakse liitetsooni suure surve all (kuni 1000 .... 2000 atü.). Sellel meetodil on tavaliste ees rida eeliseid; esmajoones suureneb (eriti korduval pressimisel) liite töökindlus, sest kirjeldatud operatsioonil kontakteeruvate pindade kvaliteet ei halvene. Vaadeldaval meetodil saadud liiteid võib käsitleda kui lahtivõetavaid liiteid *.

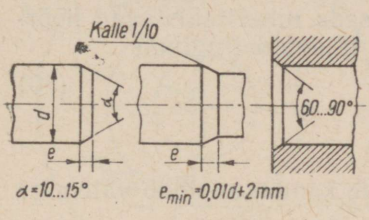
Pressliited moodustatakse sel teel, et telgjõu rakendamisega nihutatakse üht detaili teise suhtes vajaliku suuruse võrra. Selleks et vältida sööbimist ning vähendada pressimisjõudu, määritakse pressimise ajal kontaktpindu rapsiõli või värnitsaga. Katsed näitavad, et pressimise kiirus ei tohi ületada 5 mm/s, sest suurtel kiirustel (kuni 20 mm/s) liidete tugevus langeb. Pressimisjõud ja pindade seisukord sõltuvad liitepindade servade kujust. Soovitatavad kujud ja mõõtmed on esitatud joonisel 56. Haarava detaili otsas olev faas tagab pressimisel parema tsentreerimise.

Teine meetod pressliidete moodustamiseks nõuab haarava detaili kuumutamist või haaratava detaili külmutamist temperatuurini, mil üks detail vabalt läheb teise sisse.

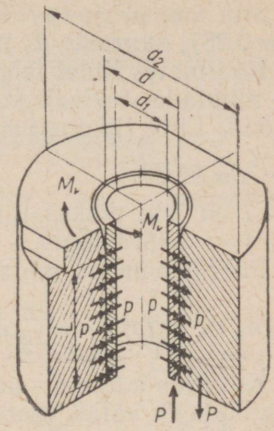


Joon. 55.

* Põhjalikumalt vt. Федоров Б. Ф., Рациональный способ распрессовки и запрессовки деталей, Машгиз, 1955.



Joon. 56



Joon. 57 ▶

Detaili kuumutamine toimub, olenevalt nõutavast temperatuurist, kuumas õlis, gaasi- või elektriahjus.

Haaratava detaili külmutamiseks kasutatakse kas vedelat õhku või kuiva jääd (tahket süsihapet). Kasutades jahutava keskkonnana vedelat õhku, tuleb kinni pidada ohutusnõuetest: jahutatava detaili pind peab olema rasvadest puhastatud; vedelat õhku sisaldav anum olgu avatud ning termiliselt isoleeritud jne.

Kuumutamise ja külmutamise meetodil saadud liited on pressitud liidetest umbes 2,5 korda tugevamad, sest kontakteeruvate pindade konarused muljutakse pressimisel maha.

Pinguga liites (joon. 57) tekib kontakteeruvate detailide elastsest deformatsioonist (haarava detaili laienemisest ning haaratava kokkusurumisest) kontaktpindadel erisurve p. Juhul kui detailide mõõtmed ja materjali mehaanikalised omadused on antud, avaldub p järgmise valemiga *:

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{d\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)} \text{ kG/mm}^2 \qquad (69)$$

kus δ on arvutuslik ping μm,
d — kontakteeruvate pindade nimiläbimõõt mm,
E_1 ja E_2 — haaratava ja haarava detaili materjali normaalelastsusmoodulid kG/mm²,
c_1 ja c_2 — tegurid, mis määratakse Lame' valemitega; viimased on tuletatud teljega sümmeetriliselt deformeeritavatele paksuseinalistele silindritele:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \qquad c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2.$$

* Valemite (69) ja (77) tuletust käsitletakse «Tugevusõpetuse» kursuses telgsümmeetrilise koormusega koormatud silindriliste detailide arvutusel.

Siin on μ_1 ja μ_2 Poissoni tegurid (terasel $\mu \approx 0{,}3$, malmil $\mu \approx 0{,}25$); suuruste d_1 ja d_2 tähendus on näidatud joonisel 57.

Koormates liidet telgjõuga P, mis püüab detaile teineteise suhtes nihutada, tekivad kontaktpindadel seda nihet takistavad hõõrdejõud. Liite liikumatus säilib, kui on täidetud tingimus

$$P \leqslant \pi dlpf, \tag{70}$$

kus l on istu pikkus liites mm;

f — hõõrdetegur.

Pöördemoment, mida liide suudab üle kanda, avaldub valemiga

$$M_v \leqslant \pi dlpf \frac{d}{2} = \frac{\pi}{2} d^2 lpf. \tag{71}$$

Kui liide kannab samaaegselt üle nii pöördemomenti M_v kui ka telgjõudu P, võtab vastav tingimus kuju:

$$\sqrt{\left(\frac{2M_v}{d}\right)^2 + p^2} \leqslant \pi dlpf. \tag{72}$$

Hõõrdeteguri suurus pressliites sõltub paljudest asjaoludest: liidet moodustavate detailide materjalist, liitepindade töötlemismeetodist ja pinnakaredusest, määrimisest, nihkumise suunast (piki telge, pöördumine), operatsioonist (kokkupressimine, lahtipressimine) ja kontaktsurve suurusest.

Arvutuspraktikas kasutatakse valemeis (70), (71) ja (72) terasest ja malmist detailidele hõõrdetegurite keskväärtusi, mis on iseloomulikud detailide väljapressimise permanentsele režiimile:

$f \approx 0{,}08$ — kui liide saadi pressimisega,

$f \approx 0{,}14$ — kui liide monteeriti haarava detaili kuumutamisega või haaratava külmutamisega.

Valemitega (69) ja (70); (69) ja (71); (69) ja (72) on võimalik vastava koormusjuhu jaoks määrata arvutuslik ping δ_{arv}:

telgkoormusel

$$\delta_{arv} = \frac{P}{\pi lf}\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right) 10^3 \ \mu\text{m}; \tag{73}$$

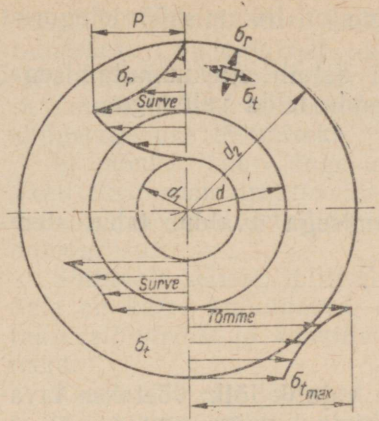
koormamisel pöördemomendiga

$$\delta_{arv} = \frac{2M_v}{\pi dlf}\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right) 10^3 \ \mu\text{m}; \tag{74}$$

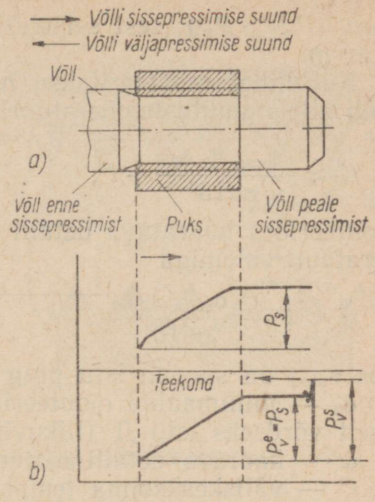
telgjõu ja pöördemomendi koosmõjul

$$\delta_{arv} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_v}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi lf}\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right) 10^3 \ \mu\text{m}. \tag{75}$$

Pressimisel pindade ebatasasused osaliselt tasanduvad, mille tõttu tegelik ping osutub enne montaaži mõõdetud algpingust



Joon. 58



Joon. 59 ▷

väiksemaks. Selle kompenseerimiseks peab enne montaaži olema ping δ arvutuslikust pingust suurem:

$$\delta = \delta_{arv} + u, \tag{76}$$

kus u on suurus, mis iseloomustab ebatasasuste tasandumist pressimisel:

$$u = 1{,}2(R_{z1} + R_{z2}).$$

Siin R_{z1} ja R_{z2} on pinnakonaruste kõrgused kontakteeruvatel pindadel μm, mis valitakse sõltuvalt pinnasiledusklassist ГОСТ 2789-59 alusel.

Vastavalt δ suurusele valitakse standardne pressist, millel vähim ping kas võrdub või on veidi suurem pingust δ.

Uurimuste tulemused näitavad, et siledapinnalised (väike R_z) detailid tagavad suhteliselt töökindlamad ning ühtlasemad pressliited.

Pressistude kasutamisel tekivad liite elementides õige suured pinged, mis põhjustavad isegi purunemisi.

Tangentsiaalsete σ_t ja radiaalsete σ_r normaalpingete iseloom haaravas ja haaratavas detailis on näidatud joonisel 58.

Suurimad pinged mõjuvad haarava detaili sisepinnal, kus

$$\sigma_{t\,max} = p\,\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}; \qquad \sigma_r = -p. \tag{77}$$

Plastsete deformatsioonide teket detailide sisepinnal ei pruugi lugeda ohtlikuks kõikidel juhtudel: töökindlaid liiteid võib saada ka rõngakujulise plastse tsooni olemasolul haaravas detailis.

Joonisel 59 on toodud telgjõudude muutumise diagrammid sissepressimisel (P_s) ja väljapressimisel (P_v). Nende diagrammide kõrvutamisel nähtub, et pressistul on alati teatud töövõime

varu ($P_v^s > P_v^l$), sest seisuhõõrdetegur on liikumishõõrdetegurist suurem.

Kui liidet monteeritakse haarava detaili ettekuumutamisega, võib ettekuumutustemperatuuri ligikaudu leida valemiga

$$t_2^0 \approx \frac{\delta_{max} + \delta_0}{\alpha d 10^3} + t^\circ;$$

monteerides haaratava detaili jahutamisega, avaldub jahutustemperatuur valemiga

$$t_1^0 \approx t^0 - \frac{\delta_{max} + \delta_0}{\alpha d 10^3},$$

kus δ_{max} on suurim istu ping μm;

δ_0 — minimaalne monteerimiseks vajalik lõtk; võetakse tavaliselt võrdseks istu Д (liikuvist) vähima lõtkuga μm;

α — haarava detaili materjali joonpaisumistegur;

t° — väliskeskkonna temperatuur.

Vahelduvate koormusrežiimide tingimustes läbiviidud uurimused [3] lubavad järeldada, et liidete tugevus neil režiimidel võrreldes nende staatilise tugevusega ei lange.

Kirjandus

1. Саверин М. А. и Саверин М. М., Соединение деталей с гарантированным натягом, сб. «Детали машин» под ред. И. С. Ачеркана, кн. 1, Машгиз, 1953.
2. Корона А. Б., Влияние чистоты посадочных поверхностей на прочность сопряжений с натягом, сб. МВТУ, 3, Машгиз, 1949.
3. Корбин М. М., Прочность прессовых соединений при повторно-переменной нагрузке, Машгиз, 1955.
4. Справочник машиностроителя, т. 4, гл. III, Машгиз, 1955.

IX peatükk

KEERMESLIITED

Keermesliidetel on võrreldes teiste liidetega rida eeliseid, mis soodustavad nende laialdast kasutamist masinaehituses. Eelisteks on: suur töökindlus; montaaži ja demontaaži mugavus; keermetatud detailide lai nomenklatuur, mis võimaldab neid mitmesugustele ekspluatatsioonitingimustele kohandada; keermetatud detailide suhteliselt madal maksumus, mis on tingitud nende standardiseerimisest, ja võimalus kasutada nende valmistamisel suure tootlikkusega tehnoloogilisi protsesse.

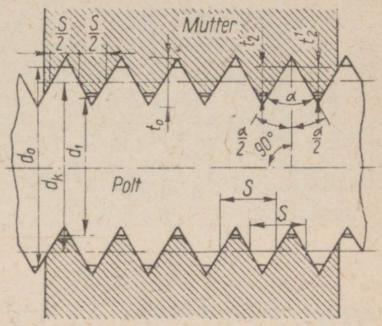
Keermesliidete peamisteks puudusteks on:

a) suure hulga pingekontsentraatorite olemasolu keermetatud

detailide pinnal, mis teeb neid tundlikeks vahelduvaid pingeid esilekutsuvate koormuste suhtes ja sunnib otsima erimeetodeid väsimustugevuse tõstmiseks;

b) mõnede suure tugevuse tagamiseks erikonstruktsiooni omavate keermetatud detailide ebatehnoloogilisus.

Joon. 60



Sõltuvalt sellest, millisele pinnale on keere kujundatud, eristatakse *silindrilisi* ja *koonilisi* keermeid.

Keere võib olla lõigatud silindri ja koonuse välis- või sisepinnale. Esimesel juhul nimetatakse teda *väliskeermeks*, teisel — *sisekeermeks*.

Sõltuvalt keeret moodustava kontuuri pöörlemise suunast, eristatakse *parem-* ja *vasakkeeret* *.

Sõltuvalt tasapinnalise kontuuri kujust, mis määrab keerme profiili (s. o. keermeniidi profiil telge läbival tasapinnal), eristatakse *kolmnurk-, trapets-, ruut-* ja *ümarkeeret*. Trapetskeerme alaliigiks on nn. *tugikeere*.

Keermeid, mis on moodustatud üheainsa keermeniidiga, nimetatakse *ühekäigulisteks*; keermeid, mis on moodustatud kahe, kolme jne. keermeniidiga, nimetatakse vastavalt *kahekäigulisteks*, *kolmekäigulisteks* jne. *keermeteks (mitmekäigulised keermed)*. Keeret moodustavate niitide arvu on hõlbus kindlaks teha keermetatud detaili otspinnal.

Keermesliidetes kasutatakse (kinnituse eesmärgil) peamiselt ühekäigulisi kolmnurkkeermeid ** — *meeter-* ja *tollkeeret*.

Keermete põhielementideks on (joon. 60) välisläbimõõt d_0, siseläbimõõt d_1, keerme keskmine läbimõõt d_k, keerme samm S, profiili kõrgus t_2, profiili töökõrgus t'_2, keerme profiilinurk α ja keerme tõusunurk ψ.

Meeterkeermete põhimõõtmed on toodud vastavates standardites (tabel 10).

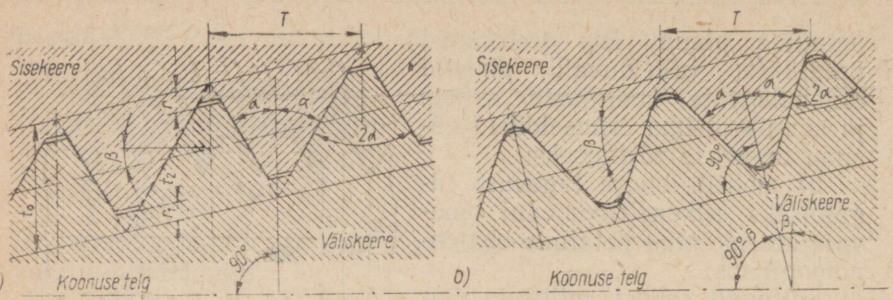
Tollkeermete (ОСТ НКТП 1260) kasutamist uute detailide projekteerimisel lubatakse ainult siis, kui on vaja varem samas süsteemis valmistatud detail asendada uuega, ning mõnedel erijuhtudel.

Mittetäielikku profiili osa, mis tehnoloogilistel põhjustel tekib keermelt keermetamata osale üleminekú tsoonis, nimetatakse

---

* ГОСТ 2904-45 näeb ette erimärkide pealekandmist vasakkeermega detailidele.

** Trapets- ja ruutkeeret kasutatakse liikumise edasiandmiseks; neid vaadeldakse XXI peatükis «Keermesülekanded».



keerme väljajooksuks. Et kogu keermetatud osa ulatuses saada täit keermeprofiili, asendatakse mõnikord keerme väljajooks keermelõikuri *väljajooksu soonega*. Keermete väljajooks tuleb kujundada vastavalt standardile ГОСТ 10549-63.

Koonilisi keermeid moodustatakse kahes variandis: profiilinurga poolitaja on risti kas koonuse teljega (joon. 61, *a*) või koonuse moodustajaga (joon. 61, *b*). Käesoleval ajal kasutatakse peamiselt esimest varianti (ГОСТ 6111-52), sest see võimaldab koonilist keeret ka silindrilise keermega ühendada. Profiili taoline paigutus lihtsustab ka keerme kontrollimist.

Kooniliste keermete eelisteks silindriliste ees on: 1) võimalus saada hermeetilist liidet ka ilma tihendusvahendeid kasutamata; 2) võimalus kaotada keermes valmistamise ebatäpsuste ja kulu-

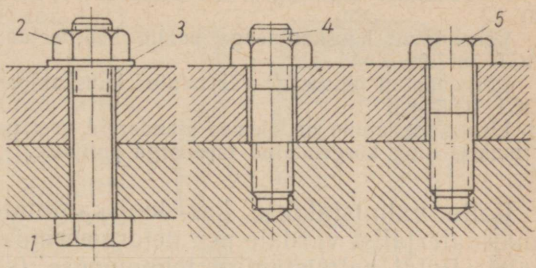
Tabel 10

Meeterkeermed
(põhimõõtmed, standardid, tähistus)

Keerme tüüp	Keerme nimiläbimõõt mm	Samm *S* mm	Standard
Põhimeeterkeere (kellakeere) . . .	0,25 . . . 0,9	0,075 . . . 0,225	ГОСТ 9000-59
Jämemeeterkeere	1 . . . 68	0,25 . . . 6	ГОСТ 8724-58 ja ГОСТ 9150-59
Peenmeeterkeere	1 . . . 600	0,2 . . . 6	ГОСТ 8724-58 ja ГОСТ 9150-59

Tähistamise näide.

Keere, mille diameeter $d = 24$ mm, tähistatakse jämekeerme korral *M 24*; peenkeerme (samm $S = 1{,}5$ mm) korral *M 24 × 1,5*.



◀ Joon. 61 Joon. 62

mise tagajärjel tekkinud lõtkud, kasutades selleks keerme töötava osa telgnihutust; 3) koormuse ühtlasem jaotumine keermeniitide vahel; 4) liite montaaži ja demontaaži lühem aeg.

Koonilisi keermeid kasutatakse laialdaselt toruliidetes, eriti naftatööstuses puurimisseadmete juures, kus liidete hermeetilisus on vajalik suurte rõhkude ja koormuste tõttu.

Põhilisteks standardseteks kinnitusdetailideks keermesliidetes (joon. 62) on: poldid *1*, tikkpoldid *4*, kruvid *5* ja mutrid *2*. Lisaks neile kasutatakse keermesliidete kujundamisel veel seibe *3* ja mitmesuguse konstruktsiooniga keermelukke, mis takistavad keermesliite lahtitulekut. Mõned keermelukkude konstruktsiooni näited on toodud joonisel 63.

Üldjuhul on võimalik kujundada keermesliidet ka ilma puhtkinnitusdetailideta (vt. näit. joon. 64).

Üldkasutatavaid polte valmistatakse *normaalse* ja *kõrgendatud täpsusega* *.

Poltide minimaalseks nimiläbimõõduks on $d = 6$ mm. Poltide mõõtmed on määratud järgmiste standarditega.

Normaalse täpsusega vähendatud kuuskantpeaga ja peaaluse tsentreeriva osaga poldid ($d \leqslant 48$ mm) — ГОСТ 7795-62.

Normaalse täpsusega vähendatud kuuskantpeaga poldid ($d \leqslant 48$ mm) — ГОСТ 7796-62.

Normaalse täpsusega kuuskantpeaga poldid ($d \leqslant 48$ mm) — ГОСТ 7798-62.

Normaalse täpsusega kuuskantpeaga poldid ($d > 48$ mm) — ГОСТ 10602-63.

Normaalse täpsusega vähendatud kuuskantpeaga poldid ($d > 48$ mm) — ГОСТ 10603-63.

Kõrgendatud täpsusega vähendatud kuuskantpeaga ja peaaluse tsentreeriva osaga poldid ($d \leqslant 48$ mm) — ГОСТ 7811-62.

Kõrgendatud täpsusega vähendatud kuuskantpeaga poldid ($d \leqslant 48$ mm) — ГОСТ 7808-62.

---

* Seoses kardinaalsete muudatustega poltide, tikkpoltide, mutrite ja kruvide standardeis on võrreldes tõlgitava raamatu tekstiga vastavat lõiku muudetud. — *Tõlk.*

Kõrgendatud täpsusega kuuskantpeaga poldid ($d \leqslant 48$ mm) — ГОСТ 7805-62.

Vähendatud kuuskantpeaga poldid hõõritsetud avadele ($d \leqslant 48$ mm) — ГОСТ 7817-62.

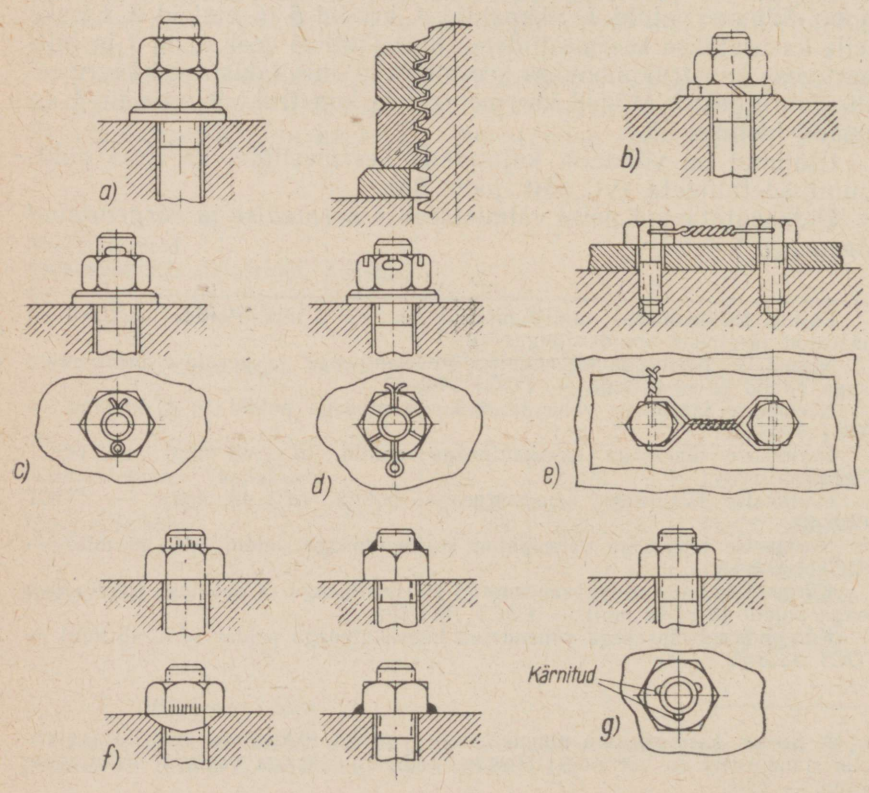
Kõrgendatud täpsusega vähendatud kuuskantpeaga poldid ($d > 48$ mm) — ГОСТ 10604-63.

Lisaks loetletuile on olemas standardid veel poolümara ja koonilise peaga normaalse ning kõrgendatud täpsusega poltidele.

Polte valmistatakse kas kuuskantmaterjalist treimisega või ümarmaterjalist vardale pea deformeerimise teel (külmalt või kuumalt). Poldi valmistamise tehnoloogia (sealhulgas ka keermetamise mooduse) määrab valmistajatehas.

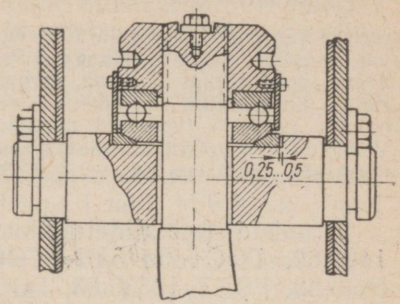
ГОСТ 1759-62 järgi soovitatakse polte valmistada järgmistest terasemarkidest: 10, 20, 25, 35 (ГОСТ 1050-60) ja 35Х, 30ХГСА (ГОСТ 4543-61). Margi valik sõltub poldi otstarbest ja pinnakatte iseloomust (kui seda kasutatakse). Tehniliselt põhjendatud juh-

Joon. 63



tudel lubatakse kasutada ka värvilisi metalle ja roostevabu teraseid.

Joon. 64



Viimastel aastatel on hakatud kinnitusdetailide materjalina kasutama titaani ja nailonit. Titaanist valmistatud poltide staatiline tugevus läheneb kõrgeltlegeeritud terastest poltide tugevusele, kusjuures nad on 45% võrra kergemad kui teraspoldid ja väga korrosioonikindlad. Vahelduvatel koormustel on täheldatud nende tundlikkuse suurenemist pingete kontsentratsiooni ja pinnakvaliteedi suhtes. Titaanist polte võib kasutada temperatuuridel kuni 500° C.

Nailonist kinnitusdetailid on heade antikorrosioonsete ja elektrit isoleerivate omadustega. Neid kasutatakse temperatuuridel alla 150° C.

Andmed standardsete poltide kohta on toodud raamatus [1].

Erieesmärkidel kasutatakse masinaehituses mõnikord ka mittestandardseid polte. Nende hulka kuuluvad vundamendi- ehk ankurpoldid, vasarpeaga ning vahepeapoldid [7].

Tikkpolte kasutatakse juhtudel, kui liite konstruktsioon ei jäta poldi peale ruumi või kui pole võimalik puurida ühendatavaid detaile läbivat auku. Dünaamilistel koormustel osutub standardne tikkpolt samamõõtmelisest standardsest poldist vastupidavamaks.

Tikkpolt keeratakse korpusesse tavaliselt kahe mutri — mutri ja kontramutri — abil. Mõnikord kujundatakse tikkpoldi keermetamata osale erielement (pea või kahest paralleelsest pinnast koosnev osa), mis võimaldab polti võtmega keerata.

Standardseid tikkpolte valmistatakse ГОСТ 11765-66... ...ГОСТ 11770-66 järgi, kusjuures kasutatakse nii jäme- kui ka peenkeeret. Konstruktsiooni järgi võib eristada tikkpolte, mille keermetatud osa pikkus mõlemas otsas on ühesugune (ГОСТ 11769-66...ГОСТ 11770-66) või erinev (ГОСТ 11765-66... ГОСТ 11768-66); lisaks sellele võivad kõikide standardite järgi valmistatud poldid olla kahte erinevat tüüpi: tüüp *A* — keermetatud osa ja sileda osa läbimõõdud on võrdsed, ja tüüp *B* — sileda osa läbimõõt on keermetatud osa läbimõõdust väiksem. Täpsuse suhtes jagunevad tikkpoldid normaalse täpsusega (valmistatakse üldjuhul 3. täpsusklassi keermega) ja kõrgendatud täpsusega (keerme 2. täpsusklass) tikkpoltideks.

Materjalid ja pinnakatted tikkpoltidele on samad mis poltidelegi, kuid rasketes koormustingimustes töötavaid tikkpolte võidakse valmistada ka legeeritud terastest.

Tähistus *Tikkpolt A M16* $\times \frac{1,5}{2} \times$ *120* $(\frac{16}{38})$ *025 ГОСТ 11765-66* tuleb dešifreerida järgmiselt: tikkpolt, tüüp A, keerme läbimõõt 16 mm, korpuse keeratavas osas peenkeere sammuga 1,5 mm, teises otsas — jämekeere sammuga 2 mm, poldi pikkus 120 mm, korpusse keeratava osa pikkus $l_1 = 16$ mm, mutrialuse keermetatud osa pikkus $l_0 = 38$ mm; poldi materjal alagrupist 02, pinnakatte grupp 5 (viimased näitajad on dešifreeritavad ГОСТ 1759-62 järgi). Vaadeldava tikkpoldi keerme täpsusklassiks on 3, kuna ГОСТ 11765-66 kehtib normaalse täpsusega ($d = 2 \ldots 48$ mm) tikkpoltide kohta.

Kruvisid (metalldetailidele) valmistatakse standardite ГОСТ 1490-62, ГОСТ 1475-62, ГОСТ 1489-62, ГОСТ 1491-62, ГОСТ 5993-62, ГОСТ 10336-63, ГОСТ 10337-63, ГОСТ 10338-63, ГОСТ 10339-63, ГОСТ 10340-63, ГОСТ 10341-63, ГОСТ 10342-63, ГОСТ 10343-63, ГОСТ 10344-63, ГОСТ 10491-63, ГОСТ 10492-63, ГОСТ 10619-63, ГОСТ 10620-63 ja ГОСТ 10621-63 järgi. Kasutatakse nii jäme- kui ka peenmeeterkeeret. Otstarbelt jagunevad peenkeermega kruvid kinnitus- ja seadekruvideks.

Pea konstruktsiooni järgi jagunevad kruvid *kruvitsaga* ja *võtmega keeratavaiks.*

Kruvide alaliigiks on aaspoldid (vt. joon. 195), mis keeratakse agregaadi korpusesse (näiteks reduktorile, elektrimootorile jne.) selleks, et neid tõstmisel haarata. Aaspolte valmistatakse ГОСТ 4751-67 järgi.

Kruvide valmistamiseks kasutatakse põhiliselt samu materjale mis poltide ja tikkpoltide valmistamiseks.

Standardsed mutrid nagu poldidki jagunevad *normaalse* ja *kõrgendatud täpsusega* mutriteks.

Enamikul juhtudel kasutatakse masinaehituses kuuskantmutreid. Väikese läbimõõduga keermete jaoks ($d \leqslant 12$ mm) on kasutusel ka ümarad soonmutrid (ГОСТ 10657-63).

Mutri normaalkõrgus $H \approx 0{,}8d_0$; normaalkõrgusega mutrite konstruktsioonid on antud standarditega ГОСТ 5915-62 (normaaltäpsusega mutrid) ja ГОСТ 5927-62 (kõrgendatud täpsusega mutrid). Nähakse ette ka *madaldatud* (ГОСТ 5916-62 ja ГОСТ 5929-62), *eriti kõrge* (ГОСТ 5931-62) ja *vähendatud võtmealuste mõõtmetega* (normaalkõrgusega — ГОСТ 2524-62, madaldatud — ГОСТ 2526-62) mutrite konstruktsioonid.

Kroon- ja lõhemutreid kasutatakse liidete lukustamise hõlbustamiseks (vt. joon. 63, *d*).

Lisaks eelmainituile leiavad kasutamist veel mitmesugused erikonstruktsiooniga mutrid: tiibmutrid (ГОСТ 3032-66), mutrid rõhu all töötavate torustike ja armatuuride äärikliidetele (ГОСТ 10495-63) jt., samuti mõned mittestandardsed mutrid.

Mutrite materjalid ja pinnakatted on samad mis poltidelgi.

Seibe valmistatakse peamiselt lehtmaterjalist stantsimise teel. Seibid jagunevad *vähendatud* (ГОСТ 10450-68) ja *suurendatud*

seibideks (ГОСТ 6958--68). Äärikliiteile ettenähtud nn. puhtaid seibe (ГОСТ 9065-59) võidakse valmistada ka treimisega. Seibide materjalina kasutatakse enamasti teraseid Ст. 0 ... Ст. 3.

Keermesliiteid monteeritakse standardsete (mõnikord spetsiaalsete) mutrivõtmetega.

Keermelukkude kasutamise vajadus tekib enamiku projekteeritavate keermesliidete juures. Liite detailide staatilisel koormamisel puudub vajadus keermelukkude järele, sest kõik kinnituskeermed rahuldavad isepidurdustingimust — nende keermeniidi tõusunurk on hõõrdenurgast väiksem. Liite dünaamilisel koormamisel (vibratsioonid, raputused jms.) võib keermesliide teatavatel tööperioodidel osutuda pingevabaks. Seda võimalust silmas pidades ja võttes arvesse, et nendes tingimustes on hõõrdeteguri väärtus ebastabiilne, tuleb keermete lahtituleku vältimiseks kasutada keermepaaride lukustamist.

Arvukate masinaehituses kasutatavate keermelukkude konstruktsioonid [2,7] põhinevad alljärgnevatel printsiipidel:

1) hõõrdejõudude suurendamisel liite detailide kontaktpindadel — keermepaaris, poldi pea tugipinnal, mutri aluspinnal (vt. joon. 63, *a, b*);

2) spetsiaalsete, kergesti vahetatavate ja odavate piirajate kasutamisel, mis takistavad liite detailide vastastikust suhtelist nihkumist (joon. 63, *c, d, e*);

3) umbne lukustamine (joon. 63, *f, g*); sellisel juhul on liite demonteerimine võimalik vaid lukku moodustavate elementide purustamise või plastse deformeerimise teel.

Kontramutri pingutamisel jagunevad mõlemad mutri ja poldi kruvi keermeniitide vahelised lõtkud ümber nii, nagu on näidatud joonisel 63, *a*. Selle tagajärjel osutub polt selles vahemikus täiendavalt koormatuks tõmbejõuga, mis tagab hõõrdejõudude pidurdava mõju ka liite töökoormusest vabanemisel. Halva töökindluse tõttu (eriti vibratsioonide korral) kasutatakse seda lukustusmoodust käesoleval ajal üha harvemini. Pealegi suureneb mutrite kulu (kaks korda) ja poldi keermetatud osa pikkus.

Samasugusel hõõrdejõudude suurendamise printsiibil põhineb ka vedruseibide kasutamine (näiteks vedruseibid ГОСТ 6402-61 järgi).

Lukustamine keermepaari lahtitulekut takistavate piirajatega on kaasajal masinaehituses laialt levinud. Seda on esmajoones tinginud mainitud lukustusviisi töökindlus, odavus ning sõlmede montaaži ja demontaaži mugavus. Piirajatena leiavad kasutust lõhised (joon. 63, *c, d*), traat (joon. 63, *e*) jt. detailid.

Mutrite ja poldipeade külgekeevitamine (joon. 63, *f*), kärnimine (joon. 63, *g*) ja teised taolised *umblukustuse* moodused on väga töökindlad, kuid neid ei saa kasutada liite korduval montaažil ja demontaažil.

Sõltuvalt koormuse iseloomust ja detailide monteerimise moo-

dusest võib keermesliited jaotada *eelpingestamata* ja *eelpingestatud liideteks.*

Esimest liiki liiteid kasutatakse masinaehituses suhteliselt harva. Taoliste konstruktsioonide näitena võiks tuua reduktori korpusesse keeratud aaspoldi (joon. 194), liite, mis on kujutatud joonisel 66, *a*, ja konksu kinnituse traaversi külge (joon. 64).

Enamikul juhtudel on keermesliited eelpingestatud, s. t. nende keermetatud detailid on juba enne töökoormuse rakendamist teatava jõuga ette pingutatud. Eelpingestus on selleks tarvilik, et töökoormuse rakendamisel ei tekiks liite kontaktpindade vahele pilu, mistõttu kaoks liite tihedus või halveneks mõnel muul põhjusel detailide vastastikune koostöö.

Juba eelpingestamisel, mis toimub montaažil, tekivad keermetatud detailides väiksemad või suuremad pinged, mida pole võimalik jätta tähele panemata. See asjaolu põhjustab taoliste liidete ja eelpingestamata liidete arvutusmetoodikate vahel põhimõttelise erinevuse.

Eelpingestatud liited võivad vastu võtta nii staatilisi kui ka dünaamilisi koormusi. Seetõttu näiteks laagrid, äärikud, mootorite silindrikaaned, kepsupead jne. kinnitatakse eelpingestatud keermesliidetega.

Sõltuvalt otstarbest eristatakse *tugev-* ja *tugev-tiheliiteid.* Ülaltoodust järeldub, et tugevliiteid võib moodustada koormuse iseloomust sõltuvalt kas eelpingusega või ilma. Tugev-tiheliite tihedust on aga võimalik tagada üksnes vajaliku suurusega eelpinguse korral.

Sõltuvalt koormust vastuvõtvate poltide * arvust eristatakse *üksikpoldiga liiteid* ja *grupiliiteid.* Viimasel juhul on poltide vahel võimalik nii ühtlane kui ka ebaühtlane koormuse jaotus.

Keermetatud detailide purunemise liigid ja põhjused. Tunduval staatilisel ülekoormusel on võimalik poldi varva purunemine tõmbepingete tõttu nii siledas kui ka keermetatud osas, kruvi keermeniitide mahalõikumine ning varda paine ja muljumine. Seejuures on võimalik nii poldi kui ka mutri keerme vigastamine.

Keermetatud detailide purunemiste statistiline analüüs näitab, et ligikaudu 90% neist on väsimusliku iseloomuga. See on seletatav esmajoones pingekontsentraatorite (keerme, ristlõike muutuste) mõjuga. Seejuures purunevad tavaliselt poldid, kuigi ka mutrites on keere. See on seotud tõmbepingete soodustava mõjuga väsimuspurunemise tekkele ja arengule (poldi keermeniidid asetsevad tõmbepingete väljas).

Joonisel 65 on näidatud mõned poltide tüüpilised väsimuspurunemise juhud. Kõige sagedamini toimub purunemine esimese

---

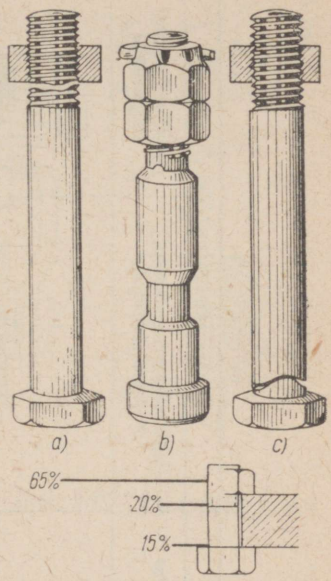
* Siin ja edaspidi tuleb termini «polt» all mõista ka teisi analoogilisi detaile (kruvi, tikkpolt jne.).

või teise töötava keeru kohalt (mutri aluspinnast lugedes, joon. 65, *a*). Tunduvalt harvemini toimub purunemisi keerme väljajooksu piirkonnas (joon. 65, *b*) ja peaaluses lõikes (joon. 65, *c*).

Mõnikord tekib väsimuspurunemine ka poldi sileda varda osas, olles põhjustatud projekteerimisel arvesse võtmata jäänud tsüklilistest põikjõududest ekspluatatsioonis. Nende koormuste teke on seotud valmistamise ebatäpsustega, halva montaažiga, pingutatavate detailide suhtelise nihkumisega ebastabiilsel pingutamisel jne.

Keermetatud detailide purunemise põhjuseks võivad olla ka sõlme temperatuuri muutuse tagajärjel tekkinud temperatuuripinged. Mõnikord need purunemised tekivad «iseenesest», enne töökoormuse rakendamist, olles ainuüksi temperatuurimuutustest põhjustatud.

Joon. 65



Kinnitusdetailide purunemised kutsuvad esile erineva tähtsusega tagajärgi. Mõnikord piisab purunenud detaili asendamisest, kuid sageli taolised purunemised häirivad masinate normaalset ekspluatatsiooni — tekivad tööseisakud; esineb väga raskete tagajärgedega juhte — ühe kinnitusdetaili purunemine võib põhjustada tõsise avarii.

Keermetatud detailide tugevust mõjutavad mõõtmed määratakse kindlaks arvutusega, võttes arvesse vastavate detailide käitumise iseärasusi erisugustel koormusrežiimidel. Tähtsaimateks abinõudeks detailide töövõime tõstmisel on nende konstruktiivse kujunduse täiustamine, tehnoloogiliste tugevdusvahendite kasutamine ning montaaži ja ekspluatatsiooni tehnilistest nõuetest kinnipidamine.

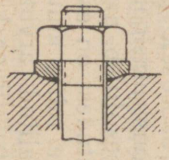
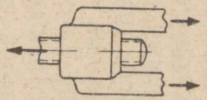
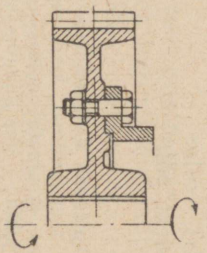
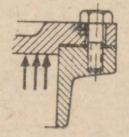
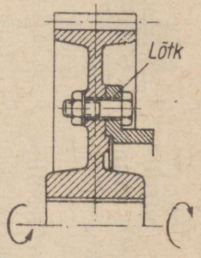
Tugevus staatilisel koormusel

Keermesliidete kasutusala on erakordselt lai. Seetõttu on suur ka arvutusskeemide hulk. Igale konstruktsioonile on omased teatavad iseärasused, mida arvutuses tuleb arvesse võtta. Ülevaade keermesliidete arvutuse põhijuhtudest on esitatud tabelis 11.

Projekteerimisel pole oluline mitte ainult detailide mõõtmete õige määramine (vastavalt valitud arvutusskeemile), vaid ka sõlme detailide niisugune konstruktiivne kujundamine, mis välis-

Tabel 11

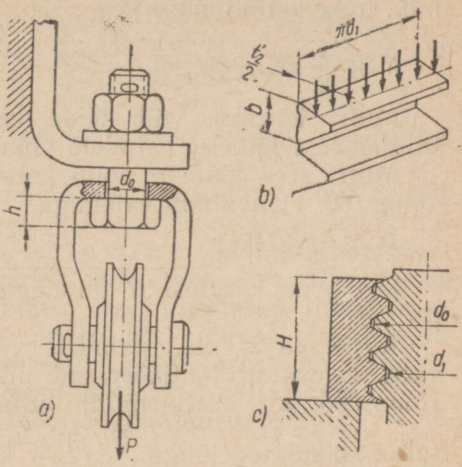
Keermesliidete arvutuse põhijuhud

Eelpingestamata liited			Eelpingestatud liited	
Detailid on koormatud telgjõuga	Detailid on koormatud telgjõuga, on võimalik järelpingutus	Detailid on koormatud põikjõududega	Detailid on koormatud telgjõuga, on võimalik järelpingutus	Detailid on koormatud põikjõududega
				

taks ekspluatatsioonis täiendavate, arvutustes mitte ettenähtud koormuste tekke.

Eelpingestamata liidete arvutus. Liidete arvutus, kui keermetatud detailid on koormatud teljesuunalise jõuga. Keermetatud detailid peavad vastu võtma põhiliselt teljesuunalisi jõude, seepärast on vaadeldav arvutusjuht põhiline. Valides koormuseks vastava väärtusega arvutusliku koormuse, taandub ka enamik teisi koormusjuhte just sellele juhule.

Joon. 66



Joonisel 66, *a* kujutatud liites on polt koormatud teljesuunalise jõuga P. Vaatleme varianti, mil liite järelpingutust ei toimu.

Arvutuse eeldused:

1) konstruktsioon töötab sümmeetriliselt, mistõttu poldi poolt vastuvõetava koormuse võime lugeda poldi teljel asuvaks;

2) poldi arvutuslik pind tema keermetatud osas loetakse võrdseks ringi pindalaga, mille läbimõõt on d_1 (tegelik ristlõike pind, mis haarab ka osa keermeniidist, on arvutuslikust veidi suurem);

3) koormus jaotub töötavate keerdude vahel (s. o. mutri kõrguse ulatuses) ühtlaselt. See oletus on õige vaid liite olukorras, mis eelneb keerme purunemisele. Elastses tsoonis jaotub koormus töötavate keerdude vahel ebaühtlaselt (lk. 80).

Tugevustingimuse, mis välistab poldi purunemise ohtlikus lõikes, võib avaldada järgmiselt:

$$P \leqslant \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_t,$$

millest

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{[\sigma]_t}}. \qquad (78)$$

Lubatavate pingete väärtuseks võib võtta:

süsinikterasest poltidele — $[\sigma]_t \geqslant 0{,}4\sigma_T$;

legeeritud terasest poltidele — $[\sigma]_t \leqslant 0{,}3\sigma_T$.

Poldipea kõrgus h leitakse lõiketingimusest (lõikepinnaks võetakse silinderpind läbimõõduga d_0). Eeldades, et pea kõrguse ula-

tuses jaotuvad lõikepinged kolmnurkse epüüri järgi, võime kirjutada tugevustingimuse järgmiselt:

$$P \leqslant \frac{1}{2}\pi d_0 h[\tau]_l. \tag{79}$$

Mutri kõrguse võib leida keermeniidi (keerdude) tugevustingimusest lõikele, paindele või muljumisele.

Mutri sees töötava poldi keermeniidi tugevustingimus lõikele (joon. 66, *c*) avaldub valemiga

$$P \leqslant \pi d_1 \beta H[\tau]_l, \tag{80}$$

kus β on kõrguse H täitetegur (kolmnurkprofiiliga keermetel $\beta \approx 1$).

Keerdude arvutus paindele võib toimuda järgmistel täiendavatel eeldustel: lahtikeeratud niiti vaadeldakse kui konsooltala (joon. 66, *b*); keermeniidil ühtlaselt jaotatud koormus asendatakse koondatud jõuga $\frac{P}{z}$ (z — keerdude arv mutris), mis rakendub keermeniidi keskele ($l = \frac{t'_2}{2}$).

Sel juhul

$$\frac{P}{z} \cdot \frac{t'_2}{2} = \frac{\pi d_1^2 b^2}{6}[\sigma]_p. \tag{81}$$

Pidades silmas standardseid suhteid keerme mõõtmete vahel, võib sellest tingimusest määrata kõrguse $H = zs$.

Muljumisele arvutatakse keeret järgmise tingimuse järgi:

$$P \leqslant \frac{\pi}{4}(d_0^2 - d_1^2) z[\sigma]_m$$

ja järelikult

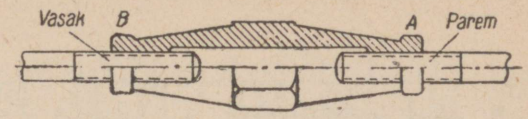
$$H = zs = \frac{4Ps}{\pi(d_0^2 - d_1^2)[\sigma]_m}. \tag{82}$$

Enamikul juhtudel moodustatakse staatilisel koormusel töötavad liited standardsete keermetatud elementide baasil, need aga on kujundatud võimalikult vastavaina võrdtugevuse printsiibile. Tänu sellele lihtsustab standardite kasutamine projekteerimist tunduvalt, sest poldi üheainsa iseloomuliku parameetri arvutamisest piisab, et kõik ülejäänud mõõtmed (sõltuvalt arvutuslikust mõõtmest) leida standardist. Harilikult võetakse selleks parameetriks keermetatud detailide korral keerme siseläbimõõt d_1.

Lahendades koos võrrandid (78) ja (79), võttes seejuures $[\tau]_l = 0{,}5[\sigma]_t$ ja $d_1 \approx 0{,}8d_0$, saame $h \approx 0{,}8d_0$ või $h = 0{,}64d_0$, mis on standardites ettenähtud suhetega kooskõlas.

Analoogiliselt võib määrata mutri kõrguse, lahendades koos võrrandid (78) ja (80), (78) ning (81), (78) ja (82). Standardis

Joon. 67



ettenähtud vahekord $H \approx 0{,}8d_0$ rahuldab kõiki eespool vaadeldud tingimusi.

Liidete arvutus, kui keermetatud detailid on teljesuunalise jõuga koormatud ja kui on võimalik liite järelpingutamine. Taolised koormustingimused tekivad juhul, kui pärast töökoormuse P rakendumist tekib liite järelpingutamise vajadus (eelpingestatud liiteis leiavad need tingimused alati aset). Sellise liite näitena olgu toodud *kruvipinguti* (joon. 67). Sel juhul osutub poldi varras pea ja mutri vahelises osas koormatuks veel momendiga M_v, mille suurus avaldub mehhanismide ja masinate teooriast tuntud valemiga:

$$M_v = P\frac{d_k}{2}\operatorname{tg}(\psi + \varrho) \text{ kGcm}, \tag{83}$$

kus ϱ on hõõrdenurk, P — kG, d_k — cm.

Resulteeriva pinge σ_{res} komponendid avalduvad valemitega

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d_1^2} \text{ ja } \tau = \frac{M_v}{W_0} = \frac{P \cdot 0{,}5 d_k \operatorname{tg}(\psi + \varrho)}{0{,}2 d_1^3},$$

$$\sigma_{res} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \tag{84}$$

Standardse konstruktsiooniga poltidel võib võtta $d_k = 1{,}12d_1$. Poltidel läbimõõduga kuni 50 mm $\operatorname{tg}\psi \approx 0{,}0194 \ldots 0{,}0433$ ja hõõrdetegur $\operatorname{tg}\varrho \approx 0{,}2$, seega keskmiste väärtuste korral saame:

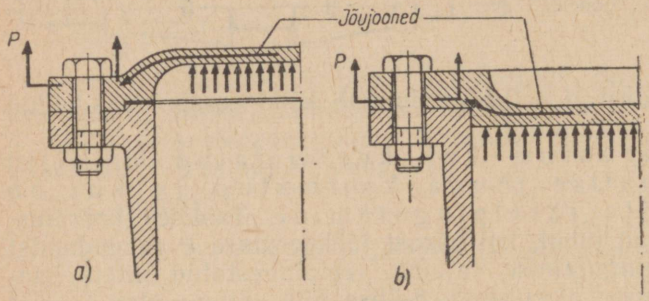
$$\frac{\tau}{\sigma} \approx 0{,}5 \text{ ja } \sigma_{res} \approx 1{,}3\sigma.$$

Niisiis, kui võtta arvutuslikuks koormuseks $P_0 = 1{,}3P$, võib vaadeldaval arvutusjuhtumil kasutada inseneripraktika jaoks küllaldase täpsusega põhijuhtumi valemit. Seega keerme siseläbimõõt

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3P}{\pi[\sigma]_t}}. \tag{85}$$

Andmed $[\sigma]_t$ valikuks on toodud töös [2]. Lubatavad pinged muutuvad olenevalt materjalist ja poldi läbimõõdust. Väikeste läbimõõtude korral soovitatakse tingituna võimalikust ülepingutamisohust väiksemaid $[\sigma]_t$ väärtusi.

Nii näiteks süsinikterasest poltidel $[\sigma]_t = (0{,}25 \ldots 0{,}4)\sigma_T$, kui $d_0 = 16 \ldots 30$ mm ja $[\sigma]_t = (0{,}4 \ldots 0{,}6)\sigma_T$, kui $d_0 = 30 \ldots 60$ mm jne.



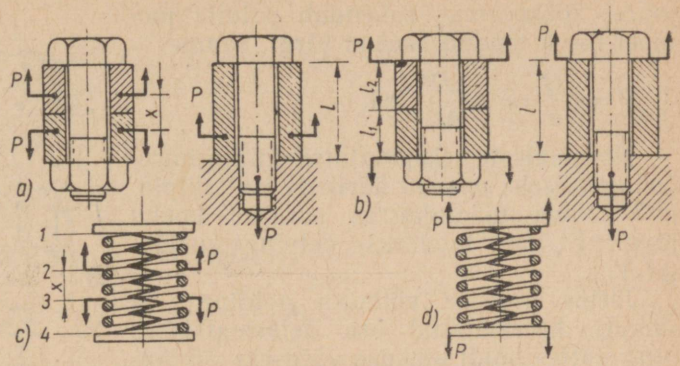
Joon. 68

Eelpingestatud keermesliidete arvutamine. Liite arvutus, kui keermetatud detailid on koormatud teljesuunalise jõuga ja kui on võimalik liite järelpingutamine. See arvutusjuhtum on iseloomulik enamikule masinaehituses kasutatavatele grupiliidetele, kus keermesliide saadakse poltide grupi abil (kaante, äärikute, plaatide jne. kinnitamine). Mõnedel juhtudel esitatakse taolistele liidetele hermeetilisuse nõue (sisepõlemismootori ploki ja ploki kaane vaheline liide). Teistel juhtudel peetakse silmas liitepindade püsivat kontakti, juhul kui see on oluline sõlme moodustavate detailide normaalse koostöö seisukohalt. Sellised tingimused on tüüpilised näiteks kepsu- ja vundamendipoltidele.

Nimetatud tingimuste täitmine tagatakse keermesliidete *eelpingestamisega*, kusjuures *eelpinge* suurus peab olema küllaldane selleks, et peale töökoormuse rakendamist ei tekiks liitepindade avanemist (s. o. ei tekiks kontaktis olevate pindade vahele pragu) ega hermeetilisuse kadu. See tähendab, et peale töökoormuse P rakendamist, mis võib eelpingestusjõu V mõju efektiivsust alandada, peavad liidet moodustavad detailid jääma kokkusurutuks jõuga V', mida nimetatakse *eelpingestusjõu jäägiks* kontaktpinnas.

Eelpingestusjõu languse ($V—V'$) määravad töökoormuse suurus ja sõlme konstruktsioon — liite detailide elastsusomadused. Nimetatud omaduste hindamisel on esmalt vaja välja selgitada töökoormuse poldile ülekandumise skeem.

Näiteina on joonisel 68, *a* ja *b* toodud silindri kaane kinnituse kaks varianti. Töökoormuse poltidele ülekandumise täpset skeemi on loomulikult raske kindlaks teha. Teatava ligikaudsusega võib jälgida jõujoonte kulgu ja selle põhjal orienteeruvalt töökoormuse P rakendumise kohad määrata. Nagu järeldub jooniselt 68, sõltub töökoormuse tõenäoliste rakenduskohtade asukoht sõlme konstruktsioonist. Keermesliite põhimõtteline konstruktiivne skeem on esitatud joonisel 69, *a*. Üksikutel juhtudel võib töökoormus P



Joon. 69

olla rakendatud kas vahetult keermetatud detailile (joon. 69, *b*) või detailide eralduspinnale.

Liite eelpingestamine jõuga *V* kutsub esile poldi pikenemise ja liidetavate detailide lühenemise. Et keermesliited on elastsed süsteemid, on nad joonisel 69, *c* ja *d* tinglikult asendatud vedrudest koosnevate ja nendega ekvivalentsete süsteemidega, mis on eelpingestusele vastavas olukorras. Pärast töökoormuse *P* rakendamist eelpingestatud süsteemile, nagu on kujutatud joonisel 69, *b*, polt pikeneb teatud suuruse võrra ning sama suuruse võrra väheneb kokkusurutud detailide deformatsioon. Selle tagajärjel väheneb eelpingestusjõud kuni suuruseni *V'* (eelpingestusjõu jääk).

Koormates liidet joonisel 69, *a* esitatud skeemi järgi, pikeneb polt töökoormuse *P* mõjul, samaaegselt aga surutakse vahemikes *1—2* ja *3—4* liidetavaid detaile täiendavalt kokku (joon. 69, *c*) ning detailide survedeformatsioon väheneb ainult vahemikus *2—3*. On ilmne, et eelpingestusjõu vähenemine on vaadeldud skeemides erinev (muidugi eeldusel, et tingimused on võrreldavad).

Seega tuleb üldjuhul eristada detaile *poldisüsteemis*, mille jaoks deformatsiooni märk eelpingestamisel ja sellele järgneval koormamisel ei muutu (joon. 69, *a, c* — polt ja pingutatavate detailide vahemikud *1—2* ja *3—4*), ja detaile *korpusesüsteemis*, mille deformatsioon pärast töökoormuse rakendamist areneb eelpingestusdeformatsioonile vastassuunas (joon. 69, *a, c* — pingutatavate detailide vahemik *2—3*).

Kui poldi koormusskeemi võib võtta vastavaks joonisel 69, *b, d* esitatule, kuuluvad poldisüsteemi detailide hulka keermetatud detailid, korpusesüsteemi detailide hulka aga ainult liidetavad detailid. Seda varianti vaatlemegi allpool põhjalikumalt (joon. 70).

Siserõhu p (kG/cm²) korral on kaanele ja poltidele mõjuv koormus $Q = p\frac{\pi D^2}{4}$ kG (siin D on sentimeetreis).

Eeldades, et kõik z polti on ühtviisi koormatud jõuga P, kus-

juures töökoormus rakendub poldile joonisel 69, *b* toodud skeemi järgi, saame

$$P = \frac{Q}{z} = p\frac{\pi D^2}{4z} \text{ kG.}$$

Normaalsete ekspluatatsioonitingimuste tagamiseks peavad äärikute kontaktpinnad olema tööolukorras surutud kokku jõuga V', mis tagatakse eelpingestusjõuga V.

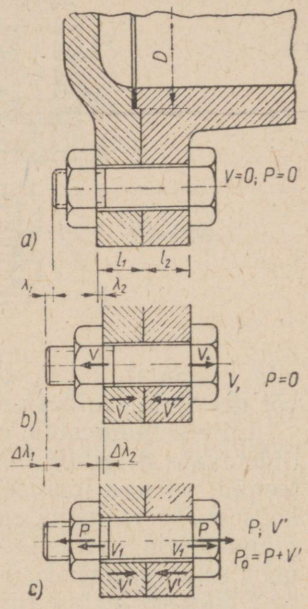
Jättes arvesse võtmata poldipea ja samuti keermetatud osa deformatsiooni ning võttes poldi pikkuse võrdseks äärikute paksuste summaga, s. o. $l = l_1 + l_2$, avaldub elastne deformatsioon jõu V mõjul (joon. 70, *b*) valemiga

$$\lambda_1 = \frac{Vl}{F_p E_p} = \frac{V}{C_p}.$$

Samal ajal detailide (äärikute) elastne deformatsioon

$$\lambda_2 = \frac{Vl}{F_d E_d} = \frac{V}{C_d}.$$

Joon. 70



Esitatud avaldistes tähistavad C_p ja C_d vastavalt poldi ja detailide (äärikute) jäikusi.

Pärast töökoormuse rakendamist liitele (joon. 70, *c*) osutub polt koormatuks täiendava jõuga, mis põhjustab poldi pikenemise $\Delta\lambda_1$ võrra. Selle tagajärjel toimub äärikute järeleandmine — kontaktpindu kokkusuruv jõud väheneb suuruseni V' ning järelikult ka polti mõjutatakse äärikute poolt jõuga V'. Seega poldile mõjuv kogu jõud on töökoormuse P ja eelpingestusjõu jäägi V' summa, s. t.

$$P_0 = P + V'. \tag{86}$$

Olgu eelpingestusjõu vähenemine võrdne suurusega ΔP, s. o.

$$\Delta P = V - V'. \tag{87}$$

Deformatsiooni juurdekasv poldis pärast töökoormuse rakendamist, mida põhjustab jõud $(P - \Delta P)$, on $\Delta\lambda_1 = \frac{P - \Delta P}{C_p}$. Niisama palju «taastuvad» ka äärikud, sest liide töötab kui tervik. Äärikute taastumist põhjustab jõud ΔP, sest just nii palju väheneb kontaktpindu kokkusuruv jõud äärikutes: $\Delta\lambda_2 = \Delta\lambda_1 = \frac{\Delta P}{C_d}$.

Järelikult

$$\frac{P-\Delta P}{C_p}=\frac{\Delta P}{C_d}$$

ja

$$\Delta P = P\cdot\frac{C_d}{C_p+C_d}. \tag{88}$$

Võrrandist (87) ja (88) leiame:

$$V = V' + \Delta P = V' + P\frac{C_d}{C_p+C_d}. \tag{89}$$

Võrrandite (86) ja (89) põhjal võib poldile mõjuvat koormust avaldada järgmiselt:

$$P_0 = V + P\frac{C_p}{C_p+C_d} \tag{90}$$

või

$$P_0 = V + P_z,$$

s. o. liiteis, mis on koostatud eelpingestusjõuga V, kasvab jõud poldis pärast töökoormuse rakendamist suuruse P_z võrra

$$P_z = P\frac{C_p}{C_p+C_d} < P. \tag{91}$$

Kui aga polt on koormatud joonisel 69, *a* toodud skeemi järgi, võtab valem P_z määramiseks järgmise kuju (üldjuht):

$$P_z = P\frac{C_p}{C_p+C_d}\cdot\frac{x}{l}. \tag{91'}$$

Kui $x = l$ (joon. 69, *a*), saab P_z maksimaalse väärtuse, mis avaldub valemiga (91); $x = 0$ korral on töökoormus rakendatud eralduspinnale ning $P_z = 0$ (seda ilmselt tingimustel, et $P < V$ ja et liitepinnad säilitavad kontakti).

Eelpingestusjõu jäägi V' väärtuse määramisel kasutatakse konstrueerimispraktika kogemusi, avaldades ta kujul $V' = \gamma P$, kus γ on katseline tegur (võetakse arvutustes sõltuvalt sõlme töötingimustest 0,2 ... 1,8). Näiteks toruliidete hermeetilisuse tagamiseks valitakse $\gamma = 1{,}5 \ldots 1{,}8$.

Järelikult võib kirjutada

$$P_0 = P(1+\gamma). \tag{92}$$

Valemite (85) ja (86) alusel poldi siseläbimõõt

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3P_0}{\pi[\sigma]_t}}\ \text{cm}. \tag{93}$$

Seosest (89) järeldub, et vajaliku eelpingestusjõu määramiseks,

mis kindlustaks töökoormuse P mõjudes eelpingestusjõu jäägi V', on vaja leida jäikused C_p ja C_d.

C_p määramisel on vaja arvesse võtta poldivarva ja -pea deformatsiooni ning nende keerdude kontaktdeformatsiooni ja painet, mis on kontaktis mutri või korpusega (tikkpoltide korral). Nimetatud deformatsioonide täpseks määramiseks on vaja korraldada erikatseid *.

Üldises masinaehituses kasutatakse tavaliselt järgmisi tinglikke seoseid:

ühtlase ristlõikega poldile

$$C_p = \frac{F_p E_p}{l}; \tag{94}$$

ebaühtlase ristlõikega poldile

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{E_p}\left(\frac{l_1}{F_{p1}} + \frac{l_2}{F_{p2}} + \ldots + \frac{l_n}{F_{pn}}\right). \tag{95}$$

Nendes valemites

E_p on poldi materjali elastsusmoodul;

$F_p, F_{p1}, \ldots . F_{pn}$ — poldi üksikute osade ristlõikepindalad;

$l, l_1, \ldots, l_n$ — poldi vastavate osade pikkused; seejuures äärmiste osade hulka loetakse veel pool poldipea kõrgust ning pool mutri kõrgust.

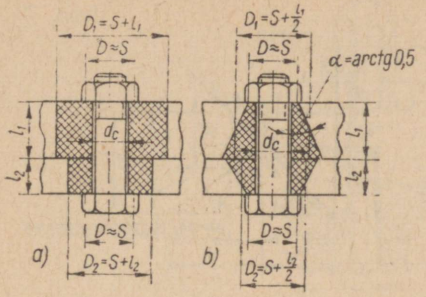
C_d suurus määratakse tavaliselt skeemi järgi, mille 1911. a. esitas I. I. Bobarõkov. Selle skeemi kohaselt eeldatakse, et jõud poldipealt ning mutrilt antakse ühendatavatele detailidele edasi mõjukoonuste kaudu (joon. 71, *a*). Nende koonuste moodustajad on kontaktpinna suhtes kaldu 45° nurga võrra, väiksemad läbimõõdud aga võrduvad poldipea või mutri võtmemõõduga S. Arvutuste lihtsustamiseks asendatakse need deformeeritavad koonused silindritega, mille telglõigete pindalad on võrdsed koonuste samade lõigete pindaladega. Selle metoodika katseline kontroll ** näitas taolise arvutusviisi paikapidavust juhul, kui liidetavad detailid olid õhukesed.

Viimastel aastatel detailide mõõtmete suures vahemikus läbiviidud teoreetilised ja eksperimentaalsed uurimused on näidanud, et C_d määramise metoodikat on vaja täpsustada ***. Uurimustest

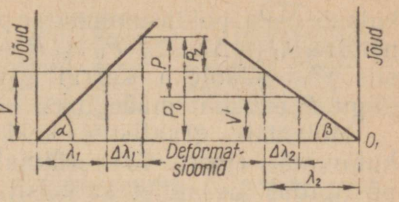
* Täpsemalt vt. Старостин И. Г., Определение коэффициента податливости болта с учетом деформации резьбы. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. III, 1957; Куклин В. Б., Уточнение расчетов резьбовых соединений, «Вестник машиностроения», № 2, 1957.

** A. Fhum, F. Debus, Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen, 1936.

*** Виткуп Е. Б., К вопросу определения податливости сжатых элементов болтовых соединений, «Вестник машиностроения» № 12, 1959. Старостин И. Г., К вопросу определения коэффициента податливости стягиваемых деталей резьбового соединения, Труды Куйбышевского авиационного института, вып. VI, 1958.



◄ Joon. 71



Joon. 72

võib järeldada, et deformeeritav õõnes tüvikoonus on nurgaga $\alpha < 45°$. I. A. Birgeri [3] järgi võib arvutustes võtta $\alpha = \text{arctg}\,0{,}5$ (joon. 71, *b*), s. o. $\alpha \approx 26°40'$.

Nendel tingimustel

$$\frac{1}{C_d} = \frac{l_1}{F_{d1}E_{d1}} + \frac{l_2}{F_{d2}E_{d2}} + \ldots + \frac{l_n}{F_{dn}E_{dn}}, \qquad (96)$$

kus $l_1, l_2, \ldots, l_n$ on ühendatavate detailide paksused;

$F_{d1}, F_{d2}, \ldots, F_{dn}$ — deformeeritavat kontaktpinda iseloomustavate silindrite ristlõikepindalad;

$E_{d1}, E_{d2}, \ldots, E_{dn}$ — liidetavate detailide elastsusmoodulid.

Pindalad F_{d_i} arvutatakse järgmiselt (joon. 71, *b*):

$$F_{d_1} = \frac{\pi}{4}\left[\left(S + \frac{1}{2}l_1\right)^2 - d_c^2\right];$$

$$F_{d_2} = \frac{\pi}{4}\left[\left(S + \frac{1}{2}l_2\right)^2 - d_c^2\right],$$

kus d_c on augu läbimõõt.

Seos liite detailidele mõjuvate jõudude ja deformatsioonide vahel on graafiliselt kujutatud joonisel 72.

Kui ordinaatteljele kanda jõud ning abstsissteljele deformatsioonid, siis elastsete deformatsioonide piirkonnas on jäikuskarakteristikaks tangens sirge kaldenurgast abstsisstelje suhtes. Kui graafiku vasakpoolsel osal kujutada sõltuvust poldile mõjuvate jõudude ja deformatsioonide vahel ning paremal — sama liidetavate detailide (äärikute) suhtes, siis $\text{tg}\,\alpha = C_p$ ja $\text{tg}\,\beta = C_d$; C_p ja C_d arvutatakse eespool toodud valemitega.

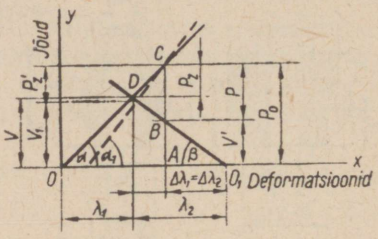
Eelpingutusjõud V põhjustab poldi tõmbedeformatsiooni λ_1 ja kontaktpinna survedeformatsiooni λ_2.

Pärast töökoormuse rakendamist poldile ei ole kontaktpind surutud enam jõuga V, vaid jõuga V', mistõttu survedeformatsioon väheneb suuruse $\Delta\lambda_2$ võrra. Liite kui terviku töötamise tingimusest järeldub, et niisama palju pikeneb ka polt ($\Delta\lambda_2 = \Delta\lambda_1$). See asjaolu võimaldab määrata poldile mõjuva koormuse P_0, mis

kutsub esile poldi summaarse pikenemise $\lambda_1 + \Delta\lambda_1$. Et $P_0 = P + V'$, siis V' teadaoleku korral osutub lõigu P asukoht määratuks.

Mõlemate graafikute kokkunihutamine (joon. 73) võimaldab püstitatud ülesannet ka teisiti lahendada: liites jäikustega C_p ja C_d on polt koormatud töökoormusega P, tuleb määrata eelpingestusjõud V, mis tagaks tööolukorras eelpingestusjõu jäägi V'.

Joon. 73



Vastavalt eeltoodule võiks diagrammi ehitada alltoodud järjekorras (joon. 73): meelevaldsest punktist A tõmbame x-teljele ristlõigu AC, mis kindlas mõõtkavas kujutab jõudu $P_0 = V' + P$; läbi punkti C tõmbame sirge, mis x-teljega moodustab nurga α, kusjuures $\operatorname{tg}\alpha = C_p$; selle sirge lõikepunkti x-teljega võtame koordinaatide alguspunktiks O. Läbi punkti B vertikaalil AC (lõik AB kujutab jõudu V') tõmbame sirge, mille kaldenurk x-telje suhtes on β ($\operatorname{tg}\beta = C_d$). Sirgete OC ja O_1B lõikepunkt D määrabki vajaliku eelpingestusjõu V suuruse.

Nagu valemist (89) nähtub, nõuab poldi jäikuse C_p suurendamine (muude tingimuste säilitamisel) eelpingestusjõu V vähendamist; seejuures P_z suurus vastavalt seosele (91) kasvab.

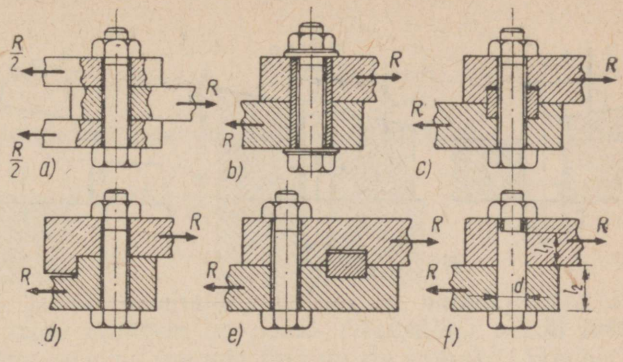
Joonisel 73 on esitatud vastav konstruktsioon poldi erinevatel jäikustel ($\alpha_1 > \alpha$); seejuures $V_1 < V$ ja $P'_z > P_z$. Liite detailide jäikuse suurendamine, vastupidi, nõuab samade tingimuste korral eelpingestusjõu suurendamist.

Vaadeldavate liidete projekteerimine toimub niisiis sellises järjekorras:

1) poltide arvu ja ühele poldile tuleva töökoormuse P määramine (üldjuhul võetakse aluseks enamkoormatud polt);
2) vajaliku eelpingestusjõu jäägi $V' = \gamma P$ määramine;
3) arvutusliku jõu $P_0 = P + V'$ määramine poldis;
4) poldi läbimõõdu arvutamine valemiga (93);
5) sõlme konstruktiivne läbitöötlus;
6) C_p ja C_d väärtuste arvutamine;
7) vajaliku eelpingestusjõu V määramine, mis tagaks etteantud tingimuste täitmise.

Eelpingestusjõu V suuruse ja püsivuse kontrollimisel nende liidete korral on eriti suur tähtsus, selleks et tagada V' vajalik suurus ja püsivus (vt. lk. 142).

Liidete arvutus, kui keermetatud detailid on koormatud põikjõuga. Poldi asetamisel lõtkuga auku (joon. 74, *a*—*e*) tuleb selleks, et vältida konstruktsiooni elemen-



Joon. 74

tide suhtelist nihkumist mõjuvate jõudude suunas (mille tagajärjel polt osutuks koormatuks ka paindemomendiga), anda liitele eelpingus veel enne töökoormuse R rakendamist.

Antud juhul on poldi dimensioneerimisel arvutuslikuks jõuks eelpingestusjõud; arvutusvalemina kasutatakse valemit (78). Jõud V määratakse tingimusest, et liitepindadel tekkiv hõõrdejõud F peab olema töökoormuse R tasakaalustamiseks küllaldane:

$$F = Vfi \geqslant R,$$

kus f on hõõrdetegur,
i — liitepindade arv.

Siit

$$V \geqslant \frac{R}{fi}. \qquad (97)$$

Joonisel 74, *a* kujutatud konstruktsiooni ($i = 2$) korral, võttes kuivadele teras- ja malmpindadele $f = 0{,}2$, saame $V = \frac{R}{0{,}2 \cdot 2} = 2{,}5R$. Kui $i = 1$, on vajalik eelpingestusjõud $V = 5R$.

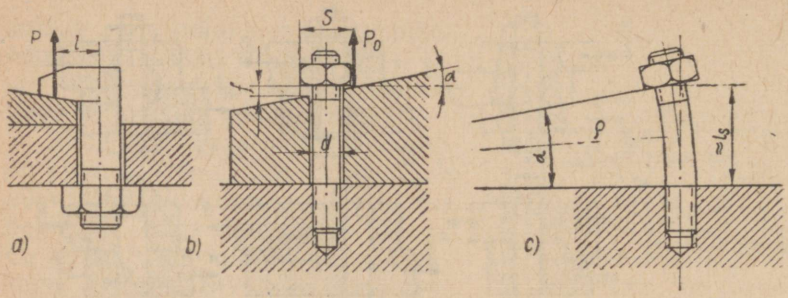
Sellistes liidetes on otstarbekas näha ette erivahendid, et vabastada polt põikjõu vastuvõtmisest ja samal ajal kindlustada detailide suhteline paigalpüsimine. Joonistel 74, *b* ... *f* on näidatud mõned võimalikud lahendused.

Surudes poldi *hõõritsetud auku väikese pinguga* (joon. 74, *f*), võtab põikjõu vastu poldivarb. Taoline liide võib olla koostatud ka ilma eelpingestuseta.

Antud juhul on arvutusvõrrandil järgmine kuju:

$$R = \frac{\pi d^2}{4}[\tau]_l. \qquad (98)$$

Poldi varva mõõtmed (joon. 74, *f*) kontrollitakse veel muljumisele. Kui $l_1 < l_2$, peab $R \leqslant dl_1[\sigma]_m$.



Joon. 75

Toodud valemites:
$[\tau]_l \leqslant (0{,}2 \ldots 0{,}3)\,\sigma_T$;
$[\sigma]_m \leqslant (0{,}3 \ldots 0{,}4)\,\sigma_T$ — terasel;
$[\sigma]_m \leqslant (0{,}25 \ldots 0{,}3)\,\sigma_{Bp}$ — malmil.

P a i n d e p i n g e d k e e r m e s l i i d e t e s. Mõnedes keermesliidete konstruktsioonides mõjuvad poldile ka paindepinged. Taoline koormusolukord võib olla tingitud kas konstruktiivsest lahendusest, poldi- ja mutrialuste pindade või ühendatavate detailide pindade viltutõmbumisest ning ka pindade elastsetest deformatsioonidest.

Joonisel 75, *a* on näidatud detailide kinnitusvariant poldiga, millel on *ebasümmeetriline pea*. Taolisi polte kasutatakse siis, kui standardne (sümmeetriline) pea ära ei mahu või kui ühte liidetavatest detailidest on augu puurimine lubamatu. Nagu selgub koormusskeemist, avalduvad poldivarvas tekkivad pinged seosega

$$\sigma_{res} = \sigma + \sigma_p,$$

kus σ on pinged telgjõust;
σ_p — maksimaalsed pinged paindemomendist.

Analoogiline poldi (tikkpoldi) koormusskeem võib tekkida ka standardsete keermetatud elementide kasutamisel, kui pole tagatud tugipindade normaalne kontakt. Näide on esitatud joonisel 75, *b*.

Mutri kinnikeeramisel tikkpolt paindub. Paindepingeid poldivarvas võib määrata, lähtudes järgmistest kaalutlustest.

Tugevusõpetusest on teada, et elastse joone võrrandiks on $M = \frac{EI}{\varrho}$, kusjuures joonisest 75, *c* järeldub, et $\varrho = \frac{l_s}{\operatorname{tg}\alpha}$.

Et nurk α on väike, võib siinkohal võtta $\operatorname{tg}\alpha \approx \alpha$, kus α on radiaanides, s. o. $\varrho = \frac{l_s}{\alpha}$.

Et

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{ja} \quad W = \frac{\pi d^3}{32},$$

siis

$$\sigma_p = \frac{M}{W} = \frac{1}{2}\alpha E \frac{d}{l_s}. \qquad (99)$$

Tikkpoldi keermetatud osas on paindepinged võrdsed:

$$\sigma_p = \frac{M}{W_1} = \frac{M}{\frac{\pi d_1^3}{32}} = \frac{1}{2}\alpha E \left(\frac{d}{d_1}\right)^3 \frac{d}{l_s}. \qquad (100)$$

Valemite (99) ja (100) analüüs näitab, et *paindepinged on seda väiksemad, mida väiksem on poldi- (tikkpoldi) varva läbimõõt ja mida pikem on polt* (muude tingimuste samaks jäämisel).

Tugevus vahelduvatel koormustel (poltide väsimustugevus)

Tugevusarvutus. Kui keermetatud detailid on koormatud jõududega, mis kutsuvad neis esile vahelduvaid pingeid, siis kasutatatakse tavaliselt *eelpingestatud* liiteid. Jooniselt 76 on näha, et väliskoormuse muutumisel 0 kuni P tekivad poldi ristlõikes vahelduvad pinged maksimaalväärtusega

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a,$$

kus tsükli amplituud ($\sigma_{min} = \sigma_{eel}$)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{P_z}{2F_p};$$

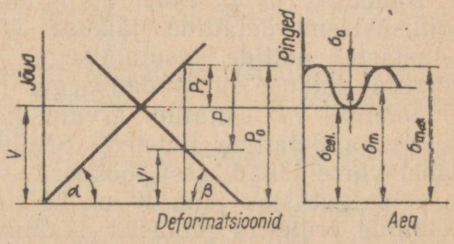
tsükli keskmine pinge $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{V}{F_p} + \sigma_a =$

$= \sigma_{eel} + \sigma_a$;

σ_{eel} — pinge eelpingestamisest (eelpinge).

Poldi tugevusarvutuseks on vajalik eelnevalt leida V ja P_z valemitega (89) ja (91). Samuti tuleb arvesse võtta konstruktiivsete (pingete kontsentratsiooni, mastaabiteguri), tehnoloogiliste (valmistamisviisi, tugevduse) ja teiste vahelduval koormusel tugevust mõjutavate tegurite mõju.

Joon. 76



Esialgse ligikaudse arvutusega (kasutades staatilisel koormusel kehtivat valemit ning madaldatud lubatavaid pingeid) määratakse keermetatud liiteelementide mõõt-

med. Need andmed võimaldavad läbi töötada liitekonstruktsiooni, misjärel on võimalik määrata jõudusid V ja P_z, seega ka pingeid σ_a ja σ_m.

Kui on olemas piirpingete diagrammid, mis on saadud vastava konstruktsiooniga poltliidete katsetamisel, võib *hinnata tugevust* järgmise tingimusega:

$$\sigma_a = \frac{P_z}{2F_p} \leqslant \frac{\sigma_{at}}{n}, \qquad (101)$$

kus σ_{at} on tsükli piiramplituud antud σ_m korral;

n — varutegur, mis võetakse 1,5 ... 2,5.

Selliste diagrammide puudumisel määratakse tsükli piiramplituud σ_{at} valemiga

$$\sigma_{at} = \frac{(\sigma_{-1})_t}{k_\sigma}, \qquad (102)$$

kus $(\sigma_{-1})_t$ on poldi materjali väsimuspiir tõmbel-survel sümmeetrilise tsükli korral; terastel 35 ja 45 võib võtta $(\sigma_{-1})_t$ vastavalt 1800 ja 2200 kG/cm^2;

k_σ — efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur, mis tehakse kindlaks sõltuvalt materjalist, mõõtmetest, valmistamisviisist, keerme kujust jne. [4].

Nii näiteks süsinikterasest meeterkeermega detailidel $k_\sigma = 3{,}6 \ldots 4{,}8$ (suuremad väärtused vastavad keermetele $d_0 \geqslant 24$ mm); rullitud keermete korral tuleb k_σ väärtusi 20 ... 50% võrra vähendada jne.

Legeeritud teraste korral on selle teguri vastavad väärtused $k_\sigma = 4{,}0$ ja $k_\sigma = 6$.

Keermesliidete väsimustugevuse tõstmise meetodid. Eespool toodust järeldub, et valitud materjali korral on võimalik väsimustugevust tõsta:

a) vähendades antud σ_{max} puhul σ_a suurust eesmärgiga lähendada tsüklit juhule, mil $\sigma = \text{const}$;

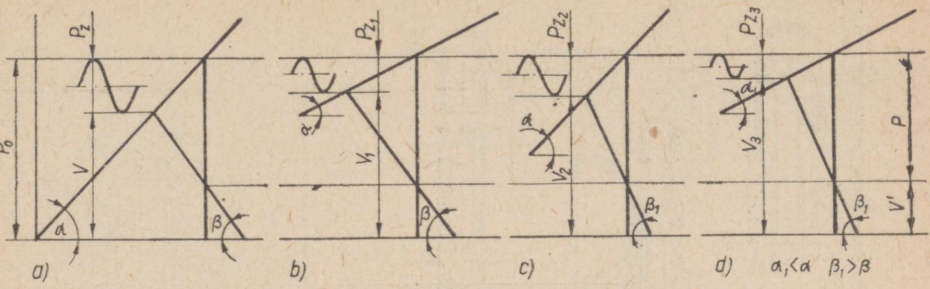
b) vähendades pingete kontsentratsiooni;

c) parandades koormuse jaotust keerme töötavate keerdude vahel.

Allpool on vaadeldud neile nõudeile vastavaid konstruktiivseid lahendusi.

Suhet σ_m ja σ_a vahel antud σ_{max} juures on võimalik muuta poldisüsteemi detailide jäikuse vähendamisega (enamasti nn. «elastsete» poltide kasutamisega) ja korpusesüsteemi kuuluvate detailide jäikuse suurendamisega.

Joonisel 77 esitatud arvutusgraafikud on ehitatud erineva jäikusega detailide liidetele. Seejuures on kõik graafikud omavahel võrreldavad, sest töökoormus, mis muutub piirides $P \rightleftarrows 0$, ja eelpingutusjõu jääk V' on kõikidel juhtudel ühesugused. Liite detailide erinevad jäikused avalduvad vastavate sirgete (iseloo-



Joon. 77

mustavad deformatsioonide sõltuvust jõududest) erisuguste kalletega. Kõrvutades graafikuid joonistel 77, *a* ja *b* selgub, et poldi jäikuse vähendamine (s. o. järeleandlikkuse suurendamine, $\alpha_1 < \alpha$) nõuab etteantud V' tagamiseks eelpingestusjõu V suurendamist ($V_1 > V$); seejuures tsükli amplituud σ_a väheneb, kuigi $\sigma_{max} = \frac{P_0}{F_p}$ ei muutu, sest

$$\sigma_{a_1} = \frac{P_{z1}}{2F_p} < \sigma_a = \frac{P_z}{2F_p}.$$

On teada, et mida väiksem on σ_a ühel ja samal σ_{max} väärtusel, seda suuremat arvu koormusmuutusi on konstruktsiooni purunemiseni vaja, s. t. taoline konstruktsioon on väsimuskindlam.

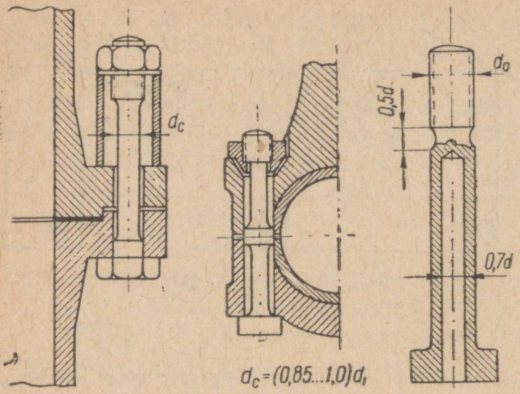
Seostest (94) ja (95) järeldub, et poldi jäikust saab vähendada, tehes ta pikemaks; teine võimalus — vähendada poldi keermetamata osa ristlõike pindala, nii et keermetamata ja keermetatud osade staatilised tugevused saaksid võrdseiks (keermetamata osa läbimõõdu vähendamine, õõnespoltide kasutamine, poolümara profiiliga ning piki poldi telge suunatud soonte tegemine tema keermetamata ossa).

Näited taolistest konstruktsioonidest on esitatud joonisel 78.

Kui määratakse poltide arvu, siis on otstarbekas jaotada koormus võimalikult suurele arvule poltidele (ligikaudu summaarset ristlõike pindala säilitades). Seejuures peab silmas pidama, et oleks välditud sõlme montaažil keerme mahalõikamise võimalus. Väsimustugevuse tõus saavutatakse antud juhul mastaabiefekti arvel. Näiteks meeterkeermetega poltide M20, M45 ja M72 väsimustugevused suhtuvad nagu 2,5 : 1,5 : 1.

Graafikutest (joon. 77, *a* ja *c*) selgub, et tsükli amplituudi vähenemine tekib ka liidetavate detailide jäikuse suurendamisega (järeleandlikkuse vähendamisega).

Siin on toodud arvutuslikud graafikud liidetele, mis üksteisest jäikustegurite C_d poolest erinevad ($\beta_1 > \beta$); samal ajal $P_{z2} < P_z$ ja järelikult $\sigma_{a2} < \sigma_a$ (σ_{max} samaks jäämisel). Kontaktpindade arvu vähendamine ja kontaktpindade pinnatöötluse kvaliteedi



Joon. 78 Joon. 79 ▶

parandamine soodustavad kontaktpindade jäikuse suurenemist ja seega ka keermetatud detailide (poltide) väsimustugevuse kasvu.

Varem esitatud kaalutlused sõlme konstruktsiooni mõjust ühendatavate detailide elastsusomadustele ja samuti valemid (91) ja (91′) lubavad järeldada, et joonisel 68 esitatud kahest variandist tuleb eelistada varianti *b* — seda siinkohal vaadeldud keermetatud detailide väsimustugevuse seisukohast lähtudes.

Kõiki esitatud konstruktiivseid lahendusi saab üldistada printsiibiga, mille sõnastus lühidalt kõlab nii: «*jäigad äärikud — järeleandlikud poldid*».

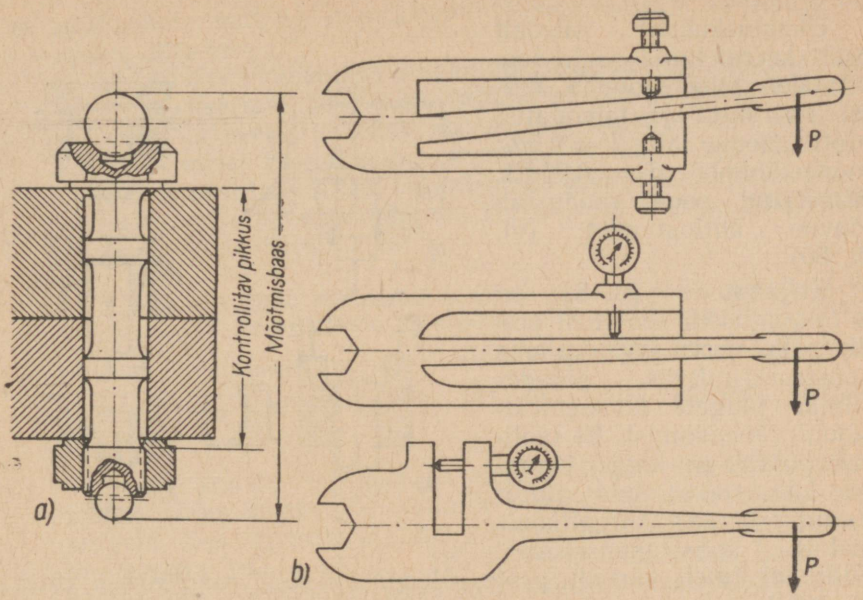
Eelpingestusjõu mõjuga maksimaalse pinge struktuurile on seletatav, miks praktikas suuri eelpingeid kasutatakse. Harilikult $\sigma_{eel} = \frac{V}{F_p} = (0{,}4 \ldots 0{,}5)\,\sigma_T$, mõnikord isegi $\sigma_{eel} \approx 0{,}8\sigma_T$.

Eelpinguse vajalikku suurust on võimalik tagada tingimusel, et seda montaaži ajal kontrollitakse.

Käesoleval ajal on eelpingestuse kontrollimise enam levinud meetoditeks: a) poldi pikenemise mõõtmine, s. o. määratakse mõõtebaaside suuruste erinevus enne ja pärast pingestamist (joon. 79, *a*); b) mutri pöördenurga mõõtmine; c) mutrile avaldatava pöördemomendi mõõtmine tareeritud võtme abil. Joonisel 79, *b* on toodud mõned taoliste võtmete printsipiaalsed skeemid. Standardi ГОСТ 7068-54 kohaselt on ette nähtud kolme tüüpi reguleeritava pöördemomendiga võtmed (piirides 20 ... 200 kGcm): küljelt haaravad; otsast haaravad, ühe vedruga reguleeritavad; otsast haaravad, kahe vedruga reguleeritavad. Taoliste võtmete mugavamaks käsitsemiseks on lubatud kasutada pikendusi ja vahetatavaid peasid (ГОСТ 3329-54).

Kõige usaldatavamaks meetodiks on poldi pikenemise mõõtmise meetod.

Liite pingestus peab jääma kogu liite ekspluatatsiooni perioodil muutumatuks. Praktika on aga näidanud, et vahelduva koormuse pikaajalisel mõjumisel võib eelpinge väheneda. Seda soodustavad: suur liitepindade arv ja nende jäme töötlus (liitepin-



dade muljumise tõttu, mis sõltub pindade karedusastmest ja teistest teguritest); keerme tööpindade muljumine; mutrite lahtipöördumine; vibratsioonidest põhjustatud kruvide ja tikkpoltide lahtipõrumine ja muud asjaolud. Seepärast soovitatakse vastutusrikkad liited konstrueerida võimalikult väikese arvu eraldus-pindadega, lahtipöördumise vältimiseks tuleb ette näha lukustusvahendid, eelpingestusjõu stabiilsust tuleb aga perioodiliselt kontrollida.

Pingete kontsentratsiooni vähendamist võidakse saavutada keermeprofiili kuju parandamisega, keerme väljajooksu piirkonna ning varda ja pea vahelise üleminekuosa konstruktsiooni muutmisega.

Keermetatud osa pingete kontsentratsiooni tegur sõltub, jättes muud tingimused samaks, keerdudevahelisest ümardusraadiusest r. Väsimustugevuse suurenemist võib saavutada, kui kasutada ümardatud kujuga keermeprofiili, mis on kujundatud suurendatud raadiusega.* Pidades silmas mastaabiteguri mõju ja tundlikkust pingete kontsentratsiooni suhtes, tuleb ümardusraadius võtta seda suurem, mida suurem on poldi läbimõõt ja mida tugevam on materjal.

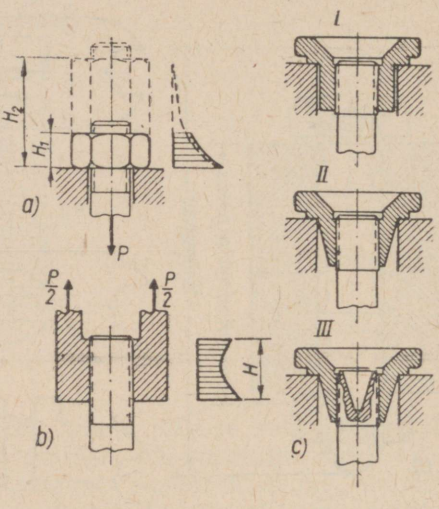
Kui $r = 0{,}2S$, tõuseb katseandmeil kõrgelt koormatud keermesliidete väsimustugevus 24 ... 40% võrra. Ümardusraadiuse edasine suurendamine võib liite tööd halvendada, sest koos sellega väheneb ka poldi ja mutri keermeniitide vaheline kontaktpind ning järelikult kasvab erisurve.

---

* Et kõrvaldada puudusi, mis on omased standardsele meeterkeerme profiilile, töötati Üleliidulises Puurimistehnika Teadusliku Uurimise Instituudis välja spetsiaalne tugevdatud meeterkeere (МУ), millel poldi ja mutri profiilis on suurendatud ümardusraadius jm.; täpsemalt vt. Щербюк Н. Д., Специальные резьбы для оборудованя, применяемого в нефтяной, горнорудной и угольной промышленности, «Вестник машиностроения», № 10, 1960.

Üleminekukoht siledalt osalt keermetatud osale soovitatakse teha soonena, millel on sujuv ja laiendatud profiil (soone laius $l = 0{,}5d_0$; soone läbimõõt $d_2 = 0{,}96d_1$). Nimetatud soon soodustab jõuvoo ühtlustumist (vt. lk. 50).

Joon. 80



Kirjanduses [3, 5] on mitmesuguseid soovitusi poldipea ja -varva ühenduskoha konstrueerimiseks, pidades silmas pingete kontsentratsiooni vähendamist. Et taolised poldid on kõrge hinnaga, kasutatakse neid ainult vastutusrikastes kõrgeltkoormatud konstruktsioonides. Üldjuhul tuleb varvalt peale üleminekukoha raadiuseks võtta $R \geqslant 0{,}2d_0$.

N. E. Žukovski poolt antud lahendus koormuse jaotumise kohta mutri keerdude vahel näitab, et tõmbele töötavatel mutritel tekib parem jõuvoo jaotus kui survele töötavatel (harilikel) mutritel.

Joonisel 80 on näidatud koormuse jaotumise printsipiaalsed epüürid hariliku (*a*) ja tõmmatud (*b*) mutri jaoks. Joonisel 80, *a* olevalt skeemilt järeldub, et keerdude arvu suurendamine mutris, s. o. tema kõrguse suurendamine, on praktiliselt kasutu.

Joonisel 80, *c* on näidatud tõmbele töötava mutriga konstruktsiooni järkjärguline areng (*I, II, III*). Eesmärgiks on seejuures olnud parandada koormuse jaotumist töötavate keermeniitide vahel.

Sama ülesannet aitavad lahendada ka mutri konstruktsioonid lauppinda tehtud soonega ning esimese (s. o. enam koormatud) keeru eemaldamisega (joon. 81, variant *A*) või osaliselt kaldu äralõigatud enam koormatud keerdudega (joon. 81, variant *B*). Harvem kasutatakse poldi keerdude kaldu äralõikamist. Variant *B* korral (vt. joon. 81) muutub üksikutele poldi keerdudele mõjuva jõu rakenduspunkti õlg muutlikuks suuruseks. Õla suurenedes poldi keeru jäikus väheneb ja järelikult mutri kõrguse ulatuses on keerdudel erinev järeleandlikkus. Need keerud, mis tavaliste mutrite korral on kõige enam koormatud, omavad antud juhul suurendatud järeleandlikkust, mis soodustab koormuse ümberjaotumist ülemistele (tavaliselt vähe koormatud) keerdudele.

Taoliste mutrite kasutamisel tõuseb poltliite väsimustugevus umbes 30% võrra.*

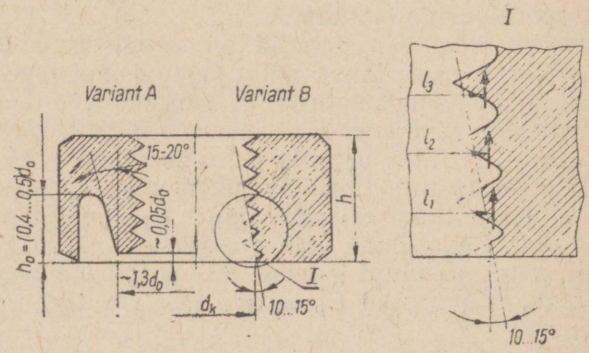
Efektiivseks vahendiks on samuti garanteeritud diametraallõtku tagamine keermes [5], mille tagajärjel keerdude järeleandlikkus suureneb ja seega väheneb koormuse jaotuse ebaühtlus üksikute keerdude vahel. Sageli esinev arvamus, et kõige tugevamad on lõtkudeta («loksuta») liited, on katsetega ümber lükatud. Katsed näitavad, et garanteeritud lõtkude korral võib keermesliite väsimustugevus tõusta 50%.

Koormuse jaotuse paranemist keerdude vahel võidakse saavutada ka sel teel, et mutter valmistatakse materjalist, mille elastsusmoodul E_m on poldi materjali elastsusmoodulist E_p väiksem. Näiteks $E_m = \frac{1}{3} E_p$ korral väheneb esimesele keerule mõjuv koormus 30...40% võrra võrreldes juhuga, kui $E_m = E_p$.

Sõlme konstrueerimisel on oluline silmas pidada, et poldivarvas ei tekiks liidetavate detailide pindade kaldu asetusest paindepingeid. See on eriti oluline poltidel, mis on valmistatud suure tugevusega ($\sigma_B = 130 \ldots 180$ kG/mm²) terastest. Isegi väikese kaldenurga olemasolul ($\alpha \approx 35'$) väheneb keermesliite väsimustugevus (minimaalsete lõtkudega keerme korral) 12% võrra, $\alpha = 2°30'$ puhul aga koguni 56% võrra. Erikonstruktsiooniga mutrite ja seibide kasutamisega ning tugipindade vastava töötlemisega on kaldasetuse mõju võimalik kõrvaldada.

Staatilisel koormusel on valmistamistehnoloogia mõju keermetatud detailide tugevusele tühine. Seevastu vahelduvatel pingetel avaldab valmistamistehnoloogia olulist mõju.

Tähtsamateks teguriteks, mis määravad tehnoloogia mõju suuruse, on keerme pinnakaredus, keermetatud detailide pinnakihi



Joon. 81

* Mõnedel andmetel (vt. «Iron Age», 1960, 185, № 2, lk. 71—73) mutrite siseosa kooniliseks töötlemine või alumiste enam koormatud keerdude järeleandlikkuse suurendamine tagab väsimustugevuse kasvu 2 ja enam korda.

füüsikalised ja mehaanilised omadused (kalestusaste, jääkpinged, mis sõltuvad valmistamisviisist ning töötlemisrežiimidest).

Näiteks parandades lõigatud või lihvitud keerme pinnakaredust 7. sileduskласsilt 10. sileduskласsile ГОСТ 2789-59 järgi, võib pingetsükli lubatav piiramplituud tõusta 30...50% võrra. On loomulik, et suuremas ulatuses avaldub see efekt poltidel, mis on valmistatud suure tugevusega terasest.

Veelgi suuremat mõju avaldavad väsimusele jääkpinged, mis tekivad keerme pealiskihis tema valmistamisel ja töötlemisel.

Õigesti väljatöötatud tehnoloogia järgi keerme rullimisel luuakse plastsete deformatsioonide abil profiil, kus materjali kiud paiknevad soodsalt (erinevalt lõigatud keermest, kus kiud on alati läbi lõigatud). Pealispinda tekivad aga jääksurvepinged. Kokkuvõttes tagab see rullitud keermetele 40...95% võrra suurema väsimustugevuse, kui on lihvitud keermetel.

Väga efektiivseks osutub keerme põhjade ülerullimine pärast keerme eellihvimist või ka lihtsalt lõikamist. Niisuguse töötlemisega võidakse saavutada peaaegu kahekordne väsimustugevuse tõus.

Temperatuuripinged keermesliidetes

Olgu joonisel 70 kujutatud liide eelpingestatud jõuga V.

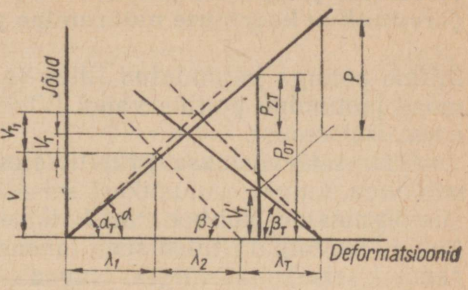
Liite elementide deformatsioonide väärtused on seejuures λ_1 ja λ_2, järelikult liite summaarne deformatsioon väljendub lõiguga $\lambda_1 + \lambda_2$ (vt. joon. 82).

Kui poldi otsi mitte arvestada ja võtta poldi pikkuseks $l_p = l_1 + l_2 = l_d = l$ (joon. 70), siis temperatuuri tõusul pikeneks polt vabas olekus suuruse $l\alpha_1 t_1$, detail aga $l\alpha_2 t_2$ võrra, kus α_1 ja α_2 on vastavalt poldi ja detaili materjali joonpaisumistegurid; t_1 ja t_2 — poldi ja detaili temperatuuri juurdekasvud võrreldes sõlme temperatuuriga montaažil.

Kui liidetavad detailid on valmistatud (nagu see praktikas sageli on) materjalist, mille joonpaisumistegur α_2 on poldi materjali joonpaisumistegurist α_1 suurem, siis temperatuuride kasvul üksteisest vähe erinevate suuruste t_1 ja t_2 võrra on ilmselt $l\alpha_2 t_2 > l\alpha_1 t_1$. Et liites detailid deformeeruvad koos, siis temperatuurist põhjustatud liite täiendav pikenemine $\lambda_T = l(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)$. Samal ajal tekib liites täiendav jõud V_{T1}, mis tõmbab polti ja surub äärikut. Seda jõudu võib graafiliselt määrata tavalisel viisil, s. o. nii, nagu näidatud joonisel 82 punktiirjoontega. Seejuures on eeldatud, et suurused $C_p = \operatorname{tg}\alpha$ ja $C_d = \operatorname{tg}\beta$ temperatuuri mõjul ei muutu.

Tegelikult on täiendav jõud V_T, mida võib vaadelda kui eelpingestusjõu juurdekasvu, saadud suurusest V_{T1} väiksem, sest temperatuuri tõustes detailide materjalide elastsusmoodulid muutuvad ($E_{1T} < E_1$; $E_{2T} < E_2$, järelikult $\alpha_T < \alpha$ ja $\beta_T < \beta$).

Joon. 82



Selle asjaolu arvessevõtmisel on tegelik eelpingestusjõu juurdekasv V_T määratav graafilise konstruktsiooniga, mis on näidatud samal graafikul täisjoonega. Ülejäänud suurused (V'_T — eelpingestusjõu jääk ja P_{oT} — arvutuslik koormus etteantud töökoormusel P) on määratavad graafiliselt (vt. joon. 82) või analüütiliselt. Viimasel juhul võib saada valemid, mis on analoogilised valemitega (86) ... (92).

Ülesannet võib püstitada ja lahendada ka teisiti: leida teadaolevate suuruste $C_{pT} = \operatorname{tg} \alpha_T$; $C_{dT} = \operatorname{tg} \beta_T$; P; V'_T; t_1; t_2 korral eelpingestusjõud, mis tagaks nõutava eelpingestusjõu jäägi V'_T ja mille juures arvutuslik jõud P_{oT} vastaks poldi tugevusele.

Arvutuslik jõud poldis

$$P_{oT} = V'_T + P \tag{103}$$

ja pikaajalisel staatilisel koormusel

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_{oT}n}{\pi\sigma_t}}, \tag{104}$$

kus σ_t on poldi keermetatud osa kestustugevus pikaajalisel koormamisel antud temperatuuri juures, mis vastavast materjali kestustugevusest moodustab ligikaudu 80%; *

n — varutegur, mis võetakse 2 ... 3.

Vahelduvate koormuste korral

$$d_1 = \sqrt{\frac{2P_{zT}n}{\pi\sigma_{aT}}} \text{ cm}, \tag{105}$$

kus $\frac{P_{zT}}{2}$ on vahelduva koormuse amplituud, mis määratakse graafikult, kG;

σ_{aT} — tsükli piiramplituud antud temperatuuril kG/cm².

Eespool esitatud keermesliidete arvutusmetoodikat kasutatakse järgmistel temperatuuridel: $t \geqslant 300°$ C — terasdetailide korral ja $t \geqslant 100°$ C — kergsulameist detailide korral. Metoodikat saab kasutada alles pärast liite esialgset arvutust ning konstruktiivset kujundamist, mille käigus selguvad P_{oT} ja P_{zT} määramiseks vajalikud suurused.

* Andmeid selles küsimuses leiab teosest Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, кн. 2, гл. V и т. 3, гл. IX и X.

Koormuse jaotumine keermetatud detailide vahel grupiliites (arvutusliku koormuse määramine grupiliites)

Mitme poldiga kujundatud liites (s. o. grupiliites) sõltub töökoormuse jaotumine poltide vahel liitekoha konstruktsioonist ja koormuse iseloomust.

Enamasti võetakse grupiliidetes kõik poldid ühesuguse läbimõõduga, kuigi arvutuslikust seisukohast on taoline lahendus vaid siis õigustatud, kui koormus kõikide poltide vahel jaotub ühtlaselt. Sellele vaatamata tuleb seda lahendust toodete nomenklatuuri piiramise seisukohalt õigeks lugeda, juhul kui poltide koormused järsult üksteisest ei erine. Tootmistingimustes on sel väga suur tähtsus. Niisugusel juhul võetakse kõikide liite poltide läbimõõdud enam koormatud poldi läbimõõdu järgi.

Grupiliite poltide vahelise koormuse jaotuse ülesande lahendamisel eeldatakse, et:

1) detailide küllaldase jäikuse tõttu jäävad kontaktpinnad tasapinnalisteks;

2) eelpinge liite kõikides poltides on ühesugune.*

Allpool vaatleme mõningaid grupiliidete tüüpilisemaid konstruktsioone.

1. *Poltide grupp on koormatud jõududega, mille resultant on liitepinnaga risti ja läbib selle pinna raskuskeset.*

Taoline arvutusjuht leiab aset näiteks laagrikaante kinnitamisel (vt. joon. 199), samuti mingi keskkonna survele alluvate ümara ja ristkülikulise kujuga kaante kinnitamisel. Ümarate kaante korral (joon. 68), mis on kinnitatud ühepikkuste sümmeetriliselt asetsevate poltidega, loetakse kõik poldid võrdselt koormatuteks.

Juhul kui on kasutatud eelpingestust, määratakse poldile mõjuv arvutuslik koormus valemite (86) ja (90) järgi, poldi läbimõõt aga — valemiga (93).

Enam koormatud poldile langeva jõu määramist mitteümarate kaante korral vaadeldakse erikirjanduses.

2. *Poltide grupp on koormatud põikjõuga, mis mõjub liitepinna tasandis piki tema sümmeetriatelge.*

See arvutusjuht vastab ülesandele, mida vaatlesime lk. 136 ja 137, kui polte on mitu. Eeldatakse, et töökoormus jaotub ühtlaselt, arvutuslik koormus sõltub aga sellest, kas poldid on aukudes pinguga või lõtkuga.

Esimesel juhul

$$R_1 = \frac{R}{z}, \qquad (106)$$

* Poltide paigutamisel on vaja paigutamise järjekorra suhtes juhinduda valmistajatehase juhistest. Näiteks näidatakse automootorite ploki kaane poltide pingutamise järjekord ära vastavates instruktsioonides.

teisel juhul

$$V_1 = \frac{R}{zif}, \qquad (107)$$

kus z on poltide arv.

3. *Poltide grupp on koormatud liitepinna tasandis mõjuva arvutusliku pöördemomendiga* M_v.

See juht vastab näiteks kahe ketassiduri poole ühenduskonstruktsioonile (joon. 271). Koormus loetakse liite poltide vahel ühtlaselt jaotuvaks. Poltide asetamisel aukudesse pinguga määratakse poldivarva läbimõõt lõiketingimusest; arvutuslikuks koormuseks poldile võetakse

$$R_1 = \frac{2M_v}{D_p z} \text{ kG}. \qquad (108)$$

Kui poldid asetatakse aukudesse lõtkuga, loetakse arvutuslikuks poldi eelpingestusjõudu V, mis on vajalik pöördemomendi ülekandmiseks ühelt siduri kettalt teisele ainult hõõrdumisega. Sel juhul

$$V \approx \frac{4M_v}{(D_v \pm D_1)fz} \text{ kG}. \qquad (109)$$

Valemites (108) ja (109)

M_v on pöördemoment kGcm;

D_p — poltide aukuderingjoone läbimõõt cm;

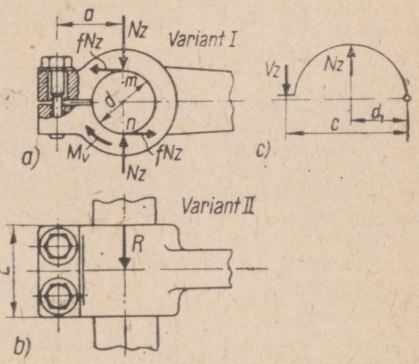
D_v — siduri ketta välisläbimõõt cm;

D_1 — tsentreeriva astme läbimõõt või vastavalt tsentreerimisrõnga siseläbimõõt cm.

4. *Klemmliite poldigrupp* (joon. 83).

Ülesanne taandub poltide eelpingestusjõu leidmisele, mis tagaks:

Joon. 83



1) juhul, kui liide on koormatud *pöördemomendiga* M_v (variant *I*) — kontaktpinnal hõõrdejõudude tekke, mis looks hõõrdemomendi M_h, nii et oleks täidetud tingimus $M_h \geqslant M_v$;

2) juhul, kui liide on koormatud *telgjõuga* (variant *II*) — kontaktpinnal summaarse hõõrdejõu F tekke, nii et oleks täidetud tingimus $F \geqslant R$.

Et esimese variandi korral erisurve jagunemise seaduspärasus kontaktpinnal on tundmatu, vaadeldakse harilikult kaht arvutusskeemi. Esimesel juhul eeldatakse, et punktides m ja n (joon. 83, *a*) tekivad hõõrdejõud fNz (kus z — poltide arv), mis loovad välisjõudude momenti tasakaalustava momendi $M_h = fNzd$.

Kui võtta $c = 2a_1$ (joon. 83, *c*), siis saame tasakaalutingimusest $N = 2V$ ja järelikult $M_h = 2Vfzd$.

Teise arvutusskeemi puhul loetakse, et erisurve jaguneb ühtlaselt kontaktpinnal, mis on määratud haardenurgaga $\approx 2\pi$, s. o.

$$p = \frac{Nz}{ld} = \frac{2Vz}{ld} = \text{const.}$$

Surve elementaarpinnale, mis vastab nurgale $d\alpha$, võrdub

$$p\frac{d}{2}l\,d\alpha = Vzd\alpha,$$

ja elementaarne hõõrdejõud on $Vzfd\alpha$.

Selle põhjal hõõrdemoment

$$M_h = \int_0^{2\pi} Vzf\frac{d}{2}d\alpha = \pi Vzfd.$$

Tegelikult

$$2Vzfd < M_h < \pi Vzfd, \tag{110}$$

ja $f = 0{,}2$ korral võetakse eelpingestusjõuks keskväärtus

$$V \approx \frac{2M_v}{zd}. \tag{111}$$

Teise koormusvariandi jaoks (joon. 83, *b*) võib eelpingestusjõu saada tingimusest, mis tuleneb analoogilistest arutlustest:

$$4Vzf < R < 2\pi Vzf, \tag{112}$$

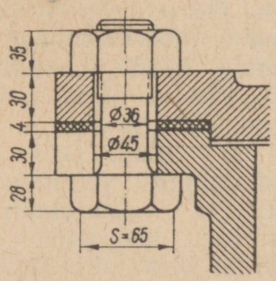
ja $f = 0{,}2$ korral

$$V \approx \frac{R}{z}. \tag{113}$$

Näide. Määrata anuma kaant kinnitavate poltide mõõtmed järgmistel lähteandmetel: töörõhk $p = 0 \rightleftarrows 5$ kG/cm²; anuma siseläbimõõt $D = 1100$ mm; liite teraselementide elastsusmoodul $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ kG/cm²; tihendi materjali elastsusmoodul (survel) $E_t = 500$ kG/cm²; poltide arv $z = 20$.

Lahendus. Ühele poldile langev suurim koormus töörõhust

$$P = \frac{\pi D^2}{4z}p = \frac{\pi \cdot 110^2}{4 \cdot 20} \cdot 5 \approx 2380 \text{ kG}.$$



Joon. 84

Võtame eelpingestusjõu jäägi $V' = 1{,}5P = 1{,}5 \cdot 2380 = 3570$ kG. Arvutuslik jõud $P_0 = P + V' = 2380 + 3570 = 5950$ kG.

Poltide materjaliks valime terase 35, millel $\sigma_T = 3000$ kG/cm²; $\sigma_B = 5000$ kG/cm²; $(\sigma_{-1})_t = 1800$ kG/cm².

Määrame valemi (93) järgi keerme siseläbimõõdu, võttes $[\sigma]_t = 800$ kG/cm²:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1{,}3P_0 4}{\pi[\sigma]_t}} = \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 5950 \cdot 4}{\pi \cdot 800}} = 3{,}5 \text{ cm}.$$

Võtame keerme M42 × 4,5 ГОСТ 9150-59 (jämekeere).

Liite arvutusskeem on esitatud joonisel 84. Määrame valemi (94) järgi poldi jäikuse

$$C_p = \frac{E_p F_p}{l} = \frac{2{,}1 \cdot 10^6 \dfrac{\pi \cdot 3{,}6^2}{4}}{\left(6 + 0{,}4 + \dfrac{2{,}8}{2} + \dfrac{3{,}5}{2}\right)} = 2{,}25 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}.$$

Liitepinna arvutuslik pindala (lk. 135)

$$F_d = \frac{\pi}{4}\left[\left(S + \frac{l_1}{2}\right)^2 - d_c^2\right] = \frac{\pi}{4}\left[(6{,}5 + 1{,}5)^2 - 4{,}5^2\right] \approx 34{,}5 \text{ cm}^2.$$

Tihendi tugipindala $F_t = 34{,}5$ cm².

Määrame valemiga (95) kokkupingutatavate äärikute kontaktpinna jäikuse:

$$\frac{l}{C_d} = \frac{2l_1}{F_d E_d} + \frac{l_2}{F_t E_t} = \frac{2 \cdot 3}{34{,}5 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6} + \frac{0{,}4}{34{,}5 \cdot 500} = \frac{49}{2{,}1 \cdot 10^6};$$

$C_d = 43\,000$ kG/cm.

Vajalik eelpingestusjõud

$$V = V' + P\frac{C_d}{C_d + C_p} = 3570 + 2380\frac{4\,3000}{4300 + 2{,}25 \cdot 10^6} = 3615 \text{ kG}.$$

Jõu juurdekasv poldis muutlikust töökoormusest

$P_z = P_0 - V = 5950 - 3615 = 2335$ kG.

Määrame tsükli amplituudi

$$\sigma_a = \frac{P_z}{2F_p} = \frac{2335}{2 \cdot \dfrac{\pi \cdot 3{,}6^2}{4}} \approx 115 \text{ kG/cm}^2.$$

Tsükli piiramplituudi σ_{at} määrame valemiga (102), võttes $k_\sigma = 4{,}8$ (lk. 140):

$$\sigma_{at} = \frac{(\sigma_{-1})_t}{k_\sigma} = \frac{1800}{4{,}8} = 375 \text{ kG/cm}^2.$$

Valemi (101) põhjal on varutegur võrdne

$$n = \frac{\sigma_{at}}{\sigma_a} = \frac{375}{115} \approx 3{,}3, \text{ mis on lubatav.}$$

Kirjandus

1. Крепежные изделия болты, винты, гайки, заклепки, Издательство стандартов, Москва, 1964.
2. Саверин М. А. и Саверин М. М., Резьбовые соединения, сб. «Детали машин», под ред. Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1953.
3. Биргер И. А., Расчет резьбовых соединений, Оборонгиз, 1959.
4. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М., Расчет на прочность деталей машин, Машгиз, 1959.
5. Якушев А. И., Влияние технологии изготовления и основных параметров резьбы на прочность резьбовых соединений, Оборонгиз, 1956.
6. Киммельман Д. Н., Расчет деталей машин на прочность при переменных напряжениях, Машгиз, 1950.
7. Сахненко В. Л., и др. Атлас деталей машин, Гостехиздат, 1956.
8. Findeisen F., Neuzeitliche Maschinenelemente, II, Zürich, 1951.

X peatükk

LIITED KIILUDE ABIL

Ristkiilliide

Vaadeldavates liidetes on ühendavaks lüliks kiil (ristkiil) (joon. 85).

Kiilud on kas *ühepoolse* (*1*) või *kahepoolse* (*2*) *kaldega*; mõnikord tehakse kiil ilma kaldeta, nn. *tugikiiluna* (joon. 86).

Ühepoolse kaldega kiilu kalle

$$i = \frac{h_2 - h_1}{l} = \operatorname{tg} \alpha,$$

kahepoolse kaldega kiilul

$$i = \frac{h_2 - h_1}{l} = \operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2.$$

Väikeste kaldenurkade korral

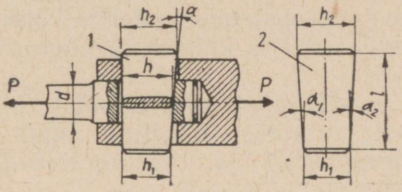
$$\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \approx \operatorname{tg}(\alpha_1 + \alpha_2).$$

Järelikult on tingimuse $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ korral ühe- ja kahepoolse kaldega kiilud jõudude jaotuse seisukohalt võrdsete omadustega. Praktikas eelistatakse lihtsamini valmistatavaid ühepoolse kaldega kiile.

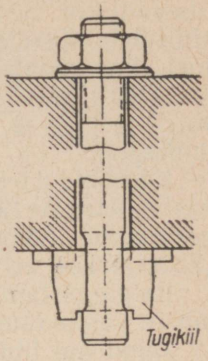
On teada, et isepidurduvuse tingimus on täidetud, kui

$$\alpha_1 + \alpha_2 \leqslant 2\varrho,$$

kus ϱ on hõõrdenurk.



Joon. 85



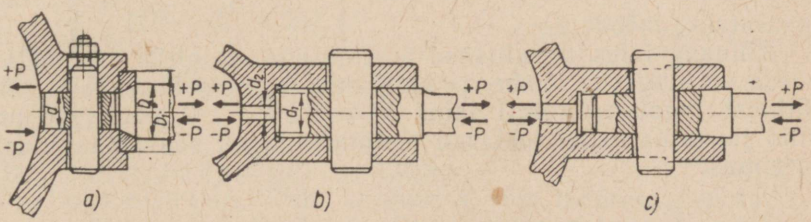
Joon. 86 ▶

Kalde suurus valitakse piires $i = \frac{1}{5} \ldots \frac{1}{100}$. Tihti lahtivõetavatel liidetel (*seadekiiludel*) $i = \frac{1}{5} \ldots \frac{1}{10}$; harva demonteeritavail (*kinnituskiilud*) $i = \frac{1}{20} \ldots \frac{1}{100}$.

Kõikidel juhtudel, kui $i > \frac{1}{20}$, tuleb kasutada kiilu väljatuleku takistamiseks lukustusvahendeid (joon. 87, *a*); $i < \frac{1}{20}$ korral ja löökideta koormusel taolisi vahendeid pole tarvis, kuna on tagatud isepidurduvus.

Kiilu ja kiiluava tööpinnad kujundatakse tavaliselt ümardatuina; see soodustab avast tingitud pingete kontsentratsiooni vähenemist, tööpindade vahelise hõõrdeteguri suurenemist ja lihtsustab ava valmistamist.

Kiilliidete eelisteks on konstruktsiooni lihtsus, koostamise ja lahtivõtmise mugavus ning kiirus. Peamisteks puudusteks on konstruktsiooni ebatehnoloogilisus, põhidetailide nõrgestamine kiilupesaga ja vajadus vastutusrikastel juhtudel kasutada lukus-



Joon. 87

tusseadiseid. Seoses mainitud puudustega on käesoleval ajal ristkiilliidete kasutamine piiratud. Nad leiavad kasutamist ainult seal, kus montaaži ja demontaaži mugavusel ning kiirusel on otsustav tähtsus (näit. aurumasinate ja sisepõlemismootorite kolvi varre ja ristpea ühendustes, tööpinkide rakiste kinnitusmehhanismides).

Kiilliidete liigitus. Sõltuvalt koostamismeetodist ja vastuvõetavate koormuste iseloomust jaotatakse kiilliited *eelpingestamata* (koostatakse ilma eelpinguseta) ja *eelpingestatud* (koostatakse eelpingusega) liideteks.

Eelpingestamata liited on ette nähtud suunalt püsivate koormuste vastuvõtuks (joon. 85).

Juhul kui liide on koormatud suurust ja suunda muutva koormusega, kasutatakse eelpingestatud konstruktsiooni. Nendes liidetes tekitatakse kiilu sissepressimisel eelpingus (enne väliskoormuse rakendamist), mis tagab muutuvasuunalise väliskoormuse mõjumisel liite detailide pideva kontakti. Taoliste liidete usaldusväärse töötamise tingimuseks on jääkpinge olemasolu liites ka pärast töökoormuse rakendamist.

Joonisel 87, *a* kujutatud konstruktsioonis saadakse eelpingus rõnga abil. Joonisel 87, *b* on esitatud eelpingestatud liide, kus eelpinguse kindlustab varda otspinna toetumine muhvi augu põhjale; joonisel 87, *c* toodud liites tagab eelpinguse varda otsa koonilisus. Viimases konstruktsioonis ei tohi varda ots muhvi põhjale toetuda, sest samal ajal surub muhv varda otsa, mis tagab liitele pingestuse ka varda telje ristsuunas mõjuvate jõudude suhtes.

Kiilliite detailide tugevusarvutus. *Eelpingestamata liited.* Nendel liidetel võetakse arvutuslikuks koormuseks liitele rakenduv suurim väliskoormus. Konstruktsiooni korral, mis on kujutatud joonisel 85, määratakse liite detailide mõõtmed järgmiselt.

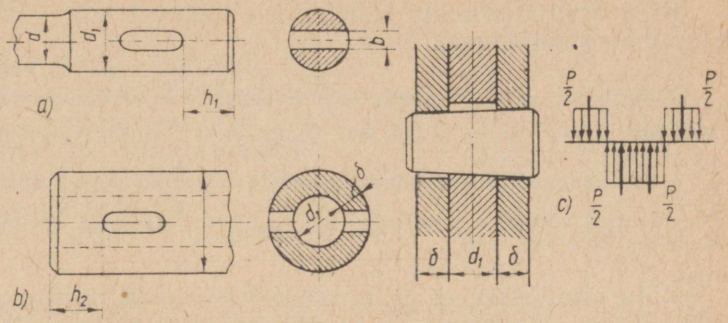
Varda otsa arvutus (joon. 88, *a*). Tugevustingimusest tõmbele

$$P \leqslant \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - b d_1\right)[\sigma]_t \qquad (114)$$

määratakse mõõde d_1.

Kiiluava laius b valitakse arvestusega, et oleks kindlustatud varda võrdtugevus tõmbe- ja muljumispingete suhtes. Selle nõude täitmist tagab tavaliselt laius $b = (0{,}25 \ldots 0{,}35)d_1$; seejuures kiilu ja varda vahel tekkivad muljumispinged peavad rahuldama tingimust

$$\sigma_m = \frac{P}{b d_1} \leqslant [\sigma]_m. \qquad (115)$$



Joon. 88

Kiilupesa kauguse varda otsast h_1 võib määrata lõiketingimusest (läbilõike oht mööda kaht paralleelpinda):

$$P \leqslant 2h_1 d_1 [\tau]_l.$$

Harilikult saadakse viimasest valemist üsna väike h_1. Seepärast valitakse ta konstruktiivselt: $h_1 = (0{,}7 \ldots 1{,}0)h$, kus h on kiilu kõrgus kesklõikes (vt. joon. 85).

Muhvi arvutus (joon. 88, *b*). Muljumise vältimiseks kiilu ja muhvi tugipinna vahel peab

$$P \leqslant 2b\delta [\sigma]_m;$$

siit vähim lubatav seinapaksus

$$\delta = \frac{P}{2b[\sigma]_m}$$

ja järelikult

$$D_1 = 2\delta + d_1 = \frac{P}{b[\sigma]_m} + d_1. \qquad (116)$$

Kui varda ja muhvi materjalid on samad, siis valemite (115) ja (116) põhjal $D_1 = 2d_1$.

Muhvi tõmbetugevust kontrollitakse seosega

$$\sigma_t = \frac{P}{\left[\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_1^2) - 2b\delta\right]} \leqslant [\sigma]_t. \qquad (117)$$

Mööde h_2 on leitav tingimusest

$$P \leqslant 4\delta h_2 [\tau]_l.$$

Harilikult $h_2 = h_1 = (0{,}7 \ldots 1{,}0)h$.

Kiilu arvutus. Kiilu kõrguse h võib määrata paindetingimusest või arvutusega lõikele. Kiilu mõõtmed, mis on saadud paindearvutusest, välistavad läbilõike võimaluse.

Kiilu arvutatakse kui kahele toele toetuvat tala, võttes arvesse ainult normaalpingeid.

Klassikaline varraste painde teooria annab neis arvutustes vastuvõetavaid resultaate juhul, kui $\frac{h}{D_1} \leqslant 0{,}6$, kus D_1 on kiilu tööpikkus (joon. 88, *b*). Kui $\frac{h}{D_1} > 0{,}6$, osutuvad üldkasutataval meetodil arvutatud pinged 10...20% võrra vähendatuiks võrreldes pingetega, mis on leitud täpsema arvutusega (s. o. vaadeldes kiilu kui tala).

Kiilu arvutusskeem on esitatud joonisel 88, *c*. Katseline kontroll näitas, et suurima ja vähima erisurve väärtuse hälve tema keskväärtusest, mis on võetud arvutusskeemi aluseks, ei ületa $\pm 5\%$. Taoline viga on arvutustel vastuvõetav.

Paindetugevuse tingimus (joon. 88, *c*):

$$\frac{P}{2}\left(\frac{d_1}{2}+\frac{\delta}{2}\right)-\frac{P}{2}\cdot\frac{d_1}{4}=\frac{P}{4}(0{,}5d_1+\delta)\leqslant\frac{bh^2}{6}[\sigma]_p,$$

järelikult

$$h=\sqrt{1{,}5P\frac{0{,}5d_1+\delta}{[\sigma]_p b}}. \qquad (118)$$

Erijuhul, kui $b = 0{,}25d_1$ ja $\delta = 0{,}5d_1$, saame

$$h=\sqrt{\frac{6P}{[\sigma]_p}}.$$

Tavaliselt valmistatakse kiil terasest Ст. 5 või Ст. 6.

Lubatavate pingetena soovitatakse $[\sigma]_m \leqslant 2000$ kG/cm²; $[\sigma]_p \leqslant 1500$ kG/cm².

Läbiviidud varda ja muhvi arvutus puudutab vaid kiilu abil ühendatud detailide otste tugevust; nende materjal valitakse detailide konstruktsiooni ja koormustingimusi arvesse võttes.

Eelpingestatud liide. Eelpingusega kiilliidetes määravad arvutusliku koormuse väliskoormus ja liite nõutav jääkpingus. Viimane on omakorda määratud liitele antud eelpingusega ja sõltub väliskoormusest. Seega arvutusliku koormuse määramine nõuab liite detailide koostöö ajal tekkivate elastsete deformatsioonide arvessevõtmist ja kujutab endast küllaltki keerukat ülesannet. Põhjalikult käsitletakse seda probleemi raamatus [1]. Enamasti tehakse pingestatud liite tugevusarvutus sama metoodikaga mis pingestamata liite korralgi. Seejuures võetakse arvutuslik koormus

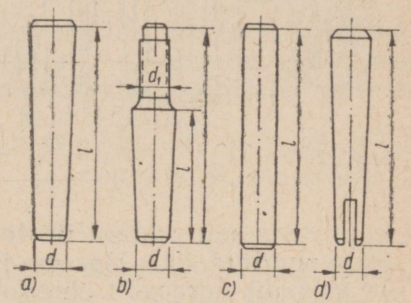
$$P_0 = 1{,}25P,$$

kus P on suurim väliskoormus.

Tihvtliited

Tihvte kasutatakse kontaktis olevate detailide vastastikust asendit määravate seadeelementidena. Nad võivad täita ka kinnitusdetailide ülesandeid. Mõnedes konstruktsioonides kasutatakse tihvti elemendina, mis kaitseb ülekoormuste eest.*

Joon. 89



Joonisel 89 on esitatud mõned levinud tihvtide konstruktsioonid. Neist põhilised on standardiseeritud:

koonustihvtid (joon. 89, *a*) — ГОСТ 3129-60;
silindertihvtid (joon. 89, *c*) — ГОСТ 3128-60;
lõhisega koonustihvtid (joon. 89, *d*) — ОСТ 2074;
keermetatud otsaga koonustihvtid (joon. 89, *b*) — ГОСТ 9465-60.

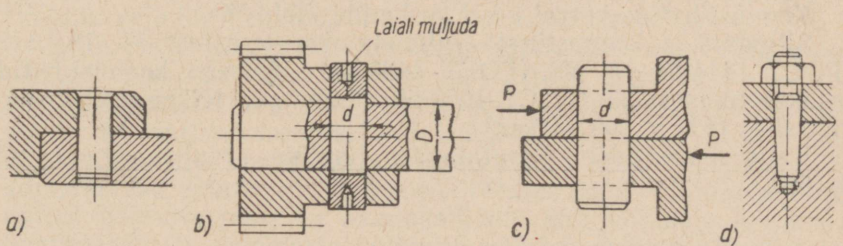
Silindertihvtid püsivad augus nende pinguga sissepressimisel tekkiva hõõrdumise (joon. 90, *a*), tihvti otste deformeerimise (joon. 90, *b*) ja muude vahendite kasutamise tõttu.

Koonustihvtid valmistatakse koonilisusega 1 : 50. Võrreldes silindertihvtidega on neil see eelis, et neid võib ühte ja samasse auku korduvalt sisse asetada.

Et tihvti oleks võimalik august eemaldada, peavad augud detaili läbima; võimalik on ka joonisel 90, *d* toodud lahendus.

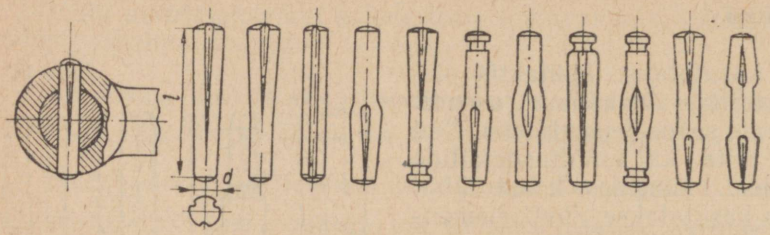
Lõhisega koonustihvtide (joon. 89, *d*) monteerimisel muudab nende august väljatuleku võimatuks tihvti väljaulatuvas otsas oleva lõhise laialimuljumine.

Suhteliselt hiljuti ilmusid silindrilised ja koonilised kärntihvtid. Kärnid (piki tihvti telge sissemuljutud kanalikesed) paiknevad kas



Joon. 90

* Tihvtide abil kujundatud liidete spetsiaalse uurimuse tulemusi käsitletakse artiklis H. Schmitz, Theoretische und experimentelle Untersuchung an Stiftverbindungen, «Konstruktion», 1960, vol. 12, Nr. 1 ja 2.



Joon. 91

kogu või ainult osalisel tihvti pikkusel (joon. 91). Neid monteeritakse puuritud, ilma täpsema järeltöötluseta aukudesse. Kärntihvte on võimalik korduvalt ühte ja samasse auku asetada.

Tihvti läbimõõt arvutatakse lõiketingimusest. Kui liide on koormatud põikjõuga P (joon. 90, *c*), avaldub tugevustingimus

$$P \leqslant z \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_l,$$

kus z on tihvtide arv liites. Siit

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi z [\tau]_l}}. \qquad (119)$$

Konstruktsiooni korral, mis on toodud joonisel 90, *b*

$$\frac{2M_v}{D} = 2 \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_l,$$

kus M_v on tihvtliite poolt ülekantav pöördemoment; siit

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{M_v}{D[\tau]_l}}. \qquad (120)$$

Koonustihvtide korral on d keskmine läbimõõt.

Silinder- ja koonustihvte valmistatakse terastest 45, 15, A12 (ГОСТ 1414-54 või У8 (ГОСТ 1435-54); lõhisega koonustihvtid tehakse terasest 35 (ГОСТ 1050-60). Lubatava lõikepingena soovitatakse $[\tau]_l \leqslant 800$ kG/cm².

Kaitseelementidena kasutatavate tihvtide arvutus on toodud lk. 552.

XI peatükk

LIITED PÖÖRDEMOMENDI ÜLEKANDMISEKS

Liist-, pikikiil-, hammas- ja vaheelementideta liiteid kasutatakse pöördemomendi ülekandmiseks (kõige sagedamini võll-puks (rumm)-tüüpi ühendustes, s. o. hammasrataste, ketaste, seibide ja teiste taoliste detailide võllidele kinnitamisel).

Liist- ja pikikiilliited on levinud tänu lihtsale ja töökindlale konstruktsioonile, sõlme montaaži ja demontaaži mugavusele, odavusele jm.

Seda tüüpi liidete olulisteks puudusteks on:

1) liidetavate detailide kandevõime märgatav langus seoses ristlõigete vähenemisega süviste ja aukude arvel, mis on vajalikud liistude ja kiilude paigutamiseks ja kinnitamiseks, aga samuti nendes ristlõigetes esilekutsutud pingete kontsentratsiooni tõttu;

2) raskused tsentreerimisega, s. o. detailide täpse (kontsentrilise) monteerimisega;

3) ühe liistuga (pikikiiluga) suurte pöördemomentide ülekandmise võimatus.

Seoses koormusrežiimide komplitseerumise ja detailide liikumise täpsusnõuete tõusuga on laialt levinud *hammasliited*. Nende liidete eelisteks liistliidete ees on: 1) hammasvõllide suurem tugevus vahelduvail ja löökkoormustel; 2) hammaste suur kontaktpind, mis võimaldab üle kanda suuri jõude; 3) liidetavate detailide parem tsentreerimine ja puksi (rummu) parem suunamine piki võlli telge nihutamisel. Seda kõike võimaldab taolist tüüpi liiteelementide kaasaegsem valmistamistehnoloogia.

Hammasliidete puudusteks loetakse: 1) kohalike pingete teke hammaste jalaosas (eriti *nelinurksete hammaste* korral), kuigi need on väiksemad kui liistusüviste korral; 2) liite poolt ülekantava koormuse ebaühtlane jaotumine hammaste vahel; 3) spetsiaalse sisseseade ning spetsiaalsete lõike-, kontroll- ja mõõteriistade vajadus hammasvõllide ja -pukside tootmisel.

Selle grupi liidete edasine areng viis *vaheelementideta liidete* tekkeni. Võrreldes liist- ja hammasliidetega tagavad profiilliited parema tsentreerimise ja on suurema väsimustugevusega, sest puuduvad pingekontsentraatorid (süvised, augud jt.). Mõned neist liidetest, näiteks kooniliste hõõrdrõngastega liited (vt. joon. 102), võimaldavad detaile võllidele meelevaldses kohas kinnitada. Nagu näitas hõõrdrõngaste ja hammasliidete abil võllidele kinnitatud hammasrataste hammaste kulumise võrdlev uurimine *, oli teisel juhul kulumine umbes 1,5 korda suurem. Seda põhjustavad liites

* Допгачев В. С., Сравнительный износ зубчатых колес, закрепленных на валу пружино-затяжными кольцами и на шлицах, «Вестник машиностроения», № 12, 1960.

esinevad lõtkud, mis rikuvad normaalset hambumist ja kutsuvad esile lööke. Kooniliste friktsioonrõngastega liidetes lõtkud puuduvad.

Liist- ja pikikiilliited

Masinaehituses kasutatavate liistude, pikikiilude ja vastavate liidete põhikonstruktsioonid on standardiseeritud (joon. 92). Standard näeb ette järgmisi elementide gruppe: *pikikiilud* (eelpingusega), *liistud* (prismaatilised) ja *segmentliistud*.

Eelpingusega liiteis kasutatavate *pikikiilude* gruppi kuuluvad standardsed *süvi-* ja *tangentsiaalkiilud* ning mittestandardsed *lame-* ja *hõõrdkiilud*.

Süvi- ja lamekiilud on ristkülikulise ristlõikega; hõõrdkiilude võllile toetuv tahk on võlli raadiusega võrdset raadiust omava silinderpinnaga. Viimane asjaolu on hõõrdkiilliite eeliseks, sest võlli pole vaja töödelda süviseid ja auke. Süvi- ja lamekiilud töötavad oma laiade tahkudega; ülekoormustel töötavad süvikiilud ka külgmiste tahkudega.

Pikikiilude kalle $i = 1 : 100$. Samasuguse kaldega valmistatakse ka rummus oleva süvise põhi; võllis olev süvis tehakse kaldeta.

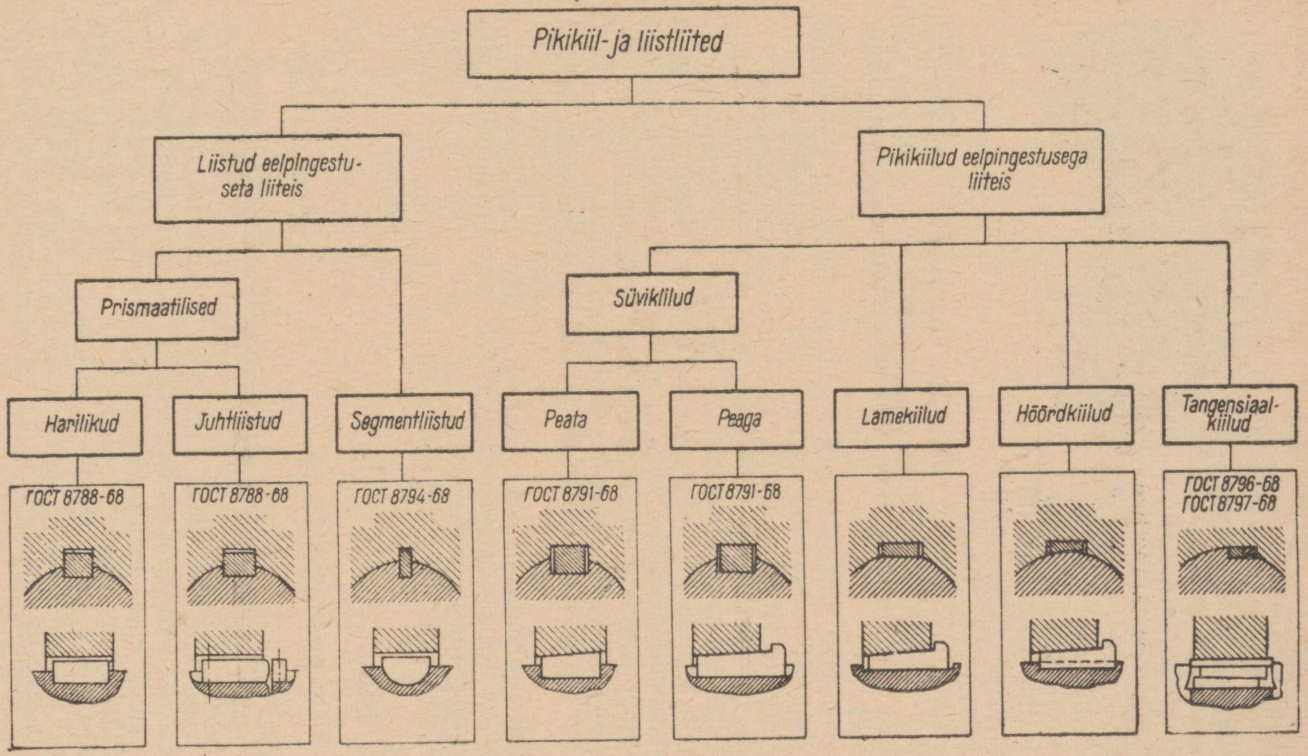
Tangentsiaalkiilud asetsevad nii, et nende pikem serv on suunatud piki võlli puutujat, üks lühem serv aga raadiuse suunas. Liide koosneb kahest ühepoolse *kaldega* ($i = 1 : 100$) ristkülikulise ristlõikega kiilust. Nende kahe kiilu suhtelisel nihutamisel tekivad süvise ja kiilu tööpindade vahel küllaltki suured normaalsurved. Standard näeb ette *normaalsed* ja *tugevdatud* tangentsiaalkiilud, mis üksteisest erinevad mõõtmete poolest.

Kasutades liites tangentsiaalkiile, on oluline võlli pöörlemissuund (joon. 93, *a*). Reverseeritava sõlme puhul tuleb kasutada kaht tangentsiaalkiilu, mis harilikult asetsevad üksteise suhtes 120 ... 135° nurga all (joon. 93, *b*).

Pikikiiludest kasutatakse kõige sagedamini süvikiile. Hõõrd- ja lamekiilud on võimelised üle kandma vaid suhteliselt väikesi momente.

Pikikiilliite abil ülekantava pöördemomendi suurus oleneb kiilu tööpindadel tekkivate hõõrdejõudude suurusest. Mainitud jõudude suurendamiseks on tarvis tekitada tööpindadel suuri normaalsurveid; viimased tekivad kiilu süvisesse sisselöömisel (sissepressimisel), millega saavutataksegi liite eelpingestus. Seejuures mõjub võllile monteeritud detailile jõud, mis surub teda montaažlõtku võrra võlli tsentrist eemale või isegi deformeerib teda. Lühikese rummuga detailide korral lisandub eelnevale tõenäoliselt ka rummu ja võlli telgede vaheline nurgahälve.

Mainitud põhjused piiravad pikikiilliidete kasutamist, nad on kasutatavad vaid seal, kus täpsusnõuded on madalad. Neil juhtudel ei nõuta sageli võllil asetseva detaili telgnihke piiramist; töö-


Pikikiil- ja liistliited
Liistud eelpingestuseta liiteis
Pikikiilud eelpingestusega liiteis
Prismaatilised
Süviklilud
Harilikud
Juhtliistud
Segmentliistud
Peata
Peaga
Lamekiilud
Hõõrdkiilud
Tangensiaalkiilud
ГОСТ 8788-68
ГОСТ 8788-68
ГОСТ 8794-68
ГОСТ 8791-68
ГОСТ 8791-68
ГОСТ 8796-68
ГОСТ 8797-68

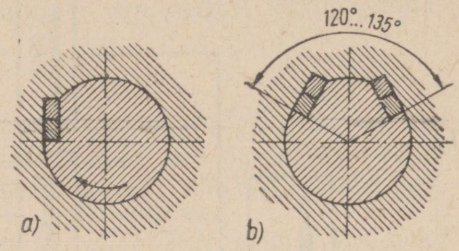
Joon. 92

pindadel tekkivad hõõrdejõud takistavad nihet.

Liite suurt täpsust on võimalik tagada *ilma eelpinguseta* liistliidete abil.

Harilikud (prismaatilised) liistud on ristkülikulise ristlõikega; nad töötavad külgmiste (kitsaste) tahkudega. Neid kasutatakse *liikumatute* (kui liidetavad detailid ei pea üksteise suhtes telje sihis liikuma) ja *liikuvate* (kui teljesuunaline nihe on võimalik) liistliidete loomiseks. Viimasel juhul kinnitatakse liistud tingimata kruvide abil kas võlli külge (neid liiste nimetatakse *juhtliistudeks*) või rummu külge (*liugliistud*).

Joon. 93



Segmentliistud töötavad külgtahkudega. Et nende monteerimiseks on vaja võlli sisse teha sügav süvis, mis võlli nõrgestab, siis kasutatakse neid ainult suhteliselt väikeste koormuste korral.

Pikikiil- ja liistliidete põhielemendid (ristlõiked ja süvised, sortiment) on standardiseeritud. Standardis on erineva konstruktsiooniga kiilude ja liistude jaoks, lähtudes võlli läbimõõdust d, toodud nende mõõtmed ($b \times h$, süviste mõõtmed jne.). Seetõttu taandub liite arvutus tööpindadel või ka ohtlikes lõigetes tekkivate pingete kontrollimisele; lubatavate pingete etteandmise korral seisneb arvutus liistu (kiilu) arvutusliku pikkuse leidmises.

Liistliidete arvutus. Liistu koormusrežiimi vaatlusest selgub (joon. 94), et tema vigastuse võimalikeks variantideks on külgpindade muljumine ja lõige.

Et vältida muljumist, peab olema täidetud tingimus

$$P \leqslant \frac{h}{2} l[\sigma]_m,$$

kus l on liistu arvutuslik pikkus.

Kui võtta $y = \frac{d}{2}$, siis liite poolt ülekantav pöördemoment

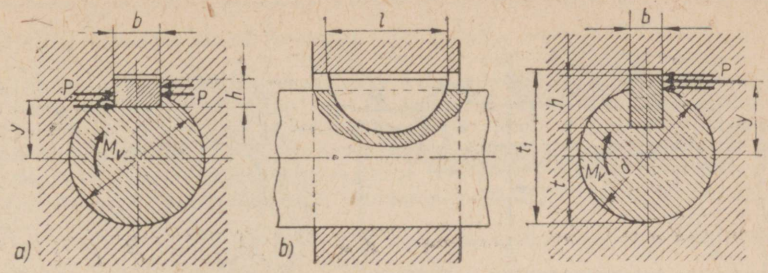
$$M_v = P\frac{d}{2} = 0{,}25hld[\sigma]_m$$

ja

$$l = \frac{4M_v}{hd[\sigma]_m}. \qquad (121)$$

Liistu tugevustingimus lõikel

$$P = bl[\tau]_l$$



Joon. 94

viib tingimusele

$$M_v = P\frac{d}{2} = 0{,}5dbl[\tau]_l$$

ja

$$l = \frac{2M_v}{bd[\tau]_l}. \qquad (122)$$

Kahest saadud l väärtusest tuleb võtta suurem. Kui seejuures osutub l rummu pikkusest suuremaks, tuleb kas suurendada rummu pikkust, või kui see pole võimalik, liistude arvu. Tavaliselt rohkem kui kaht liistu ei kasutata. Kahe liistu korral tuleb ülekantava momendi ebaühtlase jagunemise tõttu nende vahel liistude summaarset pikkust arvutusliku pikkusega võrreldes ca 25% võrra suurendada.

Segmentliistu abil kujundatud liidete arvutus viiakse läbi samasugustel eeldustel. Tähistades (joon. 94, *b*) $c = t + h - d$, võib väljaulatuva osa tugevustingimust muljumisele väljendada järgmiselt

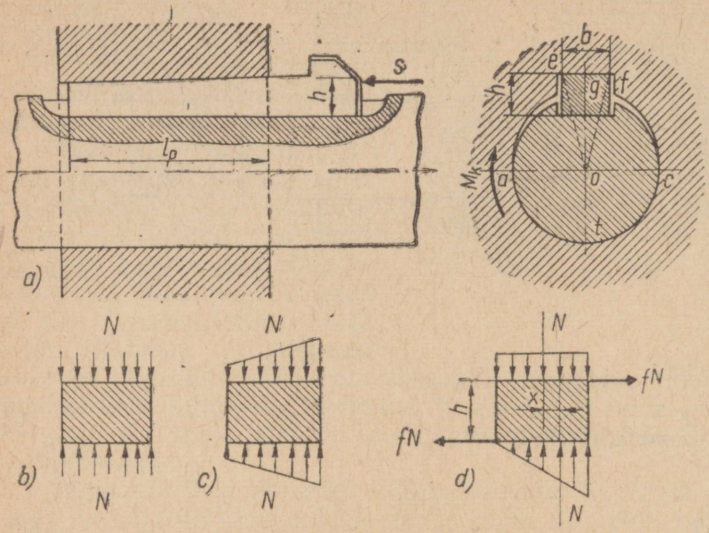
$$M_v = 0{,}5dlc[\sigma]_m, \qquad (123)$$

tugevustingimust lõikele aga

$$M_v = 0{,}5dbl[\tau]_l. \qquad (124)$$

Kui on vajadus (pingete piiramise eesmärgil) kahe liistu järele, võib neid üksteise suhtes paigutada kas 180° nurga alla või pikkade rummude korral ühte ritta.

Pikikiilude arvutus. Joonisel 95 on kujutatud süvikiiluga liide. Kiilu sissepressimise tagajärjel surutakse tema ülemine lai tahk vastu rummus oleva süvise põhja, alumine aga vastu võllis oleva süvise põhja; võll omakorda surutakse vastu rummu ava alumist poolt (joon. 95, *a*). Rummu taolise «lõhestamise» tõttu võime eeldada, et võlli ja rummu vaheline kontakt toimub ainult kaare *atc* piires.



Joon. 95

Kiil sobitatakse rummu ja võlli süvistesse nii, et oleks tagatud puutelaikude ühtlane jaotumine (värviga kontrolli korral); see annab alust eeldada, et kuni välismomendi rakendamiseni jaotub surve neil pindadel ühtlaselt (joon. 95, *b*).

Kiilu sissepressimisel tema tööpindadel tekkiva normaaljõu N suuruse määrab kiilu peale rakendatav jõud S; vastav matemaatiline seos on tuntud mehhanismide ja masinate teooriast:

$$N = \frac{S}{\operatorname{tg}\varrho + \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}, \tag{125}$$

kus α on kiilu kaldenurk ja ϱ — hõõrdenurk. Et tavaliselt kasutatavate materjalide korral hõõrdetegurid f_1 ja f_2 hõõrdepaarides kiil—võll ja kiil—rumm üksteisest vähe erinevad, siis on selles valemis võetud $\varrho_1 = \varrho_2 = \varrho$.

Teiselt poolt jõu S suurus on piiratud tingimusega

$$S \leqslant bh[\sigma]'_m. \tag{126}$$

Lubatava muljumispinge $[\sigma]'_m$ võib antud juhul võtta üsna suure: võttes arvesse sissepressimisjõu ühekordset rakendamist, võib soovitada $[\sigma]_m = (0{,}8 \ldots 0{,}9)\sigma_T$.

Pärast pöördemomendi M_v rummule rakendamist, mis võllile mõjuvat momenti tasakaalustab, toimub liite tööpindadel survete ümberjaotumine.

Mainitud ümberjaotumise iseloomu selgitamiseks oletame, et võllile rakendatud reaktiivmoment on väga suur ja rummule rakendatud moment ei suuda seda ületada. Kui sel juhul rummu nihe võlli suhtes on α, siis samasuguse nurga võrra — ringil raadiusega $oe = of$ (joon. 95, *a*) — nihkuvad punktid *e* ja *f*. Et nurk α on väga väike, võime lugeda, et lõigu *ef* uue asendi määrab tema pöördumine ümber punkti *g* niisama suure nurga α võrra. Järelikult liistu tahul vahemikus *eg* surve väheneb punktist *g* punkti *e* suunas; vahemikus *gf* aga surve punkti *f* suunas suureneb. Vastavalt muutub ka survete epüür alumisel tahul.

Põhimõtteliselt samasugust survete ümberjaotumise iseloomu võib täheldada ükskõik kui suure momendi ülekandmisel.

Taolise ümberjaotumise võimalik variant (pöörlemissuund — endine), mil hõõrdejõude pole arvesse võetud, on esitatud joonisel 95, *c*. Kuid seetõttu, et liite tööpindadel samal ajal tekivad hõõrdejõud suurustega $F = fN$, mis moodustavad jõupaari momendiga $M = fNh$ (joon. 95, *d*), survete ebaühtluse aste kiilu ülemisel tahul väheneb, alumisel aga suureneb.

Ülesande lihtsustamiseks eeldame, et kiilu ülemisel tahul jääb esialgne survete jagunemise seadus muutumatuks, alumisel tahul aga jagunevad surved kolmnurkse epüüri järgi (joon. 95, *d*).

Kiilu tasakaalu tingimusest $Nx = fNh$ järeldub, et $x = fh$.

Joonisel 96 on näidatud rummu (*a*) ja võlli (*b*) koormusskeem momendi M_v ülekandmisel rummult võllile.

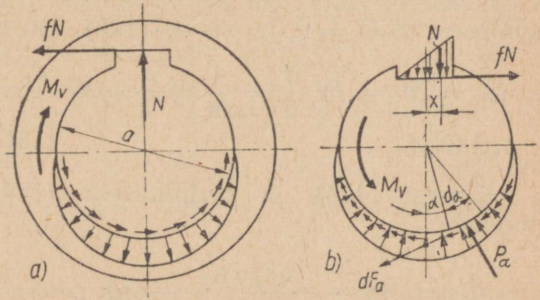
Siin on eeldatud, et välismomendi rakendamine ei muuda survete jagunemise seadust kaare *atc* ulatuses, mis võrdub 180° (joon. 95, *a*). Mainitud seadus eeldatakse koosinusoidaalsena ($p_\alpha = p \cdot \cos\alpha$). Sellisel juhul võlli pinna elemendi kohta tulev surve (võlli vaadeldakse absoluutselt jäigana) moodustab kiilu arvutusliku pikkuse *l* korral

$$p_\alpha \cdot \frac{d}{2} \, d\alpha l.$$

Võllile mõjuvate jõudude tasakaalutingimus $N = 2 \int_0^{\pi/2} p_\alpha \frac{d}{2} l \times$

$$\times \cos\alpha \, d\alpha = 2 \int_0^{\pi/2} p \frac{d}{2} l \cos^2\alpha \, d\alpha = \frac{\pi}{4} pdl, \text{ millest}$$

$$p = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{N}{ld}. \qquad (127)$$



Joon. 96

Et võlli ja rummu vaheline elementaarhõõrdejõud vaadeldaval kontaktpinnal $dF_\alpha = p_\alpha \cdot \frac{d}{2} \cdot d\alpha \cdot l \cdot f$, kus f on hõõrdetegur, selle jõu elementaarmoment aga $dM_h = dF_\alpha \cdot \frac{d}{2}$, siis hõõrdejõudude moment kaare *atc* ulatuses on võrdne

$$M_h = 2\int_0^{\pi/2} p_\alpha \frac{d^2}{4} lf\, d\alpha = \frac{4}{\pi} Nf\frac{d}{2}. \qquad (128)$$

Tingimusest $\Sigma M = 0$, pidades silmas $x = fh$, saame

$$M_v = M_h + fN\left(\frac{d}{2} - \frac{h}{2}\right) + Nx = 1{,}14Nfd + 0{,}5Nhf$$

või

$$M_v = fN(1{,}14d + 0{,}5h). \qquad (129)$$

Muljumise ärahoidmiseks kõige enam pingestatud (alumisel) tahul peab olema täidetud tingimus

$$N \leqslant \frac{bl[\sigma]_m}{2}.$$

Pärast selle suuruse asetamist võrrandisse (129) ning võttes $f = 0{,}15$, saame

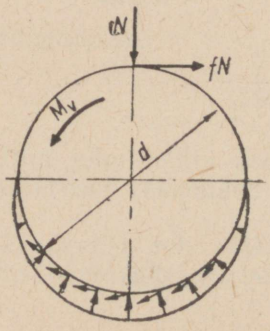
$$M_v = f\frac{bl[\sigma]_m}{2}\left(1{,}4d + \frac{h}{2}\right) \approx 0{,}04bl[\sigma]_m(2{,}28d + h). \qquad (130)$$

Valem (130) annab ülekantava momendi ja kiilliite põhimõõtmete vahelise seose. Varem arvutatud võlli läbimõõdu d jaoks valitakse standardi järgi mõõtmed b ja h ning leitakse seejärel valemi (130) järgi, andes ette $[\sigma]_m$, kiilu arvutuslik pikkus.

Lamekiilu arvutusmetoodika ei erine millegagi eeltoodust, sest nähete iseloom jääb samaks.

Kasutades liite hõõrdkiilu, võib arvutusskeemiks võtta joonisel 97 toodu. Tingimusest $\Sigma M = 0$ ja seose (128) alusel

Joon. 97



$$M_v = M_n + fN\frac{d}{2} = \frac{4}{\pi}Nf\frac{d}{2} + Nf\frac{d}{2} = 1{,}14Nfd. \qquad (131)$$

Seosest (125) ja tingimusest (126) tuleneb

$$M_v = 1{,}14\frac{bh[\sigma]_m'}{\mathrm{tg}\,\varrho + \mathrm{tg}(\alpha + \varrho)}fd.$$

Et $\operatorname{tg}\alpha = i = 1:100$, hõõrdeteguri võib aga võtta $f = 0{,}15$, siis $[\operatorname{tg}\varrho + \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)] \approx 0{,}3$.

Järelikult

$$M_v \approx 0{,}55bhd[\sigma]_m. \qquad (132)$$

Pinged kiilu tööpindadel peavad seejuures rahuldama tingimust

$$[\sigma]_m = \frac{N}{bl} \leqslant [\sigma]_m.$$

Liistude ja pikikiilude materjal. Lubatavad pinged. Liistude ja pikikiilude materjalina tuleb kasutada: liistudel (prismaatilistel) puhtalt tõmmatud liistuterast (ГОСТ 8787-68) ja pikikiiludele kiiluterast (ГОСТ 8792-68); segmentliistud valmistatakse puhtalttõmmatud terasest (ГОСТ 8786-68) ja teraseist ГОСТ 380-60 ning ГОСТ 1050-60 järgi, mille tõmbetugevus on üle 60 kG/mm². Lubatava muljumispinge $[\sigma]_m$ väärtused on tavaliselt diferentseeritud sõltuvalt liite liigist (liikuv, mitteliikuv) ja koormuse iseloomust. Kui liite elemendid — võll, rumm, liist (kiil) — on valmistatud erinevatest materjalidest, valitakse $[\sigma]_m$ kõige madalamate mehaaniliste omadustega materjali järgi. Tabelis 12 on näitena toodud kraanaehituses * soovitatud $[\sigma]_m$ väärtused.

Lubatavad lõikepinged $[\tau]_l$ valitakse liistu materjali järgi, kusjuures koormusi jaotatakse samuti kui tabelis 12. $[\tau]_l$ suurusteks võetakse vastavalt 1200, 870 ja 540 kG/cm².

Näide. Määrata, kui suuri momente võib üle kanda erineva konstruktsiooniga liidete abil järgmistel lähteandmetel: $d = 100$ mm; $l = 1{,}2d = 120$ mm; $[\sigma]_m = 1500$ kG/cm²; $[\sigma]'_m = 2500$ kG/cm².

Tabel 12

Lubatavad muljumispinged $[\sigma]_m$

Liite liik	Materjal	Koormuse iseloom		
		Rahulik	Kergetõukeline	Tõukeline
		Lubatav pinge kG/cm²		
Liikumatu	Teras	1500	1000	500
	Malm	800	530	270
Liikuv	Teras	500	400	300

* Расчеты крановых механизмов и деталей подъемно-транспортных машин, Машгиз, 1957.

L a h e n d u s. Kasutades liistu ГОСТ 8788-68 järgi, mille $b \times h = 16$ mm², saame valemi (121) põhjal

$$M_v = 0{,}25hbd[\sigma]_m = 0{,}25 \cdot 1{,}6 \cdot 12 \cdot 10 \cdot 1500 = 72\,000 \text{ kGcm}.$$

Asetades liitesse süviskiilu ГОСТ 8791-68 järgi, mille $b \times h = 28 \times 16$ mm², saame valemi (130) järgi

$$M_v = 0{,}04bl[\sigma]_m(2{,}28d + h) = 0{,}04 \cdot 28 \cdot 12 \cdot 1500(2{,}28 \cdot 10 + 1{,}6) = 49\,000 \text{ kGcm}.$$

Hõõrdkiilu jaoks ristlõige $b \times h = 28 \times 8$ mm²; valemist (132)

$$M_v = 0{,}55bhd[\sigma]'_m = 0{,}55 \cdot 2{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 10 \cdot 2500 \approx 31\,000 \text{ kGcm}.$$

Hammasliited

Eristatakse *liikuvaid* hammasliiteid (soonliiteid), mis peavad võimaldama võllile kinnituva detaili telgsuunalist nihkumist (näiteks hammasrattad tööpinkide ja autode käigukastides jne.), ja *liikumatuid*, kus detail peab olema võllile jäigalt kinnitatud.

Liikuvate liidete korral on võlli hammastatud osa silindriline, liikumatute korral võivad hambad asetseda ka koonilisel pinnal. Koonilised hammasliited suurendavad rummu ja võlli vahelise istu tihedust.

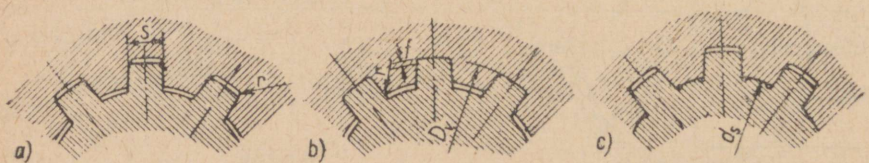
Neid liiteid kasutatakse peamiselt autodes, traktorites jne. Allpool vaadeldakse ainult silindrilisi hammasliiteid.

Sõltuvalt profiili kujust eristatakse *ristkülikuliste* (joon. 98), *evolventsete* (joon. 99) ja *kolmnurksete* (joon. 100) hammastega liiteid.

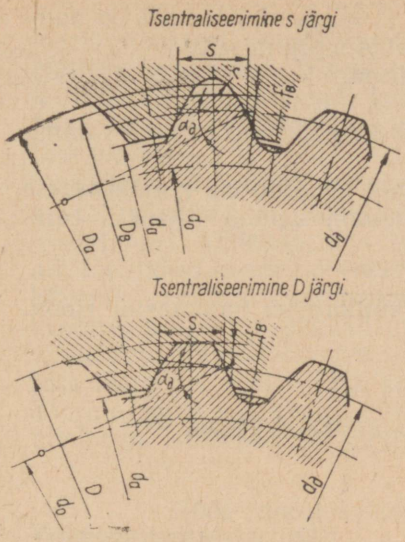
Ristkülikuliste hammastega liidete põhimõõtmed on standardiseeritud (ГОСТ 1139-58).

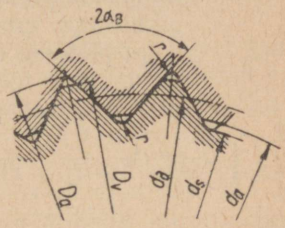
Eristatakse järgmisi hammasliidete tsentreerimise mooduseid: välisläbimõõdu järgi (joon. 98, *b*), siseläbimõõdu järgi (joon. 98, *c*) ja hammaste külgpindade järgi (joon. 98, *a*). Tsentreerimissüsteemi valik sõltub esmajoones nõutavast istamistäpsusest ja koormusrežiimist. Suurtel koormustel ja suhteliselt madalate tsentreerimistäpsuse nõuete korral kasutatakse hammaste külgpindade abil tsentreerimist, mis kindlustab ühtlase koormuse jaotuse hammaste vahel.

Tsentreerimistäpsuse kõrgendatud nõuete korral kasutatakse kas välis- või siseläbimõõdu järgi tsentreerimist. Välisläbimõõdu



Joon. 98





◀ Joon. 99 Joon. 100

järgi tsentreerimine on kasutatav neil juhtudel, kui rummu auku termiliselt ei töödelda või kui vaatamata termilisele töötlusele augu kalibreerimine kammlõikuriga on võimalik (s. t. pinnakõvadus ei ole ülemäära suur). Vastasel juhul kasutatakse siseläbimõõdu järgi tsentreerimist.

Evolventhammastega liidetel (joon. 99) on ristkülikuliste hammastega liidete ees märgatavad eelised: a) nad on tunduvalt rohkem koormatavad tänu hamba pidevale paksenemisele ja järsu ülemineku puudumisele jalaosas, mis soodustab pingete kontsentratsiooni vähenemist; b) tänu tehnoloogia täiuslikkusele on võimalik liite elementide valmistamine täpsusega, mis on lähedane hammasrataste valmistamise täpsusele; c) nendes liidetes on saavutatav parem tsentreerimine; d) väiksem valmistamise maksumus seoses sellega, et lõikeriist on lihtsama kujuga (tigufreesid omavad sirgjoonelisi lõikeservi), freeside nomenklatuur on väiksem (iga moodulfrees on kasutatav erinevate läbimõõtudega ja hammaste arvudega hammasvõllide töötlemiseks) jne.

Evolventhammastega hammasliidete põhimõõtmed antakse standardiga (ГОСТ 6033-51), kus nähakse ette: hammaste arvuks 11 kuni 50; moodulite rida 1; 1,5; 2; 2,5; 3,5; 5; 7; 10 mm; lähtekontuuri nurk 30°. Tsentreerimine on nähtud ette kas hammaste külgpindade või välisläbimõõdu järgi.

Kolmnurkhammastega liiteid (joon. 100) kasutatakse väikeste pöördemomentide ülekandmiseks, sageli pressliidete asendajatena. Üleliiduline standard neil liidetel puudub, on vaid tööstusharusisesed normaalid.

Hammasliidete arvutus. Masinate töötamisel tekkivate ham-

masliidete vigastuste analüüs näitab, et kõige olulisemaks on hammaste külgpindade (tööpindade) arvutus muljumisele.

Võtame kasutusele järgmised tähised:

z — hammaste arv;

l — hamba tööpikkus, mis võrdub hammastele toetuva rummu pikkusega cm;

F — 1 cm pikkuse hamba arvutuslik tööpind cm²; määratakse kui hamba tööpinna projektsioon hamba kesk- (diametraal-) tasapinnale, s. o.

$F = \left[\frac{D_v - d_s}{2} - (f + r)\right]$ cm² — ristkülikulistel hammastel (joon. 98);

$F = 0{,}8\ m = 0{,}8\frac{d_\delta}{z}$ cm² — evolventhammastel (joon. 99);

$F = \frac{D_v - d_s}{2}$ cm² — kolmnurkhammastel (joon. 100);

R_k — hamba keskmine raadius, mis võrdub

$R_k = \frac{D_v - d_s}{4}$ — ristkülikulistel hammastel;

$R_k = \frac{d_\delta}{2}$ — evolvent- ja kolmnurkhammastel.

Et hambaid ei muljutaks, peab olema täidetud tingimus:

$$\sigma_m = \frac{M_v}{lR_kFz} \leqslant [\sigma]_m,^* \qquad (133)$$

kus M_v on ülekantav pöördemoment.

Et varem mainitud standardid ja normaalid määravad sõltuvalt võlli läbimõõdust liidete mõõtmed, siis seisneb liite arvutus tavaliselt kas hamba arvutusliku pikkuse l või tööpindadel mõjuvate pingete σ_m määramises. Viimaseid võrreldakse soovitatavate lubatavate pingete $[\sigma]_m$ väärtustega.

$[\sigma]_m$ väärtused, mis on katseliselt määratud, tuuakse käsiraamatutes. Neid diferentseeritakse sõltuvalt liite otstarbest ja

* Tavaliselt viiakse valemi (133) nimetajasse tööpindadel koormuse ebaühtlase jagunemise arvessevõtmiseks tegur $\psi = 0{,}75$. Nagu uurimused näitasid (Б. С. Цфас, Зависимость распределения нагрузки в шлицевом соединении зубчатого колеса с валом от жесткости деталей такого соединения, Сб. «Расчет конструирование и исследование передач», кн. 3., изд. Одесского политехнического института, 1959), toob see kaasa liite hammaste jäikuse suurenemise ja järelikult koormuse ebaühtlase jagunemise aste kasvab; seejuures liite töövõime ja tehnilis-majanduslikud näitajad halvenevad.

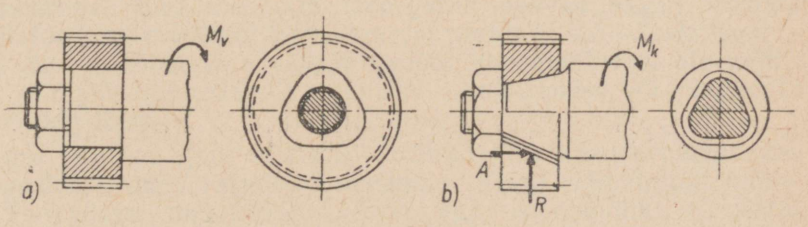
töötingimustest ning hammaste tööpindade termilisest töötlusest. Näiteks liikumatute liidete ja heade töötingimuste korral $[\sigma]_m = 800 \ldots 1200$ kG/cm², kui hambaid termiliselt ei töödelda, ja $[\sigma]_m = 1200 \ldots 2000$ kG/cm², kui viiakse läbi spetsiaalne termiline töötlus.

Liikuvatel liidetel, selleks et ära hoida hammaste kiiret kulumist (mõnikord ka sööbimist), on $[\sigma]_m$ väärtused tunduvalt madalamad: liidetele, kus rummu nihutused toimuvad koormuse all, lubatakse heade koormustingimuste korral $[\sigma]_m = 100 \ldots 200$ kG/cm², raskeis koormustingimustes vaid $[\sigma]_m = 30 \ldots 100$ kG/cm². Seejuures peavad hammaste tööpinnad olema termiliselt töödeldud. Väga tõhusaks vahendiks hammasliidete kulumiskindluse tõstmisel (3,5 ... 5,5 korda) on hammaste kõvaduse suurendamine, mida saavutatakse vastava termilise töötlemisega (karastamisega, tsementeerimisega).

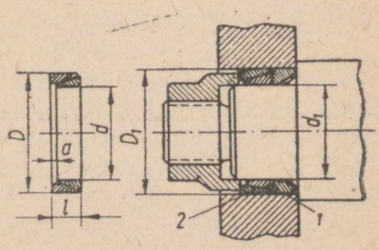
Vaheelementideta liited

Vaheelementideta pöördemomenti ülekandvad liited võivad esineda a) garanteeritud pinguga liidetena (lk. 111); b) profiilliidetena; c) kokkusurutavate hõõrdrõngaste abil kujundatud liidetena jne.

Profiilliidetes (joon. 101) on liidetavate detailide vaheline kontakt kas mööda siledat mitteümarat silindrilist (*a*) või koonilist (*b*) pinda. Viimati mainitud liited võivad lisaks momendile ka telgkoormust vastu võtta. Need liited paistavad silma hea töö-



Joon. 101



Joon. 102

kindlusega, kuid seoses tehnoloogilist laadi raskustega on seni leidnud vaid piiratud rakendust. Profiilliidete geomeetriaga, tugevusarvutusega ja valmistamistehnoloogiaga seotud küsimusi vaadeldakse erikirjanduses [4].

Viimasel ajal on hakatud kasutama liiteid, mis on kujundatud kokkusurutavate (ilma piluta) rõngaste abil (joon. 102). Surudes mutri abil välimist rõngast (vt. joon. 102), surutakse kokku sisemist rõngast *1*, välimise rõnga *2* läbimõõt *D* aga suureneb. Elastsete rõngaste poolt arendatav suur radiaalsurve kutsub kontaktpindades esile suuri hõõrdejõude (hõõrdumine võlli ja siserõnga, siserõnga ja välisrõnga ning välisrõnga ja rummu vahel); need tagavadki pöördemomendi ülekandmise.

Rõngaid valmistatakse eriterastest kas automaattreipinkidel või lehest stantsimisega ja töödeldakse termiliselt.

Kirjandus

1. Добровольский В. А. и др., Детали машин, Машгиз, 1957.
2. Поздняков С. Н., Статья в сб. «Детали машин», кн. 1, под. ред. Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1953.
3. Справочник машиностроителя, т. 4, Машгиз, 1955.
4. Борович Л. С., Бесшпоночные соединения деталей машин, Машгиз, 1951.
5. Лопата А. Я., Тартаковский И. П., Шпоночные и зубчатые соединения, Машгиз, 1960.

KOLMAS OSA

ÜLEKANDED

XII peatükk

ÜLEKANNETE TÜÜBID JA NENDE ÜLDISELOOMUSTUS

Mehaanilisteks ülekanneteks (edaspidi lühendatuna — ülekanneteks) *nimetatakse mehhanisme, mille vahendusel toimub energia ülekandmine jõumasinalt mingi masina tööorganile.* Tavaliselt muudetakse seejuures ka kiirusi, jõude ja momente, mõnedel juhtudel ka liikumise liiki või seadust.

Ülekannete kasutamist põhjustavad järgmised asjaolud:

a) masinate tööorganitele vajalikud kiirused erinevad väga sageli standardsete jõumasinate kiirustest;

b) sageli on vaja muuta (reguleerida) tööorgani kiirust, mille teostamine vahetult jõumasinaga ei ole ökonoomne või on isegi võimatu;

c) masina teatavatel tööperioodidel vajatakse tema liikumiseks pöördemomente, mis ületavad pöördemomenti (või pöördemomente) jõumasina võllil;

d) sageli on vaja ühe jõumasinaga käivitada mitu erinevatel kiirustel töötavat mehhanismi;

e) standardsed jõuseadmed on harilikult konstantse pöörlemiskiirusega, kuid masinate tööorganid peavad sageli liikuma translatoorselt, muutliku kiirusega või perioodiliste seisakutega;

f) jõu- ja töömasina võllide vahetu ühendamine ei ole mõnikord võimalik ohutustehnika, masina teenindamise või nõutavate gabariitide tõttu.

Kuni viimase ajani olid mehaanilised ülekanded peaaegu ainsad seadmed, mida rakendati masinates kõigil eelmainitud juhtudel. Tänapäeva masinaehitusele on aga iseloomulik, et peale mehaaniliste ülekannete kasutatakse laialdaselt ka elektrilisi, hüdraulilisi ja pneumaatilisi ajameid. Sageli on ühes masinas erinevate mehhanismide käivitamiseks samaaegselt nii mehaanilised ülekanded kui ka mitmesugused teised ajamid.

Erinevate ülekannete ja ajamite kasutamist selgitab tabel 13, mis annab ka üldise orientatsiooni ülekande valikuks. Konkreetsel juhul aga toimub ajami *põhjendatud valik* alati mitme variandi tehnilis-ökonoomiliste näitajate võrdluse alusel.

Masinaelementide kursuses vaadeldakse ühtlase pöörleva liikumisega mehaanilisi ülekandeid. Teisi mehaaniliste ülekannete liike

Tabel 13

Eriliigiliste ajamite ja ülekannete eelised

Mitmesugused omadused-eelised	Ajamid			Mehaanilised ülekanded	
	elektrilised	hüdraulilised	pneumaatilised	hõõrdumisega	hambumisega
Tsentraliseeritud energiaga varustus	+		+		
Lihtsalt teostatav energia ülekanne suurtele kaugustele	+		+		
Kergesti teostatav akumulatsioon			+		
Astmeline kiiruse reguleerimine ulatuslikus diapasoonis	+			+	+
Pidev kiiruse reguleerimine ulatuslikus diapasoonis	+	+		+	
Konstantsena püsiv ülekandearv					+
Suurte pöörlemiskiiruste võimalikkus	+		+		
Lihtne moodus translatoorse liikumise teostamiseks		+	+	+	+
Mittesõltuvus keskkonna temperatuurist	+		+		+
Suhteliselt suure surve saavutamine tööorganeile		+			+
Kergelt juhitavad, seejuures ka automaatselt ja kaugjuhtimisega	+				

ning pneumaatilisi ajameid käsitletakse taoliste masinate arvutuse ja konstrueerimise erikursustes, kus nimetatud ülekandeid ja ajameid laialdaselt kasutatakse. Elektrilisi ja hüdraulilisi ajameid õpitakse lähemalt tundma elektrijaamade ja hüdroajamite kursustes.

Ülekannete tüübid

Mehaanilisi ülekandeid liigitatakse vedavalt elemendilt veetavale liikumise ülekandmise mooduse alusel:

1) *hõõrdumisega ülekanded:* vahetu kontaktiga (*hõõrdülekanne*) või painduva sidestusega (*rihmülekanne*);

2) *hambumisega ülekanded*: vahetu kontaktiga (*hammas- ja tiguülekanne*) või painduva sidestusega (*kettülekanne*) *.

* Huvitavaks kettülekande erikujuks on viimasel ajal kasutusele võetud hammasrihmülekanne. Plastmassist rihma aluspinnal on hambad, mis hambuvad rataste vastavalt profileeritud hammastega.

Tavaliselt hammasrihmülekanne on rihmülekande eriliik. — *Tõlk.*

Hõõrdumise ja hambumisega ülekandeid liigitatakse võlli telgede vastastikuse asetuse alusel paralleelsete, lõikuvate ja kiivate telgedega ülekanneteks. Sõltuvalt ülekandearvu muutmise võimalustest jagunevad ülekanded konstantse ja astmeliselt või pidevalt muudetava ülekandearvuga ülekanneteks.

Liikumise ülekandmise moodus hõõrdumise või hambumisega määrab tööpindade kuju ja ülekannete põhiomadused.

Hõõrdumisega ülekannete tööpindade lõiked, mis on risti pöörlemisteljega, kujutavad ringjooni. Selliste pindade valmistamine, isegi suure täpsuse korral, ei ole eriti raske. Hambumisega ülekannetes on ülekandeelementideks hambad, mille vahendusel kantakse pöördemoment vedavalt rattalt veetavale. Ülekande töötamisel ühed hambad väljuvad hambumisest, teised aga lähevad hambumisse. Isegi hammaste kuju väikesed ebatäpsused ning elementide deformatsioonid põhjustavad kiirendusi, mille mõju avaldub *müras* ning *hammaste kiires kulumises*. Eelmainitu on hambumisega ülekannete põhiliseks puuduseks. Hammasrataste valmistamistäpsuse suurendamise ja erikujuliste hammaste kasutamisega võib eelmärgitud puudust vähendada, kuid mitte täielikult vältida. Seetõttu ei anta näiteks viimistluspinkide spindlile liikumine mitte hambumisega, vaid hõõrdumisega — kasutades rihmülekannet.

Hõõrdumisega ülekannetes võib üleminek ühelt kokkupuuteringjoonelt teisele toimuda sujuvalt. Samuti kujuneb sujuvaks (*pidevaks*) ka reguleerimine, s. o. ülekandearvu muutmine.

Hambumisega ülekandeis on selle saavutamine keerukam *.

Konstantse ülekandearvuga ülekanded

Minimaalselt vajalikud lähteandmed konstantse ülekandearvuga ülekande projekteerimiseks on: ülekantav võimsus N või pöördemoment M_v veetaval võllil; pöörlemiskiirus (p/min) n_2 veetaval ja n_1 vedaval võllil; võllidevaheline kaugus ja vastastikune asetus; gabariidid; ülekande tööreţiim $M_v = f(t)$ ja $n = F(t)$.

Üldjuhul on sellisel ülesandel mitu lahendit, s. o. antud lähteandmete alusel võib projekteerida mitu eri tüüpi ülekannet. Ülekannete võimalikke variante tuleb omavahel võrrelda kasuteguri, kaalu, gabariitide, alg- ja ekspluatatsioonikulutuste alusel ning valida siis neist sobivaim. Mõningad üldised kaalutlused, kuid peamiselt erinevate ülekannete projekteerimisest, valmistamisest ja ekspluatatsioonist saadud kogemused võimaldavad määrata erinevat tüüpi ülekannete *peamist* kasutusala ja -piire. Kasutuspiirid on *ajutise* iseloomuga: vastavalt uute materjalide kasutuselevõtule,

* Praktikas kasutatakse ainult üht pideva reguleerimisega hambumisega ülekannet — kettvariaatorit (vt. lk. 387). Sellealaseid uusi esildisi vt. «Maschinenbautechnik», 1957, Nr. 12, lk. 673...679.

ülekande detailide valmistamistehnoloogia täiustamisele ja meie teadmiste süvenemisele nende protsesside kohta, mis ülekandeis esinevad, täiustuvad ülekannete konstruktsioonid ja loomulikult avarduvad ka nende kasutusalad ja -piirid.

Ülekandearv. Soovitav ülekandearv $i = n_1/n_2$ saadakse kas üheastmelise ülekandega või ühest või mitmest eritüüpi ülekandest moodustatud mitmeastmelise ülekandega ($i = i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots \cdot i_n$).

Suuri ülekandearve ühe astmega võimaldavad hambumisega ülekanded. Suurim ülekandearv i_1 saadakse tiguülekandega, järgnevad hammas- ($i_1 = 4 \ldots 20$) ja kettülekandega (rullpuksketiga $i_1 \leqslant 6 \ldots 10$, hammasketiga kuni 15). Hambumisega ülekannetes piiravad võimalikke i väärtusi ainult ülekande gabariidid *.

Rihmülekannetel olenevad i_1 väärtused väiksema rihmaratta lubatavast minimaalsest rihma haardenurgast (vt. lk. 233). Suurimat ülekandearvu võimaldab kiilrihmülekanne ($i_1 \leqslant 8 \ldots 15$), järgneb pingutusrulliga ($i_1 \leqslant 10$) ja lahtine lamerihmülekanne ($i_1 \leqslant 5$). Hõõrdülekannetes on harilikult $i_1 \leqslant 5 \ldots 10$. Ülaltoodud i_1 piirsuurustest kasutatakse sagedamini väiksemaid. Suurte ülekandearvude saamiseks on harilikult otstarbekas kasutada mitut astet, sest ülekande gabariidid ja kaal osutuvad sel juhul tunduvalt väiksemaks kui ühe astme puhul.

Eelnevalt vaatlesime kiirust *vähendavaid* (aeglustavaid) ülekandeid ($n_1 > n_2$). Kiirust *suurendavad* (kiirendavad) ülekanded ($n_1 < n_2$) töötavad üldiselt halvemini kui aeglustavad. Eriti kehtib see hambumisega ülekannetele, millel harilikult $i_1 = 1/1{,}5 \ldots$ $\ldots$ 1/2. Kiirendavates hõõrd- ja rihmülekannetes piirdutakse tavaliselt ülekandearvuga $i_1 = 1/3 \ldots 1/5$. Kiirendavate hammasülekannete halvem töötamine — vibratsioonid, müra — tuleneb sellest, et hambuvate rataste võrdsel valmistamistäpsusel põhjustab suurema läbimõõduga vedav ratas (kiirendavas ülekandes) väiksemal rattal suuri nurkkiirendusi, kuna aga aeglustavates ülekannetes on olukord vastupidine.

Ringkiirus. Antud ülekantava võimsuse N puhul ringjõud $P = CN/v$, kus v on ringkiirus, $C = \text{const}$. Ringjõudu võib omakorda väljendada jõudu ülekandva elemendi laiuse b (rihma, rulli, ratta jne. laius) ja laiusühikule mõjuva erikoormuse p korrutisena, s. o. $P = pb$. Ülekande gabariitide (b) vähendamiseks, jättes teised tingimused muutmata, on soodne võimsuse ülekannet teostada maksimaalselt lubatava kiirusega $v = v_{max}$. Kiirust v_{max} piiravad mitmesugused tegurid.

Kõikidele painduva sidestusega ülekannetele avaldab olulist mõju tsentrifugaaljõud, mis koormab täiendavalt rihma ning vähendab tema kasulikku pingust. *Tavalise lamerihmaga ülekannetes* on $v_{max} = 25$ m/s, kunstkiududest rihmadele lubatav $v_{max} \approx$ ≈ 50 m/s. *Kiilrihmülekannetes* on oluliseks kiirust piiravaks teguriks rihma kuumenemine tsüklilisest deformeerumisest (elastsest

* Samuti ka valmistustehnoloogilised võimalused. — *Tõlk.*

hüstereesisest). Hüstereesise mõju kasvab oluliselt, kui rihma painutuste arv sekundis on suur. Standardsed kiilrihmad võimaldavad kiirusi $v_{max} \approx 25 \ldots 30$ m/s; terastrossidega kiilrihmad — 40 m/s. *Teraslindiga ülekanded* võimaldavad kiirusi 80 m/s.

Ketilülide hambumisse minekul tekkiva löögi tõttu ei tohi *kettülekannetes* kiirus ületada $v_{max} = 25 \ldots 30$ m/s.

Hammasülekannetes peab kiiruse suurenemisega kaasnema valmistamistäpsuse suurenemine, sest vastasel juhul valmistusvigadest tulenevad lisakoormused ületavad lubatavaid suurusi. Sirghammastega ratastel kiirusel $v > 10$ m/s ja mittesirghammastega kiirusel $v > 15$ m/s peab olema suur valmistamistäpsus (6. täpsusaste). Kaasaegne hammasrataste tootmistehnoloogia võimaldab kiirusi 120 ... 150 m/s.

Tiguülekannetes teo maksimaalne ringkiirus $v_{max} = 20$ m/s. Siin piirab kiirust tigupaari materjalide kulumiskindlus.

Hõõrdülekannete kiirus ei ületa 20 ... 25 m/s.

Ülekantav võimsus. Suurimat võimsust võimaldavad üle kanda *hammasülekanded.* Laevaturbiinide hammasreduktorid on näiteks võimsusega 40 000 kW ja enam. Hammasülekannetega ülekantavat võimsust piiravad peamiselt suuremõõtmeliste täpsete detailide transporteerimisega seotud raskused.

Tiguülekannetes rakendatavat võimsust piirab töötamisel eralduv soojus ja sellest tulenev määrdeõli temperatuuri tõus. Tiguülekannete võimsus ei ületa harilikult 500 kW. Võimsust on tõenäoliselt siis võimalik mitmekordselt suurendada, kui hambumise geomeetria täiustamisega (globoidtiguülekanded) vähendada eralduvat soojushulka ning juhtida eraldunud soojus paremini ära.

Kett- ja kiilrihmülekannete võimsuse tõstmiseks on vaja suurendada paralleelselt töötavate kettide või rihmade ristlõiget ja arvu. Veoelementide arvu suurenemisel väheneb nende ühtlaselt koormamise tõenäosus, mistõttu rihmade või kettide arvu edasine suurendamine ei ole otstarbekas. Nii näiteks võimaldab suurima standardse mõõtmega kiilrihm (tüüp E) soodsatel töötingimustel ja kiirusel 25 m/s üle kanda võimsust 33 kW. Seega võimsuse 735 kW ülekandmiseks, eeldades koormuse ühtlast jaotumist rihmadele, oleks vajalik 22 rihma. *Kiilrihmade* korral on võimsuse piirsuuruseks 750 ... 1000 kW. *Nahkrihmaga lamerihmülekandeid* kasutatakse võimsustel kuni 2000 kW ning *kettülekandeid* — 4000 kW.

Hõõrd- ja hammasülekannete töövõimet piirab põhiliselt lubatav kontaktsurvejõud. Seejuures on hammasülekandes kontaktpinna normaalsihiline survejõud ligikaudu võrdne ringjõuga, kuid hõõrdülekandes peaaegu kümme korda ringjõust suurem (võrdub ringjõu ja hõõrdeteguri jagatisega). Kuigi tsentroidringjoonte võrdsete läbimõõtude puhul on hõõrdrataste kontaktpindade kõverusraadius mitu korda suurem kui hamba profiilidel, ei kompenseeri see siiski normaaljõudude erinevust.

Hõõrdratta efektiivne laius on piiratud, sest ebatäpsuste ja deformatsioonide tõttu ainult väike osa nimikontaktpinnast kannab tegelikult ringjõudu üle. Esitatust järeldub, miks *hõõrdülekannete* võimsus ei ületa 150 ... 200 kW.

Kaovõimsus ja kasutegur on ülekannet iseloomustavatest näitajatest olulisemad ja seda järgmistel põhjustel. Esiteks, nad väljendavad mittetootlikku energia kulu, mis omab suurt tähtsust seoses ülekannete laialdase levikuga. Teiseks, eelmärgitud näitajad väljendavad ülekandes eralduvat soojust ja iseloomustavad kaudselt ka ülekande kulumist, sest kaoenergia muutub soojuseks ja osa temast tekitab tööpindadel vigastumisi. Kadude ja kasuteguri küsimusi käsitletakse lähemalt mehhanismide ja masinate teoorias. Käesoleval juhul vaadeldakse nimetatud küsimusi ainult niisuguses ulatuses, mis on vajalik ülekande arvutamiseks, materjalide põhjendatud valikuks ja uute ratsionaalsemate konstruktsioonide loomise stimuleerimiseks.

Kõigis ülekannetes esinevad kaod (kW) on üldjuhul avaldatavad järgmiselt:

$$K = K_o^k + K_v^m, \tag{134}$$

kus K_o^k on konstantne kadu, ei sõltu tavaliselt koormusest;
K_v^m — muutlik kadu, üldiselt koormusest võrdeliselt sõltuv;
k ja m — astendajad, mis sõltuvad kasulikust koormusest.

Kui $k = 1$ ja $m = 1$ (lihtsustamiseks kasutatud tingimus, mis sageli tagab rahuldava arvutustäpsuse), siis

$$K = K_o + K_v. \tag{135}$$

Suurus K_o on ligikaudu võrdne tühikäigu võimsusega, s. o. võimsusega, mis on vajalik ülekande liikumiseks koormusel $N = 0$. Kadu K_o sõltub detailide kaalust, pöörlemiskiirusest ja hõõrdumisest tugedes ning teistes kontaktpindades. Kaovõimsuse teine komponent $K_v = k_K N = (1/\eta - 1)N$, kus η on kasutegur, mis arvestab kadusid (K_v), mis on proportsionaalsed koormusega N. Seega ülekande üldine kasutegur, mis arvestab kõiki kadusid, avaldub võrdusest:

$$\eta_{ü} = \frac{N}{K+N} = \frac{N}{K_o + \frac{1-\eta}{\eta}N + N} = \frac{N}{K_o + \frac{N}{\eta}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{K_o}{N} + \frac{1}{\eta}}. \tag{136}$$

Võrdusest (136) ilmneb, et ülekande üldine kasutegur sõltub koormusest (N). Koormuse vähenedes kasutegur oluliselt halveneb; ainult juhul, kui $K_0/N \ll 1/\eta$, võib arvestada $\eta_{ü} \approx \eta$. Uurimused näitavad, et kiirekäigulistes ülekannetes suurus K_0 ei ole mitte ainult samaväärne võimsusega N, vaid paljudel juhtudel temast suurem. Eriti esineb see mõningate kiirekäiguliste pinkide ülekannetes. Järgnevalt vaatleme ainult suurust η, s. o. üldise kasuteguri seda osa ($\eta_{ü} < \eta$), mis arvestab kasulikust koormusest võrdeliselt sõltuvaid kadusid.

Näitena esitame mõningad η väärtused, mis on iseloomulikud üheastmelistele kaasaegsetele ülekannetele. Et η väärtus on lähedane ühele, siis on võrdlemiseks otstarbekam kasutada kasuteguri (η) asemel kadude koefitsienti $k_K = 1/\eta - 1 \approx 1 - \eta$, mida tavaliselt väljendatakse protsentides.

Hammasülekandes on kaod minimaalsed, $k_K = 1\%$ (vastavalt $\eta = 0{,}99$); kettülekandes 2%; lamerihmülekandes 2 ... 5%; hõõrdülekandes 4%; kiilrihmülekandes 4% ja tiguülekandes 10 ... 25%. Järelikult, vaatamata sellele, et kasutegur tiguülekandes on suhteliselt suur ($\eta = 0{,}9$), ületavad kaod kümnekordselt hammasülekandes esinevaid kadusid.

Esitatud kasuteguri väärtusi tuleb vaadelda kui võrdlussuurusi. Tegelik kasutegur ja kaod sõltuvad ülekande konstruktiivsetest parameetritest, nagu see edaspidi ilmneb.

Kaal, gabariidid ja ülekande maksumus. Võrdleme nimetatud seisukohalt erinevaid üheastmelisi ülekandeid, mille võimsus on ~ 75 kW ja ülekandearv $i_1 = n_1/n_2 = 1000/250 = 4$. Võrdlustulemused on esitatud tabelis 14.

Ülekande gabariitidest annab ettekujutuse telgede vahe A ning rataste laius.

Suhtelise maksumuse väljendamiseks on aluseks võetud kiilrihmülekanne (100%). Ülekande kaal sisaldab ka laagrite ja võl-

Tabel 14

Eri tüüpi ülekannete põhinäitajad

Ülekande tüüp	Telgede vahe mm	Ratta laius mm	Kaal (ligikaudu) kG	Suhteline maksumus %
Lahtine lamerihmülekanne	5000	350	500	106
Pingutusrulliga lamerihmülekanne	2300	250	550	125
Lahtine kiilrihmülekanne	1800	130	500	100
Kettülekanne	830	360	500	140
Hammasülekanne	280	160	600	165
Tiguülekanne	280	60	450	125

lide kaalu. Ringkiiruseks on võetud: rihmülekandel 23,6 m/s, kettülekandel 7 m/s ja hammas- ning tiguülekandel 5,85 m/s.

Tabelist 14 ilmneb, et kõige kompaktsemad on hammas- ja tiguülekanded, mistõttu neid on sobiv kasutada ka masinatesse sisseehitatuina. Lähteandmetele vastavate ülekannete kaalud on 450 ... ... 600 kG piires. Vähim väärtus vastab tigu- ja suurim hammasülekandele.

Muudetava ülekandearvuga ülekanded

Enamik töömasinaid vajab ülekandeid, mille ülekandearvu on võimalik muuta. Ülekandearvu reguleerimine toimub käsitsi või automaatselt. Näiteks transpordivahenditel on vaja muuta ülekandearvu jõumasinalt sõiduki vedavatele ratastele selleks, et vastavalt tee profiilile ja sõidutingimustele muuta rataste pöörlemiskiirust ning neile mõjuvat pöördemomenti. Tööpinkide spindli kiiruse reguleerimine tuleneb vajadusest tagada töötlemisel soodsaimat lõikekiirust erinevate mõõtmetega ja erinevatest materjalidest detailidele.

Taolisi kiiruse reguleerimise vajadusi esineb veel paljude teiste masinate juures.

Astmeliselt reguleeritavad ülekanded. *Muudetava ülekandearvuga* ülekande projekteerimise* lähteandmeteks on: soovitav veetava võlli *pöörlemiskiiruste rida* — $n_{min} = n_1, n_2, \ldots, n_{j-1}, \ldots, n_{max} = n_z$; vedava võlli pöörlemiskiirus (tavaliselt konstantne) ja pöördemoment veetaval võllil $M_v = f(n)$.

Erinõuete puudumisel kujundatakse kiiruste rida (p/min) tavaliselt *geomeetrilise reana* **.

Võllide pöörlemiskiirused valitakse alati eelisarvude reale (ГОСТ 8032-56) vastavaina.

Suhet $n_{max}/n_{min} = W$ nimetatakse *reguleerimise diapasooniks.* Kahe naaberpöörlemiskiiruse suhet $n_j/n_{j-1} = \varphi$ nimetatakse *reguleerimise teguriks* ehk pöörlemiskiiruste *rea nimetajaks.*

Kui kiiruste rida vastab geomeetrilisele reale, siis kehtivad järgmised suhted:

$$W = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_z}{n_1} = \varphi^{z-1};$$

$$\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}} = \sqrt[z-1]{W};\ z = 1 + \frac{\lg W}{\lg \varphi}, \qquad (137)$$

kus z on kiiruste üldarv (reguleerimisastmete arv).

* Muudetava ülekandearvuga ülekandeid autodel ja traktoritel nimetatakse käigukastideks ning tööpinkidel — kiiruste- või ettenihkekastiks, sõltuvalt sellest, kas ülekannet kasutatakse spindli või ettenihke kiiruse reguleerimiseks.

** Metallilõikepinkidel kasutamiseks tegi vastava ettepaneku (1876. a.) akad. A. B. Gadolin (1828—1892).

Pingiehituses on kiiruste rea tegur (rea nimetaja) φ normaliseeritud; sagedamini kasutatakse $\varphi = 1{,}26$; 1,41 ja 1,58.

Kahevõllilises hammasülekandes, mille vedav võll pöörleb konstantse kiirusega, on veetavale võllile soovitud pöörlemiskiiruste saamise lihtsaimaks mooduseks *vahetushammasrataste* rakendamine (vahetusratastega käigukast). Ühelt kiiruselt teisele ülemineku hõlbustamise ja kiirendamise eesmärgil võib asetada naabervõllidele vastavalt vajalikele kiirustele hammasrattaid (z — kiirusastmete arv), millest vajalik ühendatakse võlliga siduri või liistu vahendusel. Reguleerimise diapasooni piiritleb sel juhul tavaliselt suurim ülekandesuhe. Kui näiteks $n_0/n_{min} = 4$ ja $n_0/n_{max} = 1/1{,}5$, siis reguleerimise diapasoon $W = n_{max}/n_{min} = 4 : 1/1{,}5 = 6$. Suurt reguleerimise diapasooni ja vastavalt palju erinevaid pöörlemiskiirusi võimaldab mitmevõlliline kiirustekast. Kaasaegsete treipinkide spindli pöörlemiskiiruse reguleerimise diapasoon $W = 150$ ja enam, kusjuures kiirusastmete arv $z \approx 24$.

Hõõrdumisega ülekannetes toimub astmeline kiiruse reguleerimine astmeliste rihmaratastega, viies seejuures rihma ühelt astmelt teisele.

Lamerihmülekannetes on reguleerimise diapasoon 2 ... 6 ja astmete arv 2 ... 4, kiilrihm- ja ümarrihmülekannetes vastavalt kuni 8 ja 7.

Astmeliselt reguleeritavate ülekannete konstrueerimist käsitletakse metallilõikepinkide arvutamise ja konstrueerimise õpikutes.

Pidevalt reguleeritavad ülekanded (variaatorid). Eespool vaadeldud astmelise reguleerimisega ülekanded ei lahenda optimaalse töörežiimi valiku küsimust täielikult, vaid osaliselt. Kasutades optimaalse pöörlemiskiiruse n_x asemel lähimat väiksemat kiirust n_{j-1}, kusjuures $n_{j-1} < n_x < n_j$, siis masina pöörlemiskiiruse suhteline vähenemine (mõnikord ka tootlikkuse) $\Delta v = (n_x - n_{j-1})/n_x$. Et kõik n_x väärtused vahemikus n_{j-1} ... n_j omavad ühesugust esinemise tõenäosust, siis vahemikus esinevat kiiruse vähenemist võib väljendada suurusest $n_x = (n_{j-1} + n_j)/2$ lähtudes.

Seega

$$\Delta v_k = \frac{n_j - n_{j-1}}{n_j + n_{j-1}} = \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1}. \qquad (138)$$

Astmelisel reguleerimisel esineb näiteks reguleerimise teguri $\varphi = 1{,}58$ puhul suhteline kiiruse vähenemine $\Delta v_k = \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} 100 =$

$$= \frac{1{,}58 - 1}{1{,}58 + 1} 100 \approx 22\%.$$

Masina tootlikkuse vähenemine on üldiselt väiksem suurusest

Δv, sest optimaalne kiirus n_x on ligikaudselt määratav. Peale selle on võimalik lähima väiksema, s. o. $n_{j-1} < n_x$ asemel valida ka lähim suurem pöörlemiskiirus $n_j > n_x$. Teatav tootlikkuse vähenemine astmelisel kiiruse reguleerimisel aga siiski esineb. Viimane on täielikult välditav kiiruse pideval reguleerimisel. Pideva reguleerimisega ülekanded ei suurenda mitte ainult tootlikkust, vaid nad osutuvad sageli ka hinnalt odavamaks. Viimati mainitu tuleneb valmistuskulude vähenemisest, mida omakorda põhjustab reguleerimismehhanismi lihtsustumine.

Eespool oli märgitud, et kiiruse pidev reguleerimine on kõige lihtsamini teostatav hõõrdumisega ülekannetes, s. o. hõõrd- ja rihmülekannetes. Vastavate ülekannete, mida nimetatakse *hõõrd- ja rihmvariaatoreiks*, enam kasutatavamaid tüüpe on kujutatud lk. 183 ja 227. Et nimetatud variaatoreid vaadeldakse hiljem lähemalt rihm- ja hõõrdülekannete käsitlemisel, siis piirdume siin mõningate üldiste märkustega.

Vaheelemendita variaatori reguleerimise diapasoon on harilikult 3 ... 4. Vaheelemendiga variaatorite reguleerimise diapasoon paikneb harilikult kiirendavas ja aeglustavas osas sümmeetriliselt ning võrdub sel juhul samatüübilise vaheelemendita variaatori reguleerimise diapasooni ruuduga. Suurim W_V väärtus on harilikult 8 ... 12 piires.

Ühendades reguleerimise diapasooniga W_V variaatorit astmeliselt reguleeritava kiirustekastiga, millel $\varphi = W_V$, siis saadav ülekanne võimaldab pidevat reguleerimist kogu soovitava diapasooni $W = n_{max}/n_{min}$ ulatuses. Vajalik kiirusastmete arv kiirustekastis $q \geqslant \lg W / \lg W_V$.

Kirjandus

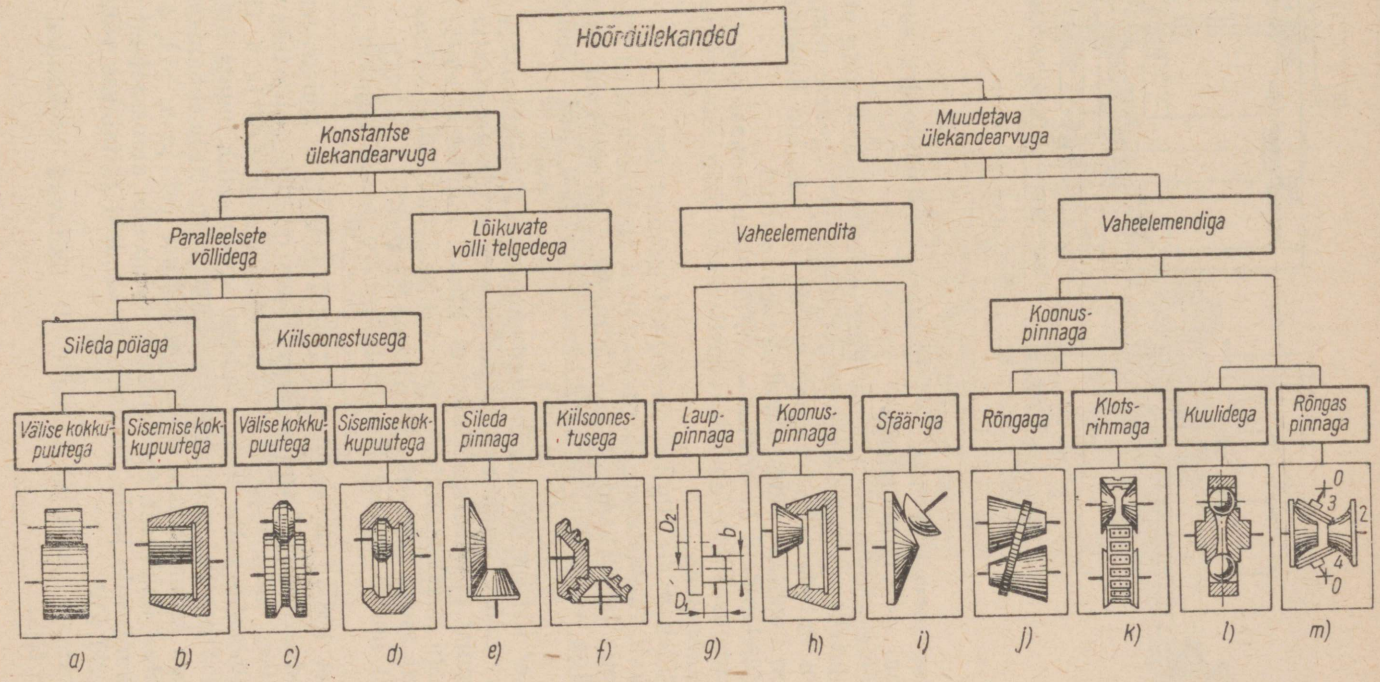
1. Решетов Д. Н., Передачи в машиностроении (ВНИТОМАШ), Машгиз, 1953.
2. Thomas W. S., Anwendungsgrenzen mechanischer Leistungsgetriebe, «Z. VDI», 1950, 92, Nr. 33.

XIII peatükk

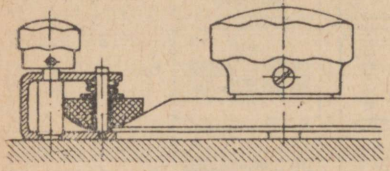
HÕÕRDÜLEKANDED

Lihtsamad hõõrdülekanded koosnevad vedavast ja veetavast hõõrdrattast, mis oma tööpindadega surutakse teineteise vastu. Survejõust põhjustatud hõõrdejõud peab seejuures olema võrdne ülekantava ringjõuga.

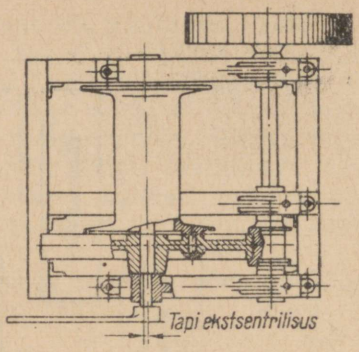
Survejõud võib olla *konstantne* või *muutuv*, muutudes automaatselt vastavalt ülekantavale pöördemomendile. Esimesel juhul


Hõõrdülekanded
Konstantse ülekandearvuga
Muudetava ülekandearvuga
Paralleelsete võllidega
Lõikuvate võlli telgedega
Vaheelementida
Vaheelementiga
Sileda põiaga
Kiilsoonestusega
Koonus-pinnaga
Välise kokkupuutega
Sisemise kokkupuutega
Välise kokkupuutega
Sisemise kokkupuutega
Sileda pinnaga
Kiilsoonestusega
Laup-pinnaga
Koonus-pinnaga
Sfääriga
Rõngaga
Klotsrihmaga
Kuulidega
Rõngas pinnaga
a)
b)
c)
d)
e)
f)
g)
h)
i)
j)
k)
l)
m)

Joon. 103



Joon. 104



Joon. 105 ▶

tekitatakse survejõud masina omakaalu, käe või vedru survega, teisel juhul — eriseadmetega.

Hõõrdülekannete eeliseks on lihtne konstruktsioon ning müratu töö, puuduseks — suur koormus võllidele ja tugedele ning ülekandearvu mittekonstantsus, mis esineb ka siis, kui ülekandeelemendid on hoolikalt valmistatud ja monteeritud.

Hõõrdülekandeid kasutatakse mitmesuguste masinate ja aparaatide kinemaatiliste ahelate koostisosana ning iseseisvate kinniste ülekannetena.

Hõõrdülekannete liigitus on toodud joonisel 103.

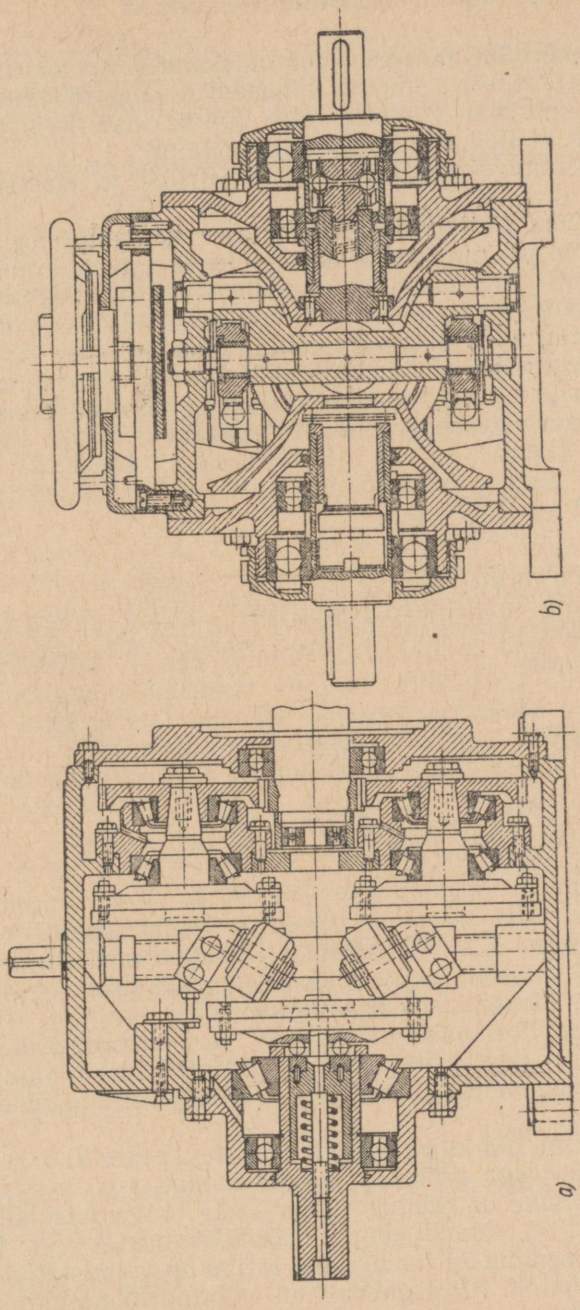
Hoolikalt valmistatud hõõrdülekanded on kasutatavad kiirustel kuni 25 m/s ja ülekandearvudel kuni 10. Ülekantavaid võimsusi esineb väga väikesest (aparaatides) kuni 200 kW jõuülekannetes.

Joonisel 104 on näitena toodud muudetava mahtuvusega kondensaatori hõõrdülekanne, kus survejõud saadakse elastse pehmest kummist vaherulliga. Joonisel 105 on kujutatud vints, mille hõõrdrataste kokkusurumiseks pööratakse trumli telje suhtes ekstsentriliselt asuva tapi otsa kinnitatud käepidet.

Kinnist laupülekannet kooniliste vaherullidega kujutab joonis 106, *a*.

Joonisel 106, *b* on kujutatud ЦНИИТМАШ-is konstrueeritud rõngaspindvariaator. Nendes ülekannetes on hõõrdratasteks rõngaspinnalised lülid *1* ja *2*, millel veerevad rullid *3* ja *4* (joon. 103, *m*). Pöörates rulle telje *O* suhtes, on võimalik muuta ülekandearvu. Hõõrdrattad surutakse teineteise vastu kiilmehhanismiga, mis koosneb kiilukujuliste süvistega kettast (vt. joon. 111, *b*) ja neis asuvatest kuulidest. Survejõud muutub siin automaatselt vastavalt ülekantavale jõule. Selliseid ülekandeid ehitatakse võimsusega kuni 20 kW.

Hõõrdrataste materjalist olenevalt töötavad ülekanded kas kuivalt või õlis.



Joon. 106

Hõõrdülekannete töötamise teoreetilised alused

Libisemine hõõrdülekannetes. Hõõrdülekandes esinev libisemine põhjustab veetava ratta kiiruse vähenemist ning tööpindade kuumenemist ja kulumist. Seetõttu tuleb hõõrdrataste kuju ja materjal valida nii, et libisemine oleks minimaalne.

Hõõrdülekannetes eristatakse geomeetrilist ja elastset libisemist.

Geomeetriline libisemine tekib rataste kontaktpinna punktide kiiruste erinevusest ning tema suurus oleneb rataste kujust. Kiilukujulise soonestusega ratastel esineb näiteks puhas veeremine ainult ühes kontaktjoone punktis. Ülejäänutes leiab aset libisemine ning seda enam, mida pikem on kontaktjoon.

Analoogiline nähe esineb ka laupülekandes. Koormamata ülekande vedava ja veetava ratta kiirused on võrdsed punktis, mis vastab väiksema ratta kontaktjoone keskkohale — $b/2$ (joon. 103, *g*), kusjuures kiirus

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \text{ m/s},$$

siin D_1 ja D_2 on meetrites ning n_1 ja n_2 — p/min.

Veetava ratta vaadeldava punkti kiirus oleneb kaugusest pöörlemisteljeni. Kohtades, mis vastavad vedava ratta servadele, on kiirused vastavalt

$$v_2' = \frac{\pi(D_2 + b)n_2}{60} = v + \frac{\pi b n_2}{60}$$

ja

$$v_2'' = \frac{\pi(D_2 - b)n_2}{60} = v - \frac{\pi b n_2}{60}.$$

Kiiruste erinevus $v'_2 - v''_2 = \pi b n_2/30$ on seda suurem, mida laiem on vedav ratas, s. o. mida pikem on kontaktjoon.

Punkti asukoht, kus libisemist ei toimu, oleneb ülekantavast koormusest [2]. Seetõttu ei ole ülekannetes, kus esineb geomeetriline libisemine, ülekandearv konstantne.

Geomeetrilise libisemise vältimiseks peab paralleelsete telgedega ülekannetes kontaktjoon olema võlli telgedega paralleelne, lõikuvate telgedega ülekandes aga suunduma võlli telgede lõikepunkti.

Kõigis joonisel 103 kujutatud ülekannetes, peale *a*, *b* ja *e*, esineb teatava suurusega geomeetriline libisemine.

Elastne libisemine on põhjustatud rataste tangentsiaalsihilisest deformatsioonist ja esineb kõigis hõõrdülekannetes (vt. lk. 42; 43). Elastne libisemine on tunduv, kui rattad on valmistatud mittemetalsest materjalist. Alljärgnevalt on esitatud mõningad elastse libisemise väärtused.

Hõõrdrataste materjal	Elastne libisemine s %
Teras — terasel	0,2
Tekstoliit — terasel	1,0
Kummi — terasel	3,0

Võttes arvesse suhtelist libisemist s, on ülekandearv

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

Survejõud. Hõõrdülekandes oleneb survejõud, mis on vajalik teatud suurusega hõõrdejõu tekitamiseks, ülekantavast ringjõust P ja rataste materjalide hõõrdetegurist f.

Teguri f suurus oleneb tööpindade olukorrast ja ülekande töörežiimist. Läbilibisemise (puksimise) vältimiseks arvutatakse survejõud βP alusel. Jõuülekannetes on sidestuse varutegur $\beta = 1{,}5 \ldots 2$ ja aparaatides $\beta = 3$.

Alljärgnevalt esitatakse põhiseosed mõningate hõõrdülekannete kohta.

Paralleelsete telgedega ülekanne. Survejõu S määramisel tuleb lähtuda võimsusest veetaval võllil (N_2). Selleks on tarvis teada kadusid vedava ratta tugedes ning rataste veeremisest. Need kaod sõltuvad ülekandeelementide mõõtmetest, mis projektarvutusel on aga tundmatud. Seetõttu võib survejõu määramisel lähtuda võimsusest vedaval võllil (N_1). Tehtav viga ei ole suur ning selle tulemusel suureneb sidestuse varutegur, s. o. töökindlus. Siledapõialiste silinderratastega ülekandes (joon. 107, *a*) on survejõud S_1 võrdne kontaktpinnale mõjuva normaaljõuga Q, s. o.

$$S_1 = Q = \frac{\beta P}{f} = \frac{\beta 102 N_1}{fv} = \frac{\beta 102 N_1 60 \cdot 100}{f \pi D_2 n_2} \text{ kG},$$

kus f on hõõrdetegur;
D_2 — veetava ratta läbimõõt cm,
n_2 — veetava ratta pöörlemiskiirus p/min;
N_1 — võimsus vedaval võllil kW.

Et telgede vahe

$$A = \frac{D_2}{2} \pm \frac{D_1}{2} = (i \pm 1)\frac{D_1}{2} = \frac{(i \pm 1)D_2}{2i} \qquad (139)$$

siis, asetades sellest võrdusest $D_2 = \frac{2Ai}{i \pm 1}$ survejõu S_1 valemisse, saame:

$$S_1 = Q = 97\,400 \frac{\beta}{f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{i \pm 1}{Ai} \text{ kG}. \qquad (140)$$

Võrrandites (139) ja (140) kehtib plussmärk välimise ja miinusmärk sisemise kokkupuutega rataste korral.

Ekstsenterpressi silinderratastega ülekannet kujutab joonis 107, *b*.

Kiilukujuliselt soonestatud ratastega ülekandes, kui soonte arv on z, on survejõust S põhjustatud normaaljõud (joon. 108, *a*)

$$Q = \frac{\beta P}{2zf}.$$

Eeltoodud teisendusi ja tähistusi kasutades saame:

$$Q = 48\,700 \frac{\beta}{zf} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{i \pm 1}{Ai} \text{ kG.} \qquad (141)$$

Kiilukujuliselt soonestatud ratastega ülekandes on vajalik survejõud määratav jõudude tasakaalutingimusest $S = 2Q \sin \alpha$ (joon. 108, *a*). Soonte arvul $z = 1$ on

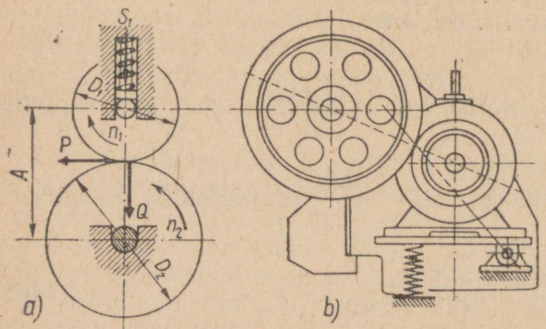
$$S = 97\,400 \frac{\beta}{f} \frac{N_1}{n_2} \frac{i \pm 1}{Ai} \sin \alpha \text{ kG,} \qquad (142)$$

kus α on pool kiilusoone nurgast ratta diametraallõikes.

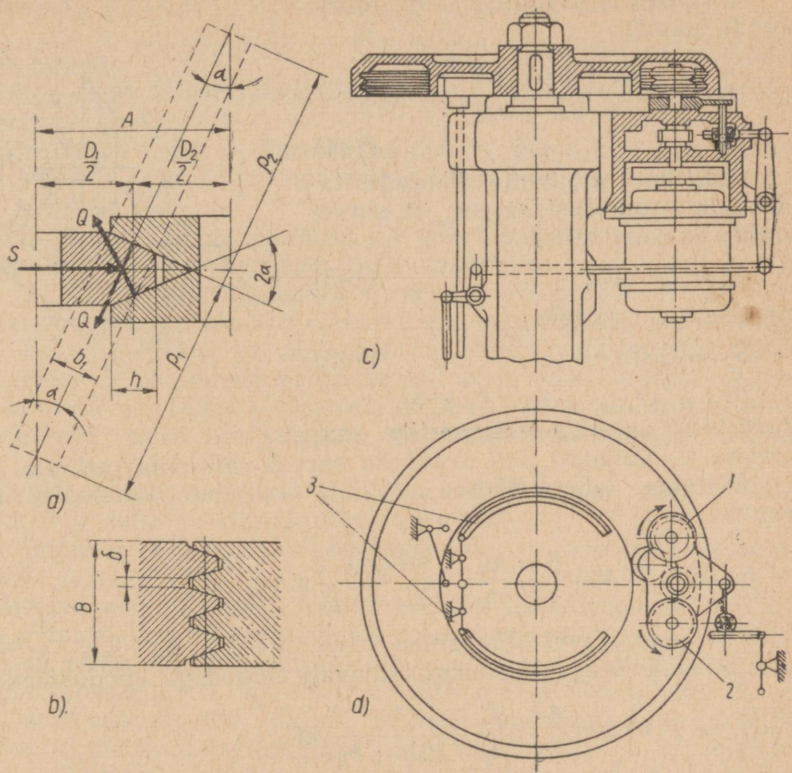
Võrranditest (140) ja (142) ilmneb, et $S = S_1 \sin \alpha$, s. o. võrreldavatel tingimustel on kiilukujulise soonestusega ratastele vajalik survejõud väiksem kui siledapõialistele.

Survejõud S väheneb nurga α vähenemisel. Rataste kinnikiilumise vältimiseks peab $\alpha \geqslant 15°$. Kui $\alpha = 15°$, siis survejõud $S = 0{,}26 S_1$.

Kiilukujuliselt soonestatud ratastega ülekannet 200 T survejõuga kruvipressile kujutab joonis 108, *c*. Liuguri kahesuunaline translatoorne liikumine saadakse siin käsitsi või automaatselt juhitava erimehhanismiga (vt. joon. 108, *d*). Liuguri töökäigul on lülituses ratas *1* ning liuguri tõusul ratas *2*. Hõõrdratta (ühtlasi ka hooratas) silindriline sisepind koos klotsidega *3* moodustab piduri.



Joon. 107



Joon. 108

Lõikuvate telgedega ülekanne. *Koonusratastega* ülekannetel on harilikult $\alpha_1 + \alpha_2 = 90°$ (joon. 109). Ringjõu P ülekandmiseks vajalik normaaljõud

$$Q = \frac{\beta P}{f} = \frac{\beta 102}{f\pi} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{60 \cdot 100}{D_2}. \qquad (143)$$

Jooniselt 109 ilmneb, et

$$L - \frac{b}{2} = \frac{1}{2}\sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \frac{D_2}{2}\frac{\sqrt{i^2+1}}{i};$$

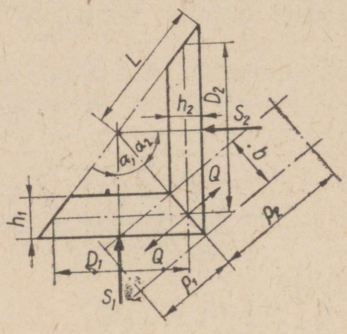
millest

$$D_2 = \frac{(2L - b)\,i}{\sqrt{i^2+1}}.$$

Asetades D_2 avaldise võrrandisse (143) saame:

$$Q = \frac{2 \cdot 97\,400 \beta N_1 \sqrt{i^2 + 1}}{f n_2 (2L - b) i} \text{ kG.} \quad (144)$$

Joon. 109



Ratastele mõjuvate jõudude tasakaalutingimusest saame, et survejõud vedavale rattale

$$S_1 = Q \sin \alpha_1 \quad (145)$$

ja veetavale rattale

$$S_2 = Q \sin \alpha_2. \quad (146)$$

Et $\alpha_1 < \alpha_2$, siis $S_1 < S_2$, s. o. survejõud vajaliku normaaljõu saamiseks on väiksem, kui avaldada survet väiksema rattaga.

Asetades võrrandisse (145) Q avaldise võrrandist (144) saame:

$$S_1 = 2 \cdot 97\,400 \frac{\beta}{f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{(2L - b) i} \sin \alpha_1 \text{ kG.}$$

Et vaadeldaval ülekandel $i = \sin \alpha_2 / \sin \alpha_1$, siis $\sqrt{i^2 + 1} \cdot \sin \alpha_1 = 1$. Seega täisnurgi lõikuvate telgedega koonusülekandel

$$S_1 = 2 \cdot 97\,400 \frac{\beta}{f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{1}{(2L - b) i} \text{ kG,} \quad (147)$$

kus L on koonusline pikkus cm;
b — ratta tööpinna pikkus cm.

Laupülekandes (joon. 103, *g*) on survejõud võrdne normaaljõuga

$$Q = \frac{\beta P}{f} = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{102 N_1}{v} = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{102 N_1}{\pi} \cdot \frac{60 \cdot 100}{D_2 n_2} \text{ kG.}$$

Et $D_2 = i D_1$, siis

$$Q = 2 \cdot 97\,400 \frac{\beta}{f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{1}{D_1 i} \text{ kG.} \quad (148)$$

Hõõrdülekannete elemendid

Hõõrdülekannete põhielemendiks on hõõrdrattad. Rataste konstruktsioon oleneb põhiliselt nende tööpindade materjalist.

Üldnõuded hõõrdrataste materjalidele:

a) suur elastsusmoodul — vähendab elastset libisemist ning veerekadusid;

b) suur hõõrdetegur — vähendab vajalikku survejõudu;

c) suur kulumiskindlus ja kontakttugevus — suurendab ülekande tööiga.

Kõige enam kasutatakse hõõrdrataste valmistamiseks järgmisi materjalide paare.

Karastatud teras — karastatud terasel. Harilikult kasutatakse terast IIIX15, millel pärast termilist töötlust on pinnakõvadus kuni *HRC* 60.

Malm — malmil või terasel. Rataste tööpinnad tehakse võimalikult suure pinnakõvadusega. Selle saamiseks kasutatakse kokillvalu (pinnas tekib valgemalmi struktuur) või pindkarastust.

Eeltoodud materjalidest ülekanded võivad töötada õlis või kuivalt. Esimesel juhul on ülekande kasutegur väiksem kui teisel, kuid ülekande tööiga on väiksema kulumise tõttu suurem.

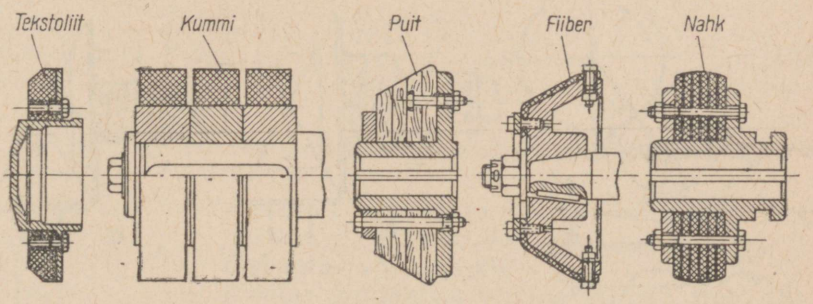
Tekstoliit või fiiber — terasel. Nendest materjalidest ülekannetel väheneb suure hõõrdeteguri tõttu ülekandeks vajalik survejõud.

Nahk, puit, kummi — terasel või malmil tagab suure hõõrdeteguri, kuid lubatav kontaktpinge on väike.

Mittemetalsetest materjalidest hõõrdrataste konstruktsioone on esitatud joonisel 110.

Mittemetalsed rattad töötavad kuivalt. Läbilibisemisel veetava ratta tööpinna kohtse vigastumise vältimiseks tehakse ta harilikult suurema kõvadusega materjalist kui vedav. Hõõrdetegurite väärtused mitmesugustele materjalipaaridele on toodud tabelis 15.

Hõõrdülekande töö sõltub oluliselt hõõrdratastele survejõu tekitamise moodusest. Survejõud on püsiva suurusega, kui ülekantav ringjõud on konstantne. Muutlikul koormusel töötavates ülekannetes on soovitav, et survejõud muutuks automaatselt vastavalt ülekantavale ringjõule. Selliste ülekannete kasutegur ja tööiga on suurem, sest ei esine liigset survejõudu koormustel, mis on maksimaalsest väiksemad.



Joon. 110

Tabel 15

Hõõrdetegur *f*, lubatav kontaktpinge $[\sigma_k]$ ja lubatav koormus kontaktjoone pikkusühikule $[q]$

Materjalipaar	Töötingimused	*f*	$[\sigma_k]$ kG/cm²	$[q]$ kG/cm
Teras — terasel	õlis	0,05	(25 . . . 30) *HB*	—
Malm — malmil	„	0,05	$1{,}5\sigma_{BP}$	—
Teras — terasel	kuivalt	0,10 . . . 0,15	(12 . . . 15) *HB*	—
Tekstoliit — terasel või malmil	„	0,20 . . . 0,25	—	40 . . . 80
Fiiber — terasel või malmil	„	0,15 . . . 0,20	—	35 . . . 40
Nahk — malmil	„	0,25 . . . 0,35	—	15 . . . 25
Puit — malmil	„	0,40 . . . 0,50	—	2,5 . . . 5
Kummi — malmil või terasel	„	0,45 . . . 0,60	—	10 . . . 30

Automaatseks hõõrdrataste kokkusurumiseks kasutatakse:

a) ülekande elementide isepingestust;

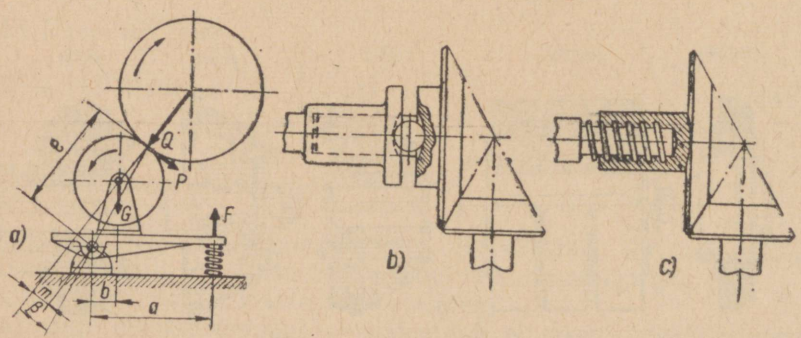
b) kuulide või keermepaariga survejõu seadet.

Isepingestuva ülekande skeem on esitatud joonisel 111, *a*. Ülekande vedav ratas koos alusplaadiga võib vabalt pöörduda tugišarniiri suhtes. Kui rataste kontaktpunkti ja šarniiri telge läbiv sirge moodustab rataste tsentrite ühendussirgega nurga β, nii et $\operatorname{tg}\beta \geqslant f$, siis ülekanne on isepingestuv.

Käivitussurvejõu tekitamiseks ja reguleerimiseks on vedru, mille poolt avaldatav jõud

$$F = \frac{Gb + Pe - Qm}{a} \text{ kG},$$

kus *G* on šarniirselt tugistatud süsteemi kaal.



Joon. 111

Kuulidega survejõu seade (joon. 111, *b*) seostab hõõrdratast võlliga kahe või kolme kuuli vahendusel, mis asuvad kahepoolse kaldega süvistes. Võlli pöörlemisel nihkuvad kuulid kaldpinnale ja tekitavad seega vajaliku suurusega survejõu.

Keermepaariga survejõuseadme (joon. 111, *c*) töötamispõhimõte on eelesitatuga analoogiline.

Hõõrdülekannete arvutus

Tugevusarvutus. Survejõud põhjustab hõõrdrataste kontaktpinnas küllalt suuri kontaktpingeid.

Et kontakti koht rataste teineteisel veeremisel muutub, siis need pinged muutuvad tsüklilisèlt.

Taolisel koormamisel õlis töötavate metalldetailide pinnad vigastuvad kontaktväsimuse, kuivalt töötamisel aga kuumenemise või mahakihistumise tõttu. Jõuülekandeina kasutatavate hõõrdülekannete tugevusarvutus, mis määrab tema gabariidid, toimub seetõttu kontaktpingetest lähtudes.

P a r a l l e e l s e t e t e l g e d e g a ü l e k a n d e d. Siledapõialiste *silinderrataste* puhul on taandatud kõverusraadius

$$\varrho = \frac{\varrho_1\varrho_2}{\varrho_2 \pm \varrho_1} = \frac{D_1D_2}{2(D_2 \pm D_1)} = \frac{D_2}{2(i \pm 1)}.$$

Avaldades D_2 seosest (139), saame

$$\varrho = \frac{Ai}{(i \pm 1)^2}. \qquad (149)$$

Asetades võrrandisse (30) võrranditega (140) ja (149) väljendatud Q ja ϱ avaldised ning võttes σ_{max} võrdseks $[\sigma_k]$ ja tähistades $\frac{b}{A} = \psi$, siis telgede vahe

$$A = (i \pm 1)\sqrt[3]{E\frac{\beta}{\psi f}\cdot\frac{N_1}{n_2}\left(\frac{131}{i[\sigma_k]}\right)^2} \text{ cm}, \qquad (150)$$

kus $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ on taandatud normaalelastsusmoodul kG/cm²;

E_1 ja E_2 — vastavalt vedava ja veetava ratta materjali normaalelastsusmoodul;
N_1 — ülekantav võimsus kW;
$[\sigma_k]$ — lubatav kontaktsurvepinge kG/cm² (tab. 15);
ψ — ratta laiustegur; harilikult võetakse $\psi = 0{,}2 \ldots 0{,}4$.

Teguri ψ suurenemisel ülekande gabariidid vähenevad, kuid suurenevad ringjõud ja tugede koormus ning väheneb ülekande kasutegur. Suurte ψ väärtuste puhul on vaja suurendada ülekande elementide jäikust ning valmistamistäpsust.

Kiilukujuliselt soonestatud ratastel (joon. 108, *a*)

$$\varrho = \frac{\varrho_1\varrho_2}{\varrho_2 \pm \varrho_1} = \frac{R_1R_2}{(R_2 \pm R_1)\sin\alpha} = \frac{D_2}{2(i \pm 1)\sin\alpha}.$$

Et võrrandi (139) alusel $D_2 = \frac{2Ai}{i \pm 1}$, siis

$$\varrho = \frac{Ai}{(i \pm 1)^2 \sin\alpha}. \qquad (151)$$

Geomeetrilise libisemise vähendamiseks võetakse tavaliselt kiilukujuliste soonte sügavus

$$h = 0{,}04D_1 = 0{,}04\frac{D_2}{i} = \frac{0{,}08A}{i \pm 1}.$$

Kontaktjoone pikkus

$$b = \frac{h}{\cos\alpha} = \frac{0{,}08A}{(i \pm 1)\cos\alpha}. \qquad (152)$$

Asetades võrrandisse (30) Q, ϱ ja b asemele vastavad väärtused valemitest (141), (151) ja (152) ning võttes $\alpha = 15°$, siis $\sin\alpha\cos\alpha = 0{,}25$ ja telgede vahe

$$A = (i \pm 1)\sqrt[3]{E\frac{\beta}{zf}\cdot\frac{N_1}{n_2}\left(\frac{163}{i[\sigma_k]}\right)^2(i \pm 1)} \text{ cm}. \qquad (153)$$

Soonte arvu z suurendamisel väheneb telgede vahe. Harilikult $z \leqslant 5$, sest vastasel korral on raske tagada koormuse ühtlast jaotumist soonte kõigile tööpindadele.

Kiilukujuliselt soonestatud ratta laius (joon. 108, *b*) $B = 2z(h\,\mathrm{tg}\,\alpha + \delta)$, kusjuures malmratastel $\delta = 0{,}5$ cm ja terasratastel $\delta = 0{,}3$ cm.

Lõikuvate telgedega ülekanded. Ristuvate telgedega *koonusratastega* ülekandes (joon. 109, $\alpha_1 + \alpha_2 = 90°$) on $\frac{D_1}{D_2} = \mathrm{tg}\,\alpha_1 = \frac{1}{i}$ ja vedava ratta kõverusraadius

$$\varrho_1 = \left(L - \frac{b}{2}\right)\mathrm{tg}\,\alpha_1 = \left(L - \frac{b}{2}\right)\frac{1}{i}$$

ning veetaval rattal

$$\varrho_2 = \left(L - \frac{b}{2}\right) \operatorname{tg} \alpha_2 = \left(L - \frac{b}{2}\right) i.$$

Taandatud kõverusraadius

$$\varrho = \frac{\varrho_1 \varrho_2}{\varrho_1 + \varrho_2} = \frac{\left(L - \frac{b}{2}\right) i}{i^2 + 1}. \qquad (154)$$

Asetades võrrandisse (30) Q ja ϱ asemele vastavad väärtused valemitest (144) ja (154) ning võttes $b = \psi_k L$, siis koonusline pikkus

$$L = \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi_k f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left[\frac{131}{i[\sigma_k](1 - 0{,}5\psi_k)}\right]^2} \text{ cm}. \qquad (155)$$

Harilikult võetakse $\psi_k = 0{,}2 \ldots 0{,}25$.

Laupülekandes on taandatud kõverusraadius

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{1}{\varrho_1} \pm \frac{1}{\varrho_2} = \frac{1}{\varrho_1} = \frac{2}{D_1}, \qquad (156)$$

sest suurema ratta kontaktpinnaks on tasapind, millel $1/\varrho_2 = 0$.

Asetades võrrandisse (30) Q ja ϱ asemele vastavad väärtused valemitest (148) ja (156) ning võttes $b = \psi_l D_1$, siis

$$D_1 = \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi_l f} \cdot \frac{N_1}{n_2 i} \left(\frac{261}{[\sigma_k]}\right)^2} \text{ cm}. \qquad (157)$$

Harilikult võetakse $\psi_l = 0{,}2 \ldots 1$.

Eeltoodud võrrandid on kasutatavad hõõrdülekannete arvutuseks lähtudes maksimaalsest ülekantavast võimsusest.

Tööreţiimi muutlikkust ning kasutusaega arvestatakse õlis töötavate metallist ratastega ülekannete projekteerimisel eateguriga. Sel juhul võrrandites (151), (153), (155) ja (157) esinev suhe

$$\frac{N_1}{n_2} = \left(\frac{N_1}{n_2}\right)_{nim} k,$$

kus $\left(\frac{N_1}{n_2}\right)_{nim}$ on vastavate suuruste nimiväärtuste suhe maksimaalsel võimsusel;

k — eategur.

Mittemetalsetest materjalidest hõõrdratastega ülekannete arvutuse iseärasusi

Ülekande mõõtmete arvutus, mille hõõrdratas on valmistatud väikese ning muutliku suurusega normaalelastsusmooduliga materjalist, toimub kontaktjoone pikkusühikule lubatava koormuse alusel.

Paralleelsete telgedega ülekanded. Siledapõialise silinderratastega ülekande telgede vahe valemi saamiseks asetame võrrandisse (31) Q väärtuse võrrandist (140) ja võtame $b = \psi A$. Pärast teisendusi telgede vahe

$$A = 314 \sqrt{\frac{\beta}{\psi f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{(i \pm 1)}{i[q]}} \text{ cm}, \tag{158}$$

kus $[q]$ on lubatav koormus kontaktjoone pikkusühikule kG/cm (vt. tab. 15).

Kiilukujulise soonestusega rataste puhul, asetades võrrandisse (31) Q ja b asemele vastavad väärtused valemitest (141) ja (152) ning võttes $\alpha = 15°$ ja vastavalt $\cos \alpha = 0{,}96$, siis telgede vahe

$$A = (i \pm 1) \sqrt{\frac{\beta}{zf} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{(764)^2}{i[q]}} \text{ cm}. \tag{159}$$

Lõikuvate telgedega ülekanded. Asetades *koonusrataste* puhul võrrandisse (31) Q väärtuse võrrandist (144) ja võttes $b = \psi_k L$, siis koonusline pikkus

$$L = 314 \sqrt{\frac{\beta}{\psi_k f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{(1 - \psi_k) i[q]}} \text{ cm}. \tag{160}$$

Laupülekannetes saadakse mõõde D_1 võrrandite (31) ja (148) koos lahendamisel, võttes seejuures $b = \psi_1 D_1$:

$$D_1 = 443 \sqrt{\frac{\beta}{\psi_1 f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{1}{i[q]}} \text{ cm}. \tag{161}$$

Koormus võllidele. Siledapõialise või kiilukujulise soonestusega hõõrdratastele mõjuvad jõud paralleelsete telgedega ülekannetes on kujutatud joonisel 112, *a*.

Radiaaljõud vedava ja veetava ratta võllil

$$R_1 = R_2 = R = \sqrt{P^2 + S^2}. \tag{162}$$

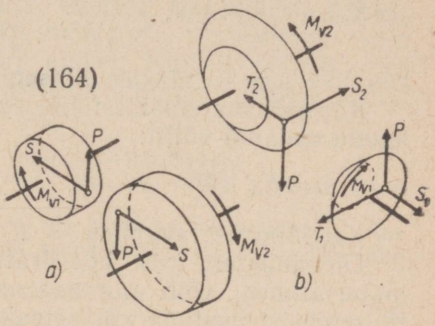
Siledapõialistel ratastel on survejõud võrdne normaaljõuga, s. o. $S = Q = \beta P/f$, seega

$$R = \sqrt{P^2 + S^2} = P \sqrt{1 + \left(\frac{\beta}{f}\right)^2}. \tag{163}$$

Kiilukujulise soonestusega ratastel $S = \frac{\beta P}{f} \sin \alpha$ ning seega

$$R = P \sqrt{1 + \left(\frac{\beta}{f} \sin \alpha\right)^2}. \qquad (164)$$

Joon. 112



Koonushõõrdratastel (joon. 112, *b*) mõjub vedava ratta võllil survejõuga S_1 võrdne telgjõud ning ratta telje risttasapinnas jõud P ja $T_1 = Q \cos \alpha_1$. Jõud P ja T_1 põhjustavad radiaaljõu

$$R_1 = \sqrt{P^2 + T_1^2} = \sqrt{P^2 + (Q \cos \alpha_1)^2}.$$

Et $Q = \frac{\beta P}{f}$, siis pärast teisendusi

$$R_1 = P \sqrt{1 + \left(\frac{\beta}{f} \cos \alpha_1\right)^2}. \qquad (165)$$

Veetava koonusratta võllil mõjub telgjõud S_2 ja summaarne radiaaljõud

$$R_2 = P \sqrt{1 + \left(\frac{\beta}{f} \cos \alpha_2\right)^2}. \qquad (166)$$

Võrranditest (162), (164) ja (165) ilmneb, et radiaaljõud vedava ja veetava ratta võllil on võrdsed ainult paralleelsete telgedega ülekannetes. Lõikuvate telgedega ülekannetes $R_1 \neq R_2$.

Kaod ja kasutegur. Ülekannetes, kus geomeetrilist libisemist ei esine, on summaarne kaovõimsus

$$K = K_h + K_e + K_l. \qquad (167)$$

Rataste veeremisest põhjustatud hüstereesise kadu

$$K_h = \frac{Qk}{102 \cdot 100} \cdot \frac{\pi}{30} (n_1 \pm n_2).$$

Asetades eeltoodud võrdusse Q väärtuse valemist (140) ja kasutades avaldist (139), saame:

$$K_h = 2 \frac{\beta k}{f} \cdot \frac{N_1}{D_2} \cdot \frac{i+1}{i} \text{ kW}, \qquad (168)$$

kus k on veerehõõrdetegur cm.

Kaovõimsus elastsest libisemisest

$$K_e = \frac{Psv}{102} \text{ kW},$$

kus $s = v_l/v$ — elastse libisemise suhteline väärtus.

Kaovõimsus elastsest libisemisest on väljendatav ka võimsuse kaudu vedaval võllil:

$$K_e = sN_1 \text{ kW}. \qquad (169)$$

Kaovõimsus laagrites — K_l vt. lk. 504.

Ülekannetes, kus hõõrdrattad on suure elastsusmooduliga materjalidest, võib summaarne kadu hüstereesisest ja elastsest libisemisest osutuda väiksemaks kaost laagrites.

Kui hõõrdülekandes esineb geomeetriline libisemine, siis lisandub võrrandi (167) paremale poolele vastavat kadu arvestav liige K_g, mille suurus oleneb rataste tööpindade kujust [2].

Muudetava ülekandearvuga ülekannetes on geomeetriline libisemine vältimatu.

Ülekande kasutegur

$$\eta = \frac{N_1 - K}{N_1} = 1 - \frac{K}{N_1}. \qquad (170)$$

Hõõrdülekannetel $\eta = 0{,}70 \ldots 0{,}95$. Kasutegur suureneb hõõrdeteguri ja rataste materjali normaalelastsusmooduli suurenemisel.

Kadude vähendamiseks ning kasuteguri suurendamiseks on otstarbekas suurendada hõõrdrataste läbimõõtu ning säilitada ülekande töötamisel suhe P/Q konstantsena. Viimati mainitu saavutamiseks kasutatakse mehhanisme, mis automaatselt reguleerivad survejõu ülekantavale ringjõule vastavaks.

Arvutus kuumenemisele. Kaovõimsus muutub soojuseks. Tekkiv soojushulk on arvutatav võrrandiga (36).

Püsival soojusrežiimil õlis töötavas kinnises ülekandes tekkiva soojushulga ärajuhtimiseks vajalik jahutuspind

$$F_m = \frac{Q}{k_m(t_1 - t_2)} = \frac{860K}{k_m(t_1 - t_2)} \text{ m}^2,$$

kus K on kaovõimsus kW;

k_m — soojusläbikandetegur kcal/m²hdeg, sõltuvalt õhu tsirkulatsiooni kiirusest on $k_m = 7{,}5 \ldots 15$;

t_1 — õli temperatuur °C, harilikult $t_1 = 75 \ldots 85$° C;

t_2 — keskkonna temperatuur.

Kui projekteeritud ülekande pind F on eeltoodud võrrandiga arvutatud pinnast F_m väiksem, siis tuleb jahutuspinda suurendada (näiteks tehakse pinnale ribid).

Mittemetalsest materjalist ratastega ülekannete soojusliku arvutuse eesmärgiks on tekstoliidist, fiibrist või mõnest teisest materjalist ratta bandaaži ristlõike mõõtmete arvutamine neile lubatava maksimaalse temperatuuri alusel. Küllalt põhjendatud eksperimentaalsete andmete puudumine ei võimalda sageli taolisi arvutusi teha.

Näide. Arvutada transportööri ajami silinderhõõrdülekanne.
Lähteandmed: ülekantav võimsus $N_1 = 3{,}7$ kW; $n_1 = 1000$ p/min ja $n_2 = 350$ p/min.
Võrdluseks arvutame kaks varianti: I — üks ratas on tekstoliidist ja teine terasest; II — mõlemad rattad on terasest pinnakõvadusega HB = 300 (töötavad õlis).

	I	II
1. Valime tabelist 15 hõõrdeteguri	$f = 0{,}22$	0,05
2. Valime tabelist 15 lubatava erikoormuse ja kontaktpinge	$[q] = 50$ kG/cm	$[\sigma_k] = 30HB = 9000$ kG/cm²
3. Valime sidestuse varuteguri	$\beta = 1{,}5$	1,5
4. Valime ratta laiusteguri	$\psi = b/A = 0{,}3$	0,3
5. Ülekandearv	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{350} = 2{,}85$	2,85
6. Telgedevaheline kaugus cm	$A = 314\sqrt{\frac{\beta}{\psi f}\cdot\frac{N_1}{n_2}\cdot\frac{(i+1)}{i[q]}} = 314\sqrt{\frac{1{,}5}{0{,}3\cdot 0{,}22}\cdot\frac{3{,}7}{350}\cdot\sqrt{\frac{2{,}85+1}{2{,}85\cdot 50}}} = 25 = 250$ mm	$A = (i+1)\sqrt[3]{E\frac{\beta}{\psi f}\cdot\frac{N_1}{n_2}\left(\frac{131}{i[\sigma_k]}\right)^2} = (2{,}85+1)\sqrt[3]{\frac{2{,}15\cdot 10^6\cdot 1{,}5\cdot 3{,}7}{0{,}3\cdot 0{,}05\cdot 350}\cdot\left(\frac{131}{2{,}85\cdot 9000}\right)^2} = 15 = 150$ mm
7. Rataste laius mm	$b = \psi A = 0{,}3\cdot 250 = 75$	45
8. Elastne libisemine (valitud)	$s = 1\% = 0{,}01$	0,2% = 0,002
9. Rataste läbimõõdud mm	$D_1 = \frac{2A}{i+1} = \frac{2\cdot 250}{2{,}85+1} = 130$ $D_2 = D_1 i(1-s) = 130\cdot 2{,}85(1-0{,}01) = 364$	78 221,5

10. Täpsustatud telgede vahe mm	$A=\frac{D_1+D_2}{2}=\frac{130+364}{2}=$ $=247$	149,5
11. Vajalik survejõud kG	$S_1=97\,400\frac{\beta}{f}\cdot\frac{N_1}{n_2}\cdot\frac{i+1}{Ai}=$ $=97\,400\cdot\frac{1,5}{0,22}\cdot\frac{3,7}{350}\times$ $\times\frac{2,85+1}{24,7\cdot 2,85}=385$	2770

Arvutusest ilmneb, et tekstoliidist rattaga ülekande gabariidid on suuremad, kuid survejõud tunduvalt väiksem kui õlis töötaval terasest ratastega ülekandel. Võrreldavatel tingimustel on õlis töötava ülekande iga suurem kui kuivalt töötaval ülekandel.

Kirjandus

1. Пронин Б. А., Фрикционные передачи, ВНИТОМАШ, Машгиз, 1952.
2. Пронин Б. А. и Ревков Г. А., Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи, «Машиностроение», Москва, 1967.
3. Дашкевич Б. П., Дьяченко С. К., Столбовой С. В., Атлас деталей машин, Гостехиздат УССР, Киев, 1955.
4. Дымковский В. П., Тяговые характеристики некоторых материалов фрикционных передач, Научные записки Одесского политехнического института, т. 24, 1960.

XIV peatükk

RIHMÜLEKANDED

Rihmülekanne koosneb tavaliselt vedavast ja veetavast rihmarattast ning neil teatava pinguga asetsevast lõputust rihmast. Rihma liikudes kandub energia vedavalt rattalt veetavale rihma ja rataste vahel tekkiva hõõrdejõu toimel.

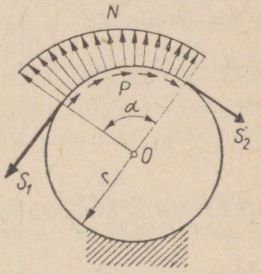
Rihma väike painde- ja väändejäikus võimaldab ülekannet kasutada igasuguse vedava ja veetava ratta telgede asetuse ning rihmarataste arvu puhul. Rihmülekannete põhiskeemid on esitatud tabelis 16. Rihmülekandeid liigitatakse rihma kuju, pingutusjõu tekitamise mooduse ja teiste tunnuste järgi.

Rihmülekannete töötamise teoreetilised alused

Pingutusjõud painduvas niidis. Rihmülekande töötamise teoreetiliseks aluseks on L. Euleri (1775. a.) tuletatud analüütiline seos liikumatule silindrile painutatud niidi otstele mõjuvate jõudude suhte kohta (joon. 113):*

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha} = m, \qquad (171)$$

Joon. 113



kus S_1 ja S_2 on niidi otstele rakendatud jõud
f — hõõrdetegur;
α — haardenurk.

Tähistus $e^{f\alpha} = m$ on võetud kasutusele kirjutuse lühendamiseks.

Euleri valem (171) kehtib paigalseisval silindril ühtlase kiirusega libiseva ideaalselt painduva, venimatu ning kaalutu niidi kohta.

Rihmülekande rihm erineb mitmeti taolisest niidist. Erinevust põhjustab kõigepealt rihma elastne pikenemine. Peale selle — rihm ei libise kogu haardenurgale vastava kaare ulatuses paigalseisval rattal, vaid rihma liikumine paneb ka rattad pöörlema. Samuti on rihmal teatav mass, mistõttu rihma kõverjoonelisel liikumisel tekib inertsjõud.

Mitmel korral on püütud valemit (171) täiustada ja täpsustada ning viia vastavusse ülekande tegelike töötingimustega. Senini aga pole leitud niisugust lahendust, mis arvestaks kõiki rihma töötamise iseärasusi. Seepärast jääb Euleri klassikaline valem rihmülekande teooria põhiliseks aluseks.

Elastne libisemine. Püsivas liikumisfaasis on nii rihma vedaval kui ka veetaval harul igat ülekande ristlõiget ajaühikus läbiva lõputu rihma mass konstantne, s. o.

$$\gamma_i v_i F_i = \text{const},$$

kus γ_i on rihma erikaal;
v_i — rihma kiirus;
F_i — rihma ristlõike pind vaadeldavas lõikes.

Suurusi F_i ja γ_i võime väljendada vastavate suuruste kaudu koormamata rihmal (F_0 ja γ_0):

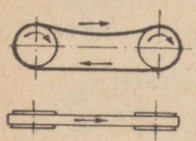
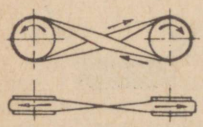
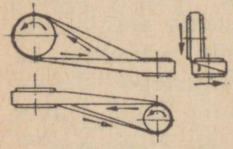
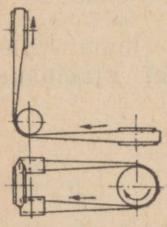
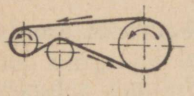
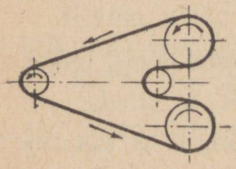
$$F_i = F_0(1 - \mu\varepsilon_i)^2 \quad \text{ja} \quad \gamma_i = \frac{\gamma_0}{(1 + \varepsilon_i)(1 - \mu\varepsilon_i)^2},$$

kus ε_i on rihma suhteline pikideformatsioon vaadeldavas lõikes ja μ — rihma materjali Poissoni tegur.

* Euleri valemi tuletamine tuuakse tavaliselt mehhanismide ja masinate teoorias.

Tabel 16

Rihmülekannete põhiskeemid

Ülekande skeem	Ülekande nimetus ja kasutusala
	*Lahtine ülekanne* Kasutatakse, kui võllid on paralleelsed ning pöörlevad samas suunas. Suure telgede vahe puhul on soovitav, et rihma alumine haru oleks vedav ning ülemine veetav
	*Ristuva rihmaga ülekanne* Kasutatakse, kui võllid on paralleelsed, kuid pöörlevad vastassuunas. Rihmaharude ristumiskoht põhjustab rihma servade kulumist. Kulumise vähendamiseks peab telgede vahe olema küllalt suur ($A_{min} \geqslant 20b$, kus b on rihma laius) ja rihma kiirus väike ($v \leqslant 15$ m/s)
	*Poolristuva rihmaga ülekanne* Kasutatakse võllide kiival asetusel, (tavaliselt täisnurgi). Ülekanne ei ole reverseeritav. Ratastelt rihma mahatuleku vältimiseks kasutatakse suurema laiusega rihmarattaid ($B \geqslant 1{,}4b$, kus B on ratta laius). Rihmarataste lõplik kinnitamine võllidele toimub pärast proovikäivitust
	*Juhtrullidega poolristuva rihmaga ülekanne* Kasutatakse võllide kiival asetusel, kui rihmarattad pole paigutatavad eelesitatud skeemi kohaselt või kui ülekanne peab olema reverseeritav
	*Pingutusrulliga ülekanne* Kasutatakse juhtudel, kui lahtine ülekanne ei ole rakendatav liiga väikese haardenurga tõttu väiksemal rihmarattal (suur ülekandearv väikese telgede vahe puhul) või kui rihmas ei ole võimalik pingutusjõudu teisiti tekitada
	*Mitme rihmarattaga ning pingutusrulliga ülekanne* Kasutatakse võllide paralleelsel asetusel, kui veetavaid võlle on rohkem kui üks

Pärast teisendusi

$$\frac{v_i}{1+\varepsilon_i} = \text{const.} \qquad (172)$$

Saadud avaldisest ilmneb, et *rihma kiirus tema pikkusel muutub ning kiiruse suurenemisele vastab jõu suurenemine rihmas.* Eelmärgitust tuleneb rihma libisemine rihmaratastel.

Kui rihm suundub vedavale rattale kiirusega v_1 ja lahkub sealt kiirusega v_2 ning ratta pöia kiirus on konstantne (v_1), siis neis kohtades, kus rihma ja ratta kokkupuutepunktide kiirused on erinevad, esineb vältimatult libisemine. Et libisemise põhjustajaks on rihma elastsus ($\varepsilon_i \neq 0$), siis nimetatakse seda *elastseks libisemiseks.*

Rihma elastne libisemine avaldab olulist mõju rihmülekande tööle. Tulemusrikkalt on elastset libisemist uuritud eksperimentaalselt, sest tingituna nähte komplitseeritusest on analüütiline käsitlus keerukas.

Esimesena uuris elastset libisemist originaalsel katseseadmel N. E. Žukovski (1893. a.). Seoses libisemiskiiruse mõõtmise meetodite arengu ja uute rihmade kasutuselevõtuga jätkati järgnevatel aastatel uurimusi juba otseselt rihmülekannetel, mis töötasid mitmesugustel režiimidel.

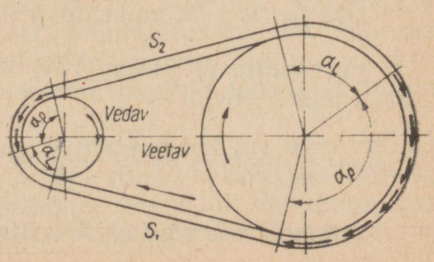
Eksperimentaalsetest uurimustest ilmnes, et ülekande normaalsel töötamisel ei esine elastne libisemine kogu rihma ja ratta kokkupuutepinna ulatuses. Mõlemal rihmarattal jaotub haardenurk α kahte ossa (joon. 114) — nurgaks α_l, millele vastaval kaareosal (libisemiskaarel) rihm libiseb, ja nurgaks α_p, millele vastaval kaareosal (paigalseisukaarel) rihm püsib paigal. Mõlemal rihmarattal on paigalseisukaar sellel poolel, kus rihm suundub rattale, libisemiskaar aga rihma rattalt lahkumise poolel.

Koormuse P suurenemisel libisemiskaar suureneb, paigalseisukaar aga vastavalt väheneb. Ülekoormusel toimub libisemine kogu haardenurgale vastaval kaarel. Elastne libisemine muutub siis läbilibisemiseks (puksimiseks), mis osutub kahjulikuks libisemiseks.

Euleri võrrand (171), mille tuletamisel eeldati niidi libisemist kogu haardekaarel, annab rihmülekande puhul ligikaudse, kuid lihtsa seose rihma harudes esinevate pingutusjõudude kohta. Ligikaudsus oleneb hõõrdeteguri f väärtuse tõepärasusest. Seejuures mõistetakse hõõrdeteguri f all tema redutseeritud väärtust juhul, kui libisemine esineks kogu haardekaarel.

Katsetest ilmneb, et hõõrdetegur f oleneb temperatuurist, erisurvest ja libisemiskiirusest. Hõõrdeteguri keskmised väärtused on toodud tabelis 17.

Joon. 114



Ülekandearv. Elastset libisemist arvestades avalduvad rihmülekande põhilised kinemaatilised seosed alljärgnevalt.

Rihma kiirus vedaval ja veetaval rattal on määratav tingimusest (172):

Tabel 17

Hõõrdeteguri *f* keskmised väärtused rihma hõõrdumisel rihmarattal

Rihma liik	Rihmaratta pöia materjal			
	Pressitud paber	Puit	Teras	Malm
Nahkrihmad				
taimne parkimine	0,35	0,30	0,25	0,25
mineraalne parkimine	0,50	0,45	0,40	0,40
Puuvillrihmad				
kootud	0,28	0,25	0,22	0,22
õmmeldud	0,25	0,23	0,20	0,20
Villased rihmad	0,45	0,40	0,35	0,35
Kummeeritud rihmad	0,35	0,32	0,30	0,30

$$\frac{v_1}{1+\varepsilon_1} = \frac{v_2}{1+\varepsilon_2},$$

millest

$$v_1 \approx v_2[1+(\varepsilon_1-\varepsilon_2)] = v_2(1+s), \tag{173}$$

kus $s = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ on rihma libisemistegur.

Need kiirused on väljendatavad ka rihma neutraaltelje raadiuste (ϱ_1, ϱ_2) ning vedava ja veetava rihmaratta pöörlemiskiiruste (n_1, n_2) kaudu:

$$v_1 = \frac{2\pi\varrho_1 n_1}{60\cdot 100} \approx \frac{\pi(D_1+h)n_1}{60\cdot 100} \text{ m/s}$$

ja

$$v_2 = \frac{2\pi\varrho_2 n_2}{60\cdot 100} \approx \frac{\pi(D_2+h)n_2}{60\cdot 100} \text{ m/s}, \tag{174}$$

kus h on rihma paksus cm;

D_1 ja D_2 — rihmarataste läbimõõdud cm.

Võrrandite (173) ja (174) koos lahendamisel saame ülekandearvu jaoks valemi

$$i = \frac{n_1}{n_2} = (1+s)\frac{D_2+h}{D_1+h} \approx (1+s)\frac{D_2}{D_1}. \tag{175}$$

Viimane osa võrdusest kehtib, kui $h \ll D$.

Ülekandearvu i praktiliselt kasutatavad ning piirsuurused erinevat tüüpi rihmülekannetele on toodud lk. 176.

Veotegur. Kui rihmaratastele asetatud rihma pikkus jääb konstantseks, siis ühe rihmaharu pikenemisel peab teine haru samavõrra lühenema. Seega põhjustab pingutusjõu suurenemine ühes rihmaharus niisama suurt pingutusjõu vähenemist teises harus, sest pingutusjõudude summa peab jääma konstantseks. Eelöeldut väljendab Poincelet' võrrand

$$S_1 + S_2 = 2S_0, \tag{176}$$

kus S_0 on eelpingutusjõud (võrdne mõlemas rihmaharus).

Katsetulemustest ilmneb, et *tööolukorras ei ole rihmaharude pingutusjõudude summa konstantne ning osutub alati mõnevõrra suuremaks kahekordsest eelpingutusjõust.* Rihma kiiruse suurenemisel jõudude summa suureneb.

Rihmaharudes esinevad jõud S_1 ja S_2 olenevad ülekantavast jõust P (vt. joon. 113), sest

$$S_1 - S_2 = P. \tag{177}$$

Võrrandite (176) ja (177) koos lahendamisel saame:

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} \quad \text{ja} \quad S_2 = S_0 - \frac{P}{2}. \tag{178}$$

Seega ülekande paigalseisul või tühijooksul on mõlemas rihmaharus pingutusjõud, millest oleneb rihma surve rattale, võrdsed eelpingutusjõuga S_0. Koormates ülekannet ringjõuga P, suureneb rihma vedavas harus pingutusjõud $P/2$ võrra, veetavas harus aga väheneb niisama palju.

Ülekantava ringjõu, s. o. rihma kasuliku koormuse ja rihma harude pingutusjõudude summa suhet nimetatakse *veoteguriks*

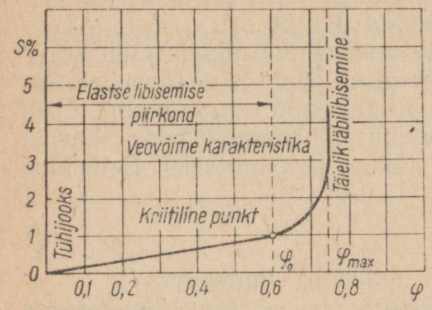
$$\varphi = \frac{P}{2S_0} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} = \frac{m-1}{m+1}. \tag{179}$$

Viimane suhe on väljendatud seose (171) alusel.

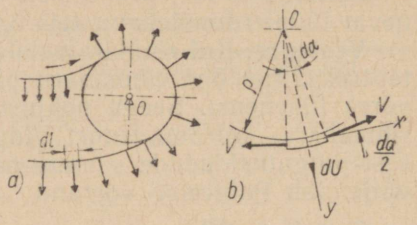
Uurides rihmülekande töötamist eksperimentaalselt ning kandes ühele koordinaatteljele veoteguri φ ja teisele rihma libisemisteguri s, saame kõvera, mida nimetatakse rihma *libisemiskõveraks* (ülekande *veovõime karakteristikaks*) (joon. 115).

Libisemiskõveral vastab punkt O tühijooksule. Suurendades ülekantavat koormust konstantsel eelpingutusjõul S_0, suureneb vastavalt veotegur ning ühtlasi ka libisemistegur. Edasisel koormuse suurendamisel elastne libisemine muutub lõpuks läbilibisemiseks (puksimiseks).

Libisemiskõveral on kaks piirkonda: sirgjooneline piirkond, kus φ suurenedes s kasvab lineaarselt ja mida kasutatakse tööpiirkonnana, ning kõverjooneline piirkond, mis ei ole tööpiirkonnana kasutatav, sest siin põhjustab juba väike juhuslik koormuse suu-



◀ Joon. 115



Joon. 116

renemine rihma läbilibisemist. Ülemineku punkti sirgjooneliselt osalt kõverjoonelisele nimetatakse libisemiskõvera *kriitiliseks punktiks.*

Sellele punktile vastav φ_0 määrab rihmale lubatava suurima koormuse. Kui $\varphi < \varphi_0$, siis ei ole rihma veovõime täielikult kasutatud, kui aga $\varphi > \varphi_0$, töötab rihm ebastabiilselt ning kulub kiiresti.

Arvukate uurimistööde alusel võib soovitada järgmisi veoteguri keskmisi väärtusi: lamerihmadel $\varphi_0 = 0{,}5 \ldots 0{,}6$ ja kiilrihmadel $\varphi_0 = 0{,}7 \ldots 0{,}9$.

Pingutusjõud tsentrifugaaljõududest. Lisaks eelpingutusjõule (S_0) ja ülekantavale koormusele (P) mõjuvad liikuvale rihmale veel tsentrifugaaljõud. Viimased tekivad liikuva rihma igas elemendis (joon. 116, *a*).

Tsentrifugaaljõududest põhjustatud rihma pingutusjõu määramiseks eraldame rihmast elemendi pikkusega $dl = \varrho d\alpha$ (joon. 116, *b*). Elemendi massile dm mõjub tsentrifugaaljõud dU, mida tasakaalustavad pingutusjõud V.

Tasakaalutingimus

$$-dU + 2V \sin \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

Tsentrifugaal-inertsjõu võib väljendada valemiga

$$dU = \frac{v^2\, dm}{\varrho} = \frac{v^2}{\varrho} q \cdot \frac{\varrho\, d\alpha}{g} = q \frac{v^2}{g} d\alpha,$$

kus q on rihma pikkusühiku kaal.

Võttes $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, saame

$$V = q \frac{v^2}{g}. \qquad (180)$$

Nagu ilmneb, ei olene tsentrifugaaljõududest põhjustatud pingutusjõud V vaadeldava rihmaelemendi kõverusraadiusest — ta

on võrdne rihmale kogu ülekande kontuuri ulatuses. Pingutusjõu V suund ühtib kõikjal rihma suunaga ja ta ei tekita seega põikjõude. Järelikult ei avalda pingutusjõud V mõju rihma kujule.

Pingutusjõust V ei olene rihma poolt rattale avaldatav surve *, mis oleneb eespool vaadeldud teguritest (S_0 ja P). Ainus, milles kajastub tsentrifugaal-inertsjõudude mõju rihmale, on temast põhjustatud tõmbepinged rihma ristlõikes ning neile vastav rihma pikenemine.

Pinged rihmas. Rihma erinevates osades esinevad erineva suurusega pinged. Nende pingete koostisosadeks on: tõmbepinged eelpingutusjõust, ülekantavast ringjõust ja tsentrifugaaljõust ning paindepinged rihma paindumisest rihmaratastel või rullidel.

Lamerihmas, mille ristlõikepindala $F = bh$ (b — rihma laius, h — kõrgus), on eelmärgitud pinged arvutatavad alljärgnevalt.

Pinge eelpingutusjõust

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F} = \frac{S_0}{bh}; \tag{181}$$

pinge ülekantavast ringjõust

$$k = \frac{P}{F} = \frac{P}{bh}; \tag{182}$$

pinge tsentrifugaaljõududest

$$\sigma_{ts} = \frac{V}{F} = \frac{q}{F} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{\gamma v^2}{10g}, \tag{183}$$

kus γ on rihma erikaal (kG/dm³ või g/cm³).

Paindepinge

$$\sigma_p = E_p \frac{h}{D} \tag{184}$$

kus E_p on rihma taandatud elastsusmoodul paindel;

D — rihmaratta või rulli läbimõõt **.

Eeltoodud pingete avaldiste alusel on kerge määrata summaarset pinget töötava rihma erinevates kohtades. Pingete jaotust lahtises rihmülekandes esitab joonis 117.

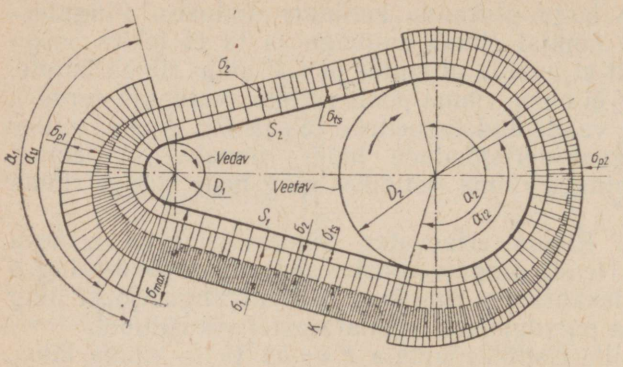
Suurim pinge σ_{max} esineb kohas, kus rihma vedav haru suundub väiksemale rihmarattale, kusjuures

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{k}{2} + \sigma_{ts} + \sigma_{p\,max} = \frac{S_0}{F} + \frac{P}{2F} + \frac{\gamma v^2}{10g} + E_p \frac{h}{D_{min}}. \tag{185}$$

---

* Nimetatud küsimuses esineb eriarvamusi. — *Tõlk.*

** Valemis (184) esineva E_p väärtusi vt. Лепетов В. А. и Шляхтин А. А., Определение модуля изгиба резино-тканевых пластинчатых конструкций, «Легкая промышленность», № 3, 1953.



Joon. 117

Kaod ülekandes *. Kaod rihmülekandes ei väljenda mitte ainult kasutult kulutatud energiat, vaid ka tekkivat soojushulka, mille toimel rihm kuumeneb. Erinevalt teistest masinaelementide materjalidest on rihma materjal (looduslik või tehiskiud, kummi ning mitmesugused immutusained) väga tundlik kuumenemisele. Temperatuuri tõustes rihmade tugevus ning iga vähenevad tunduvalt. Et võrreldavatel tingimustel on temperatuur võrdeline kadudega, siis nende suurus osutub näitajaks, mis iseloomustab ülekannet nii töövõime kui ka konstruktsiooni ratsionaalsuse poolest.

Rihmülekandes esinevad kaod:

1) rihma libisemisest ratastel (K_l);

2) rihma materjali sisehõõrdumisest muutlikul paindel (K_{hp}), tõmbel ja survel (K_{ht});

3) õhutakistusest rihma, rataste ja rullide liikumisele;

4) hõõrdumisest rihmarataste ja rullide tugedes, mis on koormatud rihmades esineva pingutusjõuga.

Kaks esimest kao liiki, mis moodustavad põhilise osa kõigist rihmülekandes esinevatest kadudest, on eriti olulised, sest elastsele libisemisele ja hüstereesisele kulutatud energia muutub vahetult soojuseks.

Õhutakistusest põhjustatud kadu osutub märkimisväärseks ainult kodaratega suuremamõõtmelistel rihmaratastel. Teistel juhtudel, isegi kiirekäigulistes ülekannetes, ei oma see kao liik täht-

* Rihma materjali normaalelastsusmoodul on arvutatav rihma libisemiskõvera alusel (joon. 115). Libisemiskõveral esineva sirge tõus on määratav iga tema punkti koordinaatide suhtega, sealhulgas ka φ_0 ja s_0 kaudu.

Võrrandi (177) alusel

$$s = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{S_1}{EF} - \frac{S_2}{EF} = \frac{P}{EF}.$$

Saadud tulemuse teisendamisel, kasutades seoseid (179) ja (181), saame avaldada rihma normaalelastsusmooduli:

$$E = 2\sigma_0 \frac{\varphi_0}{s_0}.$$

sust. Rihmarataste ja rullide toed on koormatud rihma harudes esinevate jõududega. Neist põhjustatud kao arvutus on esitatud lk. 504.

Libisemise ja hüstereesise kaod väljenduvad summana

$$K_e = K_l + K_{ht} + K_{hp}.$$

Indeks e näitab, et kõik esitatud kaod tulenevad rihma elastsusest *.

Ajaühikus esinevat kadu (K_e) võib väljendada järgmiselt **:

$$K_e = Fvk_n, \qquad (186)$$

kus F on rihma ristlõikepind;
v — rihma kiirus;
k_n — proportsionaalsustegur, mis oleneb ülekande skeemist, rihma konstruktsioonist ning omadustest.

Füüsikaliselt väljendab tegur k_n energia kadu rihma mahuühiku kohta.

Rihmülekannete elemendid

Rihmad. Ülekande tähtsaimaks elemendiks on rihm, millest oleneb ülekande töövõime. Rihma iga on tunduvalt väiksem rihmülekande teiste elementide east. Seetõttu tuleb rihma õigele valikule ning täiustamisele osutada suurt tähelepanu.

Rihmadele esitatakse järgmised põhinõuded:

1) suur veovõime;
2) küllaldane iga ja väsimustugevus;
3) odav hind.

Võimalused ratsionaalse konstruktsiooniga rihmade saamiseks, mis eeltoodud tingimusi rahuldaksid, ilmnevad summaarse pinge (185) ning kadude (186) võrranditest. Kadude vähendamiseks on vaja rihma ristlõikepindala F vähendada. Selleks vähendatakse põhiliselt rihma paksust h, sest siis väheneb ka paindepinge σ_p. Seoses rihma ristlõikepindala F vähenemisega suurenevad tõmbepinged σ_0 ja k. Rihma tugevuse säilitamiseks armeeritakse teda suure tõmbetugevusega elementidega. Paindepingete vähendamiseks tuleb vähendada paindeelastsusmoodulit E_p, kuid normaalelastsusmoodul E peab jääma seejuures suureks, et kaod elastsest libisemisest oleksid väikesed. Peale selle on vaja, et rihma erikaal γ ja kaotegur k_n oleksid minimaalsed, sest siis väheneb vastavalt tsentrifugaaljõududest põhjustatud pinge σ_{ts} ning rihma kuume-

* Täpsemalt, kaod K_{ht} ja K_{hp} on põhjustatud mitteküllaldasest rihma elastsusest (vt. Гутьяр Е. М., Известия высших учебных заведений, «Машиностроение», № 1, 1959).

** Üksikasjalikum kadude arvutus on esitatud käesoleva õpiku esimese väljaande lk. 217...220.

nemine. Tänapäeva tehnika, eriti sünteetiliste materjalide kasutamine, pakub laialdasi võimalusi esitatu saavutamiseks.

Rihmad liigitatakse ristlõike kuju, konstruktsiooni, materjali ja valmistamistehnoloogia alusel.

Kõige olulisem neist on rihma ristlõike kuju, sest sellest oleneb nii rihmarataste kui ka ülekande konstruktsioon. Ristlõike alusel liigitatakse rihmasid ümar-, lame- ja kiilrihmadeks.

Ümarrihmu kasutati varem laialdaselt suure võimsuse ja telgede vahe puhul, kusjuures rihmadeks olid kanepiköied või terastrossid. Põhiliseks puuduseks neil rihmadel on suur erisurve ratta ja veoelemendi kokkupuutepinnas, mistõttu veoelemendi välispind ja ratta sooned kuluvad suhteliselt ruttu.

Kiilrihmadel eelmärgitud puudust ei esine, seetõttu ümarrihmu enam peaaegu ei kasutata. Ainult väikese võimsusega ülekannetes (näit. õmblusmasinates, toiduainetetööstuses jm.) esineb veel nahk- või puuvillümarrihmu.

Levinumad on *lamerihmad*, mida kasutatakse väga mitmesuguste masinate ülekannetes. Neid valmistatakse laiusega 15... 500 mm, erinevates konstruktsioonides ning erinevatest materjalidest. NSV Liidus on standardiseeritud ning valmistatakse nelja liiki lamerihmu: a) nahkrihmu; b) kummeeritud rihmu; c) kootud puuvillrihmu ja d) kootud villaseid rihmu. Eelmärgitud rihmade põhinäitajad on esitatud tabelis 18.

Nahkrihmad valmistatakse sarvloomade pargitud nahast. Kasutatakse taim-, kroom- või taim-kroompargiga parkimist. Kõigist lamerihmadest on nahkrihmad suurima veovõimega. Materjali kalliduse tõttu kasutatakse nahkrihmu harva, ainult eriti vastutusrikastes ülekannetes.

Kummeeritud rihmad koosnevad mitmest beltingu * kihist, mis on üksteisega ühendatud vulkaniseeritud kummiga. Rihma painduvuse suurendamiseks eraldatakse beltingu kihte veel kummist vahekihtidega.

Kootud puuvillrihmad kujutavad mitmekihilist kangast, kus nii lõime- kui ka koeniidid on puuvillased. Ilmastiku mõju kaitseks, tugevuse suurendamiseks ning lühenemise vältimiseks on rihmad immutatud osokeriidi ja bituumeni seguga.

Kootud villased rihmad on mitmekihilised, kus lõimelõngad on villased ning koeniidid ja kihte ühendavad sideniidid puuvillased. Rihmad immutatakse värnitsa, kriidi ja rauamenniku seguga.

Peale eelkirjeldatud standardsete lamerihmade kasutatakse eriotstarbel (kiirekäigulised ülekanded, siselihvpingid jm.) veel läbiõmmeldud kummeeritud, poollinaseid, siidist, nailonist jt. rihmu. Nende rihmade mõõtmed ja tehnilised tingimused kooskõlastatakse tellijate ja tootjate vahel.

---

* Belting (ingl. *belt* — rihm) — tugev riie tehniliseks otstarbeks, millest valmistatakse transportöörilinte ja rihmasid.

Lamerihmad

Tabel 18

	Nahk-rihmad	Kummeeritud rihmad	Kootud puuvill-rihmad	Kootud villased rihmad	Läbiõmmeldud kummeeritud rihmad	Kootud poollinased rihmad
Tehnilised tingimused, OCT ja ГОСТ	ОСТ НКЛП 5773/16	ГОСТ 101-54	ГОСТ 6982-54	ОСТ НКТП 3157	ТУ 689-51 Главкорд минлегпрома	ТУ 1298-51 Главкорд минлегпрома
Rihma laius b mm	20 ... 300	20 ... 500	30 ... 250	50 ... 500	20 ... 135	15 ... 55
Rihma paksus h mm	Ühekordne 3 ... 5,5, kahekordne 7,5 ... 10	2,5 ... 13,5	4,5; 6,5; 8,5	6; 9; 11	1,75; 2,5; 3,3	1,75
Tõmbetugevus kG/cm²	200	440 (vahekihtideta), 370 (vahekihtidega)	350 ... 405	300	300	500
Pikenemine kuni	10% pingel 100 kG/cm²	18% purunemisel	20 ... 25% purunemisel	60% purunemisel	16% purunemisel	10% purunemisel
Suhe $\frac{D_{min}}{h}$ soovitav	35	40	30 ... 40	30	40	30
Suhe $\frac{D_{min}}{h}$ lubatav	25	30	25 ... 35	25	30	25
Suurim kiirus v_{max} m/s	40	20 ... 30	25	30	50	50
Erikaal γ kG/dm³	0,98	1,25 ... 1,5	0,75 ... 1,05	0,9 ... 1,24	≈ 1,2	≈ 1,0
Konstandid a	29	25	21	18	23	21
võrrandis (195) w	300	100	150	150	200	150
Normaalelastsusmoodul E kG/cm²	1000 1500	800 1200	300 ... 600	—	1000 1200	—

Kiilrihmade laialdane kasutamine algas aastatel 1920 ... 1930. Rihmade kiiret levikut põhjustas individuaalelektriajamite kasutuselevõtmine, mis esitas rihmülekannetele uusi nõudeid: väike telgede vahe ning suur ülekandearv. Samaaegselt esinesid eeltoodud nõuded ka autotööstuses, kus vajati töökindlaid rihmu liikumise ülekandmiseks mootori väntvõllilt ventilaatorile, veepumbale ja generaatorile.

Lamerihm töötas nendes ülekannetes halvasti ja ei omanud küllaldast veovõimet.

Kiilrihma veovõime on suurem kui lamerihmal. Põhjustatud on see suuremast hõõrdetegurist.

Kõik eeltoodud lamerihmülekande valemid on rakendatavad ka kiilrihmülekannetele, kui Euleri valemi astendajas asendada hõõrdetegur f taandatud hõõrdeteguriga $f' = f/\sin \varphi/2$, s. o.

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f'\alpha} = e^{\frac{f\alpha}{\sin\frac{\varphi}{2}}} = m' \qquad (187)$$

kus φ on kiilsoone nurk rihmarattas.

Rihma soonde kinnikiilumise vältimiseks peab nurk φ olema kahekordsest hõõrdenurgast suurem, s. o. $\varphi > 2 \operatorname{arctg} f$. Võttes hõõrdeteguriks $f = 0{,}30$ (kummeeritud riie malmil), siis $\varphi > 2 \operatorname{arctg} 0{,}3 \approx 34°$.

Rihmaratta läbimõõdust olenevalt on kiilsoone nurk $\varphi = 34 \ldots 40°$. Neile nurga φ väärtustele vastav taandatud hõõrdetegur

$$f' = \frac{f}{\sin 18{,}5°} \approx \frac{f}{0{,}32} \approx 3f.$$

Võrreldavatel tingimustel on seega kiilrihma kaareelement suuteline üle kandma ligikaudu kolm korda suuremat ringjõudu kui lamerihma kaareelement. See asjaolu on kiilrihma põhiliseks eeliseks võrreldes lamerihmaga. Eelise täielikku ärakasutamist piirab järgnev asjaolu: erisurve kiilrihma ja soone vahel on tunduvalt suurem kui lamerihmalt ratta põiale. Erisurve suurenemisel rihma kulumine suureneb ja hõõrdetegur väheneb *.

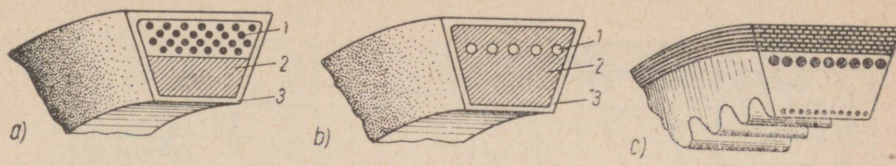
Konstruktsioonilt on kiilrihmu põhiliselt kolme tüüpi:

koordriidest rihmad (joon. 118, *a*) — rihma tõmbetsoon koosneb mitmest koordriide ** *1* kihist, survetsoon *2* on kummist ja ümbris *3* kummeeritud riidest;

koordnöörrihmad (joon. 118, *b*) koosnevad mitmest suure tugevusega koordnöörist *1*, mis asuvad rihma neutraalkihis ning ei

* Võrdlusarvutustest ilmneb, et standardiseeritud profiiliga kiilrihmadel on erisurve ja tõmbepinge suhe (viimane määratakse kogu rihma ristlõike alusel) 4,5 ... 5 korda suurem vastavast suhtest lamerihmadel.

** Koord (pr. *corde* — nöör) — puuvill- või tehiskiust korrutatud suure tugevusega niit.



Joon. 118

mõjuta seega rihma paindejäikust, kummist täidisest *2* (tõmbetsoonis suure elastsusega ja survetsoonis suhteliselt kõvem) ning ümbrisest *3*;

hammastatud koordnöörrihmad (joon. 118, *c*) erinevad tavalistest koordnöörrihmadest selle poolest, et neil on survetsoon hammastatud (mõnikord ka tõmbetsoon) — annab rihmale suurema painduvuse, mis on eriti vajalik suurte kiiruste ja rihmaratta väikeste läbimõõtude puhul.

Koordriidest ja koordnööridega kiilrihmu valmistatakse NSV Liidus seitsme erineva standardse (ГОСТ 1284-57) * ristlõike suurusega (joon. 119). Peale eelnimetatute kasutatakse autode, traktorite ja kombainide mootorites viie eri suurusega ristlõikega koordnöörrihmu (joon. 120), nn. ventilaatoririhmu (ГОСТ 5813-51) **. Kiilrihmu toodetakse lõputute rihmadena pikkusega 0,5 ... ... 14 m, kusjuures erinevate ristlõigete korral on pikkuste vahemik erinev. Kiilrihmade standardseks pikkuseks on kas sisepikkus (L_s) või arvutuslik pikkus (L), s. o. rihma neutraalkihi pikkus. Seejuures $L - L_s = 2\pi(h - h_0)$, kus h on rihma kõrgus ja h_0 — neutraalkihi kaugus rihma ristlõike pikemast alusest ($h_0 \approx 1/3h$). Andmed standardsete kiilrihmade kohta on toodud tabelis 19.

Rihmade edasine areng sõltub järgmistest asjaoludest.

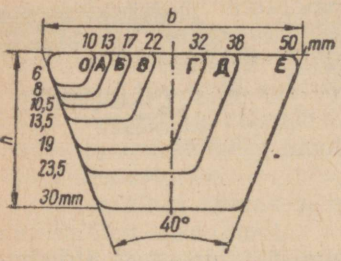
Kõikide rihmade töövõime ja -iga olenevad koordniitide ja -nööride omadustest, riide struktuurist, täidiskummi omadustest ning immutusest. Neist suurima tähtsusega on koordniidid ja -nöörid, sest põhiline osa koormusest kantakse üle nende kaudu. Senini kasutatud puuvillased koordniidid ei ole kohased kiirekäigulistele ülekannetele, kus painutuste suurest sagedusest rihm kuumeneb kuni 100 ... 120°. Taolisel temperatuuril puuvillane niit kuivub, muutub jäigaks, hapraks ja puruneb ruttu. Tunduvalt kvaliteetsemad puuvillastest niitidest on sünteetilistest materjalidest koordniidid. Neid kasutades on võimalik vähendada rihmade ristlõike-

---

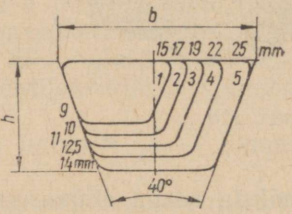
* Asendatud uue standardiga ГОСТ 1284-68. — *Tõlk.*

** Uue standardi ГОСТ 5813-64 alusel on kaht tüüpi kiilrihmu: kitsad rihmad ning normaalmõõtmetega rihmad, mis ristlõike mõõtmetelt vastavad varasemas standardis esinenuile.

Põllutöömasinate ülekannetes kasutatakse vastavalt standardile ГОСТ 10286-62 tehiskiust koordriidest või koordnööridest kiilrihmu, mis on viie eri suurusega ristlõikega. — *Tõlk.*



Joon. 119



Joon. 120

pinda, rataste ning kogu ülekande mõõtmeid, suurendada rihmade veovõimet ja iga ning tagada töökindlus ka suurtel kiirustel.

Eriti efektiivseks osutub kõik eelöeldu kiilrihmade korral. Viimasel ajal kasutatakse nn. kitsaid kiilrihmu. Need rihmad on rakendatavad suurtel kiirustel, kusjuures võrdse koormuse ülekandeks vajalik rihma ristlõikepind on neil ligikaudu neli korda väiksem kui tavalistel kiilrihmadel. See on saavutatud sünteetiliste koordnööride või peente terastrosside kasutuselevõtuga.

Rihmade ühendamine. Kiilrihmad ning mõningad lamerihmade eriliigid valmistatakse lõputute rihmadena. Ülejäänud rihmadel, s. o. peaaegu kõikidel lamerihmadel, tuleb rihma otsad enne kasutamist kokku ühendada. Ühenduskoht on nõrgemaks kohaks rihmas. Tema tõmbetugevus on tavaliselt 30 ... 85% nõrgestamata rihma tugevusest. Ühenduskoht osutub jäigemaks, mõnikord ka raskemaks teistest rihma osadest, põhjustades seetõttu lööke rihmaratastele ja liikumiskiiruse ebaühtlust. Eelöeldust ilmneb, et ühenduskohad on üldse ebasoovitavad ja mõningatel juhtudel otseselt mittelubatavad, näiteks täppispinkide spindli ülekandes.

Lõputute rihmade valmistamine on keerukam ning kallim. Peale selle on lõputu rihma puhul vajalik, et laos oleks igale rihmaliigile, ristlõikele ning pikkusele vastav varurihm. Lõputute rihmadega ülekannete konstrueerimisel tuleb arvestada, et võimalikud on ainult teatavad telgede vahed, mille määrab rihma standardne pikkus. Peale selle on lõputute rihmade puhul vaja kasutada pingutusseadmeid ning rihmade ratastele asetamiseks peavad rihmarattad asetsema konsoolselt või kergesti lahtivõetavatel tugedel. Seetõttu, kuigi lõpututel rihmadel on olulisi eeliseid, kasutatakse ikkagi laialdaselt tavalisi rihmu. Kasutatavamad rihmade ühendusmoodused on toodud tabelis 20. Ühendatakse liimimise, õmblemise või rihmalukkude abil. Liimitavad on ainult nahk- ja kummeeritud rihmad.

Rihmarattad. Rihmaratas koosneb (vt. joon. 124 ... 126) põiast, kodaratest (või kettast) ja rummust. Rihmarattaid liigitatakse põia tööpinna kuju, materjali ja konstruktsiooni alusel.

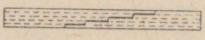
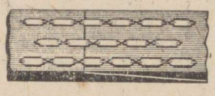
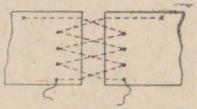
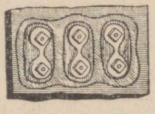
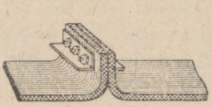
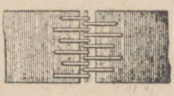
Kiilrihmad *Tabel 19*

Ristlõike tähis		ГОСТ 1284-57 ** (vt. joon. 119)							ГОСТ 5813-64							
		0	А	Б	В	Г	Д	Е	kitsad			normaalsed (joon. 120)				
Ristlõike pindala F cm²		0.5	0,8	1,4	2,3	4,8	7,0	11,7	0,61	0,94	1,59	1,06	1,34	1,65	2,18	2,78
Rihma arvutuslik või sisepikkus * mm	minimaalne	500 *	500 *	630 *	1800	3150	4500	6300	710	750	1000	825	875	1060	975	975
	maksimaalne	2500	4000	6300	9000	10000	14000	14000	1500	1650	2000	1120	1120	1450	1550	1950
Arvutusliku ja sisepikkuse erinevus mm		25	33	40	55	76	95	120								
Lubatav minimaalne rihmaratta arvutuslik läbimõõt mm		63	90	125	200	315	500	800	71	90	140	80	90	106	125	140
Konstandid valemis	a	23	25	28	30	32	32	32								
(195)	w	100	120	180	215	280	350	440								
Suurim kiirus v_{max} m/s		25	25	25	25	30	30	30								
Rihma arvutuslik laius a_p mm (vt. joon. 123)		8,5	11	14	19	**27**	32	42								
Soonte	e	10	12,5	16	21	28,5	34	43								
mõõtmed mm	c	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5								
(joon. 123)	t	12	16	20	26	37,5	44,5	58								
	s	8	10	12,5	17	24	29	38								
	φ_0*	34 . . . 40				36 . . . 40		38...40								

* Nurk φ_0 valitakse sõltuvalt ratta läbimõõdust — väiksemale läbimõõdule vastab väiksem nurk.
** Asendatud standardiga ГОСТ 1284-68. — *Tõlk.*

Tabel 20

Rihmade ühendamine

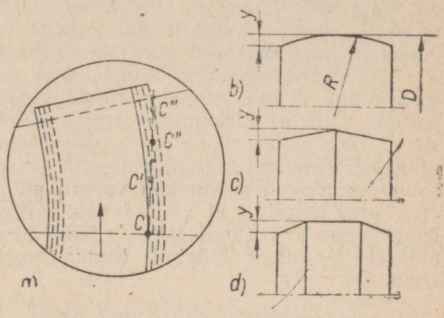
Ühendamise moodus			Liitekoha tugevus rihma nõrgestamata ristlõike suhtes %
Liimimisega	Nahaliimiga		80 . . . 85
	Kummiliimiga		80 . . . 85
Õmblemisega	Valge parknaha ribadega		30
	Keelsoontega		50
Rihmalukkudega	Poltide ja alusplaatidega (rihma otsad vastakuti) *		30
	Poltide ja alusplaatidega (rihma otsad painutatud) **		25
	Traadist konksude või spiraaliga ja neid läbiva vardaga ***		50 . . . 80

* Nn. kruvilukk. ** Nn. pannallukk. *** Nn. liigendlukk. — *Tõlk.*

Tööpinna kuju oleneb rihma liigist ning ülekande töötingimustest.

Lamerihmade korral on põia tööpinna kõige soovitavam kuju poleeritud silinderpind, sest siis on rihma kulumine elastsest libisemisest minimaalne.

Joon. 121



Rihmarataste põhimõõtmed — läbimõõt D, laius B (oleneb rihma laiusest b) ja põia kumeruse kõrgus y (vt. allpool) on reglementeeritud stardardiga OCT 1655.

Poolristrihm- ja ristrihmülekannetes ning järsult muutuva koormusega ülekannetes on rihmaratta laius $B = (1{,}5 \ldots 2{,}0)b$.

Kui rihmarataste täpne asetus ei ole tagatud, asendatakse silindriline tööpind kumeraga, sest mitteparalleelsetelt silinderpõialistelt ratastelt jookseks rihm maha. Tehes aga ühe või mõlema ratta põia keskelt kumerana, siis ükskõik millest tingitud rihma külgsuunaline nihkumine põhjustab tema tagasimineku ratta keskele.

Kumera tööpinna seda omadust selgitab joonis 121, *a*, kus on kujutatud rihmal asuva punkti *c* järjestikulised asendid $c' \ldots c'''$. Seega koonilisele pinnale suunduv rihm püüab nihkuda paremale ning kahepoolse koonuspinna puhul püsida ratta keskel.

Senini kasutati harilikult kahepoolselt koonilisi — sujuva üleminekuga koonuse tipul (joon. 121, *c*) või ringikaare või mõne teise kõverjoone kujulisi (joon. 121, *b*) tööpindu.

Hilisematest uurimustest ilmnes, et tööpinna ratsionaalsemaks kujuks on joonisel 121, *d* esitatu: keskosa umbes poole ratta laiuses tehakse silindrilisena ja ääred koonuse- või ringikaarekujulistena. Sel juhul põia suunav toime muutub paremaks ning lisapinged rihmas vähenevad peaaegu kahekordselt.

Kumeruse kõrgus y oleneb ratta laiusest ning eeldatavast rataste telgede mitteparalleelsusest. Vastavalt OCT 1655 on y väärtused järgmised:

Ratta laius mm	40 . . . 60	70 . . . 100	125 . . . 150	175 . . . 250
Kumeruse kõrgus y mm	1	1,5	2	2,5
Ratta laius mm	300 . . . 400	450 . . . 600		
Kumeruse kõrgus y mm	3	4		

Seejuures tuleb märkida, et ratta kumer tööpind suurendab rihma kulumist ja vähendab tema iga. Seetõttu kasutatakse kumerat tööpinda ainult vajaduse korral lahtistes ülekannetes. Kumera tööpinnaga tehakse veetav ratas *; ainult suurtel kiirustel ($v > 20 \ldots 30$ m/s) on kumerus mõlemal rattal.

Läbilibisemisel esineb harilikult alati rihma nihkumine ratta ääre suunas ning tema mahajooks rattalt.

* Soovitav on teha kumerus veetavale rattale seepärast, et rattale suunduvas rihmaharus esinev jõud $S_2 < S_1$. — *Tõlk.*

See on seletatav hõõrdumise tuntud seaduspärasusega: keha suure kiirusega libisemisel teatavas suunas (läbilibisemisel — rihma libisemine rattal) on tema paigaldamiseks liikumisele ristsuunaliselt (s. o. ratta serva suunas) vaja suhteliselt väikest jõudu. Rataste telgede mitteparalleelsuse tõttu aga esinevad sellised väikesed jõud rihmülekandes tavaliselt alati.

Kui koormuse liigist tingituna ei ole läbilibisemine välditav, rihma mahajooksu aga ei tohi esineda (rihma vigastumise või mõnel muul põhjusel), siis peavad sellistel ülekannetel rihmarattad olema ühe- või mõlemapoolse äärisega. Ääris väldib rihma mahajooksu, siis kui ta on küllalt kõrge (40...70 mm) ning kui üleminek äärelt ratta tööpinnale toimub soonega. Madalad äärised ja sooni asendavad siirdmikud võivad põhjustada rihma purunemist.

Tuleb märkida, et äärised väldivad rihma mahajooksu ainult läbilibisemisel. Normaalsel töörežiimil tagab rihma püsimist rattal täpne montaaž ja teataval määral ka kumer tööpind. Rihma kestev hõõrdumine vastu äärist vähendab tema iga.

Kiirekäigulistes ülekannetes tuleb arvestada rihma poolt õhu kaasatõmbamist rattale suunduva rihmaharu ja ratta vahele moodustuvasse kiilukujulisse pilusse, mille tulemusena väheneb haardenurk ning halveneb rihma sidestus rattaga. Selle vältimiseks kasutatakse erikonstruktsiooniga rihmarattaid.

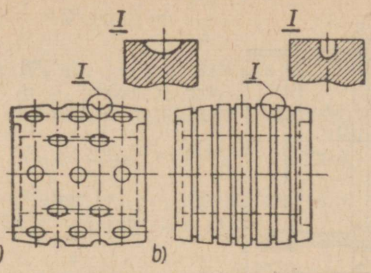
Joonisel 122, *b* esitatud konstruktsioonil on ratta tööpinnas madalad *ringsooned* rihmaga kaasa tuleva õhu ärajuhtimiseks. Joonisel 122, *a* kujutatud rihmaratta tööpinnas esinevad *sfäärilised süvendid.* Õhu kiirel väljumisel süvenditest tekib neis vaakuum, mille toimel rihm liibub vastu ratast.

Kiilrihmale on tööpindadeks ratta põias asuvate kiilsoonte külgpinnad. Soonte mõõtmed ja arv määratakse vastavalt valitud rihma profiilile ning arvutusega (vt. lk. 234) saadud rihmade arvule. Soone mõõtmed peavad olema sellised, et rihm ei puutuks kokku soone põhjaga ega ulatuks ka soonest välja. Rihma painutamisel tema profiil muutub ja sellega seoses ka profiilinurk (esialgne $\varphi_0 = 40°$). Seetõttu sõltub soone nurk ratta läbimõõdust.

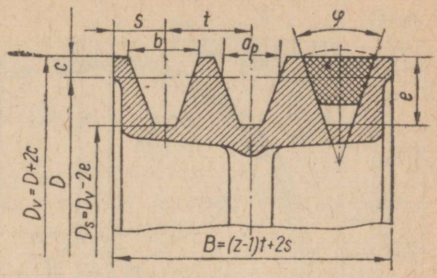
Profiilinurga muutus ning neutraalkihi asend rihma ristlõikes oleneb rihma konstruktsioonist ja omadustest. Seetõttu rihma profiilile vastavate soonte mõõtmed määratakse rihmade tootjate poolt. Rihmaratta soonte mõõtmed standardse konstruktsiooniga kiilrihmadele on esitatud ГОСТ 1284-57 alusel (joon. 123 ja tab. 19). Mitme rihmaga ülekandes kõigile rihmadele ühtlase koormuse saavutamiseks peavad eelkõige soonte arvutuslikud läbimõõdud olema võrdsed ning samuti ka rihmade pikkused. Uurimustest ilmneb, et arvutuslike läbimõõtude võrdsus omab seejuures suuremat tähtsust. Seetõttu tuleb rihmaratta tööjoonisel soonte mõõtmetele lisada tolerants.

Rihmarattad liigitatakse valmistamisviisi ja materjali järgi: malmist või alumiiniumisulamist *valatud* ja terasest *keevitatud* rattad. Varem kasutusel olnud puidust rattaid esineb nüüd harva.

Rihmaratta konstruktsioon oleneb tema materjalist. Materjali valik aga sõltub rataste arvust, nende läbimõõdust ning pöörlemiskiirusest.



Joon. 122.



Joon. 123

Üksikuid rihmarattaid on harilikult kasulik valmistada keeviskonstruktsioonina, sest sel juhul ei esine kulutusi mudeli valmistamiseks ning lüheneb ka valmistamise aeg. Peale selle on keevitatud rihmarattad läbimõõduga üle 500 mm valatud ratastest kergemad. Malmist ratastel on lubatavaks maksimaalseks kiiruseks 30 ... 35 m/s. Kiirekäigulistes ülekannetes, kus esineb sagedasi käivitusi, seiskamisi või töötamist muutlikul kiirusel, kasutatakse alumiiniumisulamitest rihmarattaid. Malmratastega võrreldes väheneb sel juhul energia kadu kiirendus- ja pidurdusfaasis. Kao vähenemine on võrdeline materjalide erikaalude suhtega, s. o. $\gamma_m : \gamma_a = 7{,}5 \ldots 2{,}7$. Järelikult võrdsete kadude korral oleks ülekande kiiruse suurenemine võrdeline ruutjuurega eeltoodud suhtest, s. o. ligikaudu 60 ... 65%.

Rasketel tööreŽiimidel (löökkoormus, sagedane reverseerimine jm.) tehakse tugevdamise eesmärgil kergetest sulamitest valmistatud rihmarataste istukohad bimetalsena: vormi asetatud malmist puksi ümber valatakse kergest sulamist ratas. Puksis olev auk vastab rummu siseläbimõõdule ning temasse tehakse süvis pikikiilule. Suurte bimetalsete rihmarataste kaal on ligikaudu 60% väiksem malmratta kaalust.

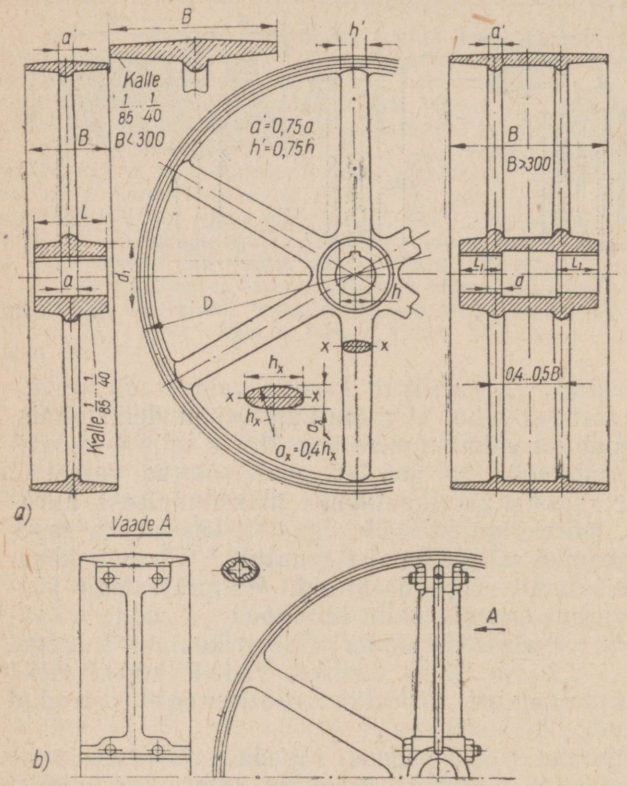
Kõige sagedamini kasutatakse malmist rihmarattaid. Väikese läbimõõduga rattad tehakse seejuures silindrikujulistena. Keskmise läbimõõduga ratastel ühendatakse rumm ja põid kettaga, suureläbimõõdulistel aga kodaratega.

Malmist rataste mõõtmeid määravad seosed on esitatud joonisel 124, *a*.

Malmist rihmaratta tugevusarvutusel määratakse harilikult tsentrifugaaljõust põhjustatud pinge põias ning kodara ristlõike mõõtmed (paindele arvutusest).

Pinge tsentrifugaaljõust õhukeses rõngakujulises põias (nagu rihmaski) arvutatakse valemiga (183):

$$\sigma = \frac{\gamma v^2}{10g} \leqslant [\sigma_t].$$



Joon. 124

Seega vastavalt kasutatud materjalile on pöiale lubatav suurim ringkiirus

$$v_{max} \approx 10 \sqrt{\frac{[\sigma_t]}{\gamma}} \text{ m/s.} \qquad (188)$$

Järelikult v_{max} *ei sõltu pöia mõõtmetest*, vaid oleneb ainult pöia materjali erikaalust γ (kG/dm³) ning pöiale lubatavast tõmbepingest $[\sigma_t]$ (kG/cm²).

Rihmarattad ringkiirusega kuni 25 m/s valatakse malmist СЧ 12-28 (ГОСТ 1412-54). Kiirustel 25 ... 30 m/s kasutatakse malmi СЧ 15-32 ning kiirustel 30 ... 35 m/s malmi СЧ 21-40.

Kodarate arv ratastel läbimõõduga kuni 500 mm on neli, kuni 1600 mm — kuus ja kuni 2000 mm — kaheksa.

Ratastel laiusega $B \leqslant 300$ mm on kodarad ühes reas, suurema laiuse korral aga kahes reas.

Kodara ristlõike mõõtmed arvutatakse paindele, lähtudes leppelisest momendist $PD/2$, mis võetakse jaotuvana $^1/_3$ kodaratest.

Kodarate tugevustingimus:

$$\frac{1}{3} A W_k [\sigma_p] = \frac{PD}{2}, \tag{189}$$

kus W_k on kodara ristlõike vastupidavusmoment;
A — kodarate arv.
Elliptilise ristlõikega kodaratel (joon. 124, *a*)

$$W_k = 0{,}1ah^2 = 0{,}04h^3. \tag{190}$$

Võttes $[\sigma_p] = 300$ kG/cm², siis võrdustest (189) ja (190) avaldub kodara ristlõike pikema telje pikkus:

$$h = \sqrt[3]{\frac{PD}{8A}}. \tag{191}$$

Esitatud arvutus on ilmselt ligikaudne, sest: 1) kodara ja pöia deformatsioone ei ole võimalik eraldi vaadelda, kuna nad sõltuvad teineteisest; 2) ringjõud on võetud jaotuvana ühele ko'mandikule kodarate arvust, kuid tegelik koormuse jaotus nimetatud elementide vahel oleneb nende jäikuste suhtest. Suuremõõtmeliste ja raskelt koormatud rihmarataste arvutusel kasutatakse seetõttu täpsustatud arvutusmetoodikat, kus eeltoodud puudused on väldi-tud *.

Malmist rattaid valmistatakse mõnel juhul poolitatuina, näiteks rihmaratta asetamiseks tugede- või siduritevahelisele võllile neid seejuures demonteerimata. Ratta poolitus on soovitav teha kodarate kohalt, seega kodarate arv peab olema täisarv. Poolitatud kodara ristlõike pikem telg on 30 ... 40% suurem kui poolitamata kodaral, kuid lühem telg on kõikidel kodaratel võrdse pikkusega. Poolitatud kodarates tuleb lisapaindepingete vähendamiseks kinnituspoldid (soovitav tikkpoldid) asetada võimalikult lähedale pöia raskuskeskmele ja ratta teljele. Et poolitatud rattad on poolitamata ratastest raskemad ning keerukama konstruktsiooniga, siis kasutatakse neid ainult põhjendatud juhtudel.

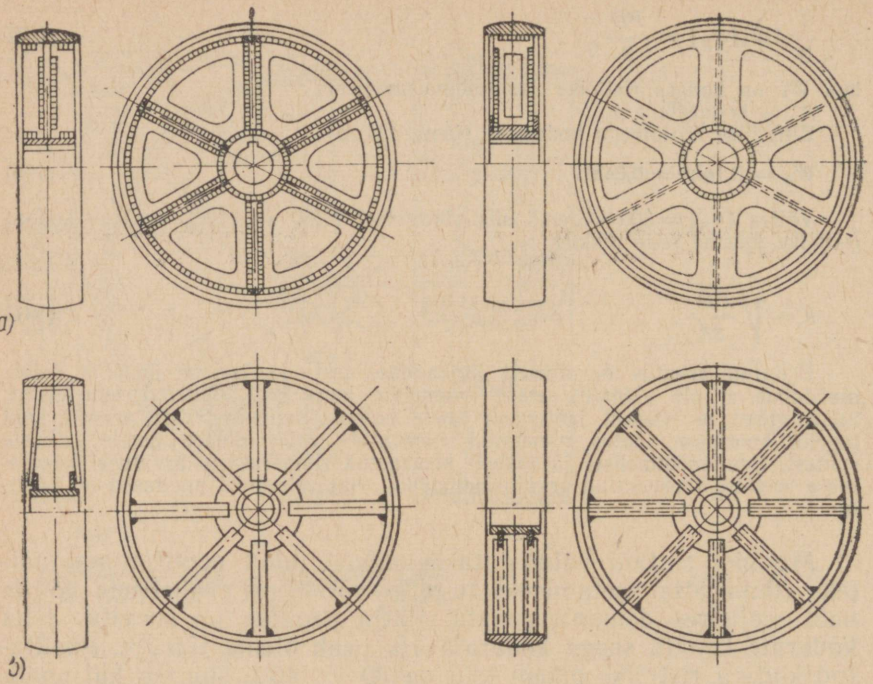
Keevitatud rihmaratastel valtsitakse pöid lehtterasest ning rumm valmistatakse ümarterasest või sepisest.

Pöid ühendatakse rummuga kõige sagedamini terasest kettaga. Pöial laiusega alla 350 mm on üks ühendusketas, suurema laiuse puhul kaks. Kaalu vähendamiseks on ketastes ümmargused või pirnikujulised augud. Jäikuse suurendamiseks on ketastele keevitatud ribid (joon. 125, *a*). Mõnikord asendatakse ketas ribaterasest või torudest kodaratega (joon. 125, *b*). Kodaratega rattad on kettaga ratastest kergemad, kuid suurema koostiselementide arvu tõttu keerukamad valmistada.

Rumm valmistatakse terasest Ст. 5, ketta ja pöia materjaliks on aga Ст. 3 (ГОСТ 380-60).

Keevitatud rihmaratastel arvutatakse tugevusele pöia ja ketta või kodara keevisõmblused.

* Vt. näit. Рабинович А. Л., Федотов Н. М., Определение усилий в элементах шкива, Институт механики АН СССР, Инженерный сборник, т. III, вып. 2, 1947.

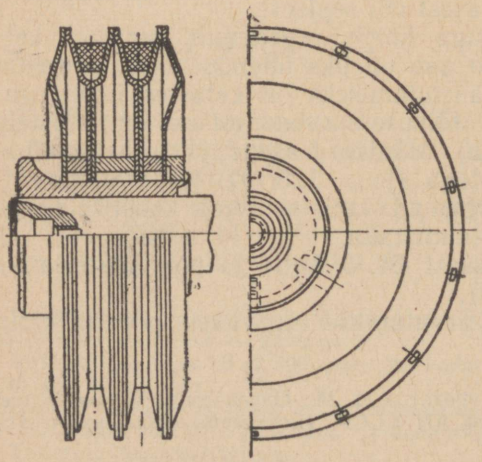


Joon. 125

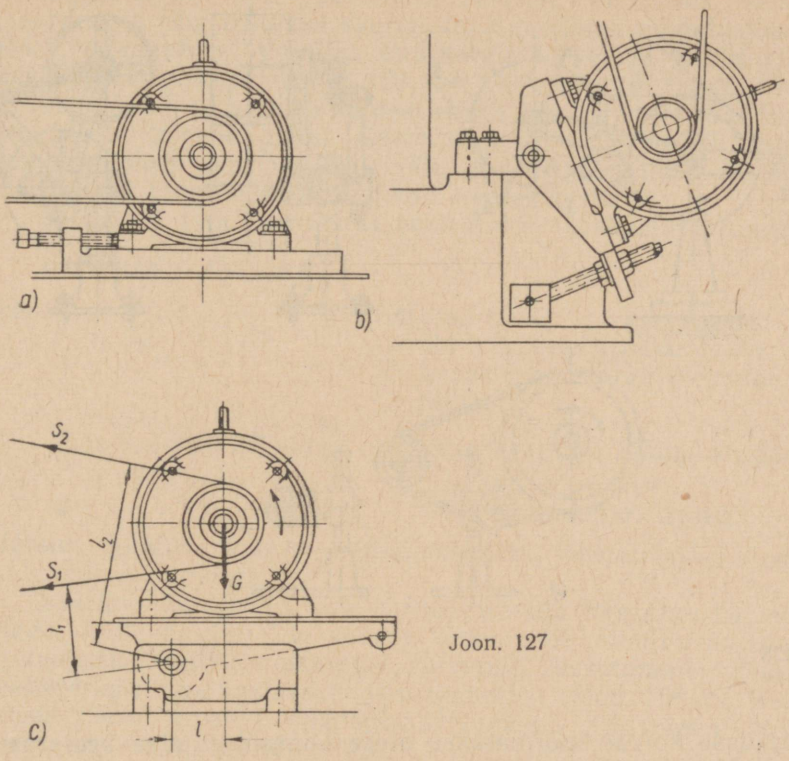
Kiilrihmarattad valmistatakse suurseeriatootmises mõnikord keevitatuina stantsitud ketastest (joon. 126).

Peale muude eeliste on sellistel ratastel põia elastsusest tingituna koormuse jaotus rihmadele ühtlasem kui jäiga valatud põiaga ratastel.

Joon. 126



Pingutusseadmed. Pingutusseadmeta ülekannetes tekitatakse pingutusjõud rihma elastse eeldeformatsiooniga, asetades ta rihmaratastele pinguga. Kuna rihm aja jooksul venib, siis pingutusjõu säilitamiseks tuleb rihma lühendada. Rihmade sagedane ühendamine õmblemisega ei ole soovitatav ning lõpututel rihmadel üldse lubamatu. Seetõttu kasutatakse kaasaegsetes üle-



Joon. 127

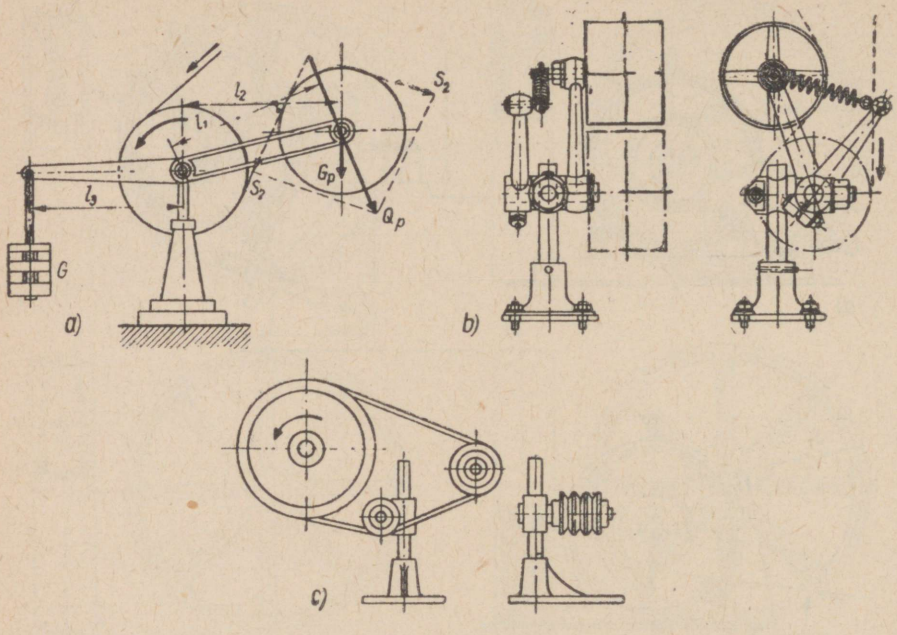
kannetes rihmade pingutusjõu tekitamiseks ja reguleerimiseks tavaliselt pingutusseadmeid.

Pingutusseadme vajalik käigupikkus rihma pikenemise kompenseerimiseks on harilikult 5 ... 10% telgede vahest. Kiilrihmülekannetes on vajalik veel rihmade montaaži võimaldamiseks telgede vahet vähendada kahekordse rihma kõrguse võrra.

Konstruktsioonilt ja tööpõhimõttelt jaotatakse pingutusseadmed kolme gruppi: 1) *juhtroopad ja šarniirse kinnitusega alused*; 2) *pingutus- ja surverullid*; 3) *seadmed pingutusjõu automaatseks reguleerimiseks*. Alljärgnevalt vaatleme lühidalt eelmärgitud mooduseid.

1. Lihtsamates pingutusseadmetes on elektrimootorit koos vedava rihmarattaga võimalik juhtroopail nihutada (joon. 127, *a*) või elektrimootor asub šarniirse kinnitusega alusel (joon. 127, *b*). Püsiva suurusega eelpingutusjõud saadakse, kui elektrimootor asetatakse šarniirselt kinnitatud juhtroopaile (joon. 127, *c*). Õla pikkus l määratakse tasakaaluvõrrandist

$$Gl = S_2 l_2 + S_1 l_1.$$



Joon. 128

Vajaduse korral koormatakse aluse konsoolset otsa veel raskusega või vedru jõuga.

2. Konstantse telgede vahega ülekannetes tekitatakse pingutusjõud *pingutusrulliga* (joon. 128, *a* ja *b*). Pingutusrulliks on teljel vabalt pöörlev silindrilise pöiaga rihmaratas, mida surutakse väiksema rihmaratta lähedal *veetava* rihmaharu välispinna vastu.

Enne kiilrihmade kasutuselevõttu oli pingutusrull ainsaks vahendiks, mis võimaldas suurt ülekandearvu väikese telgede vahega lamerihmülekandes. Pingutusrulliga ülekannetes osutus see võimalikuks haardenurga suurenemise tõttu. Pingutusrulliga kaasneb ka teatav puudus: rull põhjustab rihmale vastassuunalise lisapainutuse, mis vähendab tunduvalt rihma iga. Kiilrihmu kasutades ei ole eelmärgitud juhul pingutusrull vajalik. Seepärast kasutatakse pingutusrulliga lamerihmülekandeid tänapäeval harva.

Painutuse kahjulik mõju on seda suurem, mida väiksem on painde raadius ning kahe teineteisele järgneva painutuse ajaline vahe. Rulli läbimõõtu D_r ei ole seetõttu soovitav teha väiksemat kui väiksema rihmaratta läbimõõt D_{min} ning rulli ja lähima rihmaratta (harilikult väiksem) telgede vahe A_r ei tohi olla liiga väike; soovitav $A_r \geqslant D_{min} + D_r$

Pingutusrulli telg asetatakse selliselt, et rihma venimisel haardenurk rihmaratastel suureneks, kuid rihma pingutusjõud oluliselt ei muutuks. Vajaliku suurusega survejõud rullilt rihmale tekitatakse raskuse (joon. 128, *a*) või vedruga (joon. 128, *b*). Rulli telje täpse asetuse suhtes kehtib sama range nõue kui rihmarataste telgede puhul. Seetõttu peab pingutusrulli tugistuskonstruktsioon olema küllalt jäik. Kerge pöörlemise tagamiseks asetatakse pingutusrull harilikult veerelaagritele.

Raskus G (või vedrujõud) määratakse tasakaaluvõrrandist:

$$Gl_3 - G_r l_2 - Q_r l_1 = 0,$$

kus G_r on rulli kaal;

l_1, l_2, l_3 — õla pikkused (määratakse mõõtkavas joonestatud ülekande skeemilt);

$Q_r = \overline{S}_1 + \overline{S}_2 = 2S_2 \sin\frac{\alpha_r}{2}$ — koormus rullile rihmaharudes esinevatest jõududest;

α_r — rihma haardenurk rullil.

Järsult muutuva koormusega ülekannetes ühendatakse pingutusrull tõukesummutiga *.

Kiilrihmülekannetes pole harilikult vaja haardenurka suurendada. Rulle kasutatakse nendes ülekannetes ainult rihmade pingutamiseks. Kiilsoonestusega surverulli kasutamine võimaldab vältida ka rihma vastassuunalist painutust (joon. 128, *c*). Seetõttu kasutatakse tavalist siledapõialist, rihma välispinnal töötavat surverulli ainult erandjuhtudel.

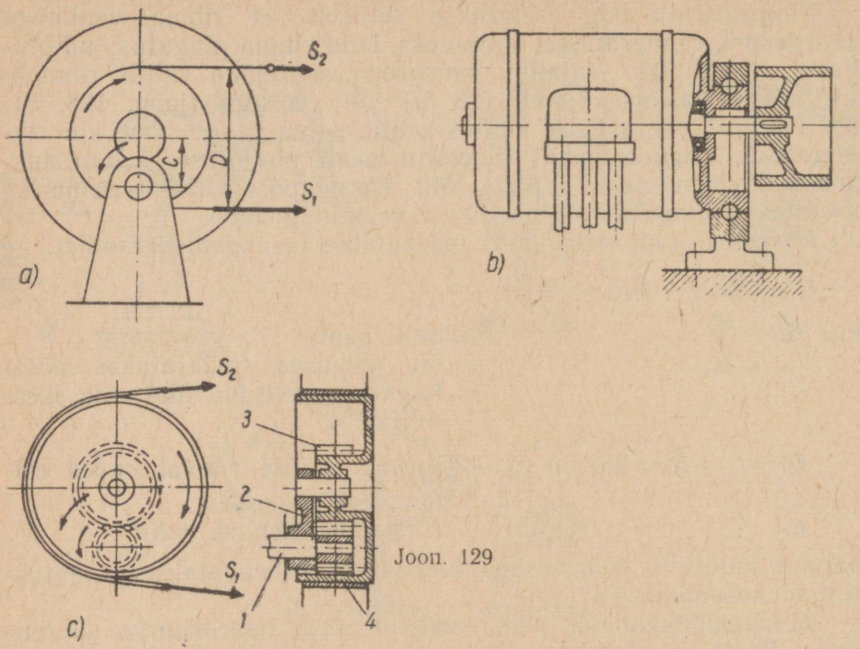
3. Vaadeldud seadmed (juhtroopad, šarniirsed alused, pingutus- ja surverullid) võimaldavad parimal juhul ainult vajaliku suurusega pingutusjõudu tekitada ja seda püsivana hoida **. Seejuures on hõõrdumisega ülekannete konstrueerimisel üldiseks püüdeks automaatselt reguleeruva survejõu (siin — rihma pingutusjõu) saavutamine, mis muutuks vastavalt tegelikule ülekantavale koormusele. Selliseid seadmeid kasutatakse viimasel ajal üha laialdasemalt ka rihmülekannetes.

Nende seadmete tööpõhimõte selgub jooniselt 129. Automaatne rihma pingutusjõu reguleerimine toimub siin elektrimootori staatori või hammasratta reaktiivmomendiga.

Pöörelgu elektrimootori rootor koos rihmarattaga päripäeva. Mootori staator, mis on tugistatud kiikuvalt rootori pöörlemisteljest kaugusel c asetsevale teljele, pöördub siis reaktiivmomendi toimel vastupäeva. Selle tulemusel rootori ja seega ka rihma-

* Tõukesummuti arvutusnäidet vt. Добровольский В. А., Задачи по деталям машин, Машгиз, 1946, стр. 495 . . . 501.

** Juhtroopad ja šarniirne alus võimaldavad konstantset eelpingutusjõudu S_0. Pingutusrulli kasutamisel osutub konstantseks aga pingutusjõud rihma vedavas harus S_2.



Joon. 129

ratta telg nihkub vasakule. Telgede vahe suureb ja rihm pingutub.

Süsteemi tasakaaluvõrrandist (joon. 129, *a*)

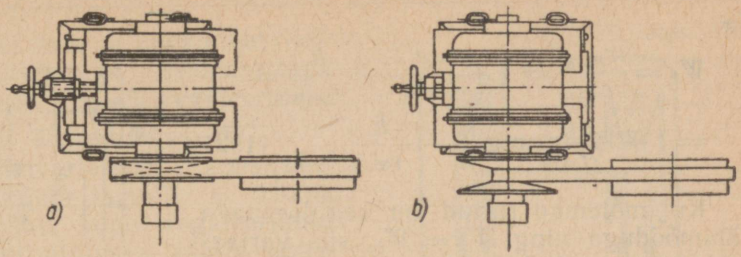
$$S_1\left(\frac{D}{2}-c\right)=S_2\left(\frac{D}{2}+c\right)$$

selgub, et alati on võimalik valida sellist *c* väärtust (*c* — rootori pöörlemistelje kaugus staatori kinnitusteljest), mille puhul pingutusjõudude suhe S_1/S_2 tagab ülekandele läbilibisemata töötamise. Vastavalt koormusele (paigalseis, käivitus, tööperiood, tühijooks) muutuvad ka pingutusjõud rihma harudes.

Eeltoodud põhimõtte alusel on võimalik kujundada erineva konstruktsiooniga pingutusseadmeid.

Joonisel 129, *b* esitatud konstruktsioonil on staatori esikilbil ekstsentrilise asetusega rõngas, mille välispinnal on veeretee. Analoogiline veeretee on ka toe sisepinnal, millele rõngas toetub kuulide kaudu. Staatorile mõjuv reaktiivmoment põhjustab rihmas pingutusjõu.

Teistsugune konstruktsioon on esitatud joonisel 129, *c*. Elektrimootori võllile *1* on liistuga kinnitatud vedav hammasratas *4*. Samale võllile toetub veel nookur *2*, mille teljel pöörleb veetav hammasratas *3* ja temaga jäigalt ühendatud rihmaratas.



Joon. 130

Pöörelgu mootori rootor vastupäeva ning rihmaratas temale vastupidiselt. Hammasratta *3* ringjõust põhjustatud nookurile mõjuva momendi suund on siis vastupäeva ja tekkinud rihma pingutusjõud võrdeline ülekantava koormusega.

Kiilrihmvariaatorid *. Kiilrihma kuju ning suur veovõime loovad soodsa võimaluse erineva konstruktsiooniga pideva kiiruse reguleerimisega ülekannete kujundamiseks.

Lihtsat variaatorit esitab joonis 130. Variaatori üks rihmaratas on siledapõialine, teine kiilukujulise soonestusega ning neil asetseb erimõõtmeline lai kiilrihm. Kiilukujulise soonestusega ratas koosneb kahest koonuspinnalisest ratta poolest, kusjuures ühele neist mõjub vedru. Nihutades elektrimootorit juhtroopail, muutub rihma asend soones ja seega ka rihma ning veetava rihmaratta kiirus. Joonisel 130, *a* kujutatud juhul on veetava ratta kiirus maksimaalne ning joonisel 130, *b* — minimaalne.

Kiilrihmvariaatorite konstruktsioonid erinevad üksteisest järgmiste näitajate poolest: rihma ristlõike mõõtmed (standardsete ** ja laiade kiilrihmadega variaatorid), reguleeritava läbimõõduga rataste arv (variaatorid 1, 2 või 4 reguleeritava rattaga); rihmade pingutamise moodus ning teised vähem olulised erinevused.

Variaatori põhiparameetriks on reguleerimise diapasoon. Reguleerimise diapasooni suurendamise püüdlus põhjustab variaatorite uute konstruktsioonide loomist.

Määrame järgnevalt kiilrihmvariaatori reguleerimise diapasooni W.

Ühe reguleeritava ning teise konstantse läbimõõduga ratta puhul on reguleerimise diapasoon $W_1 = r_{max}/r_{min}$, kus r_{max} ja r_{min} on vastavalt rihma asetuse suurim ja vähim raadius reguleeritava läbimõõduga rattal. Suuruste r_{max} ja r_{min} suhet on võimalik väljendada rihma (b, h) ja ratta soone mõõtmete (e, φ) kaudu järgmiselt (joon. 131):

$$r_{max} = r_{min} + e - h = r_{min} + \frac{b}{2}\operatorname{ctg}\frac{\varphi}{2} - h$$

* Varem kasutati ka koonuspinnaliste ratastega lamerihmvariaatoreid. Tingituna suurest gabariidist ning rihma ebasoodsast töötingimusest neid ülekandeid enam ei kasutata.

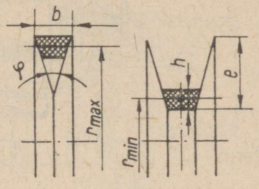
** Vastavalt standardile ГОСТ 1284-68, ГОСТ 5813-64 ja ГОСТ 10286-62.

ja

$$W_1 = \frac{r_{max}}{r_{min}} = 1 + \frac{e}{r_{min}} - \frac{h}{r_{min}} =$$

$$= 1 + \frac{b}{2r_{min}} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} - \frac{h}{r_{min}}. \qquad (192)$$

Joon. 131

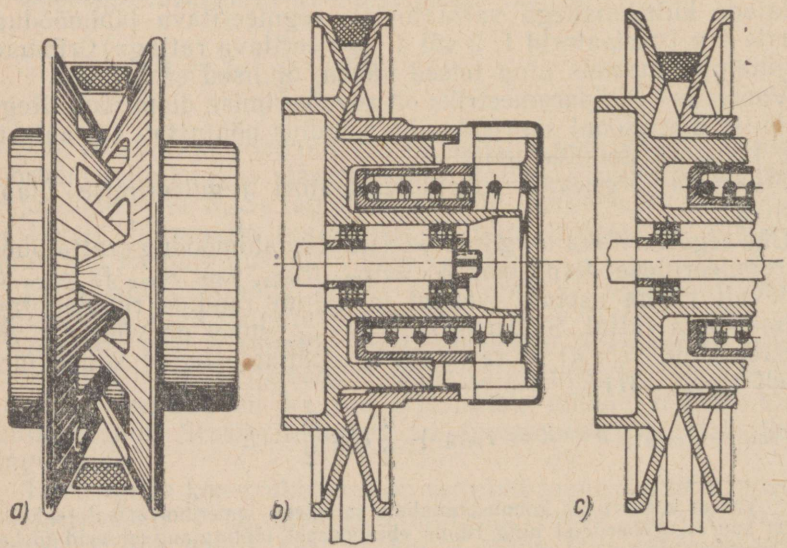


Kui mõlemad rattad on reguleeritava läbimõõduga ning $W_2 = W_1$, siis variaatori reguleerimise diapasoon $W_{1,2} = W_1 W_2 = W_1^2$.

Maksimaalse reguleerimise diapasooni standardsete kiilrihmadega variaatoritele määravad rihmadele kehtivad piirsuurused: $\varphi = 34°$, $b = 1{,}8h$, $r_{min} = 5h$. Vaadeldud kahe variaatoritüübi puhul saaksime: $W_1 \approx 1{,}4$ ja $W_{1,2} = W_1^2 = 1{,}96$.

Seega standardse kiilrihmaga variaatori reguleerimise diapasoon on väike.

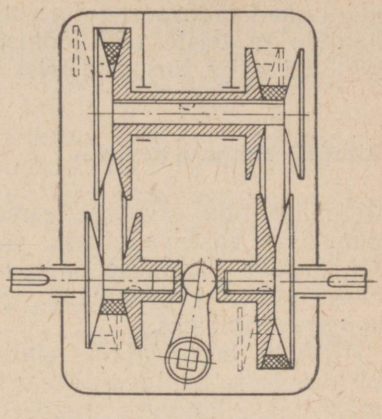
Reguleerimise diapasooni suurendamise võimalused ilmnevad võrrandist (192). Selleks kasutatakse erikonstruktsiooniga rihmarattaid — näiteks väljalõigetega rattad (joon. 132), millel soone töötava osa kõrgus $e > \frac{b}{2} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2}$; eriprofiiliga rihmu — nn. laiad kiilrihmad, kus rihma laiuse ja kõrguse suhe $\frac{b}{h} \approx 2 \ldots 3$ (standardsetel rihmadel $b/h \approx 1{,}8$). Peale selle on võimalik kasutada



Joon. 132

veel kaheastmelist ülekannet nelja reguleeritava rihmarattaga (joon. 133), millel reguleerimise diapasoon $W_{1,4} = W_{1,2}^2 = W_1^4$.

Joon. 133



Kiilrihmvariaatorite konstrueerimisel tuleb tagada, et rihma pingutusjõud kogu reguleerimise diapasooni ulatuses jääks konstantseks.

Eelmärgitud asjaolu erilisus kiilrihmvariaatoritele ilmneb alljärgnevast.

Teatava telgede vahe A ning rataste läbimõõtude D_1 ja D_2 puhul on rihma vajalik pikkus (tab. 21).

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}.$$

Rihma pikkuse avaldisest tuleneb, et konstantse telgede vahega A variaatorites peab vastavalt D_1 ja D_2 muutumisele ka rihma arvutuslik pikkus L muutuma. Rihma pikkus on minimaalne, kui $D_1 = D_2 = D_k$ *, kusjuures $L_{min} = 2A + \pi D_k$. Maksimaalseks osutub rihma pikkus, kui ta paikneb ratta maksimaalsel või minimaalsel läbimõõdul:
$L_{max} = 2A + \pi/2\,(D_{max} + D_{min}) + (D_{max} - D_{min})^2/(4A)$. Kui $D_{max} = 250$ mm, $D_{min} = 120$ mm, $D_k = 185$ mm, $A = 300$ mm, siis $L_{max} - L_{min} = 1194 - 1180 = 14$ mm.

Kuna variaatori rihma tegelik pikkus on konstantne, toimub rihma pikkuse valik kas L_{min} või L_{max} alusel. Järelikult, et säilitada kiiruse reguleerimisel pingutusjõud konstantsena, peab reguleerimismehhanism nihutama koonuseid ebaühtlaselt. Mõnel juhul muudetakse sel eesmärgil telgedevahelist kaugust, kasutatakse surverulli või teisi mooduseid **.

Suuruste L, L_{max} ja L_{min} võrranditest ilmneb, et $(L_{max} - L_{min})$ suhteliselt väheneb, kui A suureneb ja $(D_{max} - D_{min})$ väheneb. Mõningates variaatorites (suur telgede vahe, standardne rihm, väike reguleerimise diapasoon) on $(L_{max} - L_{min})$ erinevus väike ning kompenseeritav rihma pikenemisega tema üleminekul keskasendist äärmistesse.

Kiilrihmvariaatorid võimsusega kuni 10 kW ja reguleerimise

---

* D_k — rihmaratta keskmine läbimõõt. — *Tõlk.*

** Näiteks profiilse moodustajaga koonusrattaid. — *Tõlk.*

diapasooniga 10 ... 12 on käesoleval ajal kõige lihtsamad ja töökindlamad pideva reguleerimisega mehaanilised ülekanded. Kombainide ja teiste põllutöömasinate ülekannetes on nad paljudel juhtudel välja tõrjunud teisi ülekandeid *.

Rihmülekannete arvutus

Rihmülekande arvutuse esmaseks eesmärgiks on antud töötingimustele vastava rihma (või rihmade) mõõtmete määramine. Arvutusega saadakse samaaegselt veel võllide koormused ning lähteandmed rihmarataste, pingutusseadme, võllide ja laagrite konstrueerimiseks.

Rihmu valmistatakse sõltuvalt nende liigist erinevatesse tööstusharudesse kuuluvates tehastes. Rihmade mõõtmed ning kvaliteet määratakse kindlaks standardite ning ametkondlike tehniliste tingimustega. Nimetatud asjaoludega tuleb arvestada ülekande arvutusel.

Rihmade standardid ei sisalda piisavalt andmeid rihmade täielikuks arvutuseks. See kajastub ka käesoleval ajal rakendatavas rihmade arvutusmetoodikas, mis, nagu alljärgnevalt selgub, osutub küllaltki tinglikuks järgmistel põhjustel.

1. Standardid esitavad rihmade ristlõike põhimõõtmed, kuid ei määra täpsemalt nende konstruktsiooni. Seetõttu lähtutakse pingutusjõust põhjustatud pinge arvutamisel rihma üldpindalast. Tegelikult aga töötavad näiteks koordnööridega kiilrihmades tõmbele ainult koordnöörid, mille pindala on ainult 10 ... 15% rihma ristlõikepinnast. Standardis toodud andmete alusel ei ole võimalik tegelikku pingete jaotust rihma ristlõikes määrata.

2. Rihmade tööea arvutuse aluseks on erisuguse konstruktsiooniga rihmade väsimuskatsete tulemusel saadud keskmised väsimuspiirid. Katsetulemuste hajuvus on seejuures väga suur. Et standard ei määra rihma väsimuspiiri, siis osutub tööeale arvutus tinglikuks.

3. Rihmas esinevad kaod ning rihma kuumenemine olenevad peamiselt rihma konstruktsioonist. Et puuduvad andmed nende sõltuvuse ja vastavate erikadude kohta, siis osutuvad ka need arvutused tinglikeks.

Kuigi eelmärgitud arvutused on tinglikud ning seetõttu ei määra pinge, kadude, temperatuuri ja tööea absoluutsuurust, võimaldavad nad ülekande erinevaid projektvariante võrrelda ja hinnata ning mõista töötavas rihmas toimuvate protsesside olemust.

---

* Põllutöömasinates kasutatavate variaatorite konstruktsiooni kohta vt.: Наконечный И. И. и Авдеев Н. Е. aktikkel ajakirjas «Сельхозмашин» № 7, 1957 ja Справочник конструктора сельскохозяйственных машин, т. I, Машиностроение, 1967.

Rihmülekannete geomeetriline arvutus. Väiksemal rihmarattal haardenurk α ja rihma pikkus L on rihma arvutamisel lähtesuurusteks ning nad määratakse telgede vahe A ja rataste läbimõõtude D_1 ja D_2 kaudu. Sagedamini kasutatavatele ülekannetele on seosed α ja L arvutamiseks toodud tabelis 21. Kahe ja enama veetava rihmarattaga ülekannetes määratakse α ja L küllaldase täpsusega teatavas mõõtkavas joonestatud ülekande skeemilt.

Rihmarataste läbimõõdud olenevad ülekande asukoha gabariitidest, soovitavast ülekandearvust, väiksema rihmaratta minimaalsest läbimõõdust, mis omakorda tuleneb lubatavast suhtarvust h/D_{min} ning rihma maksimaalsest kiirusest v_{max}. Rihmarataste läbimõõtude arvutus toimub alljärgnevalt.

1. Lähtudes valitud rihma liigist ja paksusest h määratakse soovitav rihmaratta minimaalne läbimõõt (vt. tab. 18, 19), näiteks vedaval rattal D_1.

2. Seosega (175) arvutatakse teise rihmaratta läbimõõt

$$D_2 = \frac{D_1 i}{1+s} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{D_1}{1+s}.$$

Harilikult on elastne libisemine 1 ... 2% piires, seega $s = 0{,}01 \ldots 0{,}02$.

3. Leitud läbimõõtude D_1 ja D_2 ning masina konstruktsioonist tuleneva telgede vahe A alusel joonestatakse ülekande mõõtkavaline skeem, arvestades seejuures ka pingutusseadme asukohta. Tulemust võrreldakse antud gabariitidega.

4. Rihma veovõime ja tööea suurendamiseks on soovitav rihmarataste läbimõõte suurendada. Seejuures peab ülekanne jääma etteantud gabariitidesse ning rihma kiirus ei tohi ületada rihmale lubatavat suurimat kiirust.

5. Rihmarataste läbimõõtude valikul tuleb juhinduda standardist OCT 1655. Seejuures ümardatakse arvutusega saadud väiksema ratta läbimõõt D_1 harilikult suuremale ja suurema ratta läbimõõt D_2 väiksemale lähimale standardsele läbimõõdule.

Rihmade arvutus veovõimele. Ülekande veovõime oleneb põhiliselt eelpingutusjõust S_0 või vastavalt eelpingest σ_0.

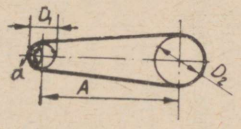
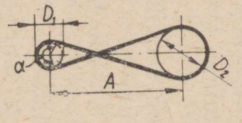
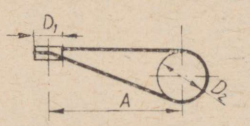
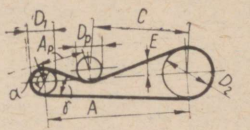
Seostest (179), (181) ja (182)

$$P = 2\varphi S_0 \quad \text{ja} \quad k = 2\varphi\sigma_0. \tag{193}$$

Seega suureneb k võrdeliselt eelpingega σ_0 ning sellest lähtudes on otstarbekas valida σ_0 võimalikult suur. Katsetest ilmneb, et σ_0 omab teatavat optimaalväärtust. Tekitades rihmas optimaalsest suuremat eelpinget, siis mõnetunnilisel töötamisel esineva rihma pikenemise tõttu pinge väheneb, jäädes püsima ligilähedaselt optimaalsele pingele. Korduvalt selliselt toimides, lühendame rihma iga. Eelmärgitud rihmade omadusest (põhjustatud asjaolust, et rihmad on kiudmaterjalist) tulenevalt ei ole lamerihma-

Tabel 21

Sagedamini kasutatavate rihmülekannete skeeme

Ülekande skeem				
Väiksema ratta haardenurk	$\alpha \approx 180° - \frac{D_2 - D_1}{A} 60°$	$\alpha \approx 180° + \frac{D_2 + D_1}{A} 60°$	$\alpha \approx 180° + \frac{D_1}{A} 60°$	$\alpha \approx 180° - \frac{D_2 - D_1}{2A} 60° + \frac{D_1 + D_r - 2E}{2A_p}$
Rihma geomeetriline pikkus (arvestamata pingu ja läbiripet)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{2A}$	$L = (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} - \frac{E}{A_p}\left(\frac{D_1 + D_p}{2}\right) - \frac{E}{C}\left(\frac{D_2 + D_p}{2}\right)$

del otstarbekas kasutada eelpinget üle $\sigma_0 = 18$ kG/cm^2 ja kiilrihmadel $\sigma_0 = 12$ kG/cm^2. Esitatud σ_0 väärtused on saadud eksperimentaalselt ja vastavad järgnevatele tingimustele: lahtine ülekanne malmist ratastega, konstantne koormus, rihma kiirus $v = 10$ m/s, haardenurk $\alpha = \pi$, veotegur $\varphi = \varphi_0$.

Teistsugustel ülekande töötingimustel rajaneb suuruste σ_0 ja vastavalt k_0 ümberarvutus eeldusel, et rihmale lubatav suurim pingutusjõud osutub konstantseks. Ümberarvutus tehakse vastavate tegurite * kaudu:

$$k = k_0 c_v c_\alpha, \tag{194}$$

kus c_v on kiiruse tegur, mis arvestab kiiruse erinevust projekteeritaval ülekandel kiirusest $v = 10$ m/s;

c_α — haardenurga tegur, mis arvestab haardenurga erinevust nurgast $\alpha = \pi$.

Tegurite c_v ja c_α väärtused on esitatud tabelites 22 ja 23.

Rihma veovõime sõltub veel paindepingest rihmas ning erisurvest rihma ja ratta vahel. Esimene põhjustab rihma venimist, kuna teisest oleneb rihma haardumine rattaga. Eelmärgitut arvestab võrdus

Tabel 22

Kiiruse tegur c_v

Rihma kiirus m/s		1	5	10	15	20	25	30
c_v	lamerihmad	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
	kiilrihmad	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

Tabel 23

Haardenurga tegur c_α

Haardenurk $\alpha°$		80	120	140	160	180	220
c_α	lamerihmad	—	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
	kiilrihmad	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

* Suuruste c_α ja c_v arvutusvalemite tuletus on esitatud käesoleva õpiku eelmistes väljaannetes.

$$k_0 = a - w\frac{h}{D}, \qquad (195)$$

kus a ja w on konstandid, mis on määratud eksperimentaalsete andmete üldistusest; nende väärtused erinevatele rihmadele on toodud tabelites 18 ja 19.

Määrates k_0 võrrandiga (195) ja seejärel k võrrandiga (194), leiame lamerihma laiuse

$$b = \frac{F}{kh}. \qquad (196)$$

Laius b ümardatakse lähimale standardsele suurusele.

Kiilrihmadel valitakse algul rihma profiil ning temale vastavad konstandid a ja w ning siis arvutatakse k_0 ja k. Rihmade arv

$$z = \frac{P}{kF}. \qquad (197)$$

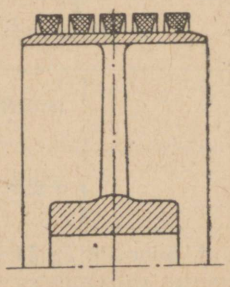
Käsiraamatud esitavad arvutuste hõlbustamiseks tabeleid, kus on toodud ühele kiilrihmale või lamerihmale laiusega 1 cm lubatav jõud (määratud eeltoodud valemitega) P_1.

Rihma veovõime oleneb peamiselt haardumise tingimustest väiksemal rihmarattal, sest haardenurk on seal väiksem ja suhtarv h/D ebasoodsam. Järelikult suurema ratta veovõime on alati suurem kui väiksemal ning seda enam, mida suurem on vedava ja veetava ratta läbimõõdu erinevus.

Esinevat veovõime varu on võimalik ära kasutada lamekiilrihmülekandeis. Väiksemal rattal töötab kiilrihm nagu harilikult — kiilsoones, arendades maksimaalselt võimalikku veovõimet. Suuremal rattal töötab kiilrihm lamerihmana, tulles rihma aluspinnaga kokkupuutesse siledapinnalise suurema rattaga (joon. 134). Sellist ülekannet kasutatakse ülekandearvul 3 ja enam, juhul kui selle tulemusel suurema ratta valmistuskulud tunduvalt vähenevad.

Kiilrihmad profiiliga 0 (vt. lk. 214) osutuvad aluspinnaga töötamisel ebastabiilseteks (kalduvad küljele), mistõttu neid vaadeldud ülekannetes ei kasutata. Õeldu kehtib ka teistele rihmadele, kui valmistusest tingituna esineb neil teatav keerduvus. Lamekiilrihmülekande rihmu on vajalik hoolikalt valida.

Joon. 134



Rihmade arvutus eale. Rihma tähtsamaks kvaliteedinäitajaks peale veovõime on tööiga. Normaalsetes ekspluatatsioonitingimustes muutub rihm töökõlbmatuks muutlikel pingetel töötavate üksikute kiudude läbikulumise tõttu. Kiudude purunemist soodustab nende kuumenemine rihmas esinevatest kadudest. Viimasel ajal on rihmade tööea prob-

leem muutunud eriti akuutseks rihmade kasutuse tõttu rasketel töötingimustel (suured kiirused, väikesed ülekande gabariidid). Senini puudub teoreetiliselt põhjendatud arvutusmetoodika, mis seostaks kõiki rihma tööiga mõjutavaid tegureid. Uurimuste tulemused võimaldavad ainult ligikaudselt ja eraldi hinnata tsüklilise muutuvate pingete ning kuumenemise mõju rihma eale.

Pinge muutus rihmas on kõige suurem, kui ta paindub rihmarattale (vt. joon. 117). Seega rihma ühel ringlusel esinev pinge muutuste kordsus on võrdne ülekande rihmarataste ja rullide üldarvuga. Iga üksik pingetsükkel avaldab seejuures teatavat mõju rihma eale. Senini ei ole kindlaks määratud, millise seaduspärasuse alusel summeeruvad erineva läbimõõduga rihmaratastele painduva rihma väsimusvigastused, mis lõpptulemusena põhjustavad tema purunemist. Kõik rihmade tööea teada olevad uurimused on teostatud võrdse läbimõõduga rihmaratastega. Küllalt põhjendatud väsimusvigastuste summeerimise mooduse leidmiseni tuleb arvutustel lähtuda ülekande väiksemal rihmarattal esinevast pingest σ_{max}, s. o. rihma kõige raskemast tsükli osast. Rihm võib puruneda igasugusel koormusel, kui tsüklite arv osutub küllalt suureks.*

Võrrand rihma tööea määramiseks on väljendatav järgmisel kujul:

$$\sigma_{max}^{m} 3600\, uxH = \sigma_r^m N_b,$$

millest rihma iga tundides

$$H = \frac{N_b}{3600ux}\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{max}}\right)^m \qquad (198)$$

kus N_b on baastsüklite arv, võetakse 10^7 tsüklit;
σ_r — väsimuspiir, mis vastab tsüklite arvule N_b (määratav väsimuskõveralt);
σ_{max} — maksimaalne rihma pinge, määratav võrrandiga (185);
u — rihma ringluste arv sekundis, mis võrdub rihma kiiruse (m/s) ja pikkuse (m) suhtega — $u = v/L$;
x — rataste arv ülekandes.

Rihmade väsimuspurunemise uurimisel saadud varasemate ning oma katsetulemuste üldistuse alusel soovitab ЭНИМС ** järgmisi m ja σ_r keskmisi väärtusi: lamerihmadel (kummeeritud ja puuvillrihmad) $m = 5$, kiilrihmadel $m = 8$; väsimuspiir tsüklite arvul $N_b = 10^7$ on (ümardatuna) kummeeritud lamerihmadel $\sigma_r = 60$

* Eale katsetatavad rihmad peavad olema lõputud rihmad, sest kokkuõmmeldud rihmadel osutub harilikult kõige nõrgemaks rihma ühenduskoht.

** Экспериментальный научно-исследовательский институт металлорежущих станков.

kG/cm², puuvill-lamerihmadel $\sigma_r = 30$ kG/cm², kiilrihmadel $\sigma_r = 90$ kG/cm².

Kuumenemise mõju rihma eale on määratav järgmiselt.

Püsival temperatuurirežiimil (mis leiab aset teatava töötamisaja järel) on rihmas tekkiv ning temast väliskeskkonda siirduv soojushulk tasakaalus.

Vaadeldaval juhul vastavad võrrandid avalduvad valemite (186) ja (37) kaudu:

$$K_e = Sw\tau = Fvk_n.$$

Seega rihma ja väliskeskkonna temperatuuri erinevus

$$\tau = \frac{Fv}{Sw} k_n. \tag{199}$$

Rihma ristlõikepinna F ja välispinna S suhe:
lamerihmadel

$$\frac{F}{S} = \frac{bh}{2(b+h)L} \approx \frac{bh}{2bL} \approx \frac{h}{2L}, \tag{200}$$

sest $h \ll b$;

kiilrihmadel

($\varphi_0 = 40°$, $b = 1{,}6h$)

$$\frac{F}{S} = \frac{0{,}8bh}{2{,}9bL} \approx \frac{h}{3{,}6L}. \tag{201}$$

Üldkujul

$$\frac{F}{S} = \frac{h}{jL},$$

kus $j = 2$ — lamerihmadel, $j = 3{,}6$ — kiilrihmadel.

Võrrand (199) avaldub nüüd järgmiselt:

$$\tau = \frac{v}{L} \frac{h}{jw} k_n = u \frac{h}{jw} k_n, \tag{202}$$

kus v/L on rihma ringluste arv sekundis. Võrrandist (202) ilmneb, et võrreldavatel tingimustel temperatuur on võrdeline ringluste arvuga u.

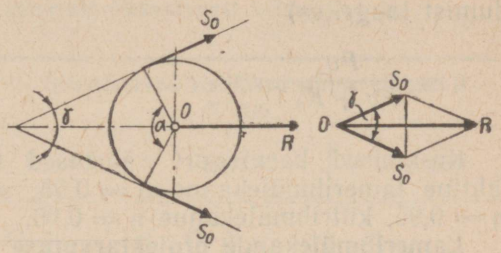
Kuumenemise mõjuga seletub, miks rihmade iga, erinevalt metallist detailidest, sõltub nii tsükliliselt muutuvatest pingetest kui ka nende muutumise sagedusest.

Valides nõuetekohaselt tegurit k_n määravad suurused k, σ_0 ja h/D_1, siis ainsaks suuruseks, millest oleneb rihma kuumenemine, on u. Eelmärgitut kinnitavad katse tulemused.

Kuumenemine avaldab olulist mõju rihma tööeale, kui ring-

luste arv ületab $u \approx 2 \ldots 3$. Kui $u \geqslant 10$, siis ka parimate siidrihmade iga osutub ainult mõnetunniseks.

Joon. 135



Koormus võllidele. Rihmülekandes võrdub võllide koormus rihma harude pingutusjõudude geomeetrilise summaga. Arvestamata pingutusjõudude erinevust rihma harudes, on võllide koormus ligikaudselt määratav järgmise seosega * (joon. 135):

$$R = 2S_0 \sin\frac{\alpha}{2} = \frac{P}{\varphi}\sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (203)$$

Reguleeritava pingutusjõuga *lamerihmülekandes*

$$\varphi = \varphi_0 \approx 0{,}5 \quad \text{ja} \quad R = 2P\sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (204)$$

Kiilrihmülekandes

$$\varphi = \varphi_0 \approx 0{,}7 \quad \text{ja} \quad R \approx 1{,}5P\sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (205)$$

Mittereguleeritava pingutusjõuga ülekandes asetatakse rihm esialgu ratastele eelpingusega, mis poolteisekordselt ületab vastavat optimaalsuurust. Seega sellistes ülekannetes (harilikult lamerihmaga) esineb suurim koormus võllile vahetult pärast rihma asetamist ratastele, kusjuures

$$R_{max} = 1{,}5R \approx 3P\sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (206)$$

Kuna harilikult haardenurk α on alla 120°, siis võib eelarvutustel võrrandites (203) ... (205) võtta $\sin \alpha/2 \approx 1$. Teostatav viga põhjustab koormuse suurenemist, kuid ei ületa 15%.

Ülekantav võimsus ja kasutegur rihmülekandes. Kui rihm liigub kiirusega v m/s ja on koormatud kasuliku koormusega P kG, siis ülekantav võimsus

$$N = \frac{Pv}{102} \text{ kW}. \qquad (207)$$

Rihmülekandes jaotuvad kaod K_e kogu energiavoo suunale vedavalt rattalt veetavale. Et kaod on suhteliselt väikesed, siis veovõimele arvutamisel nende detailne jaotus ei oma tähtsust. Seetõttu lähtutakse rihmülekande arvutusel suurimast ringjõust või võimsusest N veetaval rihmarattal, redutseerides seega kõik kaod veetavale võllile.

* Viga sellisel juhul ei ületa 5 ... 7%.

Rihmülekande kasutegur (arvestamata õhu takistust ja hõõrdumist laagrites)

$$\eta = \frac{Pv}{Pv + K_e}. \qquad (208)$$

Keskmised kasuteguri väärtused tavalistel rihmülekannetel: lahtine lamerihmülekanne $\eta = 0{,}98$; sama, kuid pingutusrulliga $\eta = 0{,}95$; kiilrihmülekanne $\eta = 0{,}96$.

Lamerihmülekande projektarvutuse metoodika.

1. Valitakse rihma tüüp, kusjuures lähtutakse ülekande töötingimustest ning kodumaise tööstuse poolt valmistatavate rihmade karakteristikutest (vt. lk. 211).

2. Määratakse rihmarataste läbimõõdud, telgede vahe ja haardenurgad (vt. lk. 231).

3. Rihma veovõime arvutusest määratakse rihma paksus ja laius (vt. lk. 231). Rihmade standardite lisad ning käsiraamatud esitavad vahetult 1 cm laiusega rihmale lubatava jõu või võimsuse.

Kui rihma mõõtmed osutuvad mingil põhjusel ebasobivaiks, siis korratakse arvutust, muutes seejuures rihma tüüpi, paksust ning vastavalt rihmarataste läbimõõte.

4. Kontrollitakse rihma iga (vt. lk. 235). Kontrollarvutusel võrreldakse erinevaid arvutusvariante lähtudes soovitud rihma east, ülekande gabariitidest jt. suurustest.

5. Määratakse koormus võllidele (lk. 237).

6. Arvutatakse pingutusseade ja teised ülekande elemendid.

Kiilrihmülekande projektarvutuse metoodika.

1. Valitakse rihma profiil. Soovitatavad profiilid on toodud tabelis 24 (vastab ГОСТ 1284-68 lisale).

2. Määratakse rihmarataste läbimõõdud ja telgede vahe (vt. lk. 231). Rihmadele lubatavad suurimad kiirused ning rihmarataste minimaalsed läbimõõdud on toodud tabelis 19.

3. Määratakse rihma pikkus ning ümardatakse see lähimale standardsele mõõtmele (vt. lk. 231 ja tab. 21).

4. Leitakse valitud rihma pikkusele vastav telgede vahe.

5. Määratakse haardenurk väiksemal rihmarattal (vt. lk. 231 ja tab. 21).

6. Veovõime arvutusega määratakse vajalik rihmade arv. Standardi ГОСТ 1284-68 lisa ning käsiraamatud esitavad ühe rihmaga ülekantava võimsuse sõltuvalt rihma kiirusest, ratta läbimõõdust jt. tingimustest.

Kui rihmade arv ei osutu sobivaks, siis korratakse arvutust. Valitakse uus rihma profiil ja sellele vastavalt muudetakse rihmarataste läbimõõte.

7. Määratakse koormus võllidele (lk. 237).

8. Arvutatakse pingutusseade ja teised ülekande elemendid.

Tabel 24

Soovitatavad kiilrihma ristlõiked sõltuvalt ülekantavast võimsusest ja rihma kiirusest

Ülekantav võimsus N kW	Soovitatavad ristlõiked rihma kiirusel v m/s		
	kuni 5	5...10	üle 10
Kuni 1 (kaasa arvatud)	O, A,	O, A	O
Üle 1 kuni 2	O, A, Б	O, A	O, A
„ 2 „ 4	A, Б	O, A, Б	O, A
„ 4 „ 7,5	Б, В	A, Б	A, Б
„ 7,5 „ 15	В	Б, В	Б, В
„ 15 „ 30	—	В, Г	В, Г
„ 30 „ 60	—	Г, Д	В, Г
„ 60 „ 120	—	Д	Г, Д
„ 120 „ 200	—	Д, Е	Г, Д
„ 200	—	—	Д, Е

Märkus. Mitme ristlõike korral on soovitav algul valida neist väikseim. Valitust suurem ristlõige võetakse siis, kui eelmine ei osutunud sobivaks suure rihmade arvu tõttu. Suhte D/h suurenemisel kasvab rihmade iga.

Kirjandus

1. Жуковский Н. Е., О скольжении ремня на шкивах. Полное собрание сочинений, т. VIII, ОНТИ, 1937 (впервые работа опубликована в 1894 г.).
2. Гутьяр Е. М., О предельной скорости в ременной передаче. Труды Московского автодорожного института, вып. 9, М., 1940.
3. Андреев А. В., Физические основы работы привода с гибкой связью, Сборник «Расчеты и конструирование деталей машин», Машгиз, 1956.
4. Пронин Б. А. и Ревков Г. А., Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи, «Машиностроение», Москва, 1967.
5. Добровольский В. А., Ременная передача, ДНТВУ, 1934.
6. ЭНИМС, Табличные расчеты деталей станков. вып. 1. Разработаны Левиной З. М. и Каминской В. В. под руководством Д. Н. Решетова, Машгиз, 1952.
7. Детали машин, сборник материалов по расчету и конструированию, кн. 1, статьи: Беляев В. Н., Ременные передачи; Пронин Б. А., Клиноременная передача и шкивы ременных передач, Машгиз, 1953.
8. Дашкевич Б. А., Дьяченко С. К., Столбовой С. З., Атлас деталей машин, Гостехиздат УССР, 1955.

XV peatükk

HAMMASÜLEKANDED

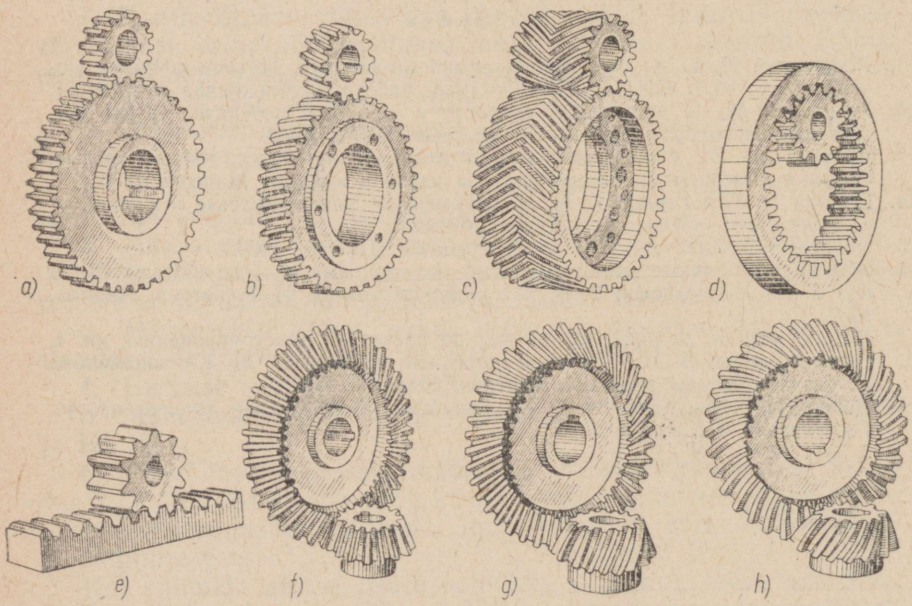
Hammasülekandeid kasutatakse laialdaselt kõigis masinaehitusharudes. Paljudes masinates (metallilõikepingid, autod, tõste- ja transpordimasinad, vältspingid, laeva jõuseadmed jt.) esineb hammasülekandeid nii põhi- kui ka abimehhanismides.

Hammasülekannete laialdast levikut põhjustab suur kasutegur, kompaktsus, töökindlus ja lihtne teenindamine.

Erinevate kasutamistingimuste tõttu on hammasrataste ja -ülekannete konstruktsioonid väga mitmesugused.

Hamba profiili järgi ratta otspinnas jaotatakse hambad evolventseteks ja mitteevolventseteks. Viimaste hulka kuuluvad ka M. L. Novikovi * poolt kasutusele võetud ringjoonelise profiiliga hambad. Põhiliselt aga kasutatakse evolventprofiiliga hambaid.

Hammasülekandeid ja (-rattaid) liigitatakse võlli telgede vastastikuse asetuse järgi silinder- (paralleelsete telgedega, joon. 136, *a*, *b*, *c* ja *d*) ja koonusülekanneteks (lõikuvate telgedega, joon. 136, *f*, *g* ja *h*); astmete arvu alusel ühe-, kahe-, kolme- ja mitmeastmelisteks; võllide suhtelise liikumise järgi liht- ja planetaarülekanneteks; välis- (joon. 136, *a*, *b* ja *c*) ja sisehambumisega (joon.



Joon. 136

* M. L. Novikovile anti 1959. a. postuumselt Lenini preemia uuetüübilise hammasülekande ning selle teoreetilise käsitluse eest.

136, *d*) ülekanneteks (vastavalt välis- ja sisehammastega ratasteks); korpuse konstruktiivse kujunduse järgi lahtisteks ja kinnisteks ülekanneteks; ringkiiruse järgi aeglasekäigulisteks (ringkiirus $v < 3$ m/s), keskkäigulisteks ($v = 3 \ldots 15$ m/s) ja kiirekäigulisteks ($v > 15$ m/s); hammaste asetuse järgi ratta moodustaja suhtes sirg-, kald-, nool- ja kõverjooneliste hammastega (joon. 136, *a, b, c* ja *h*) ülekanneteks (ratasteks).

Lisaks hammasratastest moodustatud ülekannetele kasutatakse veel hammasratta hambumist hammaslatiga, mis muudab pöörleva liikumise translatoorseks või vastupidi (joon. 136, *e*).

Evolventprofiiliga hammasülekannete teoreetilised alused

Hammasratta lähtekontuur. Hammasülekandes peavad kõigi hammasrataste profiilid olema ühe ja sama hammaslati kaasprofiilideks. Taolise hammaslati kontuuri, millega võivad hambuda kõik võrdse mooduliga hammasrattad, nimetatakse *lähtekontuuriks*. Evolventhammasratastele vastava lähtekontuuri kuju ja parameetrid määrab ГОСТ 3058-54 *.

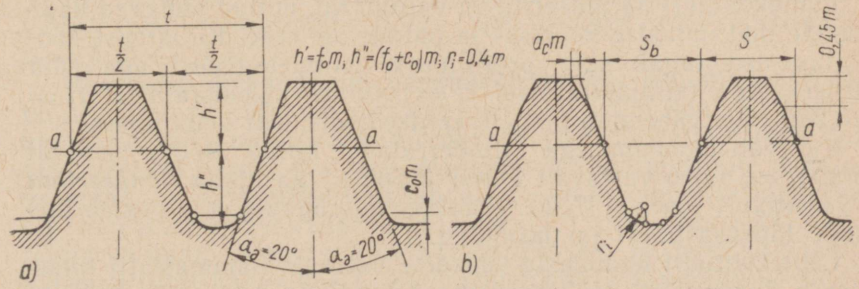
Mõlemal pool lati keskjoont *a—a*, kus hamba paksus võrdub vahe laiusega, on lähtekontuur võrdses pikkuses sirgjoonelise profiiliga (joon. 137, *a*). Lähtekontuuri hammaste küljed moodustavad vertikaali suhtes nurga $\alpha_\partial = 20°$, mida nimetatakse *profiilinurgaks*.

Hammaslati samm

$$t = \pi m \text{ mm}, \qquad (209)$$

kus m on moodul mm (tab. 25).

Lähtekontuuri mõõtmed väljendatakse mooduli kaudu, kusjuures lähtekontuuri hamba pea kõrguse tegur $f_0 = 1$ ja radiaallõtku tegur $c_0 = 0{,}25$ **.



Joon. 137

* Mooduliga $m > 1$ mm silinderratastele kehtiva lähtekontuuri parameetrid määrab ГОСТ 13755-68 ja koonusratastele ГОСТ 13754-68. — *Tõlk.*

** Vastavalt ГОСТ-ile 13755-68 on silinderratastel radiaallõtk $c = 0{,}25$ m (teatavatel juhtudel on lubatud radiaallõtku suurendada), koonusratastel $c = 0{,}20$ m (ГОСТ-i 13754-68 järgi). — *Tõlk.*

Tabel 25

Moodulid ГОСТ-i 9563-60 järgi

1. rida

0,05	0,06	0,08	0,1	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4
0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4
5	6	8	10	12	16	20	25	32	40
50	60	80	100						

2. rida

0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45
0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5
5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45
55	70	90							

Märkus. 1. Eelisreaks on 1. rida. 2. Mooduleid 3,25; 3,75 ja 4,25 mm on lubatud kasutada auto- ja moodulit 6,5 mm traktoritööstuses.

Lähtekontuuri parameetrid on valitud nii, et nad annavad hammastele maksimaalse kontakt- ja paindetugevuse. Küllaldast kontakttugevust tagab suur profiilinurk, paindetugevust aga suur siirderaadius (silinderratastel $r_i = 0{,}4m$ ja koonusratastel $r_i = 0{,}2m$), mis vähendab pingete kontsentratsiooni hamba jalas.

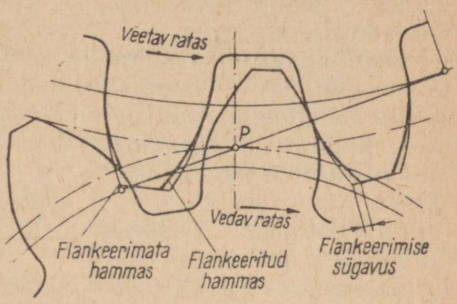
Kui välishambumisega silinderrataste kiirus ületab teatavat piirsuurust, tuleb vastavalt ГОСТ 3058-54 * kasutada *flankeeritud lähtekontuuri* (joon. 137, *b*). Flankeerimissügavus $a_c m$ oleneb ülekande täpsusastmest ja moodulist.

Lähtekontuuri hammaste vahedele vastavat hammaslatti nimetatakse *hammaslati töökontuuriks*. Lõikeriista hammaste kuju ja mõõtmed (näit. tigufreesi hambad telglõikes) vastavad hammaslati töökontuurile. Seega olenevad valmistatava ratta hammaste kuju ja mõõtmed töökontuurist. Kui hammasrattaid valmistatakse

* Nüüd ГОСТ 13755-68. Hammaste flankeerimine on ka koonusratastel lubatud. — *Tõlk.*

rullumismeetodil, siis lõikeriista hammaste peade ülemine osa kujundab töödeldaval hambal siirdepinna, lõikeriista hammaste jala alumise osa lõikeservad aga töödeldava hamba pea ülemise osa. Kasutades hammasratta valmistamiseks flankeeritud lähtekontuurile vastavat lõikeriista, väheneb valmistatava ratta hammaste peade ülemise osa paksus, sest lõikeriista hammaste paksus jala alumises osas suurenes $a_c m$ võrra. Flankeerimise eesmärgiks on hamba pea ülemise osa paksuse vähendamisega kompenseerida hambumisjoonel hambuvate hammaste vahelise kauguse muutust, mida põhjustab ülekantavast koormusest tulenev hammaste deformatsioon (joon. 138). Flankeerimata hambad kontakteerivad löögiga, flankeeritud hambad aga lähevad sujuvalt hambumisse ja löök väheneb tunduvalt.

Joon. 138



Kald- ja noolhammasratastel vastavad lähtekontuuri parameetrid ratta normaallõikele (välja arvatud mõned erijuhud).

Paljudes masinaehitusharudes (auto-, traktori- ja lennukitööstuses, laevaehituses jm.) kasutatakse vajalike erinõuete rahuldamiseks mittestandardseid lähtekontuure. Näiteks autotööstuses esinevad peale $\alpha_\partial = 20°$ veel profiilinurgad 22,5° ja 17,5°. Et suurem hambumisnurk tagab tugevama ülekande, siis kasutatakse üha sagedamini lähtekontuure profiilinurgaga $\alpha_\partial > 20°$. Lennukite reduktorites esineb hambumisnurk $\alpha_\partial = 25°$ ja isegi 28°, hamba pea kõrgus on aga siis vähendatud: $h' = (0{,}9 \ldots 0{,}8)m$.

Kahepaarilise hambumise kestuse suurendamiseks kasutatakse mõnel juhul lähtekontuuri, kus pea kõrgust on suurendatud: $f_0 = 1{,}25 \ldots 1{,}3$.

Koormuse ülekandmine hammasülekandes. Kui ülekande töötamisel vedava ratta järjekordne hammas astub kontakti veetava hambaga, siis kontakteerivad omavahel vedava ratta hamba jalg ning veetava hamba pea serv. Mehhanismide ja masinate teooriast on teada, et järjekordse hambapaari 1_1—1_2 hambumise algperioodil (hambumissirgel vahemik ab, joon. 139) asub samaaegselt kontaktis ka hambumisest väljuv hambapaar 2_1—2_2. Järelikult jaotub kahepaarilisel hambumisel (hambumisjoonel vahemikud ab ja cd) koormus P_n kahele hambapaarile.

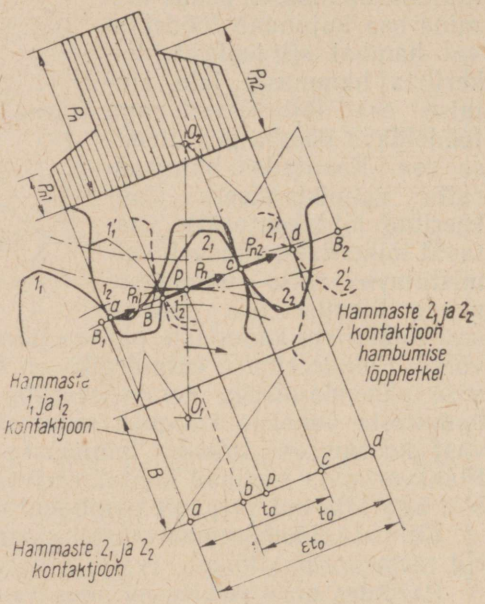
Sirghammastega rattad hambuvad kogu hamba laiusel. Seega jaotub koormus kahepaarilises hambumistsoonis kahele kontaktjoonele, mille pikkus võrdub kitsama hammasvöö laiusega.

Eeldades, et hambumise alussamm t_0 ja hammaste profiilid on täpsed, jaotub normaaljõud P_n samaaegselt hambumises ole-

vatele hambapaaridele võrdeliselt nende jäikusega hambumisjoone sihis.

Hambapaarile mõjuv jõud põhjustab hambas deformatsioone kontaktsurvest, nihkest ja paindest. Hambapaaride summaarne jäikus * on nimetatud deformatsioonidega pöördvõrdeline. Esinevate deformatsioonide suurus oleneb kontaktpunkti asukohast hamba profiilil, hamba kujust, ratta materjalist jt. teguritest. Hambale mõjuva jõu rakenduspunkti ja suuna määrab kontaktpunkti asukoht hambumissirgel. Hamba kuju sõltub hambumise geomeetriast, hammaste arvust, lõikeriistast ning tema asetusest valmistatava ratta suhtes jm.

Joon. 139



Kui samaaegses hambumises oleva ühe hambapaari jäikus on C_1 ** ja teisel C_2, siis kummalegi paarile mõjuva jõu suurus on määratav mõlema hambapaari hambumisjoone sihiliste paigutuste võrdsusest:

$$\frac{P_{n1}}{C_1} = \frac{P_{n2}}{C_2}$$

ja

$$P_{n1} + P_{n2} = P_n,$$

kus P_{n1} ja P_{n2} on vastavalt koormus esimesele ja teisele hambapaarile.

Tingituna jäikuste C_1 ja C_2 pidevast muutumisest hambumisprotsessis, muutuvad ka jõud P_{n1} ja P_{n2}. Et hamba 1_2 (joon. 139) paindejäikus hambumise alghetkel on väike, siis ka jõud P_{n1} on väike. Kontaktjoone paiknemisel hamba jala alumisele osale suureneb hamba jäikus kiiresti. Kuigi vastashamba jäikus samaaeg-

* Hambapaari summaarse jäikuse all mõistetakse jõudu kG-des, mis põhjustab kontaktpunktile paigutuse 1 cm.

** Kui $z_1 = 20$ ja $z_2 = 40$ ning nihutustegurid $\xi_1 = \xi_2 = 0$, siis jäikuse ligikaudsed väärtused on: hambapaari kontakti alghetkel $C = 112\,500$ kG/cm ja ühepaarilise hambumise algmomendil $C = 145\,000$ kG/cm.

selt teataval määral väheneb, osutub summaarne jäikus suuremaks kui hambumise alghetkel ja seetõttu suureneb ka jõud P_{n1}.

Kui otspinnas asub hammaste kontaktpunkt hambumisjoonel punktis b, mille kaugus punktist d võrdub alussammuga t_0, siis lahkub hambapaar 2_1—2_2 hambumisest. Algab ühepaarilise hambumise tsoon (hambumisjoonel vahemik bc, joon. 139), kus kogu koormus kandub hambapaarile 1_1—1_2 kontaktjoone kaudu, mille pikkus võrdub ratta laiusega B.

Järelikult on sirghammastega ülekandele iseloomulik koormuse hetkeliselt jaotumine kogu hamba laiusele, sest sirghambail paiknevad kontaktjooned rataste geomeetriliste telgedega paralleelselt.

Koormuse ülekanne toimub kontaktjoonte kaudu, mille summaarne pikkus on aga järsult muutuv. Kui kattetegur $\varepsilon < 2$, siis kahepaarilisel hambumisperioodil $L_{k2} = 2B$, kuid ühepaarilisel hambumisel $L_{k1} = B$.

Kald- ja noolhammasrataste hambumisel esineb mõningaid erinevusi. Kaldhammasratta telje risttasapindades toimub hammaste kontakt nii nagu sirghammastega ülekannetel. Et kaldhambad kulgevad kruvijooneliselt, siis erinevalt sirghammastega ülekandest, kus hambad kogu ratta laiuses olid ühesuguses hambumisfaasis, on kaldhammasratastega (või noolhammasratastega) ülekande paralleelsetes lõigetes erinevad hambumisfaasid.

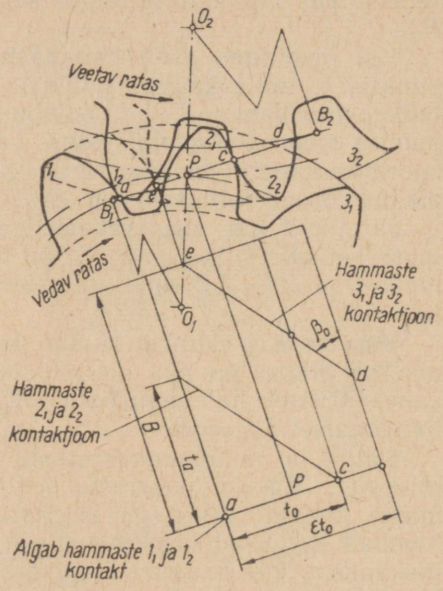
Erinevalt sirghammastega ülekandest ei toimu kaldhammastega ülekandes hammaste hambumisse minek kohe kogu hamba laiuses, vaid järk-järgult. Järjekordse hambapaari hambumise alghetkel kontakteerib otspinna ühes punktis vedava ratta hamba jalg veetava hamba servaga. Vedava ratta pöördumisel areneb punktist kontaktjoon, mis suureneb teatava pikkuseni. Rataste edasisel pöörlemisel paikneb konstantse pikkusega kontaktjoon mööda hamba külgpinda (ratta küllaldase laiuse puhul). Järgnevalt kontaktjoon järk-järgult lüheneb, muutudes lõpuks punktiks vastaspoolses ratta otspinnas, kus toimub vedava hamba serva kontakt veetava hamba jalaga. Seejärel lahkub vaadeldav hambapaar hambumisest (joon. 140). Enne viimati märgitud hetke on aga järgmine hambapaar juba hambumisse astunud. Hambumine algab siis, kui vedav ratas on pöördunud alusringjoonele vastava otssammu võrra. Kui ratta laius ning hammaste kaldenurk β_0 on küllalt suur, siis iga hambapaar on kontaktis mitmele alussammule vastava vedava ratta pöördenurga ulatuses. Seega ühe hambapaari kontakti kestusel lülitub hambumisse veel mitu hambapaari ning seetõttu jaotub koormus mitmele kontaktjoonele. Kaldhammastega ülekande hambumisväli on kujutatud joonisel 140. Kontaktjoonte vahekaugus hambumisvälja laiusel (B) võrdub telgsammuga ning pikkusel (εt_0) — otssammuga alusringjoonel. Kontaktjoonte arv suureneb hammaste kaldenurga suurenemisel.

Hammasratastel, mille laius ning hammaste kaldenurk on küllalt suur, võib samaaegses hambumises olla üle kümne hambapaari.

Kaldhammasratastega ülekandes kandub koormus vedavalt rattalt veetavale kontaktjoonte kaudu, mille summaarne pikkus pidevalt muutub. Esinev muutus ei toimu siin aga järsult nagu sirghammastega ülekandes. Juhul kui hambumisvälja laius on telgsammu t_a või pikkus alussammu t_0 täisarv kordne, siis summaarne kontaktjoone pikkus L_k jääb konstantseks, kusjuures

$$L_k = \frac{B\varepsilon}{\cos\beta_0}.$$

Joon. 140



Kui nimetatud tingimused ei ole täidetud, siis summaarne kontaktjoone pikkus muutub. Seda arvestatakse teguriga $\lambda < 1$, s. o.

$$L_k = \frac{B\varepsilon\lambda}{\cos\beta_0}. \qquad (210)$$

Kontaktjoone summaarse pikkuse muutuse tegur λ oleneb tegelike suuruste erinevusest nendest suurustest, mis tagavad summaarsele kontaktjoonele konstantse pikkuse. Lähem analüüs näitab, et $\lambda = 0{,}95 \ldots 1$.

Seega summaarse kontaktjoone pikkuse muutus on kaldhammastega ülekandes tunduvalt väiksem kui sirghammastega ülekandes. Esimesel juhul on ta 10 ... 5% piires, teisel juhul aga 100%. Vastavalt muutub ka koormus kontaktjoone pikkusühikule kaldhammastega ülekandes vähem kui sirghammastega ülekandes.

Kaldhammastega ülekande mainitud omaduse efektiivseks kasutamiseks peab pidevalt olema hambumises vähemalt kaks hambapaari. Selleks on vaja, et laius B oleks suurem telgsammust t_a. Viimane tagatakse hamba kaldenurga ja ratta laiuse vastava valikuga. Vältimatutest ebatäpsustest tingituna toimub hammaste kontakt ainult teataval osal teoreetilisest summaarsest

kontaktjoonest (7. täpsusastmega ülekandeis eeldatavalt 80% ulatuses), mistõttu peab

$$B \geqslant 1{,}25t_a. \qquad (211)$$

Kui tingimus (211) ei ole täidetud, siis kaldhammastega ülekanne töötab nagu sirghammastega ülekanne, s. o. esineb järsk summaarse kontaktjoone pikkuse muutus.

Summaarse kontaktjoone pikkuse muutus väheneb, kui ratta laius on telgsammu täisarv kordne.

Koormuse ülekanne noolhammastega ülekandes toimub analoogiliselt kaldhammastega ülekandega. Et noolhammasratta vasak ja parem pool asuvad samaaegselt hambumises, siis tingimuse (211) kontrollimisel tuleb B asendada suurusega $B/2$.

Ülekannete määrimine. Evolventprofiiliga hambad veerevad ning samaaegselt libisevad teineteisel. Hammaste suhtelisel liikumisel esineb seega veere- ja liughõõrdumine, mille ületamiseks kulub osa ülekantavast võimsusest. Hõõrdumise tõttu ülekanne kuumeneb, lubatav koormus hammaste tööpinnale väheneb, esineb hammaste kulumine ja väheneb ülekande kasutegur. Normaalse töötamise tagamiseks on vaja ülekannet määrida.

Määrimise eesmärgiks on hõõrdekao vähendamine, hambumisel tekkiva soojuse ärajuhtimine, hammaste kulumise vähendamine ja korrosiooni vältimine. Kinnist hammasülekannet määritakse pidevalt, lahtist aga perioodiliselt.

Õigesti projekteeritud ja valmistatud ülekanne ei tohi normaalsetel töötingimustel liigselt kuumeneda ega töötada tugeva müraga. Tunduv kuumenemine ja müra viitavad konstruktsiooni, valmistamise ja montaaži puudustele või ebaõigele määrdeaine valikule. Ülemäärane temperatuuri tõus hammasülekandes tekib kas mitteküllaldasest soojuse ärajuhtimisest või liiga suurtest kadudest.

Temperatuuri tõusu võib põhjustada määrdeaine liiga väike viskoossus (suureneb hõõrdumine) või liiga suur viskoossus (suureneb b a r b o t a a ž i k a d u *), samuti liiga suur õli hulk (suureneb barbotaažikadu). Kui loomuliku jahutusega ülekanne on õigesti projekteeritud ja valitud õige määrdeaine, siis ülekanne töötamisel ülemäära ei kuumene.

Hammaste tööpindade vahel olev määrdeaine vähendab tunduvalt kontaktpingeid, sest surve jaotub suuremale pinnale ja ühtlasemalt.

Määrdeaine vähendab tunduvalt hammaste tööpindade ebatasasuste mõju ning lööke hammaste hambumisse minekul.

Õli mark valitakse vastavalt ringkiirusele ja erikoormusele. Hammasratastele lubatav koormus on seda suurem, mida paremad

---

* Barbotaažikadu — kadu, mida põhjustab hammasratta sukeldumine õlisse ja sellega kaasnev õli paiskumine ja pihustamine. — *Tõlk.*

Tabel 26

Hammasülekannete määrimiseks kasutatavate määrdeõlide soovitatav kinemaatiline viskoossus ν cSt temperatuuril 50 °C (sulgudes — 100 °C)

Materjal	v m/s					
	< 0,5	0,5 ... 1	1 ... 2,5	2,5 ... 5	5 ... 12,5	12,5 ... 25
Plastmassid, malm, pronks	180(20)	120(12)	80(6)	60	45	32
Teras $\sigma_B = 47 ...$ ... 100 kG/mm²	300(35)	180(20)	120(12)	80(6)	60	45
Teras $\sigma_B = 100 ...$ ... 125 kG/mm²	300(35)	300(35)	180(20)	120(12)	80(6)	60
Teras $\sigma_B = 125 ...$ ... 150 kG/mm²; kõik tsementeeritud või pindkarastatud terased	450(55)	300(35)	300(35)	180(20)	120(12)	80(6)

on hammasratta materjali mehaanilised omadused. Vastavalt sellele on toodud tabelis 26 määrdeõli soovitatav viskoossus ν olenevalt hammasratta materjalist.

Määrdeõli mark valitakse vastavalt nõutavale viskoossusele.

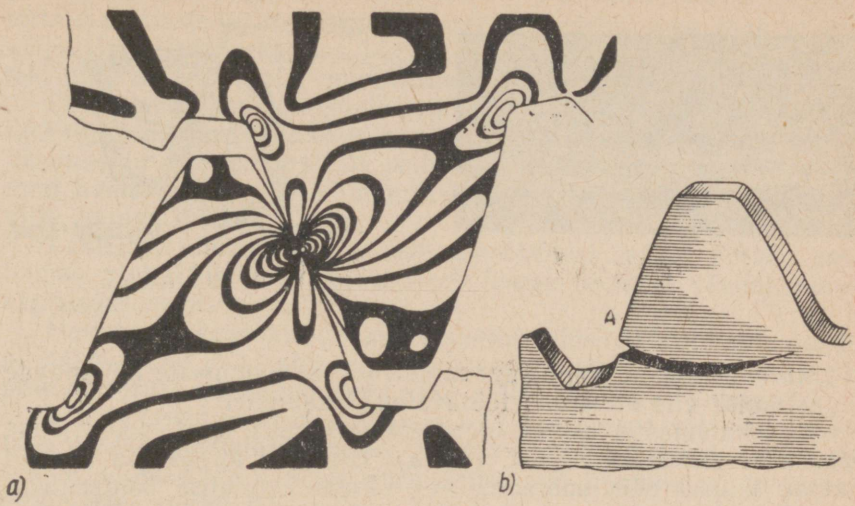
Kroomnikkelterasest hammasrattaid, millel $\sigma_B > 80$ kG/mm², tuleb määrida õliga, mille viskoossus on ühe astme võrra suurem kui tabelis 26 esitatud.

Kõige levinum määrimise moodus on sukeldusmäärimine. Aeglasekäigulisi lahtisi ülekandeid määritakse tavaliselt perioodiliselt. Määrimise moodused on esitatud lk. 373.

Hammaste vigastumise viisid. Hammaste vigastumist põhjustavad konstruktiivsed puudused, ebatäpne arvutus ja ülekoormused. Tüüpilisemad vigastused on hammaste murdumine, murenemine, kulumine, sööbimine ja hammaste tööpindade plastne deformeerumine.

Hammaste murdumist põhjustab tavaliselt materjali väsimus. Tingituna sellest, et igale hambumises olevale hambale mõjub teatava perioodi vältel muutlik koormus, tekivad hamba jalas muutlikud paindepinged.

Hamba kuju järsk muutus üleminekukõvera piirkonnas põhjustab pingete kontsentratsiooni. Joonis 141, *a* näitab pingeolukorda valgust läbivast materjalist valmistatud hamba mudelis, määratuna optilisel meetodil. Tumedate interferentsribade vahekaugus on vastavuses esineva pingemuutusega. Kohtades, kus interferentsribade arv on suurim, esineb suurim pingete kontsentratsioon.



Joon. 141

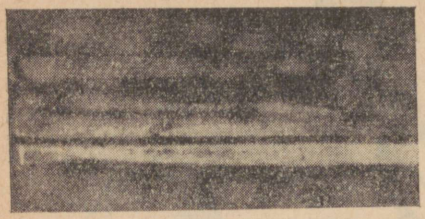
Hamba tõmbele töötava poole *A* (joon. 141, *b*) üleminekupinnal, pingete maksimaalse kontsentratsiooni tsoonis, võib teatava koormustsüklite arvu järel tekkida pragu eespool toodud põhjustel (lk. 248).

Pikkadel sirghammastel, kuid sagedamini kald- ja noolhammastel areneb pragu algul piki hamba alust ning suundub seejärel hamba peaossa põik- või kaldsuunaliselt suurimate pingetega hamba lõikele.

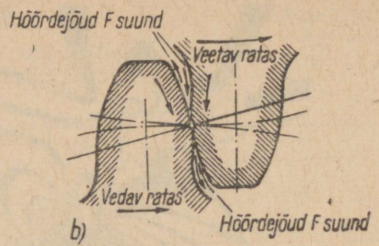
Suurte ülekoormuste tagajärjel võib hammaste murdumine toimuda hetkeliselt. Harva esinevate ülekoormuste puhul täheldatakse taolist purunemist haprast materjalist (malm, karastatud teras) hammasratastel. Hammaste murdumist võib põhjustada ka hamba otspinna lähedasel alal esinev koormuse kontsentratsioon, mis tekib ebatäpsest valmistamisest ja montaažist (hambad ei tule kokkupuutesse kogu teoreetilise kontaktjoone ulatuses) ning elementide deformatsioonist (peamiselt võllid ja väiksem hammasratas).

Väikesed ülekoormused, mis tekitavad voolavuspiiri ületavaid pingeid, võivad põhjustada jäävaid paindedeformatsioone.

Hammaste paindetugevust on võimalik tõsta hamba jala tugevuse suurendamise ja üleminekuraadiuse suurendamisest tuleneva pingete kontsentratsiooni vähendamisega, kogu hamba pinna hoolika viimistlustöötlemisega, ülekandeelementide jäikuse, valmistamistäpsuse ning hammasrataste materjalide mehaaniliste omaduste suurendamisega.



a



Joon. 142

Murenemine on kõige sagedamini esinev hammaste tööpindade vigastumise viis õlivannis töötavatel ülekannetel.

Terashammastel esineb murenemine hamba jalal, poolusjoone lähedases piirkonnas (joon. 142, *a*). Esmased augukesed tekivad hamba laiusel neis kohtades, kus esineb koormuse kontsentratsioon või töötlemisest tekkinud pinna ebatasasused. Ülekande töötamisel augukeste arv kasvab ning mõningad neist suurenevad mõõtmetelt. Hamba profiil muutub, suureneb tööpinna ebatasasus ja dünaamiline koormus. Selle tulemusena murenemine intensiivistub, põhjustades kogu allpool poolusjoont asuva hamba tööpinna vigastumist. Murenemise arenemisega kaasneb ülekande kuumenemine ja müra.

Murenemine liigitatakse piiratuks ja progressiivseks. Piiratud murenemine tekib hamba neis kohtades, kus ajutiselt esineb ülekoormus. Hammastel, mille tööpinna kõvadus $HB < 350$, võib sissetöötamisel murenemine lakata. Kui hammaste tööpinnas esinev pinge on küllalt suur, siis levib murenemine kogu hamba laiusele: tekib progressiivne murenemine. Seejuures suurenevad augukeste mõõtmed, mõnikord on nende läbimõõt 2...5 mm.

Hammastel pinnakõvadusega $HB > 350$ areneb piiratud murenemine sageli progressiivseks. Siin aukude kinnivaltsimist ei esine (nagu see toimub pehmest terasest pindade puhul), vaid aukude servad murduvad ja nende arv ning mõõtmed suurenevad.

Hammaste tööpindadel esinevad vigastused harilikult poolusjoone piirkonnas ja sellest allpool (hammaste jalal). Seda põhjustab asjaolu, et poolusjoone lähedal on väikese libisemiskiiruse tõttu hõõrdetegur ja vastavalt ka hõõrdejõud ning kontaktsurvepinged suurimad. Seetõttu tekivad väsimuspraod kõigepealt poolusjoone piirkonnas.

Hõõrdejõu suuna erinevus hamba pea ja jala osal põhjustab vastavatel aladel esinevatele väsimuspragudele erisuunalise orientatsiooni (joon. 142, *b*). Hambumisel siirduvad hamba jalal asetsevad praod kontakttsooni pinnale väljunud prao osaga. Seetõttu suletakse määrdeõli prakku ja välisjõust tekitatud õli survel areneb pragu edasi. Eelkirjeldatu korduval esinemisel eraldub lõpuks tööpinnast metallitükike. Hamba pea osas olevad väsimuspraod suunduvad kontakttsooni esmalt pinna seesmise prao osaga, mis-

tõttu hammaste suhtelisel liikumisel määrdeõli surutakse praost välja. Järelikult pragudes hüdrodünaamilist määrdeõli survet ei teki ning seetõttu neist murenemisaugukesi ei kujune.

Ülekannete kasutamise kogemustest ja katsete tulemustest ilmneb, et määrdeõli viskoossuse suurenemisel hammaste kontaktväsimuspiir suureneb. Peale selle leevendab viskoossem õli paremini hambale mõjuvat dünaamilist koormust ning suurendab seetõttu hammasrataste tööiga *.

Lahtistes ülekannetes esineb murenemist väga harva, sest hamba pinnakihi kulumine ennetab temas toimuva väsimuspurunemise arenemist.

Hammaste kontakttugevuse suurendamine on võimalik nende pinnakõvaduse ja hamba profiili kõverusraadiuse suurendamisega, pinnakareduse vähendamisega ning määrdeõli õige valikuga.

Lubatavatest suuremad lühiajalised koormused võivad põhjustada terashammastel kõvadusega $HB < 350$ plastseid deformatsioone, tööpindade habrast purunemist malmhammastel ja terashammastel, millel $HB > 350$.

Hammaste kulumine (joon. 143, *a*) tekib tööpinnalt mikrolaastukeste eraldumise tõttu. Kinnistes ülekannetes on hammaste kulumine harilikult tunduvalt väiksem kui lahtistes.

Hammaste tööpindade kulumist suurendab erilibisemise ning kontaktpingete suurenemine. Et erilibisemine on suurim hammaste kontakti alg- ja lõpp-perioodil, siis vastavalt on ka kulumine neis kohtades hammaste pea ja jala osal suurim. Hambumispooluses profiilid ei libise ja seetõttu ka kulumine on pooluselähedases piirkonnas minimaalne.

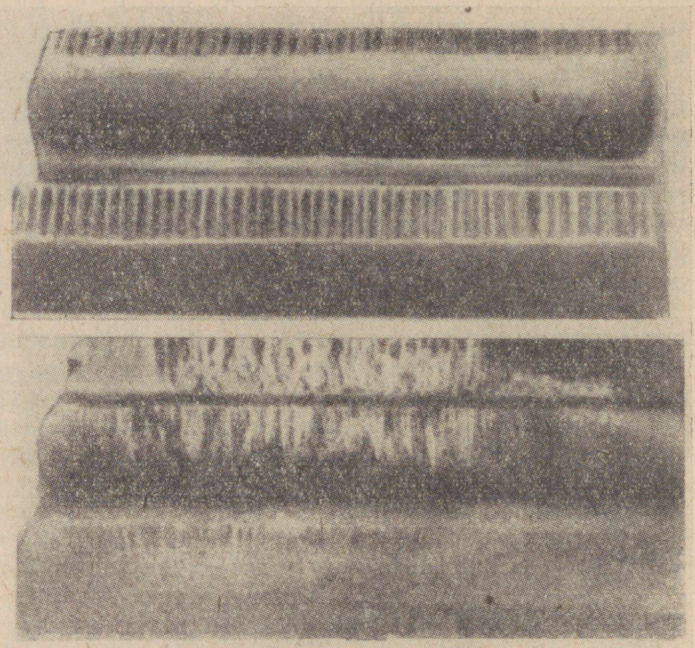
Kulumine moonutab evolventprofiili, suurendab dünaamilist koormust, nõrgendab hamba jalga; mistõttu suurenevad pinged hamba ohtlikus lõikes.

Valmistamise tehnoloogiast tulenevad hammaste tööpindade ebatasasused põhjustavad ülekande töötamise algperioodil suhteliselt intensiivset kulumist, mis kestab kuni ebatasasuste kõrgus muutub hammaste vahel oleva õlikihi paksusest väiksemaks. Taolist töötamise algperioodil esinevat kulumist nimetatakse sissetöötamiskulumiseks.

Kulumise suurenemist põhjustab ka mitteküllaldase paksusega õlikiht, mis ei taga vedelikulist hõõrdumist.

Õlikihi paksus oleneb viskoossusest, rataste ringkiirusest, õli hambumisse juhtimise moodusest, õli hulgast jt. teguritest. Kuigi õlikihi paksus vajalike tingimuste täitmisel on normaalkoormusel küllaldane, siis ülekoormustel ja eriti siirderežiimidel võib ta ikkagi osutuda ebapiisavaks, olles kulumise põhjustajaks. Tunduvalt suurendab kulumist määrdeainesse abrasiivosakeste sattumine.

* Трубин Г. К., Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен, ЦНИИТМАШ, кн. 37, Машгиз, 1950.



Joon. 143

Kulumist on võimalik vähendada erilibisemise ja kontaktpingete vähendamise, hammaste pindade kulumiskindluse suurendamise ning määrdeaine õige valikuga.

Erilibisemist ja kontaktpingeid on võimalik vähendada hambumise korrigeerimisega.

Hammaste sööbimist põhjustab kontakttsoonis õlikihi katkemine suurte kontaktpingete tõttu. Tulemuseks on hammaste pindade haardumine. Tekkinud haardumissõlmed purunevad pindade suhtelisel liikumisel. Pehmema materjaliga pinnast rebestub tükikesi, mis vastaspinnale kinnitatuina tekitavad kriimustusi pinnale, millest nad eraldusid (joon. 143, *b*).

Sööbimine esineb nii väikese kui ka suure pinnakõvadusega hammastel, kuid pinnakõvaduse suurenemisega sööbimisoht väheneb.

Aeglasekäigulistes raskelt koormatud ülekannetes on õlikihi katkemise põhjuseks suur koormus ja õli väike kiirus hambumistsoonis. Kiirekäigulistes ülekannetes hävib õlikiht suurest koormusest ning libisemiskiirusest põhjustatud temperatuuritõusust, millega kaasneb õli viskoossuse vähenemine.

Koormuse suurenemisel ning libisemiskiiruse ja pinnakõvaduse vähenemisel rebestunud metalliosakeste mõõtmed suurenevad.

Sööbimise tekkele avaldavad olulist mõju määrdeõli liik ja viskoossus, koormuse mõju kestus, hammaste pindade karedus ja kõvadus, rataste materjal ja õige materjalide paari valik, hammaste sissetöötamise moodus.

Kui suurendada sissetöötamisel koormust astmeliselt, on võimalik ülekantavat koormust suurendada, vältides seejuures sööbeohtu.

Aeglasekäigulistes ülekannetes kasutatakse sööbimise vältimiseks väga suure viskoossusega õlisid, kiirekäigulistes aga legeeritakse õlisid sööbevastaste lisanditega (väävelkloorfosfori lisandid, pliioleaat või pliinaftaat).

Plastsed deformatsioonid esinevad raskelt koormatud terasrataste hammastel ning neid põhjustavad hõõrdejõud. Vedaval rattal nihutavad hõõrdejõud hammastel pinnakihti poolusjoonest eemale ning veetaval — poolusjoone suunas. Selle tulemusena kujuneb vedava ratta hammastele piki poolusjoont süvis ning veetava ratta hammastele kuhimik. Plastsed deformatsioonid tekivad põhiliselt väikese kõvadusega terasrataste hammastel, esinedes eriti puuduliku määrimise korral ja aeglasekäigulistes ülekannetes.

Plastsete deformatsioonide tekkimise oht väheneb, kui kasutada suurema viskoossusega õlisid, sest siis hõõrdejõud väheneb.

Normaalsel ekspluatatsioonil ei tohi korralikult projekteeritud ja valmistatud ülekannetel esineda vigastusi kogu projekteeritava tööea vältel. Hammaste vigastumise kaudseks väljendajaks on ülekande ülemäärane kuumenemine ja tugev müra.

Müra peamisteks põhjustajateks on sammu ja hammaste profiili tsüklilised vead, ebaühtlane koormus hammastele ning pöörlevate detailide staatiline ja dünaamiline tasakaalustamatus.

Ebaühtlane koormus hammastele ja hambumisprotsessis hammaste deformatsiooni muutumine põhjustavad hammasratta võnkumist. Küllaltki väike võnkumine, mis kandub võllide ja laagrite kaudu korpusele, võib põhjustada vibratsioone ja tugevat müra.

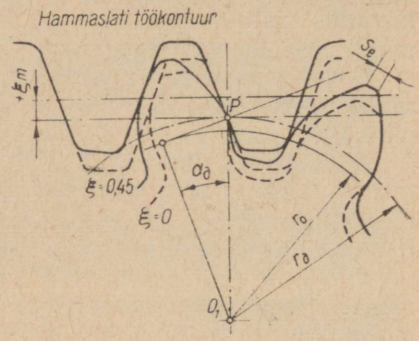
Kaldhammastega ülekandes on hambumises olevate hammaste deformatsioonide suhteline muutus tunduvalt väiksem kui sirghammastega ülekandes. Seetõttu kasutatakse vastutusrikastes ülekannetes müra ja dünaamilise koormuse vähendamiseks kald- või noolhammastega hammasrattaid, millel on kõrgendatud täpsusaste.

Korrigeerimine. Hambumise korrigeerimine võimaldab tunduvalt tõsta hammaste tugevust ja suurendada ülekantavat koormust. Korrigeerimiseks nihutatakse lõikeriista hammasrataste valmistamisel tooriku suhtes radiaalsuunas.

Nihutatud lõikeriistaga (lõikeriista töökontuuriga) valmistatud hammasrattaid nimetatakse korrigeeritud hammasratasteks. Hambumise korrigeerimise mõte seisneb selles, et hammaste vastupidavuse suurendamiseks teatava vigastusviisi suhtes muude-

takse hambumise omadusi sel teel, et hammaste teoreetiliseks profiiliks võetakse ühe ja sama alusringjoone poolt määratud evolvendi erinevad osad. Korrigeerimise astme määravad *nihutustegurid:* ξ_1 — vedaval ja ξ_2 — veetaval rattal. Nihutustegurite muutusele vastavalt muutuvad hammaste mõõtmed, sest muutub lõikeriista tegelik nihutus tooriku suhtes, mis hammaste lõikamise lõppmomendil võrdub ξm (kus m on moodul).

Joon. 144



Kui lati kesksirge kaugus ratta tsentrist on jaotusringjoone raadiusest suurem, siis loetakse nihutustegur ξ positiivseks, vastupidisel juhul — negatiivseks.

Nihutustegurite sobiva valikuga on võimalik ülekande koormatavust suurendada. Korrigeerimise põhilised eesmärgid on: sisselõike vältimine (kui $z < 17$ ja $\alpha_a = 20°$), hammaste painde- ja kontakttugevuse suurendamine, kulumis- ja sööbimiskindluse suurendamine, võimalus kujundada ülekandeid etteantud telgede vahe ja ülekandearvuga jm.

Korrigeerimist rakendatakse eriti laialdaselt sirghammastega ülekannetes.

Sisselõige on välditav positiivse nihutusega. Kui näiteks nihutustegur $\xi > 0{,}20$, siis hammaste arv võib olla 13 või väiksem.

Hammaslatikujulise lõikeriista asetus valmistatava ratta suhtes nihutustegurite $\xi = 0$ ja $\xi > 0$ puhul on kujutatud joonisel 144. Jooniselt ilmneb, et lõikeriista positiivse nihutuse korral väheneb sisselõige, suureneb hamba jala paksus ja seoses sellega ka hammaste paindetugevus.

Suure ülekandearvuga ülekannetes, mille rataste hammaste arvud on tunduvalt erinevad, on võimalik vedava ja veetava ratta hammaste paindetugevust võrdsustada korrigeeritud kõrgusega hambumisega. Vaadeldaval juhul omab väiksem ratas positiivset ja suurem niisama suurt negatiivset nihutust. Kuigi seetõttu suurema ratta hammaste tugevus veidi väheneb, jääb see siiski küllaldaseks, sest hammaste arvu suurendamisel nende paindetugevus suureneb.

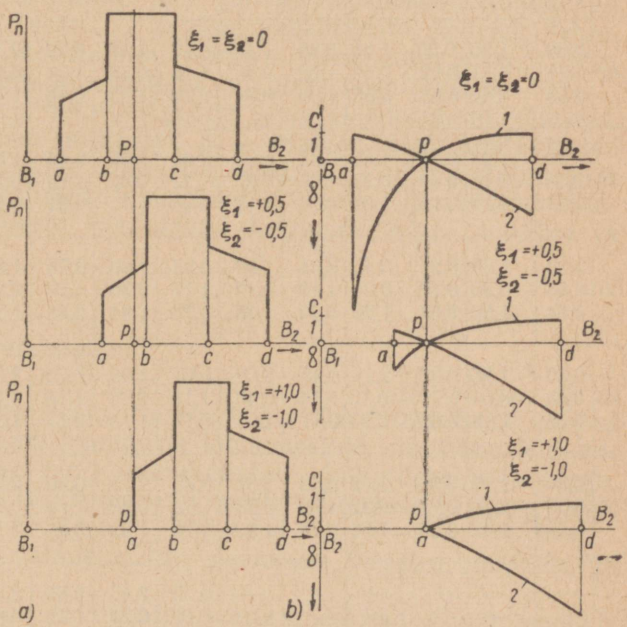
Korrigeeritud kõrgusega hambumine võimaldab hambumissirge töötavat osa nihutada hambumissirgel selliselt, et poolus asetseb kahepaarilise hambumise tsoonis. Tulemuseks on koormuse vähenemine murenemise suhtes ohtlikule hammaste tööpinna osale, sest sel perioodil on koormatud kaks hambapaari. Joonisel 145, *a* kujutatakse hammastele mõjuva koormuse muutumist hambumis-

sirge töötava osa ulatuses korrigeeritud kõrgusega hambumise korral, kui $i = 4$.

Positiivse summaarse nihutusega korrigeerimine ($\xi_1 + \xi_2 > 0$), nn. korrigeeritud nurgaga hambumine, suurendab hambumisnurka α_s. Selle tulemusena suurenevad profiilide kõverusraadiused poolusjoone piirkonnas ja vastavalt suureneb ka kontakttugevus. Korrigeeritud kõrgusega hambumine võimaldab suurendada ülekantavat koormust kuni 30%.

Eespool oli märgitud, et suhtelise libisemise teguri * ja kontaktsurvepinge vähendamine võimaldab vähendada kulumist ja suurendada sööbekindlust. Eriti olulist mõju avaldavad märgitud suurused siis, kui ülekanne töötab abrasiivses keskkonnas. Kulumise vähendamiseks on vaja suhtelise libisemise tegurid «ühtlustada», s. o. võrdsustada ligilähedaselt nende väärtused veetaval ja vedaval rattal. Võimalikuks osutub see nihutustegurite ξ_1 ja ξ_2 vastava valikuga. Joonis 145, *b* annab ülevaate suhtelise libisemise tegurite muutumisest (vedaval rattal — kõver *1*, veetaval — kõver *2*) ülekandes, mille $i = 4$ ja $\alpha_\partial = 20°$.

Hambumise korrigeerimisel hamba paksus muutub (vt. joon. 144). Kui ülekande hammasrataste korrigeerimisel kasutatakse erinevaid nihutustegureid (muutmatul hammaste arvul z ja moo-



Joon. 145

* Г. Г. Баранов, Курс теории механизмов и машин, Машиностроение, 1967, lk. 213.

Tabel 27

Nihutustegurite ξ_1 ja ξ_2 väärtused

z_2	z_1 = 12		15		18		22		28		34		Korrigeerimise eesmärk
	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	K
	0,57	0,25	0,64	0,29	0,72	0,34	—	—	—	—	—	—	P
	0,49	0,35	0,48	0,46	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	L
22	0,30	0,66	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	—	—	K
	0,62	0,28	0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39	—	—	—	—	P
	0,53	0,38	0,55	0,54	0,60	0,63	0,67	0,67	—	—	—	—	L
28	0,30	0,88	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	—	—	K
	0,70	0,26	0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,42	—	—	P
	0,57	0,48	0,60	0,63	0,63	0,72	0,71	0,81	0,85	0,85	—	—	L
34	0,30	1,03	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01	K
	0,76	0,22	0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,36	1,38	0,34	P
	0,60	0,53	0,63	0,72	0,67	0,82	0,74	0,90	0,86	1,00	1,00	1,00	L
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	2,33	0,90	1,30	K
	0,75	0,21	0,92	0,32	1,02	0,36	1,18	0,38	1,24	0,31	1,31	0,27	P
	0,63	0,67	0,68	0,88	0,68	0,94	0,76	1,03	0,88	1,12	1,00	1,16	L
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58	K
	0,58	—0,16	0,97	0,31	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	1,25	0,20	P
	0,63	0,77	0,66	1,02	0,70	1,11	0,76	1,17	0,91	1,26	1,00	1,31	L
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,83	1,79	K
	0,55	—0,35	0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	1,23	0,15	P
	0,64	1,00	0,67	1,22	0,71	1,35	0,76	1,44	0,88	1,56	0,99	1,55	L
80	0,30	1,96	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	0,89	1,97	K
	0,54	—0,54	0,73	—0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	1,19	0,07	P
	0,65	1,18	0,67	1,36	0,71	1,61	0,76	1,73	0,87	1,85	0,98	1,81	L
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22	K
	0,53	—0,76	0,71	—0,22	1,00	0,28	1,12	0,22	1,14	0,08	1,15	0,01	P
	0,65	1,42	0,66	1,70	0,71	1,90	0,76	1,98	0,86	2,12	0,97	2,15	L
125	—	—	—	—	—	—	0,75	2,43	0,83	2,47	1,00	2,46	K
	—	—	—	—	—	—	1,11	0,21	1,12	0,07	1,20	0,09	P
	—	—	—	—	—	—	0,76	2,38	0,86	2,40	0,92	2,40	L

Hammaste arv väiksemal rattal — z_1, suuremal — z_2.

dulil m), siis vedava ratta hamba paksus ja veetava ratta hamba vahe laius ei ole algringjoonel võrdsed. See asjaolu võimaldab muuta ülekande telgede vahet. Nihutustegurite vastav valik tagab ülekandele soovitud telgede vahe, muutmata seejuures hammaste arvu ja moodulit.

Kaldhammastega ülekandeid korrigeeritakse harvemini kui sirghammastega ülekandeid.

Nihutustegurite ratsionaalne valik on küllaltki töömahukas ülesanne, sest kõik hambumise kvaliteedinäitajad on üksteisest olenevad ja seetõttu sageli ühe näitaja parenemine põhjustab teise halvenemist. Nii näiteks määrab minimaalse nihutusteguri hammaste sisselõige. Nihutusteguri suurendamine väldib sisselõiget, kuid võib põhjustada hamba paksuse liigset vähenemist peaderingjoonel (vt. joon. 144). Sellest tulenevalt määrab maksimaalselt võimaliku nihutusteguri ξ hammaste teravnemine. Harilikult hamba pea minimaalne paksus peaderingjoonel $s_{e\,min} = (0{,}2 \ldots 0{,}4)m$.

Ülekannetel, mille hammasrattad on valmistatud suure positiivse nihutusega, väheneb tunduvalt kattetegur ε. Seetõttu piirab sageli nihutustegurite maksimaalväärtust ka minimaalne lubatav kattetegur ε_{min}.

Nihutustegurite valikut kitsendavaid tingimusi (ε, $s_{e\,min}$ jt.) on võimalik esitada kõveraina, mis paiknevad koordinaattelgedega ξ_1 ja ξ_2 määratud tasandis. Taoline piirkõverate süsteem («blokeeriv kontuur»), koostatuna erineva hammaste arvuga ülekannetele, võimaldab nihutustegureid otstarbekalt valida.

Tabel 27 * esitab nihutustegurite ξ_1 ja ξ_2 suurimaid väärtusi, mis tagavad järgmisi tingimusi: K — maksimaalset kontakttugevust, P — maksimaalset paindetugevust, L — võrdsustatud suhtelise libisemise tegureid (suurendab kulumis- ja sööbimiskindlust). Tabeli väärtused rahuldavad tingimusi $s_{e\,min} \geqslant 0{,}25m$ ja $\varepsilon_{min} \geqslant 1{,}2$.

Hammasülekande elemendid

Materjalid. Projekteeritava hammasratta valmistamiseks valitud materjal peab tagama hammaste lõikamisel ja viimistlustöötlemisel nõutava täpsuse ning pinnakareduse, küllaldase paindetugevuse vahelduval ja löökkoormusel, kontakttugevuse ja suure kulumiskindluse.

Hammasrattad valmistatakse peamiselt terasest, malmist ja plastmassidest.

Kõige rohkem on levinud terasrattad, sest nad võimaldavad üle kanda suuri võimsusi, ülekande gabariidid on minimaalsed ja

* Решетов Д. Н., Детали машин, Машгиз, 1961.

lubatav pöörlemiskiirus maksimaalne. Terase markide suur mitmekesisus ja termiline või termokeemiline töötlemine võimaldab saada kõige sobivamate omadustega materjale hammasrataste valmistamiseks.

Keskmistel koormustel kasutatakse kõige sagedamini teraseid, mille süsinikusisaldus on 0,35 ... 0,50% (terased 35, 40, 45, 50, 50Г—ГОСТ 1050-60 ja legeeritud terased 40X, 45XH — ГОСТ 4543-61).

Nagu eespool märgiti, väheneb hammaste tööpindade vigastumise oht pinnakõvaduse suurenemisel. Seetõttu kasutatakse selliseid materjale ja termilist töötlust, mis võimaldavad rakendatava hammaste lõikamise viisi puhul saada vajaliku täpsuse juures maksimaalset kõvadust.

Kui hambad lõigatakse pärast lõplikku termilist töötlust (välditakse viimase mõju hambumise täpsusele), siis on maksimaalselt lubatav pinnakõvadus *HB* 320 ... 350. Selline kõvadus saadakse parendamise või normaliseerimisega. Ratta ristlõike mõõtmed mõjutavad oluliselt materjali mehaanilisi omadusi, mis saadakse pärast termilist töötlemist. Seda põhjustab asjaolu, et ristlõike mõõtmete suurenemisel jahtumiskiirus väheneb. Kui jahtumiskiirus on teatavast kriitilisest kiirusest väiksem, siis ei ole karastamine täielik. Legeeritud teraste puhul on ristlõike mõõtmete mõju tunduvalt väiksem. Seetõttu on suuremõõtmeliste ristlõigetega rattaid vaja kõrge pinnakõvaduse tagamiseks valmistada legeeritud terastest.

Hammasrataste koormatavuse tunduv suurendamine ning ülekande gabariitide vähendamine on võimalik hammaste pinnakõvaduse suurendamisega üle *HB* 350. Niisugust pinnakõvadust tagab maht- ja pindkarastus, tsementeerimine, tsüaneerimine või nitreerimine. Hambad lõigatakse sel juhul enne lõplikku termilist töötlust.

Mahtkarastust kasutatakse süsinik- ja legeeritud terastel, mille süsinikusisaldus on 0,35 ... 0,5%. Saavutatav kõvadus oleneb süsinikusisaldusest ning on *HRC* 50 ... 65.

Vastutusrikaste ülekannete (kui esinevad ülekoormused ja löögid) hammasrattad valmistatakse terastest 40XH ja 40XHMA või veel sagedamini terasest 40X.

Mahtkarastus põhjustab ratastel tunduvaid deformatsioone ning hammaste südamiku sitkuse vähenemist. Viimasega kaasneb paindetugevuse vähenemine löökkoormusel. Süsinikterastel ei tohi hamba südamiku maksimaalne kõvadus ületada *HRC* 45 ning legeeritud terastel *HRC* 50. Vastasel juhul väheneb tunduvalt löögitugevus. Eelmärgitud puudusi ei esine pindkarastamisel, mis tagab suure pinnakõvaduse juures ka karastamata metallile sitkuse. Pindkarastamist on kohane kasutada suurtel ratastel ning eriti suurte ristlõike mõõtmete puhul, sest siis on võimalik legeeri-

tud teraseid asendada süsinikterastega. Pindkarastamisel saadav kõvadus on *HRC* 51 ... 57.

Teine hammaste pinnakõvaduse suurendamise moodus, mis säilitab hamba südamiku sitkuse, on tsementeerimine. Tsementeeritavad on terased, mille süsinikusisaldus on 0,1 ... 0,2% (terased 15, 20, 15X ja 20X). Hamba tsementeeritud kihi kõvadus on *HRC* 56 ... 63.

Tsementeeritavaid süsinikteraseid 15 ja 20 kasutatakse hammasrataste valmistamiseks suhteliselt harva. Põhjuseks on asjaolu, et kõva pinnakihi all asuva materjali kontakt- ja paindetugevus ei ole küllaldane. Suurtel koormustel esineb kõva kihi mahakihistumine. Laialdaselt kasutatakse kroomteraseid 15X ja 20X, sest karastamine põhjustab neil vähest kaardumist ning südamiku tugevus on küllaldane. Legeeritud tsementeeritud terased on kõrge kulumiskindlusega.

Ülekoormuste ja löökide esinemisel (transpordimasinate, lennukireduktorite jt. hammasrattad) kasutatakse kroomnikkelterast 12XH3A, kroomvanaadiumterast 15XФ, kroommangaantitaanterast 18XГТ (ГОСТ 4543-61) ning teisi legeeritud teraseid.

Termilisest töötlemisest tulenevate deformatsioonide kõrvaldamiseks on vaja hambaid lihvida.

Kõrget pinnakõvadust on võimalik saavutada veel nitreerimise ja tsüaneerimisega. Mõlema meetodi eeliseks on vähene hammaste deformeerumine, mistõttu ei esine lihvimise vajadust. Nitreerimist rakendatakse sageli sisehammastega rattail. Nitreeritavad hammasrattad valmistatakse peamiselt terasest 38XMIOA. Saadav kõva pinnakihi paksus nitreerimisel on väike (0,1 ... 0,3 mm), mistõttu nitreeritud hammasrattad on kasutatavad ühtlasel koormusel ning juhul, kui hammaste kulumine on minimaalne.

Suuremõõtmeliste hammasrataste toorikud valmistatakse valatuina terasest. Küllaldase kulumiskindluse saamiseks on vaja, et terasvalu süsinikusisaldus oleks 0,35 ... 0,55% piires. Terasest valatud hammasrattaid lõõmutatakse või normaliseeritakse. Põhiliselt valmistatakse terasest valatud rattaid terastest 35Л kuni 55Л (ГОСТ-i 977-65 järgi).

Malmist hammasrattaid kasutatakse aeglasekäigulistes ning vähe koormatud lahtistes, harvemini kinnistes ülekannetes.

Malmhammaste kontakttugevus on küllaltki kõrge, kuid paindetugevus ja vastupidavus löökkoormusele on väiksem kui terasratastel.

Malmist rattad valmistatakse hallmalmist СЧ 28-48 kuni СЧ 35-56 (ГОСТ-i 1412-54 järgi) ning tempermalmist (ГОСТ 1215-59). Väiksema vastutusrikkusega ülekannetes kasutatakse hallmalme СЧ 15-32 kuni СЧ 24-44.

Plastmassist hammasrattaid kasutatakse müra vältimiseks, vähese jäikusega korpuste puhul ning juhul, kui rataste täpne vastastikune asetus ei ole tagatud. Plastmassist rattad, mille

hambad vastavad standardsele lähtekontuurile, on terasratastest tunduvalt vähem koormatavad, sest hammaste paindetugevus on väiksem. Hambapaarile tekstoliit—teras võib lubada 4 ... 5 korda väiksemat koormust kui parendatud terasratastega ülekandele.

Plastmassist hammasrataste koormatavust võimaldab suurendada modifitseeritud lähtekontuuri kasutamine. Et plastmassidel on normaalelastsusmoodul 20 ... 200 korda väiksem kui terastel, siis plastmasshambad deformeeruvad terashammastest tunduvalt rohkem. Võrdse valmistustäpsuse puhul jaotub seetõttu plastmassrattal koormus mitmele hambapaarile. Modifitseeritud lähtekontuuri kasutamine, mille profiilinurk on väike ja hambakõrgus suur, võimaldab suurendada kattetegurit üle kahe ($\varepsilon > 2$) ja sellega seoses ka ülekantavat koormust.

Plastmassist kaldhammasrattail on võimalik hammaste suurema elastsuse tõttu, valmistustäpsust suurendamata, saavutada koormuse ülekannet mitme hambapaariga.

Hambad plastmassist rattaile lõigatakse, valatakse (kasutatakse survevalu) või pressitakse. Viimasel juhul osutub hammaste tugevus kõige suuremaks. Valamine või pressimine võimaldab noolhammasrattaile valmistada terviklikke noolhambaid, mille suurem tugevus võimaldab ülekantavat koormust suurendada.

Plastmassidest kasutatakse hammasrataste valmistamiseks laialdasemalt tekstoliiti (ГОСТ 5-52), puitplastikuid (ГОСТ 13918-68), nailonit ja kapronit.

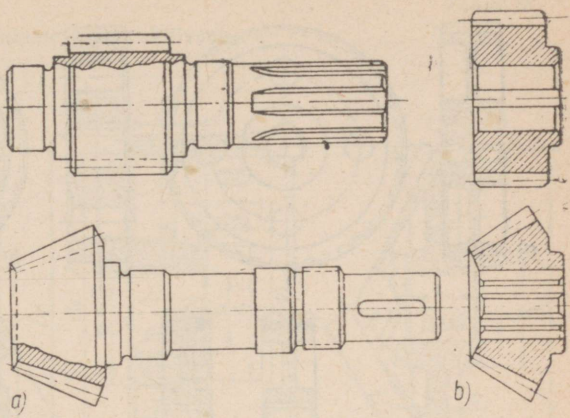
Suurtel pöörlemiskiirustel töötavates ülekannetes on võimalik vältida müra, suurendamata ülekande täpsust, kui väiksem ratas valmistada tekstoliidist ja suurem terasest või malmist (mille $HB \geqslant 250$). Taolise ülekande koormatavus sõltub tekstoliitratta tugevusest.

Tekstoliitratta laius peab olema metallratta laiusest väiksem. Vastasel juhul metallratta hambad vigastavad plastmassratta hammaste tööpindu.

Hammasrataste valmistamiseks kasutatava nailoni tõmbetugevus $\sigma_{Bt} = 8$ kG/mm², normaalelastsusmoodul $E = 120$ kG/mm², erikaal $\gamma = 1{,}15$ g/cm³.

Nailonist hammasrataste koormatavus oleneb ülekande temperatuurist (temperatuuri tõusul 20° kuni 90° väheneb nailoni voolavuspiir ligikaudu kaks korda), määrimisest (kui hambumist ei määrita, tuleb ülekantavat koormust vähendada ligikaudu 20%) ja hambumise moodulist (mooduli vähendamine võimaldab suurendada paindepinget). Pressitud hammastega nailonrataste koormatavus on 15% suurem kui analoogilistel ratastel lõigatud hammastega.

Hammasrataste konstruktsioon. Hammasrattad, mille jalgaderingjoone läbimõõt erineb vähe võlli läbimõõdust, valmistatakse võlliga ühes tükis (joon. 146, *a*). Võllhammasratta eelised: väheneb mehaanilise töötlemise maht, ei esine liist- või mõnda teist



Joon. 146

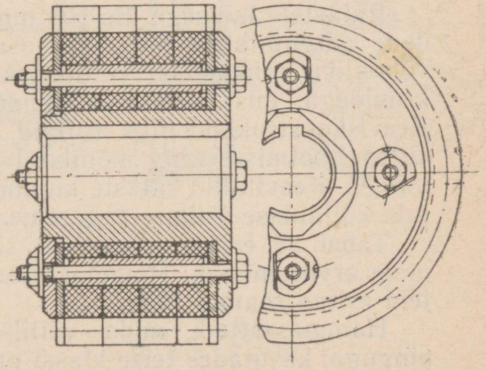
tüüpi liidet, suurem jäikus ja hambumise täpsus. Joonisel 146, *b* on toodud hammasratta konstruktsioon, mille jalgaderingjoon ja võlli läbimõõt oluliselt erinevad teineteisest. Taolise kujuga hammasrattad esinevad peamiselt keskmise või suure võimsuse ning väikese ülekandearvuga ülekannetes.

Tekstoliidist hammasratta konstruktsiooni kujutab joonis 147. Tekstoliitplaadid asetsevad teraspuksil, millega ratas istatakse võllile.

Hammasrattad läbimõõduga alla 500 mm sepistatakse või stantsitakse (sõltuvalt toodete hulgast). Suurema läbimõõduga rattad valatakse või tehakse keeviskonstruktsioonina. Sepistatud rattaid läbimõõduga üle 500 mm esineb harva.

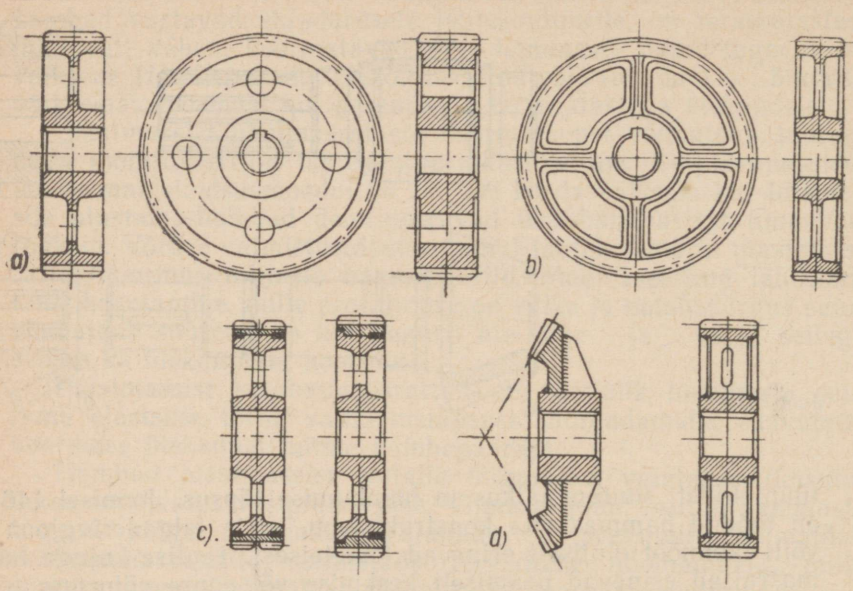
Sepistatud ratastel ühendab põida ja rummu ketas või nad tehakse kettakujulistena (joon. 148, *a*). Esimesena märgitu on kergem, kuid mehaanilise töötlemise maht on suurem. Kettakujuliste rataste valmistamine on lihtsam, kuid laiad rattad on väga rasked ja nende hammaste mehaanilised omadused on pärast termilist töötlemist ebaühtlased.

Joon. 147



Augud ratta põia ja rummu vahelises kettas on põhiliselt tarvilikud ratta kinnitamiseks tööpinki tema töötlemisel. Suurema läbimõõduga augud vähendavad ka ratta kaalu.

Valatud rataste kodarad on ristikujulised, kui



Joon. 148

ratta läbimõõt $D_e \leqslant 1000$ mm ja laius $B < 200$ mm (joon. 148, *b*) või *H*-kujulised, kui $D_e > 1000$ mm ja $B > 200$ mm.

Suurema läbimõõduga ratastel ($D_e > 2000$ mm ja $B > 600$ mm) kasutatakse lõhestatud rummu, et vältida valandi jahtumisel kodarate purunemist temperatuuripingete (tekivad materjali ebaühtlasest jaotusest) tõttu.

Legeeritud terase kulu vähendamiseks kasutatakse suure läbimõõduga ratastel bandaaže. Ratta keskosa valatakse malmist (näit. СЧ 15-32), harvemini terasest ning temale asetatakse hammaste tugevusarvutusega määratud materjalist sepistatud või valtsitud bandaaž (joon. 148, *c*).

Ratastele laiusega üle 500 mm asetatakse kaks bandaaži. Bandaaž paigutatakse ratta keskosale kuumpress-istuga. Bandaaži võimaliku nihkumise vältimiseks kinnitatakse see täiendavalt kruvidega, mis asetatakse bandaaži ja ratta keskosa liitepinda. Keeviskonstruktsiooniga rattaid (joon. 148, *d*) kasutatakse individuaaltootmises ning mõnikord ka ratta kaalu vähendamise eesmärgil. Keevitatud rataste kujundamisel on oluliseks nõudeks rattale küllaldase jäikuse tagamine.

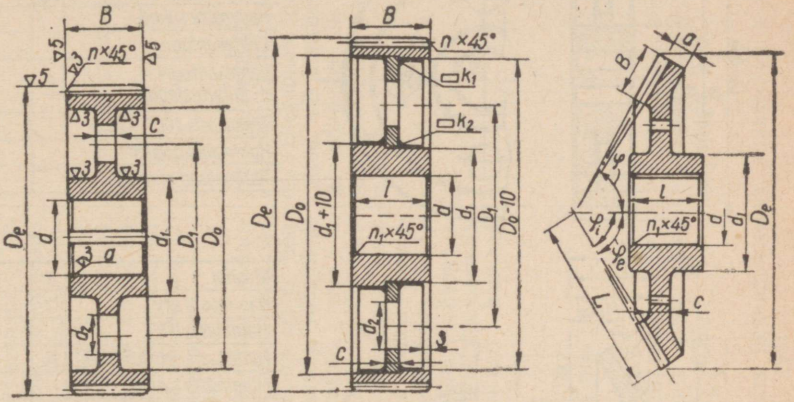
Tabel 28 esitab empiirilisi seoseid hammasrataste põhimõõtmete arvutamiseks. Hammasrataste konstruktiivse kujunduse näiteid esitab raamat [12].

Hammasrattad, mida võllil ei nihutata, asetatakse võllile pinguga, kasutades teise klassi press- või kergepress-istu. Esimest

Tabel 28

Empiirilised valemid hammasrataste konstruktiivsete mõõtmete määramiseks

sepistatud või keevitatud hammasratas



$$d_1 = 1{,}6d \qquad d_2 \approx \frac{D_0 - d_1}{5}$$

$$D_0 \approx D_e - 10m \qquad d \approx 0{,}3A$$

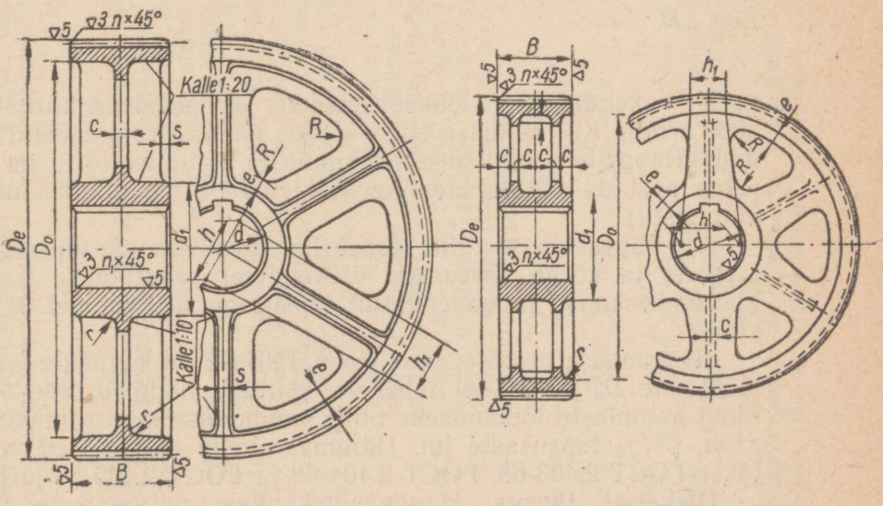
$$c \approx 0{,}3B \qquad l \approx 1{,}1d$$

$$n = 0{,}5m \qquad c \approx 0{,}3d$$

$$D_1 \approx \frac{D_0 + d_1}{2} \qquad a \approx 0{,}2L$$

$$s = 0{,}8c$$

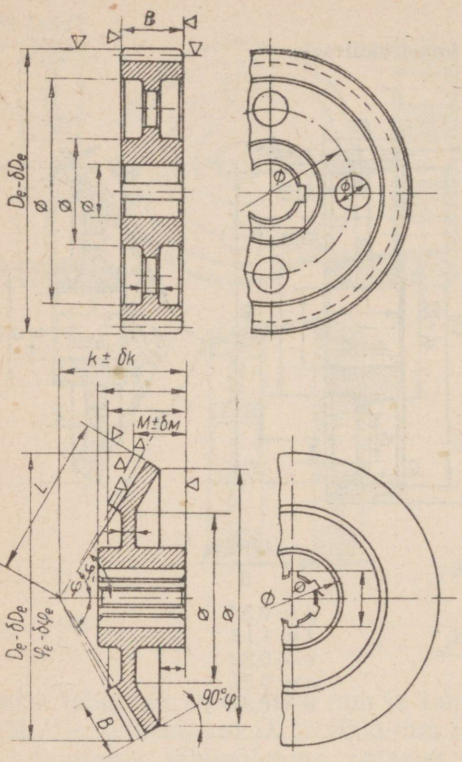
valatud hammasratas



$d_1 = 1{,}6d$; $D_0 \approx D_e - 10m$; $n = 0{,}5m$; $s = 0{,}8c$;

$d = 0{,}3A$; $h = 0{,}8d$; $h_1 = 0{,}8h$; $e = 0{,}2d$; $k = 0{,}8e$;

$c = 0{,}2h$ (kuid $<$ 10 mm) $r = 10$ mm; $R \geqslant 0{,}5h$



Moodul	m	
Hammaste arv	z	
Hammaste kaldenurk	β_0	
Hammaste suund		
Lähtekontuur		
Lähtekontuuri nihutustegur	ξ	
Täpsusaste ГОСТ... järgi		
Kontrollkompleks		
Teatmelised andmed		

Moodul		m	
Hammaste arv		z	
Hammaste liik			
Hammaste spiraali nurk		β_0	
Hammaste suund			
Lähtekontuur	Profiili nurk	α_0	
	Hamba pea kõrg.	h'	
	Hamba kõrgus	h	
	Siirderaadius	r_1	
Lähtekontuuri nihutustegur		ξ	
Täpsusaste ГОСТ 3675-56 alusel			
Kontrollkompleks			
Teatmelised andmed			

Joon. 149

neist rakendatakse löökkoormusel ja pöörlemiskiirustel üle 2000 p/min. Kui nähakse ette vajadus hammasratast võllilt eemaldada (laagrite vahetamiseks, hammaste kulumise tõttu jm.), tuleb ratas asetada võllile üleminevate istudega (kasutades umb- või kinnisistu).

Istu täpsusklassi valik oleneb hammasülekande täpsusastmest: täpsetel ja kõrge täpsusega ülekannetel kasutatakse 2. täpsusklassi, keskmise ja vähendatud täpsusega ülekannetel 3. täpsusklassi.

Hammasratta tööjoonisel (joon. 149) esitatakse peale ratta põhimõõtmete D_e ja B veel tabelisse kantuna andmed, mis on vajalikud hammaste lõikamiseks ning hambumise kontrollmõõtmiseks: z, m, β^0, f_0 täpsusaste jm. Hammasrataste tööjoonised vormistatakse ГОСТ 2.403-68, ГОСТ 2.404-68 ja ГОСТ 2.405-68 järgi.

Ülekande täpsus. Hammasülekandele normaalsete töötingimuste tagamiseks peavad hammasrattad ja ülekande korpus olema valmistatud vajaliku täpsusega.

Liigitelu alus	Täpsusastmete iseloomustus			
	6. täpsusaste (kõrge täpsusega)	7. täpsusaste (täpsed)	8. täpsusaste (keskmise täpsusega)	9. täpsusaste (vähendatud täpsusega)
Hammaste lõikamine	Rullumismeetodil — täpsetel pinkidel	Rullumismeetodil — täpsetel pinkidel	Rullumismeetodil või kopeerimismeetodil. Viimasel juhul lõikeriistaga, mille profiil vastab tegelikule hammaste arvule	Kõikidel meetoditel
Hammaste tööpindade viimistlus	Hoolikas lihvimine või šeeverdamine	Täpse lõikeriistaga. Karastamata ratastele soovitatav, kuid karastatuile on nõutav viimistlustöötlus (lihvimine, šeeverdamine, soveldamine)	Hambaid ei lihvita, kuid vajaduse korral kasutatakse tööpindade viimistlemist või hambapaaride soveldamist	Viimistlustöötlus ei ole tarvilik
Töötingimused	Hammasrattad, mida kasutatakse täpselt kooskõlastatud liikumise ülekandmiseks või mis peavad suurtel kiirustel ja koormustel sujuvalt ning müratult töötama. Jaotusmehhanismide või kiirekäiguliste reduktorite hammasrattad. Vastutusrikkad hammasrattad lennuki-, auto- ja pingiehituses	Hammasrattad, mis töötavad suurtel kiirustel ja mõõdukatel koormustel või vastupidi. Tööpinkide ettenihkekastide hammasrattad seostatud liikumise ülekandmiseks. Üldotstarbeliste reduktorite hammasrattad. Hammasrattad lennuki- ja autoehituses	Hammasrattad üldotstarbelises masinaehituses, kus ei esine erilisi nõudeid täpsusele. Tööpinkide hammasrattad, mis ei kuulu jaotusmehhanismi. Mittevastutusrikkad hammasrattad lennuki-, auto- ja traktoriehituses. Tõstemehhanismide hammasrattad. Põllutöömasinate vastutusrikkad hammasrattad	Hammasrattad mittevastutusrikastes ülekannetes. Ülekannete hammasrattad, mis konstruktiivsetel põhjustel on tehtud suuremana, kui arvutusest tuleneb
Ringkiirus:				
sirghammastega rattad	Kuni 15 m/s	Kuni 10 m/s	Kuni 6 m/s	Kuni 2 m/s
mittesirghammastega rattad	Kuni 30 m/s	Kuni 15 m/s	Kuni 10 m/s	Kuni 4 m/s
Kasutegur	Vähemalt 0,99 (koos laagritega 0,98)	Vähemalt 0,98 (koos laagritega 0,97)	Vähemalt 0,96 (koos laagritega 0,95)	Vähemalt 0,94 (koos laagritega 0,92)

* Инструкционные материалы по применению стандартов на допуски для цилиндрических, конических и червячных передач. Научно техническая информация № 295, ЦНИИТМАШ, М. 1957.

Täpsusaste määratakse ülekande töötingimustest lähtudes. Valitud täpsusastme ja ülekande mõõtmete alusel määratakse tolerantsid hambumisele ja ülekandele, millele vastavalt toimub hammaste lõikamine, viimistlustöötlemine, kontrollmõõtmine ning korpuse, võllide ja tugede töötlemine.

Metallist silinderratastega ülekannetele, mille hambad on mehaaniliselt töödeldud, kehtib ГОСТ 1643-56 «Silindrilised hammasülekanded. Tolerantsid». Standard kehtib silindrilistele sise- ja välishambumisega sirg-, kald- ja noolhammastega ratastele jaotusringjoone läbimõõduga kuni 5000 mm, mooduliteg üle 1 kuni 50 mm. Samaliigilistele ülekannetele, kuid mooduliga alla 1 mm määratakse tolerantsid ГОСТ 9178-59 alusel.

Kummaski standardis on kaksteist täpsusastet (1 ... 12). Täpsus väheneb järjekorranumbri suurenemisel. Levinumad on 6. kuni 10. täpsusaste.

Igas täpsusastmes on nelja liiki täpsusnorme, mis väljendavad: 1) ratta kinemaatilist täpsust, 2) ratta käigu sujuvust, 3) hammaste kontakti ja 4) külglõtku.

Garanteeritud külglõtk kompenseerib ülekande kuumenemisest tuleneva külglõtku vähenemise ja tagab hambumises vajaliku külglõtku hammasrataste ja korpuse temperatuuride 25°-sel erinevusel (võrdsete joonpaisumistegurite korral).

Millisele täpsusnormile tuleb põhitähelepanu pöörata, see oleneb ülekande kasutamise otstarbest. Kiirekäigulistes ülekannetes on põhinõudeks käigu sujuvus, raskelt koormatud aeglasekäigulistes ülekannetes on vaja tagada hammaste kokkupuude kogu hamba pikkusel, reverseeritavates ülekannetes on oluline tähtsus külglõtkul.

Metallist koonusratastega ülekannetele, mille hambad on mehaaniliselt töödeldud, kehtib ГОСТ 1758-56 «Koonilised hammasülekanded. Tolerantsid». Standard kehtib sirg- ja kõverjooneliste hammastega ratastele jaotusringjoone läbimõõduga kuni 2000 mm, mooduliteg üle 1 kuni 30 mm. Koonusrataste tolerantsid, mille moodul on alla 1 mm ning jaotusringjoone läbimõõt kuni 320 mm, on määratud standardiga ГОСТ 9368-60. Standardid koonusülekannete täpsuse kohta on koostatud samadel alustel kui standardid ГОСТ 1643-56 ja ГОСТ 9178-59. Sagedamini kasutatakse 7. kuni 11. täpsusastet.

Mitmesugustes masinates esinevate ülekannete täpsusastme valikul võib juhinduda järgnevast: turbiinide reduktorid — 3. kuni 6. täpsusaste, metallilõikepingid — 3. kuni 8., sõiduautod — 5. kuni 8., veoautod 7. kuni 9., traktorid — 8. kuni 10., üldotstarbelised reduktorid — 6. kuni 9., valtspinkide hammasrattad — 6. kuni 10., kaevandusvintsid — 8. kuni 10., kraanade mehhanismid — 7. kuni 10., põllutöömasinad — 8. kuni 11. täpsusaste.

Hammasülekannete kasutatavust sõltuvalt nende täpsusastmest iseloomustavad tabelis 29 esitatud andmed.

Sirghammastega silinderülekande arvutus

Tugevusarvutuse eesmärgiks on ülekande minimaalsete mõõtmete määramine, mis tagavad hammasrataste vigastumiseta töötamise. Ülekande parameetrite (hammaste arvu, nihutustegurite, hammaste kaldenurga jne.) oskusliku valikuga, s. o. geomeetrilise ja tugevusarvutuse seostamisega, on võimalik ülekande koormatavust tunduvalt suurendada.

Varem esitatust järeldub, et kinniste ülekannete puhul on arvutustega vaja vältida kõiki hammasratastel esinevaid vigastusi, lahtiste ülekannete korral aga ainult hammaste murdumist, ülemäärast kulumist ja plastseid deformatsioone.

Hammasülekannete arvutamise meetodeid on palju. See tuleneb hammasülekannete laialdasest kasutamisest masinaehituses ning raskustest arvestada paljude tegurite mõju hambumisprotsessile ja ülekande koormatavusele. Kõige vanemad, kuid suhteliselt lihtsad arvutusmeetodid võimaldasid vältida ainult hammaste murdumist.

Ülekantavate koormuste ja kiiruste suurenemisega tekkis vajadus arvutada kinniste ülekannete hammaste tööpindu kontakt-

Tabel 30

Välishambumisega sirghammastega silinderratastega ülekande põhimõõtmete arvutusvalemid

Hambumise element	Valem
Jaotusringjoone läbimõõt	$d_\partial = zm$ mm
Alusringjoone läbimõõt	$d_0 = d_\partial \cos \alpha_\partial$ mm
Telgede vahe, kui $\xi_1 = \xi_2 = 0$ või $\xi_2 = -\xi_1$	$A_\partial = \frac{z_1 + z_2}{2} m$ mm
Telgede vahe, kui $\xi_2 \neq \xi_1 \neq 0$	$A = A_\partial (\lambda_\Delta + 1)$ mm
Telgede vahe muutuse tegur	$\lambda_0 = \frac{\cos \alpha_\partial}{\cos \alpha} - 1$
Suhteline summaarne korrigeerimistegur	(Valitakse tabelist 31 sõltuvalt ξ_0-st) $\xi_0 = \frac{2(\xi_2 + \xi_1)}{z_2 + z_1}$
Telgede nihkumise tegur	$a = \frac{A - A_\partial}{m}$
Tagasinihketegur	$\sigma = (\xi_2 + \xi_1) - a$
Peaderingjoone läbimõõt	$D_e = d_\partial + 2(f_0 + \xi - \sigma)m$ mm
Jalgaderingjoone läbimõõt	$D_i = d_\partial - 2(f_0 + c_0 - \xi)m$ mm

Sisehambumise mõõtmete arvutusvõrrandid vt. [2].

tugevusele, hiljem ka sööbimisele jt. vigastustele. Nõukogude teadlaste A. I. Petrussevitši, V. N. Kudrjavtsevi jt. ning välismaiste teadlaste E. Buckinghami (USA), H. E. Merriti (Inglismaa), G. Niemanni (SFV) tööde alusel on välja kujunenud hammasrataste arvutamise meetodid, mis võimaldavad vältida kõiki hammasülekandes esinevaid põhilisi vigastusi.

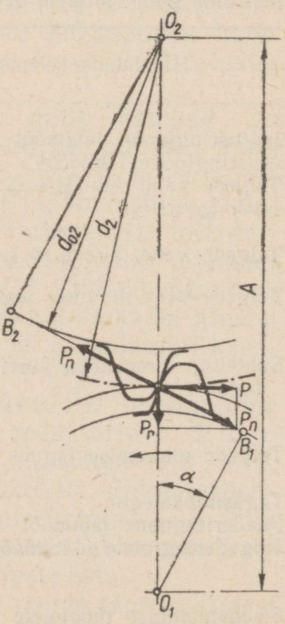
Hammasülekande arvutus koosneb geomeetrilisest ja tugevusarvutusest [1, 2]. Tugevusarvutusega määratakse hammasrataste algringjoonte läbimõõdud (või telgede vahe), rataste laius, hammaste arvud ja moodul. Geomeetrilise arvutusega leitakse rataste läbimõõdud, hambumise elementide mõõtmed ja hambumise kvaliteedinäitajad — kattetegur, suhtelise libisemise tegur jt.

Hammasrataste geomeetrilised põhimõõtmed. Hammasratta mõõtmed otspinnas olenevad hammaste arvust z, moodulist m ja lähtekontuuri nihutustegurist ξ. Geomeetriline arvutus toimub tabelis 30 toodud valemitega. Telgede vahe muutuse teguri λ_0 ja summaarse suhtelise korrigeerimisteguri ξ_0 väärtused on esitatud tabelis 31.

Jõud hambumises. Sirghammastega hambapaarile, mille veetava ratta läbimõõt on d_2 (cm) ning rakendatud pöördemoment M_2 (kGcm), mõjuvad alljärgnevad jõud.

Normaaljõud P_n mõjub hambale hambumistasapinnas ning on risti hamba külgpinnaga (kui jätta arvestamata hõõrdejõud hambumises tema väiksuse tõttu). Normaaljõu P_n komponentideks (joon. 150) on:

Joon. 150



ringjõud

$$P = \frac{2M_2}{d_2} \text{ kG} \qquad (212)$$

ja radiaaljõud

$$P_r = P \operatorname{tg} \alpha \text{ kG}. \qquad (213)$$

Ringjõud P vedaval hammasrattal on vastassuunaline ratta pöörlemissuunaga ning veetaval — pöörlemisega samasuunaline.

Välishammastega ratastel suundub radiaaljõud kontaktpunktist ratta tsentri poole, sisehammastega ratastel vastupidi. Normaaljõud hambale (joon. 150)

$$P_n = \frac{2M_2}{d_2 \cos \alpha} \text{ kG}.$$

Et

$$d_1 = \frac{2A}{i \pm 1} \quad \text{ja} \quad d_2 = \frac{2Ai}{i \pm 1}$$

$$\left(\text{kui } i = \frac{z_2}{z_1} \geqslant 1\right),$$

Tabel 31

Telgede vahe muutuse teguri λ_0 ja suhtelise summaarse korrigeerimisteguri ξ_0 väärtused sõltuvalt hambumisnurgast α

Minutid	$\alpha = 20°$		$\alpha = 21°$		$\alpha = 22°$		$\alpha = 23°$		$\alpha = 24°$	
	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0
0	0,00000	0,00000	0,00655	0,00671	0,01349	0,01415	0,02085	0,02238	0,02862	0,03145
10	0,00106	0,00107	0,00768	0,00789	0,01469	0,01547	0,02211	0,02383	0,02996	0,03304
20	0,00214	0,00216	0,00882	0,00910	0,01590	0,01680	0,02339	0,02530	0,03131	0,03467
30	0,00323	0,00326	0,00997	0,01033	0,01712	0,01816	0,02468	0,02681	0,03267	0,03631
40	0,00432	0,00439	0,01113	0,01158	0,01835	0,01955	0,02598	0,02833	0,03405	0,03798
50	0,00543	0,00554	0,01231	0,01286	0,01959	0,02095	0,02730	0,02988	0,03544	0,03969
60	0,00655	0,00671	0,01349	0,01415	0,02085	0,02238	0,02862	0,03145	0,03684	0,04141

Tabeli 31 (järg)

Minutid	$\alpha = 25°$		$\alpha = 26°$		$\alpha = 27°$		$\alpha = 28°$		$\alpha = 29°$	
	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0	λ_0	ξ_0
0	0,03684	0,04141	0,04550	0,05232	0,05464	0,06424	0,06427	0,07724	0,07440	0,09138
10	0,03825	0,04316	0,04699	0,05424	0,05621	0,06633	0,06592	0,07952	0,07614	0,09385
20	0,03967	0,04494	0,04850	0,05618	0,05780	0,06845	0,06759	0,08182	0,07790	0,09636
30	0,04111	0,04674	0,05001	0,05815	0,05939	0,07061	0,06927	0,08416	0,07967	0,09890
40	0,04256	0,04857	0,05154	0,06015	0,06100	0,07278	0,07097	0,08654	0,08145	0,10148
50	0,04403	0,05043	0,05309	0,06218	0,06263	0,07500	0,07268	0,08894	0,08325	0,10409
60	0,04550	0,05232	0,05464	0,06424	0,06427	0,07724	0,07440	0,09138	0,08507	0,10673

Märkus. Tabelis mitteesinevaile α väärtustele vastavad λ_0 ja ξ_0 väärtused leitakse interpolatsiooniga.

siis

$$P_n = \frac{M_2(i \pm 1)}{Ai \cos \alpha} \text{ kG.} \qquad (214)$$

Hammaste tugevusarvutusel lähtutakse jõust P_n.

Arvutuslik koormus. Sõltuvalt hambumise faasist on hammastele mõjuv koormus muutlik. Hammaste vigastumist vältival arvutusel tuleb lähtuda koormusest, mis põhjustab neis kõige ohtlikumaid pingeid.

Kontakttugevusele arvutamisel lähtutakse murenemise tekkimise tsoonis (poolusjoone piirkonnas) mõjuvast koormusest. Järelikult toimub arvutus ühepaarilise hambumise piirkonnas esineva normaaljõu P_n alusel.

Hammaste paindetugevuse arvutus toimub koormusega, mis vastavale õlale rakendatuna põhjustab hamba ohtlikus lõikes suurimaid paindepingeid. Selliseks on hamba tippu rakendatud koormus P_{n1} (õlg maksimaalne) või eelmisest väiksemale õlale mõjuv suurim koormus P_n (joon. 139). Eespool oli märgitud, et kahe hambapaari samaaegne hambumine on võimalik ainult täpselt valmistatud hammasratastel, mille vedava ja veetava ratta hammaste vahekaugused hambumissirgel on võrdsed (s. o. siis, kui alussammud t_{01} ja t_{02} on võrdsed). Vältimatutest valmistamisvigadest tingituna on ülekandes kahe hambapaari samaaegne kontakt võimalik ainult siis, kui koormatud hambapaaride summaarne deformatsioon on suurem vedava ja veetava ratta alussammude erinevusest $\Delta = t_{01} - t_{02}$. See esineb ainult väikeste Δ väärtuste puhul, s. o. kõrge täpsusega ülekannetel (1. kuni 7. täpsusaste).

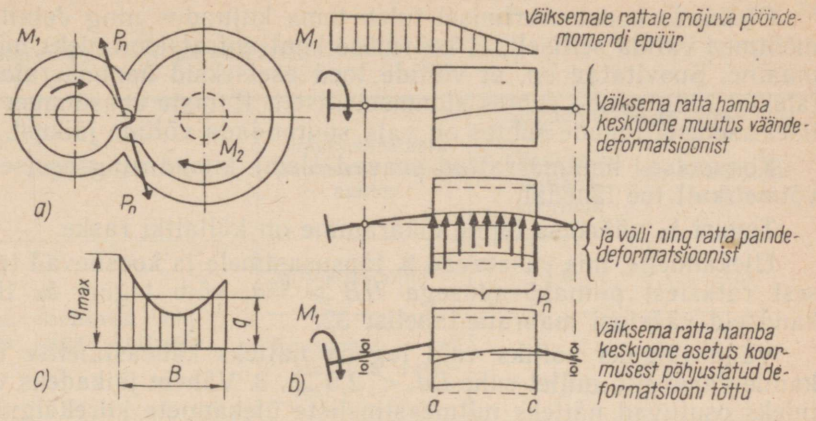
Alussammu vea tõttu mõjub 8. kuni 12. täpsusastmega ülekannetes hambale tema hambumisse astumise momendil peaaegu kogu koormus P_n. Seetõttu taoliste ülekannete hammaste paindetugevuse arvutus toimub koormusega P_n, mis loetakse rakendatuks hamba tippu ning mõjub ühele kontaktjoonele pikkusega B.

Seega nimikoormus kontaktjoone pikkusühikule, s. o. erikoormus

$$q = \frac{P_n}{B} = \frac{M_2(i \pm 1)}{ABi \cos \alpha} \text{ kG/cm.} \qquad (215)$$

Tegelik erikoormus kontaktjoone teatavates piirkondades erineb võrrandiga (215) määratavast koormusest. Erinevus tuleneb kahest asjaolust. Esimeseks neist on ülekande elementide deformeerumine töötamisel, mistõttu muutub hambumises olevate hammaste vastastikune asend. Tulemuseks on erikoormuse ebaühtlane jaotus kontaktjoonele: kontaktjoone teatavatel osadel koormus väheneb, teistel aga vastavalt suureneb.

Joonis 151, *a* kujutab üheastmelist sirghammasratastega ülekannet, mille hammasrattad asetsevad tugede suhtes ebasümmeet-



Joon. 151

riliselt. Täpselt valmistatud ning monteeritud koormamata ülekandes kontakteeruvad hambad ühtlaselt kogu ratta laiusel B.

Ülekande töötamisel väiksemale rattale mõjuv pöördemoment tekitab temas väändedeformatsiooni ning veetava ratta hamba reaktsioonijõud põhjustab ratta võllis paindedeformatsiooni. Neist deformatsioonidest tingituna muutub esialgne hammaste sirgjooneline kuju kõverjooneliseks (joon. 151, *b*). Eelmärgitu esineb ka veetaval rattal ja tema võllil, kuid suuremast jäikusest tingituna vähemal määral.

Kui hambad oleksid absoluutselt jäigad, siis toimuks hammaste kontakt ja koormuse P_n ülekanne ainult ühe punkti kaudu. Hammaste deformatsioonist tingituna toimub tegelikult kontakt siiski teatava ulatusega pinnas, mille pikkus on võrdne või väiksem teoreetilisest kontaktjoone pikkusest. Seejuures ei jaotu koormus kontaktpinna pikkusel ühtlaselt. Koormuse jaotuse ebaühtlus suureneb hammaste jäikuse suurenemisel.

Koormuse ebaühtlasest jaotusest tingitud erikoormuse suurenemist kontaktjoonel nimetatakse *koormuse kontsentratsiooniks.* Maksimaalse erikoormuse q_{max} (joon. 151, *c*) ja tema ühtlasele jaotusele vastava keskväärtuse q suhet nimetatakse *koormuse kontsentratsiooni teguriks:*

$$k_k = \frac{q_{max}}{q}. \qquad (216)$$

Maksimaalne erikoormus q_{max} sõltub paljudest teguritest: hammasrataste asetusest tugede suhtes, võllide pikkusest l ja läbimõõdust d_v, väiksema ratta suhtelisest laiusest $\psi_1 = \frac{B}{d_1}$, hammaste summaarsest jäikusest jt.

Ülekande konstrueerimisel tuleb tema kujundus ning detailide mõõtmed valida selliselt, et koormuse kontsentratsioon oleks minimaalne. Soovitatav on, et võllide toed asetseksid hammasrataste lähedal ning nende suhtes sümmeetriliselt. Rataste ebasümmeetrilisel asetusel tugede suhtes on vaja suurendada võllide jäikust.

Konsoolsed hammasrattad peavad olema kitsad ning asetsema võimalikult toe lähedal.

Teguri k_h väärtuse täpne määramine on küllaltki raske.

Ülekandeile, mis vasatavad 8. täpsusastmele ja koosnevad terasest ratastest pinnakõvadusega $HB \geqslant 350$, võib teguri k_h ligikaudseid väärtusi määrata tabelist 32.

Väga jäigaks võlliks võib lugeda näiteks kaheastmelise ülekande vahevõlli, millel suhe $l/d_v < 2{,}5 \ldots 3$. Vähem jäikadeks võllideks osutuvad näiteks mitmeastmeliste ülekannete kiirekäigulise astme võllid, kui suhe $l/d_v > 3$.

Kõrgema täpsusega ülekannetel (7. ja 6. täpsusaste) võib tabeli väärtusi $k_h > 1{,}05$ vähendada ning väiksema täpsusega ülekannetel (9. ja 10. täpsusaste) tuleb tegurit k_h suurendada 5 ... 10%.

Kui ülekandes kas või üks ratastest on malmist, siis malmi väiksema elastsusmooduli tõttu hammaste summaarne jäikus väheneb ja seetõttu tuleb tabeli väärtusi $k_h > 1{,}05$ vähendada 5%.

Plastmassist ratastega ülekannetes tuleb plastmassi väga väikese elastsusmooduli tõttu võtta $k_h = 1$.

Kui hambapaari kas või ühe ratta kõvadus $HB < 350$, siis

Tabel 32

Koormuse kontsentratsiooni tegur k_h

$\psi_1 = \frac{B}{d_1} = \psi \frac{i \pm 1}{2}$ $\left(\psi = \frac{B}{A}\right)$	Sümmeetriline asetus; toed rataste lähedal	Mittesümmeetriliselt tugede suhtes asetsev ratas		Konsoolse asetusega ratas
		Väga jäik võll	Väiksema jäikusega võll	
0,2	1	1	1,05	1,15
0,4	1	1,04	1,10	1,22
0,6	1,03	1,08	1,16	1,32
0,8	1,06	1,13	1,22	1,45
1,0	1,10	1,18	1,29	—
1,2	1,14	1,23	1,36	—
1,4	1,19	1,29	1,45	—
1,6	1,25	1,35	1,55	—

Tabel 33

Suhtarvu $\psi_l = \frac{B}{d_1}$ piirväärtused

Tugede asetus	Hammasrataste paiknevus tugede suhtes	Sirghammastega ülekanded	
		Võrdlemisi ühtlane koormus	Ebaühtlane koormus
Toed asetsevad ühtses jäigas korpuses	Mittekonsoolne	1,6	1,3
	Konsoolne, kas või üks ratastest	0,8	0,7
Toed ei asetse ühtses jäigas korpuses	Mittekonsoolne	$12/z_1$	
	Konsoolne, kas või üks ratastest	$10/z_1$	

enam koormatud tööpinna osade kiire kulumise tõttu leiab aset hammaste sissetöötamine.

Konstantsel koormusel toimub sissetöötamine suhteliselt kiiresti ja seetõttu võib võtta $k_k = 1$. Muutlikul koormusel täielikku sissetöötamist ei esine ning

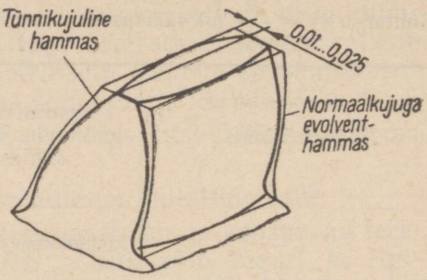
$$k_k \approx \frac{k_{k\,tab} + 1}{2}. \qquad (217)$$

Tabelist 32 ilmneb, et koormuse kontsentratsioon sõltub oluliselt hammasratta laiusest. Seetõttu peab hammasratta laiuse ülemäärase suurendamisega kaasnema ülekandeelementide jäikuse suurenemine. Ratta laiuse B valikul võib kasutada tabeli 33 andmeid.

Koormuse kontsentratsiooni vähendamiseks kasutatakse tünnikujulisi hambaid, mille pea paksust peadesilindril on ratta otspinnas kummaltki poolt vähendatud 0,01 ... 0,025 mm (joon. 152). Taolised koormamata hambad kontakteeruvad hammaste keskkohtadega. Et koormatud hambad kõverduvad hamba kumerale tööpinnale vastassuunaliselt, siis toimub hammaste kontakt kogu ratta laiusel. Koormus jaotub kontaktjoonel võrdlemisi ühtlaselt [1].

Teine asjaolu, mis põhjustab valemiga (215) arvutatud erikoormuse suurenemist, on dünaamilise koormuse tekkimine hambumisel.

Joon. 152



Hambumise ebatäpsus, mis tuleneb lõikeriista ja tööpingi ebatäpsusest, põhjustab hammasülekandes ebaühtlast käiku. Kuigi iga tsükli ülekandearv i on konstantne, sest $i = z_2/z_1 = \text{const}$, erinevad tema hetkväärtused eeltoodust. Tulemuseks on veetava võlli pöörlemine ebaühtlase kiirusega ka siis, kui vedava võlli pöörlemiskiirus on konstantne. Tekkinud nurkkiirendus põhjustab hammaste hambumisse astumisel lööke, s. o. tekib *dünaamiline koormus* P_d. Dünaamiline koormus põhjustab hambumisel müra ja vibratsioone ning ülekantava kasuliku koormuse vähenemist.

Hambumises esineb kahte liiki lööke, millest ühte nimetatakse *serv-* ja teist *kesklöögiks*.

Servlöök tekib, kui vedava ratta hamba serv astub veetava hamba jalaga enneaegselt kontakti (joon. 153, *a*). Et vaadeldaval juhul ei toimu kontakt hambumissirgel, siis järelikult muutub ülekandearv. Tulemuseks on veetava ratta *2* kiiruse suurenemine ja esinevast kiirendusest dünaamilise koormuse tekkimine.

Löök võib esineda ka võrdsete alussammudega ratastel. Koormuse mõjumisel hambad deformeeruvad ning rataste tegelikud alussammud muutuvad: ühel rattal alussamm suureneb, teisel väheneb.

Kui $t_{02} < t_{01}$, siis ühe hambapaari hambumise lõpphetkel esineb nn. kesklöök (joon. 153, *b*). Lõtku $\Delta = t_{02} - t_{01}$ tõttu toimub liikumise ülekanne vedava ratta hambalt A_1 veetavale rattale hammaste kontakti kaudu väljaspool hambumissirget. Hammasratta *2* kiirus väheneb seni, kuni lõtk Δ muutub nulliks ja hambad B_1 ja B_2 astuvad kontakti.

Hammaste hambumisse astumise hetkel tekib löök, mida põhjustab kiiruste erinevus ($v_2 < v_1$).

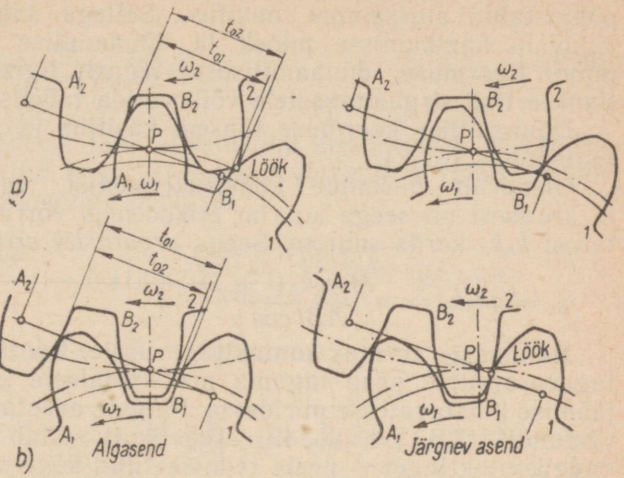
Hammaste profiilivead on samuti dünaamilise koormuse põhjustajaiks.

Dünaamiline koormus on seda suurem, mida väiksem on hammasrataste valmistamise täpsus ja mida suuremad on kiirus ning võllidega ühenduses olevad massid. Ülekande täpsusastet on võimalik valida tabeli 29 alusel.

Mida suurem on hammasrataste pöörlemiskiirus, seda suurem peab olema ülekande valmistamise täpsus.

Summaarse koormuse ($P_n + P_d$) suhet normaalkoormusesse P_n nimetatakse *koormuse dünaamilisuse teguriks*:

$$k_d = 1 + \frac{P_d}{P_n}. \qquad (218)$$



Joon. 153

Teguri k_d väärtused on toodud tabelis 34. Dünaamilisuse tegur k_d sõltub hammaste pinnakõvadusest, sest hammaste tugevuse suurendamine võimaldab suurendada koormust P_n, millele vastavalt väheneb k_d [vt. valem (218)].

Nagu varem selgitati (lk. 243), võimaldab hammaste flankeerimine (vt. joon. 138) vähendada lööki hambumisel. Flankeerimisest tuleneva hamba pea osas esineva kõrvalekaldega evolventprofiilist kompenseeritakse koormatud hammaste deformatsioonist

Tabel 34

Koormuse dünaamilisuse tegur k_d sirghammastega ratastel

Täpsusaste	Suurema ratta hammaste pinnakõvadus *HB*	Ringkiirus v m/s			
		1	1 ... 3	3 ... 8	8 ... 12
6.	⩽ 350 > 350	—	—	1,2 1,2	1,3 1,3
7.	⩽ 350 > 350	—	1,25 1,2	1,45 1,3	1,55 1,4
8.	⩽ 350 > 350	1 1	1,35 1,3	1,55 1,4	—
9.	⩽ 350 > 350	1,1 1,1	1,45 1,4	—	—

põhjustatud alussammu muutus. Sellega tagatakse hammaste sujuvam hambumisse minek ja dünaamilise koormuse vähenemine. Koormuse dünaamilisuse teguri ligikaudsed väärtused flankeeritud sirghammastele võib valida tabelist 41.

Dünaamilise koormuse täpsem käsitlus ja arvutus on toodud raamatutes [1; 2].

Olenevalt ülekande konstruktsioonist, valmistamistäpsusest ja kiirusest on seega suurim erikoormus võrrandiga (215) arvutatust $k_k k_d$ korda suurem. Seega *arvutuslik erikoormus*

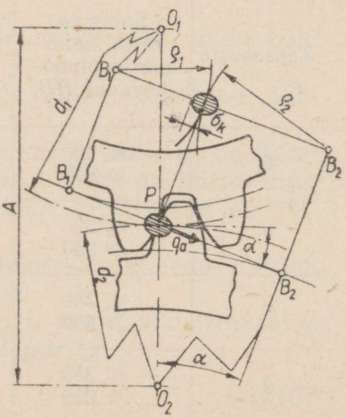
$$q_a = qk_k k_d = \frac{M_2 k_k k_d (i \pm 1)}{ABi \cos \alpha}. \qquad (219)$$

Hammaste arvutus kontakttugevusele. Kontakteerivate pindade tugevusarvutus peab tagama maksimaalsete kontaktsurvepingete jäämise lubatavatesse piiridesse. Pingete arvutamiseks kasutatakse võrrandit (30) (vt. lk. 42). Tegelikult sõltub hammaste tööpindade kontakttugevus peale redutseeritud kõverusraadiuse ja elastsusmooduli veel hammaste pinnakaredusest, termilisest töötlemisest, määrimisest jm. Järelikult ei väljenda võrrand (30) tegelikku pingeolukorda hammaste kontakttsoonis. Et pingete määramiseks täpsemad teoreetilised lähtealused puuduvad ning eelmärgitud võrrand võimaldab pingeid lihtsalt arvutada, kasutatakse teda hammasrataste tugevusarvutusel. Võrrandi (30) teoreetiliste eelduste erinevust koormatud hammaste tegelikust olukorrast kompenseeritakse eksperimentaalselt määratava lubatava kontaktsurvepingega. Katsetulemuste alusel saadav lubatav pinge arvutatakse samuti valemiga (30).

Teisendame võrrandi (30) kujusse, mida on sobiv rakendada hammasrataste arvutamisel kontakttugevusele. Selleks väljendame võrrandis (30) esinevad suurused hammasülekande parameetrite kaudu.

Et murenemine algab poolusjoone piirkonnas, siis tuleb võrrandisse (30) asetada arvutuslik erikoormus q_a ja redutseeritud raadius ϱ, mis vastavad nende suuruste väärtustele hambumispooluses.

Joon. 154



Jooniselt 154 ilmneb, et

$$\varrho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha$$

ja

$$\varrho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha.$$

Et

$$d_1 = \frac{2A}{i \pm 1} \quad \text{ja} \quad d_2 = \frac{2Ai}{i \pm 1},$$

siis

$$\varrho = \frac{\varrho_1\varrho_2}{\varrho_2 \pm \varrho_1} = \frac{Ai}{(i \pm 1)^2} \sin\alpha. \qquad (220)$$

Asetades võrrandisse (30) arvutusliku erikoormuse võrrandist (219) ja redutseeritud kõverusraadiuse võrrandist (220), saame avaldada kontaktsurvepinge pooluses *:

$$\sigma_k = 0{,}418 \sqrt{\frac{q_a E}{\varrho}} = 0{,}418 \sqrt{\frac{M_2(i \pm 1)^3 E k_k k_d}{A^2 i^2 B \cos\alpha \sin\alpha}} \text{ kG/cm}^2.$$

Asendades $\cos\alpha \sin\alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha$, saame:

$$\sigma_k = 0{,}59 \frac{i \pm 1}{Ai} \sqrt{\frac{1}{\sin 2\alpha}} \sqrt{\frac{i \pm 1}{B} E M_2 k_k k_d} \leqslant [\sigma_k] \text{ kG/cm}^2, \qquad (221)$$

kus $[\sigma_k]$ on lubatav kontaktpinge.

Projektarvutusel on vaja määrata telgede vahe A ja ratta laius B. Tõstes võrrandi (221) ruutu ning tähistades $B = \psi A$ ja lahendades võrrandi A suhtes, saame:

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0{,}59}{i[\sigma_k]}\right)^2 \frac{E}{\sin 2\alpha} \frac{M_2 k_k k_d}{\psi}} \text{ cm}. \qquad (222)$$

Võrrandist (222) ilmneb, et juhul kui teised suurused ei muutu, siis hambumisnurga α suurenemisel ülekande koormatavus suureneb. Nii näiteks on korrigeeritud nurgaga ülekandes, kui $\alpha = 26°$, ülekantav pöördemoment M_2 22% võrra suurem kui korrigeerimata ülekandes ($\alpha = 20°$) **.

Ülekande gabariitide olenevus materjalist ilmneb lubatava pinge ja normaalelastsusmooduli suhtest $[\sigma_k]^2/E$ ***.

Kui mõlemad hammasrattad on korrigeerimata ning valmis-

---

* Arvutusmetoodikas [1] toodud valemid on väljendatud kontaktnihkepinge τ alusel. Et $\sigma_k = 2{,}88\ \tau$, siis kõik eeltoodud valemid erinevad metoodikas [1] esitatud analoogilistest valemitest ainult arvtegurite ja lubatava pinge (siin 2,88 korda suurem) poolest.

** Tabelid ja graafikud nihutustegurite valikuks on toodud raamatutes [1] ja [2]; vt. ühtlasi ka tab. 27.

*** Arvutusmetoodikas [3] esineb valemites kontaktpingete tegur

$$C_k = \frac{\sigma_k^2 \sin 2\alpha}{0{,}7E} = 0{,}918 \frac{\sigma_k^2}{E},$$

kusjuures lubatav kontaktpingete tegur $[C_k] = 0{,}918 \frac{[\sigma_k]^2}{E}$.

tatud terasest, s. o. kui $E = 2{,}15 \cdot 10^6$ kG/cm² ja $\sin 2\alpha = 0{,}643$, siis võrrand (222) avaldub järgmiselt:

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1070}{i[\sigma_k]}\right)^2 \frac{M_2 k_k k_d}{\psi}}. \qquad (222')$$

Et $M_2 = 97\,400 \frac{N}{n_2}$,

siis

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340\,000}{i[\sigma_k]}\right)^2 \frac{N k_k k_d}{n_2 \psi}}. \qquad (222'')$$

Kui suurem hammasratas on malmist СЧ 28-48 (väiksem terasest), tuleb tegur 1070 võrrandis (222′) asendada arvuga 915 ning võrrandis (222″) — 340 000 asendada 295 000-ga. Tekstoliidist hammasratta puhul tuleb 1070 asendada 270-ga.

Lähtudes võrrandist (221), saame võrrandi pingete määramiseks hammasratta hambumisel hammaslatiga (mõlemad terasest; $\varrho = \varrho_1$):

$$\sigma_k = \frac{2140}{d_{\partial 1}} \sqrt{\frac{M_2 k_k k_d}{B}} \text{ kG/cm}^2,$$

millest

$$d_{\partial 1} = 165 \sqrt[3]{\frac{M_2 k_k k_d}{[\sigma_k]^2 \psi_1}} \text{ cm}, \qquad (223)$$

kus

$$\psi_1 = \frac{B}{d_1}.$$

Suhtarvude ψ ja ψ_1 valikul tuleb juhinduda alljärgnevast.

Kasutatavates ülekannetes hammasratta suhteline laius (laiuse ja telgede vahe suhe $\psi = B/A$) muutub suurtes piirides: $\psi = 0{,}1 \ldots 1{,}2$.

Nihutatavate hammasratastega või blokkhammasratastega kiirustekastides, kus oluliseks on minimaalne teljesihiline gabariit, valitakse $\psi = 0{,}1 \ldots 0{,}2$.

Keskmise kiiruse ja võimsusega kinnistes ülekannetes $\psi = 0{,}4 \ldots 0{,}6$.

Lahtistes ülekannetes, kus koostamistäpsus ning tugede jäikus on suhteliselt väike, võetakse $\psi \leqslant 0{,}3$.

Mida suurem on ülekantav võimsus, reduktori korpuse jäikus ning ülekande valmistamise täpsus, seda suuremat ψ väärtust võib kasutada.

Tabel 35

Tegurite C_B ja C_R väärtused, kui $N_b = 10^7$

Hammasrataste materjalid	Terminе või termokeemiline töötlus	Hammaste pinnakõvadus	Tegur C_B või C_R
Igasugune süsinik- või legeeritud teras	Lõõmutamine, normaliseerimine või parendamine	$HB \leqslant 350$	$C_B = 25$
Kõrgeltlegeeritud krooninikkelterased, näit. 12XH3A, 20XH3A, 12XH4A, 18XГT jt.	Tsementeerimine	HRC 55...63	$C_R = 310$
Legeeritud terased, näit. 20XH, 12XH2, 20X, 15X, 15XM, 20XФ			$C_R = 280$
Süsinikterased 15, 20, 15Г, 20Г			$C_R = 220$
Süsinik- või legeeritud terased 40, 45, 35X, 40X, 40XH	Maht- või pindkarastus	HRC 40...55	$C_R = 240$
Hallmalm СЧ 24-44 kuni СЧ 35-56		HB 170...270	$C_B = 15$

Veetava ratta laius määratakse valitud ψ ja arvutatud telgede vahe A kaudu. Vedav ratas tehakse veetavast 5...10 mm laiem, et tagada koostatud ülekandes rataste hambumist arvutuslikul laiusel. Plastmassist hammasratas on väiksema laiusega kui temaga hambuv metallratas.

Suhtarvu $\psi_1 = B/d_1$ väärtused ei tohi ületada tabelis 33 toodud piirsuurusi.

Lubatavad kontaktsurvepinged. Kontaktväsimuspiir määratakse hammasratastega tehtud väsimuskatsetest. Katsetel fikseeritud koormustest lähtudes arvutatakse hamba tööpinnas esinev kontaktsurvepinge ja koostatakse nende alusel väsimuskõver. Lubatava kontaktpinge (kui ka kontaktväsimuspiiri) sõltuvuse pinnakõvadusest määrab võrrand (32):

$$\sigma_k = C_B HB \quad \text{või} \quad \sigma_k = C_R HRC.$$

Vajalik kõvadus hammaste tööpinnale saadakse termilise või termokeemilise töötlemisega. Et hammaste tööpindade kontakttugevus oleneb kasutatud menetlusest, siis tegurid C_B ja C_R sõltuvad nii materjalist kui ka termilisest töötlusest (vt. tab. 35).

Et väiksema ratta hambad hambuvad sagedamini kui suuremal, siis on soovitatav väiksema ratta hammaste pinnakõvadus valida suurema ratta omast 30 ... 50 Brinelli ühikut suurem.

Väiksema ratta hammaste suurem pinnakõvadus põhjustab tööprotsessis suurema ratta hammaste tööpindade tugevnemist ning suurendab seetõttu hammaste kontakttugevust.

Väsimusmurenemise tekke uurimisest ilmneb, et lubatav kontaktpinge sõltub koormusrežiimist, pinna kvaliteedist, määrdeõli viskoossusest jt. teguritest. Iga teguri mõju arvestatakse vastava parandusteguriga: k_r — koormusrežiimi tegur, k_p — pinnakvaliteedi tegur, $k_{\bar{o}}$ — määrdeõli tegur. Eeltoodud tegurid määratakse eksperimentaalselt. Lähtudes võrrandist (32), saame:

$$[\sigma_k] = \sigma_k k_r k_p k_{\bar{o}}. \tag{224}$$

Kõige rohkem sõltub lubatav kontaktpinge koormuse režiimist. Kui ülekande tööea vältel hambale mõjuv koormustsüklite arv N on väike, siis vastavalt väsimuskõvera kõverjoonelisele osale (kaldosa poollogaritmilises koordinaadistikus) võib suurendada lubatavat pinget.

Koormusrežiimi tegur on määratav võrdusega (24″), kui astendaja $m = 6$ ja baastsüklite arv $N_b = 10^7$.

Konstantsel koormusel tuleb võrrandis (24″) asendada N_e tsüklite tegeliku arvuga N, s. o.

$$k_r = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N}}. \tag{225}$$

Kui astmeliselt muutuval koormusel on erinevatel astmetel esinev koormus M_i (kaasa arvatud M_{max}), selle mõjumise aeg T_i (tundides) ning ratta pöörlemiskiirus n_i (pööret minutis), siis tegur

$$k_r = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_e}}. \tag{225′}$$

Et kontaktpinge σ_k on võrdeline koormusega $P_{ni}^{\frac{1}{2}}$ ning $M_i^{\frac{1}{2}}$, siis ekvivalentne koormustsüklite arv (vt. lk. 45)

$$N_e = \frac{1}{M_{max}^3} \Sigma M_i^3 N_i, \tag{226}$$

kus M_{max} on maksimaalne kestvalt mõjuv pöördemoment, millest lähtudes arvutatakse hammasülekanne [võrrandis (221) jt. $M_2 = M_{max}$].

Koormustsüklite arv

$$N_i = 60 n_i T_i a, \tag{227}$$

kus a on hamba hambumises oleku kordsus ratta ühe pöörde vältel.

Tabelis 35 toodud tegurite C_B ja C_R arvväärtused võimaldavad määrata võrrandiga (32) kontaktväsimuspiiri, kui baastsüklite arv $N_b = 10^7$. Seega terastel pinnakõvadusega $HB \leqslant 350$ ei saa tegur k_r olla ühest väiksem ka mitte siis, kui tsüklite arv N_e on suurem kui 10^7, sest alates viimati märgitud juhust algab nimetatud terastel kestev väsimuspiir. Järelikult, kui $k_r < 1$ tuleb võtta $k_r = 1$. Terastel pinnakõvadusega $HB > 350$ eeldatakse kestva väsimuspiiri saabumist tsüklite arvul $N_b = 25 \cdot 10^7$, mistõttu k_r miinimumväärtus esineb tsüklite arvul $N_e = N_b = 25 \cdot 10^7$.

Kui asetada võrrandisse (225′) $N_e = 25 \cdot 10^7$, siis $k_{r\,min} = 0{,}585$. Saadud väärtus kehtib ka malmrataste korral.

Tegurite k_p ja $k_{\bar{o}}$ väärtused on toodud erikirjanduses [5]. Näiteks hammaste pinnakaredusel $\nabla 5$ (ГОСТ-i 2789-59 järgi) on pinnakvaliteedi tegur $k_p = 0{,}95$; 7. või 8. täpsusastmega ülekannetes, mille hammaste pinnakaredus vastab $\nabla 6$ ja $\nabla 7$ on $k_p = 1$; koormuse all sissetöötanud hammastel (pinnakaredus $\nabla 7$ ja $\nabla 8$) $k_p = 1{,}1 \ldots 1{,}15$.

Kui hambumistsooni suunduva määrdeõli kinemaatiline viskoossus $\nu = 50 \ldots 300$ cSt, siis $k_{\bar{o}} = 1$.

Ligikaudsel arvutusel võetakse $k_p = k_{\bar{o}} = 1$.

Nagu varem märgitud, võib väga suur koormus, mis mõjub lühiajaliselt (isegi ühekordselt), põhjustada hammaste tööpindade vigastumist. Taoline koormus ei tekita hammastel väsimusvigastusi, küll aga plastseid deformatsioone (kui $HB \leqslant 350$) või habrast purunemist (kui $HB > 350$). Viimati märgitud vigastumiste vältimiseks ei tohi koormusel $M_{2\,max}$ võrrandiga (221) arvutatud kontaktsurvepinge ületada kontaktpinge lubatavat piirväärtust (staatilisel koormamisel):

$$\sigma_{k\,max} \leqslant [\sigma_k]_{piir}. \qquad (228)$$

Terasest ratastel, millel $HB \leqslant 350$, on $[\sigma_k]_{piir} \approx 3{,}1\sigma_T$ ning kõvadusel $HB > 350$ on $[\sigma_k]_{piir} \approx 420\,HRC$.

Kinniste ülekannete arvutusel kontakttugevusele määratakse lubatav kontaktpinge nii väiksemale kui ka suuremale rattale, kusjuures arvutus toimub neist väiksemaga. Arvutus plastse deformatsiooni või hapra purunemise vältimiseks tehakse selle hammasratta materjali alusel, millel on väiksem tugevus.

Varem oli märgitud (lk. 251), et lahtistes ülekannetes ei esine väsimusmurenemist. Seega on lahtiste ülekannete kontakttugevusele arvutuse eesmärgiks ainult hammaste tööpindade plastse deformeerumise või hapra purunemise vältimine. Arvutus on seega kontrollarvutus ning σ_k määratakse maksimaalse koormuse alusel. Arvutustulemus peab rahuldama tingimust $\sigma_k < [\sigma_k]_{piir}$.

Kinniste ülekannete projektarvutusel tuleb tegur k_d eelnevalt

valida. Sõltuvalt eeldatavast ringkiirusest võetakse $k'_d = 1{,}1 \ldots$ $\ldots$ 1,35. Pärast esialgse telgede vahe A' arvutamist määratakse ringkiirus ja sellele vastav k_d ning arvutatakse uuesti telgede vahe A:

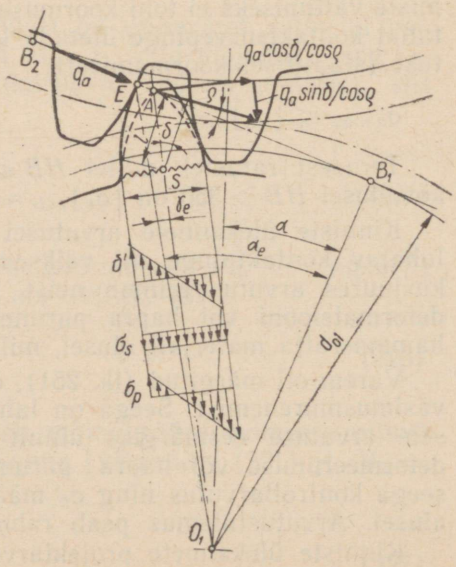
$$A = A' \sqrt[3]{\frac{k_d}{k'_d}}. \qquad (229)$$

Hammaste arvutus paindetugevusele. Lähtume sirghammastega rattast, mille laius $b = 1$ cm ning moodul m cm (joon. 155). Varem esitatust järeldub, et hamba murdumise seisukohast on kõige ohtlikum, kui koormus q_a rakendub hamba tippu. Määrame hamba jalas esinevad paindepinged tugevusõpetuse metoodika alusel.

Kõigepealt on selleks vaja määrata hamba nn. ohtlik lõige. Hambale mõjuva jõu suund sõltub hamba kujust (nurkadest α_e ja γ_e) ning hõõrdenurgast ϱ. Hõõrdejõu tõttu kaldub summaarne jõud $q_a/\cos\varrho$ normaalsihist hõõrdenurga ϱ võrra kõrvale. Vedava ratta hammaste pea osal esinev hõõrdejõud on suunatud hamba serva poole ning veetaval rattal — hambumispooluse suunas. Hõõrdenurk oleneb materjalist, hammaste tööpinna karedusest ja määrimisest. Ligikaudselt on 6. kuni 9. täpsusastmega ülekannetel $\varrho = 5 \ldots 8°$.

Survenurk (joon. 155) $\delta = \alpha_e - \gamma_e \pm \varrho$, kus plussmärk kehtib veetavale ja miinusmärk vedavale rattale. Nihutame jõu $q_a/\cos\varrho$ mööda mõjujoont punkti A ning lahutame ta komponentideks. Komponentjõud $q_a \cos\delta/\cos\varrho$ põhjustab hambas painet, $q_a \sin\delta/\cos\varrho$ aga tekitab survet. Hamba ohtliku lõike asendi määramisel arvestame ainult paindepingeid, sest survepinged ja üleminekukõvera piirkonnas esinev pingete kontsentratsioon ei mõjuta oluliselt hamba ohtliku lõike asendit.

Joon. 155



Ruutparaboolikujulise konsooltala kõikides lõigetes esinevad paindepinged on võrdsed ja maksimaalsed. Kui kujundada hamba kontuuri ruutparabool, mille tipp asetseb jõu rakenduspunktis A ning harud puutuvad hamba kontuuri, määra-

vad puutepunktid hamba ohtliku lõike $x—x$, milles nimipaindepinge on maksimaalne.

Hamba töötaval poolel esinev normaalpinge paindest on tõmbepinge. Et muutlikel pingetel on hammaste murdumise põhjustajaiks tõmbepinged, siis pingete arvutusel tuleb lähtuda olukorrast hamba töötaval poolel, kus

$$\sigma_p = \sigma' - \sigma_s.$$

Paindepinge

$$\sigma' = \frac{M_p}{W} = \frac{6q_a l}{s^2 \cos \varrho}.$$

Survepinge

$$\sigma_s = \frac{q_s}{F} = \frac{q_a \sin \delta}{s \cos \varrho}.$$

Järelikult

$$\sigma_p = \frac{6q_a l}{s^2 \cos \varrho} - \frac{q_a \sin \delta}{s \cos \varrho} \tag{230}$$

ehk

$$\sigma_p = \frac{q_a}{m} \left(\frac{6 \frac{l}{m}}{\frac{s^2}{m^2} \cos \varrho} - \frac{\sin \delta}{\frac{s}{m} \cos \varrho} \right).$$

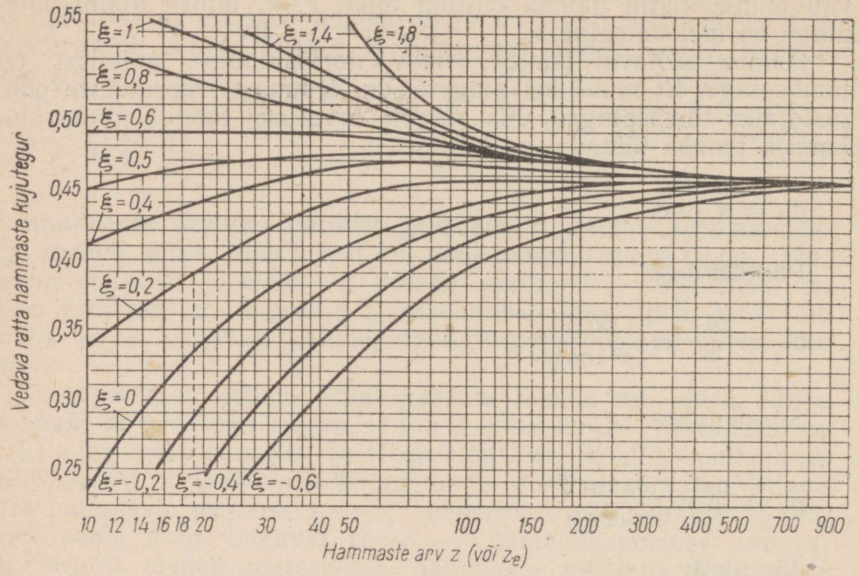
Tähistades

$$\frac{6 \frac{l}{m}}{\frac{s^2}{m^2} \cos \varrho} - \frac{\sin \delta}{\frac{s}{m} \cos \varrho} = \frac{1}{y}, \tag{231}$$

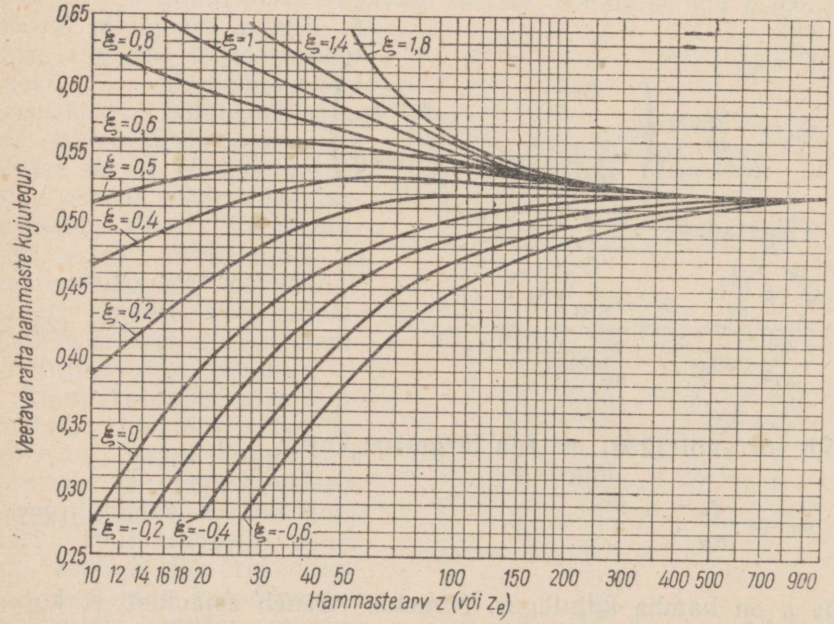
võib võrrandi (230) esitada järgmisel kujul:

$$\sigma_p = \frac{q_a}{my}, \tag{232}$$

kus y on hamba kujutegur. Nimetus tuleneb asjaolust, et kujuteguri väärtus sõltub hamba kujust.



Jcon. 156



Joon. 157

Et hamba mõõtmed l ja s on proportsionaalsed mooduliga, siis avaldis (231) ei olene moodulist. Hammaste kuju sõltub hammaste arvust z ja nihutustegurist ξ. Seetõttu esitatakse graafiliselt määratud hamba kujuteguri väärtused vastavates tabelites või graafikul hammaste arvu z ja nihutusteguri ξ funktsioonina.

Veetaval rattal on nurk δ (joon. 155) suurem kui vedaval, mistõttu veetava ratta hammaste kujutegur on suurem kui vedaval. Joonisel 156 ja 157 esitatud graafikud võimaldavad vastavalt vedava ja veetava ratta hammaste kujutegurit määrata.

Sisehammastega ratastel, millel $z_2 \geqslant 30$, on kujutegur arvutatav valemiga

$$y = a\left(1 + \frac{20}{z_2}\right). \tag{233}$$

Seoses (233) tegur $a = 0{,}46$ vedava ratta puhul ja $a = 0{,}52$ veetaval rattal.

Asetades võrrandisse (232) arvutusliku erikoormuse võrrandist (219), saame:

$$\sigma_p = \frac{M_2 k_k k_d (i \pm 1)}{ABimy \cos\alpha} \leqslant [\sigma_p] \text{ kG/cm}^2, \tag{234}$$

kus $[\sigma_p]$ on lubatav paindepinge.

Võrrandis (234) tähistab M_2 pöördemomenti veetaval rattal olenemata sellest, kas arvutatakse paindepingeid vedava või veetava ratta hambais. Kujutegur y määratakse arvutatava ratta hammaste arvu alusel. Kui paindepinge vedava ratta hammastes on σ_{p1}, siis veetava ratta hambais esinev paindepinge σ_{p2} avaldub võrdusest

$$\sigma_{p2} = \sigma_{p1} \frac{y_1}{y_2}, \tag{235}$$

sest nimipaindepinge sõltub ainult hamba kujutegurist.

Võrrandist (234) on avaldatav hambumismoodul. Asendades võrrandis (234) $(i \pm 1)/A$ võrdusega $2/d_1 = 2/(z_1 m)$ ning tähistades $B/m = \psi_m$, saame:

$$\sigma_p = \frac{2M_2 k_k k_d}{z_1 m^3 i \psi_m y_1 \cos\alpha} \leqslant [\sigma_p] \text{ kG/cm}^2. \tag{236}$$

Võttes viimati esitatud võrduses $\cos\alpha = 0{,}94$ (kui $\alpha = 20°$), siis moodul

$$m = 1{,}28 \sqrt[3]{\frac{M_2 k_k k_d}{z_1 i \psi_m y_1 [\sigma_p]}} \text{ cm}. \tag{237}$$

Esitatud võrrandit kasutatakse ülekande mõõtmete arvutamiseks, kui tema koormatavust piirab hammaste paindetugevus. Mooduli arvutamisel võrrandiga (237) tuleb eelnevalt valida hammaste arv z_1 ja ψ_m ning määrata graafikult (joon. 156) kujutegur y_1. Arvutatud moodul ümardatakse mooduli lähimale standardväärtusele. Järgnevalt arvutatakse suuruste m, ψ_m ja z kaudu rataste läbimõõdud ning laius.

Lahtistel ülekannetel tuleb minimaalsete gabariitide saamiseks valida väiksema ratta hammaste arv võimalikult väike. Sisselõike tingimusest lähtudes minimaalne hammaste arv $z_{min} = 17$, kui $\alpha = 20°$. Kui käigu sujuvus ei ole oluline (väga aeglasekäigulised või käsikäivitusega ülekanded) võib lubada väikest sisselõiget. Et ka hammaste paindetugevus ei vähene seetõttu oluliselt, siis võib võtta $z < 17$. Suhtarv $\psi_m = 8 \ldots 15$.

Kinniste ülekannete korral tuleb hammaste arv valida võimalikult suur. Hammaste arvu suurenemisel (muutmatuks jäävatel rataste läbimõõtudel, mis on arvutatud hammaste kontakttugevuse alusel) ei vähene mitte ainult ülekande valmistamise kulud, vaid ühtlasi suureneb ka lõikeriista püsivus (eraldatava materjali vähenemisest), vähenevad deformatsioonid ning pinged hammasrattas, suureneb hambumistäpsus.

Hammaste arvu suurenemisel parenevad ülekande ekspluatatsiooniomadused: väheneb hõõrdekadu (pöördvõrdeline hammaste arvuga), suureneb kattetegur.

Hammaste arvutus paindele või plastsete deformatsioonide ja hapra purunemise vältimiseks tuleb nii kinniste kui ka lahtiste ülekannete korral teha eraldi väiksema ning suurema hammasratta kohta.

Kui hammaste tööpinna kõvadus on alla $350\,HB$, siis kinniste ülekannete gabariidid — telgede vahe ja rataste laius — saadakse tavaliselt kontakttugevusele arvutusest. Hammaste paindetugevuse arvutus toimub sel juhul kontrollarvutusena ning selle eesmärgiks on ühtlasi ka lubatava minimaalse mooduli määramine.

Hammaste pinnakõvadusel $HB \geqslant 350$ võib juhtuda, et ülekande koormatavust ei piira mitte hammaste tööpindade kontakttugevus (tingituna suurest lubatavast kontaktpingest $[\sigma_h]$), vaid hammaste paindetugevus.

Sellest tulenevalt võivad paindetugevuse alusel määratud ülekande gabariidid osutuda kontakttugevusele arvutatuist suuremaiks. Minimaalsete gabariitide tagamiseks on sel juhul vaja hambumist korrigeerida.

Lahtiste ülekannete gabariidid määratakse hammaste arvutusega paindetugevusele. Eespool esines viide, et lahtistes ülekannetes esineb hammaste kulumine. Otsest meetodit hammasülekande kulumisele arvutamiseks käesoleval ajal veel ei ole, mis-

tõttu lahtistes ülekannetes esinevat hammaste kulumist võetakse arvesse paindetugevusele arvutusel.

Kulumise tagajärjel tekkivat hamba paksuse vähenemist kompenseeritakse mooduli suurendamisega. Seepärast esineb paindepingete arvutusvalemis kulumistegur $k_u = 1{,}25 \ldots 1{,}5$. Toodud teguri väärtus vastab hamba eeldatavale kulumisele 10 ... 20% võrra tema esialgsest paksusest.

Sirghammastega ülekannete korral, kui $\cos \alpha = 0{,}94$ ja $k_u = 1{,}4$, on valemitel (236) ja (237) järgmine kuju:
paindepinge

$$\sigma_p = \frac{3M_2 k_k k_d}{z_1 m^3 i \psi_m y_1} \text{ kG/cm}^2, \qquad (236')$$

moodul

$$m = 1{,}45 \sqrt[3]{\frac{M_2 k_k k_d}{z_1 i \psi_m y_1 [\sigma_p]}} \text{ cm}. \qquad (237')$$

Pingete kontsentratsiooni tõttu on tegelikud pinged valemiga (236) arvutatuist k_σ korda suuremad (k_σ — pingete kontsentratsiooni tegur). Pingete kontsentratsiooni mõju arvestatakse lubatava pinge määramisel.

Plastmassist rataste mõõtmed arvutatakse hammaste paindetugevuse alusel, sest ülekande koormatavus oleneb hammaste murdumisest.

Mitteküllaldaste eksperimentaalsete andmete tõttu võib tekstoliidist hammasrattaid ligikaudselt arvutada metallist ratastele tuletatud valemiga (237), võttes seejuures $k_k = k_d = 1$. Arvutatud moodulit võib ümardada lähimale väiksemale standardsele moodulile, sest arvutusvalemi tuletamisel eeldati ühepaarilist hambumist, tegelikult toimub koormuse ülekanne aga kahe hambapaariga. Nailonist hammasratastega ülekande arvutust vt. täiendavalt lk. 301.

Lubatav paindepinge. Lubatav paindepinge oleneb materjalist, termilisest või termokeemilisest töötlusest, koormusest (rakendub hamba ühele või mõlemale poolele), ülekande töörežiimist, üleminekukõvera kujust ja selles osas esineva pinna kvaliteedist. Hamba töötamisel külgpinna ühe poolega (pinged muutuvad pulseeriva tsükli alusel) on lubatav paindepinge

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_0}{n' k_\sigma} k_r,$$

kus σ_0 on hammaste materjali väsimuspiir;
n' — varutegur;
k_σ — pingete kontsentratsiooni tegur;
k_r — koormuse režiimitegur:

Esitatud valem on tuletatav ka võrdusest (14), kui murru nimetajas esinevaile suurustele anda alljärgnevad väärtused.

Termiliselt töödeldud terastel $\sigma_B = 50 \ldots 160$ kG/mm^2 ja $\sigma_{-1} = 24 \ldots 80$ kG/mm^2, s. o. $\sigma_{-1}/\sigma_B \approx 0{,}5$; kui $k_\sigma = 1{,}1 \ldots 1{,}7$, siis võrduse (14) nimetaja on $(1{,}45 \ldots 1{,}28)nk_\sigma$.

Võttes malmidel $\sigma_{-1}/\sigma_B = 0{,}25$ ja $k_\sigma = 1{,}2$, saaksime samuti eeltoodud tulemuse. Järelikult

$$[\sigma_p] = \frac{1{,}4\sigma_{-1}}{n'k_\sigma} k_r. \tag{238}$$

Koormuse režiimitegur arvutatakse analoogiliselt vastavale tegurile kontakttugevusele arvutusel. Kui võtta valemis (24) astendaja $m = 9$, siis

$$k_r = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N}}.$$

Astmeliselt muutuval koormusrežiimil asendatakse eeltoodud võrduses N võrrandiga (226) arvutatud ekvivalentse tsüklite arvuga N_e. Valemis (226) tuleb astendaja 3 asendada 9-ga, sest paindepinge sõltub paindemomendist võrdeliselt. Järelikult

$$N_e = \frac{1}{M_2^9} \Sigma M_i^9 N_i. \tag{239}$$

Kui hammas töötab mõlema külgpinnaga ning neile mõjuvad koormused on võrdsed, siis lubatav paindepinge

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{-1}}{n'k_\sigma} k_r. \tag{240}$$

Hamba juurel esinev pingete kontsentratsioon oleneb suurustest, millest sõltub üleminekukõvera kuju, s. o. hammaste arvust, lähtekontuuri parameetritest ja nihutustegurist ξ ning hammaste materjalist ja pinnakaredusest üleminekukõvera osas.

Lõikeriista nihutuse suurenemisel pingete kontsentratsioon kasvab.

Pingete kontsentratsiooni teguri väärtusi on toodud tabelis 36.

Kvaliteetne siirdepind vähendab pingete kontsentratsiooni, mistõttu pingete kontsentratsiooni teguri väärtused on mõnevõrra väiksemad tabelis tooduist *.

Varutegur n' oleneb hammasratta toorikust ning termilisest või termokeemilisest töötlusest. Mida ebaühtlasem on materjali struktuur ning mida suurem on materjali südamiku haprus pärast termilist töötlemist, seda suurem peab olema varutegur n'.

Teguri n' väärtusi esitab tabel 37.

* Lähemalt vt. [2], [5].

Tabel 36

Pingete konstentratsiooni tegur k_σ

Hammasratas	ξ	Hammaste arv				
		$\leqslant 20$	30	40	60	$\geqslant 100$
Normaliseeritud või karastatud terasrattad (lähtekontuuri $r_i \approx 0{,}4\ m$)	$\xi = 0$	1,24	1,34	1,37	1,41	1,45
	$\xi \neq 0$	$k_{\sigma\xi} = k_\sigma + \xi \dfrac{1{,}54 - k_\sigma}{0{,}6}$				
Sama, kuid $r_i < 0{,}4\ m$		1,8			2	
Tsementeeritud, nitreeritud või tsüaneeritud terasrattad; malmrattad		1,2				

Tabel 37

Varutegur n'

Hammasratta materjal	Toorik	Termiline töötlus	Varutegur n'
Teras ja malm	Valand	Termiliselt töötlemata	2
		Lõõmutamine, normaliseerimine või parendamine	1,8
Teras	Valand või sepis	Pindkarastus, tsementeerimine	2,5
	Sepis	Mahtkarastus $HB > 350$	2
		Normaliseerimine või parendamine	1,6

Ülemäära suure koormuse toimel hammaste hetkelise murdumise ning plastsete paindedeformatsioonide vältimiseks on vaja kontrollida järgmist tingimust:

$$\sigma_{p\,max} \leqslant [\sigma_p]_{piir}. \tag{241}$$

Maksimaalne paindepinge arvutatakse valemiga (236), asendades M_2 vastavalt $M_{2\,max}$.

Staatilisel koormamisel oleneb hamba ohtlikus lõikes maksimaalselt lubatav pinge materjali omadustest. Hamba murdumise vältimiseks ei tohi habrastel materjalidel (südamiku kõvadus > 350 *HB*) pinged ületada lubatavat piirpaindepinget

$$[\sigma_p]_{piir} = \frac{\sigma_B}{n' k_\sigma},$$

kusjuures varutegur $n' = 2{,}5 \ldots 3$.

Terashammasratastel, mille südamiku kõvadus < 350 *HB*, peab plastse deformeerumise vältimiseks olema maksimaalne paindepinge väiksem kui $[\sigma_p]_{piir} = \sigma_T/n'$. Pingete kontsentratsiooni tegurit vaadeldaval juhul arvesse ei võeta, sest staatilisel koormusel pingete kontsentratsioon plastse materjali tugevust ei vähenda. Varutegur $n' = 1{,}4 \ldots 2$.

Arvutus sööbimisele. Käesoleval ajal puudub arvutusmeetod, mis kindlalt väldiks sööbimise tekkimist. Puuduvad ka määratletud kriteeriumid, mis iseloomustaksid hammastel esineva sööbimisastme mõju ülekantavale koormusele. Sööbekindluse tagamiseks määratakse arvutuslikult hetkeline temperatuur hambumistsoonis, mida võrreldakse eksperimentaalselt määratud vastava temperatuuri lubatava väärtusega. Eeldatakse, et temperatuuri kohtne tõus üle lubatava piiri põhjustab määrdeainekihi katkemist, millele järgneb sööbimine.

Arvutusmeetod rajaneb eeldusel, et kontaktkoha temperatuur suureneb hõõrdetöö suurenemisel. Viimane on võrdeline erikoormusega ning hammaste puutujasuunalise libisemiskiirusega. Seejuures kontakteerivate hamba punktide profiilide ühise puutuja sihilise kiiruse ja kontaktpunktis profiilide kõverusraadiuste suurenemine soodustab püsiva määrdeainekihi tekkimist ning selle paksuse suurenemist.

H. Bloki võrrandiga on määratav hetkeline temperatuuri tõus määrdeainega kaetud terasest pindade kontakttsoonis [1]. Kasutades keskmisi soojusjuhtivuse ning erisoojuse väärtusi, saame terasratastele järgmise võrrandi [2]:

$$t_k^\circ = \frac{1{,}84 f v_l \sqrt[4]{q_a^3}}{\sqrt[4]{\varrho}\,(\sqrt{v_1} + \sqrt{v_2})} \leqslant [t_k^\circ], \tag{242}$$

kus f on hõõrdetegur;
v_l — libisemiskiirus;

Tabel 38

Lubatavad $[t_k°]$ väärtused

Hammaste tööpindade kõvadus	Ringkiirus v m/s	$[t_k°]$ °C	Sissetöötamine ja kontakti kvaliteet
$HB < 350$ (parendamine või normaliseerimine)	$\leqslant 5$	60	Sissetöötamata ülekanded. Hoolikal sissetöötamisel, kui koormust suurendatakse astmeliselt, võib $[t_k°]$ tabelväärtusi suurendada 20° võrra.
	Üle 5 ... 18	80	
	> 18	120	
	> 18	150 160	Hoolikalt sissetöötatud 6. ja 7. täpsusastmega ülekanded
$HRC > 45$ (karastamine)	—	200	Sissetöötamata ülekanded
$HRC > 52$	—	250	Väike pinnakaredus. Kontakt kogu tööpinna ulatuses

v_1, v_2 — hammaste kontakteerivate punktide kiirus profiilide ühise puutuja sihil;
q_a — arvutuslik erikoormus, arvutatav võrrandiga (219);
ϱ — redutseeritud kõverusraadius, määratav võrrandiga (220).

Ligikaudsel arvutusel määratakse kiiruste ja kõverusraadiuste väärtused hambumisjoone punktides a ja d (vt. joon. 139). Juhised suuruste ϱ, v_1 ja v_2 arvutamiseks täpsustatud arvutusel on esitatud töös [2].

Lubatavad hetkelise temperatuuri tõusu $[t_k°]$ väärtused on toodud tabelis 38 [2].

Teine meetod sööbimisele arvutamiseks kasutab kriteeriumina sööbimise seisukohalt lubatavat maksimaalset kontaktsurvepinget hambumispooluses $[\sigma_s]$.

Sööbimist ei esine, kui

$$\sigma_k \leqslant [\sigma_s].$$

Pinge σ_k arvutatakse valemiga (221), võttes $k_d = 1$ ning lähtudes ülekande tööreţiimil esinevast maksimaalsest lühiajalisest mõjuvast koormusest $M_{2\,max}$.

Pinge $[\sigma_s]$ väärtused vastavad teatavale koormusreţiimile, materjalidele ja ekspluatatsioonitingimustele [5]. Seetõttu on esitatud arvutusmeetod rakendatav ülekandeile, millel mõlema ratta hambad on karastatud või karastamata tööpindadega; hammaste tööpindade karedus enne sissetöötamist on freesitud ratastel vähemalt $\nabla 7$ ning karastatud ja lihvitud hammaste puhul $\nabla 8$; rattad

peavad olema sisse töötatud; õli kinemaatiline viskoossus ei tohi olla alla $\nu_{50} = 40$ cSt; määrdeaine hulk peab olema küllaldane, et ülekande temperatuur ei ületaks 60° C.

Kasutegur. Kaovõimsust hammasülekandes põhjustab hõõrdumine hambumises ja laagrites ning barbotaaž (õli segamine ja paiskamine).

Hambumisel tekivad kaod liug- ja veerehõõrdumisest ning nende suurus oleneb hammaste kujust ning arvust ja hõõrdeteguri st. Põhiline kadu tuleneb liughõõrdumisest.

Hambumiskaod olenevad hammaste tööpinna karedusest, määrdeaine omadustest ja hulgast, rataste kiirusest, ülekantavast koormusest, sest eelmärgituist oleneb hõõrdetegur f. Katsete tulemustest ilmneb, et hõõrdetegur f väheneb määrdeaine viskoossuse ning libisemiskiiruse ja ringkiiruse suurenemisel. Hõõrdetegur on suurim väikestel libisemiskiirustel (poolusjoone piirkonnas).

Väikestel ringkiirustel sõltub hõõrdetegur oluliselt hammaste tööpindade karedusest.

Pinnakaredusest, ringkiirusest ja määrdeaine viskoossusest olenevalt muutub hõõrdetegur f piirides 0,05 ... 0,10. Määrimiseta töötamisel (lahtiseis ülekandeis) suureneb hõõrdetegur järsult ning võib omada väärtusi 0,7 ... 0,8.

Plastmasside heade antifriktsiooniliste omaduste tõttu võib nendest valmistatud ratastega ülekandeis võtta $f = 0{,}08$.

Võimsuse N kW ülekandmisel esinev hambumiskadu on määratav ligikaudselt järgmise võrrandiga:

$$K_h = \frac{\pi \varepsilon f}{(2 \ldots 5)} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) N \text{ kW}. \qquad (243)$$

Sirghammastega ratastel võib eeltoodud võrduse nimetajas esineva teguri võtta 2 ning katteteguriks $\varepsilon = 1{,}45$. Siis

$$K_h = 2{,}3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) N \text{ kW}. \qquad (243')$$

Barbotaažikadu ei ole analüütiliselt määratav. Esinev kadu on seda suurem, mida suurem on ringkiirus v m/s, ratta laius B cm, ratta sukeldumissügavus ja määrdeõli viskoossus ν cSt ning mida väiksem on summaarne hammaste arv $z_s = z_1 + z_2$. Ligikaudselt barbotaažikadu

$$K_b = 0{,}000088 v B \sqrt{\nu v \frac{200}{z_s}} \text{ kW}.$$

Summaarne kaovõimsus

$$K = K_h + K_b + K_l, \qquad (244)$$

kus K_l on kadu laagrites (vt. lk. 504).

Ülekande kasutegur

$$\eta = \frac{N}{N + K}. \qquad (245)$$

Kasuteguri suurendamiseks tuleb ülekandes kasutada võimalikult suurt hammaste arvu (moodul minimaalne), tagada hammaste tööpindadele küllalt väike karedus ja kasutada optimaalse viskoossusega määrdeainet. Ülekande töökoormus peab võimaluse korral vastama maksimaalsele lubatavale koormusele. Väiksematel koormustel ülekande kasutegur väheneb, tühikäigukaod (barbotaažist, kaod laagrites rataste ja võllide kaalust) aga suhteliselt suurenevad.

Ligikaudsed kasutegurid veerelaagritega hammasülekandeile on toodud tabelis 29.

Kald- ja noolhammastega silinderrataste arvutus

Kaldhammastega ülekannete arvutamise alused on üldiselt samad mis sirghammastega ülekannetel. Seetõttu vaatleme järgnevalt ainult neid arvutuste erinevusi, mis tulenevad kald- ja noolhammasrataste geomeetriast.

Geomeetrilised põhimõõtmed. Kaldhammastega (ja noolhammastega) rataste mõõtmed on määratavad sirghammastega ratastele kehtivate valemitega, kui suurusi m, f_0, c_0, ξ vaadelda ratta otspinna vastavate suurustena. Kaldhammasratta hambumise ele-

Tabel 39

Valemid välishambumisega kald- ja noolhammastega silinderrataste põhimõõtmete arvutamiseks

Hambumise elemendid	Valemid
Jaotusringjoone läbimõõt	$d_\partial = z \frac{m_n}{\cos \beta_\partial}$ (mm)
Telgede vahe, kui $\xi_1 = \xi_2 = 0$ või $\xi_1 = -\xi_2$	$A = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m_n}{\cos \beta_\partial}$ (mm)
Peaderingjoone läbimõõt	$D_e = d_\partial + 2(f_0 + \xi_n) m_n$ (mm)
Jalgaderingjoone läbimõõt	$D_i = d_\partial - 2(f_0 + c_0 - \xi_n) m_n$ (mm)

mentide parameetrid on standardsed ratta normaallõikes. Ots- ja normaallõike (tähistatud indeksiga n) parameetrite sõltuvused on järgmised:

$$m = \frac{m_n}{\cos\beta_\partial}; \quad f_0 = f_{0n}\cos\beta_\partial; \quad c_0 = c_{0n}\cos\beta_\partial; \quad \xi = \xi_n\cos\beta_\partial.$$

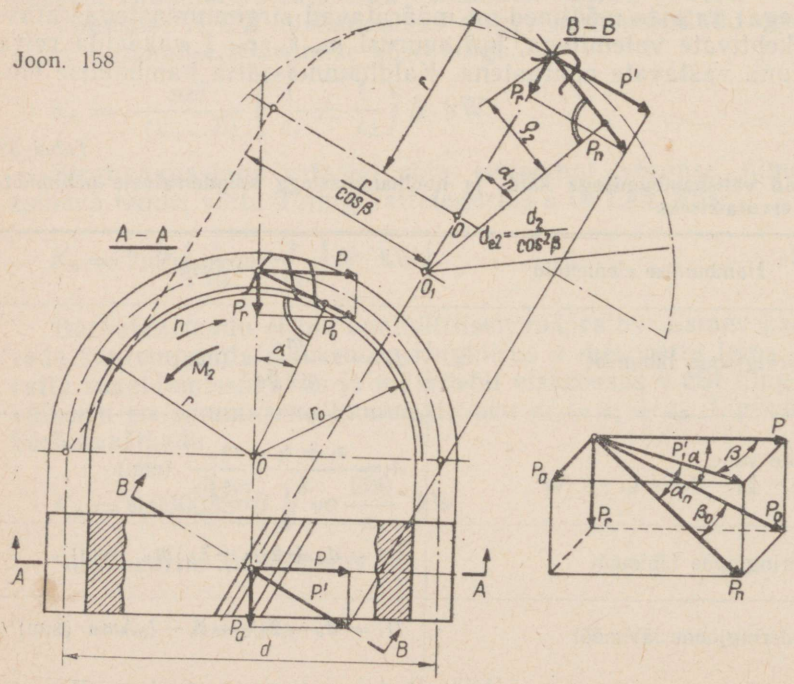
Tabelis 39 on toodud põhivalemid rataste ja ülekande mõõtmete arvutamiseks.

Valemeid sisehambumisega ning korrigeeritud nurgaga ülekandeile vt. [2].

Jõud hambumises. Veetavale rattale mõjuvast pöördemomendist M_2 tuleneb hambale jõud P_n, mis asetseb hambumistasapinnas ning on hamba külgpinna normaali sihiline. Et hambumistasapinnal hamba kaldenurk on β_0, siis ka vektori P_n ja ratta otspinna vaheline nurk on β_0 (jättes arvestamata hõõrdejõu). Lahutame normaaljõu kolmeks komponendiks (joon. 158): ringjõud P, radiaaljõud P_r ja telgjõud P_a.

Ring- ja radiaaljõu suurus ning suund määratakse nii nagu sirghammastega ratastele.

Joon. 158



Telgjõud

$$P_a = P \operatorname{tg} \beta, \qquad (246)$$

kus β on hamba kaldenurk algsilindril.

Telgjõu suund oleneb ratta pöörlemise ning hamba kalde suunast. Joonisel 158 esitatud jõudude suunad vastavad veetavale hammasrattale, mille hambad on parempoolse kaldega ning pöörlemine toimub päripäeva.

Muutes kas hamba kallet või ratta pöörlemissuunda, muutub telgjõud vastassuunaliseks.

Kaldhammasratastega ülekandes ka siis, kui rattad asetsevad sümmeetriliselt tugede suhtes, ei ole koormused mõlemal toel võrdsed, sest reaktsioonijõud momendist $P_a r_2$ ühel toel liitub radiaaljõu P_r reaktsiooniga, kuid teisel toel lahutub. Toed tuleb konstrueerida selliselt, et telgjõu P_a võtaks vastu see laager, millele mõjuv radiaalkoormus on väiksem.

Normaaljõu suuruse määramisel lähtume avaldisest (joon. 158)

$$P_0 = P_n \cos \beta_0$$

ja

$$P_0 = \frac{2M_2}{d_{02}} = \frac{2M_2}{d_2 \cos \alpha}.$$

Asetades eeltoodud avaldisse $d_2 = \frac{2Ai}{i \pm 1}$, siis normaaljõud

$$P_n = \frac{2M_2}{d_2 \cos \alpha \cos \beta_0} = \frac{M_2(i \pm 1)}{Ai \cos \alpha \cos \beta_0}. \qquad (247)$$

Kald- ja noolhammasrataste tugevusarvutusel lähtutakse jõust P_n.

Arvutuskoormus. Kui erikoormus, s. o. koormus kontaktjoone pikkusühikule, jaotub ühtlaselt, siis

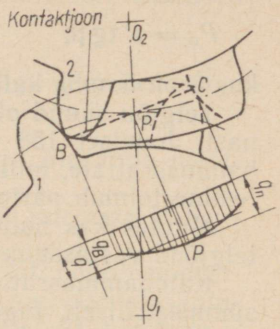
$$q = \frac{P_n}{L} \text{ kG/cm}. \qquad (248)$$

Momendil, mil hammaste kontakt toimub minimaalse pikkusega kontaktjoonel, on erikoormus suurim, mistõttu tuleb erikoormuse määramiseks asetada võrrandisse (248) L_{min}.

Kontaktjoone minimaalne pikkus L_{min} oleneb ratta laiusest B, hammaste kaldenurgast β_0 ja kattetegurist ε. Arvutuste lihtsustamiseks määratakse L_{min} valemiga (210) ja kontaktjoone summaarse pikkuse muutuse tegurile antakse tema minimaalväärtus $\lambda_{min} = 0{,}95$.

Maksimaalne erikoormus on tegelikult suurem kui võrrandiga (248) arvutatu. Põhjustatud on see alljärgnevast.

Joon. 159



Ka kaldhammasratastega ülekandes, analoogiliselt sirghammasratastega ülekandega, ei jaotu koormus kontaktjoonele ühtlaselt. Siin ei ole see põhjustatud võllide, hammasrataste ja teiste ülekandeelementide deformatsioonidest, vaid tuleneb veel kontaktjoone kaldasetusest hammastel. Nagu jooniselt 159 ilmneb, on kaldhambapaari jäikus maksimaalne poolusjoone piirkonnas. Kontaktjoone otspunktides *B* ja *C* väheneb hammaste summaarne jäikus vastavalt hamba *2* ja hamba *1* suurema elastsuse tõttu.

Eriti suureks kujuneb koormuse kontsentratsioon poolusjoone piirkonnas ning seda just neil kontaktjoontel, mis paiknevad kontakteeruvate rataste otspinna läheduses. Eelöeldust lähtudes võib maksimaalse erikoormuse väljendada järgmiselt:

$$q_{max} = qk,$$

kus k on maksimaalne koormuse kontsentratsiooni tegur kontaktjoone pikkusel. Arvutuste lihtsustamiseks väljendatakse tegur k kahe teguri korrutisena: $k = k_k k_p$, kus k_k on sama tähendus kui vastaval teguril sirghammastega ratastel (vt. lk. 271) ja k_p — koormuse kontsentratsiooni tegur pooluses, kusjuures

$$k_p = \frac{q_p}{q}.$$

Kui arvestada ka dünaamilise koormuse tegurit k_d, siis arvutuslik erikoormus

$$q_a = q_{max} k_d = qkk_d = \frac{M_2(i \pm 1) k_k k_p k_d}{Ai \cos \alpha B \varepsilon \lambda}. \qquad (249)$$

Et avaldis (249) väljendab erikoormust poolusjoone piirkonnas, kus hammaste kontakttugevus on minimaalne, siis lähtutakse temast kontakttugevusele arvutamisel.

Hammaste paindele arvutus toimub hamba pea servale mõjuva koormusega, mis on arvutatav võrrandiga (249), kuid tegurit k_p seejuures ei arvestata.

Hammasrattale sobiva laiuse B määramiseks võib juhinduda tabelis 40 esitatud andmetest.

Nagu varem märgitud, töötavad kald- ja noolhammasratastega ülekanded sujuvamalt ja müratumalt kui sirghammastega ülekanded. Põhjustatud on see sellest, et hamba minek hambumisse ei toimu korraga kogu tema laiuses nagu sirghammastega ülekandeis, vaid järk-järgult — alates punktkontaktist. Peale selle on kald- ja noolhammastega ülekandeis alati samaaegses hambumises minimaalselt kaks hambapaari ning hambad kohanduvad pare-

Tabel 40

Suhtarvu $\frac{B}{d_1}$ piirväärtused kald- ja noolhammasratastega ülekandeile

Tugede asetus	Hammasrataste asetus tugede suhtes	Peaaegu ühtlane koormus	Ebaühtlane koormus
Toed asuvad ühtses ning jäigas korpuses	Mittekonsoolne	2	1,6
	Konsoolne (kas või ükski ratastest)	0,9	0,8

Tabel 41

Koormuse dünaamilisuse tegur k_d kaldhammasratastele

Täpsusaste	Suurema ratta hammaste töötpinna kõvadus *HB*	Ringkiirus m/s				
		< 3	3 ... 8	8 ... 12	12 ... 18	18 ... 25
6	⩽ 350	—	1	1,1	1,2	1,4
	> 350	—	1	1	1,1	1,2
7	⩽ 350	1	1	1,2	1,3	1,5
	> 350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	⩽ 350	1,1	1,3	1,4	—	—
	> 350	1,1	1,2	1,3	—	—
9	⩽ 350	1,2	1,4	—	—	—
	> 350	1,2	1,3	—	—	—

mini. Eelmärgitust tulenevalt on ka dünaamiline koormus kald- ja noolhammastega ülekandeis väikseim kui sirghammastega ülekandeis.

Koormuse dünaamilisuse teguri k_d ligikaudsed väärtused kald- ja noolhammasratastele on toodud tabelis 41.

Hammaste arvutus kontakttugevusele. Kald- ja noolhammasratastel tuleb võrrandisse (30) asetada profiilide redutseeritud kõverusraadius normaallõikes.

Kaldhammasratta lõige hamba normaaltasapinnas *NN* on ellips (joon. 158). Hamba profiil normaallõikes vastab küllalt täpselt sirghamba profiilile, mille moodul on m_n ning mis asetseb ellipsi kõverusraadiusega võrdse raadiusega $d_e/2$ silinderrattal.

Ellipsi kõverusraadius, mille pooltelg $a = r/\cos\beta$ ja $b = r$, on lühema pooltelje b otspunktis (joon. 158) $d_e/2 = a^2/b$, järelikult

$$d_{e1} = \frac{d_1}{\cos^2\beta}$$

ja

$$d_{e2} = \frac{d_2}{\cos^2\beta}.$$

Seega

$$\varrho_1 = \frac{d_{e1}}{2}\sin\alpha_n = \frac{d_1}{2\cos^2\beta}\sin\alpha_n$$

ja

$$\varrho_2 = \frac{d_2}{2\cos^2\beta}\sin\alpha_n.$$

Et

$$d_1 = \frac{2A}{i \pm 1}, \quad d_2 = \frac{2Ai}{i \pm 1}, \quad \sin\alpha_n = \sin\alpha\cos\beta_0$$

ja $\beta_0 \approx \beta$, siis

$$\varrho = \frac{\varrho_1\varrho_2}{\varrho_2 \pm \varrho_1} = \frac{Ai\sin\alpha}{(i \pm 1)^2\cos\beta}. \qquad (250)$$

Asetades võrrandisse (30) ϱ võrrandist (250) ja arvutusliku erikoormuse q_a võrrandist (249), saame:

$$\sigma_k = 0{,}418\sqrt{\frac{(i \pm 1)^3 EM_2k_kk_pk_d\cos\beta}{A^2i^2B\varepsilon\lambda\cos\alpha\sin\alpha}} \text{ kG/cm}^2.$$

Et $\cos\alpha\sin\alpha = \frac{1}{2}\sin 2\alpha$, siis

$$\sigma_k = 0{,}59\frac{i \pm 1}{Ai}\sqrt{\frac{i \pm 1}{B}EM_2k_kk_d}\sqrt{\frac{\cos\beta k_p}{\varepsilon\lambda\sin 2\alpha}} \leqslant [\sigma_k]. \qquad (251)$$

Projektarvutuse valemi saamiseks teisendame võrrandit (251) analoogiliselt sirghammastega rataste juures esitatule. Saame:

$$A = (i \pm 1)\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}59}{i[\sigma_k]}\right)^2\frac{EM_2k_kk_d}{\psi}\frac{\cos\beta k_p}{\varepsilon\lambda\sin 2\alpha}} \text{ cm}. \qquad (252)$$

Eksperimentaalselt kui ka teoreetiliselt on leitud, et korrigeerimata või korrigeeritud kõrgusega ülekandeis tegur $k_p \approx 1{,}2$.

Viimast tulemust kasutades saame keskmiselt

$$\frac{\cos\beta\, k_p}{\varepsilon\lambda \sin 2\alpha} = 1{,}15.$$

Seega terasest ratastel

$$A = (i \pm 1)\sqrt[3]{\left(\frac{925}{i[\sigma_k]}\right)^2 \frac{M_2 k_k k_d}{\psi}} =$$

$$= (i \pm 1)\sqrt[3]{\left(\frac{290\,000}{i[\sigma_k]}\right)^2 \frac{N k_k k_d}{n_2 \psi}}. \qquad (252')$$

Teguri ψ valikul võib juhinduda sirghammastega rataste juures esitatust. Vajalik on, et suhtarv $\frac{B}{d_1} = \frac{\psi}{2}$ $(i \pm 1)$ ei oleks tabelis 40 toodud väärtustest suurem.

Lubatav pinge määratakse samuti kui sirghammastega ratastel.

Hammaste arvutus paindetugevusele. Kaldhammaste kõverjoonelise kuju ning kontaktjoone kaldasetuse tõttu on hambas esineva maksimaalse paindepinge analüütiline arvutus keerukas.

Kõige ohtlikumad paindepinged tekivad hambas siis, kui hammaste kontakt toimub hamba serval. Kontaktjoon võib sel juhul paikneda vastavalt joonisel 160 esitatule. Hamba küllaldase pikkuse puhul, tingituna hamba koormamata osa mõjust ning paindemomendi tunduvast muutumisest hamba pikkusel, ei osutu ohtlikuks lõikeks hambal mitte tema alus, vaid lõige x—x.

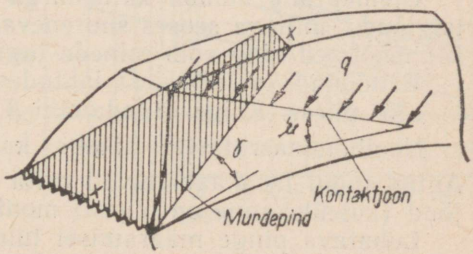
Eksperimentaalsetest uurimustest ilmneb, et mida suurem on kontaktjoone kaldenurk μ, seda suurem on nurk γ.

Kui võtta aluseks kaldhammaste normaallõige, siis nimipaindepinged on määratavad samuti kui sirghammastel. Võrrandis (232) tuleb seega asendada m mooduliga normaallõikes m_n ning hamba kujutegur y määrata graafikuilt (joon. 156 või 157) normaallõikele vastava ekvivalentse sirghammastega ratta hammaste arvu z_e alusel, seega

$$\sigma_p = \frac{q_a x}{m_n y}, \qquad (253)$$

kus x on tegur, mis arvestab hamba kaldasetusest põhjustatud paindepingete vähenemist.

Joon. 160



Ekvivalentne hammaste arv

$$z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta_\partial}. \tag{254}$$

Hamba pingeolukorra ligikaudne uurimine ([5]) võimaldab järeldada, et valemiga (253) arvutatud pinged on võrdelised teguriga $x = \cos^2 \beta$.

Asetades võrrandisse (253) q_a avaldise, siis kald- ja noolhammasratastel

$$\sigma_p = \frac{M_2 k_h k_d (i \pm 1) \cos^2 \beta}{AiBm_n \varepsilon\lambda \cos \alpha y} \leqslant [\sigma_p] \text{ kG/cm}^2. \tag{255}$$

Kui tähistada

$$\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon\lambda \cos \alpha} = C,$$

siis

$$\sigma_p = C \frac{M_2 k_h k_d (i \pm 1)}{AiBm_n y} \leqslant [\sigma_p] \text{ kG/cm}. \tag{255'}$$

Tegur C sõltub hamba kaldenurgast ning eelarvutusel võib ligikaudselt võtta $C = 0{,}75 \ldots 0{,}5$ (vastab $\beta = 8 \ldots 45°$).

Analoogiliselt võrrandiga (237) saame kald- ja noolhammasratastel (ligikaudselt)

$$m_n = 1{,}15 \cos \beta_\partial \sqrt[3]{\frac{M_2 k_h k_d}{z_1 i \psi_{my} [\sigma_p]}} \text{ cm}. \tag{256}$$

Hamba kaldenurga β_∂ valikul tuleb silmas pidada, et kaldhammasrattad on mõnevõrra kallimad sama täpsusega sirghammasratastest.

Seetõttu liiga väike hamba kaldenurk ei ole otstarbekas, sest saadavad eelised ei kompenseeri valmistamis- ja kontrollimiskulutuste suurenemist. Peale selle ei suurene oluliselt väikese β_∂ puhul hambumise sujuvus.

Ülemäärane hamba kaldenurga suurenemine põhjustab suurt telgjõudu, millega seoses suurenevad ülekandeelementide (laagrid jt.) mõõtmed ning võib esineda tugilaagri kasutamise vajadus.

Eeltoodud kaalutlustest lähtudes valitakse hamba kaldenurk $8 \ldots 15°$ piires. Kõige sagedamini $\beta_\partial = 8 \ldots 10°$.

Noolhammasratastel hamba kaldenurk $\beta_\partial = 30°$ ning enam. Antud juhul tasakaalustuvad ratta mõlemal poolel esinevad telgjõud (kui ülekanne on õigesti monteeritud).

Lubatava pinge määramisel tuleb juhinduda lk. 287 esitatust.

Tabel 42

Koormustegur k nailonist hammasrattaile

Ringkiirus m/s	Hammaste valmistamine			
	Pressimine		Lõikamine	
	Töötingimus			
	Määrimisega	Määrimiseta	Määrimisega	Määrimiseta
⩽ 20	1,0	0,8	0,85	0,7
> 26	0,85	—	0,75	—

Tabel 43

Kujutegur y nailonist hammasrattaile

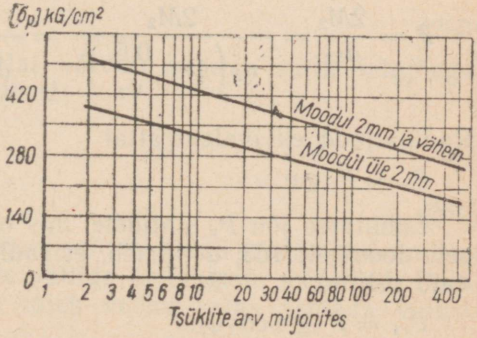
z	20	22	24	26	28	30	34	38	43	50	60	75
y	0,544	0,559	0,572	0,588	0,597	0,606	0,628	0,651	0,672	0,694	0,713	0,735

Nailonist hammasrattaid mooduliga alla 3 mm võib arvutada valemiga (255′). Teisendame valemi kujusse, mida on otstarbekas rakendada lubatava koormuse määramiseks. Materjali omaduste arvestamiseks asendame $k_h k_d$ teguriga $\frac{1}{k}$, mis oleneb hammaste valmistamise viisist, määrimisest ja ringkiirusest (tab. 42). Lubatav pöördemoment väiksemal rattal

$$[M_1] = 0{,}6[\sigma_p] B z_1 m^2 y k, \qquad (257)$$

kus $[\sigma_p]$ on nailonile lubatav pinge kG/cm² (kui $\sigma_B = 790$ kG/cm²), määratav graafikult (joon. 161) [14; 23]; k — koormustegur (vt. tab. 42); y — kujutegur (tab. 43); teguri väärtus on suurem jooniselt 156 saadavatest väärtustest, sest siin arvestatakse kahepaarilise hambumise esinemist.

Joon. 161



Arvutus sööbimisele. Kaldhammastega ülekande arvutus sööbimisele toimub valemiga (242). Võrrandisse asetatav erikoor-

mus q_a määratakse kontaktjoone otspunktides. Seetõttu tuleb võrrandiga (249) q_a arvutamisel asendada $k_p = 1{,}25$ suurusega $k_b = 0{,}8$, sest q_B on keskmisest koormusest q väiksem (joon. 159).

Redutseeritud kõverusraadius arvutatakse võrrandiga (250), kusjuures hamba profiilide kõverusraadiused määratakse hambumisjoone otspunktides.

Kald- ja noolhambapaari kasutegur arvutatakse valemiga (243). Kiirekäigulistel ülekannetel võrrandi nimetajas esinev tegur on 3. Ülekande kasutegur määratakse valemiga (245).

Koonusülekannete arvutus

Koonusülekannete arvutamise alused on samad mis silinderülekannetel. Järgnevalt vaatleme arvutusvalemite tuletamise lähteid ja neid erinevusi, mis tulenevad koonusrataste geomeetriast.

Geomeetriline arvutus. Tabel 44 esitab sirg- (joon. 162, *b*) ja kaldhammastega (joon. 162, *c*) koonusrataste põhimõõtmete arvutamise valemid, kui telgedevaheline nurk $\delta = 90°$.

Ringikaare- (joon. 162, *d*) ja evolvendi- (joon. 162, *e*) kujuliste hammastega koonusrataste geomeetrilist arvutust käsitleb vastav erialane kirjandus. Korrigeeritud koonusrataste arvutuse lihtsustamiseks asendatakse nimetatud ekvivalentsete silinderratastega (edaspidi tähistatud lisaindeksiga *e*).

Pärast ekvivalentse silinderratta vajalike mõõtmete arvutamist (tab. 45) toimub nende ümberarvutus koonusratta mõõtmeteks.

Hambumisjõud. Määrame sirghammastega koonusrataste hammastele mõjuva normaaljõu komponendid. Selleks asendame koonusülekande ekvivalentsete silinderratastega (vastavad koonusrataste kesklõikele) ülekandega, mille telgede vahe on $O_1O_2 = A_e$ (joon. 163, *a*), ning rakendame jõudude arvutuseks silinderratastele kehtivaid valemeid (212) ja (213).

Ringjõud koonusratta keskmisel läbimõõdul (võrdne ringjõuga ekvivalentrattal) on määratav valemiga (212), kui d_2 asendada d_{k2} avaldisega tabelist 44, s. o.

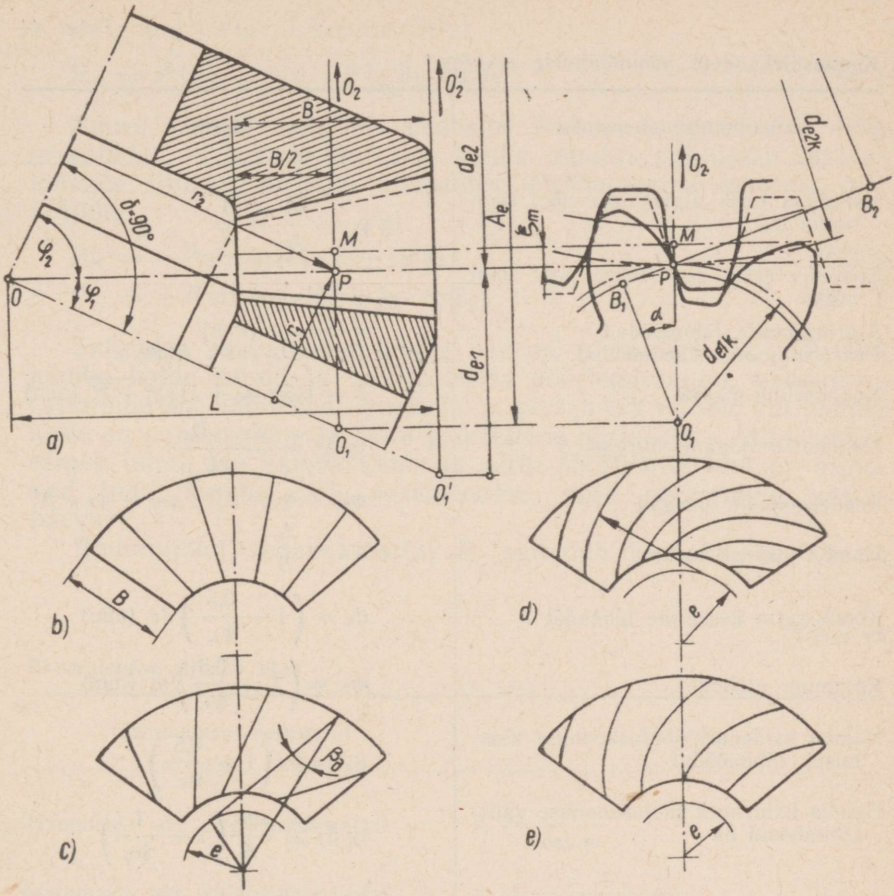
$$P = \frac{2M_2}{d_{k2}} = \frac{2M_2}{d_2\left(1 - \frac{0{,}5}{\psi_L}\right)} = \frac{2M_2}{d_{e2}\cos\varphi_2\left(1 - \frac{0{,}5}{\psi_L}\right)}. \qquad (258)$$

Radiaaljõud ekvivalentrattal

$$P_r = P \operatorname{tg} \alpha.$$

Lahutame jõu P_r sihtidele, mis on rataste telgedega paralleelsed. Jooniselt 163, *a* ilmneb, et radiaaljõud vedaval rattal (vedavale võllile)

$$P_{r1} = P \operatorname{tg} \alpha \cos\varphi_1. \qquad (259)$$



Joon. 162

Telgjõud vedaval rattal (vedaval võllil)

$$P_{a1} = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1. \qquad (260)$$

Radiaaljõud veetaval rattal võrdub vedava ratta telgjõuga, kuid suunad on neil vastupidised:

$$P_{r2} = -P_{a1}.$$

Analoogiliselt

$$P_{a2} = -P_{r1}. \qquad (261)$$

Jõudude P, P_r ja P_a mõjumisel tekkinud toereaktsioonidest lähtudes määratakse ülekande võllide ja laagrite mõõtmed. Paindemomentide vähendamiseks tuleb vedav ratas asetada võimalikult toe lähedale.

Tabel 44

Koonusülekannete põhimõõtmete arvutus *

Hambumise elemendid	Valemid
Väiksema ratta algkoonuse pool tipunurka φ_1	$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$
Suurema ratta algkoonuse pool tipunurka	$\varphi_2^\circ = 90^\circ - \varphi_1^\circ$
Algringjoonte läbimõõdud	$d_\partial = zm$ (mm)
Peaderingjoonte läbimõõdud	$D_e = D_{ee}\cos\varphi$ (mm)
Koonuseline pikkus	$L = 0{,}5m(\lambda_0 + 1)\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (mm)
Hammaste jalgade nurgad Δ''	$\operatorname{tg}\Delta'' = \frac{d_e - D_{ei}}{2L}$
Peadekoonuste nurgad	$\varphi_{e1} = \varphi_1 + \Delta_2''$; $\varphi_{e2} = \varphi_2 + \Delta_1''$
Hamba pikkuse tegur	$\psi_L = \frac{L}{B}$
Koonusratta keskmine läbimõõt	$d_k = \left(1 - \frac{0{,}5}{\psi_L}\right) d_\partial$ (mm)
Keskmine moodul	$m_k = \left(1 - \frac{0{,}5}{\psi_L}\right) m$ (mm)
Hamba kaldenurk jaotuskoonuse keskmisel läbimõõdul	$\beta_k = \beta_\partial \left(1 + \frac{0{,}5}{\psi_L}\right)$
Hamba kaldenurk jaotuskoonuse välisläbimõõdul β_∂	$\operatorname{tg}\beta_\partial \geqslant \frac{\pi m}{B}\left(1 - \frac{1}{\psi_L}\right)$

* Tabelis tähistab indeks 1 väiksemat ja 2 suuremat ratast.

Kaldhammastega koonusülekandes esinevate jõudude määramiseks rakendatakse võrrandeid (213) ja (246) ekvivalentsete silinderratastega ülekandele.

Määrates P võrdusega (258), saame radiaaljõu võrrandiga (213) ja telgjõu võrrandiga (246), kui β asendada β_k-ga. Rakendame need jõud hambumispoolusesse koonusratta keskmisel läbimõõdul ning lahutame komponentideks koonusrataste telgede sihtidele (joon. 163, *b*). Liites nende jõudude samasihilisi komponente, saame kummalegi koonusrattale mõjuva radiaal- ja telgjõu.

Radiaaljõud vedaval koonusrattal (vt. joon. 163, *b*)

$$P_{r1} = P\operatorname{tg}\alpha\cos\varphi_1 + P\operatorname{tg}\beta_k\sin\varphi_1. \qquad (259')$$

Telgjõud vedaval koonusrattal

$$P_{a1} = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1 - P \operatorname{tg} \beta_k \cos \varphi_1. \qquad (260')$$

Tuues viimati esitatud võrdustes $P \sin \varphi_1$ sulgude ette ning arvestades, et hammaste kalde suuna muutus põhjustab ekvivalentsete silinderratastega ülekandes telgjõu suuna muutust, siis üldjuhul

$$P_{r1} = -P \sin \varphi_1 (i \operatorname{tg} \alpha \pm \operatorname{tg} \beta_k); \qquad (259'')$$

$$P_{a1} = -P \sin \varphi_1 (-\operatorname{tg} \alpha \pm i \operatorname{tg} \beta_k). \qquad (260'')$$

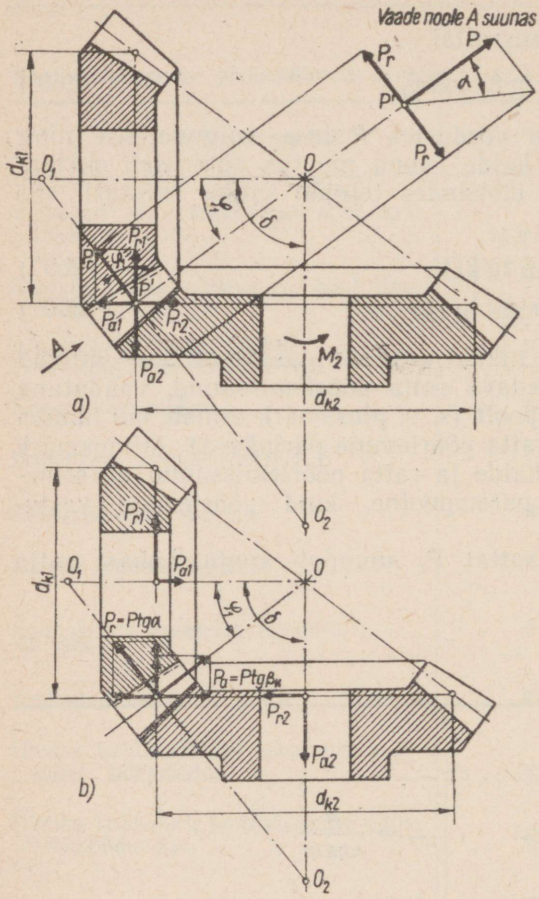
Sulgudes asuva teise liikme ees on plussmärk, kui ühtivad hamba kalde suund ja vedava ratta pöörlemissuund, vaadatuna ratta suurema läbimõõdu poolt (s. o. plussmärk esineb, kui hamba kalle on parempoolne ja ratta pöörlemine päripäeva). Miinusmärk esineb juhul, kui hamba kalde ja ratta pöörlemissuund on erinevad (näit. hamba kalle parempoolne, kuid pöörlemine vastupäeva).

Radiaaljõud vedaval rattal P_r suundub kontaktkohast ratta

Tabel 45

Ekvivalentne silinderratas

Hambumise elemendid	Valemid
Hammaste arv sirghammasrattal . .	$z_e = \dfrac{z}{\cos \varphi}$
Hammaste arv kaldhammasrattal . .	$z_e = \dfrac{z}{\cos \varphi \cos^3 \beta_k}$
Jaotusringjoonte läbimõõdud	$d_{e\partial} = \dfrac{d_\partial}{\cos \varphi}$ (mm)
Telgede vahe, kui $\xi_1 = \xi_2 = 0$ või $\xi_1 = -\xi_2$	$A_{e\partial} = \dfrac{z_{e1} + z_{e2}}{2} m$ (mm)
Telgede vahe, kui $\xi_1 + \xi_2 \neq 0$	$A_e = A_{e\partial} (\lambda_{0e} + 1)$ (mm)
Algringjoonte läbimõõdud	$d_e = d_{e\partial} (\lambda_{0e} + 1)$ (mm)
Telgede vahe muutuse tegur	λ_{0e} valitakse tab. 31 ołenevalt $\xi_{0e} = \dfrac{2(\xi_1 + \xi_2)}{z_{e1} + z_{e2}}$
Telgede nihkumise tegur	$a_e = \dfrac{A_e - A_{e\partial}}{m}$
Tagasinihketegur	$\sigma_e = (\xi_1 + \xi_2) - a_e$
Peaderingjoonte läbimõõdud	$D_{ee} = d_{e\partial} + 2(f_0 + \xi - \sigma_e) m$ (mm)
Jalgaderingjoonte läbimõõdud	$D_{ei} = d_{e\partial} - 2(f_0 + c_0 - \xi) m$ (mm)



Joon. 163

telje poole, kui võrrand (259′) annab tulemusele plussmärgi, miinusmärgi korral on suund vastupidine.

Kui võrrandiga (260′) tuleb vedaval rattal telgjõud P_a positiivne, siis suundub ta koonuse tipu poole, kui aga negatiivne, siis vastupidiselt.

Võrrandid (261) on kehtivad ka kaldhammastega koonusratastele.

Hammaste arvutus kontakttugevusele. Koonusülekande arvutus põhineb eeldusel, et ülekande koormatavus on võrdne ekvivalentsete silinderratastega ülekande koormatavusega, kui hammasrataste laiused on võrdsed. Arvutusvalemid on tuletatavad seega silinderratastele kehtivatest võrranditest, kui neis asendada A, i ja M_2 vastavalt suurustega A_e, i_e ja M_{2e}.

Arvutuse ligikaudsusest tingituna toimub nii sirg- kui ka kald-

hammaste ülekannete arvutus ühtse valemiga. Kui võtta võrrandis (221) $\sqrt{1/\sin 2\alpha} \approx 1{,}25$, siis

$$\sigma_k = 0{,}74 \frac{i_e + 1}{A_e i_e} \sqrt{\frac{i_e + 1}{B} M_{2e} k_k k_d E} \leqslant [\sigma_k] \text{ kG/cm}^2. \quad (262)$$

Võrrandis (262) esinevad suurused määratakse koonusrataste kesklõikele vastavate ekvivalentrataste kaudu (joon. 163).

Et jõud ekvivalentsete silinderratastega ülekande hammastele on võrdne jõuga arvutatava koonusratta hammastele, siis võrrandi (258) alusel saame:

$$\frac{M_2}{d_2} = \frac{M_2}{d_{e2} \cos \varphi_2} = \frac{M_{2e}}{d_{e2}}.$$

Siit

$$M_{2e} = M_2 \frac{1}{\cos \varphi_2} = M_2 \sqrt{\text{tg}^2 \varphi_2 + 1} = M_2 \sqrt{i^2 + 1} \text{ kGcm}. \quad (263)$$

Asendades võrrandis (262) esinevad suurused neile vastavate tabelis 45 toodud suurustega, saame:

$$\sigma_k = \frac{0{,}74}{(L - 0{,}5B) i} \sqrt{\frac{\sqrt{(i^2 + 1)^3}}{B} M_2 E k_k k_d} \leqslant [\sigma_k] \text{ kG/cm}^2. \quad (264)$$

Terasest ratastel

$$\sigma_k = \frac{1070}{(L - 0{,}5B) i} \sqrt{\frac{\sqrt{(i^2 + 1)^3}}{B} M_2 k_k k_d} \leqslant [\sigma_k] \text{ kG/cm}^2. \quad (264')$$

Tehes silinderratastega ülekannete juures kasutatud teisendustele analoogilisi teisendusi, saame võrrandist (264') projektarvutuse võrrandi terasest ratastele:

$$L = \psi_L \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{\left[\frac{1070}{(\psi_L - 0{,}5) i [\sigma_k]}\right]^2 M_2 k_k k_d}. \quad (265)$$

Suhtarv $\psi_L = L/B = 2{,}8 \ldots 5$, kusjuures väiksem väärtus võetakse siis, kui $i = 1$, ja suurem, kui $i = 6$.

Koormuse kontsentratsiooni tegur k_k määratakse tabelist 32 ning koormuse dünaamilisuse tegur k_d tabelist 34 või 41. Viimati mainitud tabelite kasutamiseks arvutatakse ringkiirus koonusratta keskmisel läbimõõdul. Lubatava pinge määramisel tuleb juhinduda lk. 279 esitatust.

Hammaste paindetugevuse arvutus. Arvutus rajaneb tavaliselt samal eeldusel millel koonusrataste kontakttugevuse arvutus, s. o. koonusrataste ning tema kesklõikele vastavate ekvivalentsete silinderratastega ülekantavad koormused on võrdsed. Vastavalt sellele on ka paindepinged koonusratta ja ekvivalentse silinderratta hamba ohtlikus lõikes võrdsed, kui mõlema ratta laiused on võrdsed. Järelikult tuleb võrrandis (234) M_2 asendada suurusega $M_{2e} = M_2 \sqrt{i^2+1}$ kGcm; A suurusega $A_e = (L - 0{,}5B)\frac{i^2+1}{i}$ cm; i suurusega $i_e = i^2$ ja m suurusega $m_k = m\frac{L-0{,}5B}{L}$ cm.

Pärast asendusi ja teisendusi avaldub sirghammastel paindepinge valemiga

$$\sigma_p = \frac{L\sqrt{i^2+1}M_2 k_k k_d}{Bmiy(L-0{,}5B)^2\cos\alpha} \leqslant [\sigma_p] \text{ kG/cm}^2. \qquad (266)$$

Tehes analoogilisi teisendusi võrrandiga (255′), saame paindepinge valemi kaldhammasratastele:

$$\sigma_p = C\frac{L\sqrt{i^2+1}M_2 k_k k_d}{Bm_n iy(L-0{,}5B)^2} \leqslant [\sigma_p] \text{ kG/cm}^2. \qquad (267)$$

Valemites (266) ja (267) esinev hamba kujutegur y määratakse joonistel 156 ja 157 toodud graafikutelt olenevalt ekvivalentse silinderratta hammaste arvust, mis arvutatakse tabelis 45 esitatud võrranditega.

Teguri C väärtus määratakse samaselt silinderratastega ülekandeile.

Koonusülekandeid ei ole soovitatav kasutada ülekandearvuga $i > 6$, sest siis suurenevad ülekande gabariidid ning väiksema ratta mitteküllaldane jäikus suurendab koormuse kontsentratsiooni.

Lahtiste ülekannete mõõtmed arvutatakse hammaste paindetugevuse alusel. Analoogiliselt võrrandiga (237′) saame väljendada mooduli ratta kesklõikes:

$$m_k = 1{,}28\sqrt[3]{\frac{M_2 k_k k_d k_u}{z_1 i \psi_m y_1 [\sigma_p]}} \text{ cm}. \qquad (268)$$

Arvutustel hammaste arv valitakse. Et ekvivalentse silinderratta hammaste arv z_e on alati koonusratta hammaste arvust z_1 suurem, siis seetõttu z_1 võib olla väiksem kui 17. Suhtarv $\psi_m = B/m_k$ võetakse $\leqslant 10$.

Lubatavad pinged arvutatakse nagu sirghammastega rataste korralgi.

Võrrandid (264) ja (267) on rakendatavad ka kõverjooneliste hammastega koonusrataste ligikaudseks arvutamiseks. Sööbimisele toimub arvutus võrrandiga (242), kusjuures valemisse tuleb asetada ekvivalentse silinderratta vastavad suurused.

Novikovi hambumise teoreetilised alused

Evolventratastega ülekannetel on, vaatamata paljudele eelistele, ka mõningad olulised puudused.

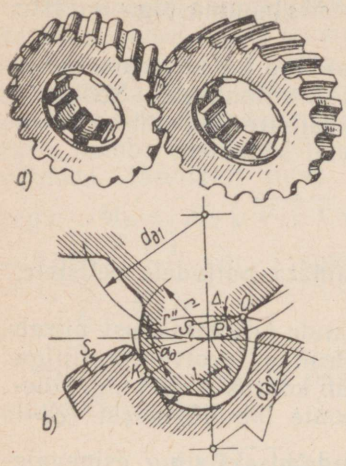
Üheks puuduseks on asjaolu, et ülekande koormatavust piirab kontakttugevus. Põhjustatud on see sellest, et evolventprofiiliga hammaste kõverusraadiused, millest sõltub kontaktsurvepinge, olenevad hambumisnurgast α ja algringjoonte läbimõõtudest ($\varrho = \frac{d}{2} \sin \alpha$). Ülekantava koormuse suurendamiseks ning esinevate pingete lubatavatesse piiridesse jäämiseks tuleks suurendada profiilide kõverusraadiusi. Saavutatav on see kas hambumisnurga α või rataste läbimõõtude suurendamisega.

Hambumise korrigeerimine võimaldab hambumisnurka suurendada 35...40°-ni. Kuid isegi selline nurga tunduv suurendamine võimaldab suurendada ülekande koormatavust ainult 30%. Järelikult on evolventratastega ülekannete koormatavuse edasiseks suurendamiseks vaja suurendada rataste läbimõõte. Viimane põhjustab aga ülekande radiaalgabariitide suurenemist.

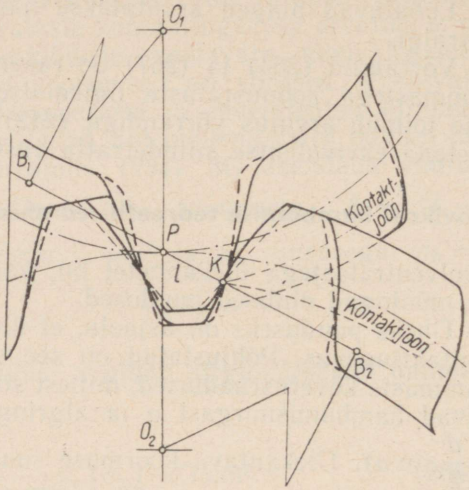
Teine puudus tuleneb hammaste joonkontaktist, mistõttu ülekande võllide asetuse või hammaste suuna ebatäpsused põhjustavad koormuse ebaühtlast jaotumist kontaktjoonel. Nagu varem märgitud, oleneb koormuse kontsentratsioon veelgi suuremal määral ülekande töötamisel tekkivast võllide ja laagrite deformatsioonist.

Eelmärgitud puuduste vältimiseks võttis Lenini preemia laureaat M. L. Novikov 1955. a. kasutusele kumera ning nõgusa kaarprofiiliga hambumise. Hammaste kõverusraadiused ei olene siin rataste läbimõõdust ning joonkontakt asendub punktkontaktiga, millest koormatud olekus kujuneb hammastel kontaktpind. Hambumine on kasutatav silinder-, koonus- ja tiguülekandes. Järgnevalt vaatleme ainult silinderülekandeid (joon. 164, *a* ja *b*).

Hammaste kuju. Novikovi hambumisest ettekujutuse saamiseks vaatleme teisendatud kaldhammastega evolventhambumist. Olgu kaldhammastega evolventrataste hambapaari profiilid ratta otspinnas ülal- ja allpool kontaktpunkti K nihutatud hambasse (joon. 165). Tulemuseks on, et muudetud kujuga hamba paksused kõikidel raadiustel, välja arvatud kontaktpunkti läbival raadiusel, on väiksemad kui esialgsel evolventprofiiliga hambal. Kui muuta profiili kogu ratta laiusel, kontakteerivad uue kujuga hambad igal



Joon. 164



Joon. 165

hetkel vaid ühes teatavas lõikes. Vedava ratta pöördumisel teatava nurga võrra toimub hammaste kontakt uues lõikes, mis on eelmisega paralleelne. Kõigis teistes rataste telgede ristlõikeis hambad kontakti ei astu, sest kuju muutusest nende paksus väheneb. Vedava ratta edasisel pöördumisel pöördub ka veetav ratas ning hambumises olevate hammaste kontaktpunkt nihkub telje sihis rattapaari ühest otspinnast teise.

Muudetud kaldhammastega evolventhambumisel esineb punktkontakt ning hambumisjoon on rataste telgedega paralleelne, paiknedes poolusjoonest kaugusel *l*. Esitatud profiilid ei ole otspinnas kaasprofiilid, sest juba rataste väiksemalgi suhtelisel pöördumisel tuleb hammaste vahele lõtk. Hambumisel saadakse konstantne ülekandearv seetõttu, et igas järjekordses tasapinnas, kus toimub hammaste kontakt, on täidetud hambumisteoreemi tingimus.

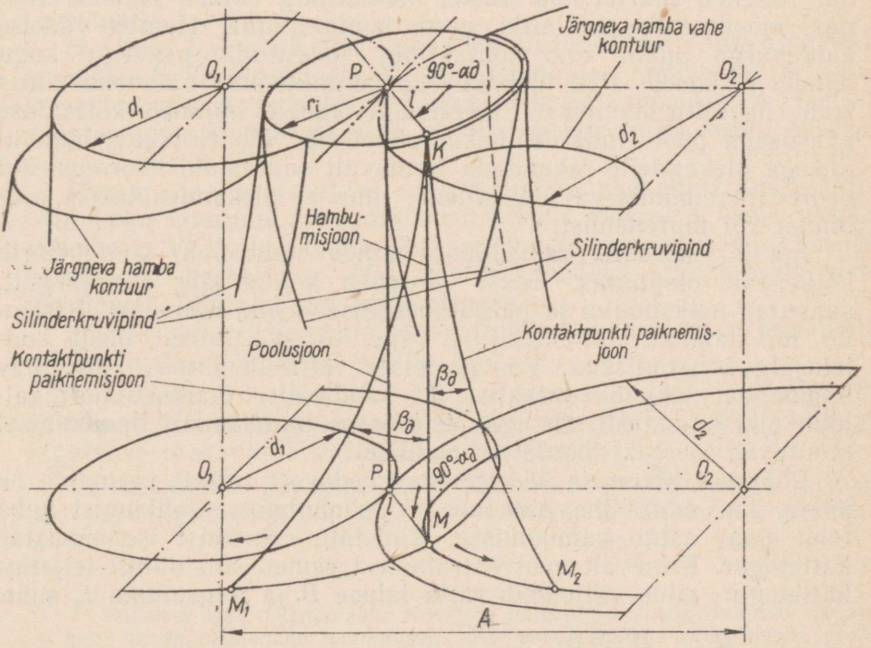
Eelkirjeldatult muudetud hammaste profiiliga sirghammastega rattad ei taga konstantset ülekandearvu, sest vedava ratta väiksemalgi pöördumisel tulevad kontakti profiilide teisendatud osad, mille kohta hambumisteoreemi tingimus ei ole täidetud. Järelikult on eelkirjeldatud punkthambumine võimalik ainult kaldhammastega ülekandes.

Teisendatud kaldhammastega ülekande koormatavus on väike, sest kontakteerivad kaks kumerat profiili, mistõttu kontaktpind on väga väike ning survepinged väga suured. Suuri koormusi on võimalik üle kanda hammastega, millel üks profiilidest on kumer ja teine nõgus ning profiilide kõverusraadiuste erinevus on väike.

Veeregu kaks algsilindrit läbimõõduga d_1 ja d_2 teineteisel libisemata, mis tagab konstantse ülekandearvu i antud telgede vahe A puhul (joon. 166). Valime joonel PM, mis moodustab tsentrite ühendusjoonega O_1O_2 nurga $90° - \alpha_\partial$, punktist P kaugusel l asuva punkti M. Tõmbame läbi punkti M rataste telgedega paralleelse hambumisjoone MK. Olgu hammaste kontaktpunkti paiknemiskiirus kontaktjoonel konstantne. Algsilindrite pöörlemisel konstantse kiirusega kujundab kontaktpunkt pöörlevas süsteemis (algsilindritega seostatud süsteem) kruvijooned M_1K ja M_2K.

Olgu rataste telgede risttasapinnas kujundusringjoone raadius $r_i = l$. Paigaldame kujundusringjoont kahel korral rataste telje sihis nii, et temal asuv konstantne punkt, mis ühtib hammaste kontaktpunktiga K, paikneks kord mööda kruvijoont M_1K ning teine kord mööda joont M_2K.

Ringjoone jälg kujundab seejuures silinderkruvipinnad. Üht osa kruvipinnast, mis asetseb väiksema ratta algsilindril, võime vaadelda väiksema ratta hambana. Otspinnas on hammas seega ringikaarekujuline. Suurema ratta hammaste vahet kujundab osa teisest silinderkruvipinnast, mis suundub suurema ratta algsilindrisse. Kui paigutada eelmärgitud kujuga väljandid ning vahed



Joon. 166

sammuliste vahekaugustega rataste algsilindreile, siis toimub pöörleva liikumise ülekanne väiksema ratta kumera hamba poolt avaldatava surve toimel suurema ratta nõgusale hambale. Hammaste kontakt paikneb seejuures rataste telje sihis.

Kirjeldatud hambumisel toimub hammaste kontakt otspinnas ringjoone kaarel. Tegelikult kujundatakse hammaste pinnad kahe erineva raadiusega ringjoone poolt, mis puutuvad teineteist ühes punktis hambumisjoonel. Väiksemal rattal ringjoone raadius $r' = l$ ning tsenter asub hambumispooluses. Suuremal rattal ringjoone raadius $r'' = l + \Delta$ ja tsenter asetseb joone KP pikendusel. Hambumise määrimiseks, ülekande montaaži soodustamiseks ja hammastele vajaliku tugevuse tagamiseks kujundatakse hambad nende mittekontakteerivais osades joontega, mis ei ühti kujundava ringjoone kontuuriga (joon. 164, *b*).

Analoogiliselt evolventhambumisega on ka Novikovi hambumise hammasrattad valmistatavad rullumismeetodil. Et ühe ratta hambad on kumerad, teised aga nõgusad, siis töökontuure peab olema kaks: üks nõgusate ja teine kumerate hammastega.

Koormuse ülekanne hambumisel. Punktkontaktist kujuneb juba väikesel koormusel hamba kõrgusele suunduv kontaktriba, mis paikneb peaaegu ristsuunaliselt hamba kulgemisega. Tingituna hamba pindade suurest kõverusraadiusest kontaktjoone ristpinnas, laieneb suurtel koormustel kontaktjälg hamba pikkuse suunas, moodustades küllaltki suure kontaktpinna. Hamba väikese kaldenurga puhul võib kontaktjälg paigutuda peaaegu kogu hamba pikkusele. Piki hammast on kontakttsooni paiknemiskiirus suur, mistõttu hammaste tööpindade vahele kujuneb küllaldase paksusega püsiv määrdeainekiht. Seetõttu võib Novikovi hambumisega ülekandeile rakendada tunduvalt suuremaid koormusi kui evolventhambumisega ülekandeile, ilma et ülekandes tekiks sööbimist või murenemist.

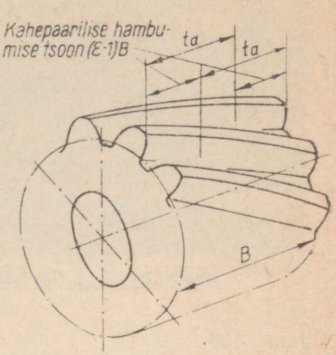
Iga järjekordselt hambumisse minev hambapaar kontakteerib kõigepealt otspinnas. Edasi suureneb kontaktjälg järk-järgult, saavutab maksimumi ja paigutub sellisena piki hammast. Perioodil, mil hambad kontakteerivad ratta laiuse keskosal, püsib kontaktjälg konstantsena. Vastaspoolses ratta otspinnas vaadeldav hambapaar lahkub kontaktist. Et hambumisel paikneb normaaljõud piki hammast, siis iga järjekordse hambapaari hambumisel muutuvad toereaktsioonid perioodiliselt.

Pöörleva liikumise ülekandmine vedavalt rattalt veetavale on pidev, kui enne ühe hambapaari hambumisest lahkumist juba teine paar astub hambumisse. Nimetatu esinemist iseloomustab kattetegur. Erinevalt evolventratastest esineb siin ainult teljeline kattetegur, mida väljendab ratta laiuse B ja telgsammu t_a suhe:

$$\varepsilon_a = \frac{B}{t_a} = \frac{B \sin \beta_\partial}{\pi m_n} > 1. \qquad (269)$$

Järelikult toimub koormuse ülekanne veetavale rattale nii ühe kui ka kahe hambapaariga (kahepaariline hambumine). Viimane esineb ratta otspinnalähedasel hambaosal, ratta laiuses $(\varepsilon_a - 1)B$ (joon. 167).

Joon. 167



Telgkattetegur on soovitatav võtta 1,15 ... 1,35. Suuremat väärtust kasutatakse, kui hammasratas asub tugede suhtes ebasümmeetriliselt või konsoolselt, ja väiksemat, kui hamba kaldenurk $\beta_\partial < 20°$.

Hambumises olevate hammaste summaarse jäikuse muutus tekitab hambumisel dünaamilist lisakoormust ja müra. Üleminekul ühepaariliselt hambumiselt kahepaarilisele esinevad ülekandesuhte muutumine ning vibratsioonid. Kuigi suhteliselt paks määrdeainekiht soodustab võnkumiste sumbumist, on siiski soovitatav müra vähendamiseks valida suur telgkattetegur.

Ülekande töötamisel tekkiva müra vähendamiseks kasutatakse tünnikujulisi ning faasitud hambaid, millel hambumisse mineku ning sealt lahkumise hetkel esinev löök tunduvalt väheneb. Peale selle suurendab eelmärgitu oluliselt hammaste paindetugevust.

Novikovi hambumisega ülekanded on tundlikud valmistamisest, montaažist ja elastsetest deformatsioonidest põhjustatud hammaste nurgiasetuse suhtes. Kinemaatilisest seisukohast tekitab nurgiasetus sammu vea ning avaldab seega mõju käigu sujuvusele.

Hammaste nurgiasetuse ning valmistamise ebatäpsuste tõttu võib kogu koormus rakenduda suhteliselt väikesele osale hamba pikkusest. Vastutusrikastes ülekannetes on seetõttu vaja vältida hammaste nurgiasetust. Novikovi hambumisel tekitab hammaste nurgiasetus dünaamilist lisakoormust.

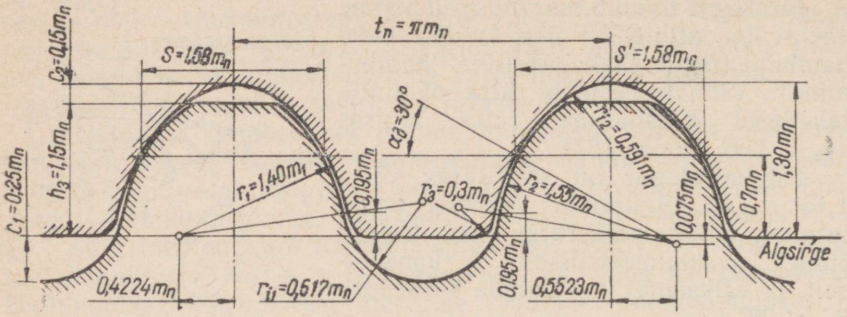
Jõud Novikovi hambumises on määratavad evolventhambumisel kehtivate valemitega (vt. lk. 295).

Lähtekontuur *. Profiilide kõverusraadiused ning teised hamba mõõtmed olenevad lähtekontuuri parameetritest, mille valikuga tagatakse ülekandele parimad näitsuurused.

Lähtekontuuri parameetrite määramisel on tähtsamad järgmised põhitingimused: hammaste tööpindade küllaldane kontakttu-

---

* Viimasel ajal rakendatakse Novikovi hambumise modifitseeritud varianti — kahe hambumisjoonega hambumist, mille puhul mõlema ratta hamba profiil koosneb nii kumerast kui nõgusast osast. Vaadeldaval juhul esineb üks lähtekontuur. — *Tõlk.*



Joon. 168

gevus, kumer- ja nõgusprofiiliga hammaste võrdpaindetugevus ja valmistamisvigade minimaalne mõju ülekande töötamisele.

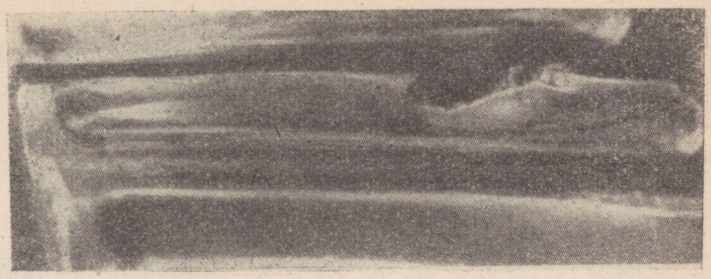
Novikovi hambumisel vastavad lähtekontuuri parameetrid lõikeriista (lati töökontuuri) normaallõikele. Nagu varem märgitud, on antud juhul vaja kaks lähtekontuuri, millest üks vastab kumeraile ja teine nõgusaile hammastele. Et lõikeriista (töökontuuri) hammaste normaallõiget kujundavad ringjoone kaared, siis vastavate hammaste profiiliks otspinnas on ellipsi kaared. Valmistatava hammasratta hammaste profiil kujuneb ellipsi kaarte hetkeliste asendite mähisjoonena tooriku suhtes. Taoliste hammaste profiil otspinnas erineb tegelikult väga vähe teoreetilisest, s. o. ringjoone kaartest kujundatud profiilist. Eksperimentaalsed uurimised näitavad, et hammaste kiire kohandumise tõttu hambad omavad juba töö algperioodil lähtekontuurile vastava optimaalse kuju.

Juhul kui kumera ning nõgusa profiiliga hammaste kõverusraadiused otspinnas on väga vähe erinevad, on hambumine väga tundlik telgede vahe muutuse suhtes. Telgede vahe muutumisel esineb koormuse kontsentratsioon nõgusa profiiliga hammaste pea osas, mis põhjustab hammaste paindetugevuse vähenemist. Eeltoodud puudus on välditav, kui nõgusate hammaste kõverusraadius on teatava väikese suuruse Δ võrra suurem kui kumeratel hammastel.

Lähtekontuuri kuju nõgusatele ja kumeratele hammastele esitab joonis 168 *. Hammastele küllaldase painde- ja kontakttugevuse tagamiseks on hambumissügavus $h_3 = f_3 m_n = 1{,}15\ m_n$ ja survenurk $\alpha_\partial = 30°$.

Vigastusviisid. Hammaste vigastumist Novikovi ülekandeis põhjustavad samad asjaolud mis evolventhambumisega ülekandeis, s. o. hammaste murdumine ja tööpindade väsimusmurenemine.

* Lähtekontuur on standardiseeritud masinaehituse normaaliga MH 4229-63 — *Tõlk.*



Joon. 169

Murenemine tekib harilikult nõgusatel hammastel hambumisjoone piirkonnas. See on põhjustatud asjaolust, et hamba jala kontakttugevus on minimaalse libisemiskiirusega tsoonis kõige väiksem. Nõgusad hambad asetsevad algringjoonest allpool ja moodustuvad seega ainult hamba jalast, pealegi on libisemiskiirus hambumisjoone piirkonnas minimaalne.

Kohtse koormuse mõjumise tõttu on hammaste murdumine eriilmeline: väga sageli esineb murdumist hamba keskosas (joon. 169), kus koormuse ülekanne toimub ühe hambapaariga; mõnikord murdub hammastel otspinna serv. Väiksema ratta hambad on väiksema paindetugevusega, sest nende hamba juure paksus on väiksem kui suurema ratta hammastel.

Sööbimine esineb Novikovi hambumisega ülekandeis tunduvalt suurematel koormustel kui evolventhambumisega ülekandeis, sest määrimistingimused on paremad ja õlikihi paksus suurem. Eelöeldust lähtudes tuleb Novikovi hambumisega ülekandeid arvutada painde- ja kontakttugevuse alusel.

Novikovi hambumisega silinderülekannete arvutus

Katsete tulemustest ilmneb, et Novikovi hambumisega ülekandeid on käesoleval ajal otstarbekas kasutada siis, kui a) puuduvad üle- ja tippkoormused, b) telgede vahe on konstantne, c) ülekandeelemendid on suure jäikusega, d) hammaste pinnakõvadus $HB \leqslant \leqslant 350$.

Geomeetrilised põhiparameetrid. Mõningad rataste elementide mõõtmed on arvutatavad evolventhambumise valemitega. Arvutusvalemid ülekande geomeetriliseks arvutamiseks on toodud tabelis 46.

Kontakttugevusele arvutus. Novikovi ülekannete arvutus kontakttugevusele on keerukam evolventratastega ülekannete arvutusest, sest kontakteerivad vähe erinevate kõverusraadiustega eri-

Tabel 46

Novikovi hambumisega silinderratastega ülekannete põhimõõtmete arvutusvalemid

Hambumise elemendid	Valemid
Jaotusringjoone läbimõõt	$d_\partial = mz$ (mm)
Väiksema ratta peaderingjoone läbimõõt	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2f_\partial m_n$ (mm)
Suurema ratta peaderingjoone läbimõõt	$D_{e2} = d_{\partial 2} = mz_2$ (mm)
Väiksema ratta jalgaderingjoone läbimõõt	$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2c_1 m_n$ (mm)
Suurema ratta jalgaderingjoone läbimõõt	$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2(f_\partial + c_2) m_n$ (mm)
Otsmoodul	$m = \frac{m_n}{\cos \beta_\partial}$ (mm)
Telgede vahe	$A = \frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$
Suurema ratta laius	$B_2 = \varepsilon_a t_a = \frac{\varepsilon_a \pi m_n}{\sin \beta_\partial} = \psi A$ (mm)
Väiksema ratta laius	$B_1 = B_2 + (0{,}4 \ldots 1{,}5) m_n$ (mm)
Faasi laius	$a_f = 0{,}7 m_n$ (mm)

suunalise kõverusega pinnad. Hammastele kontakttugevust tagav lubatav koormus Novikovi hambumisega ülekannetele määratakse võrdluskatsete alusel evolventhambumisega ülekannetega.

Novikovi ülekannetele, mille hammaste pinnakõvadus on alla *HB* 320 ja hambumissügavus $h_3 \approx 1{,}2\ m_n$, on lubatav koormus 2,5 korda suurem kui analoogilistel sirghammastega evolventülekannetel.*

Analoogilisteks osutuvad ülekanded, millel algsilindrite läbimõõdud ja rataste laiused on võrdsed ning materjalid ühesugused.

Võrdluskatsete tulemuste läbitöötamisel evolventrataste puhul kasutatakse võrrandit (252′), võttes $k_k = k_d = 1$.

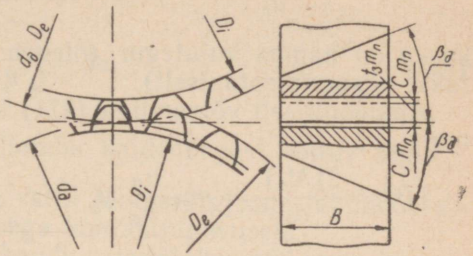
Eelöeldu alusel saame võrrandist (252) ligikaudse arvutusvalemi Novikovi ülekandele:

$$A = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1070}{[\sigma_k]}\right)^2 \frac{M_1}{2{,}5 i \psi}} = 78(i+1) \sqrt[3]{\frac{M_1}{[\sigma_k]^2 i \psi}}. \qquad (270)$$

Suhtarvu $\psi = B/A$ valik seostub minimaalselt vajaliku katteteguri ε_a tagamisega. Seetõttu võetakse $\psi = 0{,}2 \ldots 0{,}5$.

* Käesoleval ajal hinnatakse Novikovi ülekande koormatavust 1,5 korda suuremaks kui kaldhammastega evolventülekandel. — *Tõlk.*

Joon. 170



Suhtarvu ψ ning ratta laiuse B valik oleneb järgmistest asjaoludest. Ratta laiuse suurenemisel suureneb koormuse jaotumise ebaühtlus samaaegses hambumises olevatele hambapaaridele; suureneb nurgiasetusest põhjustatud dünaamiline koormus; väiksemal rattal esinev väändedeformatsioon vähendab telgsammu, mistõttu hambumine toimub löögiga. Tugede suhtes sümmeetriliselt asetsevatel ratastel on soovitatav laius $B \leqslant 1{,}6\ d_{\partial 1}$, mittesümmeetrilisel asetusel $B = (1 \ldots 1{,}25)\ d_{\partial 1}$ ning konsoolsel asetusel $B \leqslant 0{,}6\ d_{\partial 1}$.

Lubatava kontaktsurvepinge määramisel võib juhinduda lk. 279 esitatust.

Pärast telgede vahe A' arvutamist valitud suhtarvu ψ' kaudu tuleb kontrollida ε_a suurust ning vajaduse korral muuta kas hamba kaldenurka β_∂ [vt. valem (269)] või ψ'. Viimasel juhul arvutatakse ψ uue väärtuse kaudu telgede vahe valemiga

$$A = A' \sqrt[3]{\frac{\psi'}{\psi}}. \qquad (270')$$

Telgede vahe A ümardatakse (standardsele suurusele) ja antud ülekandearvust i lähtudes arvutatakse rataste algringjoonte diameetrid d_1 ja d_2. Järgnevalt kontrollitakse hammaste paindetugevust.

Hammaste arvutus paindetugevusele. Hammastele koormuse lokaalse rakendumise tõttu on hammaste paindetugevus mõningate eksperimentaalsete uurimiste alusel mõnevõrra väiksem kui evolventhambumisel, kus koormus jaotub kogu hamba laiusele. Hamba ohtlikus lõikes esinevate paindepingete määramine on keerukas, sest koormuse jaotus sõltub paljudest teguritest, mille omavaheline olenevus on raskesti määratav. Koormuse paiknemine piki hammast põhjustab hamba erinevates lõigetes erisuguseid pingeolukordi.

Hammaste paindetugevusest sõltuv ülekandele lubatav koormus ei suurene võrdeliselt hamba laiusega nagu evolventülekandeil.

Analoogiliselt evolventratastega oleneb ka siin ülekantav ringjõud hamba mõõtmetest, hamba kaldenurgast ja rataste materjalist.

Piirkoormus hambale on seda suurem, mida suurem on normaalmoodul m_n ja materjali tugevus σ_B, kusjuures

$$P_{piir} = \frac{2M_{1piir}}{d_2} = m_n \sigma_B y, \tag{271}$$

kus y on hamba kujutegur (oleneb hamba kaldenurgast, määratakse eksperimentaalselt).

Analoogiliselt võrrandiga (271) saame hambale lubatava koormuse

$$[P] = \frac{2[M_1]}{d_1} = m_n \frac{\sigma_B}{n_p} y, \tag{271'}$$

kus n_p on painde varutegur.

Võrranditest (271) ja (271'):

$$n_p = \frac{M_{1piir}}{M_1} = \frac{0{,}5 d_1 m_n \sigma_B y}{M_1} \geqslant \frac{M_{1piir}}{[M_1]} = [n_p]. \tag{272}$$

Ringjõu mõjumisel hamba mõlemale külgpinnale väheneb ülekandele lubatav koormus ligikaudu 1,4 korda, seega

$$n_p = \frac{M_{1piir}}{M_1} = \frac{0{,}5 d_1 m_n \sigma_B y}{1{,}4 M_1} \geqslant \frac{M_{1piir}}{1{,}4[M_1]} = [n_p]. \tag{272'}$$

Kumerate hammastega väiksemale rattale lubatavat pöördemomenti võib arvutada võrrandiga (272), kui anda varutegurile n_p mingi väärtus ning määrata piirmoment M_{1piir} eksperimentaalselt. Erinevaid hambumise parameetreid omavate ülekannetega tehtud katsete tulemused osutuvad väga stabiilseteks. Seda põhjustab koormuse kontsentratsiooni puudumine (esineb evolventhambumisel) ning väga ühtlane koormuse jaotus kontaktjäljel hamba kõrguse suunas. Novikovi ülekandeis võib seetõttu, võrreldes evolventülekannetega, vähendada painde varutegurit n_p ja võtta $n_p = 1{,}5$.

Kujutegur y on ligikaudselt arvutatav katsetulemuste alusel saadud võrrandist ([13], [14]):

$$y = [1{,}075 - 0{,}065(8 - m_n)] \frac{42° - \beta°_\partial}{27°} - 0{,}1. \tag{273}$$

Võrrand (273) on kasutatav ülekannetes, mille hamba kaldenurk $\beta_\partial = 20° + 5°$ ja moodul $m_n = 3 \ldots 8$ mm.

Hamba kaldenurga vähendamine alla 15° põhjustab ülekantava koormuse suurenemist, seejuures suurenevad ka ratta laius ja ülekande kaal ning gabariidid.

Erinevalt evolventhambumisest oleneb Novikovi hambumise kujutegur moodulist. Mooduli suurenemisel kujutegur suureneb, mida põhjustab koormamata hambaosa mõju suurenemine paindetugevusele.

Kui asetada võrrandisse (272) y väärtus võrrandist (273) ning võtta $n_p = 1{,}5$, siis normaalmoodul

$$m_n = \sqrt{k_\beta^2 + \frac{1250M_1}{d_{\partial 1}\sigma_B(42^\circ - \beta^\circ_\partial)}} - k_\beta, \qquad (274)$$

kus $k_\beta = \frac{300 - 8{,}62\beta^\circ_\partial}{42^\circ - \beta^\circ_\partial}$ — hamba kaldenurgast sõltuv tegur.

Võrrandis esinev väiksema ratta jaotusringjoone läbimõõt $d_{\partial 1}$ määratakse hammaste arvutusega kontakttugevusele.

Normaalmooduli m_n ja β_∂ kaudu arvutatakse väiksema ja suurema ratta hammaste arvud (tab. 46), ümardades neid täisarvudeks. Seejärel viiakse suurused β_∂, ε_a ja m_n (standardne) üksteisega vastavusse. Kui lõplik m_n väärtus erineb oluliselt varem valitust, siis määratakse kontrollarvutusega σ_B või varuteguri n_p väärtus.

Telgede vahet ja rataste laiust muutmata on võimalik hammaste paindetugevust suurendada, kui vähendada hammaste arvu ja suurendada vastavalt moodulit. Arvestada tuleb, et mooduli ja hammaste arvu muutmist piirab telgkattetegur ε_a. Võrrandist (269) ilmneb, et ratta antud laiuse ja valitud katteteguri puhul põhjustab mooduli suurendamine hamba kaldenurga suurenemist. Järelikult piirab hammaste arvu vähendamist soovitatav hamba kaldenurk.

Kasutegur. Novikovi hambumise erinevuseks on see, et teoreetiliselt puudub siin täielikult profiilide libisemine. Tingituna aga kontakteerivate hammaste tööpindade kõverusraadiuste väikesest erinevusest kontaktjoont läbivas tasapinnas, muutub koormuse toimel punktkontakt tegelikult küllaltki suureks kontaktpinnaks. Seetõttu hammaste kontaktpinna kõigis punktides, välja arvatud hambumisjoonel asuvates, toimub elastse deformatsiooni tagajärjel suhteline libisemine. Kadu hambumises eelmainitud libisemisest on üsna väike (kao tekke olemus on analoogiline veerehõõrde kaoga).

Hambumiskao vähenemist soodustab kontaktpunkti suur paiknemiskiirus, mis tagab püsiva määrdeainekihi. Kontaktpunkti paiknemiskiirus ratta telje sihis

$$v_k = v \operatorname{ctg} \beta_\partial, \qquad (275)$$

kus v on ringkiirus.

Paiknemiskiirus sõltub hamba kaldenurgast. Kui $\beta_\partial = 14^\circ$, siis paiknemiskiirus on ringkiirusest 4 korda suurem. Mida väiksem on β_∂, seda suuremad on kaasprofiilide kõverusraadiused kontaktjoone risttasapinnas ja ühtlasi ka kontaktpunkti paiknemiskiirus. Järelikult väheneb hambumiskadu β_∂ vähenemisel.

Katsetulemustest ilmneb, et kaod Novikovi ülekandes on ligikaudu kaks korda väiksemad kui evolventülekandeis.

Kirjandus

1. Петрусевич А. И., Зубчатые передачи. сб. «Детали машин», под ред. Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1953 (1969).
2. Кудрявцев В. Н., Зубчатые передачи, Машгиз, 1957.
3. Кудрявцев В. Н., Упрощенные расчеты зубчатых передач, Машгиз, 1960.
4. Кистьян Я. Г., Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность, ЦНИИТМАШ, кн. 23, Машгиз, 1954 (1963).
5. Часовников Л. Д., Передачи зацеплением, Машгиз, 1961 (1969).
6. Меррит, Х., Зубчатые передачи, Машгиз, 1947.
7. Методика расчета зубчатых зацеплений подъемно-транспортных машин. Научно-техническая информация, ВНИИТМАШ, Машгиз, 1957.
8. Табличные расчеты деталей станков, ЭНИМС, материалы, разработанные Д. Н. Решетовым и др., вып. 1, Машгиз, 1952.
9. Передачи в машиностроении, Машгиз, 1951 и 1953.
10. Громан М. Б., О конструировании зубчатых колес из пластических масс, «Вестник машиностроения», 1960, № 3.
11. Генкин М. Д., Кузьмин Н. Ф., Мишарин Ю. А., Вопросы заедания зубчатых колес, изд-во АН СССР, 1959.
12. Дашкевич Б. П., Дьяченко С. К., Столбовой С. З., Атлас деталей машин (передачи), Гостехиздат УССР, 1958.
13. Громан М. Б., Исследование и освоение зубчатой передачи с зацеплением М. Л. Новикова, Инф. бюл. «Технология угольного машиностроения», Углетехиздат, 1959, № 3.
14. Громан, М. Б., О несущей способности зубчатой передачи М. Л. Новикова, Горные машины, бюл. № 2 (12), ГНТК СМ СССР, 1960.
15. Петрусевич А. И., Генкин М. Д., Гринкевич В. К., Динамические нагрузки в прямозубых цилиндрических колесах, изд-во АН СССР, 1956.
16. Федякин Р. В., Чесноков В. А., Расчет зубчатой передачи Новикова, «Вестник машиностроения», 1958, № 5.
17. Merrit H. E., Some Unknowns in Gear Design, «Engineering», Vol. 172, Nr. 4480, 4481, 1952.
18. Merrit H. E., Gear-tooth Stresses and Rating Formulae, «Inst. Mech. Engrs. Proc.» Vol. 166, Nr. 2, 1952.
19. Hall K. W., Alvord H. H., Design of Nylon Resin Spur Gears. «Prod. Eng.», Nr. 38, 1959.
20. Niemann, G., Glaubitz H., Zahnflankenfestigkeit geradverzahnter Stirnröder aus Stahl, «Z. VDI», Bd. 93, Nr. 6, 1951.

XVI peatükk

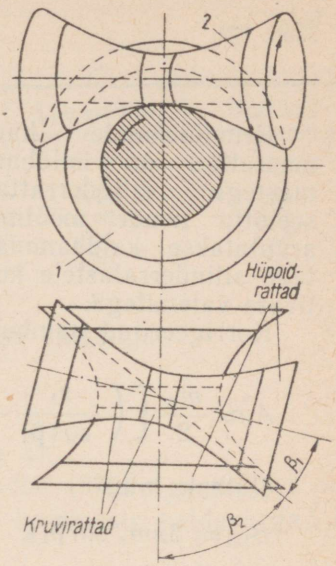
KRUVI- JA HÜPOIDÜLEKANDED

Kiivsete võllide puhul kasutatakse pöördemomendi ülekandmiseks kruvi- ja hüpoidülekandeid.

Vaadeldaval juhul on suhtelise liikumise aksoidideks ühekattelised pöördhüperpoloidid *1* ja *2* (joon. 171). Valmistades hüperpoloididele hambad, millel nii normaalsammud kui ka hambumisnurgad on võrdsed, siis neist koostatud ülekandel on ülekandearv konstantne.

Praktiliselt kasutatakse alghüperpoloidist ainult teatavat kit-

Joon. 171



sast osa, mille pind vastavas osas asendatakse kas koonus- või silinderpinnaga. Asenduse tulemusel muutub hammaste joonkontakt punktiliseks.

Võllide telgedevaheline nurk võib olla meelevaldne, kuid enamikul juhtudel telgedevaheline nurk $\delta = 90°$.

Kruvi- ja hüpoidülekannete oluliseks puuduseks on piki hammast esinev libisemine, mistõttu ülekande kasutegur on madalam kui silinder- ja koonusülekannetel ning samuti ka ülekantav koormus.

Ülekannete eeliseks on müratu töötamine.

Kruviülekanded

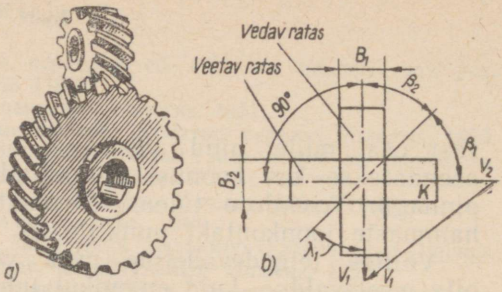
Kasutades kaashüperpoloidide keskosi (kaelaosi) hammasratastena, saadakse kruviülekanne (joon. 172, *a*). Kruviülekande ratasteks on kaldhammastega silinderrattad, mille hamba kaldenurgad jaotussilindritel on vastavalt β_1 ja β_2. Punktkontakti tõttu on ülekantav võimsus väike (mõni kilovatt), mis piirab nende ülekannete laialdasemat levikut. Sagedamini esinevad kruviülekanded kinemaatiliste ülekannetena, kusjuures ülekandearv $i \leqslant 5$.

Hammaste libisemise tõttu ühise puutuja sihis on hambumine kruviülekandes sujuv. Järjekordse hambapaari kontakt algab rataste otspinnas, paiknedes edasiselt järk-järgult piki hammast.

Kruviülekande hammasrataste materjal peab olema heade antifriktsiooniliste omadustega. Parimaiks osutuvad hambapaarid erisugustest materjalidest, näiteks tekstoliit—malm, tekstoliit—karastatud teras, malm—pronks. Suhteliselt suuremaid võimsusi võimaldavad üle kanda karastatud terasest hammasrattad, kui neid määrida sööbevastaseid lisandeid sisaldava määrdeainega.

Kruviülekandes hammaste vigastumine tekib peamiselt sööbimisest. Sööbimise vältimiseks määritakse ülekandeid viskoossete õlidega. Parimateks osutuvad sööbevastaste lisanditega õlid. Sagedamini kasutatav nn. pehme sööbevastane õli koosneb mineraalõlist, millele lisatakse 3 ... 15% pliioleaati või pliinaftaati. Tugev sööbevastane õli on nigrool, mida kasutatakse suurema koormusega aeglasekäigulistes ülekannetes.

Joon. 172



Kruviülekande hammasrattad on kaldhammastega silinderrattad, seetõttu nende mõõtmed arvutatakse kaldhammastega silinderratastele kehtivate valemitega.

Korrigeeritud hambumisega ülekande telgede vahe

$$A \approx \frac{m_n}{2}\left[\left(\frac{z_1}{\cos\beta_1}+\frac{z_2}{\cos\beta_2}\right)+2(\xi_{n1}+\xi_{n2})\right]. \qquad (276)$$

Rataste laius

$$B_{1,2} = 3\pi m_n \sin\beta_{1,2}.$$

Valemites: z_1, z_2 on hammaste arv; m_n — normaalmoodul; ξ_{n1}, ξ_{n2} — nihutustegur ratta normaallõikes.

Hambumisjõud kruviülekandes määratakse kaldhammasratastele kehtivate valemitega (212), (213) ja (246). Kui $\delta = 90°$, siis ratastel on radiaaljõud võrdsed ning väiksema ratta telgjõud võrdub suurema ratta ringjõuga ja ringjõud väiksemal rattal suurema ratta telgjõuga.

Punktkontakti ja hammaste suunalise libisemise tõttu on kruviülekannete koormatavus väike.

Kui telgedevaheline nurk $\delta = 90°$, siis libisemiskiirus (joon. 172, *b*)

$$v_l = \frac{v_1}{\cos\lambda_1} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cos\lambda_1} \text{ m/s}, \qquad (277)$$

kus d_1 ühikuks on mm.

Ülekande koormatavust piirab oluliselt libisemiskiirus, millega arvestatakse ülekande tugevusarvutusel.

Kruviülekannete tugevusarvutus toimub empiirilise võrrandiga, millega määratakse hambale lubatav maksimaalne normaaljõud P_n, mis ei põhjusta sööbimist. Normaaljõud

$$P_n = d_{\partial 1}^2 k_b Q_i \varphi, \qquad (278)$$

kus Q_i on ülekandearvu tegur, arvutatakse valemiga

$$Q_i = \frac{2i}{i + \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}}$$

Tabel 47

Tinglik pinge k_b kG/cm²

Rataste materjalid	Lühiajaline soveldamine	Hoolikas soveldamine
Teras (HRC $\geqslant$ 50) — pronks	0,35	0,84
Teras (HRC $\geqslant$ 50) — teras (HRC $\geqslant$ 50) . .	0,40	1,05
Malm — malm või pronks	0,55	1,40
Tekstoliit — malm või teras (HRC $\geqslant$ 50) . .	0,70	1,75

φ — libisemiskiiruse tegur, arvutatakse valemiga

$$\varphi = \frac{1 + 0{,}5v_l}{1 + v_l};$$

k_b — tinglik pinge, määratav tabelist 47.

Projektarvutusel määratakse võrrandist (278) $d_{\partial 1}$, valides eelnevalt kiirusteguri $\varphi = 0{,}7 \ldots 0{,}5$ ja hammaste kaldenurgad β_1 ja β_2.

Ülekande sujuvaks töötamiseks on soovitav väiksema ratta hammaste arv valida suurem kui 20.

Hammaste paindele arvutuseks võib kasutada kaldhammasrataste valemeid.

Hüpoidülekanded

Kiivsete telgedega ülekande hammasratasteks võib kasutada ka hüperpoloidide keskkohast kaugemal asetsevaid osi (joon. 171). Saadud ülekannet nimetatakse hüpoidülekandeks (telgevaheline nurk $\delta = 90°$).

Hüpoidülekanded (joon. 173) on rohkem levinud kui kruviülekanded ning nendega ülekantavad võimsused ulatuvad kümnetesse kilovattidesse. Ülekandeid kasutatakse autode tagasillas ning mõningates tekstiilimasinates (näit. liikumise ülekandeks ühelt võllilt mitmekümnele värtnale).

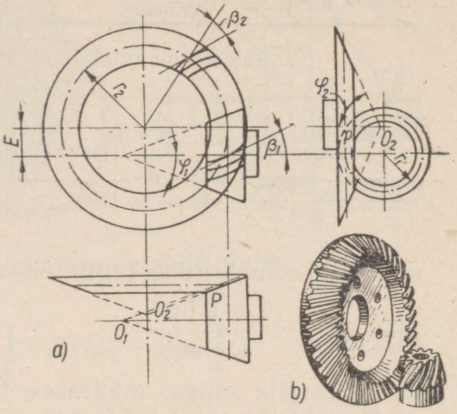
Väikestel ülekandearvudel võib hüpoidülekanne asendada tigaülekannet, mis on hinnalt kallim ning vajab harilikult värvilisi metalle.

Hüpoidülekandes võib hammaste kokkupuutel esineda nii punkt- kui ka joonkontakt. Hammaste nurgiasetust kompenseerib paremini punkthambumine. Hüpoidrataste õige hambumise tagab nende normaalsammude võrdsus.

Kiivsete telgede tõttu on hüpoidülekandes hamba kaldenurk suuremal β_2 ja väiksemal rattal β_1 erinevad ($\beta_1 > \beta_2$). Hammaste kaldenurkade erinevusest muutub hambumisnurk, kui ratta pöörlemissuunda muuta ning väiksema ratta otsmoodul on suurem kui

suuremal rattal. Viimasest tulenevalt on võrdse ülekandearvu ja suurema ratta läbimõõdu puhul hüpoidülekande väiksema ratta läbimõõt suurem kui koonusülekandel. Väiksema ratta tugevuse seisukohalt on see soodus. Ühtlasi on võimalik suurendada väiksema ratta võlli läbimõõtu ja seega võlli jäikust, mis tagab ülekandele soodsamad töötingimused. Eriti olulisteks osutuvad need suure ülekandearvuga ülekannetes.

Joon. 173



Esitatust järeldub, et sobiva määrdeõliga (sööbimise vältimiseks) hüpoidülekanne võimaldab üle kanda suuremat koormust kui sama ülekandearvuga koonusülekanne.

Hüpoidülekande ülekandearv oleneb väiksema ja suurema ratta algkoonuste raadiuste suhtest ning ka hammaste kaldenurkadest:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}\,\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} = \frac{d_2}{d_1}\,k_\beta. \qquad (279)$$

Võrrandist ilmneb, et tegur k_β väljendab väiksema hüpoidratta mõõtmete (läbimõõt ja moodul) suurenemist, võrreldes võrdse i ja läbimõõduga d_2 koonusülekande väiksema rattaga. Mida suurem on hammaste kaldenurkade koosinuste suhe, seda sujuvam on ülekande töötamine, kuid ülekande kasutegur väheneb, seetõttu $\beta_1 \leqslant \leqslant 50°$. Soovitatavad hamba kaldenurgad väiksemal rattal: kui $z_1 \leqslant 13$, siis $\beta_1 = 50°$; $z_1 = 14$ või 15 — $\beta_1 = 45°$ ja $z_1 \geqslant 16$ — — $\beta_1 = 40°$; suuremal rattal $\beta_2 = 30 \ldots 35°$. Seejuures k_β muutub piires 1,1 ... 1,4.

Hüpoidülekandes (joon. 173, *b*) esineb, samuti kui kruviülekandes, hammaste kulgemise sihiline libisemine. Libisemiskiirusest sõltub oluliselt ülekande koormatavus, sest libisemiskiiruse suurenemisel sööbeoht suureneb. Hammaste pikisuunaline libisemine on seda suurem, mida suurem on telgede nihutus E (joon. 173, *a*). Sööbimise vältimiseks ei tohi mõõde E ületada tabelis 48 toodud piirsuurusi.

Hüpoidrattad suurte koormuste ülekandmiseks on terasest ning suurt pinnakõvadust omavate hammastega. Hüpoidülekanded muutuvad töökõlbmatuks kõige sagedamini sööbimise tagajärjel. Sööbimise vältimiseks tuleb vähendada hammaste tööpindade karedust ja suurendada kõvadust ning kasutada sööbevastaseid määrdeaineid. Jõud hambumisel määratakse koonusrataste valemitega.

Tabel 48

Telgede nihutus E

Ülekandearv	E
1	$\leqslant 0{,}33\,d_2$
1,01 ... 1,5	$\leqslant 0{,}30\,d_2$
1,51 ... 2,0	$\leqslant 0{,}26\,d_2$
2,01 ... 2,5	$\leqslant 0{,}23\,d_2$
$> 2{,}5$	$\leqslant 0{,}20\,d_2$

Seejuures väiksemal rattal nurk $\beta = \beta_1$ ja ringjõud $P = P_1$ ning suuremal rattal $\beta = \beta_2$ ja $P = P_2$. Ringjõud väiksemal P_1 ja suuremal rattal P_2 ei ole võrdsed, sest $\beta_1 \neq \beta_2$.

Meetod hüpoidülekannete sööbimisele arvutuseks puudub *. Ülekande mõõtmed määratakse hammaste tööpindade kontakttugevuse ja hammaste paindetugevuse alusel, kasutades selleks koonusülekannete võrrandeid ja võttes lubatavaiks pingeteks samad väärtused kui teistel hammasülekannetel.

XVII peatükk

TIGUÜLEKANDED

Tiguülekanded (joon. 174) on kasutatavad suhteliselt suurtel koormustel (ulatuvad kümnetesse ja sadadesse kilovattidesse) ning ülekandearvudel. Ülekande põhielementide võimalikud kujud on toodud joonisel 175.

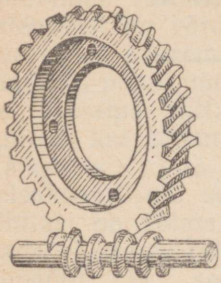
Tiguülekande eelised: a) kompaktsus — võimaldab suuri ülekandearve suhteliselt väiksegabariidilise ülekandega; b) töökindlus ja lihtne hooldamine; c) isepidurdavus. Jõuülekannetes on tavaliselt ülekandearv $i = 25 \ldots 200$, harvemini $i = 25 \ldots 8$.

Esineb ka tiguülekandeid väga suure ülekandearvuga — $i = 500 \ldots 1000$, kuid sellisel juhul ülekantav võimsus on väga väike.

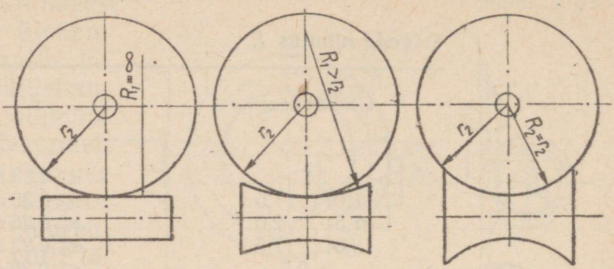
Tiguülekande puudused: a) madal kasutegur, b) vajadus kasutada kvaliteetset pronksi ja c) hinnalist lõikeriista.

Täpse tiguratta valmistamine toimub tigufreesiga, mille parameetrid vastavad temaga koos töötavale teole.

* Vt. К. М. Писманик, Гипоидные передачи, Машиностроение, Москва, 1964. — *Tõlk.*



Joon. 174



Joon. 175

Tiguülekandeid kasutatakse näiteks trollibussidel elektrimootori ja vedava telje vahelise ülekandena, tööpinkides, valtsimise seadmete abimehhanismides jm.

Ülekannete töötamise teoreetilised alused

Koormuse ülekanne hambumisel. Tiguülekanne on kruviülekande erikuju. Erinevuseks on, et vedava ratta hammaste arv — siin teo keermete (käikude) arv — on väike ning hammaste kontakt ei toimu ühes punktis, vaid kontaktjoonel. Viimane tuleneb sellest, et teoratta hambad lõigatakse rullumismeetodil tigufreesiga, mille hambumiselemendid on samad kui tigupaaris kasutataval teol, millega hambub tiguratas.

Pärast tiguratta hammaste täielikku väljalõikamist peab ratta ja tigufreesi telgede vahe võrduma tiguülekande telgede vahega. Hambumises joonkontakti saamiseks on tiguratta välispind nõgus ning ta haarab tigu teatava nurga ulatuses (joon. 176).

Asjaolu, et tiguratta hambad valmistatakse lõikeriistaga, mis vastab rattaga hambuvale teole, võimaldab peale evolventtigude kasutada veel tigusid, mille keerme profiil on sirgjooneline telgtasapinnas (Archimedese tigu) või keermete vahed normaallõikes on sirgjooneliste servadega (konvoluutteod).

Parim kontakt teo keermete ja ratta hammaste vahel saadakse evolventteoga, sest nende valmistamistehnoloogia tagab tööpindadele suure täpsuse. Sagedamini kasutatakse siiski Archimedese tigusid, sest nende valmistamine on evolventtigudest lihtsam. Tasapinda, mis läbib teo telge ning on risti tiguratta teljega, nimetatakse *peatasapinnaks*. Archimedese teo puhul esineb peatasapinnas hambumine, mis vastab evolventhammasratta hambumisele sirgjoonelist profiili omava hammaslatiga. Achimedese teo hambumise elemendid telgtasapinnas vastavad sirgeservalisele hammaslatile profiilinurgaga $\alpha = 20°$.

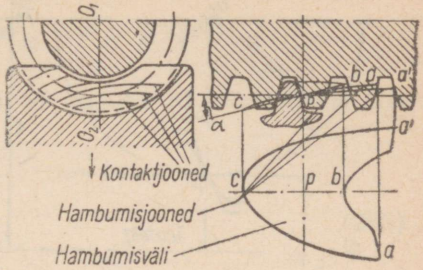
Peatasapinnaga paralleelsetes lõikepindades esineb samuti

hammaslati hambumine tasapindse rattaga, kuid nii ratta kui ka lati hambad on kõverjoonelise profiiliga.

Evolventteo keermete profiil on sirgjooneline teo alussilindri puutetasapinnas.

Tiguratta pöörlemist võime vaadelda mitte ainult põhjustatuna teo pöörlemisest, vaid ka tekitatuna temaga hambuva translatoorselt liikuva hammaslati poolt.

Joon. 176

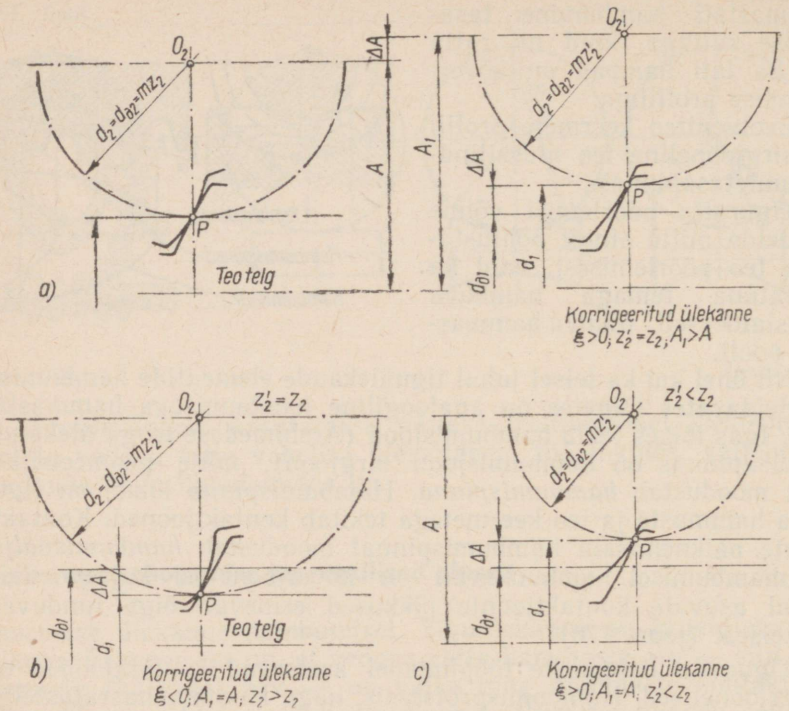


Nii ühel kui ka teisel juhul tiguülekande elementide hambumine vaadeldavates lõigetes on analoogiline hambumisega hammaslatiga. Igas lõikes tekib hambumisjoon (Archimedese teoga ülekande peatasapinnas on hambumisjoon sirgjoon), mille geomeetriline koht moodustab *hambumispinna*. Hambumispinna lõikejoon tiguratta hammaste ja teo keermetega tekitab kontaktjooned. Kontaktjoonte paiknemisala hambumispinnal moodustab *hambumisvälja*. Tiguhambumisel hambumisväli on kõverjoonelise kujuga ning temal asuvate kontaktjoonte pikkused erinevad õige tunduvalt üksteisest (joon. 176).

Tiguratta hammaste tööpindadel asetsevad kontaktjooned on kõverjoonelised. Hambumisprotsessis, nagu kaldhammasratastelgi, kontaktjoonte pikkused ja asendid muutuvad. Järjekordse tiguratta hamba kontakt teo keermega toimub hambumise alghetkel ühes punktis, mis edasiselt siirdub kontaktjooneks ning muutub hambumise lõpphetkel uuesti punktiks. Teo keere sooritab hambumisel tiguratta hamba suhtes kaht liikumist: üks kulgeb piki hammast (analoogiline keerme liikumisega mutris) ja teine hamba profiili suunas (analoogiline hammaslati ja -ratta hammaste suhtelise liikumisega). Eelöeldust tulenevalt toimub pöörleva liikumise ülekanne tiguülekandes väga sujuvalt.

Teoga edasiantavat koormust võtab vastu perioodiliselt üks või kaks ratta hammast. Kahe hamba samaaegsel hambumisel jaotub koormus neile võrdeliselt vaadeldavas hambumisfaasis olevate hammaste jäikusele. Et teo keerme ja ratta hammaste jäikus on suur, siis hambumise vigade mõju koormuse jaotusele hammastel on tunduvalt suurem kui hammasülekandes. Seetõttu kannab praktiliselt kogu koormust üle üks hammas.

Korrigeerimine. Tiguülekannet korrigeeritakse samal põhimõttel kui silinderratastega ülekannet, s. o. lõikeriista nihutamisega. Ka siin võimaldab korrigeerimine kujundada ülekannet etteantud telgede vahega, suurendada hammaste tugevust, parandada hambumise omadusi jne. Tiguülekandes korrigeeritakse ainult tiguratast, sest teo mõõtmed jäävad muutmata (joon. 177). Korrigee-



Joon. 177

ritud hambumisel muutub ainult teo algsilindri läbimõõt, sest tiguratta algsilindri läbimõõt jääb samaks ning ta ühtib alati jaotussilindri läbimõõduga.

Korrigeerimine (s. o. hambumise muutmine) ei ole teostatav ainult freesi nihutamisega, vaid ka freesi ja ratta suhteliste kiiruste muutmisega konstantse telgede vahe juures.

Tiguratta valmistamiseks kasutatavate lõikeriistade arvu vähendamiseks ning konstantse (standardse) telgede vahe säilitamiseks toimub standardile ГОСТ 2144-43 vastavais tiguülekandeis korrigeerimine tiguratta hammaste arvu muutmisega, millega kaasneb ülekandearvu teatav muutus *.

Kui korrigeerimisel esinev freesi nihutus on ξm, siis telgede vahe

$$A' = \frac{1}{2}(d_{\partial 2} + d_{\partial 1} + 2\xi m).$$

Juhul kui korrigeerimisel telgede vahe peab jääma muutmata, siis seda väljendab tingimus:

* ГОСТ 2144-43 on asendatud ГОСТ-iga 2144-66. — *Tõlk.*

$$A = A' = \frac{1}{2}(d_{\partial 2} + d_{\partial 1}) = \frac{1}{2}(d'_{\partial 2} + d_{\partial 1} + 2\xi m).$$

Et teo läbimõõt korrigeerimisel ei muutu ($d_{\partial 1} = \text{const}$), siis eelöeldu on võimalik, kui

$$\frac{d_{\partial 2} - d'_{\partial 2}}{2m} = \frac{z_2 - z'_2}{2} = \xi, \qquad (280)$$

Et hammaste arv peab olema täisarv, siis nihutustegur võib omada ainult teatavaid väärtusi. Standardis ГОСТ 2144-43 on ξ väärtused —1; —0,5; +0,5 ja 1 (s. o. $z_2 - z'_2 = 1$ või 2).

Määrimine. Tiguülekandes on määrimisel veelgi suurem tähtsus kui hammasülekandes, sest siin esineb teo keermete suhteline libisemine tiguratta hammastel. Mitteküllaldane määrimine suurendab tunduvalt hõõrdekadu hambumises ning võib põhjustada hammaste vigastumist. Hõõrdekao vähendamine on võimalik teo keermete ja ratta hammaste vahetu kontakti vältimisega, s. o. eraldades neid püsiva määrdeaine kihiga.

Tiguülekande normaalseks töötamiseks omab õige määrdeaine ja määrimise mooduse valik erilist tähtsust.

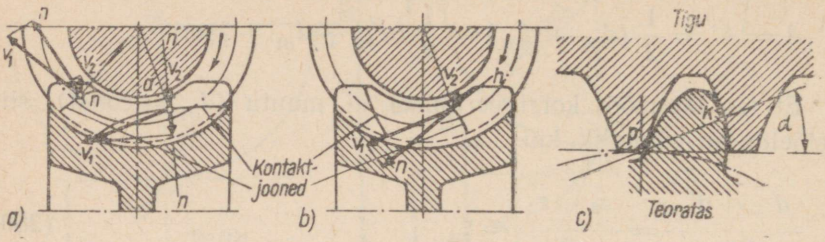
Soovitatav õli viskoossus ja määrimise moodus on valitav tabelist 49, kui keskkona temperatuur $t_k = 20°$ C ja õlil $t_õ = 70°$ C (karteris).

Kui $t_k < 20°$ või ülekanne ei tööta pidevalt, siis peab õli viskoossus olema tabelis 49 esitatust väiksem. Määrdeõli sõõbevastaste omaduste tõstmiseks soovitatakse mineraalõlile lisada 3...

Tabel 49

Tiguülekannete määrimiseks kasutatavate määrdeõlide soovitatav viskoossus

Libisemiskiirus v_l m/s	< 1	< 2,5	< 5	5...10	10...15	15...25
Töötingimus	Raske	Raske	Keskmine	—	—	—
Õli kinemaatiline viskoossus 50° C cSt (sulgudes 100° C juures)	450 (55)	300 (35)	180 (20)	120 (12)	80	60
Määrimisviis	Sukeldusõlitus			Juga- või sukeldusõlitus	Jugaõlitus survega	



Joon. 178

... 10% taimseid või loomseid rasvu. Tiguülekandes ei ole tugevad sööbevastased määrdeõlid pronksi korrodeerumise tõttu kasutatavad.

Püsiva õlikiilu esinemisele avaldab olulist mõju peale määrdeõli liigi veel hambumise geomeetria ning sellest tulenev kontaktjoonte ja libisemiskiiruse suhteline asetus.

Teo keermete ja ratta hammaste vahele tekkiva õlikiilu kandevõime oleneb keerme ja hamba kontaktpunktide kiiruste projektsioonist kontaktjoone normaalile ning kokkupuutesse tulevate pindade kujust. Mida suurem on kontaktjoone normaali sihiline kiirus ja väiksem kontakteerivate pindade kõverus kontakti kohas, seda paremad on tingimused õlikiilu tekkimiseks ning suurem tema kandevõime.

Joonis 178, *a* kujutab tiguülekandes kontaktjoonte asendeid kahes hambumisfaasis ja neil asetseva teatava kontaktpunkti kiiruse suundi. Nagu ilmneb, ei ole normaalisihiline kiiruse projektsioon mõlemal juhul ühesugune: kõige väiksemaks (lähedane nullile) osutub ta peatasapinna lähedases tsoonis *a*, suurimaks aga kohas, kus tigu väljub hambumisest. Tsoonis *a* on seetõttu õlikiilu tekke ja püsivuse tingimused ebasoodsad. Viimati märgitud asjaolu piirab tiguülekannete koormatavust.

Kuna hamba kõrguse sihiline libisemiskiirus v_2 on teo ringkiirusest v_1 tunduvalt väiksem, siis õlikiilu tekkimine oleneb põhiliselt kiirusest v_1, s. o. teo punktide ringkiiruse vektori suunast vaadeldavat punkti läbiva kontaktjoone normaali suhtes.

Üheks õlikiilu kandevõime ja seega ka ülekande koormatavuse suurendamise võimaluseks on hambumise geomeetria muutmine. Kui näiteks teo keerme profiil telg- või normaallõikes on nõgus ringikaar (joon. 178, *b*), siis kontaktjooned tiguratta hambal ja teo ringkiiruse vektor moodustavad suure nurga. Vaadeldaval juhul vähenevad ka kontaktpinged, sest nõgusa profiiliga teo keere kontakteerib tiguratta hamba kumera profiiliga (joon. 178, *c*).

Tiguratta hammaste vigastumise moodused. Tiguülekannetes tekkinud vigastuste põhjused ja liigid on samad mis hammasülekannetes (vt. lk. 248). Kokkupuutesse minevate profiilielementide

libisemise tõttu on sagedamini esinevateks vigastusteks sööbimine ja kulumine.

S ö ö b i m i n e, mis hammasülekannetes oli harva esinevaks nähteks, on tiguülekannetes esinemise sageduselt samaväärne murenemisega. Suure libisemiskiiruse ja tigupaari materjalide ebasobiva valiku puhul on sööbimise tekkimine tõenäosem tööpindade murenemisest, olles ülekande koormatavuse esmaseks piirajaks. Sööbimine tekib tigupaari tööpindade haardumisest. Suhtelisel liikumisel rebestuvad tiguratta hammastelt tükikesed, mis kinnitatuna teo keermele põhjustavad teo keerme edasisel kontakteerimisel tiguratta hammastega viimaste tööpindadel vigastusi. Sööbimise oht on kõige suurem hambumistsoonis, kus õlikiilu kujunemise võimalused on kõige halvemad.

Sööbekindluse tõstmiseks tuleb tigupaar valmistada heade antifriktsiooniliste omadustega materjalidest, vähendada tööpindade karedust (eriti teol) ning kasutada sööbevastaseid määrdeaineid.

M u r e n e m i n e ning hammaste murdumine tekib tiguülekandes samadel põhjustel kui hammasülekandes. Vigastused esinevad harilikult ainult tiguratta hammastel.

Tiguratta hammaste kulumine on harilikult tunduvalt suurem kui hammasrattal, selle põhjustajaks on hammaste suhteline libisemine. Intensiivne kulumine toimub ülekande töötamise algperioodil, mil hammaste tööpindade ebatasasuste kõrgus ületab määrdeaine kihi paksuse. Sissetöötamisel muutuvad tööpinnad siledamaks ning kulumine väheneb. Kulumine on suur nendes tiguülekannetes, mida sageli koormuse all käivitatakse ja seisatakse, sest õlikiilu tekkimise tingimused siirdefaasis on ebasoodsad.

Lahtistes ning mustunud määrdeainega kinnistes ülekannetes on kulumine veelgi intensiivsem. Selle vältimiseks tuleb kinnistes ülekannetes pärast nende sissetöötamist vahetada määrdeõli ning sellele eelnevalt korpus loputada. Ülekande kulumiskindlust tõstab tiguratta hammaste ja teo keermete hoolikas viimistlustöötlus ning nõutava viskoossusega määrdeõli kasutamine.

Tiguülekande elemendid

Materjalid. Lisaks omadustele, mis on esitatud peatükis «Hammasülekanded», peavad tigupaari materjalid olema veel väikese hõõrdeteguriga. Tigupaaris saavutatakse see eriliigiliste materjalide ning väikese pinnakaredusega kontakteerivatel pindadel. Kui eelmärgitud tingimused ei ole täidetud, siis suure libisemiskiiruse ning halbade tingimuste tõttu õlikiilu tekkeks osutub ülekande koormatavus sööbeohust tingituna väga väikeseks.

Parimate antifriktsiooniliste omadustega on kõrge tinasisaldusega pronksid Бр. ОФ 10-1, Бр. ОФ 10-0,5 ja Бр. ОНФ. Eeltoodud pronksidest tigurattaid kasutatakse vastutusrikastes ülekannetes,

kui libisemiskiirus $v_l > 3$ m/s. Kergemini kalduvad sööbimisele tinavabad pronksid Бр. АЖ 9-4, Бр. АЖН 10-4-4, mistõttu neid ei soovitata kasutada juhul, kui $v_l > 6$ m/s. Pronksist tiguratasteid mehaaniliste omaduste suurendamiseks rakendatakse tsentrifugaalvalu.

Väikestel libisemiskiirustel ($v_l < 2$ m/s) on tiguratta materjalina kasutatav hallmalm СЧ 15-32 kuni СЧ 21-40.

Tigu valmistatakse põhiliselt süsinik- või legeeritud terastest. Mittevastutusrikastes ja aeglasekäigulistes ülekannetes kasutatakse mõnikord ka malmi СЧ 18-36. Terasest 15Х, 15ХА, 10Х, 20ХФ teod tsementeeritakse ja karastatakse kõvaduseni 56 ... 62 *HRC*. Teod terasest Ст. 6 või 40, 45, 40Х, 40ХН karastatakse kõvaduseni $HRC = 45 \ldots 60$ või $45 \ldots 50$. Termiliselt töötlemata tigusid kõvadusega $HB < 270$ kasutatakse põhiliselt käsiülekannetes.

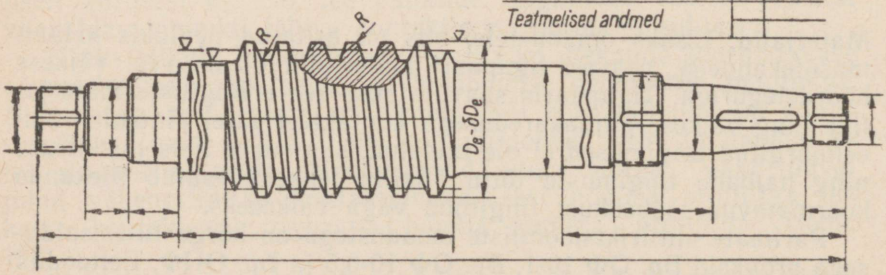
Tigu ja tiguratta konstruktsioon. Kõige sagedamini valmistatakse tigu võlliga ühes tükis, harvemini võllile pealepandavana. Teo konstruktsioon on esitatud joonisel 179. Joonisel asuvas tabelis esitatakse hambumist iseloomustavad suurused (vastavalt ГОСТ 9250-59).*

Tiguratas tehakse terviklikuna (joon. 180, *a*) või koostatavana (joon. 180, *b* ja *c*), kui hammasvöö on pronksist.

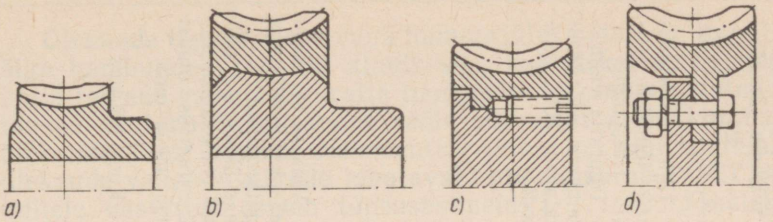
Tiguratta hammasvöö asetatakse ratta keskosale pingu tagava istuga. Tavaliselt kasutatakse istu А/Пл, harvem А/Пр. Pöörde-

Joon. 179

Telgmoodul		m	
Keermete arv		z_1	
Teo tüüp			
Sirgjooneliste moodustajate asukoht			
Keerme tõusunurk		λ	
Keerme suund			
Kruvijoone tõus		$t_в$	
Lähtekontuur	Profiili nurk	$\alpha_д$	
	Keerme kõrgus	h	
Täpsusaste ГОСТ 3675-56 alusel			
Kontrollkompleks			
Teatmelised andmed			



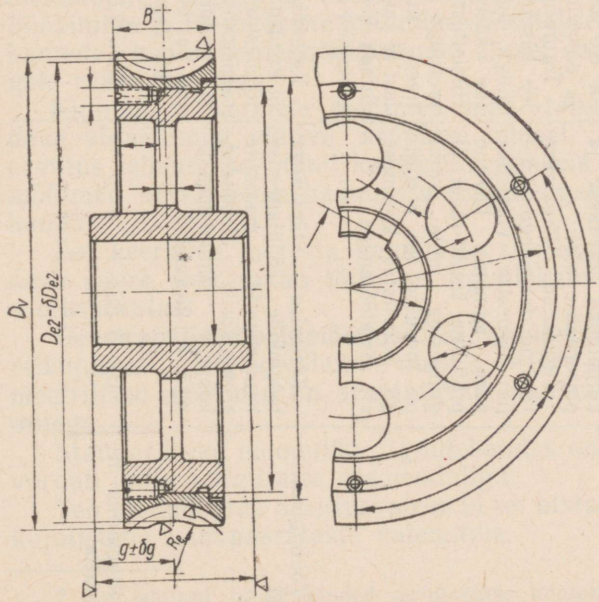
* Asendatud standardiga ГОСТ 2.406-68. — *Tõlk.*



Joon. 180

momendi ülekandmise tagamiseks ning hammasvöö telgnihkumise vältimiseks paigutatakse ratta mõlemale poolele malekorras ümarliistud ja kruvid. Augud liistude ja kruvide jaoks töödeldakse ratta koostamisel. Kruvi rattast väljaulatuv osa eemaldakse lõikamisega. Kruvi läbimõõt võetakse $(1{,}2 \ldots 1{,}5)m$ ning pikkus $(0{,}3 \ldots 0{,}4)B$. Ümarliistul on kruviga võrdne läbimõõt, kuid pikkus on pool pöia laiust. Liist paigaldatakse istuga A/Пр l_3.

Suuremõõtmelise tiguratta hammasvöö kinnitatakse poltidega ratta keskosale. Poldi augud koostatud rattas hõõritsetakse enne, kui neisse asetatakse poldid. Poldid arvutatakse lõikele ning liide kontrollitakse pindsurvele. Tiguratta radiaal- ja külgviskumise vältimiseks asetatakse ta võllile pinguga, kasutatakse iste A/Пр või A/Пл. Tiguratta võllilt perioodilise mahavõtu vajadusel ning tema asetamisel hammasvõllile, kasutatakse iste A/H või A/T. Tiguratta joonise näide on toodud joonisel 181.



Telgmoodul		m	
Hammaste arv		z_2	
Tigu	Keermete arv	z_1	
	Keerme suund		
Telgedevahe töötlemisel		A_0	
Täpsusaste GOST 3675-56 alusel			
Kontrollkompleks			
Teatmelised andmed			

Joon. 181

Tabel 50

Tiguülekannete liigitelu täpsusastmete alusel

Liigitelu elemendid	6. täpsusaste (kõrge täpsusega)	7. täpsusaste (täpsed)	8. täpsusaste (keskmise täpsusega)	9. täpsusaste (väikese täpsusega)
Lõikamise ja töötlemise meetod	Tsemeteeritud ja karastatud või ainult karastatud teod. Teo keermete külgpinnad lihvitakse ja poleeritakse alati. Tigurattad lõigatakse lihvitud freesidega. Lõplik tiguratta viimistlus peab toimuma lihvitud profiiliga šeever-tüüpi tigufreesiga, mille profiil on indentne teo profiiliga. Soovitatav koormuse all sissetöötamine	Soovitatav teo tsementeerimine ja karastamine või ainult karastamine. Vajalik teo keermete lihvimine ja poleerimine. Tiguratta lõikamiseks tuleb kasutada lihvitud profiiliga tigufreesi. Soovitatav kasutada hammaste viimistlustöötluseks lihvitud profiiliga šeever-tüüpi tigufreesi. Kui viimistlustöötlust ei rakendata, tuleb kasutada koormuse all sissetöötamist	Tigu töödeldakse lõplikult trei- või freespingil. Tiguratta valmistamiseks tuleb kasutada lihvitud profiiliga tigufreesi või lendtera. Soovitav kasutada koormuste all sissetöötamist	Tigu töödeldakse lõplikult trei- või freespingil. Tiguratta valmistamiseks on kasutatavad kõik meetodid
Töötingimused	Keskmise täpsusega tööpinkide lõppjagamise hambapaarid, mootorite regulaatorite ülekanded, kahurite sihtimismehhanismide ülekanded	Keskmise kiirusega jõuülekanded transpordi- ja töömasinates, tõste- ja pööramismehhanismide ülekanded, kahurite tagasilöögijõu vastuvõtu mehhanismide ülekanded	Väikese ringkiirusega ning lühiajaliselt töötavad mittevastutusrikkad ülekanded	Väikese kiirusega või käsikäivitusega mittevastutusrikkad ülekanded, mille ülekandesuhte konstantsus olulist tähtsus ei oma
Ringkiirus tigurattal	Üle 5 m/s	Kuni 7,5 m/s	Kuni 3 m/s	Kuni 1,5 m/s

Ülekande täpsus. Erinevana hammasülekandest on tiguülekande õige hambumine tagatud ainult siis, kui ülekande telgede vahe ühtib telgede vahega tiguratta hammaste lõikamisel. Valmistamistäpsus avaldab tiguülekande tööle suuremat mõju kui hammasülekandes, sest hambumiselementide jäikus on siin suurem. Tiguülekande valmistusvigade lubatavaid piire määrab ГОСТ 3675-56, millele vastavalt esineb täpsusastmeid 1 ... 12. Jõuülekandeis kasutatakse 5. kuni 9. täpsusastmele vastavaid täpsusnorme. Vajalikku täpsusastet määravateks teguriteks on tiguratta ringkiirus ja ülekande kasutusala. Sõltuvalt täpsusastmest valitakse hammaste valmistusviis ja nende viimistlustöötlus.

Standard ГОСТ 3675-56 kehtib tiguülekandeile, mille tiguratta jaotusringjoone läbimõõt on kuni $d_{\partial 2} = 2000$ mm ja teo jaotussilindri läbimõõt kuni $d_{\partial 1} = 400$ mm ning moodul üle 1 kuni 30 mm.

Tiguülekande täpsusastme valikul võib juhinduda tabelis 50 esitatust.

Tiguülekannete arvutus

Kuigi tiguülekande töökõlbmatuks muutumine toimub põhiliselt sööbimise ning kulumise tagajärjel, puudub senini vastav arvutusmeetod. Ülekande arvutusel lähtutakse, samuti nagu hammasülekandeilgi, tiguratta hammaste kontakt- ja paindetugevusest. Sööbimine ja ülemäärane kulumine välditakse katseliselt ning ülekannete ekspluatatsioonikogemuste alusel saadud lubatavate pingete rakendamisega.

Kinniste ülekannete mõõtmed määratakse hammaste tööpindade vigastumist vältiva arvutuse alusel. Hammaste paindele arvutus tehakse sel juhul kontrollarvutusena. Lahtiste ülekannete mõõtmed arvutatakse hammaste paindetugevuse alusel (mooduli kaudu) *.

Teo keermete ja ratta hammaste suhtelisest libisemisest tuleneva suure energiakao tõttu on tiguülekandeile alati vajalik ka soojusarvutus.

Geomeetrilised põhimõõtmed. Et tiguülekanne on kruviülekande erikuju, mille telgedevaheline nurk $\delta = 90°$, siis tiguülekande geomeetrilised mõõtmed on arvutatavad hammasrataste arvutusvalemitega.

Standardseks mooduliks tiguülekandes on teo telgmoodul, mis võrdub ühtlasi tiguratta otsmooduliga.

Teo läbimõõtude arvutusvalemeid on otstarbekas esitada samakujulistena hammasrataste valemitele.

---

* Ka lahtised tiguülekanded arvutatakse kontakttugevusele. Paidepinged osutuvad määravaiks, kui $z_2 > 100$ ning käsikäivitusega ülekandeis. — *Tõlk.*

Tabel 51

Teo ja tiguratta geomeetrilise arvutuse valemid

Hambumise elemendid	Tigu	Tiguratas
Teo jaotussilindri läbimõõt; tiguratta jaotusringjoone läbimõõt	$d_{\partial 1} = qm$	$d_{\partial 2} = z_2 m$
Algringjoone läbimõõt	$d_1 = m(q + 2\xi)$	$d_2 = d_{\partial 2}$
Nihutustegur		$\xi = \frac{A}{m} - 0{,}5(q + z_2)$
Telgede vahe	$A = \frac{m}{2}(q + z_2 + 2\xi)$	
Peaderingjoone läbimõõt	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2f_0 m$	$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m(f_0 + \xi)$
Jalgaderingjoone läbimõõt	$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2m(f_0 + c_0)$*	$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2m(f_0 + c - \xi)$
Moodul	$m = \frac{2A}{q + z_2 + 2\xi}$	
Moodulite arv teo jaotusringjoone läbimõõdul	$q = \frac{d_{\partial 1}}{m}$	
Keerme tõusunurk jaotussilindril	$\operatorname{tg}\lambda = \frac{z_1}{q}$	

* Radiaallõtku tegur $c_0 = 0{,}2$.

Tabel 52

Teo keermetatud osa pikkuse L, ratta laiuse B ja välisläbimõõdu D_{v2} arvutusvalemid (ГОСТ 2144-66 lisa järgi)

Teo keermete arv z_1	L^* mm	B mm	D_{v2} mm
1	$L \geqslant (11 + 0{,}06z_2)m$	$B \leqslant 0{,}75D_{e1}$	$D_{v2} \leqslant D_{e2} + 2m$
2			$D_{v2} \leqslant D_{e2} + 1{,}5m$
4	$L \geqslant (12{,}5 + 0{,}09z_2)m$	$B \leqslant 0{,}67D_{e1}$	$D_{v2} \leqslant D_{e2} + m$

Kui teo keermete (käikude) arv on z_1 ja otsmoodul m_s, siis jaotusringjoone läbimõõt

$$d_{\partial 1} = m_s z_1. \tag{281}$$

Et

$$m_s = m \operatorname{tg} \beta_\partial = m \frac{1}{\operatorname{tg} \lambda},$$

siis

$$d_{\partial 1} = \frac{m z_1}{\operatorname{tg} \lambda}.$$

Tähistades $\frac{z_1}{\operatorname{tg} \lambda} = q$, saame

$$d_{\partial 1} = mq, \tag{281'}$$

kus q on moodulite arv teo jaotusringjoone läbimõõdul.

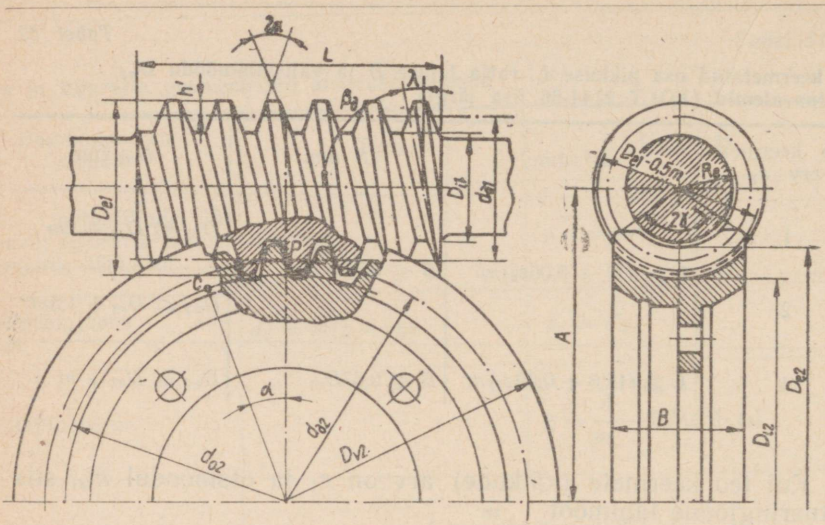
Archimedese teoga ülekande geomeetrilise arvutuse valemid on toodud tabelis 51.

Teo keermetatud osa pikkus L, ratta laius B ja välisläbimõõt D_{v2} (Archimedese teoga ülekandeis) arvutatakse tabelis 52 toodud valemitega.

Teo tinglik haardenurk 2γ määratakse sirgjoonte vahelise nurgana, mis lähtuvad teo tsentrist ja läbivad ratta otspindade lõikepunkte ringjoonega, mille läbimõõt on $D_{e1} - 0{,}5m$ (joon. 182). Seega

$$\gamma = \arcsin \frac{B}{D_{e1} - 0{,}5m}.$$

* Korrigeerimata tiguülekandel. — *Tõlk.*



Joon. 182

Jõud hambumises. Tiguhambumise normaaljõu P_n komponentide määramisel lähtume eeldusest, et jõud P_n on rakendatud hambumise poolusesse P (joon. 183).

Hambumisjõu P_n komponentide arvutusvalemite tuletamisel lähtutakse võrranditest (212), (213) ja (246), arvestades seejuures, et tiguratta hamba kaldenurk β_2 on võrdne teo keerme tõusunurgaga λ.

Ringjõud tigurattal P_2 on võrdne teo telgjõuga P_{a1}. Kui pöördemoment tigurattal on M_2, siis

$$P_2 = \frac{2M_2}{d_2} = P_{a1}. \tag{282}$$

Radiaaljõud P_r teol ja tigurattal on võrdsed, kusjuures

$$P_r = P_2 \operatorname{tg} \alpha. \tag{283}$$

Telgjõud tigurattal P_{a2} on võrdne teo ringjõuga P_1. Arvestades libisemisest põhjustatud hõõrdejõudu, siis

$$P_{a2} = P_2 \operatorname{tg}(\lambda + \varrho) = P_1 = \frac{2M_1}{d_1}, \tag{284}$$

kus ϱ on hõõrdenurk.

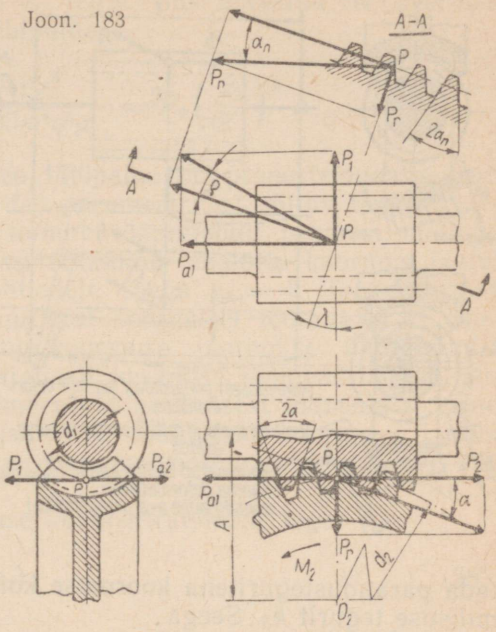
Jõudude suunad määratakse samuti nagu hammasülekannetes.

Võttes $\cos \alpha_n \approx \cos \alpha$ ja $\cos(\lambda + \varrho) \approx \cos \lambda$, siis hambumise normaaljõud

$$P_n = \frac{P_{a1}}{\cos(\lambda + \varrho)\cos \alpha_n} \approx$$

$$\approx \frac{2M_2}{d_2 \cos \lambda \cos \alpha}. \qquad (285)$$

Joon. 183



Tiguratta hammaste tugevusarvutusel lähtutakse normaaljõust P_n.

Arvutuslik koormus. Analoogiliselt hammasülekandega on ka tiguülekandes keskmine erikoormus kontaktjoonel ligikaudselt määratav hambumise normaaljõu P_n ja minimaalse summaarse kontaktjoone pikkuse L_{min} jagatisena.

Ühe kontaktjoone pikkus on võrdeline teo jaotussilindri läbimõõduga $d_{\partial 1}$ ja haardenurgaga 2γ ning pöördvõrdeline teo keerme tõusunurga koosinusega $\cos \lambda$. Arvestades, et L_{min} oleneb veel katteteguris ε ja kontaktjoone summaarse pikkuse muutuse tegurist λ', siis

$$L_{min} = \frac{\pi d_{\partial 1} \varepsilon \lambda' 2\gamma^\circ}{\cos \lambda \, 360^\circ} \text{ cm}.$$

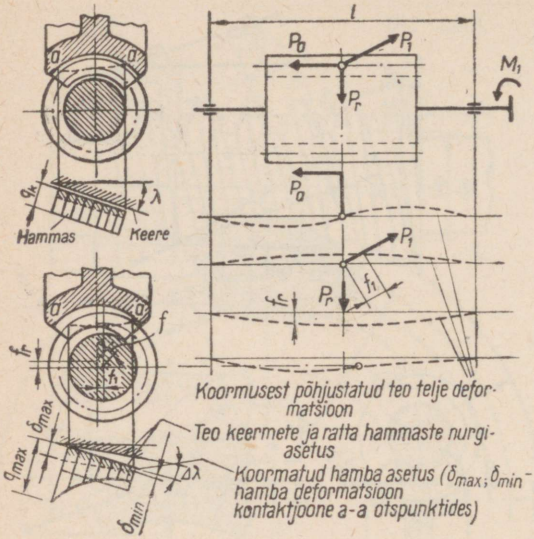
Ligikaudselt võib võtta $2\gamma = 100°$, $\varepsilon \approx 1{,}8$ ja $\lambda' = 0{,}75$ (väiksem kui kaldhammasratastel, sest kontaktjoonte summaarse pikkuse muutus on siin suurem). Seega keskmine erikoormus

$$q_k = \frac{P_n}{L_{min}} = \frac{2M_2 \cos \lambda \, 360^\circ}{d_2 \cos \alpha \cos \lambda \pi d_{\partial 1} \varepsilon \lambda' \, 100^\circ} = \frac{1{,}8M_2}{d_2 d_{\partial 1}} \text{ kG/cm}.$$

(286)

Tingituna teo, tiguratta võlli, laagrite ja korpuse deformatsioonidest ning valmistamise ja montaaži ebatäpsustest, ei jaotu koormus kontaktjoontel ühtlaselt.

Analoogiliselt hammasülekandega on võimalik arvutuslikku koormust q_a määrata koormuse keskväärtuse q_k kaudu, kui kasu-



Joon. 184

tada parandusteguritena koormuse kontsentratsiooni k_k ja dünaamilisuse tegurit k_d. Seega

$$q_a = q_k k_k k_d = \frac{1{,}8M_2}{d_2 d_{\partial 1}} k_k k_d \text{ kG/cm.} \tag{287}$$

Kõige suuremat mõju koormuse ebaühtlusele avaldab teo deformatsioon, sest teo jäikus võrreldes tiguratta jäikusega on väike. Jõud P_a ja P_r (joon. 184) põhjustavad teol paindedeformatsiooni vertikaalpinnas ning jõud P_1 horisontaalpinnas. Deformatsioonidest põhjustatud teo nihkumine ratta suhtes avaldab mõju teo keermete ja ratta hammaste vahelisele kontaktile, põhjustades hamba ühel otsal koormuse suurenemist ja teisel vähenemist. Erikoormuse graafik on kujutatud joonisel 184, kusjuures maksimaalne erikoormus

$$q_{max} = q_k k_k, \tag{288}$$

millest

$$k_k = \frac{q_{max}}{q_k} = \frac{q_k + \Delta q}{q_k} = 1 + \frac{\Delta q}{q_k}.$$

Suurus Δq on proportsionaalne teo keermete ja tiguratta hammaste vastastikust nurgiasetust väljendava nurgaga ning ligikaudselt teo läbipaindega. Teo läbipaine on määratav (väga ligikaudselt) nagu kahetoelisel talal, mille ava l keskel mõjub jõud $P_s = P_r + P_1$. Võttes ligikaudu $l = 0{,}9d_{\partial 2} = 0{,}9mz_2$ ja teo inerts-

momendi $J_1 = 0{,}05 d_1^4 \mu$ (μ — tegur, mis arvestab teo keermete mõju läbipaindele), siis läbipaine

$$f = \frac{P_s l^3}{48EJ_1} = P_s \frac{0{,}9^3 m^3 z_2^3}{48E 0{,}05 m^4 q^4 \mu} = P_s \left(\frac{z_2}{\Theta'}\right)^3.$$

Avaldisest ilmneb, et teo läbipaine on proportsionaalne suurusega $(z_2/\Theta')^3$, kus Θ' on teo parameetritest sõltuv tegur.

Konstantsel koormusel toimub tööperioodil pehmest materjalist tiguratta hammaste sissetöötamine, mistõttu koormus jaotub kontaktjoontele küllaltki ühtlaselt, seega $k_h = 1$. Teo deformatsiooni muutumise tõttu muutlikul koormusel töötamisel ei esine täielikku sissetöötamist ning koormuse jaotumise ühtlustumist. Eeldada võib, et teatava ajaliselt keskmise momendi puhul jaotub koormus ühtlaselt. Eelmärgitud keskmisest momendist erinevad pöördemomendid põhjustavad ebaühtlast koormuse jaotust kontaktjoontel ning see suureneb momentide erinevuse suurenemisega.

Eeltoodu alusel koormuse kontsentratsiooni tegur

$$k_h = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - m_r), \qquad (289)$$

kus Θ on teo deformatsiooni tegur, määratav tabelist 53;

m_r — ajaliselt keskmise ja maksimaalse pöördemomendi suhe:

$$m_r = \frac{\Sigma M_i T_i}{M_2 \Sigma T_i},$$

kus M_i on pöördemomendid tigurattal, sealhulgas ka arvutuslik maksimaalne moment M_2;

T_i — momentide M_i mõjumise kestus tundides ülekande tööea vältel.

Tigupaari geomeetriast tingituna töötab tiguülekanne sujuvamalt kui hammasülekanne. Koormuse dünaamilisuse tegur on seetõttu tunduvalt väiksem kui hammasülekandeis: kui $v_2 \leqslant 3$ m/s, siis $k_d = 1 \ldots 1{,}1$, $v_2 > 3$ m/s — $k_d = 1{,}1 \ldots 1{,}2$.

Tabel 53

Teo deformatsiooni tegur Θ

z_1 \ q	7,5	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	63	72	89	108	127	147	168	176	195	215
2	51	57	71	86	102	117	134	140	155	171
3	45	51	61	76	89	103	118	123	136	150
4	41	47	58	70	82	94	108	112	124	137

Arvutus kontakttugevusele. Ka tiguülekandes on kontakttugevusele arvutuse lähteseoseks valem (30).

Valemisse (30) asetatav redutseeritud kõverusraadius määratakse hambumispoolust P läbivas normaaltasapinnas (joon. 182), sest hambumispooluse piirkonnas on kontakttugevus minimaalne.

Peatasapinnas võib tiguratta ja teo hambumist samastada kaldhammasratta ja hammaslati hambumisega. Et teo keerme kõverusraadius $\varrho_1 \approx \infty$, siis $\varrho = \varrho_2$ ning seega

$$\varrho = \frac{d_{\partial 2}}{2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \lambda}$$

(ratta hamba kaldenurk β_2 on võrdne teo keerme tõusunurgaga λ).

Asetades võrrandisse (30) ϱ avaldise ja q_a võrrandist (287), siis

$$\sigma_k = \frac{1{,}35}{d_2} \sqrt{\frac{M_2 E}{d_1} k_k k_d} = \frac{1{,}35}{d_2/d_1} \sqrt{\frac{M_2 E}{d_1^3} k_k k_d} \leqslant [\sigma_k] \text{ kG/cm}^2. \tag{290}$$

Kasutades asendusi

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{q}, \quad d^3 = m^3 q^3 \quad \text{ja} \quad m = \frac{2A}{q + z_2},$$

siis

$$\sigma_k = \frac{0{,}5}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{A}\right)^3 E M_2 k_k k_d} \leqslant [\sigma_k] \text{ kG/cm}^2. \tag{291}$$

Terasest teo ($E_1 = 2{,}15 \cdot 10^6$ kG/cm^2) ja pronksist tiguratta ($E_2 = 0{,}9 \cdot 10^6$ kG/cm^2) hammasvöö puhul on redutseeritud normaalelastsusmoodul $E = 1{,}27 \cdot 10^6$ kG/cm^2. Kasutades viimast tulemust võrrandites (290) ja (291), saame:

$$\sigma_k = \frac{1500}{d_2} \sqrt{\frac{M_2}{d_1} k_k k_d} = \frac{540}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{A}\right)^3 M_2 k_k k_d} \leqslant [\sigma_k] \text{ kG/cm}^2 \tag{292}$$

Võrrandist (292) on avaldatav telgede vahe (kinniste ülekannete projektarvutuseks)

$$A = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{540}{z_2/q[\sigma_k]}\right)^2 M_2 k_k k_d} \text{ cm}. \tag{293}$$

Arvutatud telgedevaheline kaugus A ümardatakse ГОСТ 2144-66 esinevale suurusele. Ülekandeis, mis iseseisvat agregaati ei moodusta, on lubatud kasutada mittestandardseid A väärtusi.

Projektarvutusel q ja z_2 valitakse eelnevalt.

Moodulite arvu teo jaotussilindri läbimõõdul väljendava teguri q väärtused on standardiseeritud ja nende valik toimub ГОСТ 2144-66 alusel ($q = 7{,}5 \ldots 16$). Suuremaid q väärtusi kasutatakse võllile pealepandavate tigude puhul ning teo jäikuse suurendamise vajadusel. Moodul tuleb tiguülekandes valida standard ГОСТ 2144-66 alusel. Teo keermete arv z_1 oleneb ülekandearvust ja tiguratta hammaste arvust z_2. Väikese i puhul tuleb z_1 valida suurem, et tiguratta hammaste arv ei oleks väiksem kui $22 \ldots 26$ (näit. kui $i = 15$, peab $z_1 \geqslant 2$). Tiguratasteste valmistamiseks vajalike tigufreeside arvu vähendamiseks on teo parameetrid määratud standardiga ГОСТ 2144-66. Teo keermete arv $z_1 = 1$, 2 ja 4. Standardsetest teo parameetritest kõrvalekaldumine on lubatav tiguratta valmistamisel lendteraga ning kui tiguülekanne asub etteantud gabariitidega mehhanismis.

Tiguratta maksimaalne hammaste arv ei ole piiratud. Jõuülekandes ei ole soovitav valida $z_2 > 80$, sest ratta läbimõõdu ja vastavalt sellele teo tugede vahe suurenemine põhjustab teo deformatsiooni suurenemist. Hammaste arvu z_2 suurenemisel (kui ratta läbimõõt jääb konstantseks) võib ülekantava koormuse piirajaks osutuda hammaste paindetugevus. Kinemaatilistes ülekannetes $z_2 = 600 \ldots 1000$ ja enam.

Lubatav kontaktpinge $[\sigma_k]$ tiguratta materjalile oleneb temaga paaris töötava teo materjalist.

Malmist või pronksist ($\sigma_B > 30$ kG/mm^2) tiguratta puhul toimub ülekande töökõlbmatuks muutumine põhiliselt sööbimise (vt. lk. 248) tagajärjel. Esitatud materjalidele lubatav pinge sõltub seetõttu tigupaari materjalidest ja libisemiskiirusest, kuid ei olene tsüklite arvust, sest lubatav pinge on tunduvalt väiksem kontaktväsimuspiirist. Tabelis 54 esitatud eksperimentaalselt määratud lubatavad pinged on rakendatavad hästi sissetöötanud ja määritud ülekandeile. Tabeli väärtusi tuleb vähendada 30%, kui eelmärgitud tingimused ei ole täidetud.

Kui tiguratas on pronksist tõmbetugevusega $\sigma_B < 30$ kG/mm^2, siis ülekande koormatavust piirab kontaktväsimus, mistõttu lubatav pinge määratakse varem esitatud valemiga

$$[\sigma_k] = [\sigma_k]' k_r. \tag{294}$$

Režiimitegur k_r arvutatakse valemiga (225) analoogilise valemiga, kusjuures katseliselt määratud astendaja $m = 8$:

$$k_r = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} \tag{295}$$

Tabel 54

Sööbimist vältiv lubatav kontaktpinge $[\sigma_k]$ tiguratta materjalidele

Materjalid		Libisemiskiirus v_l m/s							
Tigu	Tiguratas	$< 0{,}25$	0,25	0,5	1	2	3	4	6
		$[\sigma_k]$ kG/cm²							
Teras 20, 20X, tsementeeritud $HRC > 45$	СЧ 15-32 СЧ 18-36	1900	1600	1300	1150	900	—	—	—
Teras 45, Ст. 6	СЧ 15-32 СЧ 18-36	1700	1400	1100	900	700	—	—	—
Karastatud teras	Бр. АЖ 9-4	—	—	2500	2300	2100	1800	1600	1200

Tabel 55

Lubatavaid $[\sigma_k]'$ kG/cm² väärtusi sõltuvalt hammasvöö valamise moodusest

Materjal ja valamise moodus	Teo keermete pinnakõvadus	
	$HB \leqslant 340$	$HRC \geqslant 45$
Бр. ОФ 10-1, muldvormi	1300	1550
Бр. ОФ 10-1, kokilli	1900	2260
Бр. ОНФ, tsentrifugaalvalu	2100	2500

Tsüklite arv N arvutatakse ühtlasel koormusel valemiga (227). Muutlikul koormusel tuleb N asendada ekvivalentse tsüklite arvuga

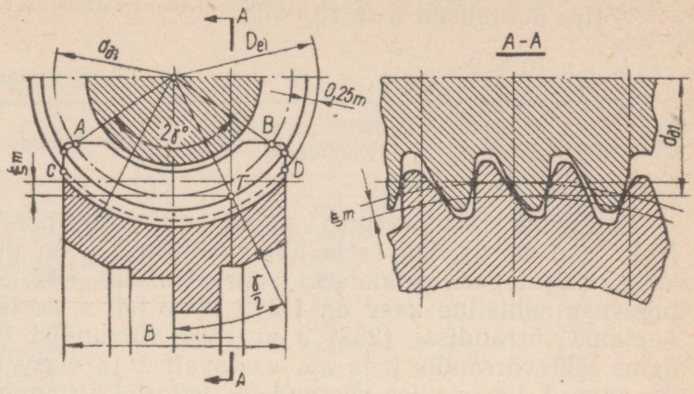
$$N_e = \frac{60}{M_2^4} \Sigma M_i^4 T_i n_i. \qquad (296)$$

Valem (296) tuleneb valemist (226), kui astendaja $m = 8$.

Juhul kui N või $N_e > 25 \cdot 10^7$, siis tuleb võtta $N = N_e = 25 \cdot 10^7$. Seega minimaalne režiimitegur $k_{r\,min} = 0{,}67$.

Terasest teoga paaris töötavate mõningate tiguratta materjalide $[\sigma_k]'$ väärtusi on esitatud tabelis 55.

Arvutus paindetugevusele. Paindele arvutatakse ainult tiguratta hambad, sest teo keermed on tunduvalt suurema tugevusega. Eeldused, millele rajanes silinderrataste hammaste arvutus, keh-



Joon. 185

tivad ka tiguülekandeis. Hamba kõverjooneline kuju ning ristlõike muutumine hamba pikkusel teevad tegelike pingete arvutuse keerukaks ning seetõttu kujuneb arvutus küllaltki ligikaudseks.

Hamba kõverjooneline kuju ning kontaktjoonte kaldu asetus hamba aluse suhtes teevad tiguratta hambad kaldhammastega silinderrataste hammastest tugevamaks.

Arvutuste lihtsustamiseks kasutatakse valemite tuletamisel lähtevalemina kaldhammastega silinderratta hamba ohtlikus lõikes esineva pinge valemit. Erinevusi arvestav parandustegur määratakse alljärgnevalt.

Hamba aluse pikkus on tingliku kontaktjoone pikkusest suurem. Viimane võetakse võrdseks kaare pikkusega teo jaotussilindril haardenurga 2γ ulatuses. Hamba tugevuse suurenemine on ligikaudu võrdeline hamba aluse ja tingliku kontaktjoone pikkuse suhtega (vt. joon. 185). Võttes hamba aluse pikkuseks l_0 kaare pikkuse teo peadesilindril nurga 2γ ulatuses ning määrates tingliku kontaktjoone pikkuse l_k, siis nende suhe

$$\frac{l_0}{l_k} = \frac{\widehat{CD}}{\widehat{AB}} \approx \frac{D_{e1}}{d_1} = \frac{qm + 2m}{qm} = \frac{q+2}{q}.$$

Nagu jooniselt 185 ilmneb, on tiguratta hamba tugevus kõigis peatasapinnaga paralleelsetes lõigetes suurem kui peatasapinnas (lõikes A -- A vastab tiguratta hamba kuju positiivse nihutusega ξm korrigeeritud hambale).

Nihutusteguri keskmine väärtus on määratav punkti T läbivas tasapinnas. Punkti T määrab teo jaotusringjoonele tõmmatud puutuja lõikumine teo tsentrist nurga $2\gamma/4$ all tuleva kiirega.

Joonise 186 alusel

$$\xi = \frac{q}{2}\left(1 - \cos\frac{2\gamma}{4}\right) \approx 0{,}05q.$$

Võttes keskmiselt $q = 10$, siis

$$\frac{l_0}{l_k} = \frac{10+2}{10} = 1{,}2$$

ja

$$\xi = 0{,}5.$$

Eeltoodud nihutusteguri puhul suureneb hamba kujutegur 1,24 ... 1,1 korda, kui ratta hammaste arv z_2 on piires 30 ... 80. Võttes kujuteguri keskmiseks suurenemiseks 1,17, siis hammaste tugevuse suhteline kasv on $1{,}2 \cdot 1{,}17 = 1{,}4$, s. o. ligikaudu 40%. Asetame võrrandisse (253) q avaldise võrrandist (287) ja asendame lähtevõrrandis β ja m_n vastavalt λ ja $m \cos \lambda$-ga. Arvestades tegurit 1,4 ja viies võrrandisse teguri 1,5 hammaste kulumise mõju kompenseerimiseks, siis paindepinge

$$\sigma_p = \frac{q \cos^2 \lambda}{my \cos \lambda} \cdot \frac{1{,}5}{1{,}4} \approx \frac{1{,}9 \cos \lambda}{md_2 d_1 y} M_2 k_k k_d \leqslant [\sigma_p] \text{ kG/cm}^2. \tag{297}$$

Lahtiste ülekannete projektarvutuseks saame võrrandist (297) avaldada mooduli (arvestamata nurka λ)

$$m = 1{,}24 \sqrt[3]{\frac{M_2 k_k k_d}{z_2 q y [\sigma_p]}} \text{ cm}. \tag{298}$$

Kujutegur y määratakse joonisel 157 toodud graafikult (veetavale rattale) vastavalt ekvivalentsele hammaste arvule z_e.

Tiguratta hamba ohtlikus lõikes määratakse lubatav paindepinge valemitega (238) ja (240).

Lubatav paindepinge tsüklite arvul $N = 10^6$ on mõningatele tiguratta materjalidele toodud tabelis 56. Kui $N > 10^6$ tuleb tabeli suurusi korrutada koormuse režiimiteguriga $k_r = \sqrt[9]{10^6/N}$, kusjuures $N > 250 \cdot 10^6$ puhul tuleb võtta $N = 250 \cdot 10^6$. Muutlikul koormusrežiimil arvutatakse N_e valemiga (239).

Soojusarvutus. Tiguülekandes eralduv soojushulk on tunduvalt suurem kui hammasülekandes, mistõttu antud juhul on soojusarvutusel oluline tähtsus. Reduktor-tüüpi ülekandeile tehakse soojusarvutus vastavalt lk. 377 esitatule.

Kasutegur. Võimsuse kadu hambumises põhjustab peamiselt teo keermete suhteline libisemine tiguratta hammastel. Hammaste pikisuunalist libisemist arvestav kaotegur φ on ligikaudselt määratav keermepaari analoogia alusel, s. o. valemiga

$$\varphi = 1 - \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varrho)}, \tag{299}$$

Tabel 56

Lubatav paindepinge $[\sigma_p]$

Materjal ja valamise moodus	Hammas töötab ühe külgpinnaga	Hammas töötab mõlema külgpinnaga
Бр. ОФ 10-1, muldvormi . . .	400	290
Бр. ОФ 10-1, kokilli	580	420
Бр. ОНФ, tsentrifugaalvalu . .	650	460
Бр. АЖ 9-4, muldvormi . . .	780	640
СЧ 12-28, muldvormi	340	210
СЧ 15-32, muldvormi	380	240
СЧ 18-36, muldvormi	430	270
СЧ 21-40, muldvormi	480	300

kus ϱ on hõõrdenurk, mis oleneb tigupaari materjalidest, pinna kvaliteedist, määrimisest ja libisemiskiirusest.

Libisemiskiirus tiguülekandes määratakse valemiga (277). Asetades valemisse (277)

$$d_1 = d_{\partial 1} = mq$$

ja

$$\cos\lambda_1 = \cos\lambda = \frac{\pi mq}{\sqrt{(\pi d_{\partial 1})^2 + (\pi z_1 m)^2}},$$

siis

$$v_l = \frac{\pi n_1}{19\,100}\sqrt{z_1^2 + q^2} \text{ m/s}, \qquad (300)$$

kus m on moodul mm;

n_1 — teo pöörlemiskiirus p/min.

Võrrandist (299) ilmneb, et hambumiskadu sõltub hõõrdenurgast ϱ.

Hõõrdenurk ϱ sõltub oluliselt tigupaari materjalidest. Minimaalne kadu esineb tsementeeritud ning poleeritud tööpinnaga terasest teo ja fosforpronksist tiguratta puhul. Kadu osutub minimaalseks ülekande määrimisel kastoorõli alusel saadud õliga (hõõrdetegur väheneb). Mineraalõli kasutamisel hõõrdekadu suureneb. Libisemiskiiruse suurenemisel õlikiilu kandevõime suureneb, mistõttu paranevad määrimistingimused ning väheneb hõõrdumine hambumises ja vastavalt sellele hõõrdenurk ϱ. Malmist tiguratta ja terasest teoga ülekandes $\varrho = 3°30' \ldots 6°$. Väiksem väärtus kehtib libisemiskiirusel $v_l > 1 \ldots 2$ m/s. Tiguülekandeil pronksist tiguratta ja terasest teoga on eksperimentaalselt määratud ϱ väärtused esitatud tabelis 57. Tabeli andmetes on arves-

Tabel 57

Hõõrdenurk ϱ

v_l m/s	ϱ	v_l m/s	ϱ
0,01	6°20′ ... 6°50′	2,5	1°40′ ... 2°20′
0,1	4°30′ ... 5°10′	3	1°30′ ... 2°00′
0,5	3°10′ ... 3°40′	4	1°20′ ... 1°40′
1,0	2°30′ ... 3°10′	7	1°00′ ... 1°30′
1,5	2°20′ ... 2°50′	10	0°55′ ... 1°20′
2	2°00′ ... 2°30′		

tatud ka hõõrdekadu ülekande veerelaagrites, s. o. esitatud ϱ väärtused arvestavad nii kadu hambumises kui ka laagrites.

Väiksemad ϱ väärtused kehtivad tsementeeritud, lihvitud ja poleeritud tööpinnaga teole küllaldasel määrimisel viskoosse õliga.

Barbotaažikadu on määratav valemiga (määrdeõli läbib tiguratas)

$$K_b = 0{,}88 \cdot 10^{-4} v_2 B \sqrt{\mu v_2} \text{ kW}, \tag{301}$$

kus v_2 on tiguratta ringkiirus m/s;

B — ratta laius cm;

μ — õli dünaamiline viskoossus (sentipuaasides) temperatuuril, mida ta omab karteris.

Teo õlisse sukeldumisel tuleb B asendada teo keermetatud osa pikkusega L ja v_2 teo ringkiirusega v_1 m/s.

Eeltoodu alusel ülekande kasutegur

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varrho)} \left(1 - \frac{K_b}{N}\right), \tag{302}$$

kus N on võimsus tigurattal kW.

Tiguülekande üldise kasuteguri ligikaudsed väärtused (arvestades ka kadu laagrites):

$z_1 = 1$	$z_1 = 2$	$z_1 = 3 \ldots 4$
$\eta = 0{,}7 \ldots 0{,}75$	$\eta = 0{,}75 \ldots 0{,}82$	$\eta = 0{,}82 \ldots 0{,}92$

Kirjandus

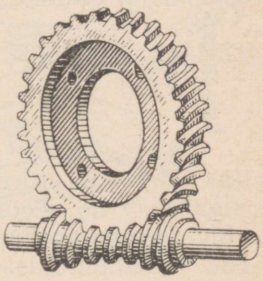
1. Петрусевич А. И., Червячные и винтовые передачи, Сб. «Детали машин», под. ред. Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1953 (1969).
2. Кудрявчев В. Н., Червячные передачи, «Справочник металлиста» т. 2. Машгиз, 1960 (1965).
3. Часовников Л. Д., Червячные передачи и редукторы, винтовые зубчатые передачи, Машгиз, 1953.
4. Меррит Х., Зубчатые передачи, Машгиз, 1947.

5. Передачи в машиностроении, Машгиз, 1951, 1953.
6. Табличные расчеты деталей станков, ЭНИМС, Материалы разработанные Д. Н. Решетовым и др., вып. 2, Машгиз, 1953.
7. Литвин Ф. Д., Корышев И. К., Вопросы геометрии и производства червячных передач с повышенной нагрузочной способностью, сб. «Прогрессивные методы производства зубчатых колес и технологичность конструкций», ГОСИНТИ, 1960.
8. Niemann G., Heyer E., Untersuchungen an Schneckengetrieben, VDI, Nr. 6, 1953.

XVIII peatükk

GLOBOIDÜLEKANDED

Globoidülekandeis on teo keermetatud osa globoidikujuline (joon. 186) ning haarab tiguratast teatava kaare ulatuses. Vaadeldav ülekanne on üks tiguülekannete erikujudest (kui $R_1 = r_2$, vt. joon. 175).



Joon. 186

Globoidülekandeid kasutatakse tõstukites, trollibussides jm. Nendega ülekantavate võimsuste ja ülekandearvude piirkond on sama kui tiguülekannetel, kuid gabariitmõõtmetelt on nad tunduvalt väiksemad.

Globoidülekannete puudused: a) vajavad kunstlikku jahutust, sest jahutuspind on väike; b) väga tundlikud montaaži ebatäpsuste suhtes; c) keerukam valmistamistehnoloogia.

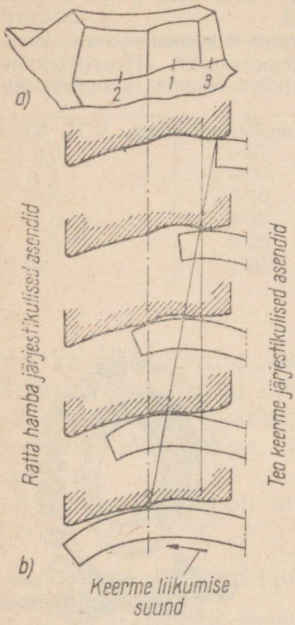
Ülekannete töötamise teoreetilised alused

Telgtasapinnas on globoidteo keerme profiil sirge, mille pikendus on puutujaks profiilringjoonele. Profiilringjoon ja jaotusringjoon asuvad kontsentriliselt (vt. joon. 190).

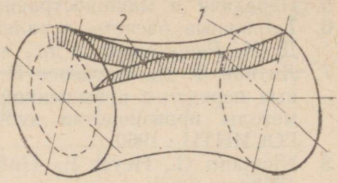
Tiguratta hammaste külgpinnad lõigatakse rullumismeetodil globoidfreesiga, mis kujult vastab globoidteole.

Tiguratta hammaste külgpind (joon. 187, *a*) moodustub kahest põhiosast: *1* — sisenevalt rullutud hamba pool, mis osutub teo keermete asendite mähispinnaks tema liikumisel tiguratta suhtes ja *2* — hamba teine pool, mis kujuneb teo keerme pinna esimese moodustaja suhtelise liikumise jäljena. Üleminek ühelt pinna osalt teisele ei ole sujuv. Tekib murdejoon, asukohaga ülekande peatasapinnas. Peale eelmainitute on hambal veel kolmas pinna osa, sisselõikeala *3*, mis asetseb hamba siseneva poole esiosas ja osutub samuti esimese moodustaja liikumise jälgpinnaks.

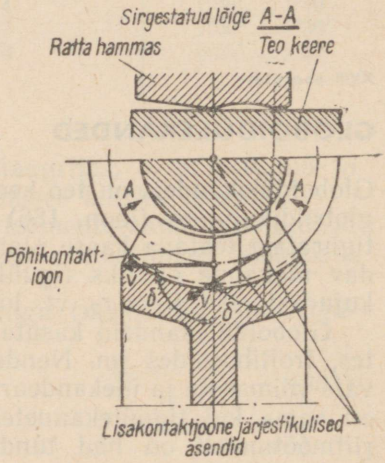
Joon. 187



Joon. 188 ▶



Joon. 189 ▶



Koormuse ülekanne hambumisel. Teo keerme siirdumisel tiguratta hamba vahesse paikneb keerme siseneva pinna esimene moodustaja hamba sisselõikega alal (joon. 187, *b*). Teo mõnekraadise pöördumise järel algab kontakt hamba rullutud osa ja teo keerme vahel lisakontaktjoonel. Kiilukujulise pilu moodustumine kontakteerivate pindade vahele loob soodsa tingimuse määrdekile tekkeks. Edasiselt läheb teo keermega kontakti ka hamba pinna murdejoon. Tekib eelmisele kontaktjoonele lisaks veel põhikontaktjoon. Lisakontaktjoon seejuures läheneb pidevalt peatasapinnale.

Järelikult esineb teo keermetatud osa esimese poole ulatuses samaaegselt kaks kontaktjoont. Lisakontaktjoon tiguratta hambal läheneb seejuures põhikontaktjoonele, kuni nad lõpuks ühtivad. Teo keermetatud osa teisel poolel toimub hammaste kontakt teo keermetega murdejoonel.

Kontaktjoonte hetkelised asendid moodustavad paigalseisvas ruumis kaks hambumispinda: põhihambumispind — *1* ja lisahambumispind — *2* (joon. 188).

Haardenurga ulatuses olevate kõigi ratta hammaste samaaegne töötamine on võimalik, kui valmistustäpsus on küllalt kõrge ning ülekande sissetöötamine toimub koormatud olekus.

Globoidülekandes on õlikiilu tekkimise tingimused märgatavalt soodsamad kui silinderteoga ülekandes. Kestvalt esinevad põhikontaktjooned moodustavad teo ringkiirusega täisnurga (joon. 189). Peale selle paiknevad ka teo keerme esimese poole pikkusel esinevad lisakontaktjooned teo ringkiiruse suhtes peaaegu 90°-se nurga all. Soodsalt mõjub veel asjaolu, et lisakontaktjoontel kontakteerivate pindade kõverused on väga väikesed, mistõttu kujuneb püsiv õlikiil ning vähenevad kontaktpinged. Kõigest eelmärgitust tulenevalt on globoidülekande koormatavus suurem kui võrdsete parameetritega silindertiguülekandel.

Määrimine. Võrdse võimsuse puhul on globoidülekanne tavalisest tiguülekandest väiksem, seetõttu kestval töötamisel ta kuumeneb harilikult rohkem. Et tagada õlikiilule kandevõimet ka kõrgematel temperatuuridel, tuleb kasutada suurema viskoossusega määrdeõlisid. Globoidreduktorite katsetamise tulemustest ilmneb, et soodsaim töörežiim esineb temperatuuril 70 ... 80° C, kasutades seejuures silindriõli 52, silindriõli 38 (ГОСТ 6411-52) või silindriõli 24 (ГОСТ 1841-51).

Globoidülekannete elemendid

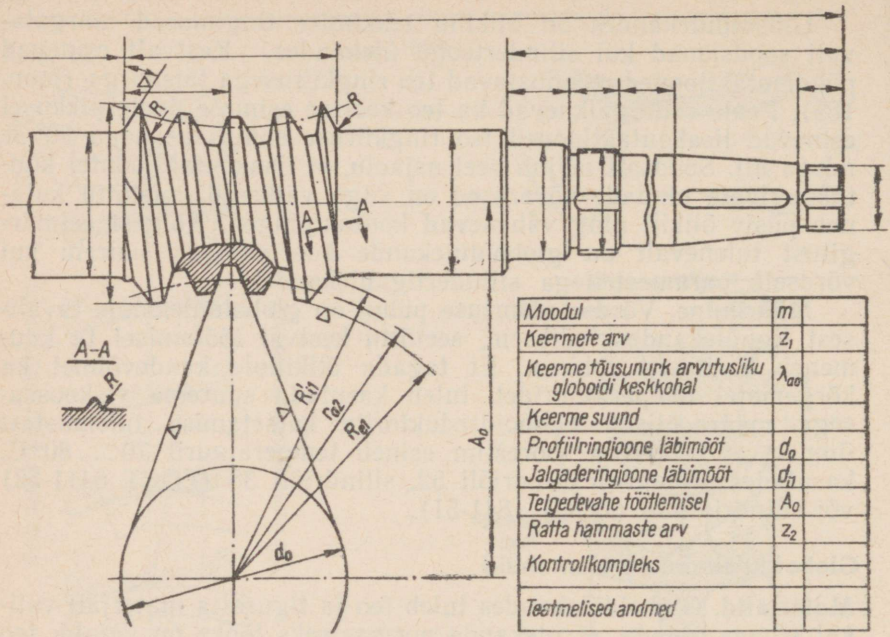
Materjalid. Globoidülekandes tuleb teo ja tiguratta materjali valikul silmas pidada, et ülekande normaalseks tööks on vajalik teo keermete ja tiguratta hammaste hea kokkupuude. Seda saavutatakse tiguratta hammaste ja teo keermete sissetöötamisega. Söövbimise ja kiire kulumise vältimiseks ei tohi teo pinnakõvadus olla liiga väike. Ekspluatatsioonis on osutunud parimateks parendatud terasest globoditeod kõvadusega *HRC* 32 ... 35. Globoidtigusid ei lihvita. Eelmärgitud kõvaduse puhul saadakse lõiketöötlemisega teole vajalik pinnasiledus. Vastutusrikastes ülekannetes valmistatakse tigu terasest 35ХМА, 38ХГН või 40ХН, kõige sagedamini aga terasest 40Х.

Tiguratta materjal peab piirhõõrdumise tingimustes tagama tigupaarile minimaalse hõõrdeteguri ning küllaldase sööbekindluse. Neid nõudeid rahuldab kõige paremini tinanikkelpronks Бр.ОНФ, mõnevõrra halvemini tinafosforpronks Бр.ОФ10-1. Edukalt kasutatakse ka vähese tinasisaldusega pronkse Бр.ОЦС 5-5-5 jt. Libisemiskiirusel $v_l \leqslant 2$ m/s on kasutatav ka pronks Бр.АЖ 9-4, kuid lubatav koormus osutub tinapronksrattaga ülekande omast väiksemaks. Rahuldavate tulemustega kasutatakse ka valgevaskesid ЛМцС 58-2-2 ja ЛМцОС 58-2-2-2.

Teo ja tiguratta konstruktsioon. Globoidülekannete tigude ja tiguratasте konstrueerimisel (joon. 190 ja 191*) võib juhinduda tiguülekannete juures esitatust.

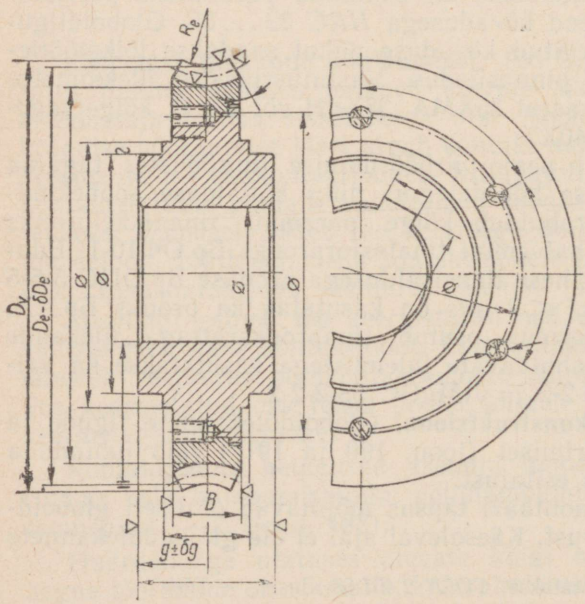
Valmistamise ja montaaži täpsus mõjutavad oluliselt globoidülekannete koormatavust. Käesoleval ajal ei ole globoidülekannete

* Tööjoonised vormistatakse ГОСТ 2.407-68 alusel. — *Tõlk.*



Moodul	m	
Keermete arv	z_1	
Keerme tõusunurk arvutusliku globoidi keskkohal	λ_{a0}	
Keerme suund		
Profiilringjoone läbimõõt	d_0	
Jalgaderingjoone läbimõõt	d_{f1}	
Telgedevahe töötlemisel	A_0	
Ratta hammaste arv	z_2	
Kontrollkompleks		
Teatmelised andmed		

Joon. 190



Moodul		m	
Hammaste arv		z_2	
Profiilringjoone läbimõõt		d_0	
Arvutusliku ringjoone läbimõõt		d_a	
Telgedevahe töötlemisel		A_0	
Tigu	Keermete arv	z_1	
	Teo keerme tõusunurk arvutusliku globoidi keskkohal	λ_{a0}	
	Kruvijoone suund		
	Teo tegelik haardenurk	2β	
Kontrollkompleks			
Teatmelised andmed			

Joon. 191

täpsusnormid standardiseeritud. Globoidhambumise elementide täpsuse määramiseks võib kasutada 7. ja 8. täpsusastmele vastavaid silindertiguülekannete täpsusnorme (ГОСТ 3675-56).

Ülekande montaažil tuleb tagada, et telgede vahe oleks mõõtme tolerantsi piirides, tigu omaks õiget asendit pikitelje suunas ja ka tiguratta kesktasapinna suhtes. Soovitatavad tolerantsid ülekande montaažiks ning valmistamiseks on esitatud vastavas erikirjanduses.

Globoidülekannete arvutus

Globoidülekande koormatavus oleneb põhiliselt tiguratta hammaste kulumisest ning temperatuurirežiimist. Arvutusega määratud mõõtmed (telgede vahe A) peavad tagama, et koormatud ülekandel oleks pärast sissetöötamist tiguratta hammaste kulumine mõõdukas ning määrdeõli temperatuur jääks lubatavatesse piiridesse.

Globoidülekande koormatavus ei olene moodulist, sest samaaegses hambumises on ligikaudu 1/9 ratta hammastest (silinderteoga ülekandes esineb juhuseid, kus hambumisjõud võetakse vastu ühe hamba poolt).

Globoidülekannete jaoks ei ole üldkasutatavat arvutusmeetodit. Arvutus toimub ligikaudse meetodiga, mille alusel globoidülekandele lubatav võimsus määratakse ülekande kulumisest lähtudes. Sellele järgneb ülekande soojusarvutus (vt. lk. 377).

Jõud globoidhambumises on ligikaudselt arvutatavad tiguülekannete vastavate valemitega.

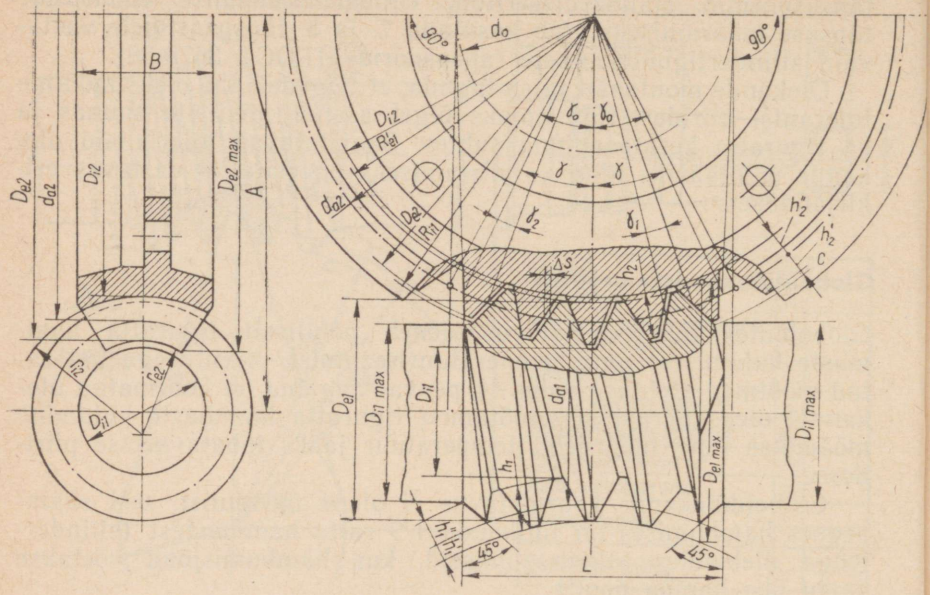
Geomeetrilised põhimõõtmed. Globoidülekande mõõtmed kesktasapinnas (joon. 192) määratakse tabelis 58 toodud valemitega. Teo arvutuslik läbimõõt (analoogiliselt jaotusringjoone läbimõõduga) väljendab läbimõõtu arvutuslikul globoidil, millel keermete vahe laius võrdub keerme paksusega (kui ratta hamba paksus võrdub keermete vahe laiusega teol).

Teo keerme pea kõrgus on suurem jala kõrgusest, et võrdsustada terasest teo keermete ja pronksist tiguratta hammaste tugevust, kuna seetõttu osutub keermete paksus hammaste paksusest väiksemaks.

Teoreetiline teo haardenurk $2\gamma_0$, mis määrab teo keerme profiilinurga, peab olema piires $2\gamma_0 = 36 \ldots 46°$. Eelmärgitud nurga ulatuses asetseb z_0 hambumissammu. Teo haardekaart rattaga soovitatakse vähendada selliselt, et töös asuvate sammude arv tegelikul haardekaarel $z_t \approx 0{,}9z_0$ ning hammaste arv x oleks täisarv. Esitatud tingimus on väljendatav kujus:

$$(x - 0{,}5)t = z_t t.$$

Võrdusest järeldub, et sammude arv z_t tegeliku haardenurga 2γ ulatuses moodustab järgneva arvrea: 1,5; 2,5; 3,5; 4,5 jne.



Joon. 192

Valides näiteks $2\gamma_0 = 40°$, siis

$$z_0 = \frac{\gamma_0}{180°} z_2 = \frac{z_2}{9}$$

ja

$$z'_t = 0{,}9\frac{z_2}{9} = 0{,}1z_2. \tag{303}$$

Globoidülekande geomeetrilisel arvutusel määratakse esmalt z'_t võrrandiga (303). Tulemus ümardatakse nii, et tegelik z_t vastaks varem esitatud arvreale (1,5; 2,5; 3,5 jne.). Seejärel arvutatakse $z_0 = z_t/0{,}9$. Järgnevalt

$$\gamma_0 = z_0\frac{180}{z_2} \tag{304}$$

ja lõpuks profiilringjoone läbimõõt

$$d_0 = d_{a2}\sin\gamma_0. \tag{305}$$

Tiguratta hamba paksus arvutusringjoonel võrdub poole ringsammuga, s. o.

$$s_2 = 0{,}5\pi m. \tag{306}$$

Tiguratta hammasvöö laius valitakse $B = (0{,}6 \ldots 0{,}8)d_{a1}$, kusjuures suurem väärtus võetakse väiksemate ülekandearvude puhul.

Tabel 58

Globoidülekannete geomeetriliste mõõtmete arvutusvalemid

Hambumise elemendid	Tigu	Tiguratas
Arvutuslik diameeter (globoidil kaela osas)	$d_{a1} = qm$	$d_{a2} = z_2 m$
Telgede vahe	$A = \frac{m}{2}(q + z_2)$	
Peaderingjoone läbimõõt	$D_{e1} = d_{a1} + 2h_1'$	$D_{e2} = d_{a2} + 2h_2'$
Jalgaderingjoone läbimõõt	$D_{i1} = d_{a1} - 2h_1''$	$D_{i2} = d_{a2} - 2h_2''$
Keerme või vastavalt hamba pea kõrgus	$h_1' = (0{,}5 \ldots 0{,}6)h_1$	$h_2' = h_1'' - c$
Keerme või vastavalt hamba jala kõrgus	$h_1'' = h_1 - h_1'$	$h_2'' = h_1' + c$
Keerme või vastavalt hamba kõrgus	$h_1 = (1{,}6 \ldots 1{,}8)m$	$h_2 = h_1$
Radiaallõtk	$c = (0{,}15 \ldots 0{,}25)m$	
Moodul (teo telglõikes)	$m = \frac{2A}{z_2 + q}$	
Keerme tõusunurk arvutusliku globoidi keskkohal	$\operatorname{tg} \lambda_{ao} = \frac{z_1}{q}$	
Hamba peade pealispinna kõverusraadius telgtasapinnas	$R_{e1}' = A - 0{,}5D_{e1}$	$r_{e2} = 0{,}53D_{i1\,max}$
Hamba jalgade aluspinna kõverusraadius telgtasapinnas	$R_{i1}' = A - 0{,}5D_{i1}$	$r_{i2} = r_{e2} + h_2$
Teo suurim jalgaderingjoone läbimõõt	$D_{i1max} = 2(A - \sqrt{(R_{i1}')^2 - 0{,}25L^2})$	

Tabel 59

Telgede vahe A, peaderingjoone läbimõõt D_{e2}, tiguratta hammasvöö laius B, ülekandearv i, hammaste arv z_2 ja keermete arv z_1 (ГОСТ 9369-66 järgi)

A mm		D_{e2} mm		B mm		i		A mm 40 ... 630
1. rida	2. rida	1. rida	2. rida	1. rida	2. rida	1. rida	2. rida	$z_2 : z_1$
40	—	62	54	15	22	—	10	40 : 4
50	—	80	72	17	24	—	11,2	35 : 3
63	—	103	95	19	26	12,5	—	37 : 3
80	—	133	124	21	30	—	14	42 : 3
100	—	170	160	24	34	16	—	48 : 3
125	—	215	205	28	38	—	18	35 : 2
—	140	242	230	31	42	20	—	40 : 2
160	—	278	265	34	45	—	22,4	45 : 2
—	180	312	300	38	50	25	—	50 : 2
200	—	348	335	42	55	—	28	56 : 2
—	225	393	378	47	60	31,5	—	63 : 2
250	—	435	420	55	68	—	35,5	35 : 1
—	280	490	470	60	75	40	—	40 : 1
315	—	550	530	65	85	—	45	45 : 1
—	355	620	595	75	95	50	—	50 : 1
400	—	700	670	85	110	—	56	56 : 1
—	450	790	760	95	120	63	—	63 : 1
500	—	880	840	105	140	—	71	71 : 1
—	560	980	940	120	150	80	—	—
630	—	1100	1060	135	170	—	90	—

Radiaalsuunalise montaaži võimaldamiseks kujundatakse ratta telgtasapinnas hammaste pealispind kaarega, mille raadius on teo maksimaalsest jalgaderingjoone raadiusest suurem.

Ratta suurim läbimõõt $D_{e2\,max}$ määratakse graafiliselt. Külglõtk peatasapinnas $\Delta s = 0{,}002A$, kuid mitte alla 0,2 mm.

Teo keerme paksus arvutusringjoonel

$$s_1 = s_2 - \Delta s. \tag{307}$$

Teo keermetatud osa pikkus

$$L \approx d_{a2} \sin \gamma.^* \tag{308}$$

Teo suurim välisläbimõõt leitakse graafiliselt.

Teole küllaldase jäikuse tagamiseks tuleb q valida nii, et koormatud teo läbipaine ei ületaks suurust $f = 0{,}2\Delta A$ (ΔA — ülekande telgede vahe piirhälve). Tavaliselt esitatud tingimus osutub täidetuks, kui $z_2 \leqslant 40$ puhul $q = 6 \ldots 8$, $z_2 = 41 \ldots 50$ puhul $q = 7 \ldots 10$, $z_2 = 51 \ldots 60$ puhul $q = 8 \ldots 11$ ja $z_2 = 61 \ldots 100$ puhul $q = 9 \ldots 13$.

* Nurk $\gamma = \frac{180}{\pi} z_t$ — *Tõlk.*

Hammaste arvuks z_2 tuleb valida arv, mis ei ole teo käikude arvu kordne. Taoline valik suurendab hambumise täpsust.

Standardsete globoidülekannete parameetrid peavad vastama standardis ГОСТ 9369-66 esinevatele suurustele.

Globoidfreesiga ei ole võimalik erinevate hammaste arvudega rattaid valmistada, seetõttu ei ole mõtet mooduleid etteantud moodulite reaga piiritleda. Vastavalt sellele ei ole ГОСТ 9369-66 alusel moodulid standardiseeritud.

Standardseteks suurusteks on telgedevaheline kaugus A, teo peaderingjoone läbimõõt D_{e1}, tiguratta laius B ning ülekandearv i, tiguratta hammaste arv z_2, teo keermete arv z_1 (tab. 59). Teo läbimõõdud on valitud sellised, et oleks tagatud küllaldane jäikus ja tugevus ning ülekande kasutegur. Teo käikude arvuga mittekordsed tiguratta hammaste arvud tagavad parema sissetöötamise. Ülekandearv $i = 12{,}5 \ldots 90$; teo keermete arv $z_1 = 1 \ldots 4$.

Ülekande arvutus kulumisele. Arvutuseks kasutatakse empiirilist valemit ning järkjärgulist lähendusmeetodit. Lubatav võimsus teol

$$N_1 = \frac{H}{i} \cdot \frac{k_m k_t k_r}{J} \text{ hj}, \qquad (309)$$

kus H on võimsustegur hj, valitakse joonisel 193 toodud graafikult olenevalt telgedevahelisest kaugusest A ja teo pöörlemiskiirusest n_1;

i — ülekandearv ($i = n_1/n_2$);

k_m — ratta materjali tegur, tinapronksidel $k_m = 1$, alumiiniumraudpronksidel ja teistel analoogilistel pronksidel $k_m = 0{,}8$;

k_t — ülekande valmistamistäpsuse tegur; 7. täpsusastmega ülekannetel $k_t = 1$; 8. täpsusastme puhul $k_t = 0{,}8$;

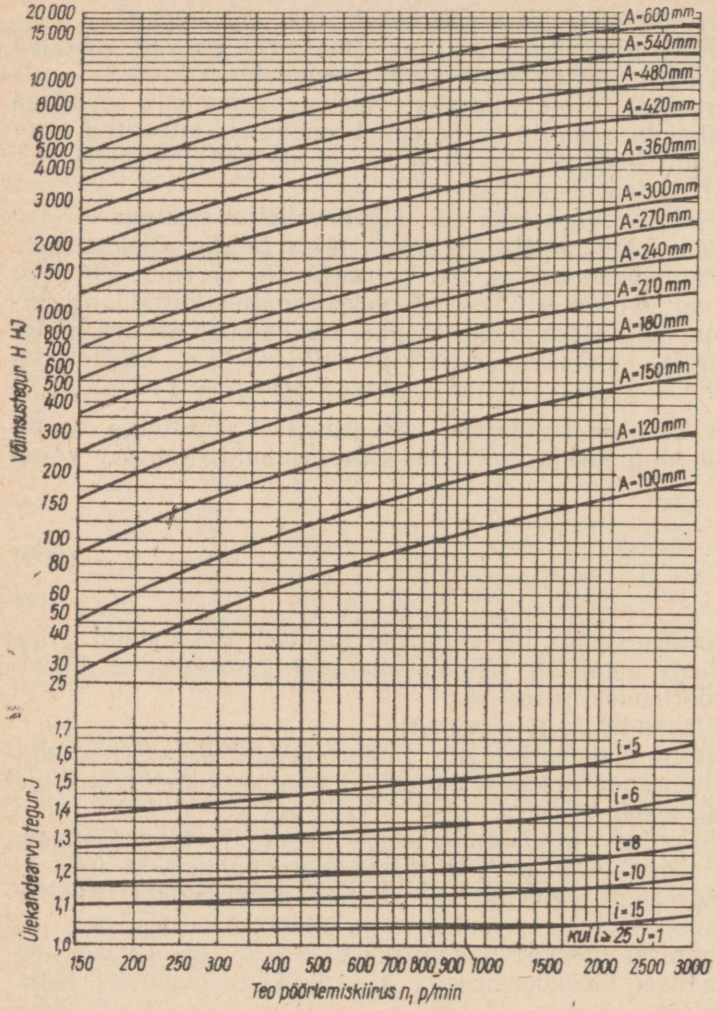
k_r — töörežiimi tegur; ööpäevasel töötamisel konstantse koormusega $k_r = 1$, tõukelise ja löökkoormusega 8 ... 10-tunnisel pideval töötamisel $k_r = 0{,}85$, ööpäevasel töötamisel löökkoormusega $k_r = 0{,}75$, perioodilisel töötamisel (15 min. töötamist vaheaegadega 2 ja enam tundi) $k_r = 1{,}4$;

J — ülekandearvu tegur, valitakse graafikult (joon. 193), kui $i > 25$, siis võetakse $J = 1$.

Arvutamisel telegedevaheline kaugus eelnevalt valitakse. Võrrandiga (309) arvutatakse võimsus N_1, mida võrreldakse antud võimsusega.

Muutliku koormuse korral lähtutakse arvutusel tööperioodi keskmisest võimsusest, sest ka tunduvad ülekoormused, kui nad lühiajaliselt mõjuvad, ei avalda olulist mõju ülekande kulumisele.

Ülekande soojusarvutus toimub vastavalt lk. 377 esitatule.



Joon. 193

Kasutegur. Võimsuse kaod globoidülekandes määratakse analoogiliselt silindertiguülekandega, seega kasutegur

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda_{a0}}{\operatorname{tg}(\lambda_{a0} + \varrho)} \left(1 - \frac{K_b}{N_1}\right)\left(1 - \frac{K_l}{N_1}\right) \qquad (310)$$

kus λ_{a0} on keerme tõusunurk arvutusliku globoidi keskkohal;
ϱ — hõõrdenurk (tabelis 57, kasutatakse väiksemaid väärtusi);

K_b — barbotaažikadu kW, määratakse empiirilise valemiga

$$K_b = 0{,}4 \cdot 10^{-5} n_1 A^2 \sqrt{\nu},^*$$

kus ν on kinemaatiline viskoossus cSt.

Võrrandis (310) arvestab esimene tegur ainult kadu hambumises, K_l väljendab hõõrdekadu laagrites kW (vt. lk. 504).

Kirjandus

1. Дикер Я. И., Глобоидные передачи, «Вестник машиностроения», № 3, 1947.
2. Передачи в машиностроении, Машгиз, 1951, 1953.
3. Зак П. С., Елисеев С. В., Журавлев В. Л., Конструирование и изготовление однозаходных глобоидных передач, «Вестник машиностроения», № 4 и 5, 1951.
4. Дикер Я. И., К вопросу о конструировании и зацеплении глобоидных передач, «Вестник машиностроения», № 1, 1950.
5. Зак П. С., Журавлев В. Л., Проектирование и изготовление глобоидных передач, «Технология углового машиностроения», Инф. бюл. № 2, Углетехиздат, 1959.
6. Дикер Я. И., Сагин Л. И., Основные производства глобоидных передач, Труды ЦНИИТМАШ, кн. 96, Машгиз, 1960.

XIX peatükk

REDUKTORID

Reduktorite põhitüübid

Üldmõisteid. Paljudel juhtudel kasutatakse hammasülekandeid iseseisvate seadmetena, mis *vähendavad* veetava võlli pöörlemiskiirust. Neil juhtudel asetatakse ülekanne jäika õli- ja tolmukindlasse korpusesse, millele laagrite kaudu tuginevad rataste võllid. Taolisi ülekandeid nimetatakse *reduktoriteks.*

Eelkirjeldatuga sarnaseid mehhanisme, mida rakendatakse veetava võlli pöörlemiskiiruse suurendamiseks, nimetatakse *multiplikaatoriteks* (kiirendajateks).

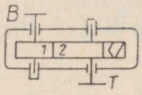
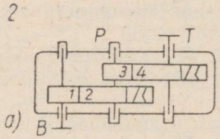
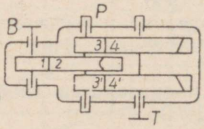
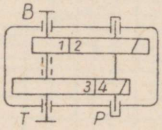
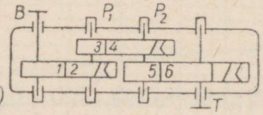
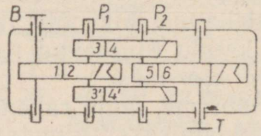
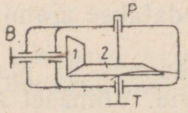
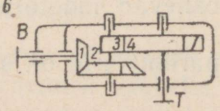
Reduktorid ja multiplikaatorid ühendatakse ajami ning töömasinaga siduri vahendusel.

Kasutusel on hammas- (silinder-, koonus- ja planetaarreduktorid), tigu- ja kombineeritud reduktorid. Viimasel ajal rakendatakse üha laialdasemalt mootorreduktoreid ning ühtsesse korpusesse monteeritud seadmeid, mis koosnevad mootorist, variaatorist ja reduktorist.

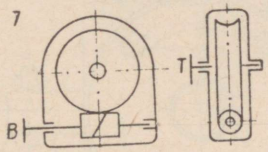
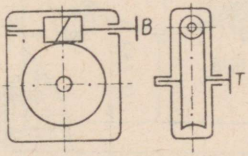
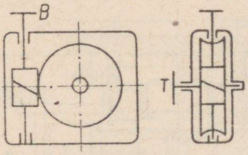
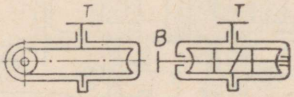
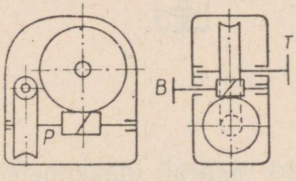
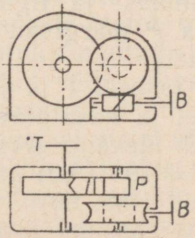
Silinderratastega reduktorite põhiparameetrid on standardisee-

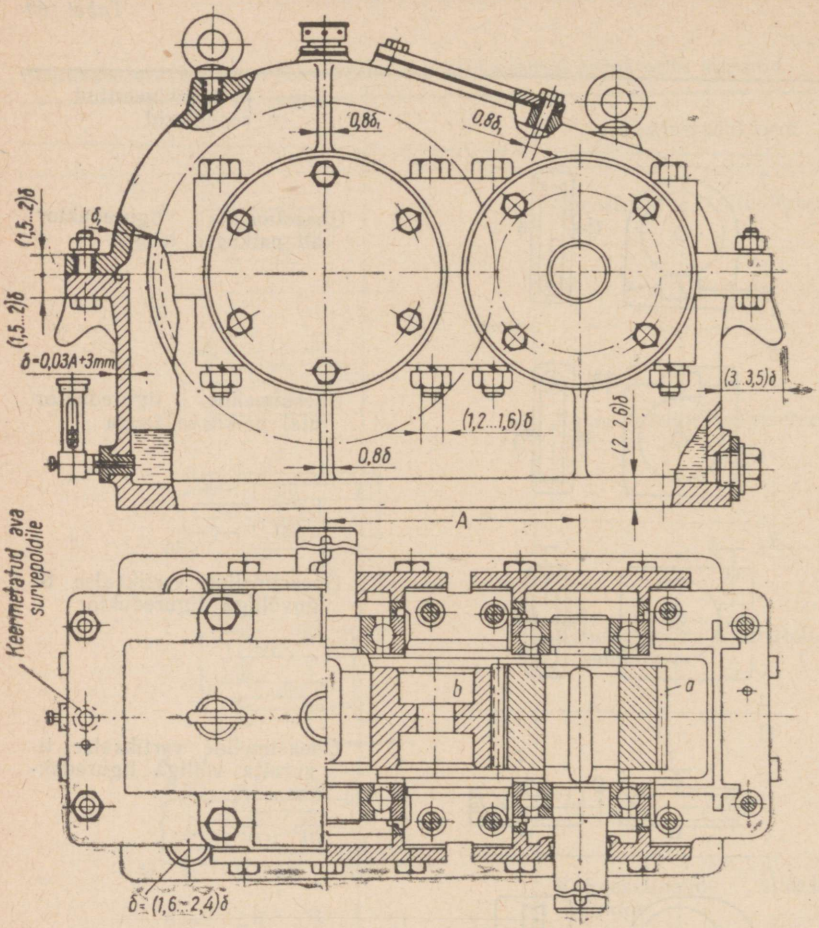
* K_b avaldises on n_1 teo pöörlemiskiirus (p/min) ja A telgede vahe (mm). — *Tõlk.*

Enamkasutatavate hammas-, tigu- ja kombineeritud reduktorite skeemid

	Hammasreduktorid
	Üheastmeline silinderreduktor
2  a)  b)	Kaheastmeline silinderreduktor
3 	Kaheastmeline samateljeline reduktor
4  a)  b)	Kolmeastmeline silinderreduktor
5 	Üheastmeline koonusreduktor
6 	Kaheastmeline koonus-silinderreduktor

Tabel 60

	Tigu- ja kombineeritud reduktorid
7 	Üheastmeline tigureduktor all paikneva teoga
8 	Üheastmeline tigureduktor ülal paikneva teoga
9 	Üheastmeline vertikaalse tiguvõlliga tigureduktor
10 	Üheastmeline vertikaalse tiguratta võlliga tigureduktor
11 	Kaheastmeline tigureduktor
12 	Kaheastmeline tigu-silinder-reduktor



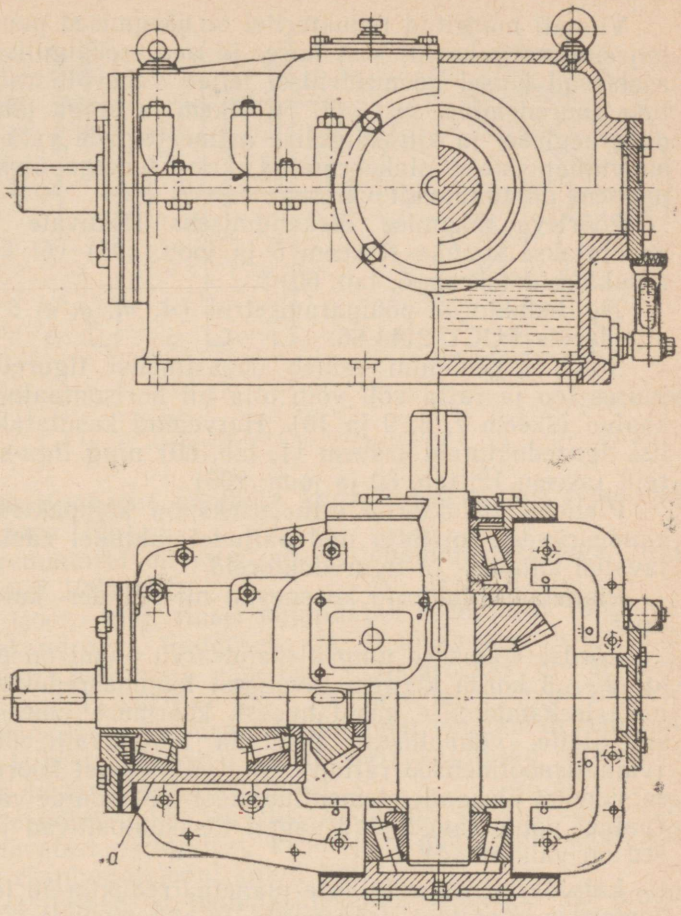
Joon. 194

ritud ГОСТ 2185-66 alusel. Standard määrab ülekannete telgede vahed, hammasrataste laiuse tegurid ja ülekandearvud.

Skeemnäiteid enamkasutatavatest hammas- ja tigureduktoritest on toodud tabelis 60 (tähed *B*, *T* ja *P* märgivad vastavalt kiirekäigulist, aeglasekäigulist ja vaheastet).

Ühe silinderhammaspaariga reduktor (skeem 1 ja joon. 194) on konstruktsioonilt lihtne ning töökindel ja kasutatav ulatuslikus võimsuste piirkonnas, kuid väikestel ülekandearvudel ($i \leqslant \leqslant 8 \ldots 10$). Suure ülekandearvu puhul ($i = 10 \ldots 60$) kasutatakse skeemidel 2, *a* ja 4, *a* esitatud reduktoreid (tab. 60).

Nende reduktorite puuduseks on rataste ebasümmeetriline ase-



Joon. 195

tus tugede suhtes. Koormusest tulenev võllide läbipaine põhjustab hammasrataste nurgiasetust võlli esialgse geomeetrilise telje suhtes. Hambuvate rataste suhteline nurgiasetus tekitab ülekoormust hammaste otstel, mille tagajärjel ülekanne võib enneaegselt töökõlbmatuks muutuda.

«Jaotatud võimsusega» reduktorites (skeem 2, *b* ja 4, *b*; tab. 60) on eelmärgitud puuduse vähendamiseks kiirekäigulise astme väikeseläbimõõdulistel võllidel asetsevad rattad paigutatud tugede keskele. Võlli läbipaine rataste nurgiasetust nüüd ei põhjusta.

Samateljelisi reduktoreid (skeem 3) kasutatakse, kui reduktori kaudu ühendatavate seadmete teljed ühtivad.

Viimati märgitud reduktoritel on järgmised puudused: suurem teljesihiline gabariit, sest kiire- ja aeglasekäigulise võlli laagrid asetsevad ühisel geomeetrilisel teljel; vahevõlli rataste nurgiasetuse suurenemine, sest võll on pikem ja seega läbipaine suurem ning aeglase- ja kiirekäigulise astme telgede vahe võrduse tõttu on viimane neist alakoormatud, kuna temaga ülekantav pöördemoment on tunduvalt väiksem.

Pöörleva liikumise ülekandmiseks lõikuvate telgede puhul kasutatakse koonus- (skeem 5 ja joon. 195) või koonus-silinderreduktoreid (skeem 6, tab. 60) *.

Tigureduktorite põhiparameetrid (A, m, q, z_1 i jt.) on toodud standardis ГОСТ 2144-66.

Kõige sagedamini esineb üheastmelisi tigureduktoreid, kusjuures teo ja ratta võll võib olla nii horisontaalne kui ka vertikaalne (skeem 7, 8, 9 ja 10). Harvemini kasutatakse kaheastmelisi tigureduktoreid (skeem 11, tab. 60) ning tigu-silinderreduktoreid (skeem 12, tab. 60 ja joon. 205).

Planetaarreduktorite erinevuseks on kompaktsus suurtel ülekandearvudel, mistõttu nad paljudel juhtudel edukalt asendavad tavalisi silinder- ja tigureduktoreid.

Planetaarreduktorid koosnevad nii silinder- kui ka koonusrattaist.

Võrdse võimsuse ning ülekandearvu puhul on planetaarreduktor 2...3 korda kergem tavalisest hammasreduktorist. See tuleneb sisehambumise kasutamisest, koormuse jaotumisest mitmele satelliidile, võimalusest kasutada kõrgekvaliteedilisi materjale (väikesemõõtmelised rattad) ning väiksemast koormuse kontsentratsioonist ülekande elementide deformatsioonide vähenemise tõttu (painet põhjustavad jõud sageli tasakaalustuvad ja rataste laiused on väiksemad).

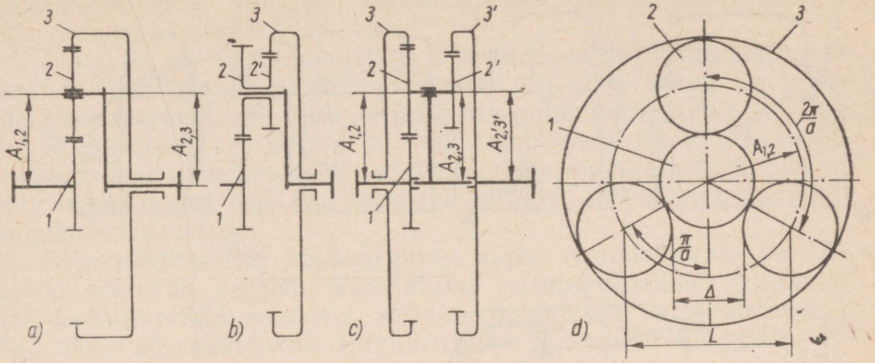
Laialdaselt rakendatakse planetaarreduktoreid lennukites, helikopterites, vintsides, transpordi- ja sõjamasinates.

Reduktorites esinevaid planetaarülekannete skeeme kujutab joonis 196.

Lihtsat planetaarreduktorit esitab skeem joonisel 196, *a*, mille maksimaalne ülekandearv $i = 8$. Suure kasuteguri tõttu ($\eta = 0{,}99...0{,}97$) kasutatakse selliseid reduktoreid paljudes statsionaarsetes ja transpordimasinates.

Joonisel 196, *b* skeemiga kujutatud planetaarreduktorid võimaldavad suuremat ülekandearvu (kuni $i = 15$), kusjuures kasutegur on neil võrdne eelesitatuga. Radiaalsuunaline gabariit on mõlemal reduktoril aga võrdse võimsuse ja ülekandearvu juures erinev. Näiteks ülekandearvul $i = 8$ on skeemi *a* alusel valmistatud

* Koonusratastega reduktorite põhiparameetrid on standardiseeritud ГОСТ 12289-66 alusel. — *Tõlk.*



Joon. 196

reduktori radiaalgabariit poolteist korda suurem, kui reduktoril skeemiga *b* (joon. 196).

Esitatud reduktorid on sirg- või kaldhammasratastega ning võimsusega kuni 1000 kW.

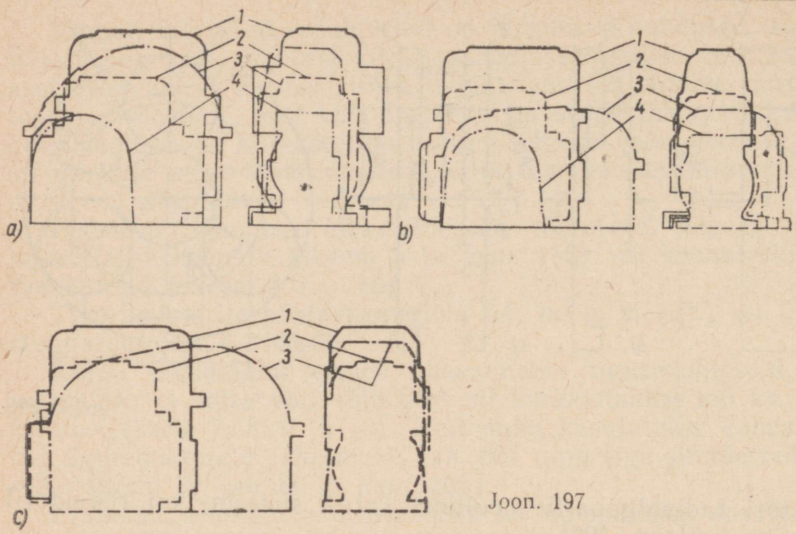
Skeemi *c* (joon. 196) alusel kujundatud reduktorid võimaldavad suuri ülekandearve. Puuduseks on, et ülekandearvu suurenemisel kasutegur tunduvalt väheneb. Otstarbekas on selliseid reduktoreid kasutada kui $i = 10 \ldots 100$ ja võimsus kuni 100 kW.

Suurt ülekandearvu ja kõrget kasutegurit võimaldab reduktor, mis koosneb kahest skeemil *a* (joon. 196) kujutatud ülekandest või planetaar- ja tavalisest ülekandest.

Reduktorite põhitüüpide võrdlus. Reduktori tüübi valikul lähtutakse järgnevatest näitajatest: kasutegur, gabariidid, kaal, valmistamise ja ekspluatatsiooni kulud jm.

Eelesitatust ilmneb, et hammasülekande kasutegur on tunduvalt kõrgem kui tiguülekandel silinder- või globoidteoga (kaod viimati märgitutes on ligikaudu viis korda suuremad kui kaheastmelises silinderreduktoris). Tigureduktori pikemaaegsel ning kestval töötamisel esinevast kaovõimsusest tulenev elektrienergia kulu ületab tunduvalt hammasreduktori maksumust, millega tigureduktor oleks asendatav. Tigu- ja globoidreduktoreid on soovitav siis kasutada, kui olulist tähtsust omab mürata töötamine, ajami üldkujundus ning kui töö toimub pausidega. Erilist tähelepanu tuleb pöörata planetaarreduktori skeemi valikul kasutegurile.

Erinevat tüüpi reduktorite gabariitmõõtmete võrdlus näitab, et väikestel ülekandearvudel on suurimate mõõtmetega tigureduktorid ning vähimatega — suure hammaste pinnakõvadusega planetaarreduktorid. Joonis 197 esitab reduktorite gabariitide võrdlust erinevatel võimsustel ja ülekandearvudel, kusjuures skeemil *a* $N_2 = 37$ kW, $i = 7$; skeemil *b* $N_2 = 18$ kW, $i = 21$ ja skeemil



Joon. 197

c $N_2 = 9$ kW, $i = 50$. Skeemidel esinev tähistus: *1* — tigureduktor silindrilise teoga, tiguratta hammasvöö tinapronksist; *2* — globoidreduktor; *3* — silinderratastega reduktor; *4* — planetaarreduktor. Ülekandearvu suurenemisel tigu- ja globoidreduktorite suhtelised mõõtmed vähenevad [1].

Eeltoodust järeldub, et kõige otstarbekamateks osutuvad hammasreduktorid.

Praktikas esineb üheastmelisi silinderratastega reduktoreid, millel ülekandearv $i = 25$, kuid üldjuhul ei ole soovitav kasutada ühes astmes $i > 8$. Kald- ja noolhammasratastel võib kasutada suuremaid ülekandearve kui sirghammasratastel.

Suure ülekandearvu puhul tuleb kasutada mitmeastmelist hammas- või tigureduktorit.

Ülekanded tehakse kaheastmelistena, kui ülekandearv $i = 10 \ldots 50$. Kui $i > 40$ võib kasutada juba kolmeastmelist ülekannet. Ülekandearve standardsetele reduktoritele esitab ГОСТ 2185-66, ГОСТ 12289-66, ГОСТ 2144-66 ja ГОСТ 9369-66.

Kõige levinumad on välishambumisega hammasülekanded. Võrreldavatel tingimustel on sisehambumisega ülekanded tunduvalt väiksemate gabariitidega. See on põhjustatud hamba pinnas kontaktpingete vähenemisest kumerapinnalise väiksema ratta hambumisel nõgusapinnalise suurema ratta hambaga. Suurtel võimsustel ei ole sisehambumisega ülekanded kasutatavad, sest rataste konsoolne asetus suurtel koormustel põhjustab tunduvat koormuse kontsentratsiooni.

Laialdaselt kasutatakse sisehammastega rattaid planetaarre-

duktorites, kuna siin on koormuse kontsentratsiooni võimalik vähendada konstruktiivsel teel.

Lihtsaim on sirghammastega ülekanne, mida kasutatakse väikestel ringkiirustel. Sirghammasrattad on otstarbekad ka juhtudel, kui telgjõud või ratta teljesihiline nihkumine ei ole lubatav. Ringkiirusel $v > 5$ m/s on soovitatav kasutada kaldhammasrattaid. Suurtel koormustel vajavad kaldhammasratastega ülekanded tugilaagreid, mistõttu taolistel juhtudel on sobivam kasutada noolhammasrattaid.

Suuremõõtmeliste koonusrataste täpne valmistamine on küllaltki keerukas, seetõttu kasutatakse mitmeastmelistes ülekannetes koonusrattaid esimeses astmes. Sirghammastega koonusrattad töötavad rahuldavalt ringkiirustel $v \leqslant 2$ m/s, suurematel kiirustel kasutatakse koonusrattaid kõverjooneliste hammastega.

Kombineeritud reduktorites paigutatakse tigupaar kiiremakäigulisse astmesse, sest suurematel kiirustel on tigupaari kasutegur kõrgem.

Reduktorite konstruktsioon

Hammas- ja tigureduktorid. Reduktori korpus valmistatakse hallmalmist СЧ 15-32 ja СЧ 18-36, harvemini terasvalust 15Л, 20Л või 25Л (ГОСТ 977-65). Mõnikord tehakse korpus keeviskonstruktsioonina (joon. 198).

Korpus peab olema lihtne. Järelikult peab jäikust tagavate ribide, ääriste jt. arv olema minimaalne. Reduktori korpuse mõõtmed määratakse konstruktiivselt (vt. joon. 194 ja 199).

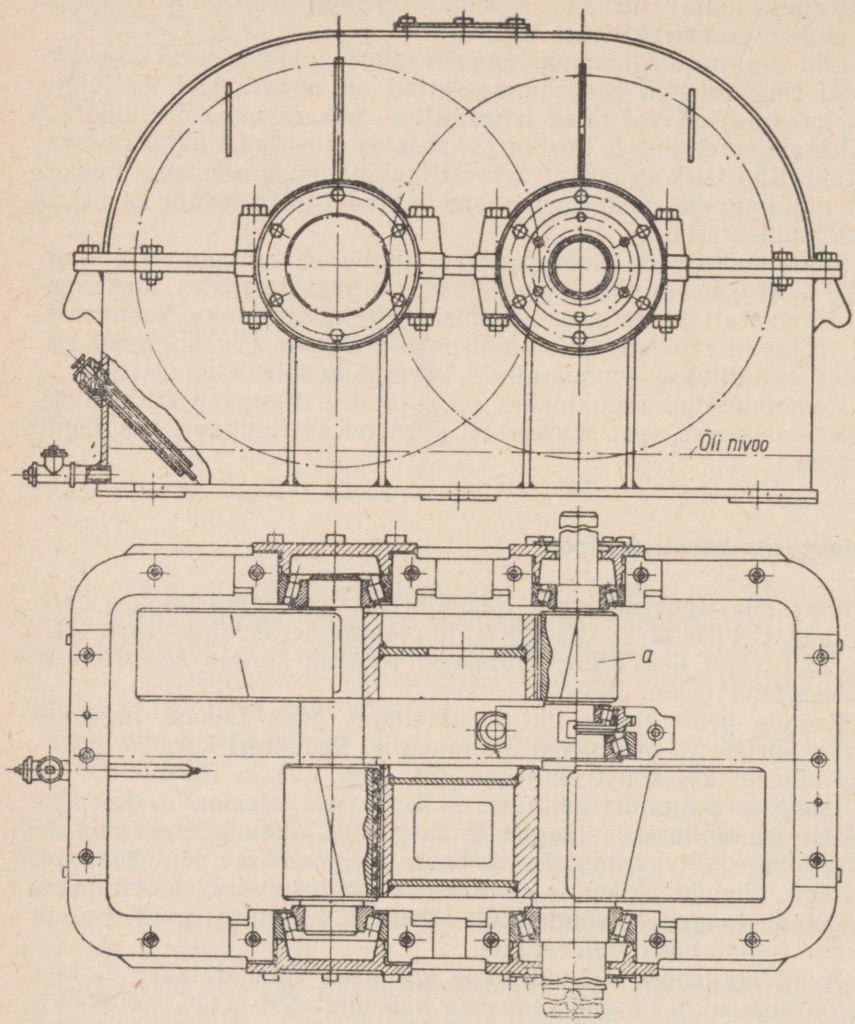
Laagrite paigalduskohtadel on korpusel valueendid. Korpuse jäikust suurendatakse laagritelt korpusele jõudude ülekandekohtades ribiga või asendatakse korpuse sirgjooneline sein kaarekujulisega. Reduktori kaane ja aluse ühenduspoldid soovitatakse paigutada laagritele võimalikult lähedale, kusjuures poldi pea ja mutter tugistatakse valueendile.

Avad laagritele või puksidele korpuses valmistatakse 2. täpsusklassiga ning pinnakaredusega vähemalt ∇6 (ГОСТ 2789-59).

Et kaant oleks aluselt kerge eraldada, tehakse mõnikord kaane äärisesse keermetatud augud survepoldi jaoks.

Hambumise kontrollimiseks, õli sissevalamiseks ja väljalaskmiseks, määrdeõli näitaja või termomeetri paigutamiseks on reduktori korpuses vajaliku kuju ja mõõtmetega avad, mida suletakse kaante, korkide, äärikute jt. Reduktori tõstmiseks ning transporteerimiseks on kaanel rõngaspoldid või valatud konksud kaanel ja alusel.

Korpuse eralduspinna vahelt määrdeõli läbituleku vältimiseks tehakse mõnikord aluse äärikusse süvend, mis kaldsete avade kaudu ühendatakse reduktori sisemusega (joon. 195).



Joon. 198

Reduktori kaane ja aluse vastastikune asend fikseeritakse kahe koonustihvtiga (või silindrilise tihvtiga), mis asetatakse teineteisest võimalikult kaugele (joon. 194).

Väikese ja keskmise võimsusega reduktorite võllid toetuvad harilikult veerelaagritele, suure võimsusega ja kiirekäigulistes reduktorites kasutatakse aga liugelaagreid.

Laagri tüüp valitakse vastavalt kasutatavale hambumisele. Sirghammasrataste puhul on rakendatavad igasugused laagrid.

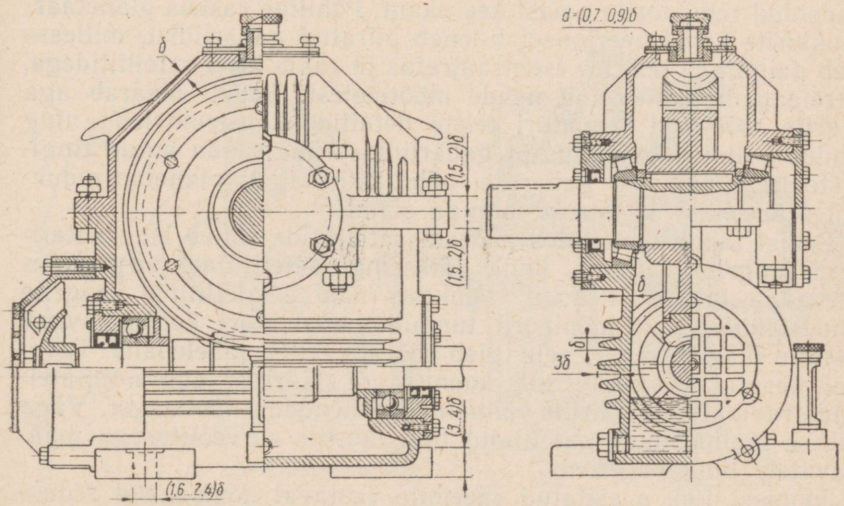
Kaldhammasrataste võllid tugistatakse ühere alistele radiaal- ja radiaalkuullaagritele või koonusrull-laagritele.

Noolhammasratastega reduktorites on ratta pooltele mõjuva koormuse võrdsustamiseks vaja üks võllidest asetada (soovitav väiksema ratta võll kui kergem) rull-laagritele, mis tagab võllile iseseaduvuse (ujuv võll) ratta pooltele mõjuvate telgjõudude toimel.

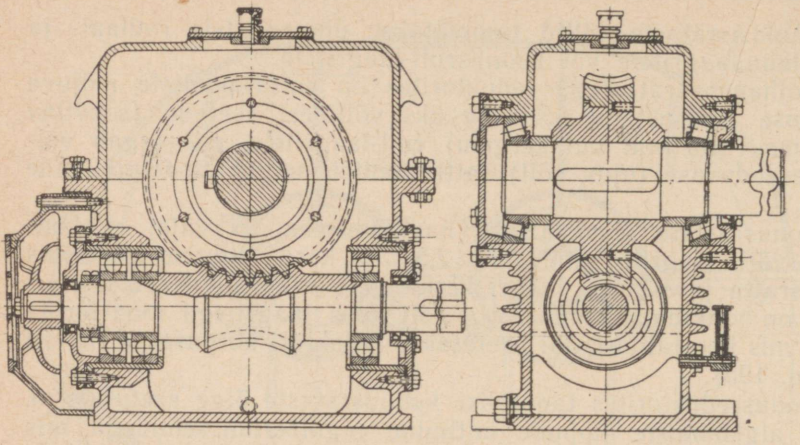
Koonusrataste normaalseks hambumiseks on vaja, et konsoolse võlli laagrite vahe oleks 2,5 ... 3 korda suurem väiksema koonusratta ja esimese laagri kesklõigete vahekaugusest. Otstarbekas on väiksema koonusratta võll koos laagritega monteerida puksi, mis koostatud kujul asetatakse reduktori korpusesse (detail *a*, joon. 195).

Koonusreduktorites tagatakse koonusrataste õige asetus, s. o. nende algkoonuste tippude ühtimine reguleerimisseibidega, mis asetatakse puksi ja korpuse ning laagrikaante ja korpuse pindade vahele. Seibide komplekti vastava valikuga on võimalik kumbagi koonusratast koos võlliga teljesihiliselt nihutada vajalikus suunas kuni saadakse korrektne hambumine.

Silinder- ja globoidtigureduktorites kasutatakse nii teo kui ka tiguratta tugedes peamiselt radiaaltugilaagreid. Võrreldes radiaalkuullaagritega võtavad need laagrid vastu suuremaid telgjõude ja on jäigemad. Viimati märgitu tagab ülekandeelementidele püsivamat asetust üksteise suhtes. Kompaktset laagrisõlme tagavad veerelaagrid kontaktnurgaga $\beta = 26 \ldots 30°$ (ГОСТ 831-62 ja 7260-54).



Joon. 199



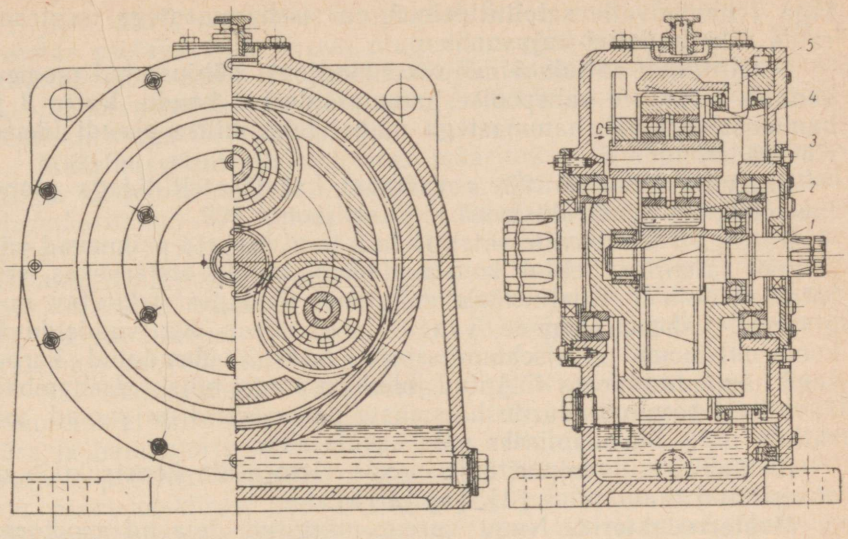
Joon. 200

Teo mõlemas toes radiaaltugilaagreid kasutades (joon. 199) võib teo temperatuuri tõus põhjustada veereelementide kinnikiilumist. Taolise ohu võimalikkusel (kui tugede vahe on üle 350 mm) asetatakse mõlemad radiaaltugilaagrid ühele toele ja teine tugi moodustatakse radiaalkuul- või rull-laagrist, mis võtab sel juhul vastu ainult radiaalkoormust (joon. 200). Montaaži ning valmistamistehnoloogia lihtsustamiseks asetatakse mõnikord laagrid korpuses liugistuga asuvaisse puksidesse.

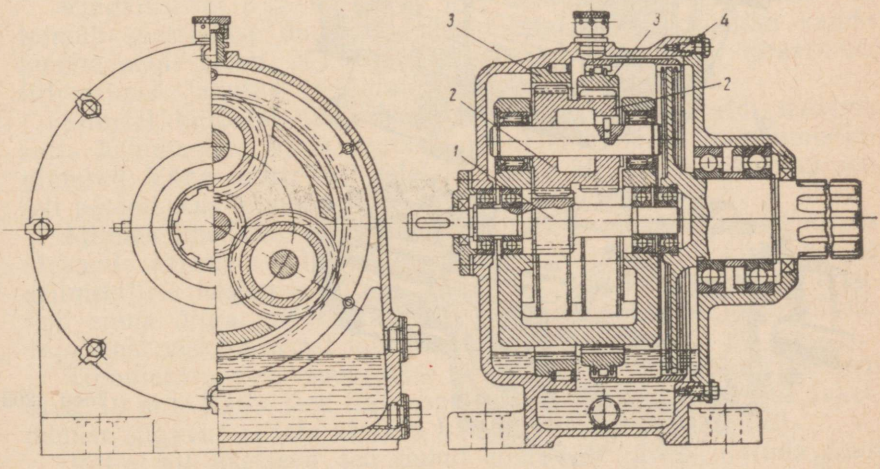
Planetaarreduktorid. Planetaarreduktorite konstruktsioon on vaadeldud reduktorite omast keerukam. Põhiline raskus planetaarreduktorite konstrueerimisel tuleneb piiratud gabariidist, millesse tuleb paigutada pöörlev tsentraalratas ja raam koos satelliitidega. Veerelaagrite iga sõltub nende mõõtmetest. Sageli määrab aga laagrite mõõtmed reduktori teiste detailide konstruktsioon ning reduktori üldine kujundus ja gabariidid. Püüe saada antud tingimustel minimaalseid gabariite, põhjustab sageli planetaarreduktorites keerulise konstruktsiooniga sõlmi.

Erilist tähelepanu tuleb pöörata satelliitide sõlme konstrueerimisel laagrite valikule, kuna väiksemgi satelliitide nurgiasetus halvendab tunduvalt kogu reduktori tööd. Satelliitide laagrite kandevõime piirab mõnikord tunduvalt reduktori koormatavust, mistõttu laagrite arvutusele tuleb pöörata erilist tähelepanu. Tavaliselt kasutatakse kuul-, rull-, koonus- või sfäärilisi laagreid. Satelliitide radiaalset gabariiti võimaldab vähendada nõellaager. Väga väikese läbimõõduga satelliidid tugistatakse surveõlitusega määritavatele liugelaagritele.

Joonisel 196, *a* esitatud skeemile vastavat kompaktset reduktorit kujutab joonis 201. Koormuse ühtlasemaks jaotamiseks rat-



Joon. 201



Joon. 202

taga *1* hambuvaile satelliitidele *2*, on sisehammastega tsentraalratas *3* kujundatud «ujuvana».

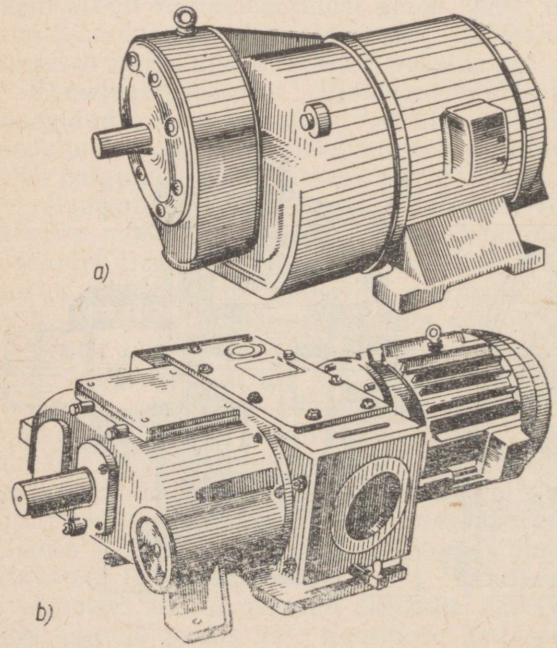
Satelliitidelt rattale *3* mõjuvast ringjõust põhjustatud moment kandub korpusele kahepoolse hammassiduri *4* kaudu. Ratta *3* ja hammassiduri välishammastega muhvi teljesihilise asendi fikseerib seaderõngas *5*.

Skeemile joonisel 196, *c* vastavat kaksiksatelliitidega planetaarreduktori konstruktsiooni kujutab joonis 202.

Rattaga *1* hambuvate satelliitide *2* ja *2'* laagrid paiknevad väljaspool satelliite. Selline konstruktsioon on siin otstarbekas, sest ratastelt *3* ja *3'* satelliitidele mõjuvaist jõududest tekitatav nurgiasetus väheneb tugede vahe suurenemisel. Ka vaadeldavas konstruktsioonis on sisehammastega ratas *3'* ühendatud korpusega hammassiduriga *4*. Antud juhul on siduri hülsis sisehambad. Tavaliselt hammassidurite hammaste parameetrid on samad mis rattail, mille ühendamiseks neid kasutatakse.

Eritüübiliste reduktorite ja nende elementide konstruktsioone on esitatud raamatutes [3], [4] ja [5].

Mootorreduktorid. Nagu varem märgitud, leiavad mootorreduktorid laialdast kasutamist. Mootorreduktorites (joon. 203, *a*) on eritüübilised reduktorid monteeritud elektrimootoriga ühtsesse korpusesse. Neid kasutatakse suhteliselt väikestel võimsustel. Liites esitatud konstruktsioonile veel variaatori (näit. kettvariaatori,



Joon. 203

vt. joon. 207), saadakse kompaktne seade, mis võimaldab reguleerida veetava võlli kiirust ulatuslikus piirkonnas. Joonis 203, *b* kujutab välisvaadet Tšehhoslovakkias toodetavast mootor-variaator-planetaarreduktorist võimsusega 4,8 kW ja veetava võlli pöörlemiskiirusega 0 ... 250 p/min.

Määrimisviisid. Reduktorites määritakse hambumist määrdeõliga, kusjuures rataste hambad kas sukelduvad õlivanni (sukeldusmäärimine) või juhitakse õli düüsi kaudu hambumistsooni (jugaõlitus). Keskmise võimsusega reduktorites (eriti planetaarreduktorites) määritakse hambumist ja laagreid kõige edukamalt piiskõlitusega. Piiskade (udu) tekitajaiks on õli läbivad hammasrattad või tiivikud (vt. joon. 201). Piiskõlitus tagab rahuldavaid tulemusi kui reduktori vaba siseruumala ei ole liiga suur.

Sukeldusmäärimist kasutatakse ringkiirustel kuni $v = 12$ m/s. Suurematel kiirustel paiskub õli tsentrifugaaljõu mõjul pindadelt ära, ja hambumise määrimine ei ole küllaldane. Ühtlasi suureneb rataste pöörlemistakistus ja tõuseb õli temperatuur. Mida suurem on pöörlemiskiirus, seda väiksem on lubatav sukeldussügavus. Määrdeõlisse sukeldatakse suurem ratas. Soovitav sukeldussügavus kiirekäigulistel ratastel on kuni 0,7 hamba kõrgusest, kuid mitte alla 10 mm. Aeglasekäigulistel ratastel ei tohi sukeldussügavus ületada 100 mm. Koonusülekandeis tuleb hammasratas sukeldada määrdeõlisse hamba pikkuse ulatuses.

Mitmeastmelistes ülekannetes ei ole alati võimalik kõiki hambumisi määrida suureläbimõõduliste rataste õlisse sukeldamisega. Õlisse mitteulatuvate rataste määrimiseks kasutatakse eriseadmeid või määrimisratast, määrimisrõngast jm. (joon. 204, *a*).

Õlivanni maht valitakse selliselt, et iga 1 kW ülekantava võimsuse kohta tuleks 0,35 ... 0,7 liitrit õli.

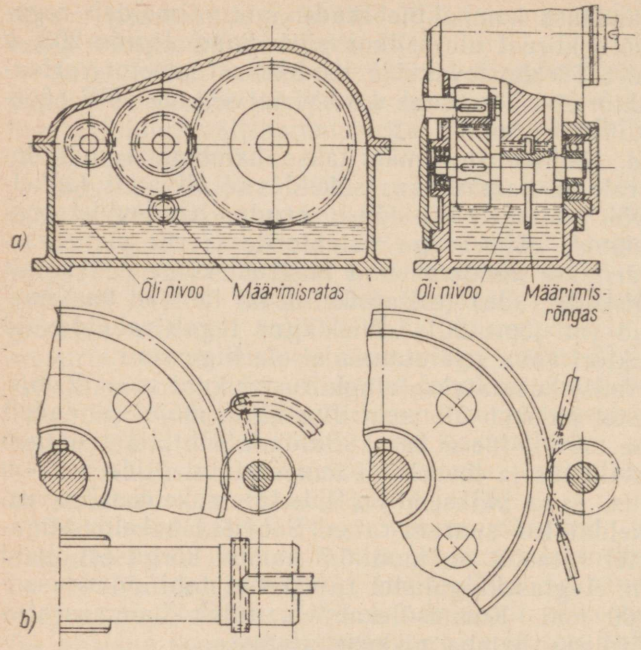
Ringkiirustel $v \geqslant 12$ ... 15 m/s kasutatakse *jugaõlitust*, mis toimub spetsiaalse düüsiga, kuhu juhitakse õli torustiku kaudu pumba poolt (joon. 204, *b*). Õlitussüsteemi kuuluvad torustikud, filtreerimis-, jahutus- ja õlihulga reguleerimisseadmed.

Suurtel kiirustel ($v > 20$ m/s) juhitakse õli eraldi mõlema ratta hammastele, kuna vastasel juhul halvenevad hambumistingimused. Väga suurtel kiirustel juhitakse õli hambumistsooni sellelt poolelt, kus hambad lahkuvad hambumisest.

Mitmeastmelistes ülekannetes valitakse määrdeõli viskoossus ülekande äärmiste astmete määrimiseks vajaliku õli viskoossuste aritmeetilise keskmise alusel. Määrides hammasrattaid ja laagreid sama õliga, määratakse õli mark hambumise määrimiseks vajalikust viskoossusest lähtudes.

Tiguülekannetes kasutatakse sukeldusõlitust teo ringkiirusteni $v_1 \leqslant 10$ m/s. Ratta (kui tigu asub rattast ülal või teo õlisse sukeldamise sügavus ei tohi ületada hamba või keerme kõrgust).

Ratta all asetseva teo puhul tohib õli nivoo ulatuda kuni laagri alumise veereelemendi (kuul, rull) tsentrini. Vastasel juhul



Joon. 204

suureneb hõõrdekadu laagrites ja laagrisõlme tihendamine muutub keerukamaks. Kui vaadeldaval juhul ei ole võimalik sukeldada tigu määrdeõlisse, siis asetatakse teo võllile tiivikkettad (vt. joon. 199), mis teo pöörlemisel paiskavad õli tigurattale. Taoline määrimine sagedaste pausidega töötamisel võib osutuda mitteküllaldaseks, kuna siirdeperioodidel ei satu hambumisse piisavalt õli.

Teo ringkiirusel $v_1 < 4$ m/s on soovitav asetada tigu ratta alla ning $v_1 > 4$ m/s ratta peale. Teo kiirusel $v_1 > 10$ m/s tuleb kasutada jugaõlitust, juhtides düüsist õli tigukeermete hambumisse suundumise tsooni.

Reduktorite arvutus

Hammas- ja tigureduktorid. Reduktori ülekande arvutus toimub eelmistes peatükkides esitatud valemitega. Reduktoris esinevad võllid, laagrid, ühenduselemendid jt. arvutatakse vastavates peatükkides esitatud materjali alusel.

Planetaarreduktorid. Planetaarreduktorite tsentraalrataste ja satelliitide läbimõõtude ning hammaste arvude määramisel ja tugevusarvutusel tuleb arvestada ülekande konstruktsiooni iseärasusi.

Planetaarülekannetes kasutatakse mitut satelliiti, minimaalselt kolme, seetõttu on nende paigutamiseks üksteisest võrdsetele vahekaugustele vaja rahuldada teatavaid tingimusi.

Esimene — *naaberlikkuse* tingimus. Naabersatelliitide hammaste peade kokkupuutumise vältimiseks on vaja, et nende peaderingjoonte raadiuste summa oleks väiksem satelliitide telgede vahest (joon. 196, *d*), s. o.

$$L = 2A_{12}\sin\frac{\pi}{a} = z_2 m + 2m(1+\xi) + \Delta, \tag{311}$$

kus Δ on rataste vaheline lõtk (peab olema vähemalt 1 mm);

a — satelliitide arv.

Teine — *samateljelisuse* tingimus. Satelliidid hambuvad samaaegselt kahe tsentraalrattaga, seega peavad paralleelsete telgedega silinderülekandeis kõigi rattapaaride telgede vahed olema võrdsed (joon. 196), s. o.

$$A_{12} = A_{23}, \quad A_{12} = A_{23} = A_{2'3'}.$$

Korrigeerimata või korrigeeritud kõrgusega rataste puhul peab skeemil *a* (joon. 196) esitatud ülekandel

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2,$$

s. o.

$$z_1 + 2z_2 = z_3. \tag{312}$$

Joonisel 196, *c* kujutatud ülekandele kehtib kaks tingimust, millest esimene väljendub võrrandiga (312) ja teine võrrandiga

$$m_2(z_3 - z_2) = m_{2'}(z_{3'} - z_{2'}). \tag{313}$$

Sageli $m_2 = m_{2'}$, siis võrrand (313) saab järgmise kuju:

$$z_3 - z_2 = z_{3'} - z_{2'}. \tag{313'}$$

Tingimuste (312) ja (313) samaaegse rahuldamise vajadus raskendab hammaste arvu valikut. Valik lihtsustub, kui kasutada korrigeeritud nurgaga hambumist.

Korrigeeritud ratastega ülekandele (skeem *a*, joon. 196) avaldub tingimus (312) kujul:

$$\frac{z_1 + z_2}{\cos\alpha_{12}} = \frac{z_3 - z_2}{\cos\alpha_{32}} \tag{314}$$

ning joonisel 196, *c* kujutatud ülekandele

$$\frac{z_1 + z_2}{\cos\alpha_{12}} = \frac{z_3 - z_2}{\cos\alpha_{32}} = \frac{z_{3'} - z_{2'}}{\cos\alpha_{3'2'}}. \tag{315}$$

Tingimustest (312) ja (313) kõrvalekaldumiseks tuleb kasutada sellist korrigeerimist, millel $\alpha_{32} \neq \alpha_{32}$ ja $\alpha_3 \neq \alpha_{3'3'}$.

Kolmas — *koostamise* tingimus. Hambumises olevate hammasrataste hammaste arvud peavad peale tingimuste (313) ja (312) rahuldama veel koostamise tingimust, mis tagab satelliitide võrdsel vahekaugusel rataste hammaste sattumise vastasratta hambavahedesse. Koostamise tingimuse tuletamine põhineb asjaolul, et hammasrataste algringjoonte osadest moodustatud suletud kontuuri pikkus (joon. 196, *d*) peab olema hambumissammu täisarv kordne — vastasel juhul rataste hambumine ei ole võimalik.

Algringjoonte osade summaarne pikkus:

$$\frac{2\pi}{a}\cdot\frac{d_1}{2}+\pi\frac{d_2}{2}+\frac{2\pi}{a}\cdot\frac{d_3}{2}+\pi\frac{d_2}{2}=\frac{\pi}{a}(d_1+d_3)+\pi d_2.$$

Eelmärgitud tingimus on täidetud, kui võrduse parempoolse avaldise esimene liige on sammu täisarv kordne, sest teine liige rahuldab esitatud tingimust. Järelikult on vaja, et

$$\frac{\pi(d_1+d_3)}{at}=\frac{z_1+z_3}{a}=k, \tag{316}$$

kus k on täisarv.

Juhul kui satelliidil on kaks erinevate hammaste arvudega hammasvööd, on koostamine võimalik, kui kummagi tsentraalratta *1* ja *3* hammaste arvud on satelliitide arvu kordsed.

Hammaste tugevusarvutus toimub XV peatükis esitatud valemitega, võttes arvesse seejuures alljärgnevaid erinevusi.

Joonisel 196, *a* kujutatud ülekande arvutamisel vaadeldakse iga hambapaari eraldi, s. o. esineb välishambumisega ülekanne ratastega *1* ja *2* ning sisehambumisega ülekanne ratastega *2* ja *3* (mõlemas ülekandes tähistame väiksema ratta indeksiga v).

Väiksemale rattale mõjuv pöördemoment

$$M_v=\frac{M_1k_s}{a}\cdot\frac{z_v}{z_1}, \tag{317}$$

kus z_v on väiksema ratta hammaste arv (kusjuures $z_v=z_1$ või $z_v=z_2$, kui $z_1>z_2$);

k_s — tegur, mis arvestab satelliitide ebaühtlast koormatavust.

Tegur k_s on väljendatav satelliidile mõjuva suurima koormuse P_{max} ja koormuse $P_{ü}$ jagatisena, s. o.

$$k_s=\frac{P_{max}}{P_{ü}}, \tag{318}$$

kus $P_{ü}$ on koormus, mis mõjuks satelliitidele, kui nad kõik oleksid ühtlaselt koormatud.

Koormuse ebaühtlust põhjustavad valmistamise ebatäpsused.

Sõltuvalt valmistamise täpsusest, rataste läbimõõdust ja materjalist võib tegur k_s osutuda küllaltki suureks (kuni $k_s = 2$ ja enamgi [7]). Ligikaudselt võib 7. täpsusastmega ülekannetes võtta $k_s = 1{,}6$, kui tsentraalratta läbimõõt $d_\partial = 200 \ldots 400$ mm ja $k_s = 1{,}4$, kui $d_\partial > 400$ mm.

Kasutades koormuse jaotuse ühtlustamiseks ujuvat tsentraalratast, väheneb teguri k_s väärtus tunduvalt ning on 1,1 ... 1,2 piires.

Pingetsüklite arvu määramisel tuleb lähtuda ratta pöörlemiskiirusest raami suhtes ja satelliitide arvust, kusjuures

$$N_{ts1} = 60Ta(n_1 - n_r),$$
$$N_{ts2} = 60T(n_2 - n_r),$$
$$N_{ts3} = 60Ta(n_3 - n_r,) \qquad (319)$$

kus n_r on raami pöörlemiskiirus,
T — ülekande töötundide arv.

Joonisel 196, *a* esitatud ülekande arvutamisel tehakse algul välis- ja siis sisehambumise projektarvutus. Koormuse dünaamilisuse tegur välishambumise arvutamisel määratakse olenevalt ratta pöörlemiskiirusest raami suhtes. Sisehambumise arvutuse eesmärgiks on ratta *3* materjali määramine.

Joonisel 196, *c* kujutatud ülekande arvutamisel tuleb eraldi vaadelda kolme ülekannet: välishambumine *1—2*, sisehambumine *2—3* ja *2′—3′*. Kõigil ülekannetel tuleb määrata pöördemoment väiksemal rattal. Ülekandele *1—2* arvutatakse moment võrrandiga (317) ning ülekandele *2—3* võrrandiga

$$M_v = \frac{M_3 k_s}{a} \cdot \frac{z_2}{z_3} \qquad (317')$$

ja ülekandele *2′—3′*

$$M_v = \frac{M_{3'} k_s}{a}, \frac{z_{2'}}{z_{3'}}. \qquad (317'')$$

Momendid M_3 ja $M_{3'}$ väljendatakse vedaval rattal esineva momendi kaudu, võttes seejuures arvesse ka kasutegurit. Valemites (221) ja (251) võib ligikaudselt võtta $k_k k_d = 1{,}15 \ldots 1{,}35$ ning valemeis (234) ja (255) — $k_k k_d = 1{,}3 \ldots 1{,}5$.

Soojusarvutus. Kaovõimsus põhjustab ülekande kuumenemist. Ülekande vigastumise vältimiseks ei tohi temperatuur ületada lubatavat. Selleks on vaja, et reduktoris tekkiv soojushulk [võrrand (36)] oleks väiksem soojushulgast, mis juhitakse korpuse välispinnalt ümbritsevasse keskkonda [võrrand (37)]. Kui nimetatud tingimus ei ole täidetud, tuleb jahutamiseks kasutada lisavahendeid, nagu korpuse pinna ribitamist, tiguvõllile tiivikventilaatori asetamist, mis tekitab ribide suunas intensiivse õhuvooluse jne. (vt. joon. 199).

Ribidega korpuse korral lisandub võrrandis (37) suurusele F veel pool ribide välispinnast. Ventilaatori kasutamisel sõltub tema poolt jahutatava pinna soojusülekandetegur $k_{\bar{o}}$ õhu liikumise keskmisest kiirusest v m/s, kusjuures

$$k_{\bar{o}} = 12\sqrt{v} \text{ kcal/h m}^2 \text{ deg.} \quad (320)$$

Õhu liikumiskiirus on ligikaudselt määratav ventilaatori tiiviku pöörlemiskiiruse n_1 kaudu:

$$v = \frac{n_1}{200} \text{ m/s.}$$

Eelöeldust lähtudes peab

$$Q \leqslant (k_T F + k_{\bar{o}} F_{\bar{o}})(t_1 - t_2) \text{ kcal/h,} \quad (321)$$

kus F ja $F_{\bar{o}}$ on vastavalt korpuse mittejahutatav ja jahutatav pind m²,

k_T ja $k_{\bar{o}}$ — vastavad soojusülekandetegurid kcal/h m² deg,

t_1 ja t_2 — vastavalt õli ja keskkonna temperatuur.

Näide. Hammas- ja tiguülekannete arvutusel on kahesugune eesmärk.

1. Antud tööreŽiimi alusel valida ülekande konstruktsioon ja määrata tema mõõtmed ning elementide materjalid.

2. Lähtudes ülekande mõõtmetest määrata arvutuslikud pinged hammastes või ülekande koormatavus.

Esimene neist — projektarvutus — on keerukam ning selle teostamisel esineb kolm etappi: a) põhimõõtmete eelarvutus, b) hambumise geomeetriline arvutus, c) ülekande kontrollarvutus, eesmärgiga määrata lõplikult materjalid ja termiline töötlus.

Projektarvutuseks on vajalikud järgmised lähteandmed:

1) ülekande kasutusotstarve ja koormusgraafik (koormuse sõltuvus ajast);
2) vedava ja veetava võlli pöörlemiskiirus ning nende olenevus ajast;
3) ülekande tööiga.

Arvutusmetoodika selgub järgmisest näitest.

Arvutada tigu-silinderreduktor kollerveski ülekandele (joon. 205).

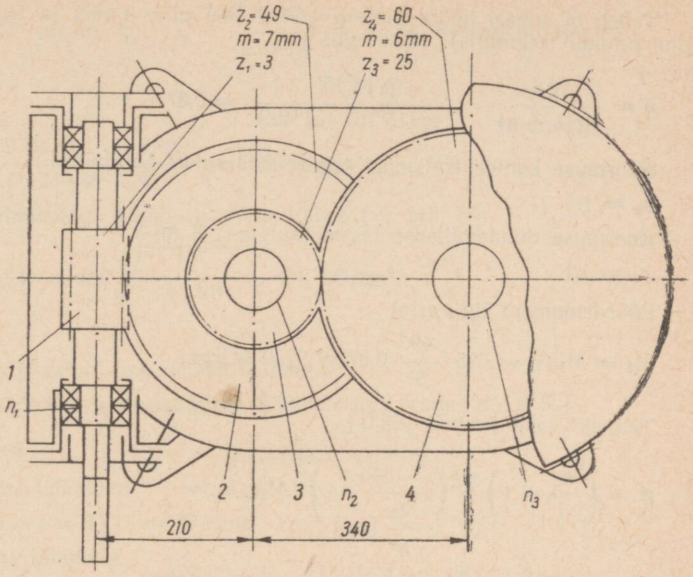
Elektrimootori võimsus $N = 7$ kW, mootori pöörlemiskiirus $n_e = n_1 = 980$ p/min ja reduktori veetaval võllil $n_t = n_4 = 25$ p/min; arvutuslik tööiga $T = 20000$ h; koormus — rahulik, ühtlane. Ülekanne on mittereverseeritav ja vastab 8. täpsusastmele. Hambumist määritakse sukeldumismeetodil.

Pöördemoment tiguvõllil

$$M_1 = 97500\frac{N_1}{n_1} = 97500\frac{7}{980} \approx 695 \text{ kGcm.}$$

Masina üldkujundusest lähtudes peab tiguratta võll ja hammasrataste võllid asetsema vertikaalselt. Reduktorile minimaalsete gabariitide ning maksimaalse kasuteguri tagamiseks on üldine ülekandearv $i = 980/25 = 39{,}2$ jaotatud järgmiselt:

$$i = i_t i_h = 16{,}3 \cdot 2{,}4.$$



Joon. 205

Suhteliselt väike ülekandearv tigupaaril võimaldab kasutada mitmekäigulist tigu. Valime teol $z_1 = 3$.

Seega tiguratta hammaste arv

$$z_2 = z_1 i_t = 3 \cdot 16{,}3 \approx 49.$$

Eeldades, et libisemiskiirus $v_l > 3 \ldots 4$ m/s, siis sellele vastavalt valime tiguratta materjaliks pronksi Бр.ОНФ ja teol terase 45.

Koormustsüklite arv tiguratta hambale arvutusliku tööea vältel [valem (227)]

$$N = 60 n_2 T = 60 \cdot 980 \cdot \frac{3}{49} 20000 = 7{,}2 \cdot 10^7.$$

Ratta hammastele lubatav kontaktsurvepinge, kui teo keermete kõvadus $HB \leqslant 340$ [tab. 55 ja valem (295)]

$$[\sigma_k] = 2100 \sqrt[8]{\frac{10^7}{7{,}2 \cdot 10^7}} = 1640 \text{ kG/cm}^2.$$

Valides moodulite arvu teo jaotusringjoone läbimõõdul $q = 11$, siis

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{q} = \frac{3}{11} = 0{,}2727$$

ja

$$\lambda = 15°15'18''.$$

Tabeli 57 alusel hõõrdenurk $\varrho = 1°40'$ (kui $v_l = 4$ m/s ja teo lõplik töötlemine toimub treipingis). Kasutegur

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} 15°15'}{\operatorname{tg}(15°15' + 1°40')} = 0{,}87.$$

Koormuse kontsentratsiooni tegur konstantsel koormusel

$k_k = 1$.

Koormuse dünaamilisuse tegur (kui $v_2 < 3$ m/s)

$k_d = 1{,}1$.

Pöördemoment tigurattal

$$M_2 = M_1 i_t \eta = 695 \cdot \frac{49}{3} \cdot 0{,}87 \approx 9750 \text{ kGcm}.$$

Telgede vahe [valem (293)]

$$A = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{540}{\frac{z_2}{q}[\sigma_k]}\right)^2 M_2 k_k k_d} =$$

$$= \left(\frac{49}{11} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{540}{\frac{49}{11} \cdot 1640}\right)^2 \cdot 9750 \cdot 1 \cdot 1{,}1} = 20{,}6 \text{ cm}.$$

Vastavalt standardile ГОСТ 2144-43 * valime $A' = 210$ mm, $m = 7$ mm, $z_1 = 3$, $q = 11$, $z_2 = 49$, $\xi = 0$, $\lambda = 15°15'18''$.

Et tegelik telgedevaheline kaugus on arvutatust suurem, siis vastavalt tegelik arvutuslik kontaktpinge

$$\sigma_k = [\sigma_k] \sqrt{\left(\frac{A}{A'}\right)^3} = 1640 \sqrt{\left(\frac{206}{210}\right)^3} \approx 1600 \text{ kG/cm}^2.$$

Kontrolliks arvutame tiguratta pöörlemiskiiruse

$$v_2 = \frac{\pi z_2 m n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 49 \cdot 7 \cdot 60}{60 \cdot 1000} = 1{,}08 \text{ m/s}$$

ja libisemiskiiruse [valem (300)]

$$v_l = \frac{m n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{7 \cdot 980}{19100} \sqrt{3^2 + 11^2} = 4{,}1 \text{ m/s},$$

seega v_l vastab ligikaudu eeldatule.

Hammaste paindetugevuse arvutuseks kasutame valemit (297), milles asendades $d_2 = z_2 m$ ja $d_1 = qm$ saame:

$$\sigma_p = \frac{1{,}9 M_2 k_k k_d \cos\lambda}{m^3 q z_2 y}.$$

---

* ГОСТ 2144-43 on asendatud uuega — ГОСТ 2144-66. *Tõlk.*

Jooniselt 157 saame, kui $z_{2e} = \frac{49}{\cos^3 15°15'} \approx 54$, hamba kujuteguri

$y = 0{,}48$,

seega

$$\sigma_p = \frac{1{,}9 \cdot 9750 \cdot 1{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}965}{0{,}7^3 \cdot 11 \cdot 49 \cdot 0{,}48} \approx 220 \text{ kG/cm}^2.$$

Lubatav paindepinge hamba ohtlikus lõikes (vt. tab. 56)

$$[\sigma_0] = [\sigma_p] k_r = 650 \sqrt[9]{\frac{10^6}{72 \cdot 10^6}} \approx 400 \text{ kG/cm}^2,$$

seega

$\sigma_p = 220 \text{ kG/cm}^2 < [\sigma]_0 = 400 \text{ kG/cm}^2$.

Määrame ülekande geomeetrilised põhimõõtmed (tab. 51 ja 52).

Teo mõõtmed

Jaotussilindri läbimõõt

$d_{\partial 1} = d_1 = qm = 11 \cdot 7 = 77$ mm.

Peadesilindri läbimõõt

$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2f_0 m = 77 + 2 \cdot 1 \cdot 7 = 91$ mm.

Jalgadesilindri läbimõõt

$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2m(f_0 + c_0) = 77 - 2 \cdot 7(1 + 0{,}2) = 60{,}2$ mm.

Keermetatud osa pikkus

$L \geqslant (12{,}5 + 0{,}09 z_2) m = (12{,}5 + 0{,}09 \cdot 49) 7 \approx 118$ mm.

Teo dünaamilise tasakaalustuse tagamiseks valitakse L sammu täisarv kordne. Et $L/\pi m = 118/\pi \cdot 7 \approx 5{,}4$, siis $L = 6\pi m = 6\pi \cdot 7 = 132$ mm.

Keerme käik

$S = tz_1 = \pi m z_1 = \pi \cdot 7 \cdot 3 = 65{,}973$ mm.

Tiguratta mõõtmed

Jaotusringjoone läbimõõt

$d_{\partial 2} = d_2 = mz_2 = 7 \cdot 49 = 343$ mm.

Peaderingjoone läbimõõt

$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2f_0 m = 343 + 2 \cdot 1 \cdot 7 = 357$ mm.

Jalgaderingjoone läbimõõt

$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2m(f_0 + c_0) = 343 - 2 \cdot 7(1 + 0{,}2) = 326{,}2$ mm.

Ratta välisläbimõõt

$D_v = D_{e2} + 1{,}5m = 357 + 1{,}5 \cdot 7 = 367{,}5$ mm.

Ratta laius

$B = 0{,}75 D_{e1} = 0{,}75 \cdot 91 \approx 68$ mm.

Määrdeõli valime tabelist 49: kui $v_l < 5$ m/s ning töötamine toimub keskmistel töötingimustel, sukeldusmäärimisel ja temperatuuril $t = 100°$ C on õli vajalik viskoossus $\nu = 20$ cSt. Eeltoodu alusel valime määrdeõliks poolgudrooni (ГОСТ 4105-48).

Täpsustame ülekande kasutegurit.

Teo ringkiirus

$$v_1 = \frac{\pi d_{\partial 1} n_1}{60 \cdot 100} = \frac{\pi 7{,}7 \cdot 980}{60 \cdot 100} = 3{,}95 \text{ m/s}.$$

Võimsus tigurattal

$$N_2 = N_1 \eta = 7 \cdot 0{,}87 \approx 6{,}1 \text{ kW}.$$

Barbotaažikadu

$$K_b = 0{,}88 \cdot 10^{-4} v_1 L \sqrt{\mu v_1} = 0{,}88 \cdot 10^{-4} \cdot 3{,}95 \cdot 13{,}2 \sqrt{60 \cdot 3{,}95} = 0{,}074 \text{ kW}$$

(töötemperatuuril $t_{\tilde{o}} = 70\,^{\circ}\text{C}$ on poolgudrooni dünaamiline viskoossus 60 sentipuaasi).

Täpsustatud kasutegur valemiga (302)

$$\eta = 0{,}87 \left(1 - \frac{0{,}074}{6{,}1}\right) = 0{,}85.$$

Reduktoris tekkiv soojushulk [valem (36)]

$$Q = 840 N_1 (1 - \eta) = 840 \cdot 7 (1 - 0{,}85) = 900 \text{ kcal/h}.$$

Vajalik jahutuspind [valem (37)], kui $k_m = 14$ kcal/m²h deg ja $t_2 = 20\,^{\circ}\text{C}$

$$F = \frac{Q}{k_T (t_1 - t_2)} = \frac{900}{14 (70 - 20)} \approx 1{,}3 \text{ m}^2.$$

Järgnevalt arvutame hammastele mõjuvad jõud.

Ringjõud tigurattal [valem (282)]

$$P_2 = P_{a1} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 9750}{34{,}3} = 570 \text{ kG}.$$

Ringjõud teol [valem (284)]

$$P_1 = P_{a2} = P_2 \operatorname{tg}(\lambda + \varrho) = 570 \operatorname{tg}(15°15' + 1°40') \approx 175 \text{ kG}.$$

Radiaaljõud [valem (283)]

$$P_r = P_2 \operatorname{tg} \alpha = 570 \operatorname{tg} 20° \approx 208 \text{ kG}.$$

Arvutatud jõududest lähtudes toimub teo ja tiguratta võlli tugevusarvutus ning laagrite valik.

Järgnevalt arvutame tugevusele reduktori teises astmes esineva hammasülekande.

Pöördemoment väiksemal hammasrattal (võrdne pöördemomendiga tigurattal)

$$M_3 = M_1 i_t \eta = 695 \frac{49}{3} 0{,}85 \approx 9650 \text{ kGcm}.$$

Rataste materjaliks valime hallmalmi СЧ 32-56; hambad lõigatakse hambafreespingil.

Rataste materjali kontaktväsimuspiir (tab. 35), kui pinnakõvadus on HB 250

$$\sigma_k = C_B HB = 15 \cdot 250 = 3750 \text{ kG/cm}^2.$$

Pingetsüklite arv väiksemal rattal

$$N_3 = 60 n_3 T = 60 \cdot 25 \cdot 2{,}4 \cdot 20\,000 = 7{,}2 \cdot 10^7,$$

suuremal rattal

$$N_4 = 60 n_4 T = 60 \cdot 25 \cdot 20\,000 = 3 \cdot 10^7.$$

Koormuse režiimitegur [võrrand (225)] väiksemal rattal

$$k_{r3} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_3}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{7{,}2 \cdot 10^7}} \approx 0{,}72$$

ja suuremal rattal

$$k_{r4} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{3 \cdot 10^7}} \approx 0{,}83.$$

Lubatav kontaktsurvepinge [võrrand (224)] väiksemal rattal

$$[\sigma_{h3}] = \sigma_h k_{r3} = 3750 \cdot 0{,}72 = 2700 \text{ kG/cm}^2$$

ja suuremal rattal

$$[\sigma_{h4}] = \sigma_h k_{r4} = 3750 \cdot 0{,}83 = 3100 \text{ kG/cm}^2.$$

Ülekande gabariitide vähendamiseks suurendame väiksema ratta hammaste pinnakõvadust kuni $HB = 270$, siis

$$[\sigma_{h3}] = C_B HB k_{r3} = 15 \cdot 270 \cdot 0{,}72 \approx 2920 \text{ kG/cm}^2.$$

Konstantsel koormusel $k_k = 1$.

Eeldades, et suurema ratta kiirus $v < 1$ m/s, siis sirghammastega ratastel on tabeli 34 alusel $k_d = 1$.

Pöördemoment suuremal rattal

$$M_4 = M_3 i_h = 9650 \cdot 2{,}4 = 23\,200 \text{ kGcm}.$$

Valime hamba laiusteguri

$$\psi = \frac{B}{A} = 0{,}3.$$

Malmi normaalelastsusmoodul

$$E = 1{,}25 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2.$$

Telgede vahe valemi (222) alusel

$$A = (i_h + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0{,}59}{i_h[\sigma_{h3}]}\right)^2 \frac{E}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{M_4 k_k k_d}{\psi}} =$$

$$= (2{,}4 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0{,}59}{2{,}4 \cdot 2920}\right)^2 \frac{1{,}25 \cdot 10^6 \cdot 23\,200 \cdot 1 \cdot 1}{0{,}643 \cdot 0{,}3}} = 34{,}6 \text{ cm}.$$

Suurema ratta läbimõõt

$$d_4 = \frac{2Ai_h}{i_h + 1} = \frac{2 \cdot 346 \cdot 2{,}4}{2{,}4 + 1} \approx 490 \text{ mm}.$$

Ratta pöörlemiskiirus

$$v_4 = \frac{\pi d_4 n_4}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 490 \cdot 25}{60 \cdot 1000} \approx 0{,}62 \text{ m/s}.$$

Järelikult valitud $k_d = 1$ on õige.

Valime väiksema ratta hammaste arvu $z_3 = 25$, siis suurema ratta hammaste arv

$$z_4 = z_3 i_h = 25 \cdot 2{,}4 = 60.$$

Moodul

$$m = \frac{2A}{z_3 + z_4} = \frac{2 \cdot 346}{25 + 60} = 8{,}15 \text{ mm}.$$

Ümardame arvutustulemuse lähemale standardsele moodulile, $m = 8$ mm. Seega telgede vahe

$$A = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{8}{2}(25 + 60) = 340 \text{ m}.$$

Kontaktpinge suurenemine

$$\left(\sqrt[3]{\left(\frac{346}{340}\right)^3} - 1\right) 100\% < 3\%.$$

Ratta laius $B = \psi A = 0{,}3 \cdot 340 \approx 100$ mm.
Paindepinge hamba ohtlikus lõikes valemi (234) järgi

$$\sigma_{p3} = \frac{M_4 k_h k_d (i_h + 1)}{AB i_h m y_3 \cos\alpha} \leqslant [\sigma_p].$$

Hamba kujutegur väiksemal rattal (joon. 156)

$y_3 = 0{,}365$

ja suuremal rattal (joon. 157)

$y_4 = 0{,}485$.

Seega

$$\sigma_{p3} = \frac{23\,200 \cdot 1 \cdot 1 (2{,}4 + 1)}{34{,}0 \cdot 2{,}4 \cdot 10 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}365 \cdot 0{,}94} \approx 360 \text{ kG/cm}^2$$

ja

$$\sigma_{p4} = \sigma_{p3} \frac{y_3}{y_4} = 360 \frac{0{,}365}{0{,}485} \approx 275 \text{ kG/cm}^2.$$

Lubatav paindepinge [võrrand (238)]

$$[\sigma_p] = \frac{1{,}4\sigma_{-1}}{n' k_\sigma} k_r.$$

Malmi väsimuspiir

$\sigma_{-1} = 0{,}45\sigma_B = 0{,}45 \cdot 3200 = 1440$ kG/cm².

Varutegur (tab. 37)

$n' = 2$.

Pingete kontsentratsiooni tegur (tab. 36)

$k_\sigma = 1{,}2$.

Režiimitegur paindetugevusele arvutamisel

$$k_r = \sqrt[9]{\frac{10^7}{7{,}2 \cdot 10^7}} = 0{,}805.$$

Asetades arvsuurused võrrandisse (238) saame:

$$[\sigma_p] = \frac{1{,}4 \cdot 1440}{2 \cdot 1{,}2} 0{,}805 = 675 \text{ kG/cm}^2.$$

Järelikult

$\sigma_{p3} = 360 \text{ kG/cm}^2 < [\sigma]_p = 675 \text{ kG/cm}^2$.

Järgnevalt määrame ülekande geomeetrilised põhimõõtmed (lähtekontuur ГОСТ 3058-54).

Jaotusringjoone läbimõõt väiksemal rattal

$d_{\partial 3} = z_3 m = 25 \cdot 8 = 200$ mm

ja suuremal rattal

$d_{\partial 4} = z_4 m = 60 \cdot 8 = 480$ mm.

Peaderingjoone läbimõõt väiksemal rattal

$D_{e3} = d_{\partial 3} + 2mf_0 = 200 + 2 \cdot 8 \cdot 1 = 218$ mm

ja suuremal rattal

$D_{e4} = d_{\partial 4} + 2mf_0 = 480 + 2 \cdot 8 \cdot 1 = 496$ mm.

Jalgaderingjoone läbimõõt väiksemal rattal

$D_{i3} = d_{\partial 3} - 2m(f_0 + c_0) = 200 - 2 \cdot 8(1 + 0{,}25) = 180$ mm

ja suuremal rattal

$D_{i4} = d_{\partial 4} - 2m(f_0 + c_0) = 480 - 2 \cdot 8(1 + 0{,}25) = 460$ mm.

Kirjandus

1. Кудрявцев В. Н., Выбор типов передач, Машгиз, 1955.
2. Справочное руководство по зубчатым передачам и редукторам, вып. 2, ЦНИИТМАШ, Машгиз, 1946.
3. Ильенко М. С., Гребенюк А. И., Никольский Д. И., Расчет и проектирование зубчатых и червячных передач и редукторов, Машгиз, 1953.
4. Дашкавич Б. П., Дьяченко С. К., Столбовой С. В., Атлас деталей машин (передачи), Гостехиздат УССР, 1955.
5. Анфимов М. И., Конструирование редукторов, Машгиз, 1956.
6. Часовников Л. Д., Зубчатые редукторы, НТО МАШПРОМ, 1957.
7. Кудрявцев В. Н., Планетарные передачи, Машгиз, 1960.
8. Дашкевич Б. П., Дьяченко С. К., Столбовой С. В., Детали машин — курсовое проектирование, Гостехиздат УССР, 1959.

XX peatükk

KETTÜLEKANDED

Kettülekanne koosneb tavaliselt vedavast ja veetavast ketirattast ning ketist (joon. 206, *a*). Suurtel koormustel ja kiirustel töötavad kettülekanded asetsevad suletud korpuses ning neid määritakse eriseadmetega (joon. 206, *b*).

Kettülekannete põhilisteks eelisteks on:

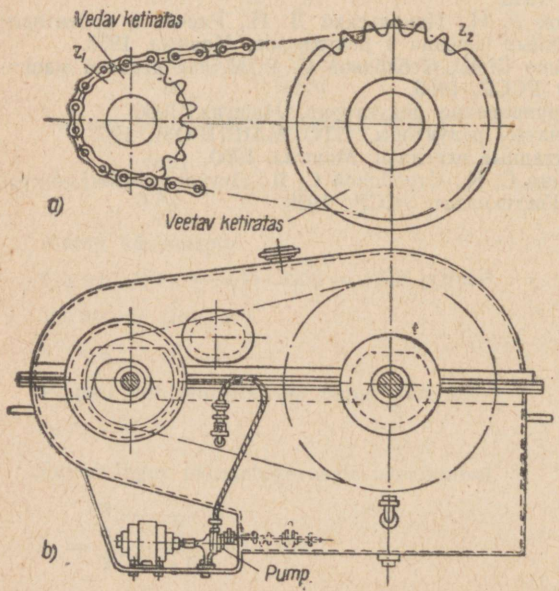
a) kasutatavad suure telgede vahe puhul ($A_{max} \approx 8$ m);
b) küllalt kõrge kasutegur, kuni 0,98;
c) rihmülekandega võrreldes väiksem koormus võllidele;
d) võimalus käivitada ühe ketiga mitut võlli.

Sagedamini esineb kettülekandeid võimsustel kuni 100 kW, ringkiirustel kuni 15 m/s ja ülekandearvuga $i \leqslant 8$.

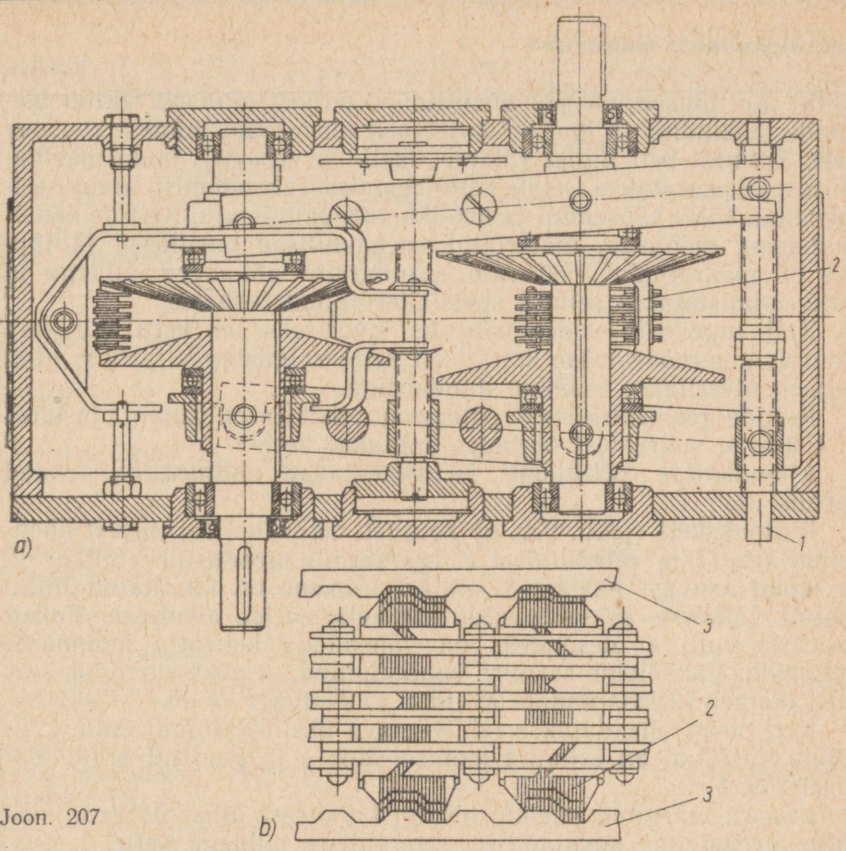
Kettülekandeid rakendatakse põllutöömasinates, jalg- ja mootorratastes, valtsimisseadmete abimehhanismides, tööpinkides, transportöörides, söekombainides jt. masinates.

Kettülekande puudusteks on suhteliselt kõrge hind, käigu teatav ebaühtlus, vajavad hoolikat montaaži ja hooldamist, ülekanne ei ole seiskamiseta reverseeritav.

Tavaliselt on kettülekanded konstantse ülekandearvuga, kuid erikonstruktsiooniga ketid (liikuvate plaatidega) võimaldavad ülekandearvu pidevalt reguleerida. Viimati mainitud ülekanne, ham-



Joon. 206



Joon. 207

mastatud koonustega kettvariaator, on kujutatud joonisel 207, *a*. Keti plaatide *2* hambumine hammastatud koonusratastega *3* keti erinevates asendites ketiratta telje suhtes on võimalik seetõttu, et ühel ja samal võllil asuvatel koonusratastel on hambad teineteise suhtes poole sammu võrra nihutatud (joon. 207, *b*). Ülekandearvu muudetakse reguleerimiskruviga *1*, mis lähendab ühel võllil asuvaid koonusrattaid ja teisel eemaldab. Et keti pikkus on konstantne, siis ta nihkub võlli telgede risttasapinnas ja asetub koonusratastel uutele läbimõõtudele. Maksimaalne reguleerimise diapasoon on 7, ülekantav võimsus kuni 75 kW, keti kiirus 5 ... 9 m/s, kasutegur maksimaalkoormusel sõltub ülekandearvust ning $\eta = 0{,}85 \ldots 0{,}95$ *.

* Kettvariaatorite parameetrid on standardiseeritud ГОСТ 10319-64 alusel. — *Tõlk.*

Kettülekannete elemendid

Ketid. Kettülekannete põhielemendiks, millest oluliselt sõltub ülekande töökindlus ja iga, on šarniirselt ühendatud lülidest koosnev kett. Kolmest keti liigist (ajami-, lasti- ja veokett), mida masinaehituses kasutatakse, leiab kettülekandes rakendamist ainult esimene kui kõige täpsemini ja hoolikamalt valmistatu. Kettide konstruktsioon, mõõtmed, materjalid, mehaanilised omadused ja täpsus on määratletud vastavate standardite või normaalidega ja neid valmistatakse selleks spetsialiseerunud tehastes.

Keti tugevust iseloomustavaks suuruseks on ketti purustav jõud Q, mis määratakse katseliselt kette valmistavas tehases ning reglementeeritakse riikliku standardiga.

Kettide geomeetrilisteks põhiparameetriteks on samm t ja laius b. Esitatud suurustest lähtudes valitakse kett.

Ajamikettide põhitüüpe iseloomustavad andmed on toodud tabelis 61.

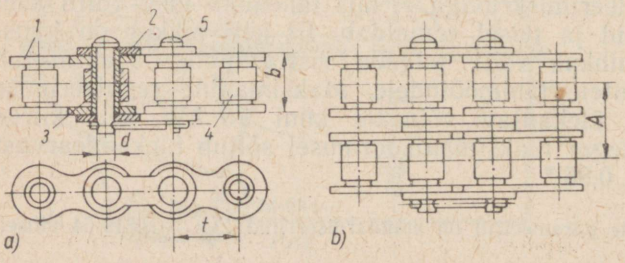
Rullpukskett (joon. 208, *a*) koosneb omavahel šarniirselt ühendatud sise- *1* ja välislülidest *2*. Iga šarniir moodustub võllikust *5* ja temal asuvast puksist *3*, millest esimene on kinnitatud liikumatult välimiste ja teine sisemiste ketiplaatide avadesse. Puksil asetseva rulli *4* ülesandeks on vähendada ketiratta hammaste kulumist. Vaadeldud šarniiri kontaktpinna projektsioonpind šarniiri diametraaltasapinnale avaldub valemiga $F = db$.

Keti otsad ühendatakse lahtivõetava ühenduslüliga, mille kuju lülide täisarvul on esitatud joonisel 209, *a* ja paaritul arvul joonisel 209, *b*.

Viimati märgitud ühenduslüli on tavalisest lülist nõrgem, seetõttu on soovitav kasutada paarisarvuliste lülidega kette.

Puksketid erinevad rullpukskettidest selle poolest, et neil puuduvad rullid. Pukskettide eeliseks, võrreldes rullpukskettidega, on väiksem kaal. Rulli puudumise tõttu on ketiratta hammaste kulumine intensiivsem, sest puks libiseb, rull aga veereb ketiratta hammastel.

Suurte jõudude ülekandmiseks on vaja suurendada keti sammu, millele vastavalt suureneb ka ketiratta läbimõõt. Ketiratta läbi-



Joon. 208

Tabel 61

Ajamiketid

Kettide tüüp	Kettide tähistus	Standard	Keti sammude t intervall, mm	Purustava jõu Q intervall, kG
Normaalsed ühereal-ised rullpukske-tid	ПР	ГОСТ 10947-64	8 . . . 50,8	460 . . . 16000
Pikalülilised ker-gendatud rull-puksketid	ПРД	ГОСТ 10947-64	31,75 . . . 76,2	2300 . . . 10000
Tugevdatud ühereal-ised rullpukske-tid	ПРУ	ГОСТ 10947-64	19,05 . . . 63,5	3200 . . . 35400
Kaherealised rull-puksketid	2ПР	ГОСТ 10947-64	12,7 . . . 50,8	3200 . . . 45400
Kolmerealised rull-puksketid	3ПР	ГОСТ 10947-64	12,7 . . . 50,8	4600 . . . 68100
Neljarealised rull-puksketid	4ПР	ГОСТ 10947-64	19,05 . . . 50,8	12800 . . . 90000
Ühereal-ised painu-tatud plaatidega rullpuksketid	ПРИ	ГОСТ 10947-64	78,1 . . . 140	38000 . . . 120000
Ühereal-ised puks-ketid	ПВ	ГОСТ 10947-64	9,525	1100 ja 1200
Kaherealised puks-ketid	2ПВ	ГОСТ 10947-64	9,525	1800
Külgjuhtplaati-dega hammaske-tid		Ei ole standardi-seeritud	12,7 . . . 31,75	1900 . . . 69500
Keskjuhtplaati-dega hammas-ketid		ГОСТ 13552-68	12,7 . . . 31,75	2400 . . . 30300
Stantsitud haaklü-lidega ketid		ГОСТ 4187-56	30 ja 38	600 ja 900
Valatud haaklüli-dega ketid		ГОСТ 1054-53	30; 38; 41,3	600 . . . 1500
Varbketid		ГОСТ 1054-53	42	2500

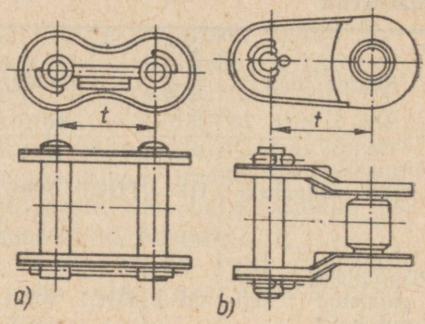
mõõdu ning keti sammu vähendamiseks kasutatakse mitmerealisi rullpukskette (joon. 208, *b*), mis koosnevad tavalise ühereal ise keti elementidest, välja arvatud võllikud, mille pikkus võrdub keti laiusega.

Mitmerealise keti purustav jõud Q_m on ligikaudu võrdne ridade arvuga c:

$$Q_m \approx cQ. \qquad (325)$$

Kõige sagedamini kasutatakse kahe- ja kolmerealisi kette.

Joon. 209



Löökkoormusega töötavates ülekannetes (reverseerimine, tõuked) soovitatakse kasutada painutatud plaatidega rullpukskette, mis koosnevad üleminekulülidega (joon. 209, *b*) sarnastest lülidest. Taoline kett on elastsem. Plaatide deformeerumine soodustab löökide sumbumist, s. o. ühel võllil esinevad löögid pehmenevad keti vahendusel enne, kui kanduvad teisele võllile.

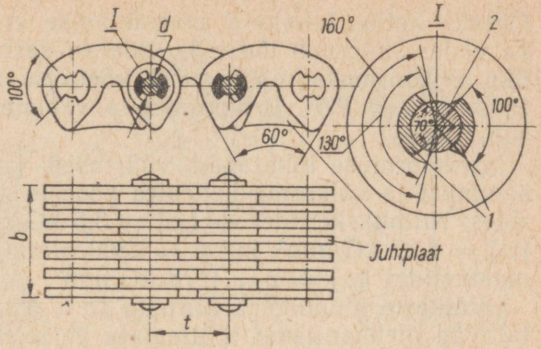
Ketile küllaldase töövõime tagamiseks peavad tema elemendid olema suure kulumiskindluse ja tugevusega. Sel eesmärgil tööldakse kasutatavaid süsinik- ja legeeritud teraseid termiliselt kõvaduseni *HRC* 35...60. Keti plaadid valmistatakse terasest 40 ja 40X, võllikud — 15 ja 15X ning puksid — 15, 20XH3 jt.

Hammaskett (joon. 210) koosneb hammasplaatidest, mis omavahel on šarniirselt ühendatud. Hammaskettide eeliseks on sujuv ja müratu töötamine ning võimalus kasutada neid ka suurtel kiirustel. Rullpuksketiga võrreldes on hammaskett keerukama konstruktsiooniga, hinnalt kallim ning vajab head hooldamist. Hammasketi tööpindadeks on hammasplaatide välimised otspinnad, mille kaudu ta läheb kokkupuutesse ketiratta hammastega ja võtab vastu ülekantava jõu. Plaatide tööpindu karastatakse suurema kulumiskindluse tagamiseks kõvaduseni *HRC* 40...50.

Hammasketi õige paiknemise ketirattal tagavad juhtplaadid. Väikestel kiirustel soovitatakse kasutada kahepoolsete külgjuhtplaatidega kette, suurtel kiirustel aga keskjuhtplaatidega kette. Viimasel juhul on ketiratta hammaste keskkohal väljalõige juhtplaadi paiknemiseks (joon. 212, *e*).

Keti töövõime sõltub oluliselt šarniiride konstruktsioonist. Kasutatakse liht- ja puksšarniire *. Lihtšarniir moodustatakse võllikuga, mis läbib ühendatavates ketiplaatides olevaid ümmargusi auke. Taolise šarniiri puuduseks on väike tugipind —$F = 0{,}5\,db$.

* Nüüd ГОСТ 13552-68 alusel standardiseeritud hammaskettide šarniirides esineb veerehõõrdumine. — *Tõlk.*



Joon. 210

Suurte koormuste ülekandmiseks ei ole lihtšarniiriga kett kohane suure kuluvuse tõttu.

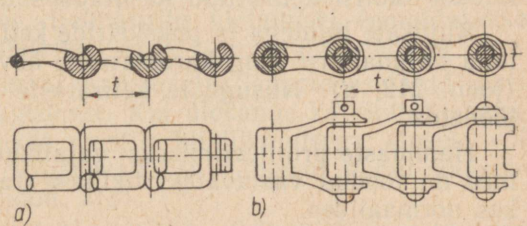
Suurte võimsuste ülekandmiseks kasutatakse segmentpukssšarniiridega kette, mille šarniire moodustavad kaks segmentpuksi *1* ja võllik *2* (joon. 210). Segmentpukside pikkus võrdub keti laiusega ja nad on liikumatult kinnitatud pooltesse keti laiusel asuvatesse plaatidesse. Ülejäänud plaadid saavad suurema väljalõike tõttu teatava nurga võrra (ligikaudu 25°) puksi suhtes pöörduda. Segmentpukside tõttu toimub jõu ülekanne ühelt lülide sektsioonilt teisele kogu võlliku laiusel. Puksi diametraalpind

$$F = 2\frac{d}{2}\sin\frac{100°}{2}b = 0{,}76db.$$

Seega segmentpukskettidele lubatav koormus on suurem kui lihtšarniiridega kettidele.

Erikoormus šarniiris p sõltub tema elementide kontaktpinnast F.

Lubatav maksimaalne erikoormus oleneb šarniiride kvaliteedist, olles antud keti puhul konstantseks suuruseks. Ülekande töötamisel ringjõud ja tsentrifugaaljõust tingitud keti pingutusjõud S_{ts} (vt. lk. 207) ei tohi põhjustada šarniiris erikoormust, mis



Joon. 211

ületaks ketile lubatava maksimaalse erikoormuse. Keti kiiruse kasvades suureneb jõust S_{ts} tulenev šarniiri erikoormus. Arvutusliku erikoormuse määramisel võetakse arvesse ainult ringjõudu P, s. o. $p = P/F$. Erikoormus p väheneb keti sammu ja kiiruse suurenedes.

Erikoormuse lubatavad väärtused $[p]$ kG/mm² (oleneb keti sammust ja väiksema ketiratta pöörete arvust) on järgmistes piirides: rullpukskettidel — $[p] = 3{,}5$ kG/mm², kui $n \leqslant 50$ p/min ja $[p] = 1{,}37$ kG/mm², kui $n = 2800$ p/min; segmentpuksidega hammaskettidel $[p] = 2 \ldots 0{,}78$ kG/mm².

Väikeste jõudude ja kiiruste ($v < 3 \ldots 4$ m/s) korral on kasutatavad mehaaniliselt töötlemata valatud kujusate lülidega ketid. Selliseid kette valmistatakse NSV Liidus kahte tüüpi: haak- ja varbketid (joon. 211).

Haakketid (joon. 211, *a*) koosnevad ainult lülidest, s. o. mingisuguseid lisadetaile siin ei esine. Lülid ühendatakse omavahel külgsuunaliselt, kusjuures lülidevaheline nurk peab olema seejuures ligikaudu 60°.

Varbketi (joon. 211, *b*) lülid ühendatakse terasest võllikutega, mis fikseeritakse lõhistega. Keti lülid on valmistatud tempermalmist ning võllikud terasest Ст. 3. Neid kette kasutatakse laialdaselt põllutöömasinates.

Ketirattad. Kettülekande töövõime sõltub oluliselt ketiratta kvaliteedist. Eriline tähtsus on ratta elementide valmistamise täpsusel, hammaste pinna kvaliteedil, materjalil ja termilisel töötlusel.

Ketirattad (joon. 212) valmistatakse hallmalmist (alates margist СЧ 15-32) ning terasest, mida tsementeeritakse ning karastatakse (teras 15, 15X) või karastatakse (teras 40, 40X jt.) [7].

Ketiratta hambad profileeritakse vastavalt keti tüübile sellistena, et ülekande töötamisel hammaste lahkumine ketiga hambumisest toimuks takistuseta.

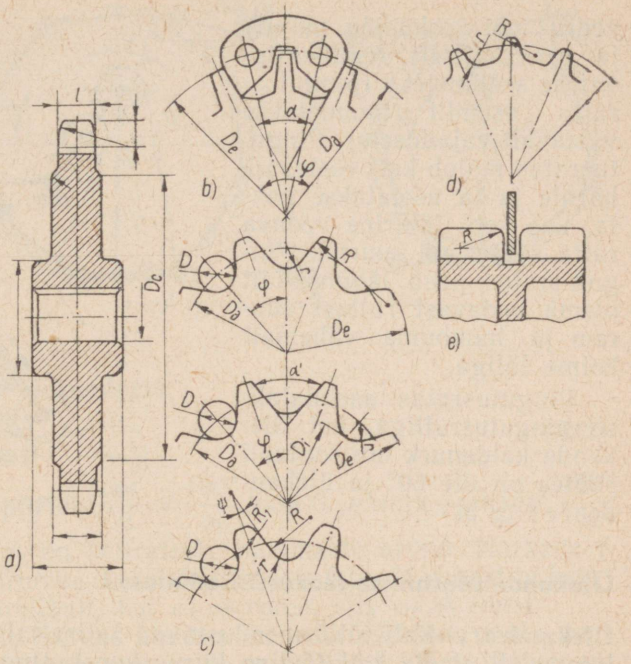
Hammaskettide puhul on ratta hammaste profiil sirgjooneline (joon. 212, *b*), kusjuures kiildumisnurk $\alpha = 60°$.

Ketiratta hambad rullpukskettidel on kumera, nõgusa, sirgjoonelise või kombineeritud profiiliga (joon. 212, *c*).

Katsetest järeldub, et nõgus profiil on suure kulumiskindlusega, kuna profiili töötava osa pikkus on suur. Seetõttu soovitatakse taolisi ketirattaid kasutada suurematel kiirustel.

Kujusate lülidega ja pukskettide ketirattad valmistatakse valatuna hallmalmist ning karastatakse kõvaduseni $HB = 280 \ldots 420$ (joon. 212, *d*). Niisuguste ketiratastе hambaid mehaaniliselt ei töödelda.

Hammaste profileerimiseks vajalikud profiilielementide mõõtmed on toodud vastavates riiklikes standardites või ametkondlikes normaalides.



Joon. 212

Karter ja pingutusseadmed. Karter väldib ülekandesse tolmu sattumist ning temasse asetatakse ka määrdeõli. Karter kujundatakse minimaalsete mõõtmetega, kusjuures ketirataste tasapinnas peab karteri sisepinna ja keti vahekaugus olema vähemalt $t + 30$ mm ning telgtasapinnas 30 mm.

Karter koosneb kaanest ja alusest, mis on kas valatud või keevitatud kokku lehterasest. Ülekande vaatluseks on karteril kaanega suletav vaateava. Karteri konstruktsioon peab võimaldama keti pingutamiseks reguleerida telgede vahet.

Keti läbiripet ning sellest tulenevat keti pingutusjõudu reguleeritakse tugede nihutamise või pingutusseadmega. Tavaliselt on võimalik reguleerimisseadmega kompenseerida keti pikenemist kahe lüli pikkuse ulatuses. Eelmärgitu ületamisel eemaldatakse ketist kaks lüli ning reguleerimisseade viiakse algasendisse.

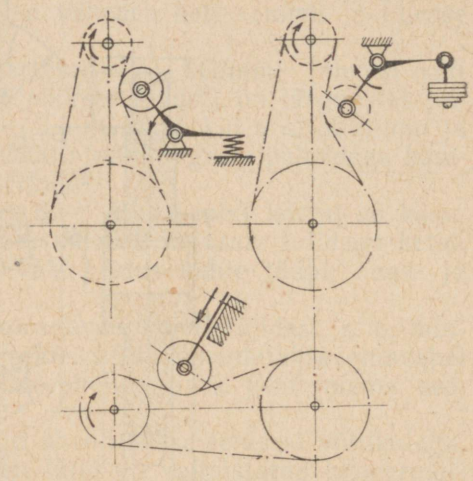
Nihutatavate tugede korral on ketiratta laagrid asetatud juhtroopail nihutatavatesse tugedesse. Kui ülekanne käivitatakse otse elektrimootorilt, paigutatakse mootor kiikliikumisega alusele või juhtroopaile. Konstantse telgedevahelise kauguse puhul kasutatakse pingutusseadmeid (joon. 213).

Pingutusseadmed liigitatakse nende poolt ketile avaldatava jõu alusel püsiva mõjuga (pingutusratas surutakse vastu ketti

vedru- või raskusjõu mõjul) ja perioodiliselt reguleeritavateks seadmeteks (pingutusratta asendit muudetakse vastavalt vajadusele). Pingutusratas mõjub keti veetavale harule ja ta asetatakse kohta, kus keti läbiripe vedava ratta suhtes on suurim. Pingutusratas peab läbimõõdult olema vedavast rattast suurem ja hambuma vähemalt kolme lüliga.

Pingutusratas asendatakse pingutusrulliga, kui ülekande kaldenurk horisontaali suhtes on üle 60° ja ülekandearv $i \geqslant 3$.

Joon. 213



Ülekande töötamise teoreetilised alused

Ülekandearv. Keti lülid moodustavad ketirattal hulknurga. Sellest tulenevalt ei ole keti tõeline kiirus konstantne, vaid muutub iga lüli hambumisse mineku vältel. Ühtlase kiirusega ω_1 pöörleva ketiratta pöördumisel nurga $\frac{\varphi_1}{2} - \beta$ võrra (joon. 214) paikneb lüli tema hambumisse mineku hetkele vastavast asendist *1* asendisse *2*. Lüli liigub seejuures translatoorselt kiirusega, mis ligikaudu võrdub ketiratta joonkiirusega v. Lahutame kiiruse v kahele ristsihile ning määrame keti suundumise kiiruse rattal (keti kiiruse)

$$v_u = v \cos \beta = \omega_1 r_1 \cos \beta.$$

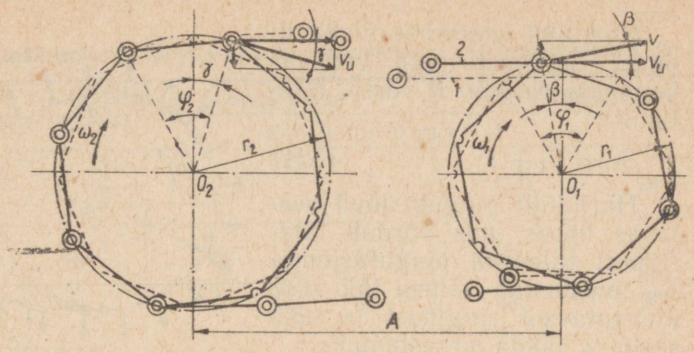
Keti kiirus on maksimaalne, kui $\beta = 0$, s. o. $v_{u\,max} = \omega_1 r_1$.

Ketiratta edasisel pöörlemisel keti kiirus väheneb ja osutub minimaalseks, kui $\beta = \beta_{max} = \frac{\varphi_1}{2}$.

Ketiratta pöördumisel nurga φ_1 võrra, paikneb lüli ka vertikaalsuunas muutliku kiirusega. Pöördenurga $-\frac{\varphi_1}{2}$ ulatuses toimub see aeglustuvalt, $+\frac{\varphi_1}{2}$ ulatuses esineb aga keti kiirenev lähenemine rattale. Lülide paiknemine perioodiliselt muutuva kiirusega paneb keti teatava seaduspärasusega võnkuma.

Veetava ketiratta nurkkiirus

$$\omega_2 = \frac{v_u}{r_2 \cos \gamma} = \frac{\omega_1 r_1 \cos \beta}{r_2 \cos \gamma}.$$



Joon. 214

Seega hetkeline ülekandearv

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \gamma}{r_1 \cos \beta}. \qquad (322)$$

Nurk β muutub piirides $\frac{\varphi_1}{2} = \frac{180°}{z_1}$ kuni 0 ja nurk γ piirides $\frac{180°}{z_2}$ kuni 0, kus z_1 ja z_2 on ketirataste hammaste arvud. Nurkade β ja γ omavaheline sõltuvus oleneb ketirataste telgede vahest ja hammaste arvudest. Järelikult, kui $\omega_1 = \text{const}$, siis $\omega_2 \neq \text{const}$.

Veetava ketiratta kiiruse muutus on seda väiksem, mida suurem on väiksema ketiratta hammaste arv. Täielik käigu ühtlus esineb ainult siis, nagu see ilmneb võrrandist (322), kui keti vedava haru pikkus on sammu kordne ning $i = 1$.

Veetava ketiratta pöörlemine ebaühtlase kiirusega mõjub ebasoodsalt ülekande töövõimele, sest keti kiirenevast liikumisest tingitud jõud põhjustab lisapingeid keti elementides.

Iga kord, kui keti järjekordne šarniir asub ketiratta hammaste vahesse, toimub löök. Löögi tugevus sõltub löögi kiirusest.

Rullpukskettidel väheneb löögi kiirus keti sammu t vähenemisel ja ketiratta hammaste arvu z suurenemisel. Hammaskettidel löögi kiirus ei olene ketiratta hammaste arvust ning on ligikaudu kaks korda väiksem kui rullpukskettidel. Sellest tulenevalt töötavad hammasketid tunduvalt vaiksemalt kui rullpuksketid.

Keti pingutusjõud. Kettülekande tühijooksul põhjustab keti harudes pingutusjõu keti omakaalust tulenev läbiripe (joon. 215).

Pingutusjõud S_2 on ligikaudu määratav tasakaalutingimusest

$$S_2 f = q \frac{A}{2} \cdot \frac{A}{4},$$

millest

$$S_2 = \frac{qA^2}{8f}, \qquad (323)$$

kus q on keti 1 jooksva meetri kaal ja f — läbiripe.

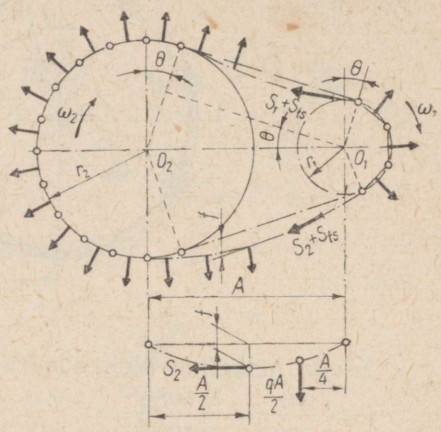
Kasuliku koormuse ülekandmisel suureneb jõud vedavas ketiharus ringjõu P võrra, järelikult

$$S_1 = S_2 + P. \qquad (324)$$

Harilikult pingutusjõud veetavas harus, mis võrdub läbirippest tuleneva pingutusjõuga S_2, moodustab vähem kui 10% ülekantavast ringjõust ja võib seetõttu jääda arvestamata.

Ketirattal paiknevatele lülidele mõjuvast tsentrifugaaljõust tekib keti harudes veel täiendavalt pingutusjõud S_{ts}, mis lisandub keti harudes esinevale jõule.

Joon. 215



Tsentrifugaaljõust põhjustatud pingutusjõu võib määrata rihmülekandele kehtiva võrrandiga (180), sest ka ketti võib vaadelda painduva lindina, kuna keti samm t, võrreldes ratta läbimõõduga on väike. Tehtav viga suurendab vähesel määral pingutusjõudu S_{ts} ($z \geqslant 15$ puhul on suurenemine alla 3%).

Nimetatud jõud põhjustavad keti plaatides tõmbepingeid, šarniiri elementides aga pindsurvepingeid.

Kettülekannete töökõlbmatuks muutumise põhjused. Peamiseks kettülekannete töökõlbmatuks muutumise põhjuseks on keti šarniiride ja ketiratta hammaste kulumine ning šarniiri elementide ja keti plaatide purunemine.

Ülekande ekspluatatsioonil toimub keti väljavenimine sammu pikenemise tagajärjel. Sammu pikenemist põhjustab šarniiride kulumine neile mõjuvate pingutus- ja dünaamiliste jõudude tõttu.

Sammu pikenemine põhjustab keti nihkumist rattal järjest suuremale läbimõõdule. Aja jooksul võib sellele järgneda hambumise lakkamine ja keti rattalt mahatulek. Katsetest ilmneb, et keti pikenemine ei tohi ületada 3%. Kiirusel $v > 6$ m/s on lubatav pikenemine veelgi väiksem.

Korduvatest löökidest keti hambumisse minekul võib rullidel ja puksidel tekkida pindväsimus. Suurtest löökidest võivad rullid ja puksid aja jooksul puruneda.

Ketiratta hammaste kulumine tekib rulli või puksi suhtelisest liikumisest ketiratta hammastel löögikoormuse tingimuses. Vedava ketiratta hammaste kulumine on suurem, sest suurem on löökide arv hammastele hambumisse suunduvailt vedava haru šarniiridelt. Ketiratta hammaste kulumine sõltub ka hamba profiilist.

Tabel 62

Kettülekande määrimiseks soovitatava õli viskoossus ν cSt temperatuuril 50° C

Erikoormus šarniiris kG/mm²	Käsitsi- ja tilkmäärimine			Sukeldusmäärimine	
	Keti kiirus v m/s				
	<1	1...5	>5	<5	$\geqslant 5$
<1	20	32	45	20	32
1...2	32	45	60	32	45
2...3	45	60	80	45	60

Keti vigastumist võivad põhjustada ka valmistamisvead. Kui ketil võllikud ja puksid ei asetse küllaldase pinguga plaatides, siis keti töötamisel võib esineda nende elementide pöördumine plaatides ja seostuspindade intensiivne kulumine. Tulemuseks on sammu tunduv pikenemine mõningatel lülidel. Kett, millel kas või üks lüli on selliselt vigastatud, töötab ebarahuldavalt.

Võib esineda ka plaatide külgpindade kulumine hõõrdumisest vastu hammaste külgpindu. Taolist vigastumist põhjustavad montaaživead (rataste viltu asetus või teljesihiline nihutatus) ja keti keskjoone kõverjoonelisus.

Ülekande määrimine. Kettülekande normaalne töö sõltub otseselt nii keti šarniiride kui ka ketiratta hammaste määrimisest. Määrimine vähendab kulumist ja hõõrdekadu.

Ketti määritakse perioodiliselt või pidevalt. Perioodiline määrimine õlikannu või harjaga ei taga küllaldaselt määrdeainet ja seetõttu on lubatav ainult kiirustel $v < 4$ m/s.

Kiirustel $v = 4 \ldots 6$ m/s soovitatakse kett asetada teatava aja möödumisel kergelt kuumutatud õlisse. Parimat määrimist tagab määrdeõli pidev juhtimine keti veetavale harule, rullpukskettidel plaatidevahelisse pilusse ja hammaskettidel kogu keti laiusele.

Kiirustel $v = 6 \ldots 8$ m/s töötavad ülekanded asetatakse teataval määral määrdeõliga täidetud korpusesse, kusjuures keti alumine haru suundub määrdeõlisse kuni plaadi kõrguseni.

Kiirustel $v > 8$ m/s juhitakse pidevalt määrdeõli alumise ketiharu hambumisse suundumise kohta, kasutades selleks õlipumpa või kettaid, mis paiskavad õli kaldsetele plaatidele, kust see nõrgub ketile.

Määrdeõli liigi valik toimub šarniiris esineva **erikoormuse, keti** kiiruse ja määrimismooduse alusel (tabel 62).

Ülekande arvutus

Kettülekande töövõime oleneb põhiliselt keti šarniiride kulumisest.

Arvutusega määratakse keti ja rataste optimaalsed mõõtmed, mis tagavad ülekandele antud töötingimustel vigastusteta töötamise.

Arvutusvalemid ja parameetrite valik, mis tagavad ketile küllaldast kulumiskindlust, põhinevad ülekande töötamist mõjutavate tegurite analüüsil ning seda kvantitatiivselt väljendavatel eksperimentaalsetel tulemustel.

Keti ja ketirataste mõõtmete määramine. Ketiratta väga väikesel hammaste arvul väheneb keti tööiga ja suureneb müra ülekande töötamisel.

Väiksema ketiratta hammaste arv valitakse sõltuvalt ülekandearvust i tabelist 63.

Minimaalselt lubatav hammaste arv rullpukskettidel $z_{min} \geqslant 9$ ja hammaskettidel $z_{min} \geqslant 13$.

Maksimaalset hammaste arvu piirab keti pikenemine. Sammu suurenemisel Δt võrra nihkuvad keti lülid rattal läbimõõdule $(d_\partial + \Delta d_\partial)$.* Läbimõõdu suurenemine (joon. 216)

$$\Delta d_\partial = \frac{\Delta t}{\sin 180°/z} \qquad (325)$$

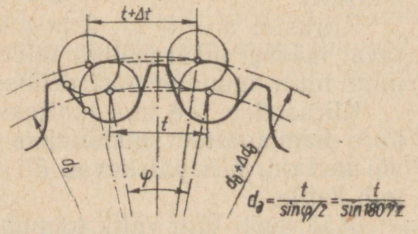
Keti ülemäärasel nihkumisel halvenevad töötamise tingimused ning kett võib lakata rattaga hambumast. Maksimaalselt lubatav suhe $\Delta d_\partial / t = C$ määratakse katseliselt.

Järelikult on vajalik järgmise tingimuse täitmine:

$$\frac{\Delta t}{t} \cdot \frac{1}{\sin 180°/z} \leqslant C.$$

Võttes lubatavaks suhtelise kulumise määraks 1,25% ($\Delta t/t = 0{,}0125$), siis saame maksimaalseks hammaste arvuks rullpukskettidel 120 ja hammaskettidel $z_{max} \leqslant 140$.

Joon. 216



Teoreetilisest analüüsist ja ekspluatatsiooni kogemustest ilmneb, et keti sammu vähenemisel ülekande töötingimused paranevad. See tuleneb löögienergia, tsentrifugaaljõu ja hõõrdetöö vähenemisest.

* d_∂ — ketiratta algringjoone läbimõõt, s. o. ringjoon, millel paiknevad keti šarniirid, kui samm on t. — *Tõlk.*

Tabelis 64 on esitatud väiksemale ketirattale lubatav suurim pöörlemiskiirus sõltuvalt keti tüübist, väiksema ketiratta hammaste arvust ja keti sammust.

Valinud keti tüübi ning väiksema ketiratta hammaste arvu, saame tabeli 64 alusel määrata pöörlemiskiirusest lähtudes keti sammu.

Keskmiseks ketiratta pöörlemiskiiruse piirsuuruseks on rullpukskettidel 12 m/s ja hammaskettidel 16 m/s.

Täpselt valmistatud ja hästi hooldatud ülekannetele, mille keti samm $t \leqslant 12{,}7$ mm ja väiksema ratta hammaste arv $z_1 > 35$, on keti lubatav kiirus kuni 25 ... 30 m/s.

Sammu kaudu valitud ketti kontrollitakse alljärgnevate valemitega, kusjuures ketile rakendatud kasulik koormus (ringjõud) P ei tohi ületada järgmisi suurusi:

rullpukskettidel

$$P_{max} = \frac{Q}{nk} \tag{326}$$

hammaskettidel

$$P_{max} = \frac{Qb}{10\,nk}. \tag{327}$$

Valemites on Q keti purustav jõud kG (hammasketile laiusega 10 mm); n — varutegur; k — ekspluatatsioonitegur; b — keti laius cm.

Varuteguri väärtused valitakse tabelist 65 olenevalt väiksema ketiratta pöörlemiskiirusest (tabeli väärtused kehtivad, kui $z_1 = 17 \ldots 35$).

Ekspluatatsioonitegur k väljendub kolme teguri korrutisena, mis arvestavad töötingimuste mõju ülekande töövõimele, s. o. $k = k_r k_{\bar{o}} k_a$.

Koormustegur $k_r = 1$ konstantsel koormusel ja pausidega töötamisel; tõukelisel koormusel ja kestval töötamisel $k_r = 1{,}3$; järskude tõugetega koormusel ja kestval töötamisel $k_r = 1{,}5$.

Määrimistegur $k_{\bar{o}} = 1$ pideval määrimisel, $k_{\bar{o}} = 1{,}3$ perioodilisel määrimisel.

Ülekande asetust arvestav tegur $k_a = 1$, kui ketirataste tsentrite ühendussirge on horisontaalne või horisontaali suhtes kuni 45° nurga all; $k_a = 1{,}3$, kui nurk on suurem kui 45°.

Eeltoodud teguritega arvestatakse ülekande töötingimuste mõju kulumisele ning nendega korrigeeritakse kasulikku koormust.

Ketirataste minimaalne telgede vahe A_{min} valitakse olenevalt ülekandearvust, kusjuures haardenurk väiksemal ketirattal ei tohi olla alla 120°.

Tabel 63

Väiksema ketiratta hammaste arv

Keti tüüp	Ketiratta hammaste arv ülekandearvul i					
	1	2	3	4	5	6
Rullpukskett	31	27	25	23	21	17
Hammaskett	40	35	31	27	23	19

Tabel 64

Piirpöörlemiskiirused p/min erinevatele kettidele

Keti tüüp	Ketiratta hammaste arv z_1	Keti samm t mm				
		12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Rullpuksketid	15	2300	1900	1350	1150	1000
	19	2400	2000	1450	1200	1050
	23	2500	2100	1500	1250	1100
	27	2550	2150	1550	1300	1100
	30	2600	2200	1550	1300	1100
Hammasketid	17 . . . 35	3300	2650	2200	1650	1300

Tabel 65

Varutegur n

Kett	Väiksema ketiratta pöörlemiskiirus p/min								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
Rullpuksketid									
t = 12,7 . . . 15,82 mm	7,0	7,8	8,55	9,35	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8
t = 19,05 . . . 25,4 mm	7,0	8,2	9,35	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	—
t = 31,75 mm	7,0	8,55	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	—	—
Segmentpuksidega hammasketid									
t = 12,7 . . . 15,87 mm	20	22,2	24,4	28,7	29,0	31,0	33,4	37,8	42,0
t = 19,05 . . . 25,4 mm	20	23,4	26,7	30,0	33,4	36,8	40,0	46,5	53,5

Ülekandearvudel $i < 4$ on

$$A_{min} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 \ldots 50) \text{ mm}, \qquad (328)$$

kus D_{e1} ja D_{e2} on ketirataste välisläbimõõdud.

Normaalseid töötingimusi tagab ülekandele telgede vahe $A = (30 \ldots 50)t$. Tunduvalt suurem telgede vahe, keti pikkuse suurenemise tõttu, põhjustab keti kiiret väljavenimist ning ülekande mitterahulikku töötamist. Soovitav on, et maksimaalne telgede vahe $A_{max} < 80t$.

Pärast telgede vahe eelvalikut täpsustatakse suurust A.

Esmalt leitakse keti lülide arv (vt. joon. 215) valemiga

$$y = \frac{z_1}{2} - z_1 \frac{\Theta}{\pi} + \frac{z_2}{2} + z_2 \frac{\Theta}{\pi} + 2\frac{A}{t}\cos\Theta.$$

Nurga Θ väiksuse tõttu

$$\Theta \approx \sin\Theta = \frac{d_{\partial 2} - d_{\partial 1}}{2A} \approx \frac{z_2 - z_1}{2\pi A} t,$$

$$\cos\Theta = (1 - \sin^2\Theta)^{\frac{1}{2}} \approx 1 - \frac{1}{2}\sin^2\Theta =$$

$$= 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t^2}{A^2}.$$

Seega keti lülide arv

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{A}. \qquad (329)$$

Võrrandiga (329) saadud lülide arv ümardatakse lähimale täisarvule. Lülide arvule y vastav telgede vahe:

$$A = \frac{t}{4}\left[y - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(y - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right]. \qquad (330)$$

Ketile läbirippe tagamiseks vähendatakse telgede vahet 2 ... 5 mm võrra.

Hammaste profileerimisel ja ketirataste joonestamisel juhindutakse vastavatest standarditest.

Koormus võllidele on ligikaudu määratav võrrandiga

$$P_v = P + 2kqA, \qquad (331)$$

kus k on tegur, mis sõltub rataste tsentrite ühendussirge asendist.

Vertikaalsetel ülekannetel $k = 1$, tsentrite ühendussirge asetusel kuni 45° nurga all $k = 2$, horisontaalsel asetusel $k = 4$.

Tugedele mõjuv koormus sõltub ketirataste ning teiste võlli koormavate elementide asetusest tugede suhtes.

Võllide ja tugede arvutusele järgneb korpuse ja pingutusseadme konstrueerimine.

Kasutegur. Kettülekandes esinev kaovõimsus oleneb kadudest, mida põhjustab keti jäikus (hõõrdumisest šarniirides ja naaberlüli plaatide vahel), keti hõõrdumine ratta hammastel, hõõrdumine tugedes ja keti liikumistakistus määrdeõlis.

Suurimaks neist on keti jäikusest tulenev kadu (lülide suhtelise pöördumise takistus), mis üksnes ei määra üldist kasutegurit, vaid piirab ka ülekande koormatavust.

Eeltoodud kadude olemus ilmneb alljärgnevast.

Keti suundumisel rattale toimub lülide suhteline pöördumine, mis põhjustab koormatud šarniirides hõõrdumist.

Hõõrdetöö keti šarniiris lüli suundumisel ketirattaga hambumisse (või sealt lahkumisel)

$$A_x = M_h \alpha = P_s \mu \frac{d}{2} \cdot \frac{2\pi}{z}, \tag{332}$$

kus $M_h = P_s \mu \frac{d}{2}$ on hõõrdemoment jõuga P_s koormatud šarniiris,

$\alpha = \frac{2\pi}{z}$ — lüli suhteline pöördenurk,

μ — hõõrdetegur.

Jõud P_s muutub piires $S_2 + S_{ts}$ kuni $S_1 + S_{ts}$, sõltuvalt sellest, kas määratakse hõõrdekadu keti suundumisel rattaga hambumisse või sealt lahkumisel. Seega hõõrdetöö on erinev keti suundumisel vedavale ja veetavale rattale, kui ka vastavatelt ratastelt lahkumisel, mistõttu tuleb valemisse (332) asetada vastav P_s väärtus.

Hõõrdetöö šarniirides oleneb telgedevahelisest kaugusest A ja läbirippest f. Mida suurem on telgedevahe ja väiksem läbiripe, seda suurem on pingutusjõud veetavas harus S_2 ja vastavalt ka hõõrdekadu.

Summaarne hõõrdetöö, kui šarniiride arv on y:

$$A_h = y \Sigma A_x. \tag{333}$$

Kaovõimsus hõõrdumisest šarniirides

$$K = \frac{A_h}{102\,T} \text{ kW}. \tag{334}$$

Keti ühe ringluse kestus sekundites

$$T = \frac{yt}{100v}, \tag{335}$$

kus t on samm cm; v — kiirus m/s.

Ülekande kasutegur arvutatakse ligikaudselt võrrandiga

$$\eta = \frac{N}{N+K}, \qquad (336)$$

kus N on ülekantav võimsus kW.

Ülejäänud kadude osatähtsus on väike. Näiteks kadu keti liikumisest õlis on 4...5% üldkaost. Keti plaatidevaheline hõõrdumine sõltub oluliselt ülekande valmistamise ja montaaži täpsusest. Hästi valmistatud kettülekande keskmine kasutegur $\eta = 0{,}96...0{,}98$.

Näide. Arvutada kettülekanne elektrimootorilt kompressorile. Mootori võimsus $N = 10$ kW ja pöörlemiskiirus $n_1 = 970$ p/min; kompressori pöörlemiskiirus $n_2 = 330$ p/min. Kompressor töötab kahes vahetuses. Minimaalne telgede vahe 550 mm. Keti pingutuse reguleerimine toimub mootori nihutamisega juhtroopail.

Et vedava ketiratta pöörlemiskiirus ei ole suur, siis eelduste kohaselt keti kiirus $v < 12$ m/s. Vastavalt sellele valime ülekandeelemendiks rullpuksketi kui lihtsama ja odavama.

Ülekandearv $i = 970/330 \approx 2{,}94$. Tabelist 63 saame, et $i = 3$ puhul $z_1 = 25$. Seega $z_2 = 25 \cdot 970/330 \approx 74$. Tulemus rahuldab, sest sammu suhtelisele pikenemisele $\Delta t/t = 1{,}25\%$ vastav $z_{max} = 120$. Kui $z_1 = 25$ ja $n_1 = 970$ p/min, siis vastavalt tabelile 64 on võimalik kasutada igasuguse sammuga rullpukskette. Valime $t = 15$ mm (ГОСТ 586-41) *.

Keti keskmine kiirus

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 15 \cdot 970}{60 \cdot 1000} = 6{,}05 \text{ m/s} < 12 \text{ m/s}.$$

Ekspluatatsiooniteguri määrame vastavalt lk. 399 esitatule.

Koormus on konstantne, seega $k_r = 1$, tsentrite ühendussirge ja horisontaali vaheline nurk $< 45°$, järelikult $k_a = 1$, määrimine toimub pidevalt, mistõttu $k_\delta = 1$. Järelikult $k = k_r k_a k_\delta = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$.

Varuteguri valime tabelist 65:

$$n = 11.$$

Ringjõud

$$P = \frac{102N}{v} = \frac{102 \cdot 10}{6{,}05} \approx 165 \text{ kG}.$$

Keti purustav jõud [valem (326)]

$$Q \geqslant Pkn = 165 \cdot 1 \cdot 11 \approx 1820 \text{ kG}.$$

Valime $Q = 1820$ kG ja $t = 15$ mm alusel standardist ГОСТ 586-41 (vt. [2]) kaherealise rullpuksketi, millel $Q = 2500$ kG. Keti tähis: kaherealine rullpukskett 15/2500 ГОСТ 586-41.

Valime telgede vahe

$$A = 40t = 40 \cdot 15 = 600 \text{ mm}.$$

---

* Asendatud standardiga ГОСТ 10947-64. — *Tõlk.*

Lülide arv [valem (329)]

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{A} = \frac{25 + 74}{2} + \frac{2 \cdot 600}{15} +$$

$$+ \left(\frac{74 - 25}{2\pi}\right)^2 \frac{15}{600} = 49{,}5 + 80 + 60{,}8\frac{1}{40} \approx 130.$$

Läbirippe saamiseks tuleb telgede vahet vähendada 2 ... 5 mm.

Keti pikkus

$L = yt = 130 \cdot 15 = 1950$ mm.

Koormus võllidele [valem (331)]

$P_v = 165 + 2 \cdot 2 \cdot 2{,}2 \cdot 0{,}6 \approx 170$ kG,

kus $q = 2{,}2$ kG/m on 1 jooksva meetri keti kaal (vastavalt ГОСТ 586-41).

Järgnevalt arvutatakse ketiratta mõõtmed vastavalt standardile ГОСТ 586-41.

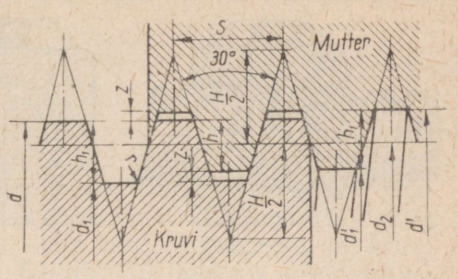
Kirjandus

1. Столбин Г. Б., Выбор параметров и расчет ценных приводов, Сб. «Детали машин», под ред. Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1953 (1969).
2. Столбин Г. Б., Цепные передачи, «Справочник машиностроителя», т. IV, Машгиз, 1956 (1963).
3. Табличные расчеты деталей станков, материалы ЭНИМС, разработанные Д. Н. Решетовым и др., вып. 2, Машгиз, 1953.
4. О цепных передачах, Сб. статей под. ред. Г. Б. Столбина, Машгиз, 1955.
5. Воробьев Н. В., Цепные передачи, Машиностроение, 1968.
6. Решетов Д. Н. и Левина З. М., Расчеты передач гибкой связью, «Вестник машиностроения» № 12, 1952.
7. Дашкевич Б. П., Дьяченко С. К., Столбовой С. В., Детали машин — курсовое проектирование, ГИТЛ УССР, 1959.

XXI peatükk

KEERMESÜLEKANDED

Keermesülekannet kasutatakse pöörleva liikumise muutmiseks translatoorseks. Ülekande eelisteks on lihtne konstruktsioon, suur ülekandearv, isepidurdavus, võimalus saada suure täpsusega paigutusi. Puudusteks on suur hõõrdumine keermepaaris ja sellest tulenev kulumine ning madal kasutegur. Esitatud omadused määravad ühtlasi keermesülekannete kasutusala. Jõukruvides, kruvipressides ja valtspinkide surveseadmetes rakendatakse keermesülekannet jõu tekitajana. Nendes seadmetes on paiknemiskiirus suhteliselt väike, kuid ülekandega tekitatud jõud on sageli väga suured. Tööpinkides, mõõteriistades ja -masinates rakendatakse keermesülekandeid laialdaselt jaotus- ja seadistuspaigaldusteks, seejuures ka väga täpseteks. Viimasel juhul peavad keermesüle-



Joon. 217

kanded olema suure kulumiskindluse ja kestvalt säiliva täpsusega.

Keermesülekandeis (liughõõrdumisega) kasutatakse harilikult trapetskeeret (ГОСТ 9484-60). Väga suurte ühesuunaliste jõudude tekitamiseks aga tugikeeret (ГОСТ 10177-62). Trapetskeerme profiil on kujutatud joonisel 217.

Täisnurkkeeret kasutatakse harva, kuigi hõõrdumine on väiksem trapetskeermes esinevast. Täisnurkkeere ei ole standardiseeritud. Selle põhjusteks on: a) trapetskeere on valmistatav kõigi kasutusel olevate meetoditega, kuid täisnurkkeerme lõikamine on keerukas ja ta ei ole freesitav; b) trapetskeere on täisnurkkeermest tugevam, sest võrdse sammu puhul on trapetskeerme paksus keerme siseläbimõõdul suurem; c) trapetskeermel on võimalik teljesihilist lõtku reguleerida lõhestatud mutri pingutamisega, täisnurkkeermel pole see teostatav.

Tugikeere on mittesümmeetrilise trapetsikujulise profiiliga. Keerme kandval pinnal on 3° kalle ja keerme vahede põhjad on ümardatud, mis tagab keermele dünaamilisel koormusel suurema tugevuse.

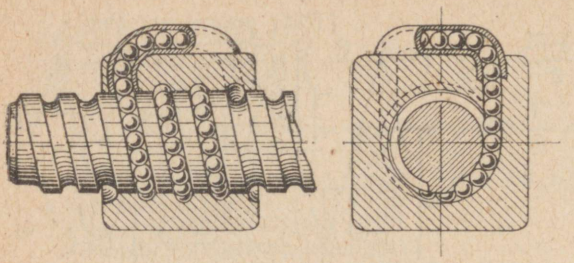
Ülekande elementide materjalid ja konstruktsioon

Kruvi materjal peab peale küllaldase tugevuse olema veel kulumiskindel ja hästi töödeldav. Termiliselt töötlemata kruvid valmistatakse terasest 45 või 50. Kruvid, mida suure pinnakõvaduse saamiseks termiliselt töödeldakse, valmistatakse terasest У10, ХГ, ХВГ, 65Г või 40Х.

Mutri materjaliks on keermesülekandeis tinapronks Бр. ОФ10-0,5 ja Бр. ОЦС 5-5-5 ning antifriktsiooniline malm. Pronksi kulu vähendamiseks valmistatakse mutreid ka bimetalsetena, valades pronksi (tsentrifugaalvalu) terasest või malmist korpusesse.

Kiiretel paigaldustel kasutatakse mutrites mõnikord ka babiiti.

Kruvide konstruktsioon on lihtne. Kruvidel tuleb vältida suure-läbimõõdulisi keermetamata silindrilisi osi, sest need suurendavad



Joon. 218

mehaanilise töötlemise mahtu ja laastudeks mineva metalli hulka. Töötlemise lihtsustamiseks valmistatakse pikad kruvid kahest ja enam osast.

Mutrite konstruktsioon. Lihtsamal juhul on mutter keermetatud auguga tugiäärisega puks või korpus. Ääris väldib mutri nihkumist või pöördumist detailis, millega ta on ühendatud. Metallilõikepinkide keermesülekannete puhul esineb sageli nõue, et oleks võimalik perioodiliselt või pidevalt — automaatselt — keermepaari kulumisest tulenevat lõtku reguleerida ja kaotada seega keerme tühikäik (surnud käik). Paljudest võimalikest variantidest rakendatakse külglõtku reguleerimiseks sageli moodust, kus ühe mutri asemel kasutatakse kahte, millest üks on teise suhtes nihutatav vedru jõul või keermega.

Treipinkide keermetatud käiguvõlliku mutter kujundatakse poolitatuna, et keermepaari oleks võimalik lahti lukustada keermetamata detailide treimisel.

Kuulkeermepaarid. Eelöeldu kehtib liughõõrdumisega keermepaaridele. Viimasel ajal kasutatakse laialdaselt kuulkeermepaare (joon. 218). Paar koosneb kruvist, mutrist ja keermete vahedes asetsevaist kuulidest. Kuulid ringlevad mutris kanali (toru, baas jm.) kaudu, mis ühendab omavahel mutri esimest ja viimast keerme vahet. Kuulkeermepaaride konstruktsioonid erinevad üksteisest keerme profiilide, kuulide tagastuse ja üksikelementide poolest.

Kuulkeermepaari põhilisteks eelisteks on väike ning paiknemiskiirusest sõltumatu hõõrdekadu; käigu suur täpsus, sest külg- ja radiaallõtk on peaaegu täielikult välditavad. Esitatust tulenevalt kasutatakse kuulkeermepaare programmjuhtimisega pinkide ettenihkeülekannetes, autode roolimehhanismis, aatomtehnika kaugjuhtimismehhanismides jm.

Kuulide ja soonte mõõtmed ning kruvi ja mutri materjalid on määratavad veerelaagritele kehtivate andmete alusel. Kuulkeermepaari arvutust ja konstrueerimist käsitleb vastav erikirjandus *.

* Пясик И. Б., Шариковинтовые механизмы, Машгиз, 1962; Галонска Д. А., Шариковые винты сб. переводов «Машиностроение», И. Л., № 5, 1956, стр. 68 . . . 83.

Ülekande arvutus

Keermesülekannete ebarahuldav töötamine tuleneb eelkõige keermete ülemäärasest kulumisest. Kulumist püütakse vähendada sobivate materjalide valikuga keermepaarile, küllaldase määrimisega ja erikoormuse vähendamisega. Kõiki keermesülekandeid on vajalik arvutada kulumisele. Jõu- ja käigukruvid (tööpinkides) ning nende mutrid arvutatakse peale selle veel tugevusele ja kruvi suure pikkuse puhul ka nõtkele. Erijuhtudel tehakse veel jäikus- ja täpsusarvutus (pinkide peenettenihke ülekanded), mida alljärgnevalt ei käsitleta.

Arvutus kulumisele on põhiliseks arvutuseks enamikule keermesülekannetele. Arvutus määrab keerme läbimõõdu ja mutri kõrguse. Seejuures lähtutakse keermetele mõjuvast keskmisest erisurvest *

$$p = \frac{P}{\pi d_2 t_2 \frac{Hz}{s}} \leqslant [p], \tag{337}$$

kus P on kruvi teljesihiline jõud,
d_2 — keerme keskmine läbimõõt,
s — keerme samm,
t_2 — keerme profiili töötav kõrgus,
H — mutri kõrgus,
z — keerme käikude arv.

Tähistades $\psi = H/d_2$, saame

$$p = \frac{Ps}{\pi\psi d_2^2 t_2 z} \leqslant [p], \tag{338}$$

millest

$$d_2 \geqslant \sqrt{\frac{Ps}{\pi\psi t_2 z [p]}}. \tag{339}$$

Keermesülekannetes sageli kasutataval trapetskeermel on $t_2 = 0{,}5s/z$. Asetades t_2 avaldise võrrandisse (339) saame:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2P}{\pi\psi[p]}}. \tag{340}$$

---

* Koormus keermetele jaotub ebaühtlaselt. Nimetatud küsimuse kohta vt. lähemalt lk. 80 ja — Клячкин Н. Л. и Старосельский А. А., «Известия высших учебных заведений», Машиностроение, № 7, 1959.

Suurused s ja z määrab tavaliselt ülekande kinemaatiline arvutus. Suhtarv $\psi = H/d_2$ valitakse konstruktiivsetel kaalutlustel, kusjuures $\psi = 1{,}2 \ldots 2{,}5$ — terviklikel, pidevalt seostatavatel mutritel ning $\psi = 2{,}5 \ldots 3{,}5$ — poolitatud lahtilukustatavatel mutritel. Keskmise erisurve $[p]$ (määratud keermesülekannete kasutuskogemuste alusel): teraskruvi — pronksmutter — $[p] = 120$ kG/cm² (valtspinkide pingutuskruvidel $[p] = 150 \ldots 200$ kG/cm²), teraskruvi — malmmutter — $[p] = 80$ kG/cm².

Arvutatud d_2 kaudu valitakse kruvi keerme standardne läbimõõt.

Tugevusarvutus tehakse ainult raskelt koormatud kruvidel. Et kruvi töötab samaaegselt survele (või tõmbele) ja väändele, siis võrdpinge

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\,, \tag{341}$$

kus $\sigma = \dfrac{P}{F_1} = \dfrac{P}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \approx \dfrac{P}{0{,}8 d_1^2}$ — survepinge (või tõmbepinge)

telgjõust P ning $\tau = \dfrac{M_v}{W_1} = \dfrac{M_v}{0{,}2 d_1^3}$ — nihkepinge pöördemomendist M_v.

Kruvile mõjuv pöördemoment *

$$M_v = P \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varrho') + M_h, \tag{342}$$

kus $\beta = \operatorname{arctg} \dfrac{s}{\pi d_2}$ — keerme tõusunurk;

ϱ' — keerme redutseeritud hõõrdenurk, trapetskeermetel $\varrho' \approx \varrho = \operatorname{arc\,tg}\, f = 6 \ldots 8°$ (f — hõõrdetegur);

M_h — hõõrdemoment tugitapis või pinnas, millele mõjub jõu P reaktsioonjõud.

Hõõrdemoment $M_h = P d_r/2$, kus d_r on hõõrdepinna redutseeritud läbimõõt. Seega

$$M_v = P \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varrho') + \frac{d_r}{2} f \right]. \tag{343}$$

---

* Võrrand (342) kehtib juhul, kui mutter ja kruvi tugipind asetsevad pöördemomendi rakenduskohast ühel pool. Mutri ja tugipinna asetusel pöördemomendi rakenduskohast erinevatel pooltel mõjub arvutuslikus lõikes ainult osa momendist M_v. Sel juhul võrdub M_v avaldise (342) esimese või teise liikmega, sõltuvalt sellest, kumb neist on suurem.

Kruvi tugevustingimus:

$$\sigma_R \leqslant \frac{\sigma_T}{5 \ldots 3}, \tag{344}$$

kus σ_T on kruvi materjali voolavuspiir.

Pronksist ja malmist mutrites võib mõnikord esineda keermete purunemine lõikele, mistõttu on vaja kontrollida nihkepingeid võrrandiga

$$\tau = \frac{P}{\pi d'_0 \frac{Hz}{s} h} \leqslant [\tau], \tag{345}$$

kus d'_0 on keerme välisläbimõõt mutris ja h — keerme kõrgus. Fosforpronksist mutrile $[\tau] = 250 \ldots 350$ kG/cm².

Püsivusele arvutus pikipaindel on vajalik, kui kruvi pikkus võrreldes läbimõõduga on suur, s. o. kui $\nu l \geqslant (7{,}5 \ldots 10) d_1$, kus νl on kruvi nõtkepikkus, d_1 — keerme siseläbimõõt. Et kruvi kinnitustingimusi tugedes on raske hinnata, vaadeldakse püsivusarvutusel kruvi kui varrast, millele mõjub ainult teljesihiline jõud P. Seega kriitiline jõud

$$P_E = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(\nu l)^2}, \tag{346}$$

kus E on normaalelastsusmoodul,
J_{min} — kruvi ristlõike minimaalne inertsimoment,
νl — nõtkepikkus.

Indeks E (Euleri jõud) viitab sellele, et kriitiline jõud vastab varda staatilisele koormamisele.

Varda nõtkepikkuseks on tugede vahe l (üheks toeks võib lugeda mutrit) ja teguri ν korrutis. Teguri ν väärtus sõltub varda otste kinnitustingimusest ning sisejõudude jaotusest kruvi pikkusel. Kruvi tugesid, millel $l_t/d_t \approx 1{,}5 \ldots 2$ võib vaadelda šarniirtugedena ning sel juhul $\nu = 1$. Horisontaalselt asuvatel kruvidel tuleb arvestada ka omakaalust tulenevat läbipainet, sel juhul

$$P_E = \frac{\pi^2 E J_{min}}{l^2} - 0{,}5ql,$$

kus q on koormuse intensiivsus kruvi omakaalust. Nõtke varutegur $n_n \geqslant 2{,}5 \ldots 4$ (kus $n_n = P_E/P$).

Tugevus- ja püsivusarvutusel vaadeldakse kruvi vardana, mille läbimõõt d_1 on võrdne keerme siseläbimõõduga. Keerme tõttu on kruvil suurem tugevus ja jäikus kui siledal vardal läbimõõduga d_1.

Nagu eksperimentaalsetest uurimustest ilmneb, ei ole tugevuse suurenemine kuigi suur, sõltudes põhiliselt keerme välis- (d) ja siseläbimõõdu (d_1) suhtest. Standardsetel trapetskeermetel

$$J_k = J_1\left(0{,}40 + 0{,}60\frac{d}{d_1}\right),$$

kus J_k on kruvi inertsimoment,

J_1 — varda inertsimoment, mille läbimõõt on d_1.

Enamikul juhtudel viimati toodud parandus jäetakse arvestamata.

Näide. Arvutada keermesülekanne radiaalpuurpingil konsooli paigaldamiseks. Suurim jõud kruvile $P = 3640$ kG mõjub konsooli tõstmisel. Esinev jõud tuleneb konsooli omakaalust ja hõõrdejõust konsooli liikumisest sambal. Konsooli paigutusmehhanismi kinemaatilisest arvutusest tulenev keerme samm $s = 8$ mm ja käikude arv $z = 1$. Pingi transporteerimisel konsooli haaruva trossiga mõjub kruvile survejõud $P_s = 3000$ kG (kolonni ja aluse kaal). Kruvi maksimaalne pikkus (toest kuni mutrini) $l = 1500$ mm.

Konsooli paigalduskruvi töörežiim, sagedane käivitus- ja lühiajaline tööperiood, ei taga rahuldavaid määrimistingimusi. Puuduliku määrimise tõttu peab keermepaari materjal olema küllaldase kulumiskindlusega. Valime kruvi materjaliks parendatud terase 45 ja mutril — pronksi Бр. ОЦС 5-5-5. Pronksi kulu vähendamiseks valmistame mutri bimetalsena.

Keerme keskmise läbimõõdu leiame valemiga (340), võttes mutri suhteliseks kõrguseks $\psi = 1{,}5$ ja lubatavaks erikoormuseks $[p] = 100$ kG/cm²:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2P}{\pi\psi[p]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3640}{\pi \cdot 1{,}5 \cdot 100}} = 3{,}93 \text{ cm}.$$

Lähteandmete (s ja z) ning arvutatud suuruse d_2 alusel valime standardist ГОСТ 9484-60 trapetskeerme välisläbimõõduga 44 mm. Keerme põhiparameetrid: keskmine läbimõõt $d_2 = 40$ mm, siseläbimõõt $d_1 = 35$ mm. Keerme välisläbimõõt mutris $d'_0 = 45$ mm, keerme kõrgus $h = 5{,}2$ mm, varda ristlõikepind $F = 9{,}62$ cm².

Keerme tõusunurk

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{s}{\pi d_2} = \operatorname{arctg}\frac{8}{\pi \cdot 40} = \operatorname{arctg} 0{,}064 \approx 3°40'.$$

Et β on tunduvalt väiksem hõõrdenurgast ($\varrho' = 6 \ldots 8°$), siis keere on isepidurduv.

Tugevusarvutus. Tõmbepinged kruvis

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{3640}{9{,}62} = 378 \text{ kG/cm}^2.$$

Kruvile mõjuv pöördemoment — valem (342):

$$M_v = P\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\beta + \varrho') + M_h = 3640\frac{4{,}0}{2}\operatorname{tg}(3°40' + 7°) = 1370 \text{ kGcm}.$$

Nihkepinge

$$\tau = \frac{M_v}{0{,}2d_1^3} = \frac{1370}{0{,}2 \cdot 3{,}5^3} = 160 \text{ kG/cm}^2.$$

Võrdpinge — valem (341)

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{378^2 + 4 \cdot 160^2} = 495 \text{ kG/cm}^2$$

Parendatud terase 45 (kõvadus $HB = 241 \ldots 285$) voolavuspiir $\sigma_T \leqslant 55$ kG/mm², seega tugevusvaru

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_R} = \frac{5500}{495} \approx 11.$$

Tugevusvaru on küllaldane, kui $n = 3 \ldots 5$.

Kontrollime nihkepingeid mutris (mutri kõrgus $H = \psi d_2 = 1{,}5 \cdot 40 = 60$ mm):

$$\tau = \frac{P}{\pi d'_0 \frac{Hz}{s} h} = \frac{3640}{\pi \cdot 4{,}5 \frac{60 \cdot 1}{8} 0{,}52} \approx 66 \text{ kG/cm}^2.$$

Seega nihkepinged on tunduvalt väiksemad lubatavast (pronksil $[\tau] \leqslant 250 \ldots 350$ kG/cm²).

Kriitiline jõud — valem (346):

$$P_E = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(\nu l)^2} = \frac{\pi^2 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7{,}4}{(1 \cdot 150)^2} \approx 6800 \text{ kG},$$

kus

$$J_{min} = \frac{\pi d_1^4}{64} = \frac{\pi 3{,}5^4}{64} = 7{,}4 \text{ cm}^4.$$

Nõtke varutegur

$$n_n = \frac{P_E}{P_s} = \frac{6800}{3000} \approx 2{,}25.$$

Varutegur n_n osutub lubatavast veidi väiksemaks ($n_n \geqslant 2{,}5 \ldots 4$). Suurendada kruvi mõõtmeid nõtkevaru rahuldamiseks transporteerimisel ei ole õige. Otstarbekam on kasutada mõnda teist transporteerimise moodust, kinnitades näiteks trossid alusplaadi külge.

NELJAS OSA

VÕLLID JA TELJED. TOED JA SIDURID

XXII peatükk

VÕLLID JA TELJED

Detaili, mis kannab masina pöörlevaid osi ja tegelikkuses realiseerib nende geomeetrilise pöörlemistelje, nimetatakse *teljeks* või *võlliks.*

Telg on määratud ainult pöörlevate detailide toetamiseks. Teljed võivad olla neile paigaldatud detailide suhtes liikumatud või pöörelda koos nendega (siis võib telg olla valmistatud viimastega ühes tükis). Nii ühel kui teisel juhul võtab telg masina pöörlevatele osadele mõjuvaid jõude vastu paindekoormusena.

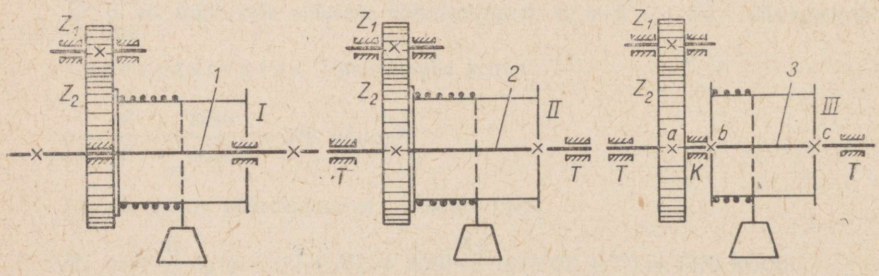
Võllid, erinevalt telgedest, mitte ainult ei toeta pöörlevaid detaile, vaid kannavad üle ka pöördemomenti. Seetõttu on nad lisaks paindejõududele koormatud ka väändemomendiga kas kogu pikkuses või teatavates vahemikes.

Geomeetrilise telje kuju järgi eristatakse *sirgeid võlle* ja *väntvõlle.* Väntvõlle kui erikonstruktsioone vaadeldakse spetsiaalsetes kursustes («Sisepõlemismootorid», «Pumbad ja kompressorid» jt.).

Erirühma moodustavad kõverjoonelise või muutuvakujulise geomeetrilise teljega võllid — *traadist paindvõllid.*

Telgede ja võllide osi, mis puutuvad kokku tugedega, nimetatakse tappideks.

Radiaalsuunalisi toereaktsioone vastuvõtvaid tappe võlli otstel



Joon. 219

nimetatakse otstappideks (joonisel 219 on nad tähistatud tähega *T*) ja keskel asetsevaid — kaelteks (*K*; joon. 219, *III* variant).

Teljesuunalisi toereaktsioone vastuvõtvaid tappe nimetatakse aksiaaltappideks.

Sirged võllid ja teljed

Konstruktsioonid. Mõnikord võib konstruktsiooniülesande lahendamisel kasutada samahästi nii telge kui võlli. Näiteks võib kraana tõstemehhanismi trumli ajami valmistada joonisel 219 esitatud mistahes skeemi kohaselt.

Variandis *I* on trummel paigaldatud liikumatule teljele *1* ja teda käitatakse hammasratastega z_1 ja z_2, millest viimane (z_2) on kinnitatud trumlile ja pöörleb sellega koos. Koormus mõjub teljele trumli istamiskohtades.

Variandis *II* on sama ülesanne lahendatud pöörleva telje abil, sest trummel on kinnitatud laagritele toetuvale teljele *2*.

Erinevus telgede *1* ja *2* koormamises on selles, et suuruselt ja suunalt samasuguse töökoormuse juures, mis moodustub tõstetava lasti, trumli, haardeelemendi jm. massist, mõjub teljele *1* ühepoolne paine, teljele *2* aga sümmeetriline paine. Telje *2* ristlõigetes tekkivad pinged muutuvad nii suuruselt kui ka märgilt, aga telje *1* ristlõigetes muutuvad nad ainult suuruselt (vastavalt pealekeritud trossi hulgale muutuvad toereaktsioonide suurused ja järelikult ka paindemomendid).

Samasuguse väliskoormuse juures kujunevad pöörlevate telgede läbimõõdud suuremateks kui paigalseisvatel. Seetõttu on variant *I* eelistatum — ta kindlustab kergema konstruktsiooni. Ekspluatatsiooni seisukohalt on eeliseid variandi *II* järgi kujundatud konstruktsioonil. Nii näiteks on variandi *I* korral raskendatud juurdepääs laagritele.

Variandis *III* on sama konstruktsiooniülesanne lahendatud trumli paigaldamisega mitte teljele vaid võllile *3*. Vahemikus *ab* on võll täielikult koormatud hammasratta z_2 poolt edasiantava pöördemomendiga. Trumlile kantakse pöördemoment üle rummu kaudu, mis on võlliga ühendatud liistude abil.

Koormuse jagunemise iseloom trumli rummude vahel oleneb trumli konstruktsioonist, sõlme valmistamise ja koostamise täpsusest; sellega määratakse ka väändemoment võlli lõigus *bc*.

Võlli koormamise tingimused on seega põhimõtteliselt erinevad ja keerukamad kui telgedel.

Variandi *III* eelisteks on vaba juurdepääs hõõrdesõlmedele, hammasratta istamine võllile (mitte trumlile), mis lihtsustab selle konstruktsiooni ja valmistamist jms. Sobivaima variandi valikul tuleb järelikult arvestada kõiki asjaolusid (ka massi) ja seda, millised nõuded on tähtsamad.

Toodud näites oleks trumli käitamiseks põhimõtteliselt sobiv mistahes esitatud variantidest, mõnikord on aga vaid üksainus sobiv lahendus.

Võllide ja telgede konstruktsiooni määrab nende otstarve, neile mõjuvate koormuste suurus ja iseloom, neile paigaldatavate detailide kinnitusviis ja sõlme koostamise tingimused, valmistamise tehnoloogia jms.

Soovitud kuju antakse võllile ümara valtsmaterjali või sepistatud tooriku treimisega ja istamiskohtade lihvimisega. Raskelt koormatud võllid lihvitakse kogu pikkuse ulatuses. Nõutav pinnasilendusklass: veerelaagrite all — ∇6 ... ∇7, olenevalt täpsusklassist ja läbimõõdust; liugelaagrite all — ∇7 ... ∇9 ja kõrgem, olenevalt töötingimustest.

Teljed ja võllid projekteeritakse ning valmistatakse tavaliselt astmeliste silindritena (rida erineva läbimõõduga osasid), harvemini — kogu pikkuses sama läbimõõduga.

Kõige tehnoloogilisemad on ühesuguse läbimõõduga teljed ja võllid. Selline kuju ei vasta aga nende detailide pingestatuse iseloomule, mis on pikkuse ulatuses muutuv; samuti pole vastuvõetav koostamise ja remondi seisukohast, sest sõlme kokkupanemine ja lahtivõtmine, aga samuti ka telgedele ja võllidele paigaldatavate detailide fikseerimine ning telgede ja võllide fikseerimine tugede suhtes on keeruline.

Astmelise võlli iga kandeosa pikkus oleneb paigaldatava detaili rummu pikkusest. On soovitav, et rumm oleks veidi pikem vastavast võlli istamiskohast (vt. näit. joon. 200). Sellega vabastatakse võlli pindmisi kihte suurtest kontaktsurvetest.

Istamiskohtade (tappide, hammasliidete alade jne.) läbimõõdud tuleb valida vastavalt masinaehituses kasutatavatele normaaljoonmõõtmetele (ГОСТ 6636-69).

Suure astmete arvu korral võib ainult normaaldiameetrite kasutamine olla raskendatud. Sellisel juhul võib detaile mittekandvatel osadel kasutada mittestandardseid läbimõõte.

Astmelise võlli kujundamisel tuleb astmete läbimõõdud määrata sellise arvestusega, et iga võllile paigaldatavat detaili saaks mööda võlli viia temale määratud istamiskohale ilma pinguta.

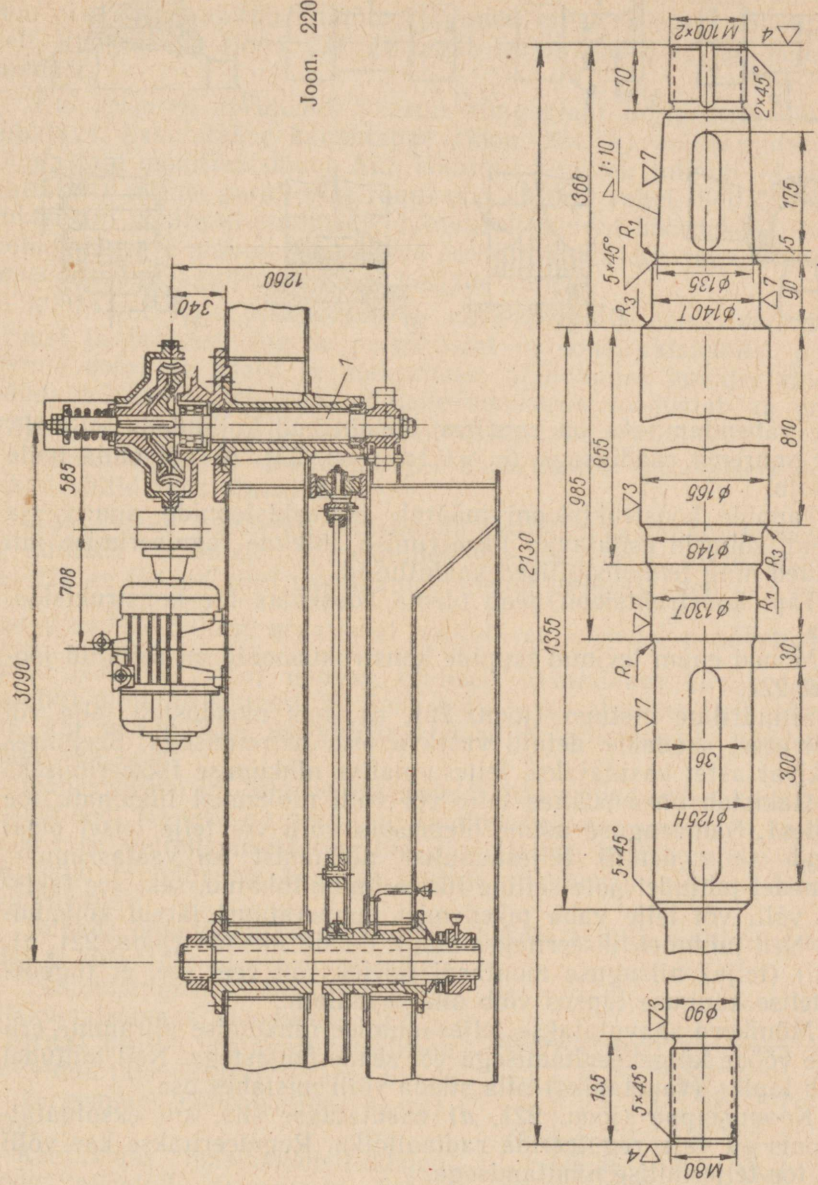
Üldmasinaehituses eelistatuna kasutatav avasüsteem võimaldab saada mitmesuguseid iste sama nimiläbimõõduga võlli üksikute osade lihvimisega antud istudele vastavate mõõtmeteni.

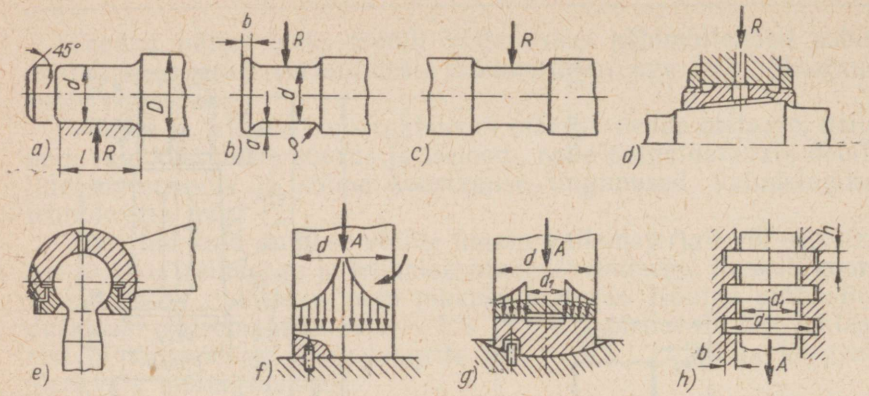
Joonisel 220 on kujutatud 10-tonnise portaalkraana pöördemehhanismi ja võlli (*1*) konstruktsioon. Võlli kuju on määratud arvestades mõjuvaid pingeid, võllile paigaldatavatele detailidele esitatavaid nõudeid, istude iseloomu jms.

Telje või võlli kahe erineva läbimõõduga astme üleminekukohta nimetatakse siirdmikuks.

Ristlõike järsu muutumise tagajärjel tekkivate kohalike pin-

Joon. 220


1260
340
1
585
708
3090
M100×2
4
70
2×45°
366
1:10
7
175
5
5×45°
R1
R3
ø135
7
90
ø140T
2130
985
855
810
3
ø165
ø148
R3
7
ø130T
R1
1355
R1
30
7
36
300
ø125H
5×45°
3
ø90
135
5×45°
4
M80



Joon. 221

gete vähendamiseks on soovitav üleminekud kujundada võimalikult suurema raadiusega ($\varrho > 0{,}1d$, joon. 221, *b*) või anda neile erikuju.

Tappide konstruktsiooni määrab toereaktsioonide suurus ja suund, sõlmele esitatavad fikseerimise, lõtkude reguleerimise jm. nõuded ning tehnoloogilised kaalutlused.

Tapi konstruktsioon peab olema kooskõlas toe konstruktsiooniga.

Mõned enam levinud tappide konstruktsioonid on esitatud joonisel 221.

Silindriline otstapp (joon. 221, *a*), mis moodustab telje või võlli otsa, saadakse detaili vastava osa ületreimisega. Seejuures tekkivat astet kasutatakse teljesuunalise nihkumise fikseerimiseks — (takistab ühes suunas telje või võlli nihkumist liikumatu toe suhtes). Samasuguse astme olemasolu võlli või telje teisel otsal piirab selle detaili teljesuunalist nihkumist ka vastassuunas. Mõnedel juhtudel pole selline fikseerimine lubatud, sest see takistab võlli või telje vaba pikenemist temperatuuri järsul kõikumisel. Neil juhtudel fikseeritakse ainult detaili üks ots (joon. 221, *b*). Võlli (telje) niisuguse montaaži eeliseks on veel see, et tugedevahelise kauguse täpsus võib olla madalam.

Mõnikord saavutatakse teljesuunalise nihkumise piiramine eriliste vööde külgekeevitamisega või seaderõngastega. Neil juhtudel võib tapiks (vahetapiks) olla sileda võlli mistahes osa.

Koonustappe (joon. 221, *d*) kasutatakse siis, kui ekspluatatsioonis on vaja reguleerida radiaallõtku. Reguleeritakse kas võlli või toe teljesihilise nihutamisega.

Sfäärilisi tappe (joon. 221, *e*) kasutatakse, kui ekspluatatsiooniprotsessis võib tekkida või on vajalik tapi telje ruumiline nurknihkumine. Tapi ja laagriliua pindade täpse valmistamise keerukus piirab nende kasutusala.

Täisaksiaaltapi (joon. 221, *f*) tööpinnaks on detaili tasapinnaline ots. Nagu näitab analüüs, jaguneb erisurve otsal ebaühtlaselt. Rõngastapp (joon. 221, *g*) tagab surve soodsama jagunemisseaduse.

Kui erisurve arvutuslik väärtus rõngastapi tugipinnal ületab lubatava, kasutatakse kammtappe (joon. 221, *h*), mis kujutavad rõngastapi modifikatsiooni. Siin koormus jaguneb (olgugi et ebaühtlaselt) mitme paralleelse rõngasaksiaaltapi vahel. Selle konstruktsiooni põhilised puudused: suhteliselt suured hõõrdekaod, tehnoloogilised ja montaaži raskused seoses püüdlusega tagada koormuse ühtlast jagunemist kõigi harjade vahel.

Võlli või telje pikkus oleneb neile paigaldatavate detailide arvust ja laiusest, tugede paigutusest ja konstruktsioonist jms. Nende detailide kaalu ja maksumuse alandamise huvides tuleb püüda pikkust vähendada; viimane omakorda soodustab ka projekteeritava detaili läbimõõtude vähendamist.

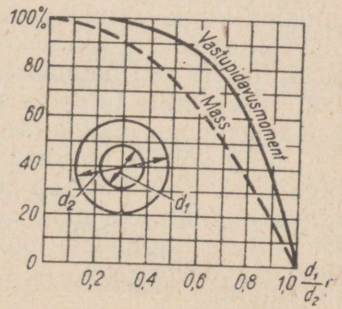
Tehnoloogilistel, montaaži jt. kaalutlustel projekteeritakse pikad võllid koostatavaina.

Kaalu saab tunduvalt vähendada ristlõike vastupanumomenti W oluliselt vähendamata, kasutades õõnsaid telgi ja võlle. Joonisel 222 on toodud võlli vastupanumomendi ja massi olenevus suhtest $\beta = \frac{d_1}{d_2}$. Sellest graafikust nähtub, et mõnedel β väärtustel (näit. $\beta = 0{,}4 \ldots 0{,}5$) õõnsus, oluliselt vähendades kaalu, tähtsusetult mõjutab suurust W. Seda asjaolu kasutatakse neil juhtudel, kui vähim kaal on konstruktsioonile esitatavaist nõudeist kõige tähtsam.

Õõnesvõllide ja -telgede kasutamist dikteerivad vahel ka tugevusnõuded. Näiteks on teada, et raudtee veereva koosseisu kaalu ja kiiruse suurenemisest tingitud dünaamilise koormuse kasvuga rattapaaride telgedele kaasnes telgede väsimuspurunemiste arvu suurenemine.

Telgede läbimõõdu suurendamine (USA-s esialgu valitud moodus) ei kõrvaldanud murdumisi. Nende väsimustugevuse tõstmise kõige ratsionaalsemaks mooduseks (1,5 ... 2 korda) osutus vastavalt termiliselt töödeldud täisvõllidest vähem jäikade ja kergemate õõnesvõllide kasutamine.

Joon. 222



Keerukates masinakonstruktsioonides piiratud gabariitide korral monteeritakse telgede ja võllide õõnsustesse või neist läbi teised detailid (võllid, tõmmitsad jms.), mis aitab konstruktsiooni lihtsustada.

Võllide ja telgede purunemise viisid ja põhjused ning masinate ekspluateerimisel tekkivad häired. Võllide ja telgede purunemine on tavaliselt väsimuse iseloomuga.

Purunemisi võivad põhjustada:

1) tsükliline ülekoormus, mis võib tekkida, kui konstruktor on ebaõigesti hinnanud masina töötamise ajal mõjuvate koormuste suurust ja iseloomu;

2) detaili konstruktsioonielementidest (üleminekud, liistusooned, augud, süvised jms.) tingitud pingete kontsentratsiooni mõju ebaõige arvestamine;

3) tehnoloogilistest või ekspluatatsioonitingimustest põhjustatud pingete kontsentratsioon (sisselõiked, töötlemisjäljed, täkked jt. pingete kontsentraatorid);

4) tehnilise ekspluatatsiooni nõuete rikkumine (laagrite ebaõige reguleerimine, vajalike lõtkude vähenemine jms.) jt.

Võllide ja telgede arvutus mahulisele tugevusele on seepärast nende projekteerimise tähtsaks etapiks.

Juhtudel, kui võllid ja pöörlevad teljed on monteeritud liugelaagritesse, võib esineda nõutavate määrimistingimuste rikkumine. See põhjustab tavaliselt laagriliudade ja vahel ka tappide kiirendatud kulumist koos rohke soojuse eraldumisega. Seejuures võivad esineda sööbimine ja haardumine ning laagriliuad võivad üles sulada, mis muudab edasitöötamise võimatuks. Projekteerimisel on vaja ette näha selliseid nähte vältivad abinõud.

Väga tähtsaks tingimuseks vastava sõlme või kogu masina normaalseks ekspluateerimiseks on võllide ja telgede vajaliku paindejäikuse tagamine. Nimetatud detailide liigne läbipaindumine võib halvendada tugisõlmede töötingimusi (tapi pöördumine toes muudab lõtku, järelikult ka õlikile paksust, kuni viimase katkemiseni) ja rikkuda kaasdetailide koostöö korrektsust (näit. võllidele paigaldatud hammasratastel). Metallilõikepinkide töövõllide mitteküllaldane jäikus avaldab ebasoodsat mõju töödeldavate detailide täpsusele ja pinnasiledusele.

Mõnedes konstruktsioonides on oluline võllide väändedeformatsioonide suuruse piiramine. Näiteks sildkraanade sõidumehhanismide transmissioonivõllide väändedeformatsioonide piiramine on tähtis viltukiskumise vältimiseks kraana liikumisel. Hammasvõllide suurte väändedeformatsioonide korral jaguneb koormus ebaühtlaselt piki hammaste moodustajaid; hambad muutuvad spiraalseteks, mille tulemusena võllile asetatud hammasrattad püüavad telgsuunas liikuda, see aga mõjub halvasti hambumisele.

Võllid võivad puruneda ka rist- või väändevõngete mõjumise tagajärjel. Seepärast on tihtipeale vaja võlli kontrollarvutus vibratsioonikindlusele ning ohtlike rist- või väändevõngete tekkimist takistavate tingimuste loomine. Käesolevas kursuses võllide arvutust väändevõngetele ei vaadelda, seda käsitletakse erikursustes ja -õpikutes.

Võllide ja telgede materjalid. Vastavalt telgede ja võllide vaadeldud töötingimustele peavad nende valmistamiseks kasutatavad materjalid olema küllalt kõrgete tugevusnäitajatega, võimalikult vähetundlikud pingete kontsentratsioonile, hästi töödeldavad ning alluma termilisele ja termokeemilisele töötlemisele pingete kontsentratsiooni mõju vähendamiseks ja tappide kulumiskindluse tõstmiseks.

Arvestades neid nõudmisi, kasutatakse telgede ja võllide valmistamiseks süsinikterast 25, 30, 40 ja 45 ГОСТ 1050-60 ning Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5 ГОСТ 380-60 järgi. Sagedamini kasutatakse terast 45, mis on hästi töödeldav. Vastava termilise töötlemisega saab talle anda kõrged mehaanilised omadused, kuni $\sigma_T \geqslant 55$ kG/mm², $\sigma_B \geqslant 80$ kG/mm². Tappide kulumiskindluse tõstmiseks vajalik kohalik suurem kõvadus saavutatakse selle terase karastamisega ja noolutamisega kuni *HRC* 40 ... 50.

Raskelt koormatud võlle valmistatakse ka mitmesugustest termiliselt ja termokeemiliselt töödeldud legeeritud terastest, mis võimaldavad saavutada vähimaid läbimõõte ja tapi suuremat kulumiskindlust. Nimetatud teraste suur maksumus ja kõrgendatud tundlikkus pingete kontsentratsiooni suhtes siiski piiravad nende kasutamist. Lisaks sellele ei õnnestu legeeritud teraste häid mehaanilisi omadusi alati täielikult kasutada, kuna arvutusega saadud võlli väike läbimõõt tihti ei taga talle vajalikku jäikust.

Seoses termilise ja termokeemilise töötlemise meetodite arenemisega tõrjuvad süsinik-konstruktsioonterased legeeritud terased välja paljudelt aladelt, kus neid alles hiljuti laialt kasutati.

Viimastel aastatel on hakatud telgi ja võlle valmistama ka modifitseeritud malmidest, mis on tugevad, vähetundlikud konstruktiivsete ja tehnoloogiliste pingete kontsentraatorite suhtes ning terasest parema vibratsioonisummutamise võimega.

Tugevusarvutus. Võlli või telje tugevusarvutuseks tuleb eelkõige koostada arvutusskeem. Tavalisi võlle ja telgi vaadeldakse seejuures liigendtugedele toetatud taladena.

Selline skeem vastab veerelaagritele monteeritud detailidele — igas toes üks laager või ka kaks, kui toed on iseseaduvad. Viimase tingimuse mittetäitmisel soovitatakse võlli arvutada kahele laagrile toetuvana (üks kummaski toes, jättes ära välimised laagrid).

Kui võll või telg on toetatud liugelaagritele, siis lühikeste laagrite korral loetakse toereaktsioonid rakendatuks laagrite keskele; pikkade mitteiseseaduvate liugelaagrite puhul $^1/_3 \ldots {}^1/_4$ laagri pikkuse kaugusele sildepoolsest servast [6].

Mitmetoelised (mitmesildelised) võllid arvutatakse tavaliselt sillete kaupa koos vahetugede viltuvajumise järgneva kontrolliga (mis vastutusrikastel juhtudel on kohustuslik).

Võllidele (telgedele) mõjuvate jõudude määramist on käsitletud käesoleva kursuse ülekannete osa vastavates peatükkides. Teistel juhtudel on vaja arvestada võllidele ja telgedele paigaldatud

detailidele mõjuvaid lõikejõude (metallilõikepinkide töövõllid), trosside pingust (kraanavintside trumlite ning plokkide võllid ja teljed) jms. Nende koormuste määramise meetodid esitatakse vastavates erikursustes («Metallilõikepingid», «Tõstemasinad» jt.).

Omakaalu koos paigaldatud detailidega tavaliselt ei arvestata. Samuti võib ilma suurema veata jätta arvestamata hõõrdejõudude momendi tugedes.

Kuna koormuse jagunemise iseloom detaile kandvatel ja võlli toetavatel pindadel on enamuses tundmatu, vaadeldakse seda ühtlaselt jaotatuna või koondatud koormusena.

Koostatud arvutusskeem võimaldab määrata detaili vajalikud mõõtmed tugevusõpetuse kursusest tuntud valemitega, arvestades seejuures antud materjalile valitud lubatavaid pingeid.

See arvutus on eelnev.

Antud arvutusetapil määratud mõõtmed võimaldavad võllile või teljele anda vajaliku konstruktiivse kuju, arvestades tehnoloogilisi, koostamise jt. tingimusi. Pärast seda saab kontrollarvutustega määrata arvutuslikud varutegurid ohtlikes lõigetes ja neid võrrelda lubatavate väärtustega. Kui on vaja, muudetakse konstruktsiooni ja määratakse uuesti varutegurid.

Kordkorraliste lähendustega saavutatakse arvutuslike ja lubatavate varutegurite nõutav vastavus.

Võllide ja telgede eelnev arvutus. Kõige enam esineb juhte, kus võll on samaaegselt koormatud painde- (M_p) ja väändemomentidega (M_v).

Mõnikord võivad võllid üksikutes vahemikes täiendavalt olla koormatud ka pikitõmbe- või -survejõuga.

Kui võllile mõjuvad koormused erinevates tasapindades, tuleb nad jagada komponentideks kahes omavahel ristiolevas tasandis ning määrata tuntud reeglite järgi toereaktsioonid.

Paindemomentide epüürid koostatakse mõlemas koormuse komponendi tasapinnas ja nende järgi ehitatakse geomeetrilise liitmisega summaarne epüür:

$$M_p = \sqrt{M^2_{hor.} + M^2_{vert.}}.$$

Koostades ka väändemomentide epüüri, võib määrata vastavates ristlõigetes taandatud momendid.

Väändemoment muutub tavaliselt ainult suuruses (mitte märgis) või jääb püsivaks; vastavalt muutuvad ka nihkepinged.

Võlli eelneva arvutuse järjekorda on lihtne selgitada näitega. Selleks on valitud tiguülekande tiguvõll. Joonisel 223 on toodud arvutusskeem ja näidatud tiguvõllile mõjuvad jõud (vt. «Tiguülekanded», lk. 340).

Piki tigu mõjuv tiguratta ringjõud P_2 ($P_{a1} = P_2$) painutab võlli (paindemomentide epüür on joon. 223, *a*) ja samaaegselt

surub või tõmbab teda, olenevalt võlli telgnihkumist takistavast moodusest ja kinnituskohast. Skeemil toodud tiguvõll töötab vahemikus *3 ... 4* survele.

Radiaaljõud P_{r1} painutab tiguvõlli samas tasapinnas (joon. 223, *b*).

Teo ringjõud P_1 painutab võlli jõudude P_{a1} ja P_{r1} mõjumise risttasapinnas (joon. 223, *c*).

Lõpuks, kui jätta arvestamata võlli otsale paigaldatud detailide kaal, võib lugeda, et vahemikus *1 ... 3* mõjub väändemoment (joon. 223, *d*):

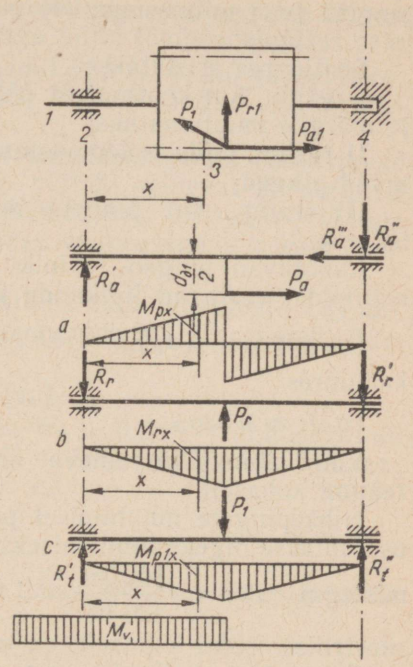
$$M_v = 97\,430N/n \text{ kGcm},$$

kus N on arvutuslik võimsus kW;
n — võlli pöörlemiskiirus p/min.

Mingis ristlõikes x

$$M_x = \sqrt{(M_{px}+M_{rx})^2 + (M_{p1x})^2}.$$

Joon. 223



Taandatud momendid M_{red} arvutuslikes ristlõigetes (antud juhul vahemikus *2 ... 3*) määratakse tavaliselt III tugevusteooria kohaselt, mille järgi

$$M_{red} = \sqrt{M_p^2 + M_v^2},$$

kui ei arvestata paindest ja väändest põhjustatud pingete muutumise režiimide erinevust. Kui ka viimast arvesse võtta, siis

$$M_{red} = \sqrt{M_p^2 + (\alpha M_v)^2}, \qquad (347)$$

kus α on parandustegur, mille suurus määratakse lubatavate pingete valikul.

Võlli läbimõõdud arvutuslikes ristlõigetes määratakse tugevustingimusest

$$M_{red} = W[\sigma_p].$$

Vastupanumoment paindel on $W = 0{,}1d^3$ — täisvõllile ja $W = 0{,}1(1 - \beta^4)d^3$ — õõnesvõllile; β on siin võlli sise- ja välisläbimõõdu suhe.

Võllide ja telgede eelneval arvutamisel eristatakse lubatavaid pingeid $[\sigma_p]$ mitmesugustele materjalidele olenevalt ekspluateerimise režiimist.

Sealjuures eristatakse:

I režiim, kui koormusest põhjustatud pinged jäävad suuruselt ja märgilt muutumatuks;

II režiim, mida iseloomustavad pulseeriva tsükli kohaselt muutuvad pinged;

III režiim, kui pingete muutumine vastab sümmeetrilisele tsüklile.

Lubatavad pinged süsinik- ja legeeritud terastele erinevatel režiimidel vastavad ligikaudu järgmisele suhtele:

$$[\sigma_p]_{\mathrm{I}} : [\sigma_p]_{\mathrm{II}} : [\sigma_p]_{\mathrm{III}} = 3{,}8 : 1{,}7 : 1,$$

kusjuures

$$[\sigma_p]_{\mathrm{I}} \approx 0{,}33\sigma_B.$$

Võlli läbimõõdu eelneval arvutusel võetakse $[\sigma_p]$ väärtus III režiimi kohaselt.

Nihkepingete muutumisel pulseeriva tsükli järgi, tuleb nende osatähtsuse õigeks hindamiseks vähendada M_v suurust redutseerimisteguriga $\alpha = \frac{[\sigma_p]_{\mathrm{III}}}{[\sigma_p]_{\mathrm{II}}} < 1$. Kui nihkepinged muutuvad sümmeetrilise tsükli kohaselt, on $\alpha = 1$.

Seega tugevustingimusest määratakse täisvõlli läbimõõt järgmiselt:

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_p^2 + (\alpha M_v)^2}}{0{,}1[\sigma_p]_{\mathrm{III}}}} \text{ cm}. \qquad (348)$$

Toodud valemiga võib määrata võlli läbimõõdud erinevates ristlõigetes vahemikus *2* ... *3* (joon. 223).

Võttes arvesse, et võllile on vaja anda tehnoloogilisi jt. tingimusi rahuldav ja hõlpsat koostamist võimaldav kuju, piisab läbimõõtude arvutamisest mõnedes iseloomulikes ristlõigetes, misjärel saab võlli konstrueerida üksikuis vahemikes ja seejärel ka kogu pikkuses.

Võlli läbimõõdud vahemikus *3* ... *4* (joon. 223) võiks määrata, arvestades, et võll pole siin koormatud väändemomendiga (hõõrdejõudude momenti tugedes võib mitte arvestada) ja et selle vahemiku ristlõigetes mõjuvad täiendavad pinged pikisurvejõust *P*. Need pinged on tavaliselt paindepingetega võrreldes tähtsusetud. Survepingete tekkimine antud viisil koormatud võllil on isegi positiivne, kuna paindest põhjustatud tõmbepinged vähenevad, mis suurendab väsimustugevust.

Ülaltoodust lähtudes tuleb soovitada sõlme niisugust konst-

ruktsiooni, kus mõjuv telgkoormus (võlli püsivustingimuse täitmisel) põhjustab ristlõigetes surve-, aga mitte tõmbepingeid.

Neil põhjustel võib tiguvõlli vahemikus *3* ... *4*, kui vähem koormatud osas, konstrueerida vahemikus *2* ... *3* saadud arvutustulemuste alusel.

Mõnedes konstruktsioonides, kui paindemomendid põhjustavad ristlõigetes madalaid pingeid, võib võllide eelneval arvutamisel arvestada ainult ülekantavat väändemomenti. Niisugune võimalus tekib mõnikord suhteliselt väikese võimsusega kiirekäiguliste võllide arvutamisel.

Tugevusarvutus viiakse neil juhtudel läbi lubatavate väändepingete madalate väärtustega, et kompenseerida arvestamata jäetud paindepingete mõju.

Tugevustingimus on: $M_v = W_0[\tau_v]$.

Võlli vastupanumoment väändele $W_0 = 0{,}2d^3$ — ümmargusele täisristlõikele ja $W_0 = 0{,}2(1 - \beta^4)d^3$ — õõnesvõllile, kus β tähendus on sama, mis eespool (lk. 417). Et

$$M_v = 97\,450N/n \text{ kGcm}$$

(N on arvutuslik võimsus kW), siis täisristlõikega võlli läbimõõt

$$d = \sqrt[3]{\frac{97\,450N}{n0{,}2[\tau_v]}} = A\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ cm}, \qquad (349)$$

kus A on lubatavate väändepingete $[\tau_v]$ suurusest olenev tegur. Tema suurus kõigub piirides 10 ... 15, mis vastab terasele Ст. 4 lubatavale väändepingele $[\tau_v] = 490 \ldots 145$ kG/cm^2.

Täisristlõikega teljed võib arvutada valemiga (348), võttes $M_v = 0$.

Telje läbimõõdud arvutuslikes ristlõigetes on siis

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0{,}1[\sigma_p]}} \text{ cm}. \qquad (350)$$

Pöörlevate telgede arvutus toimub $[\sigma_p]_{III}$ režiimi järgi. Liikumatute telgede puhul tuleb olenevalt väliskoormusest tekitatud pingete muutumise iseloomust asetada valemisse kas $[\sigma_p]_{II}$ või $[\sigma_p]_{I}$.

Õõnesvõllidele ja -telgedele võtavad valemid (348), (349) ning (350) järgmised kujud:

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_p^2 + (\alpha M_v)^2}}{0{,}1(1 - \beta^4)[\sigma_p]_{III}}} \text{ cm}; \qquad (348')$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{97\,450N}{n0{,}2(1-\beta^4)[\tau_v]}} = A\sqrt[3]{\frac{N}{(1-\beta^4)n}} \text{ cm;} \qquad (349')$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0{,}1(1-\beta^4)[\sigma_p]}} \text{ cm.} \qquad (350')$$

Võlli (telje) osadel, mis on mõeldud detailide pealepanemiseks liistude abil või garanteeritud pinguga, tuleb võlli nõrgenemise kompenseerimiseks läbimõõte suurendada (5%). Hammasvõllide (nuutvõllide) arvutamisel tuleb eespool toodud valemitega arvutatud läbimõõt võtta ligikaudu võrdseks sisemise läbimõõduga vastavates ristlõigetes.

Et tappide tugevusarvutus millegagi ei erine mistahes võlliosade arvutusest, määratakse tapi ristlõikepind võlli (telje) otsa läbimõõduga.

Tugiala pikkus, mis määratakse suhtega $\varphi = l/d$, kus l ja d on vastavalt toe pikkus ja läbimõõt, oleneb laagri konstruktsioonist ning seepärast määratakse lõplikult alles pärast laagri arvutamist.

Liugelaagritel $\varphi = 0{,}4 \ldots 1{,}5$, aga mõnikord $\varphi = 3$. Üldiselt püütakse liugelaagri ja järelikult ka tapi pikkust vähendada.

Tugevustingimusest määratud tapi mõõtmed ei taga kiirekäigulistes konstruktsioonides alati rahuldavat lahendust. Sellistes konstruktsioonides määratakse tapi mõõtmed l ja d toe töövõimelisusest lähtudes arvutatud veere- või liugelaagri mõõtmetega. Niisuguste konstruktsioonide kontrollarvutustes osutuvad pinged tavaliselt lubatavatest madalamateks.

Võllide ja telgede kontrollarvutus. Eelneva arvutuse ja konstruktiivse kujundamise tulemusena saadud võlli (telje) mõõtmete sobivust kontrollitakse kontrollarvutusega, millega määratakse arvutuslikud varutegurid ohtlikes lõigetes. Selleks kasutatakse eespool (lk. 33 ... 35) tuletatud valemeid:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}}, \qquad (351)$$

kus $n_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m}$ — varutegur ainult painet arvestades;

$n_\tau = \dfrac{\tau_{-1}}{(k_\tau)_D\tau_a + \psi_\tau\tau_m}$ — varutegur ainult väänet arvestades.

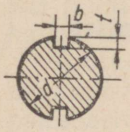
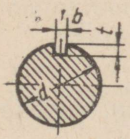
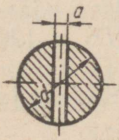
Kuna telgedel $\tau = 0$, siis $n = n_\sigma$.

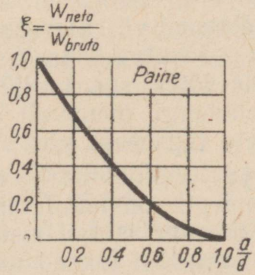
Sümmeetrilisel koormustsüklil, mis on tüüpiline pöörlevatele telgedele, $\sigma_m = 0$ ja järelikult

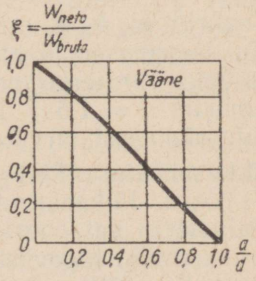
$$n = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D\sigma_a}. \qquad (352)$$

Tabel 66

Valemid mõnede ristlõigete W_{neto} ja $W_{0\,neto}$ arvutamiseks

Ristlõike kuju	Paine	Vääne
	$W_{neto} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{0\,neto} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$W_{neto} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$W_{0\,neto} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$W_{neto} = \xi W_{bruto} = \xi \frac{\pi d^3}{32}$	$W_{0\,neto} = \xi W_{0\,bruto} = \xi \frac{\pi d^3}{16}$





Pingete muutumisel pulseeriva tsükli kohaselt võib paigalseisvatele telgedele esitada valemi kujul:

$$n = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{max}[(k_\sigma)_D + \psi_\sigma]}. \qquad (353)$$

σ_a ja σ_m väärtused määratakse järgmiselt: pingete muutumisel sümmeetrilise seaduse järgi

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_p}{W_{neto}}$$

ja

$$\tau_m = 0; \quad \tau_m = \tau_{max} = \frac{M_v}{W_{0\,neto}}.$$

Pulseeriva tsükli kohaselt muutuvate pingete mõjumisel

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad \text{ja} \quad \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{max}}{2},$$

kus

$$\sigma_{max} = \frac{M_p}{W_{neto}} \quad \text{ja} \quad \tau_{max} = \frac{M_v}{W_{0\,neto}}.$$

Ligikaudsed valemid W_{neto} ja $W_{0\,neto}$ arvutamiseks on mõnede ristlõigete kohta toodud tabelis 66.

Andmed ψ_σ ja ψ_τ valikuks olenevalt tooriku läbimõõdust ning kõvadusest on toodud teoses [2]. Nende tegurite ligikaudsed väärtused: terasele Ст. 5 igasuguse läbimõõdu ja kõvaduse $HB \geqslant 190$ puhul — $\psi_\sigma = 0$ ja $\psi_\tau = 0$; terasele 45, kui $d \leqslant 120$ mm ja $HB \geqslant 240$ — $\psi_\sigma = 0{,}1$ ja $\psi_\tau = 0$; samale terasele, kui $d \leqslant 80$ mm ja $HB \geqslant 270$ — $\psi_\sigma = 0{,}1$ ja $\psi_\tau = 0{,}05$ jne.

Tegurite k_σ, k_τ, β, ε_σ ja ε_τ väärtused vt. raamatust [1].

Kui koormused ja pinged on määratud täpselt, võib vähimaks lubatavaks varuteguri väärtuseks võtta $n_{min} = 1{,}3 \ldots 1{,}5$. Teistel tingimustel $n = 1{,}5 \ldots 2{,}5$ ja rohkemgi, olenevalt konstruktsiooni vastutusrikkusest, arvutusandmete täpsusest jms.

Jäikusarvutus. Telgede ja võllide paindedeformatsioon. Jäikusarvutuse eesmärgiks on detaili telje elastse joone läbipainete ja kaldenurkade määramine teatud ristlõigetes. Arvutus viiakse läbi tugevusõpetuse kursusest tuntud meetoditega.

Astmelise võlli paigutuste määramise lihtsustamiseks on lubatud ta asendada ligikaudselt samasuguse jäikusega ühe läbimõõduga võlliga (viga on 10 ... 20%, arvutatud suuruste vähenemise poole, võrreldes tegelikega [7]).

Paljudel juhtudel on paigutuste täpne määramine väga raske, sest seda mõjutavad korpuste, millesse on paigaldatud võlli või telje toed, jäikused, lõtkud, võlli kohalik kuju jms. Seoses sellega on võimalik jäikust hinnata vaid pärast arvutuslike suuruste võrdlemist elastse joone lubatavate läbipainetega ja kaldenurkadega, mis on saadud rahuldavalt töötavate konstruktsioonide jälgimisel. Viimasest järeldub, et võllide (telgede) lubatavate piirpaigutuste suurused määratakse sõltuvalt sellest tegurist, mis antud konstruktsiooniga sõlmes on piiravaks.

Näiteks võlli läbipaindega hammasratta kohal kaasneb telgedevahelise kauguse suurenemine ja järelikult halveneb hambumise kattetegur ε. Seepärast saab võlli lubatava läbipainde $[f_1]$ määrata katteteguri lubatava muutumise $[\Delta\varepsilon]$ alusel *:

$$[f_1] = [\Delta\varepsilon]\pi m \cos\alpha_0 - f_2,$$

kus f_2 on ratast kandva võlli etteantud läbipaine. Olenevalt ülekande töörežiimist võib võtta $[\Delta\varepsilon] = \varepsilon - (1 \ldots 1{,}15)$.

Tuntud on mõnedes pingiehitustehastes kasutatav norm, mille kohaselt võib võlli suurim läbipaine olla 0,01 võllil asetsevate hammasrataste vähimast moodulist. Elektrimootoritel on võlli suurim lubatud läbipaine seotud õhupilu δ keskmise suurusega; asünkroonmootoritele on kehtestatud norm $y_{max} \leqslant 0{,}1\delta$ jne.

Masinaehituses on laialt levinud järgmised normid: võlli (telje) suurim läbipaine ei tohi ületada 0,0002 tugedevahelisest kaugusest; suurim lubatud kaldenurk liugelaagris — 0,001 radiaani (3′30″); radiaalkuullaagri võrude kaldenurk ei tohi ületada 0,008 rad, sfäärilisel laagril — 0,05 rad jne.

Läbipainde suurus oleneb üldjuhul rakendatud koormuse suurusest ja selle asukohast sildes. Läbipainete vähendamiseks tuleb:

1) paigutada telgedele ja võllidele monteeritavad detailid tugedele võimalikult lähemale;

2) kasutada telgedele ja võllidele pealepandavate rihmarataste, hammasrataste jt. detailide kergeid konstruktsioone;

3) ülalnimetatud detailid hästi balansseerida; kiirekäigulistes konstruktsioonides tuleb võllid tasakaalustada koos pealepandud detailidega.

Võllide väändedeformatsioon. Võllide arvutamisel väändedeformatsioonile hinnatakse nende jäikust väändenurga φ või jäikusteguri C_v järgi.

Kui oletada, et väändemoment jääb võlli iga astme piires konstantseks, siis n silindrilisest osast koosneval võllil

$$\varphi = \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{vi} l_i}{G I_{vi}}, \qquad (354)$$

kus φ on väändenurk rad;

l_i — i-nda astme pikkus cm;

I_{vi} — i-nda astme inertsimoment väändel cm⁴;

G — nihkeelastsusmoodul kG/cm².

Jäikustegur C_v määratakse valemiga (35).

Valemit (354) võib kasutada ka neil juhtudel, kui võlli arvutatavas osas on lühikesed koonuspinnad, väikese läbimõõduga

* Шнейдерович Р. М., Громан М. Б., Критерии перемещений в связи с несущей способностью валов, Известия высших учебных заведений, «Машиностроение» № 7—8, 1958.

ristaugud, üksikud lühikesed liistusooned jms.*, mida sel juhul ei arvestata. Ühesuguse läbimõõduga sileda võlli (või selle silindrilise astme) korral, arvestades, et $M_v = 97430\ N/n$ kGcm (N — kW) ja $I_v = \pi\ d^4/32$ cm^4, võib valemile (354) anda kuju:

$$d = A_1 \sqrt[4]{N/n} \text{ cm}. \qquad (355)$$

Tegur A_1 oleneb antud materjalile lubatavast suurimast väändenurgast φ ühe meetri kohta. Lubatava $\varphi = (0{,}25 \ldots 2{,}5)°$ puhul on terasvõllidel ($G = 8 \cdot 10^5$ kG/cm^2) tegur $A_1 = 12{,}9 \ldots 7{,}3$.

Võllidele lubatavad väändenurgad määratakse eristades konkreetseid konstruktsioone.

Puurpinkide spindlitele kehtib norm, mille kohaselt suurima väändemomendi korral väändenurk pikkusel $L = (20 \ldots 25)D$ ei tohi olla üle 1° (D — spindli välisläbimõõt).

Mõnedes konstruktsioonides on need normid küllalt karmid: sildkraanade sõidumehhanismide projekteerimisel on transmissioonvõlli väändedeformatsiooni piiramine tema konstrueerimisel põhiliseks arvutuskriteeriumiks; selle lubatav suurus erinevates konstruktsioonides kõigub piires $\varphi \approx (0{,}25 \ldots 0{,}35)°$ ühe meetri kohta.

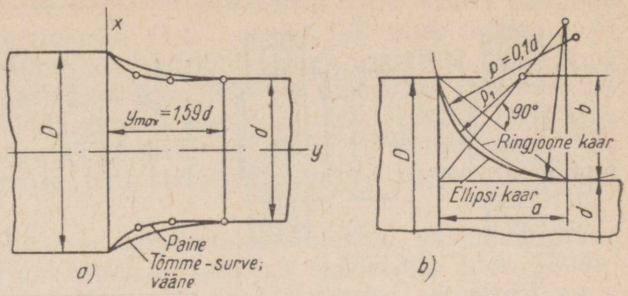
Tühiste väände- ja paindemomentidega koormatud kiirekäigulistel võllidel võib valemiga (349) määratud läbimõõt kindlustada küll nõutava tugevuse, kuid jäikus osutub seejuures tihti ebaküllaldaseks. Seepärast võib taoliste võllide mõõtmete eelnevaks määramiseks soovitada valemit (355).

Võllide ja telgede väsimustugevuse tõstmise moodused. Telgede ja võllide tugevuse suurendamise konstruktiivsete mooduste eesmärgiks on täielikult likvideerida pingete kontsentratsiooni põhjustajad või leida sellised lahendused, mille puhul efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur oleks vähim.

Siit tuleneb tähtsaim reegel — kui võimalik, mitte luua detaili pinnal konstruktiivseid pingete kontsentraatoreid.

Siirdmike parimaks konstruktiivseks lahenduseks, mis kindlustab pingete kontsentratsiooni teguri $k_\sigma \approx 1$, on nn. hajutavad üleminekud (kontsentratsioonivabad siirdmikud, joon. 224, *a*). Selliste siirdmike konstrueerimiseks on toodud andmed raamatus [5]. Nende kasutamist piirab üleminekuosa suhteliselt suur pikkus — 1,6d, mis raskendab detailide monteerimist. Ellipssiirdmik (joon. 224, *b*) suurendab detaili väsimuspiiri 10%. Mõningatel andmetel annavad paremaid tulemusi pinnasisesed siirdmikud (joon. 225, *b*), mis on tehtud ühe või mitme raadiusega (s. o. erinevates osa-

* P. F. Pankovitši andmeil vähendab üks ristkülikuline liistusoon võlli jäikust ca 5%, kaks soont tangentsiaalliistudele — 18%; nelja nuutsoone korral jäikus väheneb ligikaudu 24%.



Joon. 224

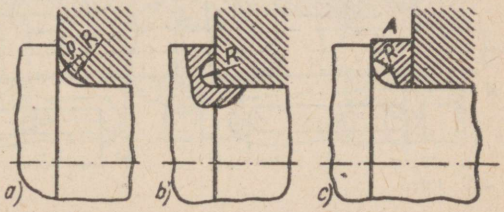
des eri raadiusega). Sellised siirdmikud vähendavad tunduvalt pingete kontsentratsiooni, kuid ei raskenda detailide istamist võllile.

Lähtudes koostamisnõuetest tehakse siirdmiku raadius veidi väiksem paigaldatava detaili vastavast raadiusest ($\varrho < R$, joon. 225, *a*). Kui siirdmiku raadius kujuneb seejuures väikeseks, mis võib põhjustada k_σ suurenemist, soovitatakse konstruktsioone (joon. 225, *c*), mis võimaldavad ϱ suurendada vastavalt tugevusnõuetele.

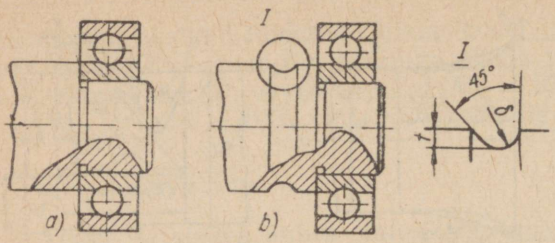
Võlli krae või aste tehakse sageli selleks, et fikseerida võllile paigaldatavat detaili telgsuunas. Muuhulgas määrab pingete kontsentratsiooni mitte ainult ϱ, vaid ka suhe D/d (joon. 221, *a*). Seoses sellega tuleb hoiduda läbimõõtude suurendamisest «konstruktiivsetel kaalutlustel» ja kasutada astmeid ning kraesid ainult tõsise vajaduse korral. Efektiivset pingete kontsentratsiooni tegurit saab neis konstruktsioonides vähendada kontsentratsiooni vähendavate soontega (joon. 226, *b*).

Mõnikord on sobiv detaili fikseerida distantspuksidega või mõnel muul astmeid (kraesid) mittenõudval viisil.

Suurt tähelepanu on vaja pöörata liistusoonte valmistamisele. Tavaliselt tehakse nad teravate nurkade ja järskude üleminekutega, mis tihti põhjustab tõsiseid avariisid. Uurimustega on selgitatud soone kuju oluline mõju pikilõikes: reeglina toimub puru-



Joon. 225.



Joon. 226

nemine soone otsas lõikes $A-A$ (joon. 227). Efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur on ketasfreesiga tehtud sujuva üleminekuga soontel (joon. 227, *b*) ligikaudu 30% väiksem kui sõrmfreesiga valmistatud soonel (joon. 227, *a*).

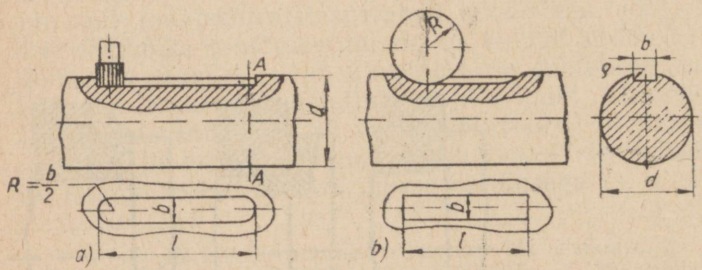
Tunduvalt mõjutab väsimustugevust soone nurkade ümardusraadius ϱ. Suhte ϱ/b suurendamisel väheneb efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur tunduvalt.

Hammasvõllide projekteerimisel tuleb silmas pidada evolventprofiili eeliseid. Pingete kontsentratsiooni tegur väändel on tasapinnaliste külgtahkudega hammastel $k_\tau \approx 2$, aga evolventprofiiliga hammastel $k_\tau \approx 1{,}2 \ldots 1{,}3$.

Hammasvõllide väsimustugevuse suurendamiseks tuleb eelistada evolventprofiiliga hambaid.

Läbiulatuvad ja umbsed ristaugud alandavad vähemal või suuremal määral telgede ja võllide väsimustugevust. Et väsimuspragu tekib enamikul juhtudel augu servadel, saab nende ümardamisega või augu sõvistamisega nimetatud kontsentraatorite kahjulikku mõju vähendada.

Võlli (telje) neis kohtades, mis puutuvad kokku pealepressitud rummu otstega täheldatakse paindel kontaktsurve järsku suurenemist (joon. 228, *a*). See põhjustab võlli (telje) vastavas rist-



Joon. 227

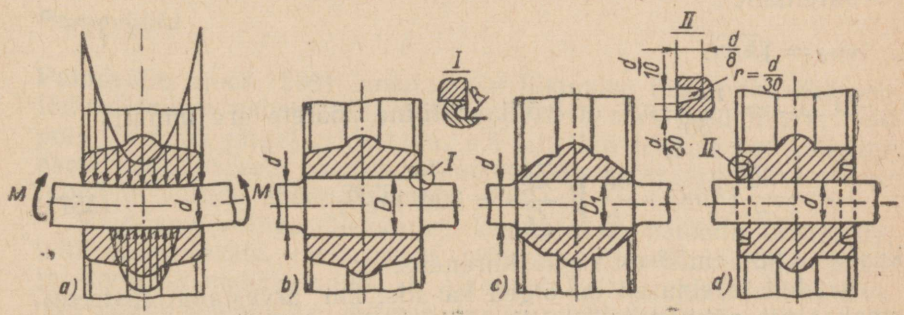
lõikes märkimisväärset pingete kontsentratsiooni. Nende detailide väsimustugevuse tõstmiseks (1,5...2 korda) tuleb suurendada võlli läbimõõtu rummu all (siirdmikud on soovitav teha kahe raadiusega või pinnasisesed, joon. 228, *b*), ümardada rummu teravad servad, suurendada rummu elastsust otste lähedal talle koonilise kuju andmisega («muutuva jäikusega rummud», joon. 228, *c*), kasutada koormuse ühtlustamiseks rummu otstes süvendeid (joon. 228, *d*) jne.

Lähtudes asjaolust, et konstruktsiooniterase väsimustugevus survele on suurem kui tõmbele, soovitas akadeemik J. A. Tšudakov detaili ristlõike metalli parema kasutamise eesmärgil anda korduvale paindele töötavatele detailidele niisugune kuju, et surutud alad oleksid rohkem koormatud kui tõmmatud alad. Nimetatud soovituse otstarbekust on kinnitanud nii spetsiaalsed uurimused kui ka ekspluatatsiooniandmed. Nii näiteks tehakse ohtlikus lõikes muutlikku koormust vastuvõttev auto telg tavaliselt ebasümmeetriline suurimate pingete survetsoonis.

Niisugune soovitus on kasutatav kõigi mittepöörlevate telgede projekteerimisel.

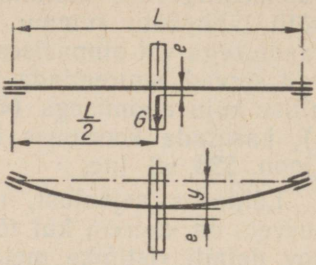
Telgede ja võllide tugialade kulumiskindlust saab tõsta mitmesuguste tugevdusmeetoditega. Parimaid tulemusi saadakse nitreerimisega, mis kindlustab pinnakihi ühtlase suure kõvaduse.

Võllide ristvõnkumised. Võlli kriitilise pöörlemiskiiruse mõiste. Võlli arvutus ristvõnkumistele taandub resonantsi vältimise kontrollile. Resonantsi korral suureneb järsult võnkumiste amplituud, mis võib põhjustada võlli purunemist. Resonants saabub võlli *kriitilisel* pöörlemiskiirusel. Sel juhul ühtib välisjõudude muutumise sagedus süsteemi omavõnkumise sagedusega. Resonantsinähtus võib tekkida ka siis, kui välisjõudude muutumise sagedus on süsteemi omavõnkesageduse kordne.



Joon. 228

Joon. 229



Olgu võllile (joon. 229) tugede suhtes sümmeetriliselt kinnitatud ketas kaaluga G, mille raskuskese on geomeetrilisest pöörlemisteljest suuruse e võrra kõrvale kaldunud. Võlli ühtlasel pöörlemisel koos kettaga hakkab võll tsentrifugaaljõu C mõjul painduma.

Tsentrifugaaljõud $C = m\omega^2(y + e)$. Arvestamata süsteemi omamassi on läbipainde y suurus toodud skeemi korral (analoogiliselt kahele toele asetatud talaga)

$$y = \frac{CL^3}{48EI},$$

millest

$$C = \frac{48EI}{L^3} y = ky,$$

kus k on ühikusuurust läbipainet (näit. 1 cm) põhjustav jõud.

Seega $m(y + e)\omega^2 = ky$

ja

$$y = \frac{e}{\frac{k}{m\omega^2} - 1}. \qquad (356)$$

Nurkkiiruse ω suurenemisel kasvab läbipaine y ja kui $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$, saame $y \to \infty$, mis tähendab, et sellisel nurkkiirusel peaks võll purunema.

Nurkkiirust, millele lähenemisel läbipaine piiramatult suureneb, nimetatakse kriitiliseks.

Järelikult

$$\omega_{kr} = \sqrt{k/m}.$$

Et $\omega_{kr} = \frac{\pi n_{kr}}{30}\ s^{-1}$, on võlli kriitiline pöörete arv minutis

$$n_{kr} = \frac{30}{\pi}\sqrt{k/m} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{kg}{G}} \approx 300\sqrt{k/G}, \qquad (357)$$

kus $g = 981\ \text{cm/s}^2$ on raskuskiirendus.

Saadud järeldused on õiged ka siis, kui arvestada süsteemi omakaalust põhjustatud võlli läbipainet, sest süsteem pöörleb omakaalu mõjul paindunud võlli telje ümber.

Et võllil asuvast detailist, kaaluga G põhjustatud staatiline läbipaine $f = G/k$ cm, saame

$$n_{kr} \approx 300\sqrt{1/f}. \quad (358)$$

Seega on võlli kriitilist pöörlemiskiirust lihtne määrata staatilise läbipainde f järgi.

Võlli pöörlemine kriitilisele pöörete arvule lähedase kiirusega avaldub tugeva vibratsioonina; pöörlemiskiiruste vahemikku $0{,}7n_{kr}$ kuni $1{,}3n_{kr}$ ei tohi kasutada, sest niisuguse režiimiga pideval töötamisel võll puruneb.

Võnkumisel tekkivate mitmesuguste takistuste tõttu (sisehõõrdumine, hõõrdumine tugedes, väliskeskkonna mõju) ei saa võll puruneda hetkeliselt. Et $\omega > \omega_{kr}$ puhul võlli läbipaine omandab lõpliku väärtuse, siis peale kiiret üleminekut kriitiliste pöörete alast muutub võlli liikumine stabiilseks.

Seepärast töötavad võllid ka pööretel $n > n_{kr}$; tavaliselt $n \geqslant (2 \ldots 3)n_{kr}$. Selliseid võlle nimetatakse *painduvateks*.

Kui $\omega \to \infty$, $y \to e$, ilmneb võlli *iseseaduvuse nähtus*. Üleminek kriitiliselt kiiruselt peab olema kiire; veelgi parem on süsteemi viia spetsiaalsed võnkesummutid.

Seega võib resonantsiohtu vältida paindedeformatsioonidele vastupidavate jäikade, kõrge omavõnkesagedusega võllide kasutamisega või madala omavõnkesagedusega peenikeste painduvate võllide kasutamisega, mis vabalt painduvad tsentrifugaaljõudude toimel ja võtavad uue elastse tasakaalu kuju.

Suurtel kiirustel (näiteks tsentrifuugides), kus $n = 20000 \ldots 40000$ p/min, kindlustab painduvate võllide kasutamine mitte ainult konstruktsiooni lihtsuse, vaid on ainuvõimalikuks lahenduseks.

Ülaltoodust järeldub, et kiirekäigulistel võllidel on väga tähtis nende tasakaalustamine koos kõigi temale paigaldatud detailidega.

Paindvõllid

Paindvõlle (joon. 230) kasutatakse liikumise ülekandmiseks selliste detailide vahel, mille pöörlemisteljed asetsevad nii, et neid pole võimalik jäigalt sidestada, või siis, kui telgede omavaheline asend tööprotsessis muutub. Mõnikord kasutatakse neid ka samateljeliste võllide ühendamiseks.

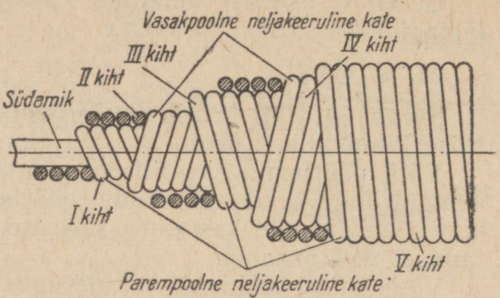
Painduva võlliga ülekannet kasutatakse betoonivibraatorite, lahtiraidevasarate, laevakerede puhastusabinõude, kaugjuhtimise ja -kontrolli mehhanismide jt. ajamites. Eriti on paindvõllid levinud ajamielemendina mitmesugustes elektriinstrumentides, mis võimaldavad mehhaniseerida paljusid töömahukaid töid.

Eristatakse kolme tüüpi paindvõlliga ülekannet: jõuülekanded,

juhtimis- ja kontrollaparaatide ajamid. Kõigil juhtudel koosneb ülekanne järgmistest põhielementidest: paindvõllist, võlli otsikutest, kattest ja ühendusarmatuurist.

Joonisel 231 on näitena toodud paindvõlliga jõuajam.

Joon. 230



Paindvõll (joon. 230) koosneb reast teineteisele keritud süsinikterasest või pronkstraadist kihtidest. Keskelt esimene traadikiht keritakse südamikule, mille võib hiljem eemaldada või jätta võlli sisse.

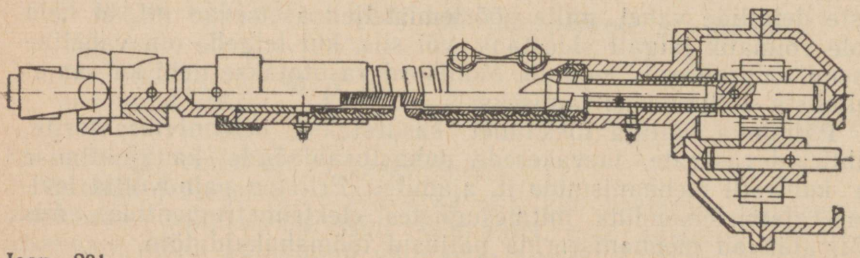
Konstruktsioonilt sarnaneb paindvõll mitmekäigulise mitmekihilise väände-keerdvedruga tihedalt paiknevate keerdude ja kihtidega. Kõrvuti olevate kihtide kerimise suunad on vastupidised. Võlli pöörlemise suund peab olema selline, et väändemomendi ülekandmisel keerduks väliskihti moodustav vedru kinni. Traatide jämedus tavaliselt suureneb välimiste kihtide suunas ja olemasolevates seeriakonstruktsioonides kõigub 0,3 ... 3 mm piires; traatide arv kihis on 4 ... 12, suurim kihtide arv — 8.

Toodetakse [8] kaht tüüpi võlle: B1, läbimõõduga 10 ... 40 mm, ja B2, läbimõõduga 4 ... 8 mm. B1 tüüpi võllid koosnevad tavaliselt vähestest traadikihtidest (alles üle 12 mm läbimõõduga võllidel on kihtide arv üle nelja); B2 tüüpi võllid koosnevad paljudest peene traadi kihtidest ja on alati varustatud südamikuga.

Jõuülekannete paindvõllidel on tähtsaimateks tingimusteks kulumiskindlus ja painduvus. Juhtimis- ja kontrollaparaatide ajamites on lisaks painduvusele otsustav tähtsus ka võlli väändejäikusel.

Suurema painduvusega võllid valmistatakse peenest traadist paljukihilistena.

Kate on omapäraseks painduvaks laagriks, mis võtab vastu



Joon. 231

võllile mõjuvaid jõudusid. Lisaks sellele hoiab ta võlli pinnal konsistentset määret, kaitseb võlli mustumise eest ja teenindavat personali haardumast võlliga, väldib võlli vigastumisi ning silmuste tekkimist töötamisel.

Otsikud on vajalikud paindvõlli ühendamiseks mootori ja töömasina võlliga.

Katte armatuur on vajalik katte ühendamiseks mootori ja töömasinaga. Samaaegselt on ta tihti otsiku laagriks.

Painduvate traatvõllide arvutuse teooria tase ei võimalda käesoleval ajal veel läbi viia võlli projektarvutust. Ülesanne taandub võlli valikule tööstuslikult toodetavate seeriavõllide nomenklatuurist antud koormuse järgi ja olenevalt töötingimustest [8].

Võllide arvutamise näide

Arvutada reduktori (skeem vt. joon. 232) võll *I*. Väändemoment sellel võlil $M_v = 51\,500$ kGcm. Hambumisnurk 20°.

Lahendus. Materjaliks valime teras 45 järgmiste mehaaniliste omadustega: $\sigma_B = 70$ kG/mm²; $\sigma_T = 32$ kG/mm²; $\sigma_{-1} = 30$ kG/mm²; $\tau_{-1} = 18$ kG/mm².

Ringjõud hammasrattal *1*:

$$P_1 = \frac{2M_v}{m_1 z_1} = \frac{2 \cdot 51\,500}{1{,}6 \cdot 16} = 4000 \text{ kG}.$$

Ratta *1* hambale mõjuv normaaljõud:

$$Q_1 = \frac{4000}{\cos 20°} = \frac{4000}{0{,}94} = 4250 \text{ kG}.$$

Normaaljõu komponendid horisontaal- ja vertikaalpinnas:

$$Q_{1h} = Q_1 \cos[(90° - 22°30') - 20°] = Q_1 \cos 47°30' = 4250 \cdot 0{,}676 = 2860 \text{ kG};$$
$$Q_{1v} = Q_1 \sin 47°30' = 4250 \cdot 0{,}737 = 3100 \text{ kG}.$$

Ringjõud hammasrattal *2* (ratta *2* hambale mõjuva normaaljõu Q_2 vertikaalkomponent):

$$P_2 = \frac{2M_v}{m_2 z_2} = \frac{2 \cdot 51\,500}{1{,}2 \cdot 52} = 1650 \text{ kG}.$$

Radiaaljõud (normaaljõu Q_2 horisontaalkomponent):

$$P_{r2} = 1650 \operatorname{tg} 20° = 1650 \cdot 0{,}364 = 600 \text{ kG}.$$

Joonisel 233, *a*, *b*, *c* on näidatud võllile horisontaal- ja vertikaaltasapinnas mõjuvad jõud ning ehitatud paindemomentide epüürid.

Ohtlikus lõikes toe *B* keskel on summaarne paindemoment:

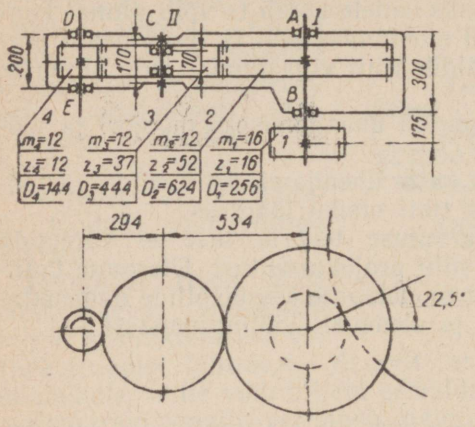
$$M_B = \sqrt{50\,000^2 + 54\,000^2} = 74\,000 \text{ kGcm}.$$

Redutseeritud moment samas lõikes:

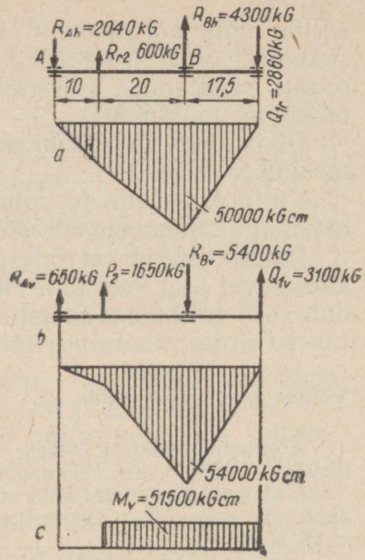
$$M_{red} = \sqrt{M_p^2 + (\alpha M_v)^2},$$

kus $\alpha = [\sigma_p]_{III}/[\sigma_p]_{II}$. Raamatu [1] lk. 3 andmeil on valitud materjalile:

$[\sigma_p]_{III} = 650$ kG/cm²,
$[\sigma_p]_{II} = 1100$ kG/cm².



Joon. 232



Joon. 233 ▶

Järelikult

$$M_{red} = \sqrt{74\,000^2 + \left(\frac{650}{1100} \cdot 51\,500\right)^2} = 80\,000 \text{ kGcm}.$$

Võlli ristlõike vajalik vastupidavusmoment

$$W = 0{,}1d^3 = \frac{M_{red}}{[\sigma_p]_{III}} = \frac{80\,000}{650} = 123 \text{ cm}^3.$$

Võlli läbimõõt arvutatavas lõikes

$$d = \sqrt[3]{1230} \approx 10{,}7 \text{ cm}.$$

Valime $d = 110$ mm.
Hammasratta istamiskohale vastavas ristlõikes on summaarne paindemoment

$$M_p = 21\,400 \text{ kGcm}$$

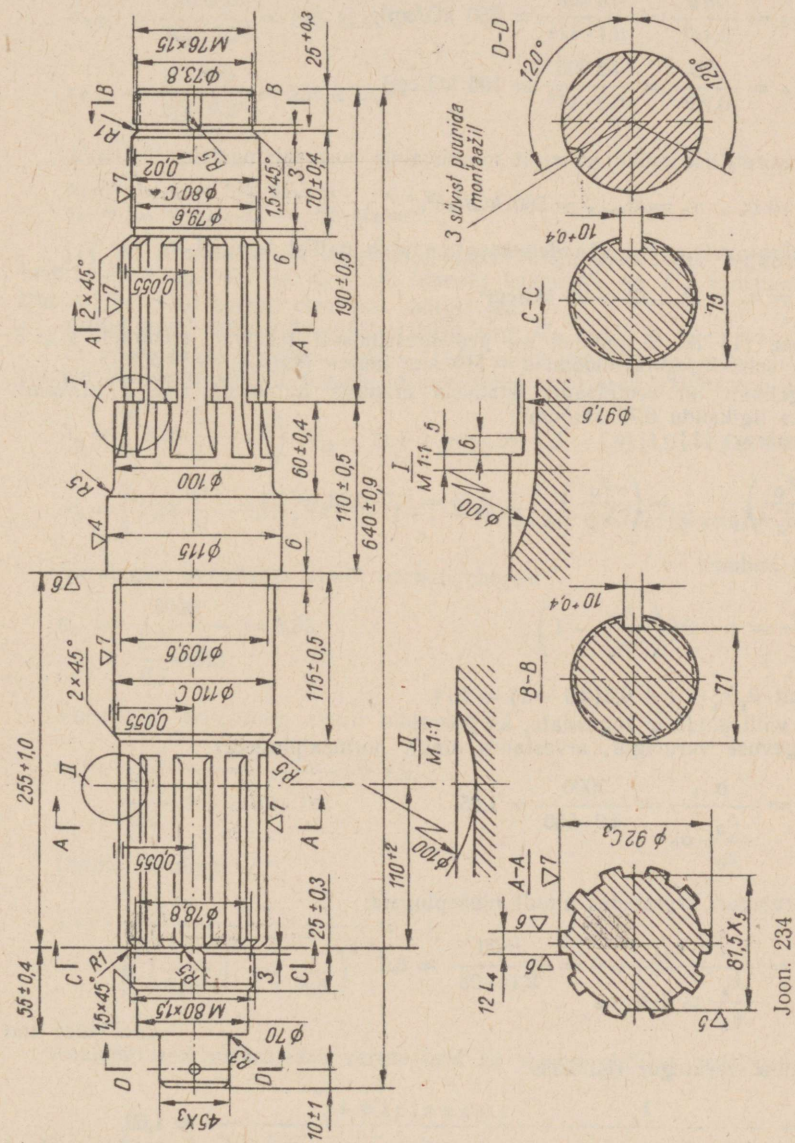
ja redutseeritud moment

$$M_{red} = 37\,000 \text{ kGcm}.$$

Sama suure $[\sigma_p]_{III} = 650$ kG/cm² juures saame

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{37\,000}{0{,}1 \cdot 650}} = 8{,}3 \text{ cm}.$$

Et võll on selles kohas varustatud hammastega, ümardatakse d_2 lähima standardsuuruseni.
Võlli konstruktsioon on esitatud joonisel 234.
Varutegureid kontrollitakse ohtlikes ristlõigetes.


D-D
120°
120°
3 süvist puurida montaažil
C-C
10+0,4
75
B-B
10+0,4
71
A-A
φ 92 C3
81,5X5
12 L4
I
M 1:1
II
M 1:1
φ91,6
φ100
φ100
φ100
M76×15
φ73,8
25+0,3
R1
R5
0,02
φ80 C
φ79,6
1,5×45°
3
70±0,4
6
2×45°
0,055
190±0,5
60±0,4
110±0,5
640±0,9
φ100
φ115
6
φ109,6
φ110 C
115±0,5
255+1,0
0,055
φ78,8
25±0,3
110+2
55±0,4
1,5×45°
M80×1,5
φ70
45X3
10±1

Joon. 234

Ristlõige toe B keskel.

Määrame

$$\sigma_{max} = \frac{M_B}{0{,}1d^3} = \frac{74\,000}{0{,}1 \cdot 11^3} \approx 560 \text{ kG/cm}^2;$$

$$\tau_{max} = \frac{M_v}{0{,}2d^3} = \frac{51\,500}{0{,}2 \cdot 11^3} \approx 195 \text{ kG/cm}^2.$$

Sümmeetrilise tsükli kohaselt muutuvatele normaalpingetele

$\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma_{max} = 560$ kG/cm².

Nihkepingetele, kui väändemoment muutub nullist kuni M_v-ni

$\tau_m = \tau_a = \tau_{max}/2 \approx 98$ kG/cm².

Teose [1] lk. 5 andmeil on pealepressimisest tekkival erisurvel $p \geqslant 3$ kG/mm² suhe $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ läbimõõdu $d = 110$ mm juures $(k_\sigma/\varepsilon_\sigma)_{p=3} = 3{,}7$.

Tegelikult on veerelaagri istamisel erisurve tunduvalt alla 3 kG/mm², võrdudes ligikaudu 0,75 kG/mm².

Seepärast [1]

$$\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right)_{p=0{,}75} = \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right)_{p=3} \cdot 0{,}78 = 3{,}7 \cdot 0{,}78 \approx 2{,}9.$$

[1] andmeil

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0{,}6\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1\right);$$

järelikult $k_\tau/\varepsilon_\tau = 1 + 0{,}6(2{,}9 - 1) = 2{,}14$.

Et võlli pinda ei tugevdata, on $\beta = 1$.

Tugevuse varutegur, arvestades ainult normaalpingeid:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a} = \frac{3000}{2{,}9 \cdot 560} = 1{,}85.$$

Varutegur, arvestades ainult nihkepingeid:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{1800}{2{,}14 \cdot 98} \approx 8{,}6.$$

Üldine varutegur ristlõikes:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{1{,}85}\right)^2 + \left(\frac{1}{8{,}6}\right)^2}} \approx 1{,}80,$$

mis on täiesti lubatav.

Toe keskelt 80 mm kaugusel asuvas ristlõikes $C-C$ tekib siirdmikust põhjustatud pingete kontsentratsioon. Paindemoment selles lõikes $M_p = 40\,000$ kGcm, väändemoment $M_v = 51\,500$ kGcm.

Pinged ristlõikes

$$\sigma_{max} = \frac{40\,000}{0{,}1 \cdot 9{,}2^3} = 515 \text{ kG/cm}^2,$$

$$\tau_{max} = \frac{51\,500}{0{,}2 \cdot 9{,}2^3} = 330 \text{ kG/cm}^2.$$

Järelikult

$\sigma_a = \sigma_{max} = 515$ kG/cm²; $\sigma_m = 0$;
$\tau_a = \tau_m = \tau_{max}/2 = 165$ kG/cm².

[1] lk. 4 andmeil on absoluutmõõtmete mõju arvestavad tegurid (mastaabitegurid) $\varepsilon_\sigma = 0{,}7$ ja $\varepsilon_\tau = 0{,}6$. Samast leiame k'_σ ja k'_τ väärtused suhte $D/d = 1{,}25 \ldots 2{,}0$ korral, olenevalt suhtest ϱ/d.

Antud juhul suhe $\varrho/d = 5/92 \approx 0{,}055$ ning $k'_\sigma = 1{,}9$ ja $k'_\tau = 1{,}4$.

Et vaadeldavas ristlõikes $D/d = 110/92 \approx 1{,}2 < 1{,}25$, määrame efektiivsete pingete kontsentratsiooni tegurite arvutuslikud väärtused valemitega [1]:

$$k_\sigma = \left(2{,}28\frac{D}{d} - 1{,}9\right)(k'_\sigma - 1) + 1 = (2{,}28 \cdot 1{,}2 - 1{,}9)(1{,}9 - 1) + 1 \approx 1{,}75;$$

$$k_\tau = \left(2{,}88\frac{D}{d} - 2{,}72\right)(k'_\tau - 1) + 1 = (2{,}88 \cdot 1{,}2 - 2{,}72)(1{,}4 - 1) + 1 \approx 1{,}3.$$

Varutegur, arvestades ainult normaalpingeid

$$n_\sigma = \frac{3000}{\frac{1{,}75}{0{,}7} \cdot 515} = 2{,}33.$$

Varutegur, arvestades ainult nihkepingeid

$$n_\tau = \frac{1800}{\frac{1{,}3}{0{,}6} \cdot 165 + 0{,}1 \cdot 165} = 4{,}8.$$

Üldine varutegur

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{2{,}33}\right)^2 + \left(\frac{1}{4{,}8}\right)^2}} \approx 2{,}1,$$

mis rahuldab.

Analoogiliselt määratakse varutegurid ka teistes ohtlikes ristlõigetes.

Kirjandus

1. Коломийцев А. А., Валы и оси, Сб. Детали машин, книга II, Машгиз, 1953.
2. Шнейдерович Р. М. и Громан М. Б. Прямые валы и оси, Справочник машиностроителя, т. 4, Машгиз, 1955.

3. Чернышев Н. А., Гибкие проволочные валы, Справочник машиностроителя, т. 4, Машгиз, 1955.
4. Добровольский В. А. и др., Детали машин, Машгиз 1957.
5. Серенсен С. В., Когаев В. П., Козлов Л. А., Шнейдорович Р. М., Несущая способность и расчеты деталей машин, Машгиз, 1954.
6. ЭНИМС, Табличные расчеты деталей станков под ред. Д. Н. Решетова, вып. I, Машгиз, 1952.
7. Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Громан М. Б., Валы и оси, Машгиз, 1959.
8. Коган-Вольман Г. И., Гибкие проволочные валы, Машгиз, 1957.

XXIII peatükk

LIUGELAAGRID

Telgede ja võllide tugede (laagrite) ülesandeks on võllide (telgede) liikumise juhtimine ning neile mõjuvate jõudude vastuvõtmine.

Olenevalt hõõrdumise liigist suhteliselt liikuvate pindade vahel, jagatakse laagrid liugehõõrdumise ja veerehõõrdumisega laagriteks ehk liuge- ja veerelaagriteks.

Laagri liigi valik oleneb ekspluatatsioonilistest ja tehnoloogilistest teguritest ning projekteeritava sõlme üldkujundusest ja konstruktsioonist. Paljudel juhtudel võib võrdse edukusega kasutada niihästi üht kui ka teist liiki laagreid.

Vedelikulise hõõrdumise korral võivad masina permanentsel tööreţiimil hõõrdekaod liugelaagrites olla samas suurusjärgus kadudega veerelaagrites.

Vedelikuline hõõrdumine liugelaagris annab talle ekspluatatsioonis hinnatava omaduse: võlli pöörlemiskiiruse suurenemisega suureneb ka laagri kandevõime.

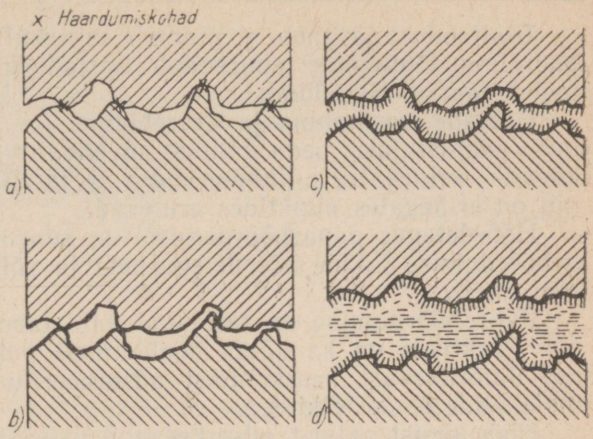
Veerelaagritele monteeritud võlli pöörlemiskiiruse suurendamine antud koormuse juures vähendab paratamatult nende iga.

Liugelaagrid juhivad võlli täpsemalt kui veerelaagrid, sest täpsust mõjutavate detailide arv on neis väiksem.

Liugelaagrites moodustab määrdeaine kiht tapi ja laagriliua vahele õlikiilu, mis pehmendab võllilt masina raamile edasiantavaid tõukeid ja lööke.

Veerelaagrid on töötavate elementide vahelise kontaktpinna tühise suuruse tõttu suurema jäikusega. See aga on üheks peamiseks müra ja mõnikord ka laagrisõlme vibratsiooni põhjuseks, mida täheldatakse sageli veerelaagrite töötamisel, eriti just suurtel pöörlemiskiirustel.

Veerelaagrite võrud on terviklikud. See takistab mõnikord montaaži. Nii näiteks ei saa mittepoolitatavaid laagreid kasutada väntvõllide kepsulaagritena ja keskmiste raamlaagritena.



Joon. 235

Kui liugelaagris pole võimalik tagada vedelikulist hõõrdumist, suurenevad hõõrdekaod järsult ning laagri ekspluatatsiooniomadused alanevad tunduvalt. Samuti tuleb võlli ja laagri üksikute pinnaosade vahetu kokkupuute tõttu (eriti masina käivitusperioodil) arvestada nende pindade kulumisega.

Hõõrdekaod veerelaagrites, isegi käivitusperioodil, jäävad üpris tühisteks, võlli tapi kulumist ei esine aga üldse.

Veerelaagreid võib määrida perioodiliselt suurte vaheaegade järele, seepärast pole tarvis kasutada mõnikord küllaltki keerukaid määrimisseadiseid, mis oleksid hädavajalikud liugelaagritele.

Võlli pöörlemist takistava jõu (hõõrdejõu) suurus oleneb peamiselt liugehõõrdetegurist f. Viimane aga sõltub reast teguritest, mis tulenevad kokkupuutuvate pindade iseloomust ja nende pindade vahel asuva kihi omadustest.

Eristatakse nelja liugehõõrdumise liiki: puhas-, kuiv-, piir- ja vedelikuline hõõrdumine.

P u h a s - j a k u i v h õ õ r d u m i n e. *Puhashõõrdumine* (joon. 235, *a*) esineb kahe ideaalselt puhta pinna vahel.

Puhashõõrdumise mehhanism on seotud kahe teineteist mõjutava nähtusega: pindadevahelise molekulaarse haardumise jõuga ja pindade mikrokonaruste (ebatasasused, töötlemisjälgede harjad) vastastikuse haakumisega. Mikrokonarusi pole võimalik täielikult kõrvaldada ka kõige hoolikama mehaanilise töötlemisega.

Pinnakaredusest tingituna jaotub koormus kokkupuutuvatele pindadele ebaühtlaselt — ainult üksikute kokkupuutuvate harjade vahel. Seepärast on tegelik kokkupuutepind sadu ja tuhandeid kordi väiksem arvutuslikust pinnast.

Väga suured kohalikud rõhud ja pindade suhtelisel libisemisel tekkiv soojus pehmendavad harju ja soodustavad kokkupuutuvate pindade haardumist.

Ülaltoodust järgneb, et pindade mitteküllaldaselt hoolikas mehaaniline töötlemine suurendab harjadevahelist haakumist ja molekulaarset haardumist.

Harjade haakumine ja ärarebimine on uute konaruste tekkimise põhjustajaks; seda nähtust süvendab veel asjaolu, et metalli kõvadus erinevates pinnapunktides ja järelikult ka deformatsioonid on erinevates punktides erinevad.

Hõõrdetegur puhashõõrdumisel on suurim kõigist teistest liugehõõrdumise liikide hõõrdeteguritest ja võib olla tunduvalt suurem ühest.

Puhashõõrdumine on teostatav vaid laboratoorsetes tingimustes. Praktikas on ka kõige hoolikamalt puhastatud pinnad kaetud ümbritsevast keskkonnast adsorbeeritud õhu, vee ja rasva molekulide õhukese kilega.

Hõõrdumist väljast adsorbeeritud vahekile olemasolul nimetatakse *kuivhõõrdumiseks* (joon. 235, *b*).

Olgugi et nimetatud vahekile paksus on äärmiselt väike, suurusjärgus mõni kümnendik nanomeetrit (1 nm = 10^{-9} m), vähendab ta molekulidevahelist haardumist ja harjade haakumist. Hõõrdetegur kuivhõõrdumisel on märgatavalt väiksem hõõrdetegurist puhashõõrdumisel, tema suurus on mõni kümnendik.

P i i r h õ õ r d u m i n e (joon. 235, *c*) esineb kunstlikult pindade vahele viidud määrdeaine kihi olemasolul (näiteks 0,1 ... 0,5 μm paksune õlikiht). Selles vahekihis ilmneb üks määrdeaine põhilisi füüsikalisi omadusi — nn. õlisus.

Määrdeaine võimet moodustada välisjõudude suhtes püsivaid vahekihte iseloomustavad kaks iseseisvat omadust — õlisus ja viskoossus.

Masinaehituses kasutatavad määrdeained — mitmesugused määrdeõlid — on peamiselt erinevate süsivesinike segud.

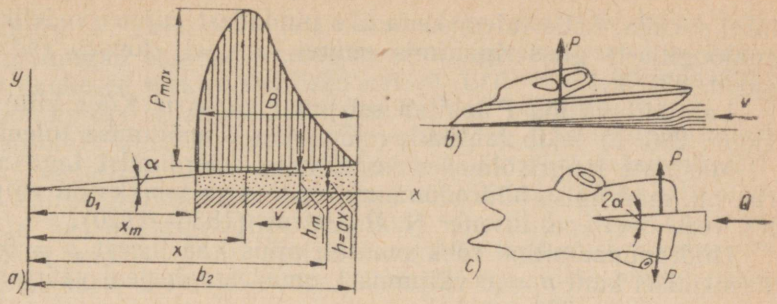
Õli molekulid on väljavenitatud kujuga ja kõval pinnal orienteeruvad viimasega risti. Järgnevad molekulide kihid kaotavad sellise orientatsiooni ja seda suuremal määral, mida paksem on *piirkile*. Õli omadust, moodustada kõval pinnal pakse ja tugevaid piirkilesid, nimetataksegi *õlisuseks*.

Õlisus ei olene mitte ainult õli omadustest, vaid ka sellest, kuivõrd antud metall on võimeline vastastikku toimima antud õlisordiga. Nii näiteks on õlisus erinevat marki malmide pinnal erinev ja oleneb malmis olevate grafiidiosakeste hulgast ja kujust.

Piirhõõrdumisel pole välistatud pinnakonaruste vastastikune haakumine, järelikult ka kulumine. Nüüd aga haakuvad kõige kõrgemad mikrokonaruste harjad.

Hõõrdetegur piirhõõrdumisel võib ulatuda 0,1-ni ja rohkem.

V e d e l i k u l i n e h õ õ r d u m i n e. Õlikihi paksuse suurendamisel väheneb kõva pinna mõju õli molekulidele ja näiteks üle 0,5 μm kaugusel asuvad õlikihid võivad vabalt teineteise suhtes liikuda. Seda pindade mõjust vaba määrdeaine kihti saab iseloo-



Joon. 236

mustada kõikide vedelate ja gaasiliste ainete üldise omadusega — *viskoossusega*. Viimane iseloomustab aine naaberkihtide vastastikust nihutamist takistavat jõudu (sisehõõrdumist).

Hõõrdumist katkematu viskoosse vahekihi olemasolul nimetataksegi *vedelikuliseks hõõrdumiseks* (joon. 235, *d*).

Vedelikuline hõõrdumine on masinate laagrisõlmedes kõige soovitavam, sest sel juhul ei puutu töötavad pinnad teineteisega vahetult kokku *.

Selleks et hoida viskoosset kihti koormatud pindade vahel, on kaks võimalust: 1) määrdeaine juhtimine pindade vahele sellise rõhuga, mis oleks võimeline tasakaalustama väliskoormust; 2) teatud kindlate tingimuste loomine, mille puhul kandevõime tekib vahetult kihis.

Õli juhtimine laagrisõlme vajaliku surve all nõuab küllaltki võimsate surveseadiste ja torustiku kasutamist, mis praktiliselt pole kasulik ja sageli ka konstruktiivselt teostamatu. Vastuvõetavam on teine tee.

Joonisel 236, *a* on kujutatud kaks tasapinda, mis tähistagu skemaatiliselt tugisõlme pindu. Oletame, et pindade laius joonise pinnaga ristsuunas on piiramata (lõpmatult suur). Oletame veel, et alumine tasapind liigub kiirusega *v*, aga ülemine, esimese suhtes veidi kaldu asetsev tasapind, seisab paigal. Tasapindadevahelise kiilukujulise pilu vähimat ristlõiget loeme küllalt suureks, et seal võiks asetseda viskoosse vedeliku (näiteks õli) kiht.

Alumise tasapinna liikumisel joonisel 236, *a* näidatud suunas suubub õlivool kiilukujulise pilu laiemasse ossa ja väljub tema kitsamast osast.

Et õli kokkusurutavus on äärmiselt väike, siis järgneb voolu pidevuse tingimusest (selleks peavad vedelikukulud läbi pilu laiema ning kitsama ristlõike olema võrdsed), et niisuguses pilus peab tekkima sisemine, hüdrodünaamiline rõhk, mis püüab pindu

* Hõõrdetakistus oleneb seega ainult vedeliku sisehõõrdumise takistusest, s. o. viskoossusest. — *Tõlk.*

lahti suruda. Selle tulemusena üks pindadest «ujub» vedelikukihil, analoogiliselt glisseriga, mis suurel kiirusel «tõuseb redaanile» (joon. 236, *b*).

Lahtikiiluva jõu P tekitab sel juhul kiirus v. Kõva kiilu puhul (joon. 236, *c*) tekib lahtikiiluv jõud jõu Q mõjumise tulemusena.

Masinate laagrisõlmedes vedelikulist hõõrdumist tagava teooria, nn. määrimise hüdrodünaamilise teooria loojaks on väljapaistev vene õpetlane, insener N. P. Petrov (1836—1920).

Hüdrodünaamiline rõhk muutub pilus väärtusest $p = 0$ voolu sisenemisel kuni $p = 0$ väljumisel, omades vahepeal väärtust $p = p_{max}$ (joon. 236, *a*).

Rõhu muutumist kiilukujulise pilu pikkusel kahekoordinaadilisel voolamisel (õli läbivoolamise otstest jäetakse arvestamata eespool tehtud lihtsustuse tõttu pilu laiuse lõpmatusest) saab väljendada valemiga

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^2}, \qquad (359)$$

kus μ on õli dünaamiline viskoossus;
v — pindade suhtelise libisemise kiirus;
h_m — pilu kõrgus lõikes, kus $p = p_{max}$;
h — pilu kõrgus lõikes, kaugusel x koordinaatide algpunktist.

Kui kaaspinnad on paralleelsed, ei saa vedeliku vool tekitada väliskoormusele vastumõju ja järelikult vedelikulist hõõrderežiimi ei saa tagada.

Liugelaagrite materjalid

Laagri ökonoomsust iseloomustatakse hõõrdekadudega ja töötavate detailide remondi maksumusega.

Liugelaagri materjal peab olema *antifriktsiooniline*. Viimase all mõistetakse järgnevate omaduste kogumit: väike hõõrdetegur, kulumiskindlus, väike kalduvus kokkukeevitumiseks võlli materjaliga, sissetöötamisvõime jt. Õige töötamise tagamiseks peavad võlli ja laagri materjalid moodustama antifriktsioonilise paari, s. t. nad peavad olema erineva kõvadusega, väikese hõõrdeteguriga ja ei tohi omada füüsikalis-keemilist sugulust.

Ühe ja sama materjali antifriktsioonilised omadused muutuvad olenevalt ekspluatatsioonitingimustest. Näiteks mõned malmimargid on heade antifriktsiooniliste omadustega suhtelise libisemise väikeste kiiruste ja rikkaliku õlituse korral.

Nende tingimuste täitmata jätmisel suurenevad sõlmes järsult hõõrdekaod, esineb kokkupuutuvate pindade tunduv kulumine ja sageli ka sööbimine.

Metallid. Antifriktsiooniliste omadustega metallide hulka kuuluvad mõningad sulamid, metallkeraamilised materjalid ja puhta kroomi õhukesed elektrolüütilised katted. Eriti laialt levinud antifriktsioonilisteks sulamiteks on pronksid ja babiidid.

Babiitideks nimetatakse valgeid, põhiliselt tina, plii, antimoni ja teiste metallide alusel saadud antifriktsioonilisi sulameid. Erinevate babiidimarkide hulk on väga suur (tina-, plii-, kaltsiumi- ja teiste leelismuldmetallide babiidid). Babiitide head antifriktsioonilised omadused on seotud laagri kohandumist soodustava suure plastsuse, soojusjuhtivuse ja omadusega hoida pinnal pakse õlikilesid.

Babiidi pehmed, kergesti laialimääritavad kulumisproduktid välistavad ühe ohtlikumaist sööbimise põhjustest.

Parimaks loetakse suure tinasisaldusega babiiti Б83 (ГОСТ 1320-55), mis sisaldab 11 ± 1% antimoni, 6 ± 0,5% vaske, mitte üle 0,55% lisandeid; ülejäänud — tina (81 ... 84%). Tinababiidid taluvad hästi löökkoormust.

Babiitide puuduseks on madal sulamistemperatuur (245° C babiidil Б83), mis ei võimalda neid raskelt koormatud laagrites kasutada. Babiidi margi valikul tuleb silmas pidada ka mõningate värviliste metallide, eriti tina, säästmise vajadust.

Pronksideks nimetatakse vase sulameid teiste metallidega, välja arvatud tsingiga (väike tsingisisaldus võib esineda) — peamiselt tinaga (tinapronksid), pliiga (pliipronksid), alumiiniumiga (alumiiniumpronksid).

Pronksid on babiitidest kõvemad, see halvendab nende kohanduvust ja muudab teataval määral ohtlikuks kõvad kulumissaadused töötavate pindade kontaktalas.

Pronkslaagrid vajavad babiitlaagritest töökindlamat määrimist, pronkside sulamistemperatuur (1000° C ümber) on babiitidest palju kõrgem.

Laialt levinud on odavad vase ja raua sulamid alumiiniumi alusel (näit. alkusiinid). Suhtelise libisemise väikestel kiirustel võivad nad asendada mitte ainult pronksi, vaid ka babiiti.

Antifriktsiooniliste omadustega on ka mõned messingi margid (vase- ja alumiiniumisulamid tsingi alusel) jt.

Suhtelise libisemise eriti väikestel kiirustel (kuni 1 ... 2 m/s) ja rikkaliku õlituse korral kasutatakse antifriktsioonilist malmi. Viimase sobivus laagrimaterjaliks on seletatav täiendavaks määrdeaineks olevate grafiitlisandite erilise kujuga. Malmi haprus piirab ta kasutamist löökidele allutatud laagrites.

Metallkeraamilised laagripuksid valmistatakse pronkslaastude ja grafiidi kokkupaagutamisega rõhu all või madala süsinikusisaldusega puhta terasepuru kokkupaagutamisega.

Metallkeraamiliste pukside (laagriliudade) poorse struktuuri tõttu säilib neis teatav hulk õli, mis laagriliua kuumenemisel töötamise ajal ilmub tööpinnale. Sellepärast võivad metallkeraami-

lised puksid töötada pikaajaliselt napi õlitusega, kui on tegemist rahuliku, löökideta koormusega.

Mõningat kasutamist on leidnud terasdetailide elektrolüütiline katmine poorse kroomi antifriktsioonilise kihiga. Sellise pinnakatte suur kõvadus ja siledus tõstavad kulumiskindlust, mikrokanalite võrk pinnal aga soodustab kontaktala pidevat määrimist.

Mittemetallilised materjalid. Mittemetalliliste antifriktsioonniliste materjalide hulka kuuluvad kõvad puiduliigid, kummi ja mõned plastmassid.

Nimetatud materjalide antifriktsioonilised omadused on seotud nende hea kohanduvuse, pehmete kulumisproduktide ja suguluse puudumisega kokkupuutuvate metallpindadega. Viimane omadus kõrvaldab molekulaarse haardumise ja sööbimise ohu.

Puidust laagridetailide valmistamiseks kasutatakse tamme, leppa, samšiiti ja bakauti.

Et puidu soojusjuhtivus on väike, nõuab tema kasutamine liugelaagrites määrimist voolava veega, mis samaaegselt ka jahutab laagrit. Veega tuleb määrida ka kummilaagreid.

Vee korrodeeriva toime tõttu tuleb võll valmistada korrosioonikindlast terasest või kasutada kaitsekatteid.

Plastmassidest on enam levinud kihilised puitplastikud (lignofool), tekstoliit ja samuti nailoni, kaproni jt. polüamiidide alusel saadud plastmassid.

Plastmassidel on madal hõõrdetegur; nende kulumiskindlus on pronksist 5...6 korda suurem.

Puuduseks on väike soojusjuhtivus (300...500 korda väiksem kui metallidel), mis võib põhjustada töötavate detailide ülekuumenemist ja selle tagajärjel mehaaniliste omaduste kadumist.

Kõige soovitavamaks määrdeaineks plastmasslaagritele on vesi või emulsioon. Õliga määrimine nõuab sundõlitussüsteemi.

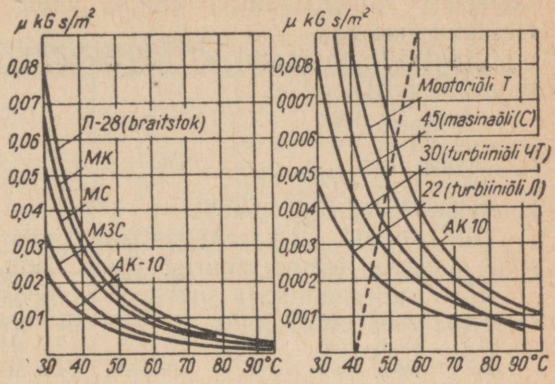
Vedelikuga kokkupuutumisel plastmassid tursuvad, seepärast on vaja arvestada nende mahulise stabiilsusega ja paksematel laagriliudadel tagada suurendatud lõtkud.

Väikestel koormustel võivad kapronist või nailonist valmistatud laagriliuad ja -puksid töötada napi määrimisega ning isegi määrdeta.

Viimasel ajal kasutatakse üha laialdasemalt õhukese nailonitüüpi plastmasskihiga kaetud metallist laagriliudasid. Neile pole vaja ette näha suurendatud lõtke, sest niiskuse imendumine on väike ja on tagatud rahuldav soojuse äravool. Niisugused liuad taluvad hästi ka dünaamilisi koormusi.

Kattekihi paksus kõigub 0,08...0,5 mm piires, sealjuures õhemad katted on suurema kulumiskindlusega.

Nailonkilega katmine toimub kuumutatud laagripuksi kastmisel tahkesse nailonpuudrisse või nailoni pihustamisega liua sisepinnale.



Joon. 237

Määrdeained. Enam levinud määrdeaineteks on vedelad määrdeõlid ja konsistentsed määrded.

Õli tähtsamateks omadusteks, mis määravad ta kasutatavuse määrdeainena, on õlisus ja viskoossus.

Õlisus oleneb nii õli omadustest kui ka töötavate pindade iseloomust ja seepärast on kõigile juhtudele sobivat õlisuse kriteeriumi võimatu luua.

Eristatakse absoluutset (dünaamilist) ja kinemaatilist viskoossust.

Dünaamilise viskoossuse kriteerium põhineb Newtoni hüpoteesil, mis väljendub seosega

$$T = \mu S \frac{v}{h},$$

kus T on vedeliku kahe naaberkihi nihet takistav jõud;

S — kihtide kokkupuutepind;

h — kihtidevaheline kaugus;

v — kihtide suhtelise liikumise kiirus;

μ — proportsionaalsustegur (dünaamilise viskoossuse tegur).

Kui võtta $T = 1$ kG, $S = 1$ m², $h = 1$ m, $v = 1$ m/s, siis dünaamilise viskoossuse ühik tehnilises mõõtühikute süsteemis (MKGS-süsteem ГОСТ 7664-61 järgi) on kGs/m².

Dünaamilise viskoossuse ühik kujutab jõudu kG, mis on vaja 1 m² pindalaga vedelikukihi nihutamiseks kiirusega 1 m/s sama suure liikumatu kihi suhtes, mis asub esimesest 1 m kaugusel.

Füüsikalises mõõtühikute süsteemis (CGS-süsteem) nimetatakse dünaamilise viskoossuse ühikut puaasiks (tähistatakse P) dimensiooniga dyn.s/cm².

Vedeliku dünaamilise viskoossuse suhet tema tihedusega samal temperatuuril nimetatakse kinemaatiliseks viskoossuseks.

Kinemaatilise viskoossuse ühik on füüsikalises mõõtühikute

süsteemis dimensiooniga cm^2/s, mida nimetatakse stooksiks (tähistatakse St).

Tavaliselt kasutatakse sada korda väiksemat ühikut — sentistooksi (cSt).

$$\nu = \frac{\mu}{\varrho}, \tag{360}$$

kus ϱ on õli tihedus g/cm^3.

Tähtsaimaks õli karakteristikuks määrimistehnikas on viskoossuse olenevus temperatuurist (joon. 237).

Rõhu suurenemisega suureneb viskoossus. Viskoossuse ja rõhu vaheline seos omab kuju

$$\mu_p = \mu_0 a^p,$$

kus μ_p on õli viskoossus ülerõhul p kG/cm^2;

μ_0 — viskoossus atmosfäärirõhul (s. o. $p = 0$);

a — konstant, mille väärtus mineraalõlidel on 1,002 ... ... 1,004.

Mineraalõlidel, laagri töötemperatuuril 100° ümber, võib rõhu kasv 200 ... 300 kG/cm^2 põhjustada viskoossuse suurenemist 30 ... 35%.

Tugede määrimiseks kasutatakse vedelaid mineraalõlisid, harvemini ka taimse või loomse päritoluga õlisid.

Mineraalõlisid saadakse nafta ja tema jääkide utmisel. Üldmasinaehituses kasutatavad põhilised õlid on toodud tabelis 67.

Taimeõlid on näiteks linaõli, kastoorõli jt. Masinaehituses on enam levinud kastoorõli, mis lisaks kõrgele õlisusele on ka küllaldase viskoossusega.

Loomse päritoluga õlide hulka kuuluvad kondiõli, spermatseetõli jt. Loomse päritoluga õlid on kõige kallimad ja on parima õlisusega. Nende viskoossus on väga madal.

Kompaundõlid kujutavad endast odavate ja viskoossete mineraalõlide segusid kõrget õlisust omavate loomse või taimse päritoluga õlidega.

Sõlme töö parendamiseks sissetöötamise perioodil kasutatakse õlides vähesel määral lisandeid. Ühed neist suurendavad õli füüsikalist aktiivsust, mille tagajärjel mikrokonarused pinnalt eemalduvad kergemini; teised, täites mikrokonaruste vahelised tühimikud, muudavad pinna siledamaks.

Esimest liiki lisanditena kasutatakse orgaanilisi rasvhappeid (steariinhape, palmitiinhape jt.), teise liigi lisandina — kolloidset grafiiti.

Neil juhtudel, kui õli juhtimine määrdeseadmest tugisõlme töötavatele pindadele on konstruktiivselt raskendatud (klapimehhanismid, šarniirsidurid jt.) täidetakse see sõlm määretega.

Määrded on kaltsium- (konstaliinid) või naatriumseepidega (solidoolid) paksendatud mineraalõlide segud, loomse ja taimse

Tabel 67

Masinaehituses kasutatavad põhilised mineraalõlid

Nimetus	Mark	ГОСТ	Viskoossus 50° C juures	
			Kinemaatiline cSt	Tinglik Engleri kraadides °E
Industriaalõli	12 (värtnaõli 2)	1707-51	10 ... 14	1,86 ... 2,26
	20 (värtnaõli 3)	1707-51	17 ... 23	2,6 ... 2,31
	30 (masinaõli Л)	1707-51	27 ... 33	3,81 ... 4,59
	45 (masinaõli С)	1707-51	38 ... 52	5,24 ... 7,07
	50 (masinaõli СУ)	1707-51	42 ... 58	5,76 ... 7,86
Turbiiniõli	22 (Л)	32-53	20 ... 23	2,9 ... 3,3
	30 (УТ)	32-53	28 ... 32	3,5 ... 4,5
	46 (Т)	32-53	44 ... 48	6,0 ... 6,5
Mootoriõli	Т	1519-42 **	62 ... 68	8,2 ... 9,0
Auto- ja traktoriõli väävelhappepuhastusega	АКп-6 (3 + 0,2% lisandiga A_3НИИ-5)	1862-63	Viskoossus 100° juures 6	1,5
	АК-10 (autool 10)	1862-63	10	1,86
	АК-15 (autool 18)	1862-63	15	2,37
Valtspinkide õli	П-28 (braitstok)	6480-53	26 ... 30	3,68 ... 4,2
Lennukiõli	МС-20	1013-49	20	7,85*
	МС-24	1013-49	24	8*
	МК-22	1013-49	22	8,75*
Silindriõli	11 (silindriõli 2)	1841-51	9 ... 13	1,76 ... 2,15
	38 (silindriõli 6)	6411-52	32 ... 44	4,5 ... 6,0
	24 (viskosiin)	1841-51	20 ... 28	2,95 ... 3,95
	52 (vapoor)	6411-52	44 ... 59	6 ... 8

* Kinemaatilise viskoossuse 50° juures suhe kinemaatilisse viskoossusesse temperatuuril mitte üle 100°.

** Asendatud standardiga ГОСТ 12337-66, mis kehtestab uue mootoriõli märgi М120Г. — *Tõlk.*

Märkus. Sulgudes on toodud vastavad margid vanade standardite järgi.

päritoluga õlide väheste lisanditega. Määrete põhikarakteristik — penetratsioon — kujutab endast kindlaksmääratud temperatuuril määrdesse surutud tareeritud koonuse sissetungimise sügavust 5 sekundi jooksul sajandik sentimeetrites.

Vedelate õlide ja määrete kõrval võib määrdeaineks olla ka vesi (laeva sõuvõlli laagrites, veepumpades jm.) ja õhk, mis suurtel pöörlemiskiirustel teatud tingimustes moodustab kandevõimet omava vahekihi (vastavalt valemile 359).

Lõpuks, tugedes esinevate kõrgete ja ülikõrgete erisurvete korral kasutatakse keemiliselt aktiivseid määrdeid, milles lisanditeks võivad olla väävli ja kloori ühendid («väävliõis», tetrakloorsüsinik jt.). Ühinedes keemiliselt metalli pindadega, moodustavad need ühendid madalat hõõrdetegurit tagavaid õhukesi eralduskilesid, mida ei suruta pilust välja ka väga suurtel rõhkudel.

Laagrid

Olenevalt vastuvõetavate koormuste suunast eristatakse radiaal-, radiaaltugi- ja tugilaagreid. Tugesid, mida koormatakse põikjõududega võlli kaela või tapi kaudu, nimetatakse *radiaallaagriteks*; *tugilaagreid* koormatakse aksiaaltapi poolt telgjõududega.

Laagrite liigitus põhiliste tunnuste järgi on esitatud joonisel 238.

Terviklaagrid (mittelahtivõetavad) varustatakse antifriktsioonmaterjalist (malmist, pronksist jt.) puksidega, mis pressitakse laagri keresse või takistatakse pöördumise vastu lukustuskruvidega (joon. 238, *a* ja *c*).

Joonisel 238, *a* ja *c* toodud konstruktsiooniga tugesid kasutatakse aeglasekäiguliste vähekoormatud võllide korral.

Seda tüüpi laagrite põhilised puudused on: võimalus tappi sisse asetada ainult otsalt ja kulunud laagri suurenenud lõtkude mittekompenseeritavus.

Terviklaagrite tööea pikendamiseks kasutatakse koonilise välispinnaga vetruvaid pukse (joon. 238, *c*). Niisugused puksid on varustatud kolme (või enama) moodustaja sihilise lõhega ja neljandat moodustajat mööda läbi lõigatud. Nihutades puksi mutrite abil telgsuunas, saab vähendada tema läbimõõtu ning koos sellega ka kulumise tagajärjel suurenenud lõtku.

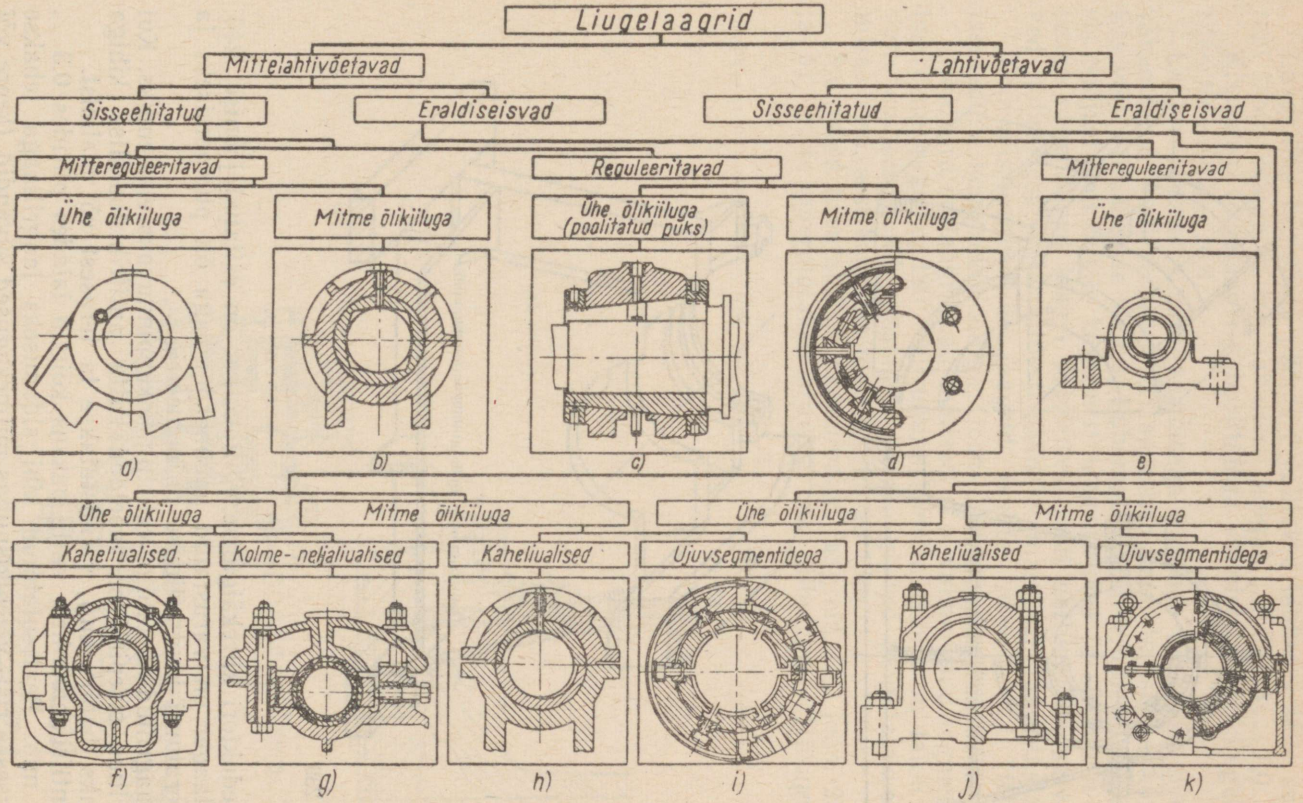
Niisuguse konstruktsiooniga laagrid on laialt levinud trei-, revolver-, frees- ja teistes tööpinkides.

Poolitatud laagrid (lahtivõetavad) on vabad loetletud puudustest.

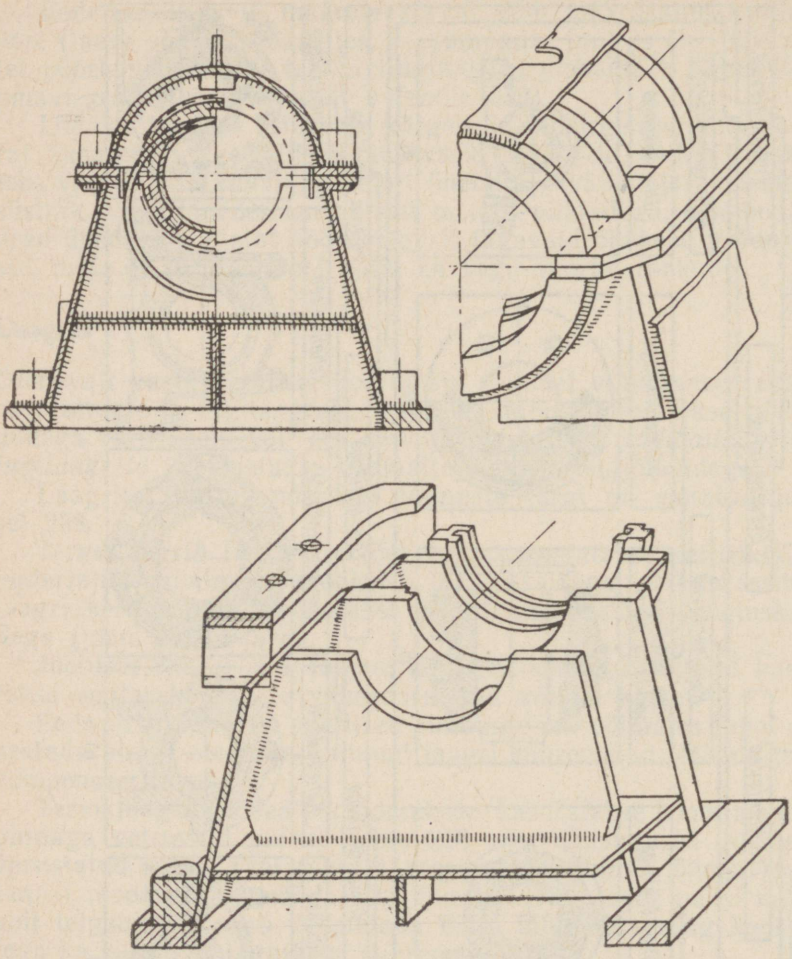
Poltide vabastamiseks võimalikest põikjõududest kujundatakse laagri kaane ja korpuse ühenduskoht astmega (joon. 238, *g* ja *j*).

Liugelaagri korpus võib olla valatud või keevitatud. Keeviskonstruktsiooniga poolitatud laager on kujutatud joonisel 239.

Eelistatud on masina raami, aluse või korpuse sisse kujundatud liugelaagrid. Nii on ehitatud laagrid vintsides (joon. 238, *a*), tööpinkides (joon. 238, *c* ja *h*), reduktorites (joon. 238, *f*), aurumasinates (joon. 238, *g*), turbiinides (joon. 238, *i*) ja teistes masinates.


Liugelaagrid
Mittelahtivõetavad
Lahtivõetavad
Sisseehitatud
Eraldiseisvad
Sisseehitatud
Eraldiseisvad
Mittereguleeritavad
Reguleeritavad
Mittereguleeritavad
Ühe õlikiiluga
Mitme õlikiiluga
Ühe õlikiiluga (poolitatud puks)
Mitme õlikiiluga
Ühe õlikiiluga
a)
b)
c)
d)
e)
Ühe õlikiiluga
Mitme õlikiiluga
Ühe õlikiiluga
Mitme õlikiiluga
Kaheliualised
Kolme- neljaliualised
Kaheliualised
Ujuvsegmentidega
Kaheliualised
Ujuvsegmentidega
f)
g)
h)
i)
j)
k)

Joon. 238



Joon. 239

Reduktori kiirekäigulise võlli laager on esitatud joonisel 240. See laager on varustatud hammaspumbaga õli pumpamiseks ja temperatuuri kontrollimise termomeetriga.

Laagriliud on tapiga vahetult kokkupuutuvaks elemendiks. Kui laagriliua sisepind on mõeldud katta antifriktsioonilise kihiga (pronks, babiit vm.), valmistatakse ta terasest või malmist.

Antifriktsioonilise katte paksus kõigub laiades piirides 0,3 ... ... 6 mm. Pealesulatatud kihi sidumiseks laagriliuaga tehakse viimasesse rist- või pikisuunas mitmesugused süvendid (keere või spetsiaalsed kalasabasooned, vt. joon. 253).

Laagriliua tugipinna pikkus l valitakse lähtudes selle suhtest tapi läbimõõduga d, mis tavaliselt kõigub piires 0,5 ... 1,0.

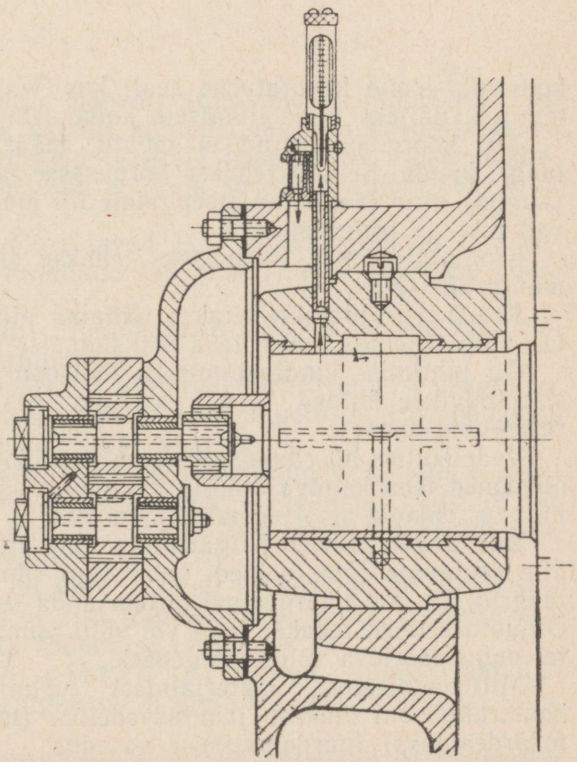
Kitsastes, veerelaagri gabariitidega valmistatavates liugelaagrites $l/d = 0{,}3 \ldots 0{,}4$.

Laagri pikkuse l suurendamisega kaasneb keskmise erisurve vähenemine, kuid samaaegselt suureneb kogu tugisõlme tundlikkus võlli viltuasetuse suhtes. Lubamatud võlli viltuasetused laagris põhjustavad õlikile katkemist laagri otstes ja sööbimist ning seega vähendavad laagri töövõimet. Eriti ohtlikud on servasurved habrastest materjalidest (näiteks malmist) laagriliudadele.

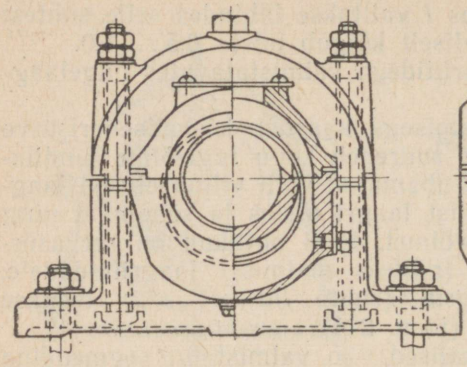
Transmissioonivõllide laagrid (suhte $l/d = 1 \ldots 2$) tehakse iseseaduva konstruktsiooniga (joon. 241).

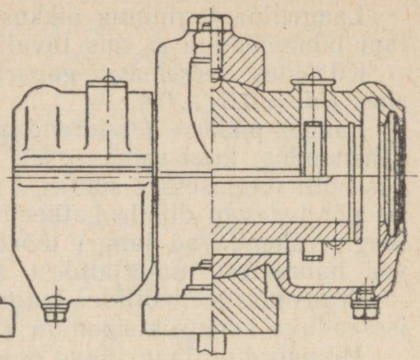
Mõnikord on laagriliuad osalised, s. o. valmistatud segmendina haardenurgaga $\leqslant 180°$. Niisugune konstruktsioon on laialt levinud raudteevagunite puksides, kus laagriliud paigutatakse ülemisse ossa, sest koormus toele mõjub alt üles.

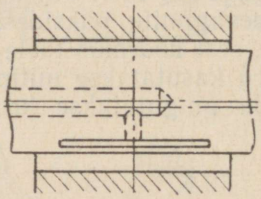
Mõnikord kasutatakse mitmeliualisi laagreid (vt. joon. 253, *a* ja *b*), mida pingutatakse kruvide ehk kiiludega. Niisuguseid

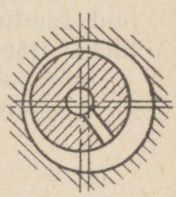


Joon. 240









Joon. 241

Joon. 242 ▶

konstruktsioone kasutatakse seal, kus koormuse suund järsult muutub, näiteks horisontaalsete kolbmasinate raamlaagrites.

Kui koormuse suund ei muutu, määritakse sõlme reeglina laagri kaudu. Selleks tehakse korpusesse ja laagriliuasse kanalid (augud) ning laagriliua sisepinnale õli jaotamiseks veel täiendavad piki- ja rõngassooned.

Kinnipigistamise vältimiseks tehakse õliaugud toe mittekoormatud alasse.

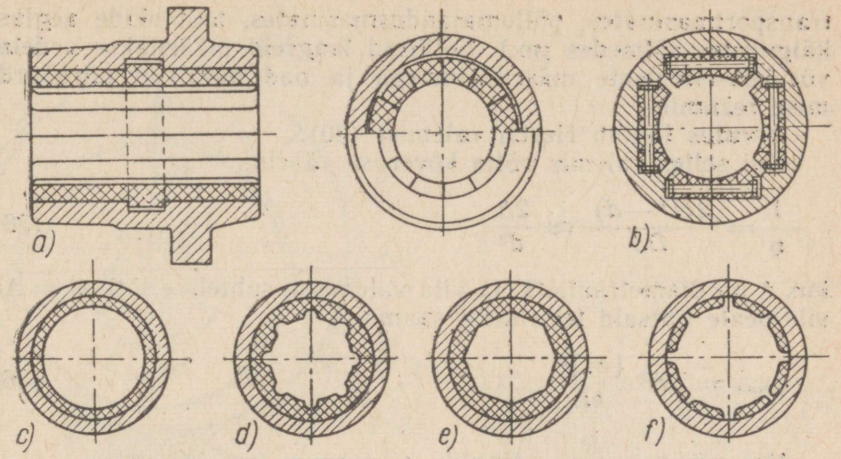
Kui laager projekteeritakse töötama piirhõõrdumise tingimustes, võib *õlijaotussooned* teha maksimaalse koormuse ala lähedale.

Õli juhtimise kindlustamiseks töötsooni tehakse laagriliudade sisepindadele kalded — õlitaskud, mis töötavad täiendavate reservuaaridena.

Vedelikulise hõõrdumise tingimustes töötavates laagrites tuleb õlisooned teha kandva õlikiilu katkemise vältimiseks hüdrodünaamiliste rõhkude alast eemale (joon. 247).

Kui laager pöörleb paigalseisva telje ümber (transpordivahendite veetavate rataste toed, vabakäigu rihma- ja hammasrataste laagrid jt.), on määrdeainet parem anda telje kaudu (joon. 242). Õlijaotussooned tehakse telje või võlli pinnale samadel kaalutlustel nagu pöörleva võlliga tugedeski.

Mittemetalsetest materjalidest valmistatud laagriliudade konstruktsiooni määrab jahutusvedeliku (mis samaaegselt on ka määrdeaineks) juurdejuhtimise vajadus.



Joon. 243

Joonisel 243 on esitatud mõned puitplastikutest liudadega laagrite konstruktsioonid ja samuti kummist laagrite kasutatavamad konstruktsioonid. Niisuguseid laagreid kasutatakse kahes peamises kujus: siledad (joon. 243, *a, c*) ja soontega (joon. 243, *b, d, e, f*).

Soontega laagrid võimaldavad läbi juhtida rohkem jahutusvedelikku ja on vähem tundlikud vedelikus leiduva pori ning teiste lisandite suhtes.

Liugelaagrite arvutus. Liugelaagrite arvutus viiakse läbi olenevalt oletatavast töörežiimist.

Kui tugisõlm on määratud töötama piirhõõrdumise tingimustes, arvutatakse tugevusele kontaktsurvepingete σ_k, või sööbimise vältimisele tingkriteeriumi *kv* (lk. 456) järgi.

Kui samas sõlmes peab olema kindlustatud vedelikuline hõõrdumine, arvutatakse mingi parameeter, sagedamini tapi ja toe vaheline diametraalne lõtk, mis kindlustab antud ülejäänud suurustel vedelikulise töörežiimi.

Siiski, ka sel juhul on vaja kontroll kriteeriumi *kv* järgi, sest käivitamise ja seiskamise ajal töötab laager piirhõõrdumise tingimustes, mis ei välista sööbimise ohtu.

Kontaktpingeid piirav arvutus viiakse läbi toesõlmedele, milles tapi ringkiirus ei ületa 0,1 m/s ja eraldub vähe soojust.

Niisugused on mitmesuguste masinate õõtsuvad võllid (tõste-

transportmasinates, põllumajandusmasinates, tööpinkide aeglasekäigulistes sõlmedes jm.). Selliseid laagreid määritakse vedelate või konsistentsete määrdeainetega ja nad töötavad piirhõõrdumise režiimil.

Arvutus lähtub Hertzi valemist (30).

Kui selles valemis võtta kõveruse väärtus

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{2(D-d)}{Dd} \approx \frac{2\Delta}{d^2}, \tag{361}$$

kus Δ on diametraallõtk, ja viia valemisse suhteline lõtk $\psi = \Delta/d$, siis peale lihtsaid teisendusi saame

$$\psi_{max} = 2{,}88\frac{[\sigma_k]^2}{kE}. \tag{362}$$

Valemis $k = \frac{R}{ld}$ — tinglik erikoormus toes kG/cm²;

$[\sigma_k]$ — lubatav kontaktpinge laagriliuale (kui nõrgemale) olenevalt kõvadusest:
$[\sigma_k] = (3 \ldots 5)\ HB$ kG/cm².

Babiidil Б 83 on kõvadus *HB* 30; pronksil ОЦС-5-5-5 *HB* 60.

Et tapi ja laagriliua läbimõõdud erinevad vähe, annab valem (362) vaid ligikaudse tulemuse. Täpsem lahendus on toodud raamatus [6].

Arvutus sööbele viiakse läbi piirhõõrdumise tingimustes töötavatele tugedele, kui ringkiirus $v > 0{,}1$ m/s.

Piirkoormus sellistele laagritele määratakse peamiselt tekkiva soojushulga ja laagri soojusjuhtivuse suhtega, mis määrab laagri temperatuuri.

Arvutussuuruseks antud juhul on korrutis kv, kus laagri tingerikoormus $k = \frac{R}{ld}$ kG/cm²;

$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 100}$ m/s — tapi ringkiirus.

Valemis l ja d on vastavalt toe pikkus ning läbimõõt cm, n — tapi pöörlemiskiirus p/min.

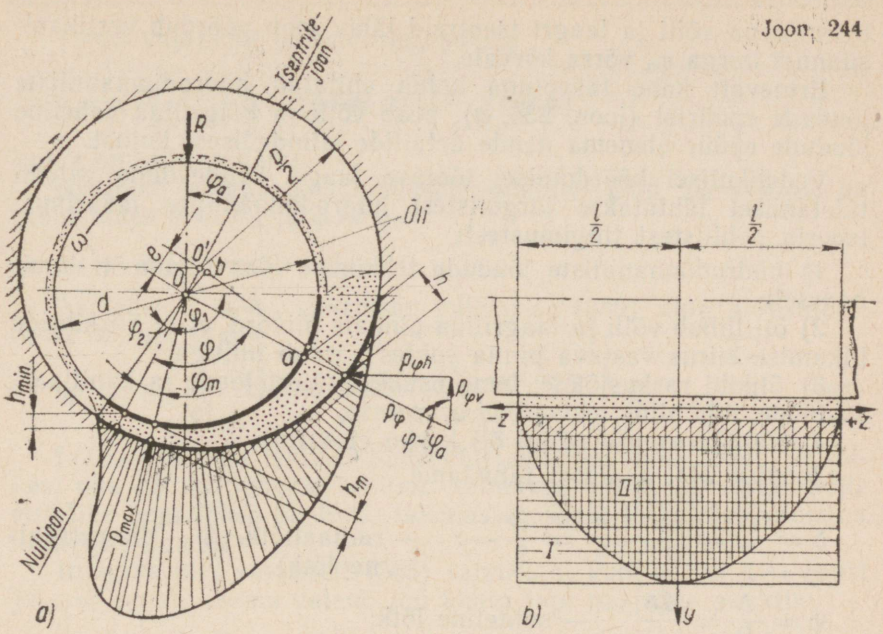
Korrutis kv pole materjali koormuse talumise hindamiseks küllaldane; ta vaid aitab materjali orienteerivalt valida.

Viimase kahe võrduse korrutamisel saame toe töövõimelisuse tingimuse:

$$\frac{Rn}{1910l} \leqslant [kv]. \tag{363}$$

Lubatavad kv väärtused on antud käsiraamatutes [5].

Joon. 244



Hüdrodünaamiline arvutus. Varem näidati, et teatud tingimustes tekivad kiilukujulist pilu läbivas vedelikukihis hüdrodünaamilised sisejõud.

Silindrilises laagris tekib kiilutaoline õlikiht väga lihtsalt — *lõtku* loomisega, mille tõttu tapp paikneb laagris ekstsentriliselt (joon. 244, *a*).

Pöörlemisel haarab tapp enesega kaasa kontsentrilisi õlikihte — esimest *õlisuse* tõttu ja järgmisi kihte *viskoossuse* tagajärjel. Niiviisi toimub õli pidev ringvool ümber tapi.

Tapp toimib pumbana: pumbates õli pöörlemissuunas järk-järgult ahenevasse pilusse, tekivad selles õlikiilus nimetamisväärsed surved.

Surve suurenemine õlikihis kergitab tappi, laiendades läbijooksu ristlõikeid, ja suurendab õli väljavoolamise kiirust. Sellise koostöö tulemusena saabub tasakaaluseisund. Seda iseloomustab niisugune rõhkude jaotus õlikiilus, mille korral ajaühikus kõigis suundades väljavoolava õli hulk võrdub võlliga ahenevasse lõtku viidava õli hulgaga.

Tapile mõjuvate hüdrodünaamiliste jõudude p_φ suund on võlli pinna normaali sihiline (radiaalne). Kui jagada need jõud vertikaal- ja horisontaalkomponentideks, siis ainult vertikaalkomponendid $p_{\varphi v}$ mõjuvad vastu väliskoormusele R.

Horisontaaljõud $p_{\varphi h}$ põhjustavad võlli nihkumist laagris, mille

tulemusena võlli ja laagri tsentreid läbiv joon pöördub vertikaalsuunast nurga φ_a võrra kõrvale.

Erinevalt kahe tasapinna kohta ehitatud hüdrodünaamiliste jõudude epüürist (joon. 236, *a*), peab võlli ja laagriliua vaheline jõudude epüür olenema nende detailide silindrilisest kujust.

Vedelikulisel hõõrdumisel töötava laagri kandevõime valemi tuletamisel lähtutakse järgmistest hüdrodünaamilise määrimisteooria põhilistest tingimustest:

1) hüdrodünaamiliste jõudude tekkimise alas liigub õli laminaarselt;

2) õli liibub võlli ja laagriliua pinnale niivõrd, et ta piirkihtide liikumise kiirus vastava pinna suhtes võrdub nulliga;

3) õlikihi raskusjõude, tema osakeste inertsjõude ja kapillaarsusjõude, mis pilus tekivad, ei arvestata;

4) väliskoormuse mõjul õli kokku ei suruta.

Joonise 244, *a* alusel tähistame

$$\delta = \frac{\Delta}{2} = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} = \frac{D}{2} - r$$ — radiaallõtk (Δ — diametraalne lõtk);

$$\psi = \frac{\Delta}{D} = \frac{2\delta}{D}$$ — suhteline lõtk;

h_{min} — lõtku ristlõike kõrgus võlli ja laagriliua suurima lähenemise kohas;

$$e = \delta - h_{min} = \frac{\Delta}{2} - h_{min}$$ — absoluutne ekstsentrilisus;

$$\chi = \frac{e}{\delta} = \frac{2e}{\Delta}$$ — suhteline ekstsentrilisus.

Suhtelist ekstsentrilisust võib peale lihtsaid teisendusi väljendada valemiga

$$\chi = 1 - \frac{2h_{min}}{D\psi}. \qquad (364)$$

Leiame jõu p_φ, mis tekib tsentritejoonest nurga φ võrra kõrvalekaldunud õlikihi ristlõikes.

Et ekstsentrilisus e on väga väike, võib lugeda nurga φ võlli keskpunkti O juures võrdseks laagriliua tsentri O' juures mõõdetava vastava nurgaga.

Siis järeldub jooniselt 244, *a*

$$\frac{D}{2} = O'b + Oa + h \approx e\cos\varphi + r + h.$$

Tehes vajalikud teisendused, saame

$$h = \psi \frac{D}{2}(1 - \chi \cos \varphi) \approx \psi r(1 - \chi \cos \varphi),$$

kus r on võlli raadius.

Ristlõike kõrgus, kus hüdrodünaamiline jõud $p_\varphi = p_{max}$, on (tähistades $h = h_m$ ja $\varphi = \varphi_m$):

$$h_m = \psi r(1 - \chi \cos \varphi_m).$$

Asetades h ja h_m väärtused valemisse (359) ning arvestades, et $dx = r d\varphi$, saame

$$dp_\varphi = 6\mu \frac{v}{\psi^2} \cdot \frac{(1 - \chi \cos \varphi) - (1 - \chi \cos \varphi_m)}{(1 - \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \qquad (365)$$

Lõtku osa, kus tekivad hüdrodünaamilised jõud, lõpeb ristlõikes, mis on nulljoonest kõrvale kaldunud nurga φ_2 võrra. Selle ristlõike taga läheb õli lõtku laiemasse osasse ja hakkab voolama hajuvate jugadena.

Integreerides võrrandit (365) rajades φ_2 kuni φ, kui $\mu = \text{const}$ ja $v = \text{const}$, saame valemi jõu kohta tapi mistahes punktis:

$$p_\varphi = \frac{6\mu v}{\psi^2} \int_{\varphi_2}^{\varphi} \frac{(1 - \chi \cos \varphi) - (1 - \chi \cos \varphi_m)}{(1 - \chi \cos \varphi)^3} d\varphi. \qquad (366)$$

Vertikaalkomponent

$$p_{\varphi v} = p_\varphi \cos(\varphi - \varphi_a). \qquad (367)$$

Kõigi vertikaalkomponentide liitmine hüdrodünaamiliste jõudude esinemise piirides φ_2 kuni φ_1, annab jõu p_v õlikiilu keskmises ristlõikes:

$$p_v = \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p_{\varphi v} d\varphi = \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p_\varphi \cos(\varphi - \varphi_a) d\varphi =$$

$$= \frac{6\mu v}{\psi^2} \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} \int_{\varphi_2}^{\varphi} \frac{(1 - \chi \cos \varphi) - (1 - \chi \cos \varphi_m)}{(1 - \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \times$$

$$\times [\cos(\varphi - \varphi_a)] d\varphi. \qquad (368)$$

Tappi kergitava kogujõu leidmiseks tuleb p_v korrutada laagri pikkusega l. Sel juhul oleks jõudude epüür joonisel 244, *b* indeksiga *I* näidatud kujuga.

Reaalses laagris on õlil otstest väljavoolamise võimalus; mistõttu neis kohtades on hüdrodünaamilised jõud võrdsed nulliga. Jõudude jagunemine epüüri *I* kohaselt oleks võimalik vaid lõpmatu pika tapi või otstest ideaalse tihendamise puhul.

Eksperimentaalselt on selgitatud, et reaalse laagri pikkusel jaguneb hüdrodünaamiline jõud parabooli järgi (*II*, joon. 244, *b*), mille võrrand on

$$p'_v = p_v C\left[1-\left(\frac{2z}{l}\right)^2\right], \tag{369}$$

kus z on laagriliua pikkusesuunaline koordinaat;
l — liua pikkus;
C — tegur, mis näitab kuidas muutub lõpmatu pika toe kohta arvutatud jõud p_v üleminekul reaalsetele laagritele. Teoreetiliselt on C määratav valemiga raamatust [2]

$$C = \frac{5}{4}\frac{1_1}{1+a\left(\frac{D}{l}\right)^2}, \tag{370}$$

kus a on suhtelisest ekstsentrilisusest χ olenev muutuja.
Lõplikult on õlikiilu kandevõime, arvestades laagriliua pikkust

$$P = \int_{-l/2}^{+l/2} p'_v \, dz. \tag{371}$$

Asetades p_v võrrandist (368) seosesse (369) ja edasi p'_v võrrandisse (371), saame peale integreerimist võrrandist (369)

$$P = -\frac{\mu v l}{\psi^2}\Phi, \tag{372}$$

kus

$$\Phi = 6\int_{-l/2}^{+l/2}\int_{\varphi_2}^{\varphi_1}\int_{\varphi_2}^{\varphi}\frac{(1-\chi\cos\varphi)-(1-\chi\cos\varphi_m)}{(1-\chi\cos\varphi)^3}d\varphi \times$$

$$\times[\cos(\varphi-\varphi_a)]d\varphi\, C\left[1-\left(\frac{2z}{l}\right)^2\right]dz.$$

Võrrandist (372) saame *koormatuse kriteeriumi* valemi

$$\Phi = \frac{\psi^2 P}{\mu v l} = 19{,}11\frac{k\psi^2}{\mu n}, \tag{373}$$

kus k on tapi diametraalprojektsioonile mõjuv surve;
n — võlli pöörlemiskiirus p/min.
Integrali Φ väljaarvutamine on üldkujul küllaltki raske. Kui püstitada täiendav tingimus, et hüdrodünaamilised jõud

tekivad 180° kaarel võlli ja laagriliua vahelisest üldisest lõtkust, on võimalik saada võrrand $\Phi = f(\chi)$ mistahes l/d suhte korral.

χ enamkasutatavate väärtuste kohta (0,333 kuni 0,95) sai V. S. Kodnir valemi [2]

$$\Phi = \frac{P\psi^2}{\mu v l} = 19{,}11\frac{k\psi^2}{\mu n} = \\ = \frac{1{,}02}{\frac{h_{min}}{D\psi}\left[1 + 4{,}62\left(\frac{D}{l}\right)^2\left(0{,}026 + \frac{h_{min}}{D\psi}\right)\right]}, \qquad (374)$$

kus P on õlikihis tekkiv summaarne jõud (laagri kandevõime) kG;

ψ — suhteline lõtk;

μ — õli dünaamiline viskoossus kG · s/m²;

v — võlli kiirus m/s;

k — tapi diametraalprojektsiooni ühikule mõjuv koormus kG/m²;

h_{min} — õlikihi vähim kõrgus pilus m.

Φ väärtused mitmesugustel l/d suhetel, olenevalt

$\chi = 1 - \frac{2h_{min}}{D\psi}$, on toodud tabelis 68.

Võrrandist (374) järeldub, et mida väiksem on h_{min}, seda suurem on õlikihis tekkiv jõud P.

h_{min} suurus peab olema selline, et peale mehaanilist töötlemist võlli ja laagriliua pindadele jäänud mikrokonarused ei purustaks õlikilet. Tapi pinna siledusklass oleneb viimistlusmeetodist: peentreimisel $\nabla 7 \ldots \nabla 8$, poleerimisel — $\nabla 9 \ldots \nabla 13$. Liua tööpinna siledus peale kammlõikamist, lihvimist või šaaberdamist vastab 6. kuni 7. siledusklassile, peale peensisetreimist — 7. kuni 8. siledusklassile. Arvestades ka võimalikke kujuhälbeid ja sõlme mittekülla1daist jäikust, tuleb h_{min} võtta varuga:

$$h_{min} = \xi(R_{z1} + R_{z2} + y_t),$$

kus $\xi = 1{,}2 \ldots 1{,}5$ — laagri töökindluse tegur;

R_{z1} ja R_{z2} — mikrokonaruste keskmised kõrgused tapi ja liua pindadel;

y_t — tapi läbipaine laagris;

$$y_t = 1{,}6\frac{l}{L}y_v,$$

kus L on tugede keskpunktide vaheline kaugus;

y_v — võlli maksimaalne läbipaine.

Iseseaduvatel laagritel $y_t = 0$.

Suhteline lõtk ψ on piires 0,0003 ... 0,005. Suuremad ψ väärtused vastavad suurema pöörlemiskiiruse, vähem koormatud, suure-

Tabel 68

Koormatuse kriteerium $\Phi = \frac{19{,}11k\psi^2}{\mu n}$

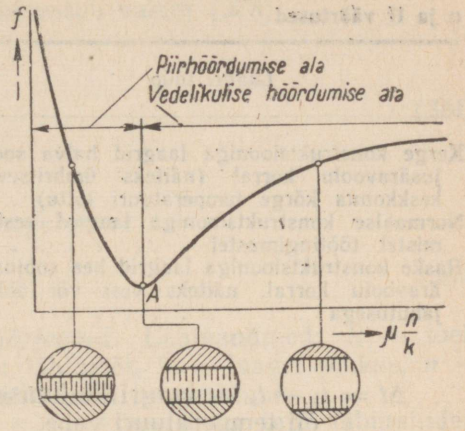
$\frac{l}{D}$	χ													
	0,33	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,83	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
	Koormatuse Φ väärtus													
1,5	1,37	1,76	2,47	3,50	4,16	5,10	6,42	8,32	10,3	17,9	23,8	37,3	76,7	196,4
1,3	1,20	1,55	2,20	3,17	3,80	4,68	5,96	7,79	9,68	17,2	22,9	36,2	75,2	193,9
1,2	1,11	1,43	2,05	2,97	3,58	4,44	5,68	7,47	9,30	16,66	22,34	35,4	74,1	192,0
1,1	1,00	1,30	1,89	2,75	3,33	4,15	5,34	7,08	8,86	16,00	21,6	35,4	82,7	190,0
1,0	0,896	1,17	1,70	2,51	3,05	3,83	4,96	6,61	8,35	15,31	20,7	33,4	71,1	187,0
0,9	0,781	1,03	1,51	2,24	2,75	3,47	4,54	6,10	7,75	14,43	19,74	32,0	68,95	183,4
0,8	0,662	0,874	1,30	1,95	2,40	3,06	4,03	5,48	7,02	13,35	18,40	30,20	66,10	178,7
0,7	0,540	0,716	1,07	1,64	2,03	2,61	3,47	4,78	6,18	12,00	16,80	27,85	66,20	171,8
0,6	0,421	0,562	0,85	1,31	1,64	2,13	2,87	3,98	5,21	10,42	14,75	24,95	57,30	162,5
0,5	0,310	0,416	0,636	0,99	1,25	1,64	2,22	3,15	4,16	8,52	12,33	21,28	50,60	149,0
0,4	0,208	0,281	0,433	0,705	0,867	1,14	1,57	2,26	3,02	6,43	9,55	16,72	41,65	129,4

ma suhte l/D ja kõvemast materjalist liudadega laagritele. Liugelaagri arvutus taandub suurima lubatava lõtku Δ määramisele või vajaliku viskoossusega õlisordi valikule, nii et toes tekiks vedelikulise hõõrdumise režiim.

Õli viskoossus μ tuleb võtta töötava laagri õlikihi keskmisel temperatuuril.

Auto- ja traktorimootorite ning metallilõikepinkide tugedes keskmine temperatuur $t_k = 70 \ldots 90°$ C, iseseisvates reduktorites ja valtspinkides $t_k = 50 \ldots 60°$.

Joon. 245



Arvutus kuumenemisele. Enamikul juhtudel pole teada laagri keskmine temperatuur ja selle määramiseks on vaja teha soojusarvutus.

Hõõrdetöö laagris on seda suurem, mida suurem on hõõrdetegur f, mis omakorda muutub olenevalt laagri töörežiimist. Graafik hõõrdeteguri f olenevuse kohta argumendist $\mu\, n/k$ on toodud joonisel 245.

Kriitiliseks nimetatavas punktis A läheb piirhõõrdumine üle vedelikuliseks või vastupidi. Graafik näitab, et vedelikulisel hõõrdumisel võib hõõrdetegur olla piirhõõrdumise teguriga samas suurusjärgus.

Permanentsel töörežiimil võrdub pilus õlikihtide hõõrdumisest tekkiv soojushulk W laagrist ärajuhitava soojushulgaga:

$$W = W_1 + W_2, \tag{375}$$

kus W_1 on laagrist väljavoolava õliga ärajuhitav soojushulk;
W_2 — laagri metalli kaudu ümbritsevasse keskkonda juhitav soojushulk.

W, W_1 ja W_2 võib arvutada järgmiste valemitega:

$$W = \frac{Rvf}{427} \text{ kcal/s}, \tag{376}$$

kus R on koormus toele kG;
v — kiirus m/s;
f — hõõrdetegur.

$$W_1 = c\gamma Q \Delta t \text{ kcal/s},$$

kus C on õli soojusmahtuvus kcal/kG;
γ — õli eriraskusjõud kG/m³;
Q — õlikulu laagri otstest m³/s;

Tabel 69

α ja Π väärtused

Laagri tüüp	α kcal/m² · s · deg	$\Pi = \frac{\alpha\pi}{405}$
Kerge konstruktsiooniga laagrid halva soojusäravoolu korral (näiteks ümbritseva keskkonna kõrge temperatuuri tõttu) . .	0,013	$1 \cdot 10^{-4}$
Normaalse konstruktsiooniga laagrid keskmistel töötingimustel	0,018	$1{,}4 \cdot 10^{-4}$
Raske konstruktsiooniga laagrid hea soojuse äravoolu korral, näiteks vesi või õhkjahutusega	0,033	$2{,}5 \cdot 10^{-4}$

$\Delta t = t_k - t_s$ — laagri keskmise temperatuuri ja sissejuhitava õli temperatuuri vahe.

$$W_2 = \alpha\pi D l \Delta t \text{ kcal/s}, \tag{377}$$

kus α on soojusülekande tegur kcal/m² · s · deg.

Arvestades, et kõikidele õlisortidele $c\gamma \approx 405$, saame pärast leitud W, W_1 ja W_2 väärtuste asetamist valemisse (375)

$$\Delta t = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} k}{\frac{Q}{\psi v l D} + \frac{\Pi}{\psi v}}. \tag{378}$$

Siin $\Pi = \frac{\alpha\pi}{405}$ on laagri tüübist olenev tegur (tab. 69).

Suhted $\frac{f}{\psi}$ ja $\frac{Q}{\psi v l D}$ võib võtta tabelist 70 või arvutada valemitega:

$$\frac{f}{\psi} = 0{,}150 + 1{,}92(1{,}119 - \chi)\left[1 + 2{,}31\left(\frac{D}{l}\right)^2 (1{,}052 - \chi)\right]; \tag{379}$$

$$\frac{Q}{\psi v l D} = 0{,}285(0{,}2035 + \chi)\frac{0{,}072\left(\frac{l}{D}\right)^2 - 1{,}05 + \chi}{0{,}433\left(\frac{l}{D}\right)^2 + 1{,}05 - \chi}. \tag{380}$$

Toodud valemites on χ valemiga (364) määratav suhteline ekstsentrilisus.

Soojuse halva äravoolu korral (ümbritseva keskkonna kõrge temperatuuri või mittemetallilisest materjalist valmistatud laag-

riliua madala soojusjuhtivuse tõttu) võib soojusvoogu läbi laagri mitte arvestada. Sel juhul lihtsustub valem (378):

$$\Delta t = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} k}{\frac{Q}{\psi v l D}}. \qquad (381)$$

Laagrisse suubuva õli temperatuur

$$t_s = t_k - \Delta t. \qquad (382)$$

Liugelaagri arvutamise järjekord. Lähteandmed: R — toele mõjuv koormus, D — laagri läbimõõt, l — laagri pikkus, n — pöörete arv minutis, t_s — suubuva õli temperatuur.

1. Olenevalt tööpindade silediusklassist ja tapi läbipaindest laagris määratakse minimaalse õlikihi paksus h_{min} lõtku suurima ahenemise kohas.
2. Määratakse suhteline lõtk ψ.
3. Valemiga (364) arvutatakse suhteline ekstsentrilisus χ.
4. Tabelitest 68 ja 70 valitakse suhte l/D järgi $\frac{19{,}11 k \psi^2}{\mu n}$, $\frac{f}{\psi}$ ja $Q/\psi v l D$ väärtused.
5. Määratakse parameeter

$$A_0 = \frac{t_k - t_s}{\mu} = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} \cdot \frac{19{,}11 k \psi^2}{\mu n}}{\frac{Q}{\psi v l D} + \frac{\Pi}{\psi v}} \cdot \frac{n}{19{,}11 \psi^2}.$$

6. Võrrandi $t_k = t_s + A_0 \mu$, mis tuleneb A_0 valemist, kohaselt ehitatakse sirge õli viskoossuse temperatuurist olenevuse graafikule; suurused t_s ja A_0 on seejuures konstantsed, t_k ja μ aga muutuvad.
7. Sirge ja kõverjoone lõikepunktiga (joon. 237) leitakse õli keskmine temperatuur t_k ja dünaamiline viskoossus μ laagri antud konstruktiivsete parameetrite korral.
8. Suuruse $\Phi = \frac{19{,}11 k \psi^2}{\mu n}$ järgi määratakse k.

Arvutada on soovitav mitme ψ väärtusega ja seejärel ehitada sõltuvuse $k - \psi$ graafik, mis ilmekalt näitab kandevõime varu olenevalt suhtelise lõtku suurusest.

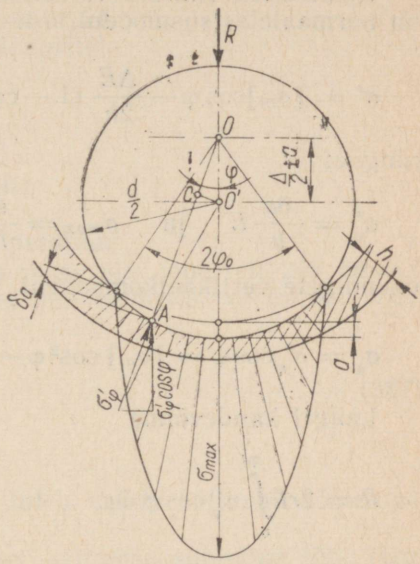
Mittemetalsetest materjalidest valmistatud laagrite arvutuse iseärasused. Plastmasslaagrid võivad töötada piir- ja vedelikulise

Suhete $\frac{f}{\psi}$ ja $\frac{Q}{\psi v l D}$ väärtused *Tabel 70*

$\frac{l}{D}$	Suhe	X							
		0,33	0,50	0,70	0,80	0,90	0,95	0,975	0,99
1,5	$\frac{f}{\psi}$	2,87	1,92	1,24	0,97	0,67	0,48	0,35	0,22
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,0697	0,0896	0,1038	0,1009	0,0888	0,077	0,067	0,0576
1,3	$\frac{f}{\psi}$	3,26	2,13	1,33	1,02	0,700	0,490	0,350	0,22
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,0775	0,1006	0,1171	0,1134	0,0986	0,039	0,0718	0,0605
1,0	$\frac{f}{\psi}$	4,34	2,71	1,58	1,16	0,760	0,520	0,360	0,230
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,0917	0,1215	0,144	0,1415	0,122	0,1017	0,0843	0,0686
0,9	$\frac{f}{\psi}$	4,96	3,04	1,72	1,24	0,790	0,540	0,370	0,230
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,0968	0,1295	0,1563	0,1537	0,1334	0,1108	0,0909	0,0729
0,8	$\frac{f}{\psi}$	4,83	3,50	1,92	1,35	0,840	0,56	0,380	0,240
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,1023	0,1382	0,1695	0,1685	0,147	0,122	0,0997	0,0784
0,7	$\frac{f}{\psi}$	7,10	4,18	2,21	1,52	0,910	0,600	0,400	0,240
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,1078	0,1474	0,184	0,1852	0,164	0,1367	0,1115	0,0864
0,6	$\frac{f}{\psi}$	9,09	5,22	2,66	1,78	1,02	0,650	0,420	0,260
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,1132	0,1566	0,1995	0,204	0,1842	0,1552	0,1267	0,0974
0,5	$\frac{f}{\psi}$	12,3	6,94	3,39	2,20	1,20	0,730	0,460	0,270
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,1183	0,1656	0,2152	0,224	0,208	0,1785	0,1473	0,1133
0,4	$\frac{f}{\psi}$	18,3	10,1	4,47	2,98	1,54	0,890	0,530	0,0300
	$\frac{Q}{\psi v l D}$	0,123	0,174	0,232	0,245	0,235	0,207	0,175	0,136

hõõrdumise režiimidel. Selliste laagrite arvutus *piirhõõrdumisel*, kui eralduva soojuse hulk on väike, seisneb lõtku suuruse määramises või laagri kandevõime arvutamises lähtudes muljumispingete piiramisest. Laagri töötemperatuur võetakse seejuures ümbritseva keskkonna temperatuurist 25...30° kõrgem. Kõrgendatud kiirusega kaasneva küllaldase soojusliku pingestatuse korral määratakse laagri kandevõime suurima lubatava temperatuuri järgi. *Vedelikulisel* hõõrdumisel töötavaid mittemetalseid laagreid arvutatakse samuti kui metallist laagreid.

Joon. 246



Arvutus muljumispingete piiramisele. Seisku võll mittedeformeeritaval laagriliual (joon. 246). Võlli ja liua tsentrite nihe on sel juhul pool diametraallõtkust, s. o. $\Delta/2$.

Kui täiesti jäiga võlli korral laagriliuda elastselt muljutakse suuruse a võrra, on võlli tsentri summaarne nihe $\Delta/2 + a$.

Ehitame punktist O' joonele AO ristsirge $O'C$. Nurga OAO' väiksuse tõttu võtame $AC = AO' = d/2$.

Siis

$$CO = D/2 - d/2 + \delta a = \Delta/2 + \delta a,$$

kus D on liua läbimõõt.

Kolmnurgast COO' saame

$$CO = OO' \cos\varphi = (\Delta/2 + a)\cos\varphi,$$

järelikult

$$\Delta/2 + \delta a = (\Delta/2 + a)\cos\varphi,$$

millest

$$\delta a = a\cos\varphi - \frac{\Delta}{2}(1 - \cos\varphi).$$

Et liua materjal peab deformeeruma vaid elastselt, on deformatsiooni δa ja punktis A esineva pinge σ'_φ vahel lineaarne sõltuvus.

Korrutades viimase võrrandi mõlemaid pooli suhtega E/h (E on normaalelastsusmoodul, h — liua seinapaksus), saame

$$\sigma' = [\sigma_m]\cos\varphi - \frac{\Delta E}{2h}(1 - \cos\varphi) \qquad (383)$$

ning et

$$\sigma'_\varphi = \frac{\delta a}{h}E \quad \text{ja} \quad \sigma_{max} = \frac{a}{h}E \leqslant [\sigma_m],$$

on pingete vertikaalkomponent

$$\sigma_\varphi = \sigma'_\varphi \cos\varphi = [\sigma_m]\cos^2\varphi - \frac{\Delta E}{2h}(1 - \cos\varphi)\cos\varphi. \qquad (384)$$

Laagri kandevõime

$$R = 2rl\int_0^{\varphi_0} \sigma'_\varphi \cos\varphi \, d\varphi.$$

Asetades siia σ'_φ väärtuse võrrandist (383), saame peale integreerimist

$$k = [\sigma_m]\left(\frac{\varphi_0}{2} + \frac{1}{4}\sin 2\varphi_0\right) - \frac{\Delta E}{2h}\left(\sin\varphi_0 - \frac{\varphi_0}{2} - \frac{1}{4}\sin 2\varphi_0\right).$$

Arvutusvalemi lihtsustamiseks arendame $\sin\varphi_0$ ja $\sin 2\varphi_0$ ritta ning piirdume kahe esimese liikmega:

$$\sin\varphi_0 = \varphi_0 - \varphi_0^3/6 \quad \text{ja} \quad \sin 2\varphi_0 = 2\varphi_0 - 8\varphi_0^3/6.$$

Pärast lihtsaid teisendusi ja mõnesuguseid tegurite ümardamisi saame suhtelise lõtku arvutamiseks valemi

$$\psi = \frac{2{,}3h}{Ed}\left([\sigma_m] - 0{,}75\frac{k}{\varphi_0^3}\right). \qquad (385)$$

Laagri kandevõime

$$k = \frac{R}{ld} = \frac{Ed\varphi_0^3}{1{,}7h}\left(\frac{2{,}3h[\sigma_m]}{Ed} - \psi\right) \text{ kG/cm}^2. \qquad (386)$$

Toodud valemites on ühikuteks cm ja kG. Liua seinapaksus valitakse olenevalt võlli läbimõõdust:

$$h = (0{,}06 \ldots 0{,}15)d.$$

Mida väiksem on h, seda vähem mõjutavad õli parameetrid ning plastmassi veeimavus lõtku suurust.

Lubatav pindsurve polüamiidlaagritele

$$[\sigma_m] = 0{,}8\sigma_T \frac{t_s - t_k}{t_s - 20},$$

kus σ_T on plastmassi voolavuspiir;

t_s — sulamistemperatuur;

t_k — laagri keskmine töötemperatuur.

φ_0 määramiseks tuleb võtta $\varphi = \varphi_0$, siis jooniselt 246 $\delta a = 0$ ja järelikult $\sigma'_\varphi = 0$. Lahendades neil eeldustel võrrandi (383), saame

$$\cos\varphi_0 = \frac{1}{1 + \frac{2h[\sigma_m]}{\Delta E}}. \qquad (387)$$

Plastmassi elastsusmoodul E tuleb valida sõltuvalt töötemperatuurist [8].

Laagri kandevõime määramisel valitakse suhteline lõtk järgmiselt: terviklaagritele, mille korpus ei piira plastmassi paisumist $\psi = 0{,}004 \ldots 0{,}007$; kokkupandud liudadele $\psi = 0{,}001 \ldots 0{,}002$.

Arvutus kuumenemisele. Laagri kandevõime määratakse sel juhul lähtudes soojusbilansi võrrandist.

Kunstliku jahutuseta laagrile, eeldades soojuse äravoolu ainult võlliga (laagri materjali väikese soojusjuhtivuse tõttu), saame valemitest (376) ja (377) kandevõime

$$R = 25{,}6 \cdot 10^3 \frac{a}{f} \cdot \frac{l_v}{n} \Delta t \text{ kG}, \qquad (388)$$

kus l_v on ümbritsevasse keskkonda efektiivselt soojust juhtiva võlliosa pikkus m; $l_v \approx (6 \ldots 8)d$;

n — võlli pöörete arv minutis;

f — hõõrdetegur; kõigub piires 0,01 ... 0,08 olenevalt laagri materjalist, määrimisest ja libisemiskiirusest [5].

Laagri normaalseks töötamiseks ei tohi võlli keskmine töötemperatuur $t_v = \Delta t + t_{õhk}$ ületada 60° fenoplastidel ja 50° — amiidplastidel.

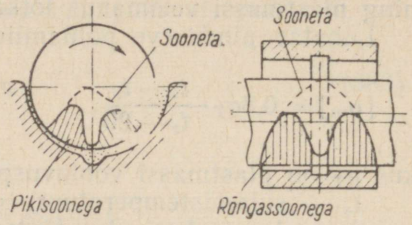
Arvutus vedelikulisele hõõrdumisele toimub samuti nagu metallist laagritel.

Keskmise töötemperatuuri hindamisel lähtutakse ülaltoodud kaalutlustest laagriliua materjali kohta.

Kui $k = R/ld$ ületab 50 kG/cm², tekivad mittemetalsetes laagriliudades märkimisväärsed kohalikud deformatsioonid. Seejuures

rikutakse õlikihi pidevus ja sõlm hakkab töötama piirhõõrdumise režiimil.

Joon. 247



Polüamiidi õhukese kihi kandmisel metallist laagriliua või võlli pinnale võib vedelikulist režiimi laagris säilitada palju suurematel k väärtustel.

Õlikanalid ja nende otstarbekas paigutus. Õlikanalite ülesandeks on õli jaotamine piki tappi. Vedelikulisel režiimil töötava laagri kandevõime väheneb oluliselt, kui õlisooned asuvad hüdrodünaamiliste rõhkude alas (joon. 247).

Liikumissuunaga risti paiknevad sooned peavad lõppema laagri sees, mitte väljudes otstest. Soonte üleminek tööpinnale olgu sujuv.

Koormatuse kriteeriumi Φ (lk. 460) väikestel väärtustel (tavaliselt suurtel pöörlemiskiirustel) võib õlikihis arendatav surve ületada väliskoormust. Rikutud tasakaalu tõttu põhjustavad tühised välismõjud (raputused, disbalanss jne.) tapi nimetamisväärset võnkumist, mille sagedus on ligikaudu pool võlli pöörete arvust.

Vibratsioonide kõrvaldamiseks tehakse mitme õlikiiluga laagrid (joon. 238). Niisuguste laagrite kandevõime veidi väheneb, kuid see-eest tekivad kiilupindadel võlli tsentreerivad radiaaljõud, mis tagavad ta rahuliku pöörlemise.

Rohkem kui ühe õlikiiluga liugelaagreid nimetatakse *vibratsioonikindlateks laagriteks.*

Tugilaagrid

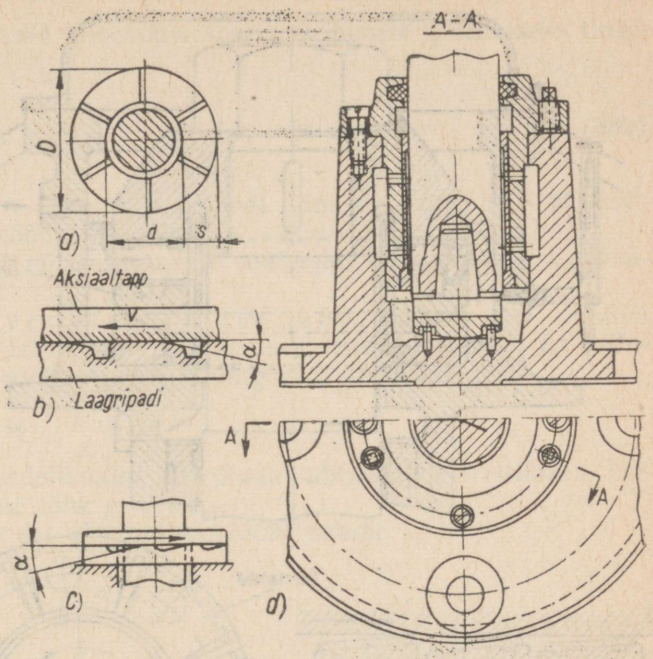
Konstruktsioonid. Tugilaagrid töötavad kokkupuutuvate pindade vahelise garanteeritud lõtkuta. Seetõttu on nende tööpindadele määrdeaine juhtimise tingimustel eriline tähtsus.

Aksiaallaagri tugipind valmistatakse tavaliselt rõngakujulisena, millesse on lõigatud sooned (joon. 248, *a*). Määrdeaine voolab mööda sooni laiali ja rõnga segmentidele tehtud kalded (joon. 248, *b*) kergendavad õli sattumist pindadele.

Kui tugilaager on määratud reverseeritavale võllile, tehakse kalded segmentide mõlemale poolele.

Selleks et vältida toe kohalikke ülekoormusi võlli võimalike viltuasendite korral, valmistatakse sfääriline tugirõngas, mis asetatakse hoidetihvtidele (joon. 248, *d*).

Sissepandud aksiaaltapp võimaldab tõsta ülemise pinna kõvadust ja on remondil kergesti vahetatav.



Joon. 248

Kui eeldatakse vedelikulist hõõrdumist, tehakse segmentidele ühepoolne kalle (joon. 248, *b* ja *c*), mis vastab varem arvutatud õlikiilu nurgale α. Vedelikulise hõõrdumise tagamiseks loetakse siiski kindlamaks iseseaduvate segmentidega tugilaagrite konstruktsioone. Neis moodustuvad õlikiilud töötamise ajal automaatselt (joon. 249).

Segmentide arv valitakse 4 ... 16.

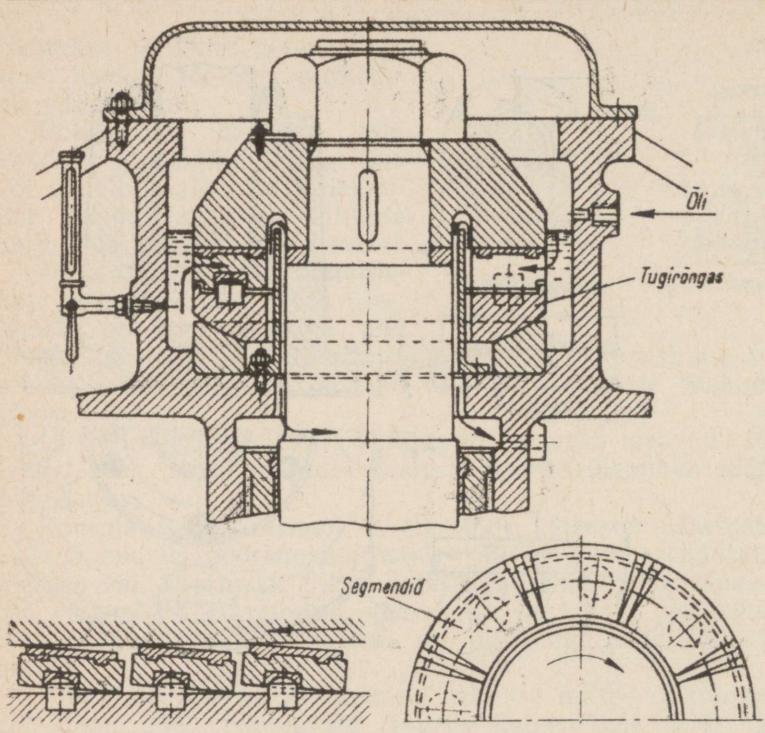
Koormuse ühtlaseks jaotamiseks üksikute segmentide vahel võlli viltuasendi korral kasutatakse sfäärilise aluspinnaga täiendavat tugirõngast (joon. 249). Segmendid paigutatakse selle rõnga ülemisele tasapinnale.

Segmendid valmistatakse tervikuna malmist või pronksist või tehakse terasest, mille pinnale sulatatakse babiidikiht.

Tugilaagrite arvutus. Kui laager töötab piirhõõrdumise tingimustes, piirdub arvutus tingkriteeriumi *kv* järgi sõõbe vältimisele.

Kui oletatakse töötamist vedelikulisel režiimil, aitab kontroll *kv* järgi (nagu analoogilisel juhul radiaallaagriteski) valida ainult sobivaima antifriktsioonmaterjali ja toe detailide töötlemistehnoloogia.

Vedelikulise hõõrdumise põhiline arvutus seisneb teatava parameetri, sagedamini segmentide arvu *z* määramises.



Joon. 249

Arvutus sööbele. Erisurve aksiaallaagri tugipinnale leitakse valemiga

$$k = \frac{4A}{\pi(D^2 - d^2)\psi},$$

kus A on toele mõjuv kogukoormus;

D ja d — vastavalt laagri tugipinna välis- ja siseläbimõõt (joon. 248, *a*);

ψ — tegur, mis arvestab tugipinna mittetäielikku kasutamist (õlisoonte tõttu). Tavaliselt $\psi \approx 0{,}9$.

Tähistame (vt. joon. 248, *a*):

$$D_k = \frac{D + d}{2} \quad \text{ja} \quad d = D - 2s.$$

Arvestades, et $v = \frac{\pi D_k n}{60 \cdot 100}$ m/s,

võime peale lihtsaid teisendusi saada sööbimise vältimiseks tingimuse

$$\frac{An}{5400s} \leqslant kv_k, \tag{389}$$

kus A on kG; n — p/min; segmendi laius s — cm; k — kG/cm²; laagri keskläbimõõdul D_k kiirus v_k — m/s.

kv väärtused mitmesugustele materjalidele võetakse käsiraamatutest [5].

Arvutus vedelikulisele hõõrdumisele. Joonist 236, *a* võib vaadelda tapi ja laagrisegmendi skeemina. Et kiilunurk α on väga väike, $\operatorname{tg}\alpha \approx \alpha$ ning võib kirjutada

$$h_m = \alpha x_m \quad \text{ja} \quad h = \alpha x.$$

Siin on x_m vedelikukihi koordinaat abtsissteljel ristlõikes, kus hüdrodünaamiline rõhk $p = p_{max}$.

Pärast asetamist võrrandisse (359) saame

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu v}{\alpha^2} \cdot \frac{x - x_m}{x^3}.$$

Tähistame pilu otspunktide koordinaadid abstsissteljel b_1 ja b_2 (vt. joon. 236, *a*), siis rõhk koordinaadiga x määratud pilu ristlõikes

$$p = -\frac{6\mu v}{\alpha^2}\left[\int_{b_1}^{x} \frac{dx}{x^2} - x_m \int_{b_1}^{x} \frac{dx}{x^3}\right] =$$

$$= \frac{6\mu v}{\alpha^2}\left[\left(\frac{1}{x} - \frac{1}{b_1}\right) - \frac{x_m}{2}\left(\frac{1}{x^2} - \frac{1}{b_1^2}\right)\right]. \tag{390}$$

Kohas $x = b_2$ on $p = 0$ ja viimasest võrrandist saame

$$x_m = \frac{2b_1b_2}{b_1 + b_2}.$$

Selle väärtuse asetamine võrrandisse (390) annab

$$p = \frac{6\mu v}{\alpha^2}\left(\frac{1}{x} - \frac{1}{b_1}\right) - \frac{b_1b_2}{b_1 + b_2}\left(\frac{1}{x^2} - \frac{1}{b_1^2}\right). \tag{391}$$

Suurim hüdrodünaamiline rõhk p_{max} määratakse viimasest võrrandist väärtusel $x = x_m$:

$$p_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\mu v}{\alpha^2} \cdot \frac{(b_2 - b_1)^2}{b_2b_1(b_2 + b_1)}. \tag{392}$$

Ühe segmendi laiuse s piires tekkiv kogujõud radiaalsuunas

$$P_1 = s \int_{b_1}^{b_2} p \, dx = \frac{6\mu v s}{\alpha^2} \left(\ln \frac{b_2}{b_1} - \frac{2B}{b_1 + b_2} \right), \tag{393}$$

kus $B = b_2 - b_1$ on õlikiilu pikkus.

Asendame $b_1 = \frac{h_{min}}{\alpha} = \frac{h_{min}}{\alpha B} B = mB$,

kus $m = \frac{h_{min}}{\alpha B}$,

siis

$$b_2 = b_1 + B = (m + 1)B.$$

Seega saab võrrand (392) kuju

$$p_{max} = \frac{6\mu v}{\alpha^2 B} \cdot \frac{1}{4m(1 + m)(1 + 2m)}. \tag{394}$$

Asetades viimase võrrandi paremasse poolde

$$\frac{6\mu v}{\alpha^2 B} = \frac{6\mu v B}{(\alpha B)^2} = \frac{6\mu v B}{h_{min}^2} m^2,$$

võib selle kirjutada kujul

$$p_{max} = \frac{6\mu v B}{h_{min}^2} \cdot \frac{m^2}{4m(1 + m)(1 + 2m)} = \frac{6\mu v B}{4h_{min}^2} \cdot \frac{m}{2m^2 + 3m + 1}. \tag{395}$$

Suurim kõigist võimalikest p_{max} väärtustest määratakse võrrandi (394) parema poole maksimumi leidmisega diferentseerimisel argumendi m järgi.

p_{max} on suurim, kui

$$m = \frac{h_{min}}{\alpha B} = \frac{\sqrt{2}}{2} \approx 0{,}7. \tag{396}$$

Määrates selle alusel b_1 ja b_2, saame peale võrrandisse (393) asetamist

$$P_1 = 0{,}182 \frac{\mu v B^2 s}{h_{min}^2} \text{ kG}. \tag{397}$$

Õli väljavoolamist otstest võetakse tasapindade juhul arvesse parandusteguriga

$$\beta = \frac{5}{3} \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{B}{s}\right)^2\right]}.$$

Arvestades parandustegurit β, on z segmendiga aksiaallaagri kandevõime

$$P = P_1 \beta z.$$

Vedelikuliseks režiimiks peab olema täidetud tingimus $P \geqslant A$, kus A on väline telgjõud.

Pärast kõiki asendusi ja lihtsaid teisendusi saame vedelikulist hõõrdumist tagava vajaliku segmentide arvu:

$$z = 12{,}6 \frac{P h_{min}^2 \left[1 + \left(\frac{B}{s}\right)^2\right]}{\mu D_k n B^2 s}, \qquad (398)$$

kus h_{min} on pilu ristlõike vähim kõrgus m;
B — segmendi pikkus keskläbimõõdu kõõlul m;
μ — õli viskoossus (kG.s)/m²;
D_k — tugipinna keskläbimõõt;
n — võlli pöörete arv minutis.

Mitteiseseaduvatel segmentidel tuleb lisaks määrata nende pindade kaldenurk α valemist (396).

h_{min} ja μ_t valitakse samadel kaalutlustel nagu radiaallaagriteski.

Suhe B/s võetakse vahemikus 0,5 ... 1.

Valemiga (398) leitud segmentide arv peab ilmselt rahuldama tingimust

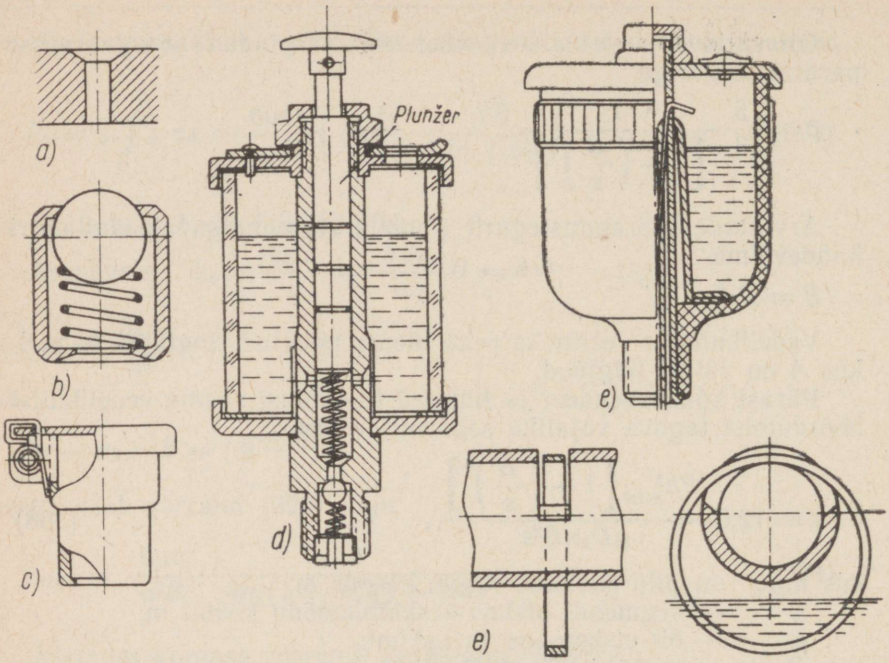
$$z < \frac{\pi(D_k - s)}{B},$$

sest vastasel korral pole võimalik segmente paigutada tugirõnga ümbermõõdule.

Tugede määrimisseadised

Määrimisseadised võivad olla vedelatele või konsistentsetele määrdeainetele.

Olenevalt määrimisviisist eristatakse *individuaalmäärimisseadisi* (iga töötava paari eraldi määrimiseks) ja *tsentraalseid* määrimisseadisi. Viimased kindlustavad määrdeaine etteandmise ühest määrimisseadmest mitmesse töötavasse paari.



Joon. 250

Lihtsaimaks individuaalmäärimisseadiseks on süvistatud auk (joon. 250, *a*), millesse õli tilgutatakse membraanõliti abil.

Selleks et kaitsta sõlme mustuse eest, kasutatakse kuuliga (joon. 250, *b*) või kaanega (joon. 250, *c*) õlinipleid. Viimane säilitab eneses teatava õlivaru.

Veelgi mugavamaks seadiseks, mis kindlustab õli tagavara, on ühepunktiline lubrikaator (joon. 250, *d*). Õli etteandmine toimub siin plunžrile vajutamisega. Klaaskuppel võimaldab kontrollida õlinivoo kõrgust lubrikaatoris.

Kõik need seadmed on perioodiliseks määrimiseks.

Pidevat määrimist saab kõige lihtsamini kindlustada tahtide või õlitusrõngastega.

Tahtmäärimine põhineb sellel, et tahikiududest moodustatavad kapillaartorukesed töötavad sifoonina (joon. 250, *e*).

Laialt on levinud rõngastega määrimine.

Võlli läbimõõdust suurema diameetriga metallrõngas ripub vabalt tapil. Võlli pöörlemisega haaratakse kaasa ka rõngas; seejuures läbib ta õlivanni. Rõngalt satub õli tapile ning valgub sellel laiali. Rõngasmäärimise skeem on toodud joonisel 250, *f*.

Tsentraalselt saab määrida pumba abil või ka isevoolu teel küllalt kõrgele asetatud reservuaarist.

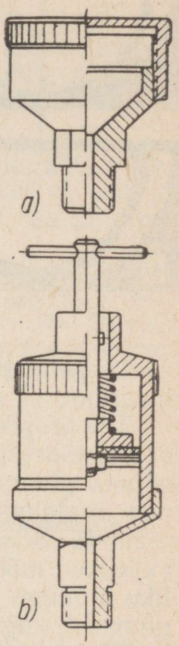
Tsentraalset määrimist kasutatakse põhiliselt kinnistes ülekannetes, kus on võimalik tagada süsteemis õli ringvool.

Enam levinud individuaalseks määrimisseadiseks konsistentse määrdega on määrdetoos ГОСТ 1303-56 järgi (joon. 251, *a*). See täidetakse määrdega, mida vajaduse korral saab kaane keeramisega edasi suruda.

Kindlam viis on määrde etteandmine kolbmäärija abil, mis surub määret pidevalt (joon. 251, *b*).

Tsentraalset määrimist saab teostada vaid surve all plunžer- või kolbpumba abil.

Joon. 251



Liugelaagrite töövõime tõstmise moodused

Praktiliselt on võimatu vältida isegi vedelikulise hõõrdumise tingimustes töötava liugelaagri kulumist.

Valemitest (373) ja (398) nähtub, et toe kandevõime kasvab võlli pöörlemiskiiruse suurenemisel. Võlli aeglastel pööretel (masina käivitamis- ja seiskamisperioodil) langeb toes hüdrodünaamiline rõhk ning vedelikulise hõõrdumise asemel esineb piir- või koguni poolkuiv hõõrdumine. Nendel perioodidel toimubki koos töötavate pindade kulumine.

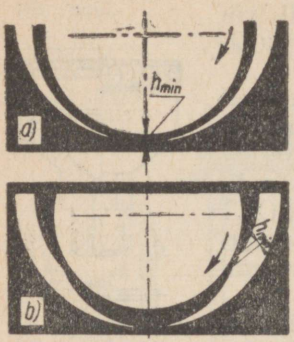
Kulumine laagrisõlmes mõjutab toe tööd seoses töötavate pindade geomeetrilise kuju muutumisega ja pilu suurenemisega.

Kõiki antifriktsioonilisi materjale võib jagada plastseteks (babiidid, plastmassid) ja haprateks (pronksid, malmid, metallkeraamika). Materjali omadustest oleneb kulumisel laagriliua kuju muutumise iseloom.

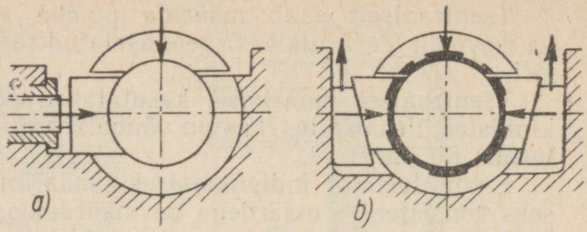
Babiidi kulumisega kaasneb ka tema «muljumine», mis on tingitud babiidi suurest plastsusest. Olgugi et seejuures ava kuju veidi muutub (ringjoonest ovaaliks), jääb õlikiilu kogupikkus praktiliselt muutumatuks (joon. 252, *a*).

Haprast materjalist laagriliua kulumisega ei kaasne kulunud tsooni servade muljumist. Seejuures nihkub ristlõige h_{min}, kus lõpeb hüdrodünaamiline rõhk, paremale ja muutub ka õlikiilu pikkus (joon. 252, *b*).

Seega, kui lugeda babiidiga kaetud ja malmist liudade ruumilise kulumise tempot võrdseks, kaotavad viimased oma vastupanuvõime väliskoormusele tunduvalt varem kui babiidiga kaetud liuad.



◄ Joon. 252



Joon. 253

Liugelaagrite tööiga saab pikendada konstruktiivsete, tehnoloogiliste ja ekspluatatsiooniliste abinõudega.

Toe projekteerimisel peab konstruktor püüdma luua kõige soodsamat töörežiimi — vedelikulist hõõrdumist. Samaaegselt peab ta silmas pidama neid tegureid, mida ei arvestata valemites, kuid mis avaldavad olulist mõju toe tööle liugehõõrdumise mistahes režiimil. Niisugusteks teguriteks on: õlisoonte õige paigutus ja vajalikud mõõtmed; õlitusseadise õige valik, mis kindlustaks vajaliku õlihulga etteandmist tööpindadele; head soojuse äravoolu tingimused; kogu tugisõlme suur jäikus.

Viimane nõue on eriti tähtis. Tugisõlme mitteküllaldase jäikusega kaasneb toe detailide kuju ja mõõtmete ülemäärane ning vahelduv muutumine, mistõttu halvenevad määrimistingimused ja suurenevad kohalikud koormused. Lõpptulemusena võib sõlm täielikult kaotada töövõime.

Tööea pikendamiseks kasutatavad spetsiaalsed konstruktiivsed abinõud olenevad konkreetsest olukorrast.

Näitena võib tuua joonisel 253 kujutatud laagrite konstruktsioonid, milles liua kulumisel on võimalik lõtku reguleerida kruviga (joon. 253, *a*) või kiiludega (joon. 253, *b*).

Heaks tööea pikendamise vahendiks loetakse ka materjalide «pööratud paari» kasutamist. «Pööratud paari» põhimõte seisneb laagri liua ja tapi materjalide vahetamises. Pilu suurenemise tempo on sellistes tugedes tänu terasvõllile istatud antifriktsioonmaterjalist puksi ühtlasele kulumisele tühine. Hüdrodünaamiliste rõhkude ala kuju pikaajaline säilimine on samuti oluliseks toe üldist iga pikendavaks teguriks.*

Toe iga pikendavad tehnoloogilised abinõud taanduvad põhiliselt joonisega antud detailide konstruktiivse kuju ja mõõtmete täpsele tagamisele, hõõrdepindade kvaliteetsele valmistamisele ja koostamise täpsusele.

* Радчик В. С., Износостойкость материалов пары вал-подшипник, Сб. «Повышение износостойкости машин», Машгиз, 1953.

Suur tähtsus on võlli ja temale vastava ava töötlemise täpsusel.

Ka ekspluatatsioonitingimused on tugisõlme tööea suhtes väga tähtsad. Erilist tähelepanu tuleb pöörata toe õigele sissetöötamisele, aga samuti kindlale ja õigeaegsele määrimisele ning õli hoolikale filtreerimisele.

Õli, mis sisaldab tolmu, liiva, kulumisprodukte jt. kõrvalosakesi, põhjustab tööpindade vigastumist; lisaks sellele ei saa ta voolata pilus pideva, katkematu joana ja järelikult ei saa kindlustada vedelikulist hõõrdumist.

Näide. Arvutada radiaallaager järgmistel andmetel: koormus toele $R = 6000$ kG; võlli pöörlemiskiirus $n = 350$ p/min; tapi läbimõõt $d = D = 200$ mm; laagri pikkus $l = 200$ mm; tugede keskpunktide vaheline kaugus $L = 1000$ mm; suurim läbipaine võlli keskel $y_v = 0{,}02$ mm; õli temperatuur laagrisse sisenemisel $t_s = 40°$.

Arvutus. Tapi läbipaine laagris (vt. lk. 461)

$$y_t = 1{,}6\frac{l}{L}y_v = 1{,}6 \cdot \frac{200}{1000} \cdot 0{,}02 = 0{,}006 \text{ mm} = 6\ \mu\text{m}.$$

Tapi ja laagriliua pinnasiledusklassi $\nabla 8$ korral on mikrokonaruste keskmised kõrgused $R_{z1} = R_{z2} = 3{,}2$ μm.

Õlikihi paksus lõtku kitsaimas kohas:

$$h_{min} = \xi(R_{z1} + R_{z2} + y_t) = 1{,}3(3{,}2 + 3{,}2 + 6) = 16\ \mu\text{m}.$$

Võtame suhtelise lõtku $\psi = 0{,}002$, siis suhteline ekstsentrilisus valemi (364) järgi on

$$\chi = 1 - \frac{2h_{min}}{D\psi} = 1 - \frac{2 \cdot 0{,}016}{200 \cdot 0{,}002} = 0{,}92.$$

Selle χ väärtuse ning suhte $l/d = 1$ järgi leiame tabelist 68 ja 70

$$\Phi = \frac{19{,}11k\psi^2}{\mu n} = 20{,}7; \quad \frac{f}{\psi} = 0{,}66; \quad \frac{Q}{\psi vlD} = 0{,}114.$$

Parameeter A_0 (vt. lk. 465)

$$A_0 = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} \cdot \frac{19{,}11k\psi^2}{\mu n}}{\frac{Q}{\psi vlD} + \frac{\Pi}{\psi v}} \cdot \frac{n}{19{,}11\psi^2} =$$

$$= 6 \cdot 10^{-6} \frac{0{,}66 \cdot 20{,}7}{0{,}114 + \frac{1{,}4 \cdot 10^{-4}}{0{,}002 \cdot 3{,}66}} \cdot \frac{350}{19{,}11 \cdot 0{,}002^2} =$$

$$= 2940 \text{ m}^2 \cdot \text{deg} \cdot \text{p/kG} \cdot \text{min}.$$

Libisemiskiirus

$$v = \frac{\pi dn}{600 \cdot 1000} = \frac{200 \cdot 350}{60 \cdot 1000} = 3{,}66 \text{ m/s},$$

aga $\Pi = 1{,}4 \cdot 10^{-4}$ on võetud tabelist 69. Eeldades, et $\mu = 0{,}002$ kG · s/m², ehitame $t_s = 40°$ ja A_0 väärtuste järgi võrrandi $t_k = t_s + A_0\,\mu$ kohaselt sirge, mille lõikepunkt õli viskoossuse kõveraga (näiteks turbiiniõli 30, joon. 237) annab

$$t_k = 46° \quad \text{ja} \quad \mu_t = 0{,}0032 \text{ kG} \cdot \text{s/m}^2.$$

Laagri kandevõime

$$k = \frac{\Phi \mu_t n}{19{,}11 \psi^2} = \frac{20{,}7 \cdot 0{,}0032 \cdot 350}{19{,}11 \cdot 0{,}002^2} = 28{,}5 \cdot 10^4 \text{ kG/m}^2$$

ja

$$P = kld = 28{,}5 \cdot 20 \cdot 20 = 11\,400 \text{ kG}.$$

Et $P > R$, töötab laager vedelikulisel režiimil. Valitud määrdeaine korral on töökindluse tegur $\xi = 2$.

Laagrilüna materjal peab rahuldama tingimust

$$\frac{Rn}{1910l} = \frac{600 \cdot 350}{1910 \cdot 20} = 55 \text{ kGm/cm}^2 \cdot \text{s} \leqslant [kv].$$

Järelikult $[k] \geqslant \frac{55}{3{,}66} \approx 15$ kG/cm².

Valime laagri materjaliks Бр. ОЦС-5-5-5, millel

$[k] < 50$ kG/cm² ja $[kv] \leqslant 100$ kGm/cm²-s.

Kirjandus

1. Колчин Н. И., Механика машин, ч. IV, Машгиз, 1954.
2. Абанов Л. В., Альшиц И. Я., Бердичевский Я. Г., Коднир Д. С., Умнягин М. Г., Устюжанинов М. И., Подшипники жидкостного трения прокатных станов, Машгиз, 1955.
3. Мазырин И. В., Смазочные устройства машин, Машгиз, 1948.
4. Справочник машиностроителя, 2-е изд., т. IV гл. VI, Машгиз, 1955.
5. Петриченко В. К., Антифрикционные материалы и подшипники скольжения, Машгиз, 1954.
6. Штаерман И. Я., Контактная задача теории упругости, гл. II, Гостехиздат, 1949.
7. Платонов В. Ф., К расчету подшипников скольжения из пластмасс, «Автомобильная промышленность», № 7, 1960.
8. Хоппф Г., Венгер Ф., Мюллер А., Полиамиды, Госхимиздат, 1958.
9. Niemann G., Maschinenelemente, Springer-Verlag, 1955.

XXIV peatükk

VEERELAAGRID

Veerelaagrite tüübid ja konstruktsioonid. Veerehõõrdumisega toe põhielementideks on laager ja korpus, mille kuju võib olla küllaltki omalaadne olenevalt masina sõlme konstruktiivsetest iseärasustest.

Joonisel 254 on kujutatud transmissioonivõlli veerelaagritega tugi, joonisel 255 — liikumatul teljel pöörleva korpuse tugi, joonisel 256 — vertikaalse mootori võlli tugi.

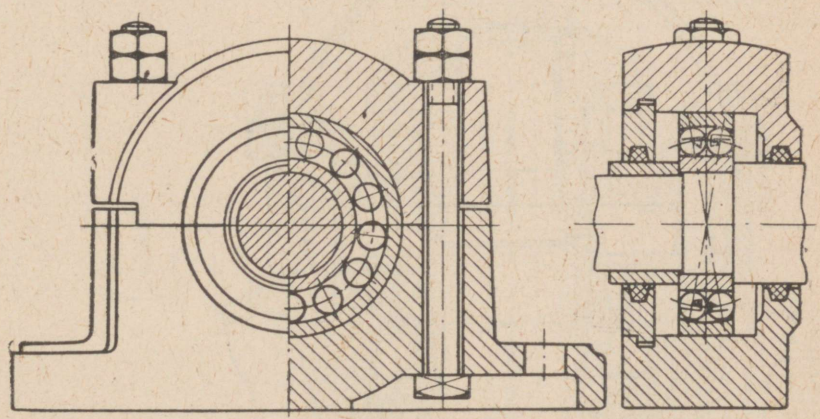
Veerelaagrite seeriatootmisele andis tõuke jalgratta leiutamine. Nende laagrite kasutamise ja tootmise edasine areng on seotud autotööstuse arenemisega. Kaasajal on raske leida masinaehitusharu, kus ei kasutata veerelaagreid.

Meie tööstus valmistab laagreid välisläbimõõduga 1,5 mm ... 2,6 m ja kaaluga 0,5 G ... 3500 kG.

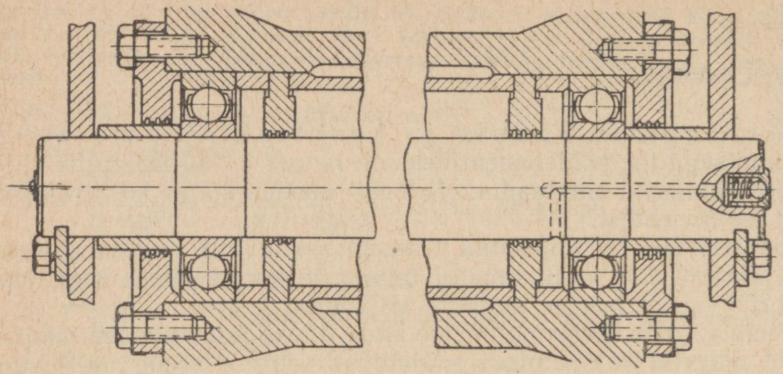
Veerelaager koosneb sisevõrust *1* (joon. 257), välisvõrust *2*, veerekehasid *3* (kuulid või rullid) ja veerekehasid üksteisest eraldavast separaatorist *4*.

Laagrivõrud ja veerekehad valmistatakse kroomterastest ШХ6, ШХ9, ШХ15, ШХ15 ГС ja kroomnikkelterastest 12ХН3А, 12Х2Н4А jt. Nendest materjalidest valmistatud laagridetailid töödeldakse termiliselt kõvaduseni *HRC* 62 ... 65, seejärel lihvitakse ja poleeritakse hoolikalt. Separaatori materjaliks on lehtteras (stantsitud separaatorid), pronks Бр. АЖМц 10-3-1,5, alumiiniumisulamid (valatud separaatorid) ja tekstoliit.

Laager võib olla sõlme asetatud nii, et koos võlliga pöörleb



Joon. 254

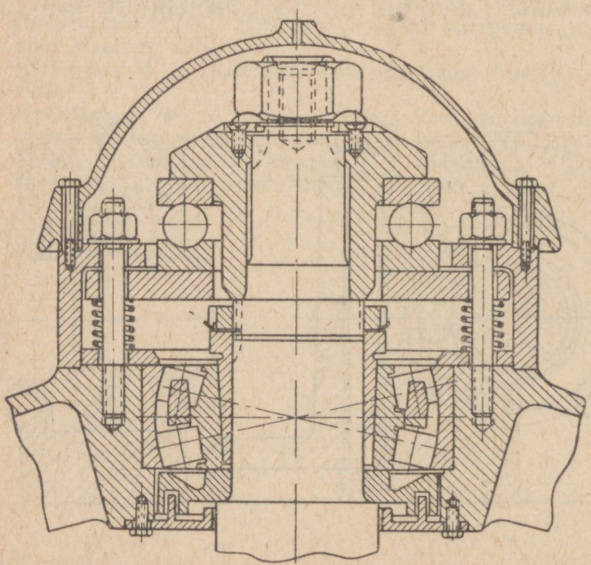


Joon. 255

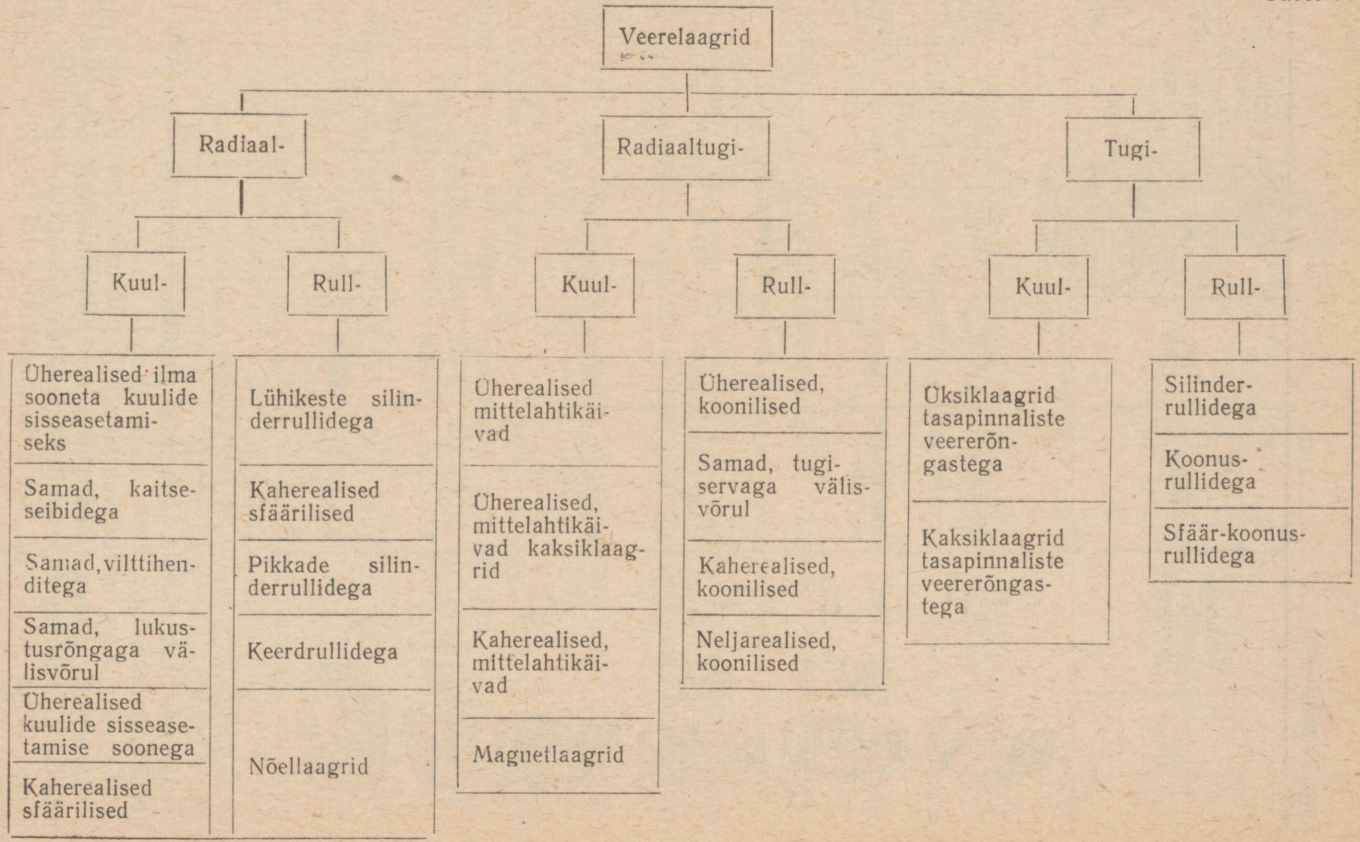
sisevõru, välisvõru aga on liikumatu (joon. 254), või vastupidi, nii et pöörleb välisvõru paigalseisva sisevõru korral (joon. 255).

Olenevalt veerekehade kujust eristatakse *kuul-* ja *rull-laagreid.* Rull-laagrite erikujuks on *nõellaagrid.*

Koormuse vastuvõtmise võime järgi liigitatakse laagreid *radiaallaagriteks*, mis võtavad vastu põhiliselt võlli geomeetrilise teljega risti mõjuvat radiaalkoormust, *tugilaagriteks*, mis kannavad laagri pöörlemistelje sihilist koormust, ja *radiaaltugilaagriteks* — üheaegselt mõjuvate radiaal- ja telgjõudude vastuvõtmiseks.



Joon. 256


Veerelaagrid
Radiaal-
Radiaaltugi-
Tugi-
Kuul-
Rull-
Kuul-
Rull-
Kuul-
Rull-
Ühereallised ilma sooneta kuulide sisseasetamiseks
Samad, kaitseseibidega
Samad, vilttihenditega
Samad, lukustusrõngaga välisvõrul
Ühereallised kuulide sisseasetamise soonega
Kahereallised sfäärilised
Lühikeste silinderrullidega
Kahereallised sfäärilised
Pikkade silinderrullidega
Keerdrullidega
Nõellaagrid
Ühereallised mittelahtikäivad
Ühereallised, mittelahtikäivad kaksiklaagrid
Kahereallised, mittelahtikäivad
Magnetlaagrid
Ühereallised, koonilised
Samad, tugiservaga välisvõrul
Kahereallised, koonilised
Neljarealised, koonilised
Üksiklaagrid tasapinnaliste veererõngastega
Kaksiklaagrid tasapinnaliste veererõngastega
Silinderrullidega
Koonusrullidega
Sfäär-koonusrullidega

Tabel 72

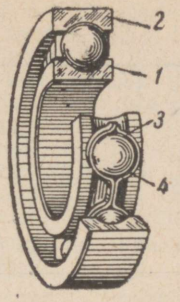
Laagrite põhitüübid

Eskiis	Vastuvõetavate koormuste suund	Tüüp	Tingtähis	ГОСТ	Suhteline kandevõime: Lubatav koormus: radiaal-	Suhteline kandevõime: Lubatav koormus: aksiaal-
		Radiaallaagrid				
a)	R, A	Ühererealine	0000	8338-57	1	kuni 0,7
b)	R, A, β	Kahererealine sfääriline	1000	5720-51	1	kuni 0,2
		Radiaaltugilaagrid				
c)	R, A, β	Ühererealine	36000	831-62	1,4	kuni 0,7
d)	R, A	Kahererealine	56000	4252-48	2,3	kuni 0,7
		Tugilaagrid				
	A	Liht-	8000	6874-54	Ei võta vastu	1
	A	Kaksik	38000	6874-54	Ei võta vastu	1

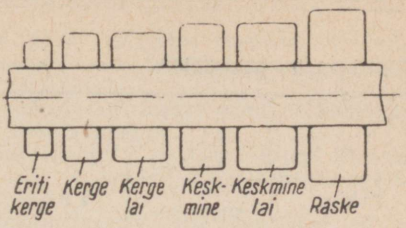
Veerekehade ridade arvu järgi jagatakse laagrid *ühe-, kahe-* ja *neljarealisteks.*

Tabelis 71 on toodud veerelaagrite põhimõtteline liigitus.

Olenevalt gabariitmõõtmete — välisläbimõõdu *D*, siseläbimõõdu *d* ja laiuse *B* — suhtest jagatakse laagrid seeriateks: eriti kerge, kerge, kerge lai, keskmine, keskmine lai ja raske. Erineva



◄ Joon. 257



Joon. 258

seeria laagrid erinevad üksteisest põhiliselt piirpöörlemiskiiruse, lubatava radiaal- või telgkoormuse ja töövõime teguri poolest.

Erinevate seeriate laagrite gabariidid sama siseläbimõõdu *d* korral on esitatud joonisel 258.

Mõned kuul- ja rull-laagrite tüübid koos suhtelise kandevõimega on toodud tabelites 72 ja 73.

Radiaal- ja radiaaltugilaagrite põhitüüpide kandevõime võrdlemisel igas seerias lähtuti alljärgnevast.

1. Ühikuks on tinglikult võetud ühereal ise radiaalkuullaagri (tüüp. 0000). kandevõime.

2. Lubatav telgkoormus on näidatud antud tüübile lubatava kasutamata puhtradiaalkoormuse osana. Kui laagri puhtradiaalne kandevõime on Q, siis lubatav telgkoormus A sellele laagrile radiaalkoormusega R koosmõjumisel on $k(Q - R)$. Teguri k väärtused on toodud tabelite 72 ja 73 viimases veerus.

Laagrid *b* (tab. 72) ja *d* (tab. 73) on *iseseaduvad*; kõik ülejäänud kuuluvad *mitteiseseaduvate* hulka.

Tabelites 72 ja 73 esitatud andmetest järeldub, et suurema radiaalkandevõimega on laagrid 56000 ja 3000. Suurim radiaalkandevõime on igat tüüpi ühereal istel rull-laagritel.

Välisrõngaste koonuse nurk β (tab. 73, *f*) on tavaliselt 9 ... 18°. Põhiliselt telgkoormuste vastuvõtmiseks määratud laagritel $\beta = 25 \ldots 30°$.

Veerelaagri gabariidi ja kaalu vähendamiseks kasutatakse peenikesi rulle — nõelu, mille läbimõõt on 1,6 ... 5 mm (ГОСТ 6870-54). Nõelte pikkus on läbimõõdust 5 ... 10 korda suurem. Sellised rull-laagrid, mis on saanud *nõellaagrite* nimetuse, taluvad küllaltki suuri radiaalkoormusi, kui telgkoormused puuduvad.

Separaatorita nõellaagris moodustab summaarne ringpilu (esimese ja viimase nõela vahel) 1 ... 2 mm ning radiaallõtk nõelte ja veereteede vahel on tunduvalt suurem kui kuul- või rull-laagrites, võrdudes ligikaudu radiaallõtkuga sama läbimõõduga liugelaagrites.

Nimetatud lõtkud mõjutavad nõelte töötingimusi, mis tunduvalt erinevad teist tüüpi rull-laagrite veereelementide töötingimustest.

Tabel 73

Rull-laagrite põhitüübid

Eskiis	Vastuvõetava koormuse suund	Tüüp	Tingtähis	GOST	Suhteline kandevõime: Lubatav koormus: radiaal-	Suhteline kandevõime: Lubatav koormus: aksiaal-
		Radiaaltugilaagrid				
a)	R	Äärteta välisvõruga	2000	8328-57	1.7	Ei võta vastu
b)	R	Äärteta sisevõruga	32000	8328-57	1,7	sama
c)	R, A	Ühe servaga sisevõrul ja tugirõngaga	92000	8328-57	1,7	Tühine
d)	R, A, β_1	Kaherealine sfääriline	3000	5721-57	2,0	kuni 0,2
e)	R	Nõellaager kaheservalise välisvõruga	74000	4657-62	Määratakse spetsiaalselt	Ei võta vastu
		Radiaallaagrid				
f)	R, A, β	Ühekooniline	7000	333-59	1,9	kuni 0,7

Kuul- ja rull-laagrite markeering ja nende tingtähis joonistel koosneb numbritest. Iga number selles tähises iseloomustab laagri teatavat tunnust järgmise skeemi kohaselt.

Esimene ja teine number paremalt tähistavad laagri nimisiseläbimõõtu (võlli nimiläbimõõtu laagri istamiskohas) mm, kusjuures:

a) kõikidel laagritel, välja arvatud magnetlaagrid, siseläbimõõduga 20 mm ja enam tähistavad need numbrid osa, mis on saadud millimeetrites antud siseläbimõõdu jagamisel viiega;

b) kõikide laagrite, välja arvatud magnetlaagrid, siseläbimõõdud 10... ...17 mm tähistatakse järgmiselt:

laagri siseläbimõõt mm	10	12	15	17
tähistus	00	01	02	03

c) väikestel laagritel, siseläbimõõduga kuni 9 mm, näitavad paremalt kaks esimest numbrit faktilist siseläbimõõtu mm.

Selle tunnuseks, et esimesed kaks numbrit näitavad tegelikku, aga mitte tinglikku läbimõõtu, on number 0 paremalt lugedes kolmandal kohal.

Paremalt kolmas ja seitsmes number tähistavad seeriat, mis iseloomustab läbimõõtu (3. number paremalt) ja laiust (7. number). Seeriate tähistus on järgmine:

3. number	1	2	3	4	5	6
Seeria nimetus	Eriti kerge	Kerge	Keskmine	Raske	Kerge lai	Keskmine lai

Neljas number paremalt tähistab laagri tüüpi. Tüüpe tähistatakse järgmiste numbritega:

üherealine radiaalkuullaager	0
kaherealine sfääriline radiaalkuullaager	1
lühikeste silinderrullidega radiaallaager	2
kaherealine sfääriline radiaalrull-laager	3
nõellaager või pikkade silinderrullidega rull-laager	4
keerdrull-laager	5
radiaaltugikuullaager	6
koonusrull-laager	7
tugikuullaager	8
tugirull-laager	9

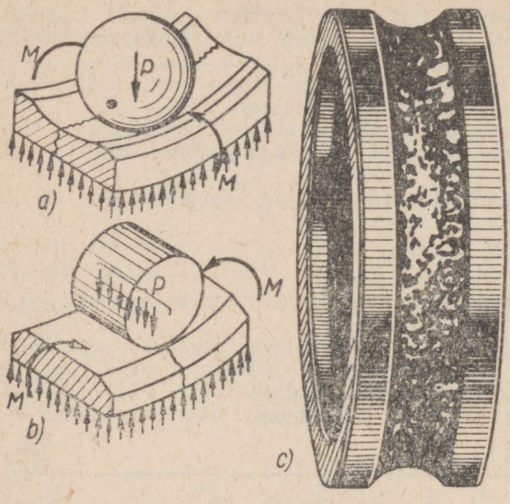
Tabelites 72 ja 73 on toodud mõnede laagrite põhitüüpide tingtähised.

Viies ja kuues number paremalt iseloomustavad laagri konstruktiivseid iseärasusi [1].

Veerelaagri täpsusklass tähistatakse laagri numbri ees ühe või kahe tähega:

normaaltäpsus	H (ei märgistata)
kõrgendatud täpsus	П
eriti kõrgendatud täpsus	ВП
kõrge täpsus	В
eriti kõrge täpsus	ВА
pretsiistäpsus	А
eriti pretsiistäpsus	СА
ülipretsiistäpsus	С

Näiteid. 1. Üherealine tugikuullaager (8), raske seeria (4), võllile läbimõõduga 55 mm (11) — tähistatakse 8411. 2. Radiaaltugikuullaager (6) kergest seeriast (2) nurgaga $\beta = 12°$ (3) võllile 35 mm (07) — tähis 36207.



Joon. 259

Laagrite detailide purunemise viisid ja põhjused. Veerelaagrid muutuvad töökõlbmatuks purunemise või laagrielementide tööpindade vigastumise tagajärjel.

Laagrielementide purunemine. Õige montaaži ja normaalse ekspluateerimise korral tagavad standardlaagrite mõõtmed nende vajaliku tugevuse.

Veerelaagri ülekoormamisel puruneb tavaliselt välisvõru. Kuullaagri võru puruneb piki veereteed — purunemispind on risti laagri teljega (joon. 259, *a*). Rull-laagri purunemispind asub pöörlemisteljega ühes tasapinnas (joon. 259, *b*).

Laagri korpusesse paigaldatud välisvõru elementi võib vaadelda elastsel alusel lebava plaadina, mida koormab ühelt poolt kuuli või rulli surve ja teiselt poolt selle elemendi äärtele rakendatud jõudude ning momentide süsteem.

Laagrite viltuseisu korral suureneb järsult koormus mõnele veerekehale, mille tagajärjel nad võivad puruneda.

Veerelaagri elementidest puruneb kõige sagedamini separaator. Õhukeseseinalised stantsitud separaatorid purunevad tavaliselt neediaukudega nõrgestatud kohtades. Massiivsetes separaatorites purunevad veereelementide vahelised eraldusosad.

Separaatorite purunemise peamiseks põhjuseks on veerekehade suur surve separaatorile tsentrifugaaljõudude tagajärjel, mis on seda suuremad, mida suurem on ringkiirus. Seepärast valmistatakse kiirekäiguliste laagrite separaatorid tugevatest ja väikese tihedusega materjalidest (tekstoliit, alumiiniumisulamid jt.).

Kõige sagedamini muutuvad veerelaagrid töökõlbmatuks tööpindade vigastumise tagajärjel. Laagrite detailide pinnakihi vigastuste põhiliigid on järgmised:

a) *abrasiivkulumine*, kui halvasti kaitstud laager töötab abrasiivtolmuga keskkonnas. Pikemat aega abrasiivkulumise tingimustes töötanud laagritel on võrude ja veerekehade vahel suured lõtkud;

b) *laagridetailide sööbimine*, mis tekib veerekehade suure surve korral (õli puudub) separaatori pehmele metallile;

c) laagridetailide tööpindade *väsimusmurenemine* tsüklilise kontaktkoormuse tagajärjel on veerelaagrite töökõlbmatuks muutumise peamiseks põhjuseks. Võrude veereteede ja veerekehade väsimusmurenemise mehhanism on samasugune nagu hammasratastelgi. Radiaaltugikuullaagri võru üldist väsimusmurenemist on kujutatud joonisel 259, *c*.

Veerelaagrite teooria alused

Koormuse jagunemine veerekehade vahel. Radiaalkuullaager. Radiaallaagrites jaguneb koormus veerekehade vahel ebaühtlaselt. Mõjugu laagrile koormus R (joon. 260). Tähistame kuule suruvad jõud P_0, P_1, ..., P_n ja kasutades neile jõududele allutatud sisevõru tasakaalutingimust, saame

$$R = P_0 + 2P_1 \cos\gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \ldots + 2P_n \cos n\gamma. \qquad (399)$$

Siin γ, 2γ, ..., $n\gamma$ on nurgad jõu R mõjumise sihi ja vastavat kuuli läbiva radiaaltasandi vahel.

Kui oletada, et laagrivõrud säilitavad oma ümara kuju (ka ei paindu koormuse mõjul), siis sisevõru nihe välisvõru suhtes on määratud kontaktdeformatsioonidega δ_0, δ_1, δ_2, ..., δ_n kuulide puutekohtades veereteedega ja järelikult

$$\delta_1 = \delta_0 \cos\gamma;\ \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma;\ \ldots;\ \delta_n = \delta_0 \cos n\gamma. \qquad (400)$$

Kontaktdeformatsioonide teooria alusel võib olenevuse kuuli deformatsiooni δ ja seda põhjustava jõu P vahel antud laagril väljendada kujul $\delta = c_k P^{2/3}$, kus c_k on proportsionaalsuse tegur.

Toodud võrranditest järeldub, et

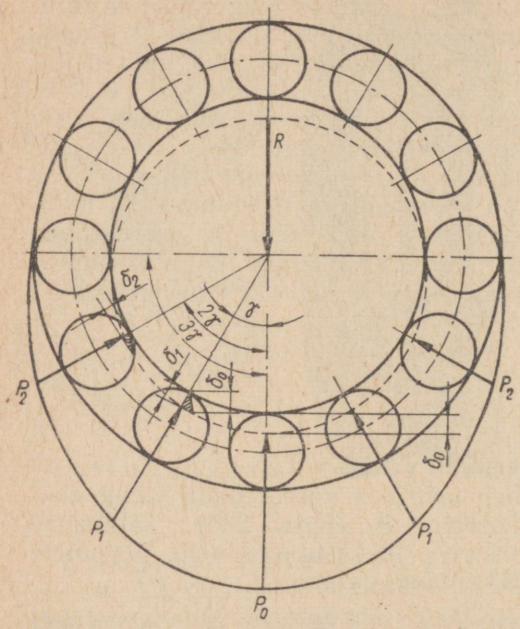
$$\frac{\delta_1}{\delta_0} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{2}{3}};\ \frac{\delta_2}{\delta_0} = \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{2}{3}};\ \ldots;\ \frac{\delta_n}{\delta_0} = \left(\frac{P_n}{P_0}\right)^{\frac{2}{3}}. \qquad (401)$$

Võrranditest (400) ja (401) järeldub:

$$P_1 = P_0 \cos^{\frac{3}{2}}\gamma;\quad P_2 = P_0 \cos^{\frac{3}{2}} 2\gamma;\quad \ldots;\quad P_n = P_0 \cos^{\frac{3}{2}} n\gamma.$$

Asetades need väärtused võrrandisse (399), saame

$$R = P_0\left(1 + 2\sum_{i=1}^{n} \cos^{\frac{5}{2}} i\gamma\right). \qquad (402)$$



Joon. 260

Korrutades ja jagades selle võrduse paremat poolt kuulide arvuga z, ja viies valemisse tähise

$$k_k = \frac{z}{1 + 2\sum_{i=1}^{n} \cos^{\frac{5}{2}} i\gamma}, \tag{403}$$

saame suurima koormuse kuulile väljendada valemiga

$$P_0 = \frac{k_k R}{z}. \tag{404}$$

Kui $z = 10$; 15; 20, on nurk $\gamma = 36°$; 24°; 18° ja vastavalt $k_k = 4{,}38$; 4,37; 4,36. Võttes keskmise väärtuse $k_k = 4{,}37$, saame

$$P_0 = \frac{4{,}37R}{z}. \tag{404a}$$

See valem on saadud eeldusel, et koormatud laagris radiaallõtk kuulide ja võrude vahel puudub.

T u g i l a a g e r. Telgkoormusel A ja eeldusel, et ainult 80% kuulidest võtab vastu koormust, saame igale kuulile mõjuva koormuse valemiga

$$P_0 = \frac{A}{0{,}8z} = 1{,}25\frac{A}{z}.$$

R a d i a a l r u l l - l a a g e r. Neis laagrites, nagu radiaalkuullaagriteski, jaguneb koormus veerekehade vahel ebaühtlaselt.

Rulli suruva jõu P ja rulli deformatsiooni δ vaheline seos avaldub kujul $\delta = c_r P$, järelikult

$$\delta_0 = c_r P_0; \quad \delta_1 = c_r P_1; \quad \ldots; \quad \delta_n = c_r P_n. \tag{405}$$

Valemis on c_r proportsionaalsuse tegur.

Nendest võrranditest järeldub:

$$\frac{\delta_1}{\delta_0} = \frac{P_1}{P_0}; \quad \frac{\delta_2}{\delta_0} = \frac{P_2}{P_0}; \quad \ldots; \quad \frac{\delta_n}{\delta_0} = \frac{P_n}{P_0}. \tag{406}$$

Valemid (399) ja (400) kehtivad ka rull-laagritele.

Lahendades koos võrrandid (400) ja (406), saame

$$P_1 = P_0 \cos\gamma; \; P_2 = P_0 \cos 2\gamma; \; \ldots; \; P_n = P_0 \cos n\gamma.$$

Nende väärtuste asetamisega võrrandisse (399) saame valemi

$$R = P_0 \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{n} \cos^2 i\gamma\right).$$

Tähistades

$$k_r = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^{n} \cos^2 i\gamma}, \tag{407}$$

saame rullide arvu $z = 10 \ldots 20$ korral keskmise väärtuse $k_r = 4$ ja enam koormatud rullile koormuse $P_0 = 4R/z$.

Koormuse jagunemise iseloomule veerekehade vahel ning P_0 väärtusele avaldab radiaallaagrites olulist mõju radiaallõtku suurus. Lõtku suurenemisega, isegi normi piirides, kasvab suurim koormus veerekehale 15 ... 20%. Seepärast võetakse P_0 arvutusvalemites $k_k = 5$ ja $k_r = 4{,}6$ ning maksimaalse koormuse valemid võtavad kuju:

$$P_0 = 5R/z \tag{408}$$

ja

$$P_0 = 4{,}6R/z. \tag{409}$$

Eriti palju mõjutavad P_0 suurust laagri detailide geomeetrilise kuju hälbed. Kui koormuse all paindunud välisvõru kaotab enda esialgse ümara kuju, muutub koormuse jagunemine veerekehade vahel.

Pinged laagri detailide kontaktikohtades. Koormuse P_0 järgi määratakse suurimad pinged veerekehade ja laagrivõru kontakti kohas.

Valem (29) ühterealisele radiaalkuullaagrile mõjuvate maksimaalsete kontaktpingete määramiseks enam koormatud kuuli ja rõnga veeretee kontakti kohas võtab järgmise kuju:

$$\sigma_{max} = \frac{4100}{m_1 m_2} \sqrt[3]{P_0 \left(\frac{4}{d_k} \pm \frac{1}{r_{s(v)}} - \frac{1}{r_{vt}} \right)^2} \text{ kG/cm}^2, \qquad (410)$$

kus m_1 ja m_2 on kontakteerivate pindade kõverust arvestavad tegurid;

d_k — kuuli läbimõõt cm;

r_s ja r_v — kuuli veeremisringjoonte raadiused, vastavalt laagri sise- ja välisvõru veereteedel cm (joon. 261, *a*);

r_{vt} — veeretee (renni) kõverusraadius cm.

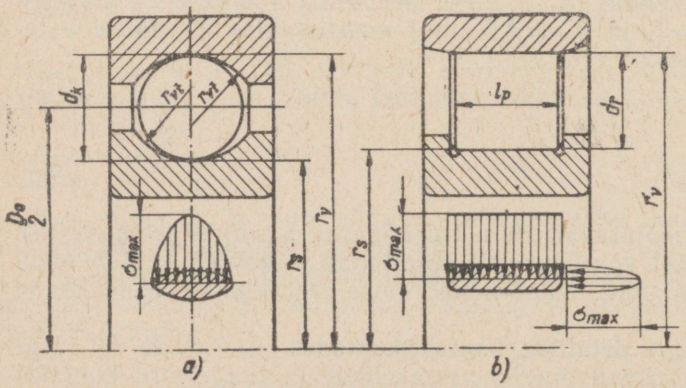
Valemis (410) võetakse plussmärk sisevõrule ja miinusmärk välisvõrule.

Toodud valemist nähtub, et mida väiksem on raadius r_{vt} ülejäänud muutumatutel tingimustel, s. o. mida rohkem liibub kuul tugipinnale, seda väiksem on σ_{max} ja järelikult seda soodsamad on jõu ülekandmise tingimused.

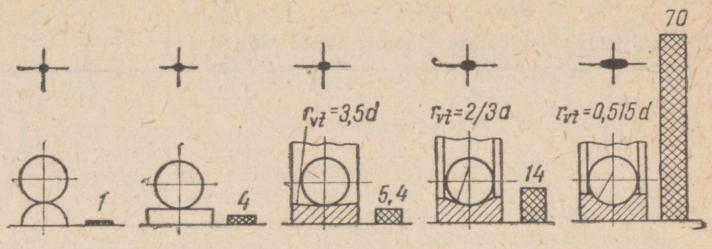
Ühesugust pinget põhjustav koormus on kahe kera kokkupuutepinnal 5,4 korda väiksem kui kera kokkupuutel sfääriga, mille $r_{vt} = 3{,}5d$. Veeretee raadiuse r_{vt} lähenemisega kuuli raadiusele kasvab lubatav koormus ja kui $r_{vt} = 0{,}515\ d_k$ on ta 70 korda suurem kui kera kokkupuutumisel (joon. 262).

Kontaktpinna suurenemine, mis soodsalt mõjutab pingeid, põhjustab aga liugehõõrdumise kasvu kuuli ja võru veeretee vahel.

Kontaktpind kuuli suhtes nõgusa välisvõru veereteel (vt. joon. 261, *a*) on alati suurem, kui sisevõru kumeral veereteel. Seetõttu on pinged σ_{max} siserõngal suuremad [vt. valemit (410)] ja pin-



Joon. 261



Joon. 262

gete mõningaks ühtlustamiseks sisevõru veeretee raadiuse $r_{vt} = 0{,}515d_k$ korral võetakse välisvõrul vastavalt $r_{vt} = 0{,}533d_k$.

Kui võrrandis (410) tähistada $r_{s(v)} = \alpha d_k$ ja $r_{vt} = \beta d_k$, kus α ja β on konstandid, saame

$$\sigma_{max} = \frac{4100}{m_1 m_2} \sqrt[3]{\left(4 + \frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\beta}\right)^2} \sqrt[3]{\frac{P_0}{d_k^2}} = \lambda_k \sqrt[3]{\frac{P_0}{d_k^2}}. \qquad (411)$$

Valemis $\lambda_k = \frac{4100}{m_1 m_2} \sqrt[3]{\left(4 + \frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\beta}\right)^2}$ ja oleneb ainult laagri konstruktsioonist. Standardsetel kuullaagritel $\lambda_k = 5100 \ldots 5400$.

Valem (30) suurimate kontaktpingete määramiseks rulli ja võrude vahel omab kuju *:

$$\sigma_{max} = 610 \sqrt{\frac{P_0}{l_r}\left(\frac{2}{d_r} \pm \frac{1}{r_{s(v)}}\right)} \quad \text{kG/cm}^2 \qquad (412)$$

kus l_r ja d_r on rulli pikkus ja läbimõõt cm;

r_s ja r_v — rulli veeremisringjoone raadiused sise- ja välisvõru veereteedel (joon. 261, *b*).

Plussmärk võetakse sisevõrule, miinusmärk — välisvõrule.

Tähistades $r_s = \alpha' d_r$, kus α' on konstant, avaldub võrrand (412) järgmiselt.

$$\sigma_{max} = 610 \sqrt{2 + \frac{1}{\alpha'}} \sqrt{\frac{P_0}{l_r d_r}} = \lambda_r \sqrt{\frac{P_0}{l_r d_r}}. \qquad (413)$$

Valemis $\lambda_r = 610 \sqrt{2 + \frac{1}{\alpha'}}$.

* Vastavalt akadeemik P. L. Kapitsa uurimustele (ЖТФ, Т XXXV, вып. 4, 1955), on määritud laagri pöörlemisel tegelikud pinged märksa väiksemad kui valemitega (410) ja (412) arvutatud. Seda põhjustab laagri kokkupuutuvate elementide kontaktpinna suurenemine õlikihi mõjul.

Tabel 74

Radiaallaagri elementide kinemaatilised suhted [1]

Milline võru pöörleb	Pöörete arv minutis		Pöörete arv minutis laagrile 210 ($D_0 = 70$ mm ja $d_k = 12{,}7$ mm)			
	separaatoril	kuulil ümber oma telje	sisevõrul n_s	välisvõrul n_v	separaatoril n_0	kuulil n_k
Sisevõru, kui $n_v = 0$	$n_0 = \frac{n_s}{2} \cdot \frac{D_0 - d_k}{D_0}$	$n_k = n_s \frac{D_0^2 - d_k^2}{2D_0 d_k}$	1000	0	442	2652
Välisvõru kui $n_s = 0$	$n_0 = \frac{n_v}{2} \cdot \frac{D_0 + d_k}{D_0}$	$n_k = n_v \frac{D_0^2 - d_k^2}{2D_0 d_k}$	0	1000	592	2652

Tabel 75

Koormustsüklite arvu määramise valemid [1]

Milline võru pöörleb	Veeretee mistahes punkti korduvate koormamiste arv minutis koormuse mõjumise püsiva suuna korral	
	sisevõrul	välisvõrul
Sisevõru	$u_1 = \frac{z}{2} \cdot \frac{D_0 + d_k}{2D_0}$	$u_4 = z \frac{D_0 - d_k}{2D_0}$
Välisvõru	$u_2 = z \frac{D_0 + d_k}{2D_0}$	$u_3 = \frac{z}{2} \frac{D_0 - d_k}{2D_0}$

Lühikeste silinderrullidega standardsetel radiaallaagritel $\lambda_r = 955$.

Laagrielementide korduvate koormamiste sagedus. Radiaallaagri pöörlemisel iga kuul või rull, sattudes koormatud alasse, allub survepingetele, misjärel ta läheb üle koormamata alasse, kus vabaneb pingetest.

Seega veerekehad töötavad tsüklilise koormamise tingimustes. Ülejäänud samadel tingimustel oleneb koormuse perioodilisus sellest, kumb võrudest pöörleb — sisemine või välimine.

Tabelis 74 on toodud radiaallaagri elementide pöörlemiskiiruse arvutusvalemid ja suurema näitlikkuse tagamiseks ka nende valemitega arvutatud tulemused laagrile 210.

Tabelis 74 toodud andmetest nähtub, et separaatori pöörlemiskiirus on väiksem sel juhul, kui pöörleb sisevõru.

Kuuli pöörlemiskiirus ei olene sellest, milline võru pöörleb.

Et veerekehad on suletud separaatorisse, oleneb veeretee mistahes punkti korduvate koormamiste sagedus samuti sellest, milline võru pöörleb.

Koormamiste sagedust võib arvutada tabelis 75 toodud valemitega.

Siin D_0 ja d_k on vastavalt separaatori keskmine läbimõõt ja kuuli diameeter.

Tabelis 75 toodud seoste võrdlemisel selgub, et koormustsüklite arv sisevõrul on suurem kui välisvõrul.

Lisaks sellele on valemitest (410) ja (412) näha, et survepinged siserõnga veereteel on ülejäänud muutumatute tingimuste korral suuremad. Seepärast saabub välisvõru pöörlemisel metalli väsimuspurunemine varem kui pöörleva sisevõru korral. Seega tuleb eelistada pöörleva sisevõruga konstruktsioone.

Veerelaagrite töövõime. *Laagri ea N all mõistetakse summaarse pöörete arvuga väljendatud aega, mille vältel peavad identsetes ekspluatatsioonitingimustes töötama mitte vähem kui 90% antud tüüpmõõtmega laagrite partiist.*

Täiesti ühesuguste laagrite partii piires, mis töötavad ühesuguse režiimiga, kõigub iga (summaarne pöörete arv purunemise alguseni) väga laiades piirides — ligikaudu 1 : 20. Selline hajumine on seletatav materjali ebaühtlusega, erinevustega termilises töötlemises, pinnakareduses ja laagri elementide täpsuses.

Kui üks teatava tüüpmõõtmega radiaallaagrite partii töötab püsival koormusel R_1, aga teine — ülejäänud muutumatutel tingimustel — koormusel R_2, siis suurused R_1, N_1 ja R_2, N_2 on seotud katseliselt määratud suhtega

$$\frac{R_1}{R_2} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{0,3},$$

siit

$$R_1 N_1^{0,3} = R_2 N_2^{0,3} = \text{const}, \tag{414}$$

kus N_1 ja N_2 on vastava partii laagrite iga.

Kui laagrile mõjub samaaegselt radiaalkoormusega R ka telgkoormus A, võib nad mõlemad asendada teatava taandatud radiaalkoormusega $Q = f(R, A)$, mis mõjutab laagri iga samuti kui R ja A koos. Siis võib suhte (414) alusel väljendada seose Q ja arvutusliku ea N vahel pöörleva sisevõru korral järgmiselt:

$$QN^{0,3} = C_1. \tag{415}$$

Kui võtta ea N ühikuks miljon pööret, siis väärtusele $N = 1$ (s. o. miljon pööret) vastaks Q, mis arvuliselt võrdub C_1 [vt. seos

Tabel 76

L piirväärtused, kui $d > 10$ mm

Laagrite tüüp	$L = dn$ mm · p/min
Üherealised radiaal- ja kaherealised sfäärilised kuullaagrid stantsitud separaatoritega	300 000
Üherealised radiaal- ja radiaaltugikuullaagrid värvilisest metallist või tekstoliidist massiivsete separaatoritega	1 000 000
Tugikuullaagrid	100 000
Sfäärilised rull-laagrid	150 000

(415)]. Järelikult C_1 on laagri kandevõime kG, mis vastab tema eale 1 miljon pööret. C_1 suurus oleneb laagri mõõtmetest, konstruktsioonist ja materjalist.

Et $N = 60 \cdot 10^{-6} nh$, kus h on iga tundides ja n — p/min konstantsel pöörlemiskiirusel, siis peale N väärtuse asetamist valemisse (415) saame

$$Q(nh)^{0,3} = \frac{C_1}{(60 \cdot 10^{-6})^{0,3}},$$

või, tähistades

$$\frac{C_1}{(60 \cdot 10^{-6})^{0,3}} = C,$$

saame

$$Q(nh)^{0,3} = C. \tag{416}$$

Valemis on C *töövõime tegur* ja ta oleneb samadest suurustest mis C_1.

Laagri *piirpöörlemiskiiruse* all mõeldakse suurimat lubatavat pöörete arvu minutis, mille ületamisel ei kindlustata enam arvutuslikku iga.

Suurim lubatav pöörete arv igasugusele kerge seeria laagrile

$$n_{max} = \frac{L}{d}, \tag{417}$$

kus d on võlli läbimõõt mm.

Eksperimentaalselt leitud L väärtused kõrge täpsusega (klass B kuni C incl.) laagrite põhitüüpidele on toodud tabelis 76.

Keskmisele seeriale on n_{max} 20% väiksem ja raskele seeriale 50% väiksem kui kergele seeriale.

Veerelaagrite arvutus (valik)

Staatiliselt koormatud laagrite valik. Kui veerelaagritele mõjuvad märkimisväärsed koormused ja laagrid ei pöörle või pöörlevad aeglaselt, $n < 1$ p/min (näiteks tõstemasinate konksusildades, muutuva sammuga lennukipropellerite labades jm.), pole nende arvutamiseks ea valem (416) kohane, sest suhtest (415) tuleneb, et $N = 0$ korral $Q \to \infty$.

Sellistele staatiliselt koormatud laagritele lubatud piirkoormus määratakse mitte laagri detailide eaga, vaid kontakteerivate pindade jäävdeformatsioonidega.

Veerelaagritele lubatavate survepingete juures on jäävdeformatsioonid nii väikesed, et ei riku võrude veereteede pindu.

Võrranditest (408) ja (411) saame radiaalkuullaagrile lubatava staatilise koormuse arvutamiseks seose

$$R_{st} = \frac{\sigma_{max}^3}{5\lambda_k^3} z d_k^2 = \varepsilon_k' z d_k^2 \qquad (418)$$

Kõikidele kuullaagritele, nii radiaal- kui tugilaagritele, on valemi (418) struktuur ühesugune ja selle võib kirjutada kujul

$$Q_{st} = \varepsilon_k z d_k^{2'} \text{ kG}, \qquad (419)$$

kus z on kuulide arv ühes reas;

d_k — kuuli läbimõõt cm.

ε_k — väärtused mitmesugustele kuullaagritele $\sigma_{max} = [\sigma_k] =$ $= 50\,000$ kG/cm² korral on toodud tabelis 77.

Lahendades koos võrrandid (409) ja (413) saame lubatava staatilise koormuse rull-laagrile:

$$R_{st} = \frac{\sigma_{max}^2}{4{,}6\lambda_r^3} z l_r d_r = \varepsilon_r' z l_r d_r. \qquad (420)$$

Kõikidele rull-laagritele, nii radiaal- kui ka tugilaagritele, avaldub valem (420) kujul

$$Q_{st} = \varepsilon_r z l_r d_r \text{ kG}, \qquad (421)$$

kus z on rullide arv ühes reas;

l_r ja d_r — vastavalt rulli pikkus ja läbimõõt cm.

ε_r väärtused mitmesugustele rull-laagritele $\sigma_{max} = [\sigma_k] =$ $= 35\,000$ kG/cm² korral on toodud tabelis 77.

Lubatud staatiline koormus on igale standardlaagrile antud nende kataloogis.

Tabel 77

Tegurite ε_k ja ε_r suurused

Kuullaagrid		Rull-laagrid	
Tüüp	ε_k	Tüüp	ε_r
Ühereal ine radiaallaager	85	Lühikeste silinderrullidega radiaallaager . . .	160
Kaherealine sfääriline radiaallaager	72	Kaherealine sfääriline radiaallaager	300
Ühereal ine radiaaltugilaager	85 cos β	Ühereal ine radiaaltugilaager (kooniline) . .	160 cos β
Tugilaager	330	Silinderrullidega tugilaager	600

Märkus. Kuullaagris tähistab β jõu mõjumise suuna ja laagri keskmasapinna vahelist nurka (joon. *c*, tab. 72). Rull-laagris tähistab β koonuse nurka (joon. *f*, tab. 73).

Laagrite valik ea järgi. Koormatud pöörlev laager arvutatakse praktiliselt töövõime teguri järgi.

Enamikul juhtudel pöörleb laagri sisevõru. Kui aga pöörleb välisvõru, tuleb laagri koormust vähendada sisevõru koormustsüklite arvu suurenemise tõttu. Nimetatud põhjusel (kui pöörleb välisvõru) korrutatakse võrrandi (416) vasakus pooles radiaalkoormust R teguriga $k_r > 1$.

Et töötamisel vähendavad laagri iga tõuked ja löögid, viiakse võrrandi (416) vasakusse poolde veel koormuse iseloomust olenev tegur $k_\sigma > 1$, kui koormus pole rahulik. Laagri töötemperatuuri mõju tema eale arvestatakse parandusteguriga $k_t > 1$.

Radiaalkoormuse R ja aksiaalkoormuse A võib asendada tingradiaalkoormusega Q_t, mis mõjutab arvutatava laagri iga samuti nagu mõjuksid koos tegelikud koormused R ja A. Üldjuhul

$$Q_t = k_r R + mA, \tag{422}$$

kus m on telgkoormuse radiaalkoormuseks taandumise tegur, mis arvestab nende koormuste erinevat mõju laagri eale. Seega saame radiaallaagrite arvutamiseks [1] valemi:

$$(k_r R + mA) k_\sigma k_t (nh)^{0,3} = C, \tag{423}$$

kus R on tegelik radiaalkoormus kG;

A — tegelik telgkoormus kG;

m — 0,5 . . . 4,5 — koormuse taandamistegur, mis valitakse olenevalt laagri tüübist ja mõõtmetest [1];

k_r — välisvõru pöörlemisel valemisse viidav tegur: sfäärilistele kuullaagritele võetakse $k_r = 1{,}1$ ja kõigile ülejäänud laagritüüpidele $k_r = 1{,}3$;

k_σ — koormust iseloomustav tegur suurusega 1 . . . 3; võetakse tabelist [1];

k_t — temperatuuritegur;

t	= 125;	150;	175;	200;	225;	250;
k_t	= 1,05;	1,10;	1,15;	1,25;	1,35	1,40;

n — laagri pöörete arv minutis;

h — soovitav iga tundides.

Ainult telgkoormust vastuvõtvates tugilaagrites võtavad mõlemad võrud kuulide suhtes ühesuguse asendi, mistõttu võrrandis (422) $Q = A$; $k_r = 1$, järelikult:

$$Ak_\sigma k_t (nh)^{0,3} = C. \tag{424}$$

Ainult radiaalkoormust vastuvõtvates nõellaagrites $Q = R$ ja arvutusvalem

$$Rk_r k_\sigma k_t (nh)^{0,3} = C. \tag{425}$$

Radiaaltugilaagrite arvutamisel tuleb väliskoormuse kõrval arvestada ka radiaalkoormuse mõjul tekkivaid telgkoormusi.

Valem (423) võtab sel juhul kuju

$$(k_r R + m \Sigma A) k_\sigma k_t (nh)^{0,3} = C. \tag{426}$$

Kõikide telgjõudude algebralise summa leidmisel loetakse positiivseteks jõud, mis vähendavad lõtku laagris. Kui $\Sigma A < 0$, arvutatakse ainult radiaalkoormuse järgi.

Koonuslaagritega tugisõlmes (joon. 263), kui $R_1 > R_2$ ja $A > (A_1 - A_2)$, avalduvad laagritele *I* ja *II* mõjuvad koormused järgmiselt:

$$Q_{1t} = k_r R_1 + m[A + (A_2 - A_1)];$$

$$Q_{2t} = k_r R_2,$$

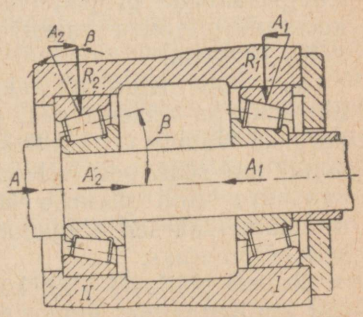
kus $A_1 \approx 1{,}3 R_1 \operatorname{tg} \beta$ ja $A_2 \approx 1{,}3 R_2 \operatorname{tg} \beta$.

Laagri töövõime tegurit C pole võimalik puhtal kujul teoreetiliselt määrata. Selle katseliselt määratud väärtused antakse standardlaagritele vastavates riiklikes standardites.

Mittestandardsete laagrite arvutamisel võib C suuruse ligikaudselt määrata empiiriliste valemitega (vt. § 1, ptk. IV).

Kui laager töötab *muutlikul koormusel* ja *muutliku nurkkiirusega*, viiakse arvutus läbi ekvivalentse koormuse Q_{ekv} ja ekvivalentse pöörete arvu n_{ekv} alusel.

Joon. 263



Töötagu laager üldisest töötundide arvust h koormusel Q_i pöörete arvu n_i juures; seejuures töötamise aeg niisugusel režiimil moodustagu α_i osa kogu laagri east, s. o. $\alpha_i = h_i/h$, kus h_i on töötundide arv režiimil Q_i, n_i. Valemitest (423) ja (424) on näha, et laagri iga on ülejäänud ühesugustel tingimustel

pöördvõrdeline korrutisega $Q_i^{10/3} n_i$. Seepärast võib mistahes tüüpi veerelaagrile tingkoormuse arvutada valemiga

$$Q_{ekv} = \left(\sum_{i=1}^{k} \alpha_i \beta_i Q_i^{3,33} \right)^{0,3} , \quad (427)$$

kus

$$\alpha_i = h_i/h \quad \text{ja} \quad \beta_i = n_i/n_{ekv}. \quad (428)$$

Siin valitakse tinglik pöörete arv n_{ekv} enam esineva režiimi järgi.

Kuul- ja rull-laagrite kasutusalad. Masinaehituses on rohkem levinud kuullaagrid. Radiaalkuullaagrid (eriti värvilisest metallist või plastmassist separaatoritega, vt. tab. 76) on hästi kohandatud töötamiseks suurtel pöörete arvudel.

Tugilaagrites, kus $dn > 1 \cdot 10^5$ mm · p/min, püüavad kuulid tsentrifugaaljõu toimel veereteedest välja joosta. Selle tagajärjel tekib täiendav hõõrdumine ja suurem kulumine veereteede välisservadel. Nimetatud põhjusel on otstarbekohane telgkoormuste vastuvõtmiseks suurtel pöörlemiskiirustel kasutada radiaaltugikuullaagreid.

Piirpöörlemiskiirus lühikeste silinderrullidega laagritel on võrdne sama gabariidiga kuullaagri piirpöörlemiskiirusega.

Kuullaagritega ühesuguste mõõtmetega rull-laagrite kandevõime on 70% suurem (vt. tab. 73) ja nad taluvad eriti hästi löökkoormusi.

Koonusrull-laagreid kasutatakse sõlmedes, kus üheaegselt mõjuvad nii radiaal- kui ka telgkoormused. Need laagrid taluvad hästi löökkoormusi ja seetõttu leiavad tihti kasutamist transpordimasinate rataste rummudes.

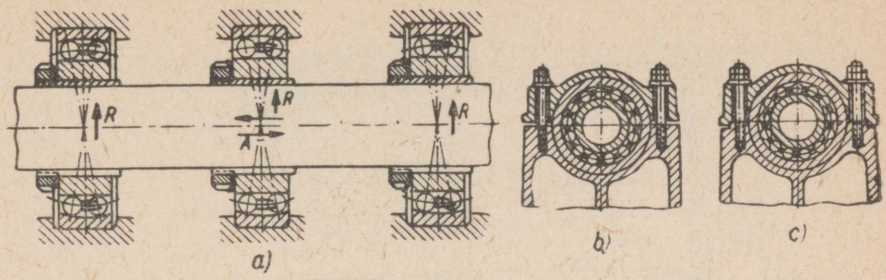
Nõellaagrite eeliseks on väikesed diametraalgabariidid. Seda tüüpi laagreid kasutatakse raskelt koormatud sõlmedes, kui $dn < 1{,}6 \cdot 10^4$ mm.p/min.

Veerelaagrite paigaldamine, määrimine ja tihendamine

Laagrisõlmede projekteerimisel tuleb pöörata suurt tähelepanu koostamisele, sest valesti monteeritud laager võib kiiresti rivist välja langeda.

Kui võll toetub mitmele kuullaagrile, tuleb kõik laagrid, peale ühe, mis on fikseerivaks, paigaldada aksiaallõtkuga välisvõru ja korpuse vahel, et kindlustada võlli iseseadumine telgsuunas. Juhul kui seda pole ette nähtud, võivad temperatuuri ja sellega kaasneva võlli pikkuse kõikumise tagajärjel tekkida laagritele nimetamisväärsed telgkoormused, mis muudavad nad enneaegselt kõlbmatuks.

Samal põhjusel võib kõigist ühele ja samale võllile monteeritud kuullaagritest ainult üks olla tugilaager.



Joon. 264

Kui võlli tugedesse on paigaldatud ainult radiaallaagrid, siis telgkoormuse vastuvõtmiseks soovitatakse kasutada laagrit, millele mõjub vähim radiaalkoormus.

Sfäärilised kuul- ja rull-laagrid võib astmeteta siledale võllile monteerida läbilõigatud kinnituspuksidele (joon. 264, *a*). Mutri kinnikeeramise suund peab olema võlli pöörlemissuunale vastupidine.

Pikkadel transmissioonivõllidel fikseeritakse tavaliselt üks keskmistest laagritest (joon. 264, *a*). Lühikestes transmissioonides fikseeritakse üks enam koormatud laagritest.

Veerelaagri istu valik võllile ja korpusesse oleneb paljudest teguritest — koormuse iseloomust, võrude koormamise viisist (kohalik, ringkoormus), istukohtade täpsusest, pinna kvaliteedist, laagri tüübist jne.

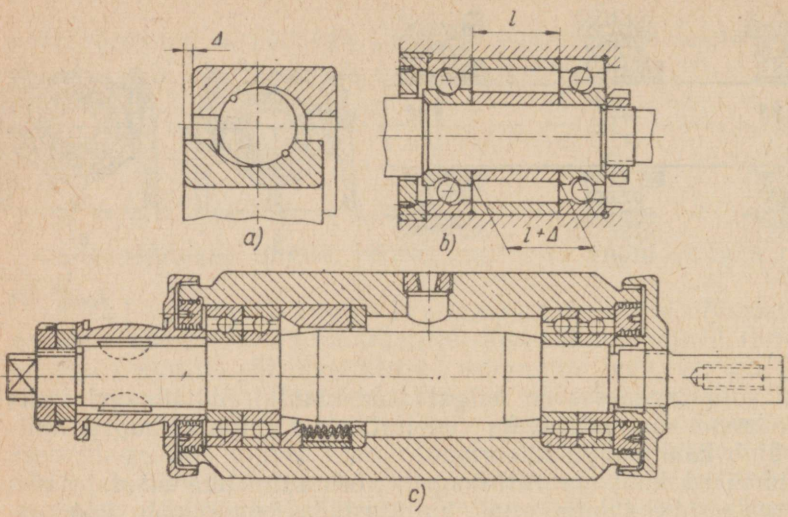
Kuul- ja rull-laagrid istatakse võllile avasüsteemis, korpusesse aga võllisüsteemis. Soovitusi istude valikuks vt. raamatutest [1], ptk. VIII ja [6], ptk. VI.

Laagri monteerimisel poolitatud korpusesse tuleb jälgida, et korpuse kaas mutrite pingutamisel ei deformeeriks välisvõru ega kiiluks kinni kuule või rulle. Joonisel 264, *b* on näidatud vale ja joonisel 264, *c* õige konstruktsioon.

Paljudel juhtudel nõutakse veerelaagritelt vähimat radiaal- ja telgviskumist, sest viimane häirib masina normaalset tööd. Viskumist põhjustavad laagrites olevad radiaal- ja telglõtkud.

Kujuhälvete kõrvaldamine on võimalik ainult ökonoomiliste kaalutlustega püstitatud piirini. Laagri detailide elastset deformatsiooni pole täielikult võimalik vältida. Seepärast on viskumise vähendamise põhiliseks mooduseks laagrisiseste lõtkude piiramine. See saavutatakse niinimetatud eelpingestatud laagrites, mis saadakse võrude teljesihilise nihutamisega teatud väikese suuruse Δ võrra. Selle tulemusena võtavad kuulid võrude veereteedel joonisel 265, *a* näidatud asendi.

Eelpingestust võib saada erineva pikkusega vahepukside asetamisega laagrite välis- ja sisevõrude vahele (joon. 265, *b*). Mõni-



Joon. 265

kord tekitatakse eelpingestus ühele laagrivõrule suruva vedru abil.

Joonisel 265, *c* on kujutatud pretsiisspindli tugi, milles radiaaltugilaagrite eelpingestus tekitatakse vedrudega.

Veerelaagrite määrimiseks kasutatakse vedelaid ja konsistentseid määrdeaineid.

Laagritele, millel $dn < 3 \cdot 10^5$ mm · p/min (võlli järgi), piisab aeg-ajalt lisatavast vähesest konsistentsest määrdeainest või paiskõlitusest. Kui $dn > 3 \cdot 10^5$ mm · p/min, tuleb kasutada tsirkuleerivat õlitust.

Veerelaagreid tuleb määrida mõõdukalt. Õlinivoo laagris peab olema küllalt madal, et vältida õli liikumisega kaasnevaid täiendavaid hõõrdekadusid, eriti suurtel kiirustel. Veerelaagrite määrimisel õlivannist ei tohi õlinivoo olla kõrgemal alumise kuuli või rulli keskpunktist (joon. 266).

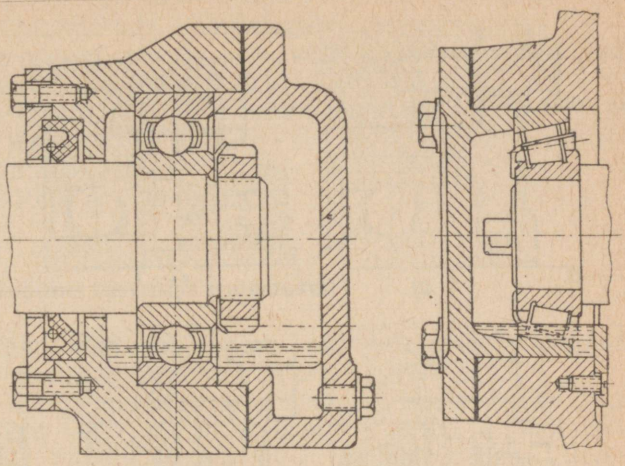
Lisaks hõõrdumise vähendamisele ja soojuse ärajuhtimisele kindlustab määrdeaine, täites lõtkud laagri detailide vahel, koormuse kõikumiste vastuvõtmise elastsuse ja väldib veerepindade korrosiooni.

Veerelaagrites kasutatavad õlid peavad olema neutraalsed ning püsivate füüsikaliste ja keemiliste omadustega. Lähemalt õlisordi valikust vt. raamatust [1, 4, 5].

Õli väljavoolamise vältimiseks ja laagrite kaitsmiseks tolmu ning pori eest kasutatakse mitmesuguseid tihendusseadmeid.

Kõiki *tihendusseadmeid* võib jagada:

1) tihenditeks, kus ühenduse tihedus saavutatakse suhteliselt lii-



Joon. 266

kuvate detailide ja tihendi elementide vahelise tiheda kontaktiga — *kontakttihendid*; 2) tihenditeks, milles tihedus saavutatakse kitsaste pilude või lõtkude omadusega avaldada neist läbivoolavale määrdeainele suurt hüdraulilist takistust — *pilu-* ja *labürinttihendid.*

Enam kasutatavad tihendid esimesest grupist on kujutatud joonisel 267, *a* (vilttihend konsistentsele määrdele) ja 267, *b* (nahkmansett-tihend kõrgetele õlisurvetele).

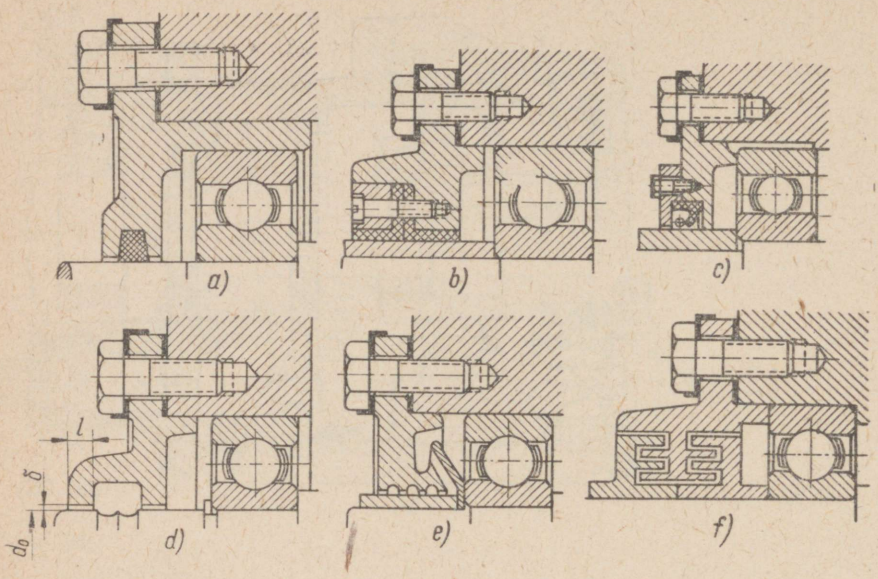
Joonisel 267, *c* on kujutatud sevaniittihend. Selle grupi tihendeid kasutatakse, kui $dn < 12 \cdot 10^4$ mm · p/min.*

Peen- või jämevildist, korgist ja nahast kontakttihendite peamiseks puuduseks on nende materjalide kalduvus tihenduspinnal hoida abrasiivosakesi, mistõttu mõne aja pärast sellised tihenduselemendid töötavad detaili pinda tugevalt kulutava abrasiivinstrumendina. Kulumise vähendamiseks soovitatakse võlli pinnakareduseks tihendi all mitte vähem ∇7 ja kõvaduseks $HRC > 50$.

Teise grupi tihendid on nimetatud puudusest vabad. Nende tihendite mõned konstruktsioonid on kujutatud joonisel 267 (*d* — pilutihend, *e* — labürinttihend koos tsentrifugaalpaiskajaga, *f* — labürinttihend). Selle grupi tihendeid kasutatakse, kui $dn > 12 \cdot 10^4$ mm · p/min. Suurt efekti annab kombineeritud tihendite kasutamine, näiteks labürint- ja tsentrifugaaltihend (suurtel kiirustel), labürint- ja vilttihend (väikestel kiirustel).

---

* Praegusel ajal võib leida kontakttihendite tüüpe, mis edukalt töötavad võlli pinna joonkiirusel 15...20 m/sek (s. o. ca 70...80. 10 mm.p/min.) — *Tõlk.*



Joon. 267

Ajaühikus siledat ringpilu läbiva õlihulga võib määrata valemiga

$$V \approx 2600 \frac{\delta^3 d}{\mu l} (p_1 - p_2) \text{cm}^3/\text{s}. \qquad (429)$$

d_0, δ ja l (kõik on cm) tähendus selgub jooniselt 267, d; μ on õli dünaamiline viskoossus kGs/m^2; p_1 ja p_2 — rõhutud pilu ees ja taga kG/cm^2. Sellest võrrandist on näha, et pilutihendi tõhusus oleneb peamiselt radiaallõtkust δ ja vähesel määral ta pikkusest l.

Tavaliselt võetakse

$\delta = 0{,}1 \ldots 0{,}3$ mm.

Hõõrdekaod veerelaagrites määratakse järgmiste valemitega:

hõõrdejõudude moment

$$M_h = \frac{Qfd}{2} \text{ kGcm};$$

hõõrdevõimsus (hõõrdekadu laagris)

$$K_l = \frac{Qf\pi dn \cdot 1{,}36}{1000 \cdot 60 \cdot 75} = 9{,}5 \cdot 10^{-7} Qfdn \text{ kW}, \qquad (430)$$

kus Q on laagrile mõjuv koormus kG;

f — võllile «taandatud» hõõrdetegur;
orienteerivateks arvutusteks võib kõikidele laagri tüüpidele võtta $f = 0{,}005 \ldots 0{,}01$;
f täpsustatud väärtused mitmesugustele laagritele on toodud teoses [1];
d — võlli läbimõõt mm;
n — võlli pöörete arv minutis.

Veerelaagrite töövõime tõstmise moodused

Veerelaagrite tööiga võib suurendada mitmesuguste tehnoloogiliste, ekspluatatsiooniliste ja konstruktiivsete võtetega.

Veerelaagrite tööiga mõjutavate peamiste tehnoloogiliste tegurite hulka kuuluvad kõigi laagri elementide kuju ja mõõtmete täpsus ning laagri tööpindade kõvadus ja ühelaadilisus. Veerelaagri tööpindade kõvadusel $HRC < 62$ iga väheneb.

Laagrite tööiga pikendavate tehnoloogiliste abinõudega tegelevad laagritehased.

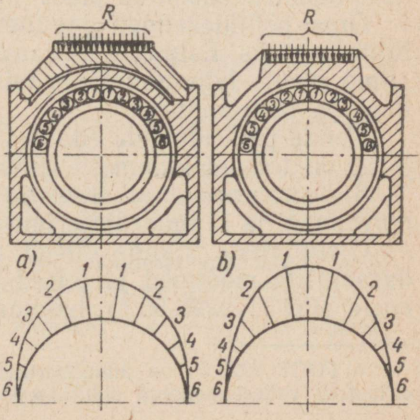
Laagri tööiga pikendavate ekspluatatsiooniliste abinõude hulka kuuluvad laagri kaitsmine pori, tolmu, niiskuse, hapete, leeliste jne. eest ning õigeaegne ja küllaldane määrimine.

Mõnedel juhtudel saab laagrite tööiga pikendada konstruktiivsete võtetega, andes laagrisõlmele kõige ratsionaalsema kuju vastavalt töötingimustele.

Kui laagrisõlmele esitatavaks põhinõudeks on pikaealisus, aga mitte pöörlemise täpsus, on otstarbekas teha korpus koormatud alas suurema elastsusega. Sel juhul väheneb koormus enam koormatud veerekehale.

Joonisel 268 on kujutatud raudteevaguni telje elastne (*a*) ja jäik (*b*) puks ning neile asetatud rull-laagri veerekehadele mõjuva koormuse jagunemise epüürid.

Joon. 268



Antud rull-laagrile võib võrrandite (413) ja (415) alusel kirjutada

$$Q = C_2 \sigma_{max}^2 \quad \text{ja}$$

$$N = \left(\frac{C_1}{Q}\right)^{10/3}, \qquad (431)$$

kus C_1 ja C_2 on laagri mõõtmetest ja konstruktsioonist olenevad tegurid.

Lahendades need võrrandid koos, saame

$$N = \left(\frac{C_1}{C_2 \sigma_{max}^{2}} \right)^{10/3} = \frac{C_3}{\sigma_{max}^{6,66}}. \qquad (432)$$

Siin C_3 oleneb samadest teguritest, millest C_1 ja C_2.

Kirjandus

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Подшипники качения, справочник, Машгиз, 1959.
2. Бейзельман Р. Д., Спицын Н. А., Цыпкин Б. В., Подшипники качения, Машгиз, 1945.
3. Пинегин С. В., Работоспособность деталей подшипников, Машгиз, 1949.
4. Спицын Н. А., Подшипники качения, ВНИТОМАШ, Машгиз, 1951.
5. Справочник машиностроителя, т. 4, Машгиз, 1955.
6. Детали машин, Сборник материалов по расчету и конструированию, кн. 2, Машгиз, 1953.

XXV peatükk

SIDURID

Sidurite ülesandeks on võllide või muude pöörlevate detailide ühendamine. Kaasaegses masinaehituses on nad vajalikud peaaegu kõikides masinates. Turbiini ja generaatori võlli, mootori ja töömasina võlli, üksikute sõlmede ja agregaatide võllide ühendamine; masinate juhtimine: sujuv või hetkeline käivitamine, seiskamine, kiiruste ümberlülitamine, reverseerimine; ülekoormuse eest kaitsmine, pöörlemiskiiruse stabiliseerimine, ainult ühesuunalise pöörlemise võimaldamine — kõiki neid ja paljusid teisi ülesandeid lahendatakse kaasaegsetes masinates siduritega. Sidurite laialdase kasutamisega on seletatav nende eri tüüpide ülisuur hulk ja uute konstruktsioonide pidev ilmumine.

Oma põhiülesandelt jagunevad sidurid mittelülitatavateks ja lülitatavateks. Esimeste ülesandeks on võllide alaline ühendamine (ilma nende lahutamiseta); teiste ülesandeks — võllide ühendamine ja lahutamine.

Nende põhirühmade edasine alaliigitus mitmesuguste tunnuste järgi on toodud kummagi grupi sidurite vaatlemisel.

Sidurite normimine. Sidurite laialdane kasutamine tingib nende normimise ja standardiseerimise vajaduse.

Üleliiduliste standarditega määratakse järgmist tüüpi ühendussidurite mõõtmed ja teised parameetrid: elastsed sõrmpukkssidurid (ГОСТ 2229-55 *), hammassidurid (ГОСТ 5006-55), šarniir-

* ГОСТ 2229-55 on annulleeritud. Uueks standardiks on ГОСТ 14084-68 «Elastsed vaheelemendiga sidurid.» — *Tõlk.*

sidurid (ГОСТ 5147-69), vaheristikuga sidurid (ГОСТ 8707-58 **). Palju sidurite tüüpe on määratud ametkondlike (pingiehituse, raskemasinaehituse jt.) normaalidega.

Põhiparameetriteks sidurite normimisel on tavaliselt võlli läbimõõt või siduriga ülekantav pöördemoment ehk viimasega võrdeline suurus N/n, kus N on ülekantav võimsus kW, n — pöörlemiskiirus p/min.

Kasvava võimsusega sarnaste sidurite reale (s. o. ühesuguse konstruktsiooniga siduritele, mille põhimõõtmed vastavad geomeetrilise sarnasuse printsiibile) kehtib seos $M_v \sim l^3$, s. o. *siduriga ülekantav pöördemoment kasvab võrdeliselt siduri joonmõõtmete kolmanda astmega.* Tõepoolest, ühtede ja samade erisurvete korral siduri detailidele on ülekantav ringjõud võrdeline pinnaga, s. o. teise astmega, aga ülekantav pöördemoment — siduri joonmõõtmete kolmanda astmega. Et sarnaste sidurite kaal on samuti võrdeline joonmõõtmete kolmanda astmega, siis erikaal, mille all mõeldakse siduri kaalu G suhet temaga ülekantavasse pöördemomenti M_v,

$$k_e = G/M_v \text{ kG/kGm} \tag{433}$$

on antud sidurite tüübile konstantne suurus. See suhe on vaid ligikaudne, sest geomeetrilist sarnasust tavaliselt rangelt ei täideta.

Erikaal k_e on tähtis metallikulu näitajana mitmesuguse konstruktsiooniga sidurite võrdlemisel.

Arvutuslikud momendid. Vajaliku suurusega sidur valitakse vastavate standardite või kataloogide tabelitest arvutusliku pöördemomendi M_{arv} järgi, mis arvestab ekspluatatsioonis esineda võivaid kõige raskemaid koormustingimusi. M_{arv} otsene määramine osutub paljudel juhtudel võimatuks vajalike lähteandmete vähesuse tõttu. Neil juhtudel, kasutades analoogilistes tingimustes töötavate sidurite juures saadud kogemusi, määratakse arvutuslik moment suhtest

$$M_{arv} = M_{nim}k = 97\,450\frac{N}{n}k \text{ kGcm}, \tag{434}$$

kus M_{nim} on töökoormuse nimimoment kGcm;

k — ülekoormuse tegur;

N — võimsus kW;

n — pöörlemiskiirus p/min.

Teguri k suurus kõigub piirides 1 ... 6, olenedes peamiselt jõumasina ja töömasina tüübist.

Teguri k füüsikaline sisu ja tema arvutus lihtsamal juhul selgub järgnevast.

Olgu ajami jõumasin ja töömasin ühendatud jäiga siduriga.* Tähistame siduri teljele taandatud jõumasina liikuvate masside inertsmomendi I_1 ja töömasinal — I_2. Mootori karakteristik $M_v = f(t)$ on selline, et mootori võllil arendatav pöördemoment muutub, omades suurimat väärtust M_{max}.

Vaatleme algul masina käivitusperioodi. Kui käivitusperioodil kasulik koormus ja üldse staatilised takistused puuduvad, kulub mootori pöördemoment vaid süsteemi kiirendamiseks. Seejuures suurim kiirendus $j = \frac{M_{max}}{I_1 + I_2}$ ja siduriga

* Elastset sidurit on vaadeldud eraldi lk. 519.

** ГОСТ 8707-58 on annulleeritud. — *Tõlk.*

ülekantav suurim pöördemoment

$$M_v = I_2 j = M_{max} \frac{I_2}{I_1 + I_2} \tag{435}$$

või, kasutades nimimomenti M_{nim}

$$M_v = M_{nim} \frac{M_{max}}{M_{nim}} \frac{I_2}{I_1 + I_2} = M_{nim} k,$$

kus ülekoormuse tegur

$$k = \frac{M_{max}}{M_{nim}} \frac{I_2}{I_1 + I_2}. \tag{436}$$

Kui masin on viidud nimikiiruseni ja koormatud momendiga M_{nim}, siis ülejääv moment $(M_{max} - M_{nim})$ tekitab samuti kiirendust. Seejuures siduriga ülekantav suurim moment võrdub

$$M_v = M_{nim} + (M_{max} - M_{nim}) \frac{I_2}{I_1 + I_2} =$$

$$= M_{nim} \left[1 + \left(\frac{M_{max}}{M_{nim}} - 1 \right) \frac{I_2}{I_1 + I_2} \right] = M_{nim} k,$$

kus ülekoormuse tegur

$$k = 1 + \left(\frac{M_{max}}{M_{nim}} - 1 \right) \frac{I_2}{I_1 + I_2}. \tag{437}$$

Nagu võrranditest (436) ja (437) näha, oleneb ülekoormuse tegur k mootori maksimaalsest momendist M_{max}, masina nimimomendist M_{nim} ja inertsmomentide suhtest $\frac{I_2}{I_1 + I_2}$. Mida suurem on I_2 võrreldes I_1-ga, seda rohkem on sidur koormatud. Suurimat väärtust omab k masina käivitamisel.

Katseliselt määratud k väärtused mitmesuguste mootorite ja töömasinate korral tuuakse käsiraamatutes.*

Mittelülitatavad sidurid

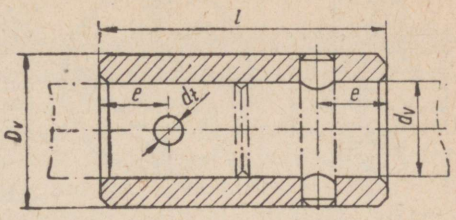
Selle rühma sidurite ülesandeks on võllide alaline ühendamine ilma neid lahutamata. Ühendatavate võllide suhtelise paigutuse ja viimase püsivuse järgi jagatakse nad *jäikadeks siduriteks* — muutumatu omavahelise asetusega samateljeliste võllide ühendamiseks ja *liikuvateks siduriteks* — mittesamateljeliste ja muutuva omavahelise asetusega võllide ühendamiseks.

Jäigad sidurid. Jäigad sidurid on määratud täpselt samateljeliste, teineteise suhtes mittenihkuvate võllide jäigaks ühendamiseks. Erinevalt muudest siduritest kannavad nad üle ühelt võllilt teisele mitte ainult pöördemomente, vaid ka süsteemis tekkivaid

* Vt. näit. Энциклопедический справочник «Машиностроение», 2. köide, lk. 536.

paindemomente ja telgjõudusid. Püüdeks on viimaseid vältida, milleks sidurid paigutatakse võlli tugede lähedale.

Joon. 269



Jäikade sidurite hulka kuuluvad poolitamata ja poolitatud muhvsidurid ning ketassidurid.

Poolitamata muhvsidur — lihtsaim jäik sidur — koosneb võllide otstele pandavast teras- või malmmuhvist, mis ühendatakse võlli otstega koonustihvtide abil (joon. 269), harvemini — kiiludega.

Poolitamata muhvsidurite mõõtmed lähtudes elementide võrdvastupidavuse tingimusest:

$$l \approx 3d_v,\ e \approx 3/4d_v,\ D_v \approx 1{,}5d_v,\ d_t \approx (0{,}3 \ldots 0{,}25)d_v;$$

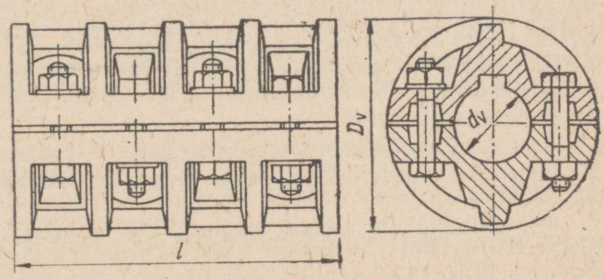
viimases avaldises valitakse tavaliselt 0,3 väikestele siduritele ja 0,25 — suurtele.

Pingiehituse normaal (P91-1) soovitab valmistada poolitamata muhvsidurid terastest 35 või 45 ning võllidele $d_v > 80$ mm ka malmist СЧ 21-40.

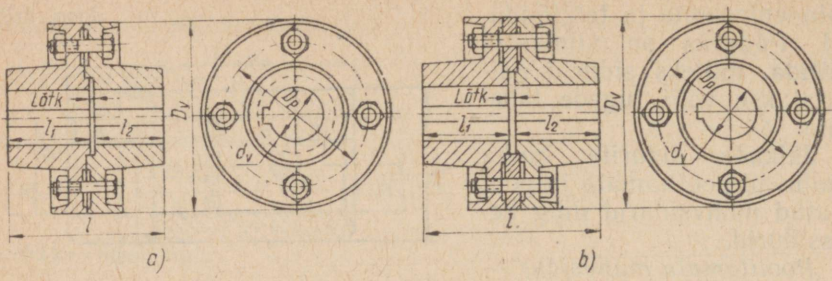
Toodud soovituste järgi valitud sidurid kontrollitakse vastutusrikastel juhtudel tihvtide läbilõikele ning muljumisele tihvti ja võlli ning tihvti ja muhvi vahel. Tavaliselt on purustavatele pingetele kõige lähedasemad nihkepinged tihvti materjalis, seepärast lõigatakse poolitamata muhvsiduri tunduval ülekoormusel sagedamini läbi tihvt.

Poolitatud muhvsidur (joon. 270) koosneb kahest poolest, mille vahele pitsitatakse poltidega ühendatavate võllide otsad. Sellise siduri pikkuse vähendamiseks asetatakse naaberpoldid vastaspoolteltsi, nagu näidatud joonisel 270.

Nende sidurite pikkus on seotud vajaliku arvu poltide äramahutamisega. Tavaliselt $l \approx (5 \ldots 3{,}5)d_v$; sidurite välisläbimõõt $D_v \approx (4 \ldots 2)d_v$. Nendes valemites kasutatakse suuremaid väär-



Joon. 270



Joon. 271

tusi (vastavalt 5 ja 4) väikestes sidurites (võllidele $d_v \approx 25$ mm), väiksemaid väärtusi (3,5 ja 2) aga suurtes sidurites (võllidele $d_v \approx 300$ mm).

Väikesed ja keskmised sidurid kannavad pöördemomenti üle ainult võlli ja sidurivahelise hõõrdumise arvel. Suurtes sidurites kasutatakse liistu, millele langeb põhiline osa pöördemomendi ülekandmisel.

Poolitatud muhvsidurite arvutus taandub poltide mõõtmete ja arvu määramisele, mis viiakse läbi nagu klemmliite arvutus (vt. lk. 149), oletades, et isegi liistu olemasolu korral kantakse pöördemoment üle vaid hõõrdumisega võllide ja siduripoolte vahel.*

Vaadeldud poolitamata ja poolitatud muhvsidurid ühendatakse võllidega peale viimaste asetamist laagritesse.

Ketassidur (joon. 271) asetatakse võlli otstele kuumas olekus või pressi all enne võlli asetamist laagritesse. Ühenduse suurema täpsuse tagamiseks treitakse ketaste otspinnad ja tsentreerimisvööd üle (joon. 271, *a*) peale nende istamist võllile. Pikkade võllide demontaaži hõlbustamiseks võib kettaid tsentreerida kahe poolrõngaga (joon. 271, *b*). Sellise konstruktsiooniga siduri korral pole võlli mahavõtmiseks vaja teda telgsuunas nihutada.

Kui on vaja üle kanda suuri momente ja jõudusid, valmistatakse kettad võlliga ühes tükis. Ketaste olemasolu võlli otstel tingib kõigi võllile asetatavate detailide (hammasrataste, rihmarataste, hoorataste, laagrite jms.) poolitatud konstruktsiooni. See on ketassidurite puuduseks, kuid see-eest nad kindlustavad võllide kõige täpsema, jäigema ja tugevama liite. Sellepärast kasutatakse vastutusrikastel juhtudel (auruturbiin-generaatorite võllid kolmel toel, vertikaalsete hüdroturbiinide võllid, laevavõllid jms.) tavaliselt ketassidureid.

Ketassidurid annavad pöördemomenti edasi kas poltidega kokkusurutud ketaste otspindade vahelise hõõrdumise või ketaste au-

* Poolitatud muhvsiduri arvutust, kus arvestatakse ka liistu, vt. A. A. Staroselski artiklist kogumikus «Расчет и конструирование деталей машин», Машгиз, 1956.

kudesse täpselt sobitatud lõikele töötavate poltide abil (poltide arvutust neil juhtudes vt. lk. 148).

Esialgse eskiisi väljajoonestamiseks võib siduri üldpikkuseks võtta $l \approx (5 \ldots 2{,}5) d_v$, välisläbimõõduks $D_v \approx (4{,}5 \ldots 2) d_v$ ja poltideringjoone läbimõõduks $D_p \approx (6{,}5 \ldots 2{,}5) d_v$.

Poltide läbimõõt ja arv on ühelt poolt seotud nende arvutatud summaarse ristlõikepinnaga, teiselt poolt aga vajadusega mahutada poldid siduri vastavale ringjoonele, arvestades ka mutrivõtmele vajaliku ruumiga. Nagu muudelgi taolistel juhtudel, leitakse optimaalne lahendus katseliselt. Selleks määratakse mitmesugustele poldi läbimõõtudele d_1, d_2 ... vastavad poltide arvud z_1, z_2 ... ning koostatakse tabel, mille järgi on variante kõige näitlikum võrrelda.*

Eriti tuleb rõhutada, et valemites (108) ja (109) arvestatakse ainult pöördemomendi ülekandmist. Selle kõrval on aga ketassidurid väga tihti koormatud veel paindemomentidega ja tõmbejõududega. Näiteks kolmetoelise võlliga turbogeneraatoris koormab sidurit rootori kaaluga tekitatav paindemoment ja elektromagnetilised tõmbejõud; hüdroturbiinis koormab sidurit tõmbejõud, mida tekitab tööratta kaal ja hüdrauliline surve. Üksikutel juhtudel ei tekita nende täiendavate koormuste määramine raskusi, kuid üldkujul pole neid küllalt lihtne väljendada. Kõikidel sellistel juhtudel seisneb arvutus poltide vajaliku eelpingutusjõu suuruse ning poltide tugevust tagavate mõõtmete määramises, nii et oleks kindlustatud ketaste liitepindade koospüsimine. Selline arvutusmetoodika on esitatud keermesliidete peatükis (lk. 130).

Jäikade siduritega ühendatud võllide ebatäpsuste mõju võlliliini tööle. Kõik jäigad sidurid on määratud samateljeliste võllide ühendamiseks. Võllide, ketaste ja laagrite ebatäpsuste tõttu saavutatakse aga praktiliselt vaid telgede ligikaudne kokkulangemine. Et selgitada nende ebatäpsuste mõju võlliliini tööle, oletame, et kaks ketassiduriga ühendatud võlli olid erineva valmistamis- ja koostamisebatäpsusega, mis põhjustas ketaste tsentrite nihkumise enne koostamist suuruse δ võrra ning nurga ψ ketaste tööpindade vahel (joon. 272).**

Niisuguste ketaste ühendamiseks tuleb ilmselt kummalegi rakendada teatavat jõudu Q ja teatavat momenti M. Jõud Q ja moment M peavad põhjustama võlli laagrites vastavad lisareaktsioonid, mis nagu Q ja M muudavad oma suunda võlli pöörlemisel. Lisareaktsioonide suurused võlli laagrites olenevad loomulikult nii ebatäpsuste δ ja ψ suurustest kui ka võlli jäikusest ja laagrite paigutusest võlli pikkusel.***

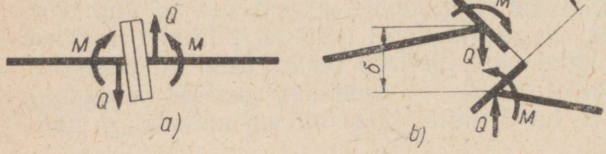
Lähtudes antud tingimustes võllile ja laagritele lubatavatest lisakoormustest ning arvestades detailide valmistamise ja koostamise maksumuse suurenemist täpsusnormide tõstmisel, määratakse kindlaks ühendatavate võllide ebatäpsuste tolerantsid. Nii näiteks lubatakse laevavõllidele tsentrite nihkumist $\delta = 0{,}05$ mm ja siiret 0,05 mm 1 m kohta, s. o. $\psi = 0{,}05/1000 = 5 \cdot 10^{-5}$ radiaani.

---

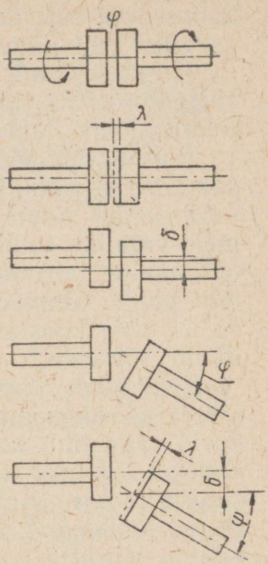
* Ketassidurite orienteerival arvutamisel võib poltide summaarse ristlõikepinna suhte võlli ristlõikepinnaga võtta 1/10 ... 1/20.

** Siin vaatleme nähtust ühes tasapinnas, näiteks joonise tasapinnas; muudes tasapindades on δ ja ψ teistsugused.

*** Suuruste Q ja M arvutust vt. käesoleva õpiku esimeses (venekeelses) väljaandes (lk. 500 ... 502).



Joon. 272



Joon. 273 ▶

Liikuvad sidurid. Võllide täpset ja muutumatut tsentreerimist, mis on jäikade sidurite kasutamise kindlaks tingimuseks, pole tihti võimalik isegi ligikaudselt saavutada. Ühendatavate võllide suhteline asend, mis võib olla esialgu ebatäpne vältimatute valmistamisvigade tõttu, edaspidi veelgi muutub. Seda põhjustavad töökoormusest, temperatuurist, vundamendi ebaühtlasest kahanemisest ja muudest põhjustest tingitud deformatsioonid. Sellistel juhtudel ei saa jäikasid sidureid kasutada ja võllid ühendatakse liikuvate siduritega.

Ühendatavate võllide võimalikud suhtelised ebatäpsused on näidatud joonisel 273. Üldjuhul iseloomustavad neid ebatäpsusi teljesuunaline nihe λ, ringnihe φ, tsentrite mittekokkulangemine δ ja nurknihe ψ.

Liikuvate siduritega realiseeritud ühendustes kompenseeritakse neid nihkumisi sidurielementide liikuvusega. Viimane saavutatakse ühega järgmistest viisidest:

1) *suurte lõtkudega* siduri ühendatavate osade vahel; niisuguseid sidureid kasutatakse vaid aeglastes ja vähe koormatud ülekannetes;

2) ühtede detailide *libisemisega* teiste suhtes; sellised sidurid nõuavad määrimist; kasutatakse igasuguse kiiruse ja koormusega ülekannetes; tekitavad võllidele ja laagritele suhteliselt väikese täiendava koormuse;

3) *detailide elastsusega*; need sidurid ei vaja määrimist, kuid tekitavad võllidele ja laagritele täiendava koormuse, mis on seda

suurem, mida suurem on võlli jäikus ja ühendatavate võllide suhteline nihe.

Sidureid, milles kasutatakse kaht esimest kompenseerimisviisi (suured lõtkud ja libisemine), võib erinevalt siduritest, kus kasutatakse kolmandat kompenseerimisviisi — elastsust (neid nimetatakse elastseteks kompenseerivateks või lihtsalt elastseteks siduriteks), nimetada jäikadeks kompenseerivateks siduriteks.

Jäigad kompenseerivad sidurid jagunevad hammassiduriteks, vaheristikuga siduriteks ja šarniirsiduriteks.

Kõik kompenseerivad sidurid lahendavad neile antud ülesande mitte täielikult, vaid osaliselt: nad ei kõrvalda täielikult ühendatavate võllide mittesamateljelisusest tingitud radiaalkoormust võllidele, vaid ainult vähendavad seda. Omaltpoolt kaasneb nende siduritega täiendav radiaalkoormuse allikas — siduri enda osade ebatäpsused.*

Halvemal juhul kannab liikuv sidur (nagu vänt) pöördemomenti M_v üle vaid ühe punktiga (näiteks hammassiduris — ühe hambaga või sõrmpukssiduris — ühe sõrmega jne.), mis asub pöörlemisteljest kaugusel $D/2$. Seejuures on radiaalkoormus R võllidele võrdne kogu ringjõuga: $R = P = 2M_v/D$.

Üldjuhul asub täiendav radiaalkoormus vahemikus $0 < R < P$.

Eksperimentaalsed uurimused näitavad, et levinud kompenseerivate sidurite konstruktsioonides on tavaliste mittesamateljelisuse suuruste ja valmistamise ebatäpsuste korral $R = (0{,}2 \ldots 0{,}4)P$.**

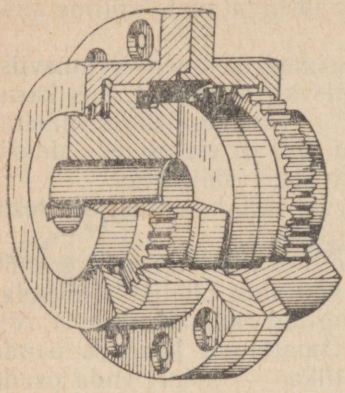
On ilmne, et lisaks muule tuleb kompenseeriva siduri hindamisel arvestada ka suurusega R. Sidur täidab oma mittesamateljelisuse kompenseerimise ülesannet seda paremini, mida väiksem on seejuures tekitatav täiendav koormus võllidele ja tugedele.

Hammassidur (joon. 274) koosneb kahest hammastatud puksist ja kahest sisehammastega korpusest. Puksid on istatud ühendatavate võllide otstele. Korpused on omavahel poltidega liidetud ja hambuvad kogu ringjoonel hammastatud puksidega. Korpustes on õli. Siduri pöörlemisel paisatakse see väljapoole, kust satub kontaktkohtadesse. Hammasvõlli töös etendab õli olulist osa: vähendades hõõrdumist hammaste vahel, vähendab ta siduripoolte omavahelise suhtelise nihkumise takistust ning täiendavat koormust võllidele ja tugedele.

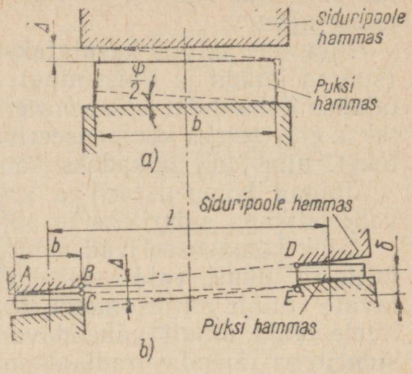
Sidurite hambad tehakse evolventprofiiliga, tavaliselt hambumisnurgaga 20°. Puksidel ja korpusepooltes olevate hammaste tugevuse võrdsustamiseks korrigeeritakse nende profiile. Pukside hammaste ülemine osa ümardatakse raadiusega, mis võrdub

* Seetõttu püütaksegi kaasaegsetes rasketes ja vastutusrikastes masinates (näiteks turbiiniagregaatides) liikuvaid kompenseerivaid sidureid asendada lihtsamate ja töökindlamate jäikade siduritega. Viimased nõuavad küll ühendatavate võllide täpsemat montaaži, kuid on see-eest töökindlamad.

** Lähemalt selle kohta vt. Морозов Б. А., Компенсирующие свойства соединительных муфт, ЦНИИТМАШ, кн. 78 (Прокатные станы), Машгиз, 1956.



Joon. 274



Joon. 275

puksi hammaste peaderingjoone raadiusega, s. o. tehakse sfääriline. Puksidel ja korpusepooltes olevate hammaste vahel on lõtk, mille arvel võivad võllid mõningal määral nihkuda.

Selle nihkumise suurus on lõtku ja teiste siduri parameetritega seotud järgmisel viisil.

Lubatav nurknihe ψ võllide telgede vahel määratakse võrrandist (joon. 275, *a*):

$$\sin\frac{\psi}{2}=\frac{\Delta}{b}, \tag{438}$$

kus Δ on hammastevaheline külglõtk;

b — hammaste tööosa laius.

Lubatav tsentrite mittekokkulangevus määratakse kolmnurkade ABC ja ADE sarnasusest (joon. 275, *b*):

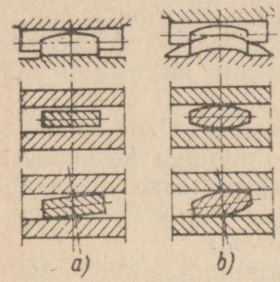
$$\delta = DE = AE\frac{BC}{AC},$$

$$\text{või } \delta=\frac{l}{b}\Delta. \tag{439}$$

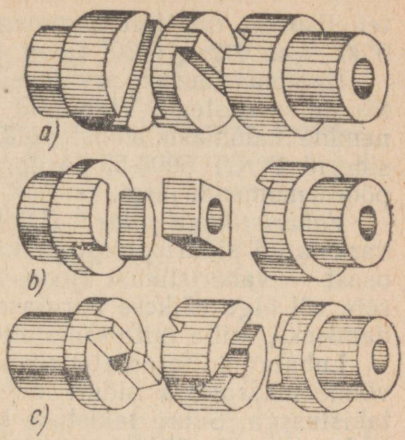
kus l on mõlema puksi hammaste keskristlõigete vaheline kaugus.

Väärtustel $l/b \approx 7$, $\Delta/b \approx 0{,}013$ ja $\Delta \approx 0{,}1 \ldots 1{,}5$ mm (olenevalt siduri suurusest) on suurimad lubatavad hälbed $\delta \leqslant 0{,}7 \ldots$ $\ldots 10{,}5$ mm ja $\psi \leqslant 1°30'$.

Lubatava tsentrite miitekokkulangevuse δ suurendamiseks kasutatakse vahevõlliga konstruktsiooni. Lubatavate hälvete ψ ja δ suurendamist võimaldab *tünnikujuliste* hammaste kasutamine, mis on end hammasülekannetes hästi õigustanud (joon. 276, *b*). Sellist hamba kuju tuleks kasutada ka tavalistel ψ ja δ väärtustel. Olgugi et nende hammaste töötlemine on keerukam ja nõuab eri-



Joon. 276



Joon. 277 ▶

rakist hambafreespingile, korvab seda siduri töö tunduv paranemine. Võrreldes tavaliste hammastega (joon. 276, *a*) vähenevad kontaktpinged ja tõuseb ühenduse tööiga.

Nii nagu teisedki kompenseerivad sidurid, tekitavad ka hammassidurid võllidele täiendava radiaalkoormuse (vt. lk. 513). Neis põhjustab seda hammastevahelise suhtelise liikumise takistus ja koormuse ebaühtlane jagunemine hammastele. Seepärast saab hammassidurite kompenseerimisvõimet tõsta hammastevahelise hõõrdumise vähendamisega (selleks kasutatakse määrimist, hammaste tööpindade suurt kõvadust ja pinnasiledust) ja koormuse ühtlasema jaotamisega hammastele (näiteks sügavate hammaste kasutamisega, sest suurema elastsuse tõttu on koormuse jagunemine hammaste vahel ühtlasem).

Hammassidurid, mis ilmusid alles suhteliselt hiljuti (30-ndatel aastatel), on laialt levinud, eriti raskemasinaehituses. NSV Liidus on hammassidurite konstruktsioon, põhiparameetrid ja mõõtmed määratud standardiga ГОСТ 5006-55.

Selle standardiga on antud sidurid ühendatavatele võllidele läbimõõduga 40 ... 560 mm ülekantava pöördemomendi suurimate väärtustega 71 ... 100 000 kGm. Standardis toodud suurim lubatav pöörlemiskiirus vastab joonkiirusele 25 m/s hammaste algringjoonel.

Hammassidurite sepistatud puksid ja korpused tehakse terasest 40 ГОСТ 1050-60, valandite korral aga terasest 45Л ГОСТ 977-65. Hambaid töödeldakse termiliselt järgmise kõvaduseni: puksidel — mitte alla *HRC* 40, korpustel — mitte alla *HRC* 35. Vähem koormatud sidurites, mis töötavad väiksematel kiirustel (kuni 5 m/s), lubatakse hamba pindade väiksemat kõvadust $HB \geqslant 280$, kuid tingimata puksil ja korpusel erinev *HB* 30 piires.

Standardsidurid võimaldavad ühendatavate võllide mittesama-

teljelisusest tingitult kummagi puksi telje viltuasendit mitte üle 0°30′, s. o. $\psi/2 \leqslant 0°30'$ (joon. 275).

Hammassidurite arvutused tugevusele ja tööeale on seotud tõsiste raskustega. Viimaseid põhjustab keerukas koormuste jagunemine hammaste vahel võllide nihkumise tagajärjel. Standardsidurid ГОСТ 5006-55 järgi valitakse standardis antud suurima pöördemomendi järgi.

Vaheristikuga sidur * (Oldhami sidur) koosneb kahest soonega varustatud siduripoolest ja kahe risti seisva nuudiga keskmisest osast — vaheristikust (joon. 277, *a*). Teda kasutatakse paralleelsete või õige väikese nurgiasetusega (kuni $\psi \approx 1°$) võllide ühendamiseks, mille mittesamateljelisus on $\delta \approx 0{,}05 d_v$.

Lubatav mittesamateljelisus ja üldse vaheristikuga sidurite töövõime määratakse siduri detailide suhtelisel liikumisel tekkiva takistusega. Suure takistuse korral toimub siduri kinnikiildumine ja koormused võllidele kasvavad tunduvalt.

Selle siduri variandil — neljakandilise vahetükiga (joon. 277, *b*) — on suuremad tööpinnad ja paremad määrimistingimused (hoiab paremini määrdeainet) ning seoses sellega $\delta \approx 0{,}1 d_v$ ja $\psi \leqslant 3°$.

Teine variant, kus evolventprofiiliga hammas toetub kiilukujulisse soonde (joon. 277, *c*), võimaldab suuremat nurknihet ($\psi \leqslant 4°$).

Võllide pöörlemisel liigub vaheristik planetaarselt: iga võlli pöördega teeb vaheristiku tsenter kaks pööret, kujundades ringjoone läbimõõduga δ, kus δ on võlli paralleelsete telgede vaheline nihe.

Siduriga ülekantav pöördemoment tekitab vaheristiku nuudi tööpindadel surve, mis üldjuhul jaguneb ebaühtlaselt nuudi pikkusel. Oletades, et koormus jaguneb nuudi pikkusel $AB = kD$ kolmnurgale vastava seaduse järgi (joon. 278), kus suurus k oleneb nuudi ja soone vahelise lõtku suurusest ja nende omavahelise ligitöötlemise astmest, saame väljendada siduriga ülekantava pöördemomendi valemiga

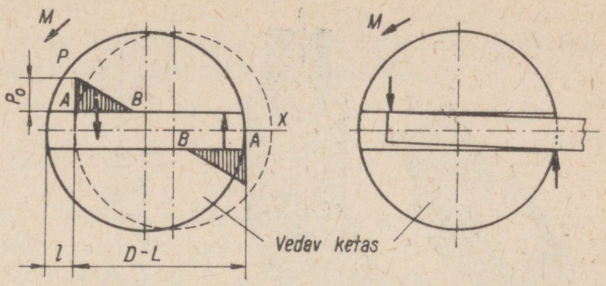
$$M_v = \frac{p_0 kDh}{2}\left[(D-l) - \frac{2}{3}kD\right] = \frac{p_0 kDh}{2}\left[D\left(1-\frac{2}{3}k\right) - l\right],$$

kus h on tahkude töökõrgus, l — nuudi nihkumise suurus soones mingil ajamomendil.

Siit

$$p_0 = \frac{2M_v}{hDk\left[D\left(1-\frac{2}{3}k\right) - l\right]}.$$

* Vt. selle kohta Эрлих Л. Б. «Стандартизация», № 7, 1959.



Joon. 278

Suurus p_0 on suurim, kui $l = l_{max} = \delta$,

$$p_{max} = \frac{2M_v}{hDk\left[D\left(1-\frac{2}{3}k\right)-\delta\right]} = \frac{2M_v}{hD^2k\left[\left(1-\frac{2}{3}k\right)-u\right]},$$

kus $u = \delta/D$ on võllide suhteline nihe.

k väärtus peale töötlemist on piires $0{,}3 \leqslant k \leqslant 0{,}8$. Nendel k väärtustel on seos $k(1-\frac{2}{3}k)$ nimetajas 0,24 ... 0,37. Võttes halvima juhuse (0,24), mis vastab $k = 0{,}3$, saame viimasest võrdusest

$$p_{max} \approx \frac{8M_v}{hD^2[(1-1{,}2u)]}.$$

Väikese nihke korral $\delta \ll D$ ja $u \ll 1$ võib ka seda seost praktiliseks kasutamiseks küllaldase täpsusega esitada kujul

$$p_{max} \approx \frac{8M_v}{hD^2}. \qquad (440)$$

Tsementeeritavate teraste 15X ja 20X pindadele, mis on karastatud kõvaduseni *HRC* 55 ... 60, võib $p_{max} = 2$ kG/mm².

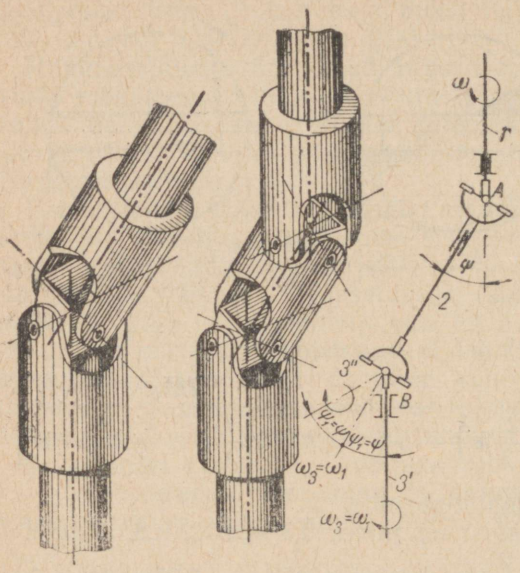
Šarniirsidurid * on määratud nurgi asetsevate võllide ühendamiseks või kui võllide asend muutub masina häälestamisel ja ekspluateerimisel.

Selliseid sidureid kasutatakse näiteks autodes käigukasti ja tagasilla võllide ühendamiseks; valtspinkides töövaltsidele pöördemomendi ülekandmiseks; metallilõikepinkides pöörlemise andmiseks mitmespindliliste agregaatide ümberpaigutatavatele spindlitele jne.

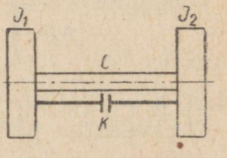
Võllidele läbimõõduga $d_v = 10$ ... 40 mm on šarniirsidurite mõõtmed standardiseeritud (ГОСТ 5147-69). Selle standardiga soovitatav siduri konstruktsioon on toodud joonisel 279.

* Neid nimetatakse ka universaalliigenditeks, kardaanliigenditeks ja Hooke'i liigenditeks.

◀ Joon. 279



Joon. 280



Ristpea ja sidurihargid valmistatakse terasest 40X, mis on karastatud kõvaduseni *HRC* 48 ... 53; või ristpea terasest ШХ15, hargid aga kõvaduseni *HRC* 60...65 karastatud kroomterasest. Šarniirsidurid peavad olema hästi määritud ning kaitstud tolmu ja mustumise eest.

Tavalise konstruktsiooniga šarniirsidurite puuduseks on veetava võlli *pöörlemise ebaühtlus* vedava võlli jääva kiiruse juures, kui võllid pole samateljelised.* Sellega seotud veetava võlli nurkkiirendused tekitavad inertsjõude, mis täiendavalt koormavad siduri detaile. Kahe šarniirsiduri kasutamisega saavutatakse teatud tingimustes vedava ja veetava võlli pöörlemise sünkroonsus, kuid ka sel juhul pöörleb vahevõll mitteühtlaselt.**

Kui M_{v1} on väändemoment võllil *1* ja M_{v2} — võllil *2*, siis hetkeliste võimsuste võrdumise tingimusest, arvestamata kadusid siduris, võib kirjutada $M_{v2}\omega_2 = M_{v1}\omega_1$ ja järelikult

$$\frac{M_{v1}}{M_{v2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Universaalliigendi kinemaatikast on teada, et tema ülekandesuhe (ω_2/ω_1) kõigub piires $1/\cos\psi$ kuni $\cos\psi$. Teades veetaval võllil väändemomendi suurimat väärtust M_{v2}, võib määrata vaja-

* Esineb ka šarniirsidurite erikonstruktsioone «püsiva nurkkiirusega» (homokineetilised).

** Seepärast tuleb vahevõlli inertsmomenti võimalikult vähendada, et vähendada ta mõju masina tööle.

liku momendi vedaval võllil — $M_{v1max} = M_{v2}/\cos\psi$. Lähtudes sellest pöördemomendist ja tappidevahelisest kaugusest $2r$, määratakse siduri tappidele ja harkidele mõjuvad jõud P_{max}

$$P_{max} = \frac{M_{v\,max}}{2r}\,\frac{1}{\cos\psi} \tag{441}$$

ja kontrollitakse neid elemente paindele ning erisurvele tööpindadel. Eespool nimetatud materjale kasutades on šarniirsidurite tappides lubatavad erisurved $p_{max} \approx 4$ kG/mm². Suurte nurkkiiruste ja veetava võlliga seotud küllalt suurte masside korral on vaja kontrollida inertsjõududest põhjustatud pingeid detailides.

ГОСТ 5147-69 järgi valmistatud siduritele on lubatavate pöördemomentide väärtused toodud standardis (2,5 kGm, kui $d_v =$ $= 10$ mm kuni 128 kGm, kui $d_v = 40$ mm).

Elastsed sidurid. Mitmesuguste ühendussidurite hulgas on *elastsetel siduritel* eriline koht. Lisaks ühendatavate võllide mittesamateljelisuse kompenseerimisele mõjutavad nad oluliselt ka süsteemi dünaamilist karakteristikat, muutes seda soovitud suunas.

Elastsete sidurite teooria alused. Mootor ja töömasin või kaks transmissiooni osa, kui nad on ühendatud elastse siduriga, moodustavad võnkuva süsteemi, mille dünaamikat uuritakse joonisel 280 kujutatud skeemi alusel.

Kaks ketast, masside inertsmomentidega vastavalt I_1 ja I_2, on seotud kaalutu vardaga, mille väändejäikus on c. Et elastse siduri väändeelastsus on tunduvalt väiksem kui ühendatavatel võllidel, võib lugeda, et c tähendab samaaegselt nii süsteemi kui ka siduri jäikust.

Dünaamikast on teada, et kui sellisele süsteemile toimib häirivmoment $M = M_0 \sin \omega t$, siis sidurit (skeemil — varras) koormava momendi amplituud

$$M_{kr} = \pm M_0 \frac{I_2}{I_1 + I_2} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{k\omega}{c}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{k\omega}{c}\right)^2}}, \tag{442}$$

kus peale ülalnimetatute on kasutatud tähiseid M_0 ja ω — vastavalt häirivmomendi amplituud ja sagedus; p — süsteemi omavõnkesagedus summutamiseta $\left(p = \sqrt{\frac{c}{I_1} + \frac{c}{I_2}}\right)$; c — siduri jäikus (konstant); k — summutustegur (konstant).

Viies valemisse (442) nimimomendi M_{nim}, saame

$$M_{kr} = \pm M_{nim} \frac{M_0}{M_{nim}} \frac{I_2}{I_1 + I_2} \mu = \pm M_{nim} \nu \mu, \tag{443}$$

kus

$$\nu = \frac{M_0}{M_{nim}} \frac{I_2}{I_1 + I_2}, \qquad \mu = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{k\omega}{c}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{k\omega}{c}\right)^2}}. \tag{444}$$

Seoste (443) ja (436) võrdlemisest selgub, et sidurit koormav väändemoment koosneb kahest osast: ühte arvestatakse teguriga ν (nagu jäigas siduris, vt. lk. 507) ja teist elastsele sidurile spetsiifilise teguriga μ.

Tegur μ oleneb põhiliselt sageduste suhtest ω/p.

Resonantsi korral ($\omega = p$) saavutab ta suurima väärtuse:

$$\mu = \sqrt{\left(\frac{c}{k\omega}\right)^2 + 1} \approx \frac{c}{k\omega}, \tag{445}$$

sest tavaliselt $\frac{c}{k\omega} \gg 1$.

Seosest (444) μ kohta nähtub, et elastne sidur annab võrreldes jäigaga ainult sel juhul väiksema momendi väärtuse ($\mu < 1$), kui $\omega > \sqrt{2}p$, s. o. kui sundvõnkumiste sagedus (ω) on $\sqrt{2}$ korda suurem süsteemi omavõnkesagedusest (p). See saavutatakse siduri jäikuse c vastava valikuga.

Suhetest (445) ja (442) nähtub samuti, et summutamine (k) mõjutab suurust μ eriti tugevasti resonantsilähedases piirkonnas.

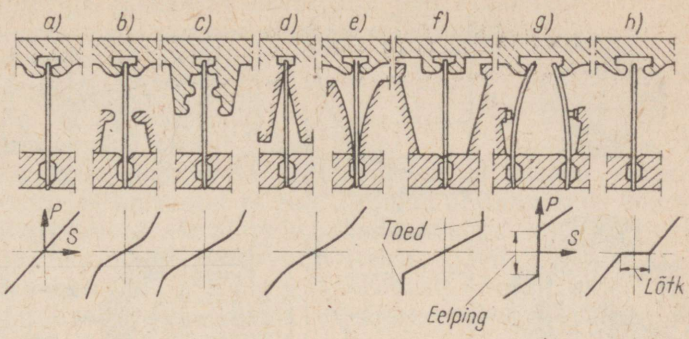
Eespool oli lihtsustamiseks võetud siduri jäikus konstantsena ($c = \text{const}$) ja vastavalt sellele on siduri väändeelastsuse karakteristik ($M_{el} = c\varphi$) lineaarne.

Praktikas kasutatakse sagedamini mittelineaarse elastsuskarakteristikuga sidureid ($c \neq \text{const}$). Sel juhul sidur nagu pidevalt muudaks süsteemi omavõnkesagedust (p) ja ei võimalda võnkumistel areneda suurusteni, mis nad oleksid saavutanud jääva jäikusega siduri korral. Valem (442) on ka sel juhul kasutatav, kuid c väärtus tuleb võtta siduri väändenurga amplituudile (φ_0) vastavast elastsuskarakteristiku punktist. Enam levinud mittelineaarne karakteristik on sujuvalt suureneva kaldega peaaegu horisontaalsest (koordinaatide alguses) kuni vertikaalseni. Harvemini esinev, kuid efektiivsem (võngete summutamise suhtes) on joonisel 284 kujutatud karakteristik. See erineb eelnevast eelpinge olemasoluga elastses ühenduses.

Nii lineaarne kui ka mittelineaarne karakteristik lõpeb vertikaalsete lõikudega, mis vastavad siduripoolte minekule vastu tugesid (piirajaid). Viimased on vajalikud elastsete elementide kaitseks ülepingete eest juhuslikel suurtel ülekoormustel.

Elastsete sidurite konstruktsioon ja arvutus. Põhiliseks elastse siduri omadusi ja konstruktsiooni määravaks osaks on elastne element.

Olemasolevates sidurites on elastse elemendi materjaliks peamiselt teras ja kummi. Viimasel aastakümnel on eriti laialt levinud kummist elastsed elemendid, milles kasutatakse kummi tähtsaimat omadust — suurt deformeeritavust koos küllalt suure energiahulga hajutamisega mahuühikus. Kummi elastse deformeerimise erienergia moodustab ligikaudu 4500 kGm/kG, samal ajal vedruterasel on see vähem kui 3 kGm/kG. Kummist elastsete ele-



Joon. 281

mentide laialdane kasutamine sai võimalikuks peale tõhusa meetodi väljatöötamist kummi kinnitamiseks metallile.* Sellise liite tugevus on praegu kuni 70 kG/cm², jäädes peaaegu samaks temperatuurini kuni 80° C.

Olemasolevates sidurite konstruktsioonides kasutatakse peaaegu kõiki kummi-metallelementide tuntud konstruktsioone, aga samuti teraskeerdvedrusid ja lehtvedrusid (surve-, painde- ja väände-). Nende elementide arvutuse üldisi aluseid käsitletakse XXVI peatükis.

Vedrude elastsuskarakteristikut, mis tavaliselt väikestel deformatsioonidel on lineaarne, saab soovitud suunas muuta tugede, lõtkude, eelpingestuse või muude taoliste võtete abil.

Joonisel 281 on koordinaatides jõud-deformatsioon näidatud sel viisil saadud lehtvedrude karakteristikud.

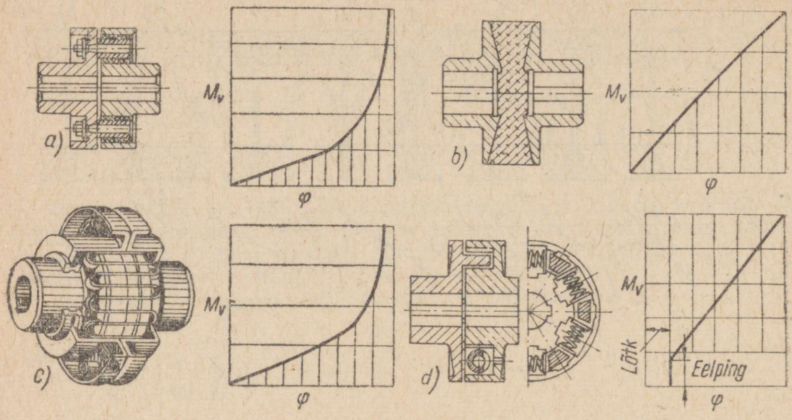
Mõnede elastsete sidurite tüüpilised konstruktsioonid koos elastsuskarakteristikutega on esitatud joonisel 282.

Sõrmpukssidur ГОСТ 2229-55** järgi (tüüp МУВП, joon. 282, *a*) koosneb kahest äärik-siduripoolest. Ühesse neist on koonussabadega kinnitatud terassõrmed, mille peale on pandud trapetsikujulise ristlõikega kummipuksid. Teises siduripooles on ümarad augud, millesse lähevad sõrmed koos puksidega.

Standardiga haaratud sidurite sortiment koosnes kahest reast, 9 numbrit kummaski (1 kuni 9), ühendatavate võllide läbimõõtude kasvamise järjekorras 28 ... 150 mm ja ülekantavate pöördemomentidega 12,8 ... 1538 kGm normaalrea siduritele (MH1 kuni MH9) ning 6,7 ... 716 kGm kerge rea siduritele (M01 kuni M09).

Nimetatud standardi viimane redaktsioon erineb eelmisest (1943. aastast) just kergete sidurite rea olemasoluga. Kerged sidurid on normaalsiduritega samasuguste aukudega võllide jaoks, kuid on ette nähtud väiksemate pöördemomentide ülekandmiseks ja seega kaaluvad vähem.

* Vt. Жеребков С. К. Крепление резины к металлам, Госхимиздат, 1956.
** ГОСТ 2229-55 on annulleeritud. — *Tõlk.*



Joon. 282

Sõrmede arv sidurites on 4 ... 12; kummirõngaste arv sõrmel 3 ... 4. Siduripoolte materjal — malm СЧ 21-40 või terassepis mark 30 ГОСТ 1050-60 järgi ehk terasvalu mark 35ЛII ГОСТ 977-65 järgi; sõrmedel — normaliseeritud teras 45. Kummirõngaste kvaliteet on määratud rea näitajatega, mis vastavad pidevale tööle muljumispingetega 20 kG/cm² (lühiajaliselt — 40 kG/cm²).

Ringkiirus selle standardi sidurite välispinnal ei ületa 30 m/s. Seda piirab põhiliselt kummipukside kuumenemine ja purunemine koormamise suure sageduse korral.

МУВП-tüüpi sidurid pole ette nähtud ühendatavate võllide mittesamateljelisuse kompenseerimiseks. Nad kompenseerivad ainult võllide aksiaalnihkumisi, mis on omased elektrimasinate rootoritele (iseseadumine magnetväljas) ja leevendavad lööke pöörlemise ülekandmisel. Mittesamateljeliste võllide ühendamisel nende siduritega kaasneb elastsete pukside kiire kulumine ning täiendavate radiaalkoormuste tekkimine võllidele ja nende tugedele (vt. lk. 513). Sidurid valitakse ГОСТ 2229-55 järgi vastavalt gabariitidele ja standardis toodud pöördemomendi suurustele.

Mittestandardsete sõrmpukssidurite arvutus piirdub tavaliselt sõrmede kontrollimisega paindele ja pukside kontrollimisega muljumisele. Ekspluateerimise kogemused näitavad, et kõige sagedamini purunevad nimetatud detailid.

Arvutamisel lähtutakse ühe sõrmega ülekantavast ringjõust P_1, eeldusel, et koormus (M_v) jaguneb kõigi sõrmede (z) vahel võrdselt. Jõu P_1, sõrmes esinevate suurimate paindepingete σ_p ning sõrme ja elastse puksi vahelise erisurve p määramiseks kasutatakse alljärgnevaid valemeid:

$$P_1 = \frac{2M_v}{D_p z}; \quad \sigma_p = \frac{P_1 x}{0{,}1 d_p^3} \leqslant [\sigma_p]; \quad p = \frac{P_1}{b d_p} \leqslant [p], \qquad (446)$$

kus M_v on siduriga ülekantav arvutuslik pöördemoment;
D_p — sõrmede paiknemise ringjoone läbimõõt;
z — sõrmede arv siduris;
d_p — sõrme läbimõõt;
x — jõu õlg ($x \approx b$);
b — kummipuksi pikkus (joon. 283).

Tegelik koormuse jagunemine sõrmede vahel oleneb siduripoolte tsentreerimise täpsusest ja pole üldjuhul ühtlane; seda arvestatakse vastavalt lubatavate pingete vähendamisega. «Põhiandmed kraanade projekteerimiseks ja arvutamiseks» soovitab võtta varuteguriks voolavuspiiri järgi 2 ... 2,5, olenevalt koormamise režiimist, s. o. sõrmedele $[\sigma_p] \leqslant (0{,}4 \ldots 0{,}5)\sigma_T$, erisurve sõrme ja kummi vahel $[p] \leqslant 30$ kG/cm².*

Kummi-metallsidurid (joon. 282, *b*). Kõigi selle grupi sidurite iseärasuseks on kummi tugev kinnitus (liimimine) metalldetailidega. Koormus jaguneb seejuures ühtlaselt kogu metalli ja kummi kokkupuutepinnale, mis võimaldab kõige paremini kasutada kummi elastseid omadusi. Väikestes sidurites (pöördemomentidele kuni 650 kGcm) kinnitatakse kummi vahetult siduripoolte külge. Suurtes sidurites (pöördemomentidel kuni 1600 kGm) kinnitatakse kummi vaheäärikutele, mis poltide abil ühendatakse siduripooltega.**

Need sidurid töötavad müratult, isegi reverseerimisel. Kiiretes, väikeste pöördemomentidega ajamites on kummi-metallsidurid nähtavasti parimaks ühenduse tüübiks.

Looklevate vedrudega sidur (joon. 282, *c*) on tänapäeval kasutatavatest terasest elastsete elementidega siduritest kõige täiuslikum. Ta koosneb kahest hammastega siduripoolest hammaste vahele paigutatud looklevast vedrust ja vedru ning hambaid katvast kattest. Sidurit määritakse rikkalikult konsistentse määrdega.

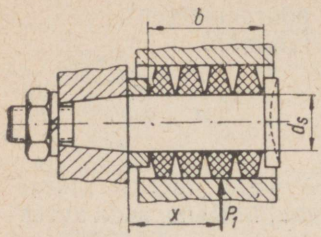
Vedru ristlõike vähendamiseks paigutatakse suurtes sidurites vedrukeerud kahes või kolmes reas. Olenevalt hammaste kujust võivad need sidurid olla lineaarse või mittelineaarse elastsuskarakteristikuga.***

Silindriliste keerdvedrudega sidur (joon. 282, *d*). Ühte siduripoolde on paigutatud silindrilised vedrud (tavaliselt eelpingega). Teise siduripoole otspinnal on nukid, mis lähevad lõtkuga vedrudevahelistesse avadesse esimeses siduripooles. Sel viisil kantakse pöördemoment ühelt siduripoolelt teisele silindriliste vedrude abil. Eelpinge suuruse ning lõtkude ja piirajate sobiva valikuga võib saada vajaliku elastsuskarakteristiku. Neid sidureid kasutatakse

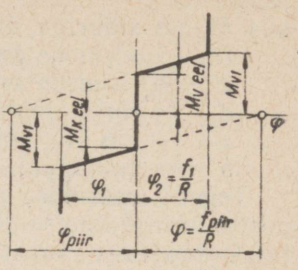
* ГОСТ-is 2229-55 oli ülekantavad pöördemomendid määratud, lähtudes $[p] = 20$ kG/cm², kuid ГОСТ lubas lühiajalist kahekordset ülekoormust.

** Kummi-metall- ja teiste elastsete sidurite arvutuse kohta vt. K. Oktavec, J. Trnka, «Stojirenstvi», nr. 7, 1954.

*** Looklevate vedrudega sidurite arvutuse kohta vt. Зильберман А. С., «Советское котлотурбостроение», № 8, 1936, Сулькин А. Г., Вестник машиностроения», № 11, 1948.



Joon. 283



Joon. 284

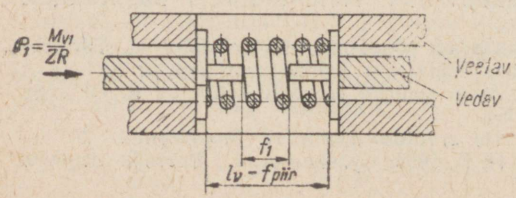
juhtudel, kui etteantud elastsuskarakteristikut tuleb täpselt täita. Siin on seda karakteristikut määravaid põhitegureid (silindervedrude jäikus, lõtkud ja piirajatevahelised kaugused) suhteliselt lihtne arvutada ja neist valmistamisel kinni pidada.

Vedrusiduri arvutamisel on põhiliseks vedrude ja nendega kokkupuutuvate detailide mõõtmete määramine siduri etteantud elastsuskarakteristiku järgi. Elastsuskarakteristiku nõutava kuju määravad siduri töötingimused masinas.

Olgu näiteks siduri elastsuskarakteristik antud joonisel 284 kujutatud kõveraga. Selle karakteristiku iseärasuseks on teravalt väljenduv mittelineaarsus. Vedrusiduris saavutatatakse see vedrude eelpingutusega ja vedrude deformatsioone piiravate tugede kasutamisega (joon. 285).

Eelpingutuse väändemoment $M_{v\,eel}$ tehakse tavaliselt suurem, kui siduriga ülekantav nimipöördemoment M_{nim}. Kui M_{nim} ja siduris võnkumistel tekkiva momendi amplituudi M_0 summa on väiksem $M_{v\,eel}$, s. o. $M_{nim} + M_0 < M_{v\,eel}$, siis sidur käitub jäiga ühendusena (elastsus võrdub nulliga). Ülaltoodud summa suurenemisel üle $M_{v\,eel}$ hakkavad ilmnema siduri elastsed omadused: vedrud hakkavad deformeeruma. Kui see summa ületab momendi väärtuse M_{v1}, s. o. $M_{nim} + M_0 > M_{v1}$, kusjuures samaaegselt peab olema täidetud ka tingimus $M_{nim} - M_0 > M_{v1}$, muutub sidur jällegi jäigaks.

Valides konstruktiivselt (lähtudes siduri kavandatavaist gabariitidest) vedrude arvu z ja nende paiknemise ringjoone raadiuse R ning kasutades siduri elastsuskarakteristikult (joon. 284) võetud suurusi M_v ja φ, määrame järjekorras:



Joon. 285

vedru lineaarne jäikus

$$c_1 = \frac{M_{v1} - M_{v\,eel}}{z\varphi_1 R^2} \text{ kG/cm;}$$

vedru eelpingus (esialgne deformatsioon)

$$f_{eel} = \frac{M_{v\,eel}}{zc_1 R} = R\varphi_{eel} \text{ cm;}$$

tugedevaheline kaugus (joon. 285)

$$f_1 = R\varphi_1 \text{ cm;}$$

vedru summaarne deformatsioon

$$f = f_{eel} + f_1 \text{ cm;}$$

suurim koormus vedrule

$$P_1 = \frac{M_{v1}}{zR} = c_1 f \text{ kG.}$$

Nendest võrranditest saadud suuruste ja vedrude paigutamiseks määratud pesade mõõtmete järgi valitakse vedrude mõõtmed (vedrude arvutust vt. lähemalt lk. 564).

Lülitatavad sidurid

Lülitatavaid sidureid kasutatakse võllide ühendamiseks nende pöörlemisel või paigalseisul.

Sidestamisjõudude iseloomu järgi võib neid sidureid jagada nelja gruppi: *hõõrdsidurid, nukksidurid (hammassidurid), elektromagnetilised sidurid vedelik- või pulbertäidisega ja hüdrosidurid.*

Juhtimisviisi järgi jagatakse lülitatavaid sidureid agregaati teenindava *operaatori vahetu jõuga* (või abienergia kasutamisega) juhitavateks siduriteks ja *automaatsiduriteks.*

Lülitatavate siduritega ühendatavatele võllidele esitatakse üks üldine nõue — nende range samateljelisus. Samateljelisuse hälbed halvendavad järsult kõikide lülitatavate sidurite tööd ja muudavad nad kiiresti töökõlbmatuks.

Lülitatavaid sidureid vaadeldakse sellises järjestuses: kõigepealt — hõõrdsidurid kui kõige levinum ja arenenum lülitatavate sidurite grupp, seejärel hammas- ja nukksidurid ning lõpuks alles hiljuti ilmunud, kuid kiiresti arenevat elektromagnetiliste (vedelik- ja pulbertäidisega) sidurite gruppi. Liigituses kasutatakse terminit «elektromagnetiline» kahes tähenduses. Tuleb eristada: a) lihtsaid elektromagnetilisi sidureid (täpsemalt — hõõrdsidureid elektromagnetilise survega), milles tavaliste (kõvade) kehade tööpindu surutakse kokku elektromagnetiliste tõmbejõududega ja

b) elektromagnetilisi vedelik- ning pulbersidureid, milles magnetvoog muudab ferromagnetiliste osakestega varustatud vedelikulise või pulbrilise keskkonna mehaanilisi karakteristikuid.

Hõõrdsidurid. Hõõrdsidurite ülekandeks on käigu ajal kahe võlli sujuv ühendamine ja nende kiire või aeglane lahutamine. Autodes, traktorites, ekskavaatorites, vintsides ja mõnedes tööpinkides on hõõrdsidurid masina häireteta tööd kindlustavateks põhilisteks mehhanismideks.

Hõõrdsidurid on lülitatavatest siduritest kõige enam levinud.

Hõõrdsidurite teooria alused. Lülitatava hõõrdsiduri töös eristatakse nelja perioodi:

1. periood — siduri sisselülitamine: siduri tööpindu lähendatakse ja surutakse kokku; veetavat võlli kiirendatakse vedava võlli kiiruseni;

2. periood — sidur on sisse lülitatud: veetav ja vedav võll pöörlevad ühesuguse kiirusega;

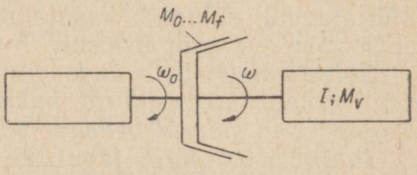
3. periood — siduri väljalülitamine: tööpinnad surutakse eemale; veetav võll aeglustub kuni täieliku seiskumiseni.

4. periood — sidur on välja lülitatud: tööpindade vahel on lõtk; veetav võll seisab, vedav pöörleb või on samuti liikumatu.

Vaatleme neid perioode.

Siduri sisselülitamine. Sidur (joon. 286) jagab kinemaatilise ahela kaheks osaks: vedavaks (mootor) ja veetavaks (töömasin). Enne sisselülitamist pöörleb vedav võll ühtlase nurkkiirusega ω_0, veetav võll seisab paigal ($\omega = 0$).

Joon. 286



Sisselülitamise ajal siduriga kulutatav töö A koosneb kolmest osast: hõõrdetööst A_1 ajavahemikul t_1, mil $\omega = 0$, kuid hõõrdemoment siduris kasvab väärtuselt $M = 0$ kuni $M = M_v$, kus M_v on väliste takistusjõudude moment veetaval võllil; tööst A_2, mis kulutatakse veetava võlliga seotud masside kineetilise energia suurendamiseks (kaod kaasa arvatud) ajavahemikul ($t_2 - t_1$), kui ω kasvab nullist ω_0-ni; veetaval võllil välistakistuse ületamiseks kulutatavast tööst A_3 (kaod kaasa arvatud) ajavahemikul ($t_2 - t_1$).

A_1, A_2 ja A_3 määratakse mehaanikast tuntud võrranditega

$$A_1 = \int_0^{t_1} M\omega_0 \, dt; \quad A_2 = \int_{t_1}^{t_2} (M - M_v)\omega_0 \, dt; \quad A_3 = \int_{t_1}^{t_2} M_v\omega_0 \, dt. \qquad (447)$$

Veetav võll võtab tööst A vastu vaid osa A', mis kulub liikuvate masside kineetilise energia suurendamiseks (A'_2) ja väli-

takistuse ületamiseks (A'_3) (s. o. $A' = A'_2 + A'_3$), kusjuures

$$A'_2 = I\frac{\omega_0^2}{2} \quad \text{ja} \quad A'_3 = \int_{t_1}^{t_2} M_v \omega \, dt, \tag{448}$$

kus I on veetava võlliga seotud masside inertsimoment (taandatud võlli teljele).
Järelikult hõõrdekaod siduris

$$A_h = A - A' = A_1 + A_2 + A_3 - A'_2 - A'_3. \tag{449}$$

A_h määramist, mis üldkujul on lihtne, raskendab võrrandite (447) ja (448) integreerimine, sest integreeritavate suuruste muutumise seadused ajas on tihti tundmatud.

Näitena A_h määramise kohta teeme projekteerimispraktikas sageli kasutatavad lihtsaimad oletused: hõõrdemoment siduris kasvab nii kiiresti, et võib võtta $t_1 \approx 0$ ja $M = \text{const} = M_f$; välistakistuste moment sisselülitamise ajal ei muutu ($M_v = \text{const}$).

Veetava võlli liikumise iseloom ajavahemikus ($t_2 - t_1$) määratakse liikumishulga võrrandiga

$$I \, d\omega = (M_f - M_v) \, dt.$$

Vaadeldaval juhul on kiirendus jääv

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_f - M_v}{I}$$

ja aeg $t_2 = \dfrac{I\omega_0}{M_f - M_v}$.

Seega $A_1 = 0$;

$$A_2 = (M_f - M_v)\,\omega_0 t_2 = I\omega_0^2$$

$$A_3 = M_v \omega_0 t_2 = I\omega_0^2 \frac{M_v}{M_f - M_v} \tag{450}$$

$$A'_2 = I\frac{\omega_0^2}{2}; \quad A'_3 = I\frac{\omega_0^2}{2}\frac{M_f}{M_f - M_v}$$

Asetades need A_1, A_2, A_3, A'_2 ja A'_3 väärtused võrrandisse (449) saame siduri sisselülitamisel kaotatud hõõrdetöö lihtsalt väljendada:

$$A_h = I\frac{\omega_0^2}{2}\frac{M_f}{M_f - M_v}. \tag{451}$$

Viimasest seosest saame hõõrdsidurite konstrueerimiseks täht-

sad järeldused. Antud kiiruse ω_0 korral on hõõrdekadude vähendamiseks vaja võimalikult vähendada inertsimomenti I ja suurendada lülitamisperioodil vahet $(M_f - M_v)$ (näiteks lülitada ilma väliskoormuseta, $M_v \approx 0$). Samal ajal aga tuleneb vahe $(M_f - M_v)$ suurendamisest ka kiirenduste ja inertsijõudude võrdeline suurenemine. Vahe $(M_f - M_v)$ suurim väärtus määrataksegi lubatavate inertsijõudude piirsuurustega.

Sisselülitatud siduri töö. Sisselülitatud sidur peab üle kandma pöördemomenti vedavalt võllilt veetavale, kusjuures normaalse koormuse juures pole libisemist lubatud.* Määrame siduriga ülekantava suurima pöördemomendi, s. o. selle piirimomendi, mille saavutamisel algab siduris libisemine.

Kahe pinna kokkusurumisel jõuga P tekib nende vahel hõõrdumine. Olgu näiteks kokkusurutavateks pindadeks tasased rõngad siseraadiusega r_s ja välisraadiusega r_v.

Hõõrdemoment on arvutatav valemiga

$$M_f = fPr_t, \tag{452}$$

kus f on kokkupuutuvate pindade vaheline hõõrdetegur;

r_t — kokkusurutud pindade vahel tekkivate hõõrdejõudude taandatud õlg; selle võib võtta võrdseks keskmise raadiusega.

$$r_t = r_k = 0{,}5(r_s + r_v).^{**}$$

Viies võrrandisse (452) ühe tööpindade paari pinna $S_f = 2\pi r_k b$ ja keskmise erisurve $p = P/S_f$, saame

$$M_f = fPr_k = fpS_f r_k. \tag{453}$$

Mitmesuguste f, P ja r_k väärtustega z tööpindade paari korral on ülekantav pöördemoment

$$M_f = \sum_{i=1}^{z} f_i P_i r_{ki} = \sum_{i=1}^{z} f_i p_i S_{fi} r_{ki}. \tag{454}$$

Seos (454) on hõõrdsidurite arvutamise põhivalemiks.

Siduri väljalülitamine. Siduri väljalülitamisprotsessis esinevaid kadusid võib määrata samuti, nagu seda tehti sisselülitamisprotsessis. Need kaod on tühised ja ei oma praktilist tähtsust, mistõttu tavaliselt jäävad arvestamata.

Väljalülitatud siduri töö. Väljalülitatud siduril peab puuduma hõõrdumine osade vahel nende suhtelisel liikumisel. Erilised raskused tekivad selle nõude täitmisel mitmekettalistes sidurites.

---

* Hõõrdsiduri töötamist kaitseks ülekoormuste eest on eraldi vaadeldud lk. 554.

** Üldiselt oleneb r_t suurus elementaarsete hõõrdejõudude jagunemisseadusest tööpindadel. Töös [1] on tõestatud, et mitmesugused erinevad hüpoteesid selle seaduse kohta annavad lähedasi tulemusi, mis võimaldavad sidurite arvutamisel võtta $r_t = r_k$.

Väljalülitatud siduri ketaste vahel võib hõõrdumist põhjustada a) ketaste kõverdumine (kaardumine) ja nende kokkupuutumine peale väljalülitamist; b) ketaste kokkuliibumine nende pindade vahel õli olemasolu korral.

Esimest viga saab vältida ketaste hoolika valmistamisega, nende kõverdumisest hoidumisega töö ajal ja küllaldaste lõtkudega ketaste väljalülitatud asendis; teist põhjust — ketaste sunnitud eemalesurumisega siduri lahutamisel.

Väga kasulik on ka õli läbipumpamine lahutatud siduri ketaste vahelt. Lisaks hõõrdumise vähendamisele sellega ka jahutatakse tööpindu intensiivselt.

Lülitatavate hõõrdsidurite konstruktsioonid. Oma otstarbe järgi (edasi anda pöördmomenti üksteise vastu surutud pindade vaheliste hõõrdejõudude abil) on hõõrdsidureid kohane liigitada järgmiste tunnuste alusel: materjalid, tööpindade kuju ja arv ning nende kokkusurumise viis (siduri juhtimismehhanism).

Tööpindade materjalid. Ülalvaadeldud hõõrdsidurite töö isesärasused ja saadud seosed (451) ja (454) lubavad formuleerida rea tööpindade materjalidele esitatavaid erinõudeid:

a) suur hõõrdetegur, mis oleks muutumatu küllalt laias kiiruste, temperatuuride ja koormuste vahemikus;

b) küllaldane mehaaniline ja termiline tugevus;

c) kulumis- ja sööbimiskindlus;

d) hea soojusjuhtivus, mis kindlustab tööpindadelt soojuse kiire ärajuhtimise.

Enam levinud friktsioonmaterjalide karakteristikud on toodud tabelis 78.

Sidurid, kus mõlemad tööpinnad on metallist (malm—malm, teras—teras, pronks—teras), nõuavad intensiivse töö korral reeglina rikkalikku õlitamist (eriti paarid teras—teras ja pronks—

Tabel 78

Enam levinud friktsioonmaterjalide karakteristikud

Tööpindade materjalid		Töötingimused	Hõõrdetegur f	Erisurve $[p]$ kG/cm²	Suurim temperatuur °C
Karastatud teras	Karastatud teras	Õlis	0,08	6 . . . 8	250
Malm	Malm või teras	Õlis	0,06	6 . . . 8	250 . . . 300
Malm	Sama	Kuivalt	0,15	2,5 . . . 4	250 . . . 300
Pronks	„	Õlis	0,05	4	150
Pressitud asbest	„	Kuivalt	0,3	2 . . . 3	150 . . . 250
Metallkeraamika	„	Kuivalt	0,4	3	550
„	„	Õlis	0,1	8	550

teras). Kuivalt töötamisel kuluvad nad lubamatult. Et niisuguste paaride vaheline hõõrdetegur on suhteliselt väike, nõuavad nad suuri gabariite või suurt tööpindade arvu. Praktiliselt on see teostatav ainult mitmekettalistes sidurites, kus metallist friktsioonpaare tegelikkuses edukalt kasutatakse.

Metallist friktsioonmaterjalide puuduste kõrvaldamiseks on loodud materjalid asbesti baasil ja metallkeraamilised materjalid — metallide ja mittemetallide pulbritest. Need materjalid võimaldavad vähendada sidurite gabariite, on kulumiskindlamad ja võivad töötada nii kuivalt kui ka määrdega.

Otsustades juba saavutatud tulemuste järgi, kuulub tulevik nähtavasti metallkeraamilistele friktsioonmaterjalidele. Neid valmistatakse ühelt või kahelt küljelt terasketaste peale pressitavate katetena paksusega 0,25...6 mm (olenevalt läbimõõdust). Need katted tagavad kiirustel 50 m/s ja temperatuuridel 350... 500° C hõõrdeteguri mitte alla 0,4 ... 0,5 (küllalt kõrgete mehaaniliste omaduste ja sööbekindluse juures). Lubatavad erisurved on kuni 10 kG/cm² kuivalt ja kuni 30 kG/cm² töötamisel õlis. Olles pehmed (*HB* 50...60), töötavad need katted hästi paaris malmi ja süsinikterasega. Metallkeraamiliste materjalide ülejäänud eelisteks on kõrge soojusjuhtivus, kulumiskindlus, võimalus luua kattes soojust ärajuhtiva õli eemaldamiseks kanaleid.

Töötamiseks eriti rasketes tingimustes (erisurved kuni 60 kG/cm², libisemiskiirused kuni 100 m/s ja temperatuur kuni 1200 °C) on NSVL TA Masinaõpetuse Instituudis koostöös Asbesttehniliste Toodete Üleliidulise Teadusliku Uurimise Instituudiga loodud friktsioonmaterjal «retinaks» ФК-24А ja ФК-16Л. Nende põhikomponendid on — asbest, bariit ja fenoolformaldehüüdvaik ning materjalis ФК-16Л veel täiendavalt valgevasktraat.

Tööpindade asendi ja kuju järgi jagatakse hõõrdsidurid: a) *radiaalsed*, mille tööpinnad on silindrilised ja b) *aksiaalsed* (teljelised), mille tööpinnad on tasapinnalised või koonilised. Edasi liigitatakse neid sidureid konstruktiivse vormistuse ja tööpindade arvu järgi. Hõõrdsidurite põhitüüpide skeemid on toodud joonisel 287.

S u r u m e h h a n i s m i d. Siduri juhtimismehhanismile esitatakse järgmised põhinõuded:

1) siduri sujuv sisselülitamine, mis kindlustab masina kiiruse suurenemise etteantud seaduse kohaselt (näiteks autobussides ja trollibussides seisvate reisijate korral ei tohi kiirendus ületada 4 m/s²);

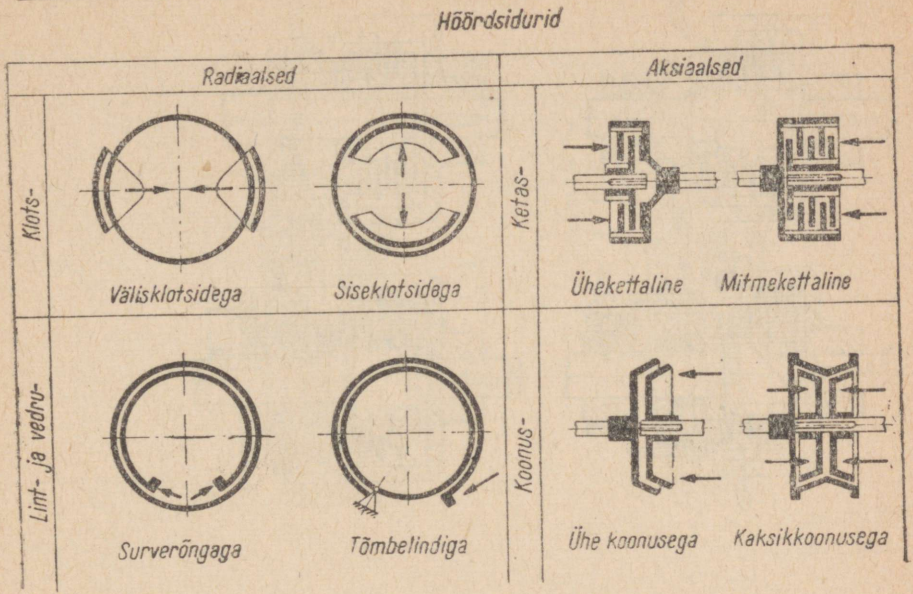
2) surve ühtlane jagunemine tööpindadele;

3) vajalik jõud juhtimiseks ja käik ei tohi ületada (olenevalt masina tüübist) käepidemel 6 ... 15 kG ja 200 ... 250 mm, pedaalil 8 ... 30 kG ja 100 ... 200 mm;

4) võimalus niiviisi reguleerida, et tööpindade kulumisel siduri töövõime ei väheneks ega juhtimine raskeneks;

5) töökindlus kõigis antud ekspluatatsioonitingimustes (igal aastaajal, temperatuuril jne.).

Juhtimismehhanismide liigitamisel on tähtsamateks tunnusteks: 1) juhtimiseks kasutatava energia liik ja 2) tööpindadele jõudude ülekandmise moodus.



Joon. 287

Energia liigi järgi jagatakse sidurite juhtimismehhanismid a) lihaste energial töötavaiks ja b) masina mootori või teiste allikate energiat kasutatavaiks. Kui varem kõiki sidureid juhiti eranditult lihaste jõuga, siis praegu kasutatakse seda vaid väikeste sisselülitamisjõudude korral. Ülejäänud juhtudel kergeneb ja lihtsustub juhtimine (kuni täieliku automatiseerimiseni) mehhanismile rakendatava abienergia arvel.

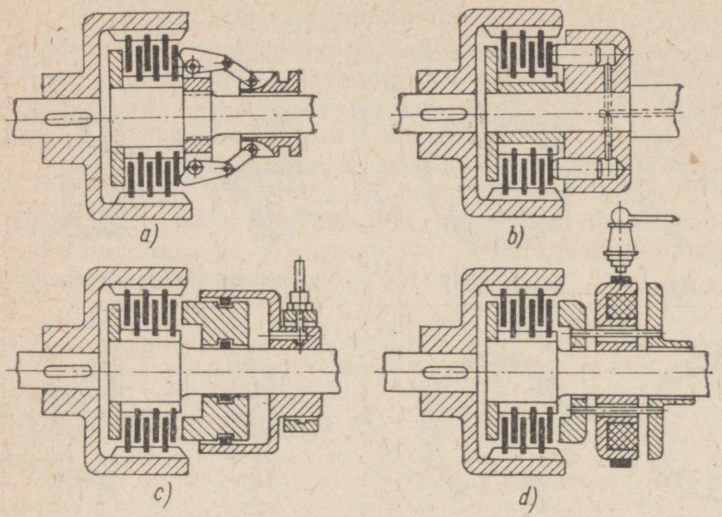
Tööpindadele jõu ülekandmise mooduse järgi jagatakse juhtimismehhanismid järgmistesse gruppidesse: a) kangmehhanismid (samuti kuul- ja nukkmehhanismid); b) hüdraulilised; c) pneumaatilised; d) elektromagnetilised mehhanismid.

Joonisel 288 on näitena toodud mitmekettaline hõõrdsidur neljas variandis, mis vastavad ülalloetletud tööpindade kokkusurumise moodustele.

Kangülekanded olid valitsevaks käsi- (ja jalg-) juhtimise ajal. Hiljem nende kasutamine vähenes ja käesoleval ajal suurte sidurite juhtimiseks kangülekandeid peaaegu ei kasutata.

Hõõrdsidurite tüüpilised konstruktsioonid. Alljärgnevalt on hõõrdsidurite suurest hulgast vaadeldud vaid mõnda, mis on laiemalt levinud tänu konstruktiivsetele eelistele võrreldes teiste hõõrdsiduritega.

Ketassidurid. Terviklikke või katetega kettaid on lihtsam valmistada kui teise kujuga hõõrdeelemente. Ühesuguste mõõtmetega



Joon. 288

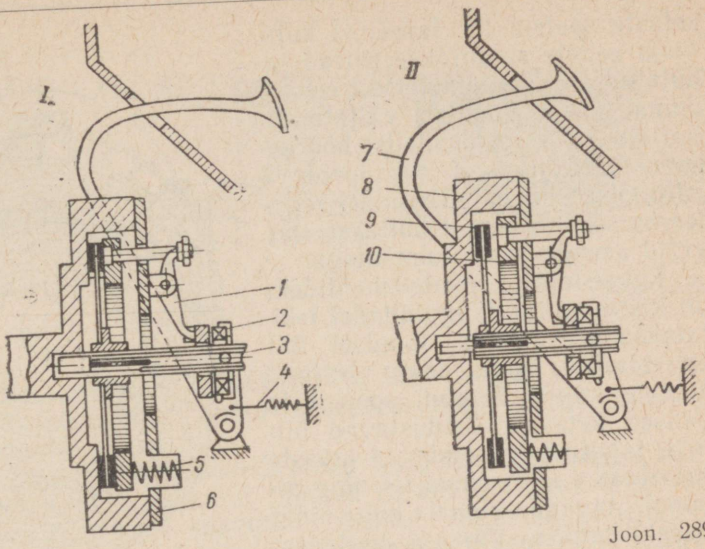
ketastest võib nende arvu muutmisega saada sidureid mitmesuguse suurusega pöördemomentide ülekandmiseks. Viimane asjaolu hõlbustab sidurite standardiseerimist ja tsentraliseeritud tootmist. Ketassidurid võtavad teist tüüpi siduritest vähem ruumi; kulunud detailide vahetamine on lihtsam.

Tänu kõigile neile eelistele on ketassidurid laialt levinud sellistes masinates nagu autod, traktorid, tööpingid jm.

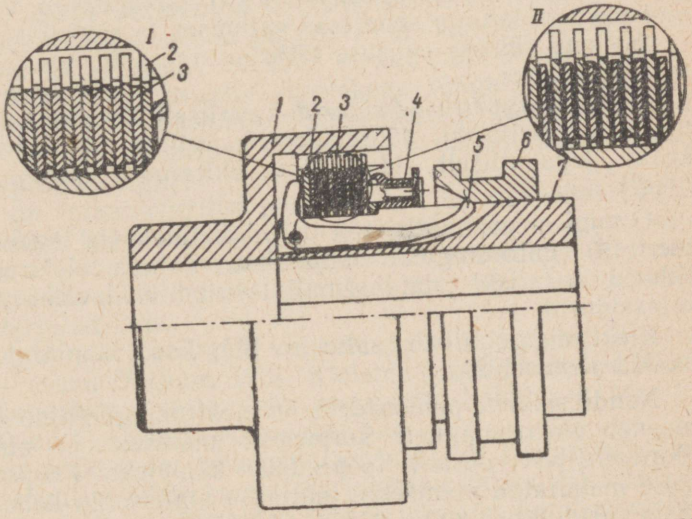
Kõigis kaasaegsetes sõiduautodes kasutatakse ühekettalisi sidureid.

Joonisel 289 on skemaatiliselt esitatud auto sidur. Asendis *I* on sidur sisse lülitatud: veetav ketas *9* on vedrudega *5* kinni surutud hooratta *8* ja surverõnga *10* vahele. Seejuures kantakse pöördemoment hoorattalt *8* üle veetavale võllile *3*. Asendis *II* on sidur välja lülitatud: pedaalikang *7* eemaldab rõnga *2* ja hoobade *1* abil surverõnga *10*, ületades vedrude *5* jõu. Seega lahutatakse tööpinnad. Peale pedaali vabastamist tõmmatakse kang *7* vedru *4* abil lähteasendisse — sidur lülitub uuesti sisse. Hooratta küljes olev äärik *6* on vajalik vedrude *5* kinnitamiseks, hoobade *1* pöördumistelgede toetamiseks ning tööpindade kaitseks mustumise eest.

Joonisel 290 on kujutatud tööpinkides kasutatav mitmekettaline sidur. Asendis *I* on sidur sisse lülitatud: välimise siduripoolega *1* ühendatud kettad *2* on hoobade *5* ja puksi *6* abil sisemise siduripoole *7* ketastega *3* kokku surutud. Asendis *II* on sidur lahutatud: puksi *6* nihutamisel paremale pöörduvad hoovad *5* ja vabastavad kettad. Antud konstruktsiooni iseärasuseks on sisemiste



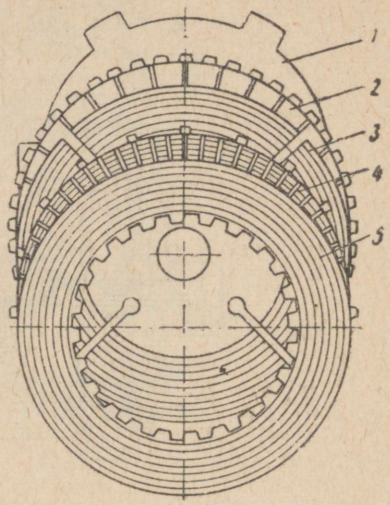
Joon. 289



Joon. 290

ketaste spetsiaalne laineline kuju. Tänu sellele sunnitakse kettad lahutatud asendis teineteisest eemalduma, mis vähendab väljalülitatud siduris ketastevahelisi hõõrdekadusid. Rõngas *4* siduripoole *7* väljalõikes on vajalik siduri reguleerimiseks. Rõngast hoitakse soovitud asendis vedrulukustitega.

Joon. 291



Ketassidurite põhielementideks on kettad, mille külgpindadel tekitatakse hõõrdejõud. Joonisel 291 on esitatud kõige enam levinud ketaste kujud. Augud, sooned ja lõhised ketastes soodustavad õlitust, jahutust, vähendavad ketaste kaardumist kuumenemisel ning aitavad tagada siduri sujuvamat sisselülitamist. Väikese lülitussageduse ja suhteliselt kergete töötingimuste korral valmistatakse kettad terasest sileda pinnaga (*1*). Sagedase ja kestva libisemisega sidurites kasutatakse metallkeraamiliste katetega kettaid, milles on radiaalsed lõhed (*2*).

Ketaste intensiivseks jahutamiseks lahutatud asendis ja samuti õli väljasurumise kergendamiseks sisselülitamisel on ketastel spiraalsoon (*3, 4* ja *5*). Kaardumise vähendamiseks tehakse ketastesse radiaalsed lõhed (*3*). Väändemomenti kannavad kettad üle välimiste (*1, 2* ja *4*) või sisemiste (*5*) hammastega. Viimased lähevad vastava kujuga soontesse välimises ja sisemises siduripooles.

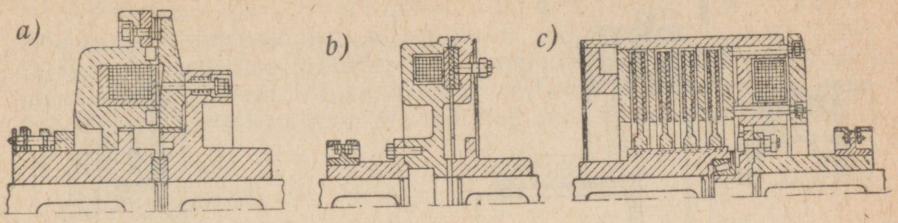
Ketaste väikese paksuse tõttu on nad sidurites tugevasti koormatud osadeks.

Elektromagnetilised sidurid. Tavaliselt nimetatakse elektromagnetilisteks selliseid hõõrdsidureid, milles tööpinnad surutakse kokku orgaaniliselt siduri sisse ehitatud elektromagneti (solenoidi) abil.

Olgugi et põhimõtteliselt on võimalikud (ja tegelikkuses realiseeritud) mitmesuguste tööpindade kujuga elektromagnetilised sidurid, on siiski laialdasemalt levinud vaid elektromagnetilised ketassidurid.

Elektromagnetiliste sidurite tüüpilised konstruktsioonid on toodud joonisel 292.

Nende sidurite põhiosadeks on elektromagnetiline süsteem, mis koosneb elektromagneti korpusest, mähisest ja ankrust, ning hõõrdketastest koosnev tööpindade komplekt. Korpuse ringõnarusse mahutatud mähisesse juhitakse alalisvoolu kahe voolurõnga vastu surutud harja abil. Voolu sisselülitamisel tõmmatakse ankrut korpusesse ja tööpinnad surutakse kokku. Piirhõõrdemomendi suu-



Joon. 292

rust on kerge reguleerida ergutusvoolu tugevusega. Voolu väljalülitamisel eemaldatakse ankur survevedrudega ja hõõrdkettad vabanevad.

Siduris (joon. 292, *a*) libiseb ankur koos ühe tööpinnaga telgsuunas liikudes piki liikumatut rummu. Et ankru vajalik telgnihutus on väike, võib seda saavutada ankrut rummuga ühendava ketta elastsuse arvel. Sel juhul kujuneb sidur lühemaks ja kergemaks, nagu näha jooniste 292, *a* ja *b* võrdlemisel. Siduri läbimõõtu saab vähendada mitme tööpinnapaari kasutamisega (joon. 292, *c*).

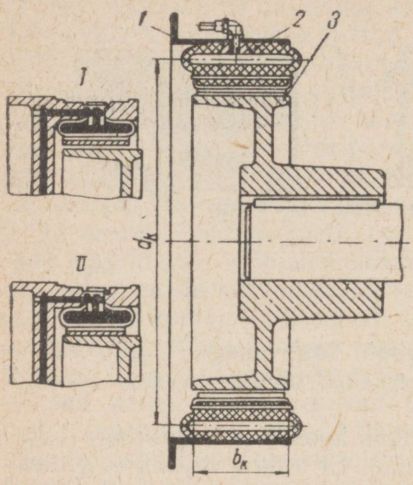
Ballooniga pneumosidurid on viimasel ajal raskemasinaehituses küllalt laialt levinud pneumosidurite huvitavaks alaliigiks. Nende iseärasuseks on kummikamber (balloon), mis asendab pneumaatiliste sidurite varasemates konstruktsioonides kasutatud silindreid ja kolbe.

Radiaalset tüüpi ballooniga klots-pneumosidur (joon. 293) koosneb vedava võlliga seotud põiast *1* ja kummiballoonist *2*. Kambri sisepinnal on veetava võlliga seotud põia *3* poole pööratud klotsid. Balloon on ovaalse ristlõikega rõnga kujuline, mis peab olema õhukindel. Sisemine elastne kamber on ümbritsetud kummeeritud kanga (kordriide) kihtidega ja väljast jällegi kummikihtidega (protektoriga).

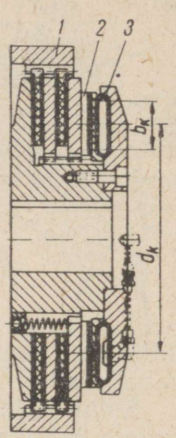
Protektor on vulkaniseeritud põia *1* külge. Pöördemoment kantakse üle kambri tugevaima osaga — kummeeritud riidest rõngaga. Klotsid on kinnitatud kummile siledate sõrmedega. Klotside sisepinnale (veetava võlli poole pööratud pinnale) on kinnitatud friktsioonmaterjalist kate.

Suruõhu juhtimisel ballooni viimane paisub ja surub klotsid põia vastu — asend *II* (joon. 293). Klotside ja põia vahelise hõõrdumisega ühendatakse veetav võll vedavaga. Lahutatud asendis (*I*, joon. 293) on klotside ja põia vahel pilu.

Sellise konstruktsiooni eelis pole mitte ainult lülitamise sujuvuses, mida reguleeritakse kambrisse juhitava õhuga. Elastse lüli olemasolu selles siduris võimaldab teatud piires ka kompenseerida ühendatavate võllide mittesamateljelisust. Konstruktsiooni puuduseks, nagu kõigis radiaalset tüüpi sidurites, on vajadus arvestada



Joon. 293



Joon. 294

klotsidele mõjuvaid tsentrifugaaljõude. Vaadeldavas siduris surutakse klotse tsentrifugaaljõududega väljapoole, mis vähendab survet pöiale, kuid see-eest sidur lahutub kiiremini. On võimalik ka kambri vastupidine paigutus, mille puhul ta ei suru veetavat pöida, vaid vastupidi — paisub temas.

Aksiaaltüüpi ballooniga pneumosiduris (joon. 294) on vastavakujulise ballooni ülesandeks vaid ketaste kokkusurumine.*

Lülitatavate hõõrdsidurite arvutus. Lülitatavate hõõrdsidurite arvutuse sisu võib olla mitmesugune. Põhiliselt staatilisel režiimil töötavate sidurite korral piirdutakse tööpindade mõõtmete määramisega ja surumehhanismi arvutusega. Kui sidur töötab enamik aega dünaamilisel režiimil ja lisaks suure lülitamissagedusega, on vaja sidurit kontrollida kuumenemisele; ajaliselt täpselt määratud töötsükliga masinates on vaja kogu siduri tööprotsessi iseloomustava olenevuse $M_v = F(t)$ ehitamine.

Viimati nimetatud arvutusi vaadeldakse automaatide erikursustes.

Järgnevalt esitatakse tööpindade mõõtmete ja surumismehhanismide arvutus. Suurema tervikluse huvides ja kordamiste vältimiseks on nimetatud arvutusi käsitletud eraldi. Niisugust ülesehitust õigustab asjaolu, et põhimõtteliselt on võimalik üht tüüpi tööpindadele kasutada mistahes surumehhanismi (nagu näites joon. 288) ja vastupidi.

---

* Joonisel 294: *1* — veetava võlliga ühendatud välistrummel; *2* — vedava võlliga ühendatud surveketas; *3* — kettaid suruv kummikamber.

Arvutuslik koormus. Sidestuse varutegur. Arvutuslik väändemoment M_a, mille järgi sidur valitakse või arvutatakse, määratakse lähtudes ajami mootori suurimast pöördemomendist $M_{m\,max}$ või transmissiooni veetaval osal mõjuvate staatiliste M_{st} ja dünaamiliste M_d takistusjõudude momendist, s. o.

$$M_a \geqslant M_{m\,max}$$
$$M_a \geqslant M_{st} + M_d$$

Siduriga arendatav suurim hõõrdemoment määratakse avaldisega (453). Arvutuslik väändemoment M_a on seotud momendiga M_f sidestuse varuteguri kaudu

$$M_f = \beta M_a. \qquad (455)$$

Sidestuse varutegur β peab tagama siduri libisemiseta töö arvutusega ettenägemata juhuslikel tingimustel — lühiajalisel ülekoormusel, hõõrdeteguri f või raadiuse r_k vähenemisel tööpindade kokkupuutumistingimuste muutmisel.

Suurus β võtakse tavaliselt:

Metallilõikepinkides	$\beta = 1{,}25 \ldots 1{,}5$
Autodes	$\beta = 1{,}2 \ldots 1{,}5$
Traktorites	$\beta = 2 \ldots 2{,}5$
Kraanamehhanismides	$\beta > 1{,}15$

Liiga suured β väärtused pole soovitavad, kuna sellega kaasneb dünaamiliste koormuste suurenemine masina käivitamisel.

Tööpindade mõõtmete määramine. Seoses valemiga (455) võtab arvutuse põhivalem (454) kuju

$$M_a = \frac{1}{\beta} \sum_{i=1}^{z} f_i P_i r_{ki} = \frac{1}{\beta} \sum_{i=1}^{z} f_i p_i S_{fi} r_{ki}, \qquad (456)$$

millest on näha, et tööpindade mõõtmete ja arvu (S_f, r_k, z) määramiseks on vaja eelnevalt valida suurused f, p ja β. f ja p väärtused mitmesugustele tööpindade paaridele on antud tabelis 78. Varuteguri β tavalised väärtused on toodud ülal. Kõigi nende suuruste muutumise piirid on suhteliselt suured.

Et f, p ja β on katseliselt määratavad, võib nende usaldusväärseid suurusi saada vaid analoogilise konstruktsiooniga sidurite töötamise andmetest. Seejuures peavad viimased olema määratud prototüübiks võetud siduri ekspluateerimisel projekteeritavale sidurile lähedastes tingimustes. Omades selliseid andmeid, võib olemasoleva hästi töötava siduri väärtuste M_a, S_f ja r_k järgi kohe leida suuruse fp/β ning edasi valemi (456) järgi arvutada S_f, r_k ja z uuele sidurile etteantud M_a juures. Seejuures langeb ära eraldi f, p ja β määramise vajadus, mis reeglina nõuab spetsiaalseid uurimusi.*

* Tööpinkide terasketastega õlis töötavaile sidureile $fp/\beta \approx 0{,}3 \ldots 0{,}35$; siduritele hõõrdepindadega asbest—teras (kuivalt) $fp/\beta \approx 0{,}5$.

Aksiaalsidurid. *Ketassidurid.* Valinud f, p ja β, nagu eespool selgitati, määratakse valemiga (456) vajalik S_f (võttes $z = 1$):

$$S_f r_k = 2\pi b r_k^2 = \frac{\beta M_a}{fp}. \qquad (457)$$

kus $b = r_v - r_s$ on ketta laius.

Seosed hõõrdsidurite mõõtmete vahel on tavaliselt $r_s/r_v = 0{,}6 \ldots 0{,}8$ ja vastavalt

$$\frac{b}{r_k} = \frac{r_v - r_s}{0{,}5(r_v + r_s)} \approx 0{,}5 \ldots 0{,}2.$$

Suuremat suhtelist laiust ($b > 0{,}5 r_k$) ei soovitata, kuna see põhjustaks ebaühtlast kulumist ja kuumenemist ning laiade ketaste kaardumist.

z tööpindade paariga mitmekettalises siduris võtab valem (456) ühesuguse surve p korral kõigile hõõrdepindadele järgmise kuju

$$M_a = \frac{f}{\beta} z P r_k = \frac{fp}{\beta} z S_f r_k = 2\pi \frac{fp}{\beta} z b r_k^2. \qquad (458)$$

Surve p jäävuse tingimus, mida eeldati valemi (458) lihtsustamiseks, ei vasta käigul lülitatavates sidurites tegelikkusele, sest ei arvestata ketaste hõõrdumist korpuse ja võlli soontes sisselülitamisprotsessis.

Kui survejõud esimesel, surumehhanismile kõige lähemal oleval tööpindade paaril $P_1 = P$, siis teisel on $P_2 = P(1 - 2f \cdot f_1)$ ja viimasel paaril $P_z = P(1 - 2f \cdot f_1)^{z-1}$, kus f_1 on ketaste ja soonte vaheline hõõrdetegur.

Summeerides survejõu kõigil pindadel saame võrrandis (458) võetud zP asemel teistsuguse avaldise

$$\left[\frac{1 - (1 - 2f \cdot f_1)^z}{2f \cdot f_1}\right] P < zP.$$

Korrutise $f \cdot f_1$ väikese väärtuse ja ketaste vähese arvu korral on nurksulgudes avaldis lähedane z-le. Suure z korral on ketaste hõõrdumisest soontes tingitud parandus juba tunduv. Järelikult paljukettalises siduris kasvab ülekantav hõõrdemoment mitte võrdeliselt ketaste arvuga, vaid aeglasemalt.

Osaliselt sel põhjusel, aga samuti ka keskmiste ketaste halbade jahutamistingimuste tõttu nende suure arvu korral, kasutatakse käigul lülitatavates sidurites harva üle 10 ... 13 ketta.*

Koonussidurid. Tööpindade mõõtmete vahekorrad võib koonussidurites võtta samad nagu ketassidurites. Valem (458) kehtib ka

* Kaitsesidureis, kus kettad surutakse kokku paigalseisu olukorras, võib tööpindu olla rohkem.

koondussiduritele tingimusel, et P on koonuse moodustajaga risti suunatud jõud. See on aksiaaljõuga P_a seotud võrdusega

$$P_a = P \sin \alpha. \tag{459}$$

Koonussiduri töö põhjalikumal analüüsimisel tuleb arvestada, et siin on tegemist mitte tasapinnalise, vaid ruumilise kiiluga. Käigu ajal siduri sisselülitamisel toimub nagu sisemise koonuse välimise sisse pööramine, mistõttu pinnad surutakse tugevamini kokku, kui see oleks olnud peale ühendamist paigalseisul. Vastavalt on vajalik sisselülitamisjõud esimesel juhul suurem kui teisel. Peale selle on mõlemal juhul sidurit kergem lülitada käigu ajal kui paigalseisus. Selleks et sisemine koonus sisselülitamisel liiga tugevasti välimisse ei tungiks, ei tohi nurk α olla alla 10°. Kinnikiilumise vältimiseks tehakse tavaliselt $\alpha = 10 \ldots 15°$.

Radiaalsed sidurid. Kogu pinnal konstantse erisurvega p radiaalsetele siduritele saab valem (458) järgmise kuju:

$$M_a = \frac{fp}{\beta} S_f r_0 = 2\pi \frac{fp}{\beta} b r_0^2, \tag{460}$$

kus r_0 on pöia (tööpinna) raadius;

$S_f = 2\pi r_0 b$ — tööpinna pindala.

Pöia laius b on nendes sidurites piiratud vaid trumli jäikusega.

Hõõrdsidurite kuumenemine. Siduri sisse- ja väljalülitamisega kulutatav hõõrdetöö põhjustab tööpindade kulumist ja kuumenemist. Esimeses lähenduses võime eeldada, et kogu hõõrdetöö muutub soojuseks.

Täieliku pildi siduri kuumenemisest koos temperatuuride jagunemisega üksikutes kohtades võib saada ainult eksperimentaalsete uurimuste tulemusel. See on tingitud sidurielementide keerukast kujust ja kuumenemisprotsesside lühiajalisusest.

Sidurite kuumenemise võrdlevat hindamist keskmiste temperatuuride järgi võimaldab järgnevalt esitatav arvutus.*

Et siduri sisselülitamisperiood on väga väike, võib loobuda soojusülekandest ümbritsevasse õhku sel ajal ja lugeda, et kogu hõõrdetöö sisselülitamise ajal kulutatakse siduri soojendamiseks. Seejuures siduri esimese sisselülitamise lõpuks on soojusbilanss järgmine:

$$\frac{A}{427} = cG(\vartheta_{II} - \vartheta_{\bar{o}}) \text{ kcal},$$

kus A on siduri sisselülitamisel kulutatud hõõrdetöö kGm;

c — siduri kuumenevate osade materjali erisoojus kcal/kG · deg (terasel ja malmil $c \approx 0{,}12$);

G — nende osade kaal kG;

ϑ_{II} — siduri temperatuur esimese sisselülitamise lõpul deg;

$\vartheta_{\bar{o}}$ — ümbritseva õhu temperatuur deg.

Viimasest võrrandist temperatuur esimese sisselülitamise lõpul:

$$\vartheta_{II} = \vartheta_{\bar{o}} + \frac{A}{427cG} = \vartheta_{\bar{o}} + \frac{A}{427 \cdot 0{,}12 \cdot G} = \vartheta_{\bar{o}} + 0{,}02 \frac{A}{G}.$$

* Teisi ettepanekuid hõõrdsidurite kuumenemise arvutamiseks vt. artiklites: Аносов Ю. И., «Механизация строительства», № 11, 1955, стр. 27—31, Соколов Ю. Н., «Станки и инструмент», № 1, 1957, стр. 15—16.

Töötamise ajal sidur jahtub tänu soojuse ülekandele ümbritsevasse õhku; ajavahemikul dt on soojusülekanne

$$dQ = \alpha S_0(\vartheta_1 - \vartheta_{\bar{o}})dt \text{ kcal},$$

kus α on soojusülekandetegur kcal/m² · h · deg; võtame selle konstantseks — $\alpha = 10 \ldots 20$, olenevalt siduri pöörlemiskiirusest;

S_0 — jahutatav pind m².

Sama mõttekäiku jätkates * saame, et peale küllalt suurt sisselülitamiste arvu ($n \to \infty$) saavutab siduri temperatuur väärtuse

$$\vartheta_{\infty} = \vartheta_{\bar{o}} + 0{,}02\frac{A}{\delta\alpha S_0 t_v}, \qquad (461)$$

kus peale ülaltoodud tähiste on t_v siduri kahe teineteisele järgneva sisselülitamise vaheline aeg.

Ühesuguse konstruktsiooniga sidurite võrdlemisel muutuvad samadel tingimustel viimases valemis vaid suurused A ja S_0. Sellepärast, kui võtta olemasolevas ja projekteeritavas siduris samasugune suhe $A/S_0 = k_0$, siis võib oletada, et nende sidurite kuumenemise temperatuur on samuti ühesugune. Võttes jahutatava pinna S_0 võrdeliseks tööpindadega $\sum S_f$, saame arvutuspraktikas sageli kasutatava empiirilise teguri

$$k'_0 = A/\sum S_f. \qquad (462)$$

Selleks et arvesse võtta siduri töötamise intensiivsust, asetatakse k'_0 avaldisse ühel sisselülimisel kulutatava töö A asemel korrutis An_1, kus n_1 on siduri keskmine sisselülitamiste arv tunnis. Siis

$$k''_0 = \frac{An_1}{\sum S_f} \text{ kGm/h} \cdot \text{cm}^2$$

või

$$k''_0 = \frac{An_1}{427 \sum S_f} \text{ kcal/h} \cdot \text{cm}^2.$$

Ketassiduritele lubatakse järgmisi k''_0 väärtusi:

Teraskettad õlis .... $k''_0 = 0{,}2 \ldots 0{,}5$ kcal/h · cm², olenevalt õli rohkusest.

Ketaste pindu jahutatakse õli läbipumpamisega ..... $k''_0 = 1{,}0 \ldots 2{,}0$ kcal/h · cm², olenevalt ketaste konstruktsioonist.

Kuivalt töötavad kettad $k''_0 = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ kcal/h · cm².

Surumehhanismide arvutus. Lähtesuurusteks surumehhanismi arvutamisel on ühelt poolt vajalik erisurve p või summaarne survejõud $P = pS_f$ tööpindadel ja teiselt poolt — käepidemel, pedaalil, elektromagneti ankrul tekitatav jõud Q ehk rõhk q pneumaatilises või hüdraulilises süsteemis. Peale jõudude on lähteandmeteks veel vajalikud ja antud konstruktsiooniga võimaldatavad nihkumiste suurused.

Tähtsateks parameetriteks surumehhanismide võrdleval hindamisel ja reguleerimisel on ülekandearvud:

* Üksikasjalikku tuletamist vt. käesoleva õpiku esimeses väljaandes, lk. 532 (vene keeles).

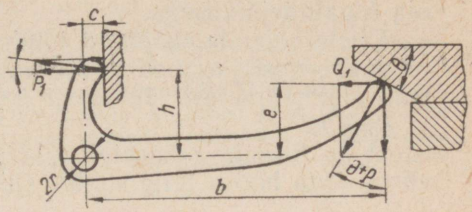
jõu ülekandearv $i_j = P/Q$ ja kinemaatiline ülekandearv

$$i_k = \lambda_k/\lambda_p, \qquad (463)$$

kus λ_k on juhtimiskangi või pedaali käik;

λ_p — survejõudu P edasiandva mehhanismi viimase lüli nihkumine.

Joon. 295



Arvutuskäigu määrab surumehhanismi tüüp. Alljärgnevalt vaadeldakse seda kang-, elektromagnetilistele ja pneumaatilistele mehhanismidele.

Kangvajuti. Sidurit lülitakse puksi nihutamisega (joon. 295). Kettaid (või teise kujuga tööpindu) surutakse nurkhoobadega. Äärmises sisselülitatud asendis lähevad hoobade pikemate õlgade otsad puksi kooniliselt pinnalt üle silindrilisele. Sellega lukustatakse mehhanism ja puksiga seotud juhtimisorganid vabastatakse koormusest. Niisuguse lukustamissüsteemiga mehhanismide tähtsaks iseärasuseks on see, et mõjuvad jõud määratakse elementide jäikusega.

Lülitamispuksi kogukäik λ_0 koosneb käigust (1 ... 2 mm), mis on vajalik lõtkude kõrvaldamiseks liidetes, käigust λ_1 — ketastevaheliste lõtkude likvideerimiseks, käigust λ_2 — ketaste kokkusurumiseks kõigi surumisjõudu vastuvõtvate detailide deformatsioonide arvel ja lukustamise käigust (3 ... 4 mm), mille kestel hoovad lähevad puksi kooniliselt pinnalt üle silindrilisele. Seega

$$\lambda_0 = \lambda_1 + \lambda_2 + (4 \ldots 6) \text{ mm}. \qquad (464)$$

Suurused λ_1 ja λ_2 määratakse valemitega:

$$\lambda_1 = z\Delta \frac{b}{h} \operatorname{ctg} \Theta = z\Delta i_k, \qquad \lambda_2 = \frac{P}{c} i_k, \qquad (465)$$

kus z on hõõrdepindade arv;

$i_k = b/h \operatorname{ctg} \Theta$ — ülekandesuhe, s. o. puksi ja surumehhanismi nihkumiste suhe (b, h, Θ selguvad jooniselt 295);

c — siduri lülitamismehhanismi jäikustegur.

Detailide suhteline asetus, mille juures käigu λ_0 lõpul tekib just nõutav jõud P, saavutatakse lülitamismehhanismi reguleerimisega. Reguleerimine on vajalik ka nõutava asendi taastamiseks vastavalt hõõrdketaste kulumisele. Mida suurem on jäikus c, seda sagedamini tuleb reguleerida.

Jäikuse c suurus oleneb surumehhanismi konstruktsioonist ja selle detailide mõõtmetest ning määratakse eksperimentaalselt. Näiteks traktorite ЧТЗ ja КД-35 siduritel on $c \approx 4700$ kG/mm.

c suuruse orienteerivaks arvutamiseks piisab ühest, kõige väiksema jäikusega detailist; ülejäänute elastsust ei arvestata. Nii näi-

teks joonisel 295 kujutatud mehhanismis võib piirduda hoobade õla b paindejäikusega.

Ühele hoovale mõjuvad jõud Q_1 ja P_1, kui hoobade arv on n ning koormus jaguneb nende vahel ühtlaselt, on ilmselt vastavatest summaarsetest jõududest n korda väiksemad, s. o. $Q = nQ_1$ ja $P = nP_1$.

Q_1 ja P_1 suhe määratakse kõigi jõudude momentide tasakaaluvõrrandiga hoova telje suhtes (joon. 295)

$$Q_1 b \operatorname{ctg}(\Theta + \varrho) - Q_1 e - Q_1 rf - P_1 h - P_1 a \operatorname{tg} \varrho - P_1 rf = 0^*.$$

Et hõõrdetegur $f = \operatorname{tg} \varrho$, saame ülaltoodust

$$\frac{P_1}{Q_1} = \frac{b \operatorname{ctg}(\Theta + \varrho) - e - rf}{h + (a + r)f} = \frac{P}{Q} = i_j, \tag{466}$$

kus i_j on lülitamismehhanismi jõu ülekandearv.

Ülekandearvu i_j suurus muutub sisselülitamisprotsessis, sest õlad a, b, h, e ja survenurk Θ muutuvad. Arvutuslikuks võetakse tavaliselt äärmine asend, mis eelneb üleminekule puksi koonuspinnalt silindrilisele. Nimetatud pinnad ühendatakse sujuva ümardusega.

Elektromagnetiline surumehhanism. Elektromagnetilistes sidurites tavaliselt kasutatav rõngaselektromagnet on hobuserauakujulise ristlõikega. Sellise elektromagneti tõmbejõudu Q väljendab tuntud valem

$$Q = \left(\frac{B}{5000}\right)^2 S_m \text{ kG}, \tag{467}$$

kus B on magnetiline induktsioon Gs;

S_m — pooluste pindala cm².

Pehmetele lõõmutatud terastele võetakse tavaliselt $B = 10\,000$ Gs, siis eritõmbejõud (jõud pooluste 1 cm² kohta) võrdub

$$q = \frac{Q}{S_m} = \left(\frac{10\,000}{5000}\right)^2 = 4 \text{ kG/cm}^2. \tag{468}$$

Lähtudes valemitest (467) ja (468) määratakse teadaoleva Q järgi pooluste pindala S_m ja kujundatakse elektromagneti korpus, arvutades ringõnaraga mähise jaoks.

Edasine arvutus seisneb amperkeerdude arvu määramises, mis tagab nõutava magnetvoo. Seejärel määratakse traadi ristlõikepind ja mähise keerdude arv ning kontrollitakse mähist kuumenemisele. Selliste arvutuste üksikasjad on toodud elektriaparaatide kursustes**, siin on kohane teha vaid üks märkus.

---

* See seos kehtib, kui koormus jaguneb hoobade vahel ühtlaselt ja puksile mõjuvate jõudude vertikaalkomponendid vastastikku tasakaalustuvad. Kui see arvutusskeemi võetud tingimus pole täidetud (näiteks mehhanismi ebatäpse valmistamise või halva reguleerimise tõttu), kasvab puksi nihutamiseks vajalik jõud Q tunduvalt puksi ja võlli vahelise hõõrdumise suurenemise tõttu.

** Vt. näit. Бабиков М. А., Электрические аппараты, часть вторая, ГЭИ, 1956.

Elektromagneti tõmbejõud oleneb suurel määral ankru ja elektromagneti pooluste vahelisest õhupilust. Ülejäänud samadel tingimustel $Q = \frac{1}{\delta^2}$, s. o. elektromagneti tõmbejõud muutub pöördvõrdeliselt õhupilu suuruse ruuduga.

Siduri sisselülitamisel läheneb ankur poolustele, pilu väheneb δ'_{max} kuni δ'_{min}, aga tõmbejõud kasvab Q_{min} kuni Q_{max}. Kuna jõud Q on muutuv, tuleb teda vähemalt kahes äärmises asendis kontrollida: alghetkel peab Q_{min} olema suurem kõigi ankru nihutamist takistavate jõudude summast. Sisselülitatud asendis peab Q_{max} olema küllaldane vedrude deformeerimiseks ja nõutava hõõrdemomendi tekitamiseks.

K u m m i b a l l o o n i g a s u r u m e h h a n i s m. Ballooniga arendatav summaarne jõud määratakse suruõhu rõhuga ja ballooni mõõtmetega

$$Q = (q - \Delta q) S_b \text{ kG}, \tag{469}$$

kus S_b on ballooni aktiivne pindala (sisepindala) cm²;

q — suruõhu rõhk balloonis kG/cm²;

Δq — rõhukadu ballooni külgseinte deformeerimiseks kG/cm².

Tavaliselt $q = 6 \ldots 8$ kG/cm². Δq määratakse eksperimentaalselt. Uraali raskemasinatehase andmeil $\Delta q \approx 0{,}5$ kG/cm².

Ballooni aktiivse pindala võib määrata valemiga (joon. 293 ja 294)

$$S_b = \pi d_k b_k \text{ cm}^2,$$

kus d_k ja b_k on vastavalt ballooni keskmine läbimõõt ja laius cm.

Radiaalsetes sidurites tuleb tingimata arvestada ka klotsidele ja balloonile mõjuvaid tsentrifugaaljõudusid. Olenevalt siduri konstruktsioonist võib tsentrifugaaljõud P_{ts} suurendada või vähendada survet hõõrdepindadele. Joonisel 293 toodud skeemi järgi valmistatavale sidurile $Q \geqslant P + P_{ts}$.

Lülitatavad nukk- ja hammassidurid. Nukksidur koosneb liikuvast ja liikumatust siduripoolest, mille otstel on nukid. Liikumatu siduripool kinnitatakse jäigalt ühele võllile, telgsuunas liigutatav siduripool on teise võlliga ühendatud liist- või hammasliitega. Võllid sidestatakse mõlema siduripoole nukkide ühendamisega. Sidurit juhitakse lihaste, elektromagneti, pneumo- või hüdroajami jõuga, mis kangülekandesüsteemiga kantakse üle liikuvale siduripoolele. Nukksiduri sisse- ja väljalülitamiseks käigu ajal on vaja lühike nihe sooritada küllalt suure kiirusega. Mõnedel juhtudel kasutatakse selleks vedru energiat. Selleks vedru eelpingestatakse ja vabastatakse vajalikul hetkel.

Lülitatav hammassidur koosneb kahest hammasrattast — ühel on välis- ja teisel sisehambad. Hammaste arv on mõlemal ühesugune. Seega erinevad hammassidurid nukksiduritest sidurduselementide paigutusega (silindri pinnal, aga mitte otspinnal) ja kujuga (evolventprofiiliga hambad ühe või teise konfiguratsiooniga nukkide asemel). Alljärgnevalt on lühiduse huvides nii esimesi kui ka teisi nimetatud nukksiduriteks.

Nukksidurite eeliseks võrreldes hõõrdsiduritega on ühendatavate võllide nurkkiiruste täpne (libisemiseta) võrdumine, väiksemad gabariidid ja samuti lihtsam konstruktsioon ning järelikult ka väiksem maksumus. Nukksidurite oluliseks puuduseks on asjaolu, et neid võib ühendada ja lahutada vaid väikestel nurkkiirustel ja võimalikult väikestel koormustel. Nende kitsenduste olemus selgub siduri sisse- ja väljalülitamisprotsessi analüüsist.

Siduri sisselülitamine. Nukksiduri sisselülitamisel peavad ühe siduripoole nukid asuma teise poole vahede vastas. Tõenäosus, et seiskunud võllidel siduripooled just nii asetsevad, on võrdne suhtega δ/t (vt. joonis 296).

Olenevalt nukkide kujust ja mõõtmetest muutub suurus B_s piirides $0 < B_s < 1$. Juhul kui nukid ja vahed kokku ei lange, tuleb sobiva olukorra saamiseks vedavat võlli korduvalt käivitada. Kaare δ piires saavutatakse täielik ühtimine võllide suhtelise pööramisega liikuvale siduripoolele rakendatud jõu mõjul.

Siduri ühendamiseks käigu ajal ei määra nukkide sidurdamise võimalust mitte ainult suurus B_s, vaid ka siduripoolte ringkiiruse v ja aksiaalsuunalise nihutamise kiiruse v_a suhe (joon. 296, *I*). Nende kiiruste suhte piir, mille juures on veel võimalik sidurit ühendada, määratakse tingimusega

$$\frac{\delta}{v} = \frac{2h_p}{v_a}, \tag{470}$$

kus h_p on nuki pea kõrgus (kogukõrgusest väiksem, $h_p < h$), mis on küllaldane võlli sidurdamiseks ühendamise alguses.

Seose (470) sisu on selles, et siduripoolte suhtelise pöördumise ajavahemiku δ/v jooksul peab liigutatav siduripool nihkuma suuruse $2h_p$ võrra (joon. 296, *II*). Võrdest (470) leitakse sisselülitamiskiiruse v_a vähim väärtus, mille juures on veel võimalik sidurit käigu ajal lülitada:

$$v_a = v\frac{2h_p}{\delta}. \tag{471}$$

Siduripoole ühtlaselt kiireneval liikumisel teekonnal $\lambda + 2h$ (joon. 296), kui lõppkiirus on v_a, saame kiirenduse

$$a_a = \frac{v_a^2}{2(\lambda + 2h_p)} = v^2\left(\frac{h_p}{\delta}\right)^2 \frac{2}{\lambda + 2h_p}. \tag{472}$$

Esialgne jõud ühendamiseks

$$Q_a = ma_a = mv^2\left(\frac{h_p}{\delta}\right)^2 \frac{2}{\lambda + 2h_p}. \tag{473}$$

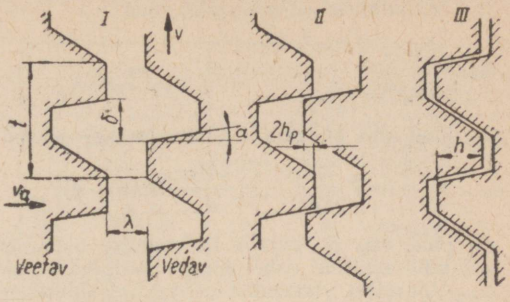
Siin m on võlli teljele taandatud siduripoole ja temaga seotud lülitamismehhanismi osade mass.

Sisselülitamise lõpetamiseks (nuki kogukõrguse ulatuses, joon. 296, *III*) on vaja ületada hõõrdumine siduripoolte nukkide vahel ning nihutatava siduripoole ja hammasvõlli (või liistuga võlli) vahel

$$Q_{ha} = f'\frac{2M_s}{d_v} + \frac{2M_s}{d_k}\operatorname{tg}(\alpha + \varrho), \tag{474}$$

kus M_s on pöördemoment siduri sisselülitamisel käigu ajal;

f' — siduripoole ja võlli vaheline taandatud hõõrdetegur;



Joon. 296

d_v — võlli läbimõõt;
d_k — siduri nukkideringjoone keskmine läbimõõt;
α — nuki tööprofiili kaldenurk;
ϱ — nukkidevaheline hõõrdenurk.

Võttes tööpinkide nukksidurites tavaliselt kasutatavad väärtused $m = 1$ kg; $\delta/h_p \approx 8$; $\lambda + 2h_p \approx 8 \cdot 10^{-3}$m ja oletades, et $Q_a = 4$ kG, saame valemist (473)

$$v = \frac{\delta}{h_p}\sqrt{\frac{Q_a(\lambda + 2h_p)}{2m}} = 8\sqrt{\frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 1}} \approx 1 \text{ m/s}.$$

Joonkiirust $v = 1$ m/s loetakse tavaliselt piirkiiruseks tööpinkide nukksidurite käsitsi sisselülitamisel.

Siduri väljalülitamine. Nukksiduri väljalülitamine peab toimuma nii, et nukid lahkuksid kontaktist punktis, mis asub küllalt kaugel nuki peast ja peale ühekorset lahutamist poleks korduvaid lööke. Viimased võivad tekkida võllide (koos siduripooltega) suhtelisel pöörlemisel kiirusega $v' + v_1 + v_2$, kus v' on võllide pöörlemise joonkiirus, v_1 ja v_2 — peale väljalülitamist teineteisele vastupidises suunas pöörduvate võllide väändevõngete kiirus.

Korduvate löökide puudumise tingimus

$$v_{vl} \operatorname{tg} \alpha \geqslant v_1 + v_2 + v', \tag{475}$$

kus v_{vl} on väljalülitamise kiirus.

Halvemal juhul

$$\left.\begin{aligned} v' &= v_{max} = v \\ v_1 &= v_{1\,max} = r_k\varphi_1\omega_1 \\ v_2 &= v_{2\,max} = r_k\varphi_2\omega_2 \end{aligned}\right\} \tag{476}$$

kus ω_1, ω_2 on vastavalt vedava ja veetava võlliga seotud süsteemide väändeomavõnkesagedus;
φ_1, φ_2 — siduripoolte pöördenurgad ülekantavast momendist enne väljalülitamist;
r_k — siduri nukkideringjoone keskmine raadius;
v — vedava siduripoole pöörlemise ringkiirus raadiusel r_k.

Asetades seosest (476) v', v_1 ja v_2 väärtused tingimusse (475), saame

$$v_{vl} \geqslant \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}[(\varphi_1\omega_1 + \varphi_2\omega_2)r_k + v]. \tag{477}$$

Kiirus v_{vl} tuleb liikuvale siduripoolele anda punktis, mis seisab kaugusel $h - 2h_p$ nuki põhjast. Seejuures vajalik kiirendus

$$a_{vl} = \frac{v_{vl}^2}{2(h - 2h_p)}. \tag{478}$$

Väljalülitamiseks vajalik jõud

$$Q_{vl} = Q_{a\,vl} + Q_{f\,vl}, \tag{479}$$

kus

$$Q_{a\,vl} = ma_{vl} \tag{480}$$

on jõud, mis on vajalik liikuvale siduripoolele nõutava kiirenduse andmiseks ja

$$Q_{f\,vl} = f' \frac{2M_{vl}}{d_v} - \frac{2M_{vl}}{d_k} \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \tag{481}$$

on jõud, mis on vajalik hõõrdumise ületamiseks liikuva siduripoole ja liistude või võlli nuutide vahel ning siduripoolte nukkide vahel.

Viimasest võrrandist nähtub, et siduri iseväljalülitumine toimub, kui $Q_{vl} < 0$, s. o. tingimusel

$$f' \frac{d_k}{d_v} < \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \quad \text{ehk} \quad \operatorname{tg}\alpha > f'\left(1 + \frac{d_k}{d_v}\right). \tag{482}$$

On vaja märkida, et nukksiduritel on kalduvus iseväljalülitumisele isegi siis, kui nuki esitahu nurk $\alpha = 0$. Seda seletatakse asjaoluga, et nukkide, võllide ja tugede elastsete deformatsioonide tõttu ja samuti siduripoolte nihke tõttu, mida on põhjustanud kaaspindade valmistamise ebatäpsused ning kulumine, tekib teatav jõu aksiaalkomponent, mis püüab nukke ja hambaid lahutada. Iseväljalülitumine on täielikult välditud negatiivse esinurgaga $\alpha < 0$ nukkide korral (joon. 297, *b*).

Nukksidurite konstruktsioonid. Ülaltoodud nukksidurite sisse- ja väljalülitamisprotsesside analüüs näitab, et siduri tööd mõjutavad sidurduselementide kuju ja mõõtmed. Saadud valemid võimaldavad igal konkreetsel juhul valida siduri etteantud töötingimuste järgi kõige otstarbekama nukkide ja hammaste kuju.

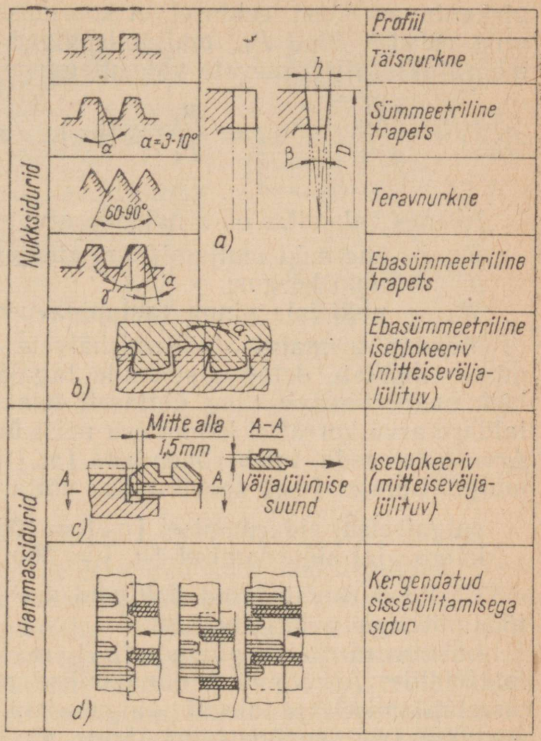
Enam kasutatavad profiilid on toodud joonisel 297.

Viimasel ajal on laialt levinud evolventprofiiliga hammassidurid. Viimased on autode ja traktorite käigukastides nukksidurid täielikult välja tõrjunud. See on seletatav nende sidurite lihtsama valmistamisega, sest kasutatakse tavaliste hammasrataste valmistamise meetodeid ja instrumente.

Selleks et kergendada hammassidurite sisselülitamist, on vaja tingimata hammaste otsad ümardada. Mõnikord tehakse lisaks sellele ühel siduripoolel iga teine hammas lühem ja teisel siduripoolel töödeldakse hoopis maha. Seejuures ilma külglõtku suurendamiseta hõlbustub ühendamine tunduvalt: suureneb sisselülitamisvõimaluste tõenäosus (B_s) ja vähenevad siduri käigu ajal sisselülitamiseks vajalikud jõud (Q_a).

Joonisel 297, *b* kujutatud profiiliga nukid takistavad tänu nurgale $\alpha < 0$ siduri iseväljalülitumist *. Hammassidurite iseväljalülitumist takistab hammaste tööpindade muljumise ja kulumise tagajärjel tekkinud aste. Selleks tehakse ühesse siduripoolesse

* Nukk ja hammassidurite iseväljalülitumine tekib nende tööpindade koonuseks kulumise tagajärjel; vt. Еремин Л., «Автомобильный транспорт», № 2, 1960, стр. 34...36, Кошелев Н. Л., Самовыключение жестких сцепных муфт, Машгиз, 1961.



Joon. 297

soon, nii et kokkupuude teise siduripoole hambaga oleks 1,5 ... 2 mm eespool (arvestamata hamba ümardamisala, vt. joon. 297, *c*). Iseenesest mõistetavalt saab sellist profiilide «iseblokeerimist» kasutada vaid sidurites, mida lahutatakse koormusvabas olekus.

Nukksidurite rahuldava töö tagamiseks on tingimata vaja siduripoolte niivõrd hoolikas töötlemine ja koostamine, et oleks tagatud kõikide kokkupuutuvate nukkide vahel kontakt. Nukkide ühendamise tagamiseks peab nihutatav siduripool olema võllil hästi juhitav. Seda tagab siduripoole küllaldase pikkusega rumm ($l \geqslant 1{,}5d_v$), mis on istatud hammasvõllile või kahe diametraalselt vastassuunas paikneva liistuga võllile.

Nukkide, hammaste ja ka nihutatava rummu tööpinnad peavad olema suure kõvadusega. Seepärast valmistatakse käigu ajal ja koormuse all lülitatavad sidurid terasest 20X (tsementeerimise ja karastamisega kõvaduseni *HRC* 56 ... 62) ning väikeste lülitamiskiiruste korral terasest 40X (karastatud kõrgsagedusvooluga kõvaduseni *HRC* 48 ... 54) või terasest 45 (karastatud sama meetodiga kõvaduseni *HRC* 35 ... 54).

Nukkide tugevusarvutusel lähtutakse ühe nukiga

ülekantavast jõust, eeldusel, et koormus M_v jaguneb ühtlaselt z nuki vahel *. Jõud P_1, muljumispinged σ_m ja paindepinged σ_p määratakse alljärgnevate valemitega:

$$P_1 = \frac{2M_v}{zd_k}; \quad \sigma_m = \frac{P_1}{F_1} \leqslant [\sigma_m]; \quad \sigma_p = \frac{P_1 h}{2W_1} \leqslant [\sigma_p]. \tag{483}$$

Nendes valemites on z nukkide arv;

F_1 — ühe nuki muljumispind (tööpind);

h — nuki kõrgus;

W_1 — nuki jala pinna vastupidavusmoment paindele.

Mööda pääsematute töötlemishälvete tõttu ja koormuse mõjumisel tekkivate deformatsioonide tagajärjel ei liibu siduripoolte kõik nukid tihedalt ning ühtlaselt teineteise vastu. Nukkide küllaldase arvu korral ei kanna osa neist üldsegi pöördemomenti üle. Arvestades seda, tuleb vähendada $[\sigma_m]$ ja $[\sigma_p]$ väärtusi. Lubatav muljumispinge $[\sigma_m]$ soovitatakse võtta:

paigalseisul sidurdamisel $[\sigma_m] = 1000 \ldots 1500$ kG/cm²;
käigu ajal sidurdamisel $[\sigma_m] = 300 \ldots 400$ kG/cm².

Ülaltoodud väärtused kehtivad tsementeeritud ja karastatud tööpindadega nukksiduritele.

Lubatavad paindepinged $[\sigma_p]$ määratakse vastavalt siduri materjalile. Arvutamisel dünaamilise momendi järgi, mis tekib sisselülitamisel, ja ainult paigalseisul lülitatavatele siduritele võetakse $[\sigma_p]$ voolavuspiiri järgi, kusjuures varutegur $n \geqslant 1{,}5$.

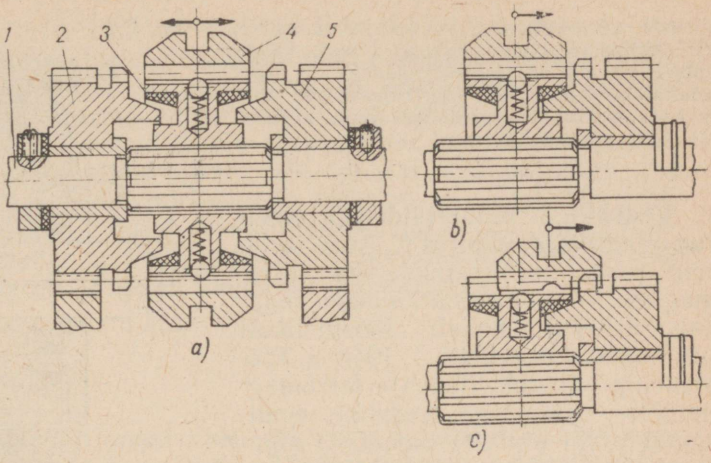
Sünkronisaatorid hammassidurite müravabaks sidurdamiseks. Hammassiduriga on kahe võlli kerge, löökideta ja müravaba ühendamine võimalik ainult võllide nurkkiiruste võrdumisel. Sellest lähtudes saab kahe erineva kiirusega võlli müravaba sidurdamist kujutada koosnevana kahest etapist: esimesel etapil võrdsustatakse ühendatavate võllide kiirused, teisel — võllid ühendatakse jäigalt.

Ühendatavate võllide nurkkiiruste võrdsustamise (sünkroniseerimise) seadmeid nimetatakse *sünkronisaatoriteks*.

Sünkronisaatorite olemasolevad konstruktsioonid töötati välja autode käigukastidele, kus kerge ja müravaba sidurdamine on eriti vajalik. Sellega on seletatav sünkronisaatorite olemasolu põhiliselt hammassidurites, olgugi et põhimõtteliselt saab neid kasutada ka nukksidurites.

Kõigi sünkronisaatoritüüpide ühisteks elementideks on hammassiduri pooltega ühendatud hõõrdepinnad. Liikuva siduripoole

* Siduripoolte nurgiasetuse korral kannavad koormust üle vaid kaks hammast, mis asuvad telgede suurima nurgiasetuse tasapinnas. Sellepärast, kui pole kindlust siduri hoolika valmistamise ja koostamise suhtes, tuleb arvutustes võtta $z = 2$, hoolimata tegelikust hammaste arvust. Kraanade arvutuseeskirjad nõuavad isegi $z = 1$.



Joon. 298

nihutamisel puutuvad kõigepealt kokku need hõõrdepinnad. Nendevaheline hõõrdumine võrdsustab kiiresti ühendatavate võllide kiirused ja seejärel ühendatakse võllid jäigalt siduripoole edasise aksiaalsihilise nihutamisega (nagu tavalises hammassiduris). Olemasolevad sünkronisaatorite konstruktsioonid erinevad üksteisest hõõrdepindade ja siduripoolte liikumiste kooskõlastamise poolest, nii et siduripoolte ühendamine algaks vaid pärast võllide kiiruste võrdsustamist.

Nagu ülaltoodust nähtub on sünkronisaatoriga hammassiduris ühendatud tavalise hõõrdsiduri ja hammassiduri eelised (esimesel — ühendatavate võllide kiiruste sujuv võrdsustamine; teisel võllide jäik ühendamine ja siduri väikesed gabariidid). Nende seadmete kasutamine on aga siiski piiratud: nad kõbavad vaid väikeste hoomomentidega (seega vastavalt sünkronisaatorite väiksemate hõõrdepindadega) võllide ühendamiseks koormusvabas olukorras.

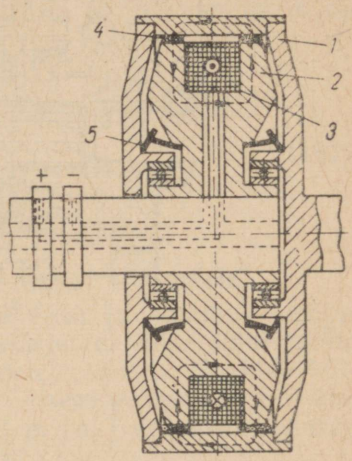
Joonisel 298, *a* on näitena esitatud lihtsaima nn. jääva survega sünkronisaatori skeem. Vedav võll *1* pöörleb teatava nurkkiirusega ω_1. Hammassiduriga saab teda jäigalt ühendada hammasratastega *2* või *5*. Vaatleme võlli *1* sidurdamist rattaga *5*. Sidurdamisele eelneval momendil on ratas *5* liikumatu või pöörleb inertsi mõjul kiirusega $\omega_5 \neq \omega_1$. Rummu (puksi) *3* saab nihutada võlli *1* hammastel (nuutidel); sisehammastega siduripoolt *4* saab mööda rummu *3* välispinnal asuvaid hambaid samuti mõlemas suunas liigutada. Keskmises asendis fikseeritakse siduripool *4* rummu *3* suhtes vetruvate kuullukustitega.

Siduripoole *4* nihutamisel keskasendist paremale liigub koos temaga (tänu lukustitele) ka rumm *3* seni, kuni tema kooniline hõõrdepind toetub hammasrattaga *5* ühes tükis kujundatud siduripoole otsa koonuspinnale (joonis. 298, *b*). Tänu hõõrdumisele koonuspindade vahel, mis moodustavad nagu koonushõõrdsiduri, võrdsustuvad võlli *1* ja ratta *5* kiirused. Edasisel vajutamisel pole rummul *3* võimalik paremale nihkuda, küll aga nihkub edasi siduripool *4* (ületades lukustite takistuse) ja hambub siduripoole *5* hammasvööga (joon. 298, *b*).

«Jääva survega» sünkronisaatorid ei taga täielikult võllide löögivaba ühendamist. Siduripoole *4* liiga kiirel nihutamisel võib sidurdumine toimuda enne

kiiruste võrdsustumist ja sel juhul esinevad hammaste vahel löögid. Täiesti löögivabad on nn. inertssünkronisaatorid. Neis nihutatakse siduripoolt inertstõkestitega, mis takistavad võllide ühendamist enne kiiruste täielikku sünkroniseerimist.

Joon. 299



Vedelik- ja pulbertäidisega elektromagnetilised sidurid*. Neid sidureid (vahel nimetatakse ka ferromagnetilise emulsioontäidisega magnetsiduriteks) hakati tööstuslikult kasutama alates 1947 ... 1948. a. Tööprintsiip põhineb liikuvate ferromagnetiliste osakestega vedelike emulsioonide või pulbrite omadusel muuta magnetväljas oma struktuuri.

Selliste sidurite (joon. 299) põhiosadeks on vedava võlliga ühendatud raudsüdamik *2*, mille välispinnal asuvasse soonde on paigutatud kontaktrõngastega ühendatud rõngasmähis *3*, veetava võlliga ühendatud silindrilise põiaga korpus *1* ja tihendid *5*. Korpuse *1* põia ja südamiku vaheline pilu (0,5 ... 2 mm) on täidetud peene rauapuru (terade läbimõõduga 5 ... 10 μm) ja vedeliku (vedeliksidurites) või grafiidi (pulbersidurites) seguga. Rauaosakeste ja õli kaaluline suhe on tavaliselt 5 : 1, mis tagab umbes 8 korda suurema magnetilise läbitavuse kui õhk.

Kui mähisesse juhitakse vool, tekib magnetväli. Magnetvoo suund on joonisel 299 näidatud nooltega. Selle välja mõjul muutub segu sültjaks massiks, mille osakesi surutakse pooluse (südamiku) ja põia pindade vastu erisurvega $q = (B/5000)^2$ kG/cm^2 [vt. valemit (467)].

Siduriga ülekantav pöördemoment

$$M_s = f_s q S_s r_s \text{ kGm}, \qquad (484)$$

kus S_s on momendi ülekandmisest osavõtva siduri või ketta töö-
pind cm^2;
r_s — silindri raadius või siduriketta taandatud raadius cm;
f_s — sidestustegur.

Ülaltoodud tingimuste korral on eksperimentaalselt määratud $f_s \approx 0{,}1 \ldots 0{,}3$.

Hõõrdumine väljalülitatud vooluga siduris määratakse segu viskoossusega.

* Lähemalt nende sidurite kohta vt.: (ЭНИМС) Татур О. Н., Электромагнитные порошковые муфты, ЦБТИ МС и ИП, 1956, Пампель В., Исследование магнитных порошковых муфт (перевод), «Машиностроение», № 5 и 6, 1956.

Selliste sidurite väärtuslikuks iseärasuseks on kiiruse sujuva reguleerimise võimalus ergutusvoolu muutmisega. Harilikes hõõrdsidurites on kestev libisemine lubamatu, kuna selle tagajärjel muutuvad hõõrdepinnad suhteliselt kiiresti kõlbmatuks. Siin aga tänu sidurdamise spetsiifilistele tingimustele on võimalik pikaajaline libisemine, mida piirab vaid lubatav kuumenemine. Kui vedava ja veetava võlli nurkkiiruste vahe on $(\omega_0 - \omega)$, siis määratakse soojuskaod siduris võimsusega $M_s\,(\omega_0 - \omega)$. Siduri lubatav kuumenemistemperatuur määratakse kasutatavate materjalide kuumuskindlusega ja segu soojusliku paisumisega.

Automaatsidurid

Automaatsidurid lülituvad sisse või välja automaatselt, kui muutub üks järgmistest teguritest: väändemoment (vastavalt *kaitsesidurid* või ka *piirmomendi sidurid*), pöörlemise suund (*vabakäigusidurid*), pöörlemiskiirus (*tsentrifugaalsidurid*).

Märgime, et automaatsidurite liigituse piiramine ülalloetletud gruppidesse on tinglik. See on ajalooliselt välja kujunenud ajast, mil lülitatavate sidurite (nende hulgas ka automaatsidurite) loomisel piirduti vaid lihtsaimate, puhtmehaaniliste vahenditega. Kaasajal kasutatakse sidurites laialdaselt elektromagnetilisi, pneumaatilisi ja hüdraulilisi seadmeid, mis muudab automatiseerimisvõimalused mistahes parameetri (näit. teekonna pikkuse, aja jne.) järgi praktiliselt piiramatuks.

Kaitsesidurid. Kaitsesidurid kaitsevad masinaid ülekoormuse eest. Nad lülituvad töösse siis, kui ülekantav väändemoment saavutab varem ettemääratud väärtuse ja takistavad koormuse edasist suurenemist.

Kaitsesidurid sisaldavad kahe organi funktsioone: a) *mõõteorgan* (dünamomeeter), millele mõjub väändemoment ja mis võrdleb seda etteantud piirväärtusega ja b) *täidesaatev* organ, mis mõõteorganiga määratud hetkel ei võimalda koormusel enam suureneda.

Kaitsesidurite konstruktsioone võib liigitada kummagi organi põhitunnuste alusel järgmiselt:

1) mõõteorganis etalonina kasutatava jõu liigi järgi: a) puruneva elemendiga kaitsesidurid (kasutatakse detailide vastupanujõudu purunemisele); b) hõõrd-kaitsesidurid (kasutatakse hõõrdejõudu); c) vedru-kaitsesidurid (kasutatakse vedru elastsusjõudu);

2) põhielementide konstruktiivse kujunduse järgi, kaitsesidurid: a) läbilõigatava tihvtiga; b) tõmbele töötava poldiga jne.; hõõrd-kaitsesidurid: a) ketassidurid; b) koonussidurid jne.; vedrukaitsesidurid: a) vedruga hammassidurid; b) nukk-; c) tihvt-; d) kuul-; e) rull-; f) kangsidurid jne.

3) kaitsmisviisi järgi: a) jõuahelat lahutavad kaitsesidurid; b) jõuahelat mittelahutavad kaitsesidurid;

4) lahutatud ahela taasühendamise mooduse järgi: a) automaatselt korduvalt sisselülitatavad kaitsesidurid; b) käsitsi taassidurdatavad kaitsesidurid; c) kaitsesidurid, mille töövõime taastamiseks tuleb purunenud osad vahetada.

Kaitsesidurite konstruktsioonile esitatavad tähtsamad nõuded on: töökindlus, tõrgetevaba töösserakendumine ja töösserakendumise täpsus. Mittetöökindel kaitsesidur on kasutu ja mõnikord isegi masinas kahjulikuks lisandiks, sest nõrgestades teenindava personali tähelepanu soodustab ta ülekoormuse tekkimist. Töösserakendumise täpsus on vahetult seotud siduriga kaitstava mehhanismi tugevusvaruga: mida suurem töösserakendumise täpsus, seda väiksem võib olla tugevuse varutegur. Valides kaitsesidurit olemasolevate konstruktsioonide seast või luues uusi konstruktsioone, tuleb eelkõige arvestada nimetatud põhinõuetega.

Allpool vaadeldakse ainult mõningaid enam levinud kaitsesidurite tüüpe.

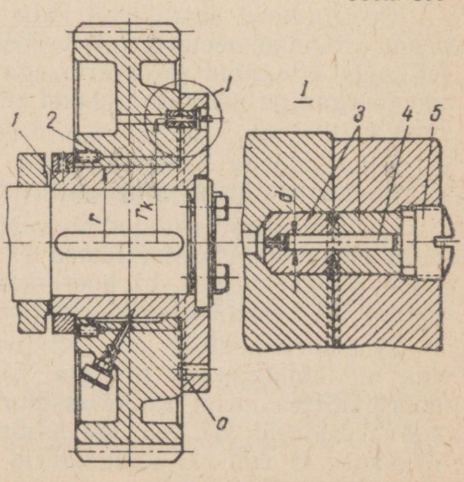
Puruneva elemendiga kaitsesidurid on lihtsaimad ülekoormuse eest kaitsmise vahendid. Ülekoormusel puruneb vastav element ja seega lahutatakse masina jõuahel.

Selle liigi tüüpilised kaitsesidurid on esitatud joonistel 300 ja 301.

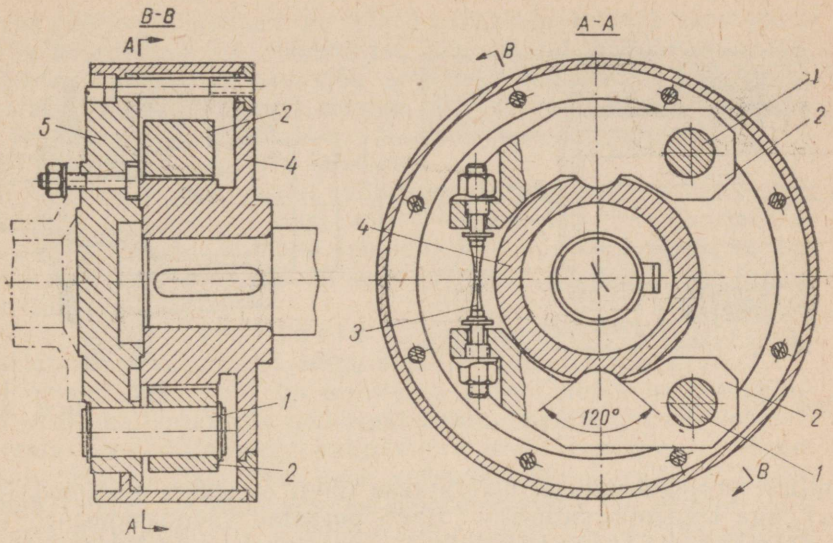
Läbilõigatava tihvtiga siduris (joon. 300): *1* — vedav rumm; *2* — veetav hammasratas; *3* — karastatud puksid, milles asub lõikele töötav tihvt *4*; *5* — kork, mille avamisel saab läbilõigatud osad asendada uue tihvtiga.

Tõmbele töötava poldiga siduris (joon. 301): *1* — veetavasse siduripoolde *5* kinnitatud sõrmed; *2* — vedava võlli rummu *4* vastu poldiga *3* tõmmatud kangid.

Joon. 300



Nende sidurite konstruktsioonile esitatakse järgmised üldised nõuded: tihvti (või poldi) purunemisel ei tohi viga saada teised osad (selleks on joonisel 300 kujutatud siduril läbilõigatav tihvt asetatud karastatud puksidesse *3* ja kiskude jaoks on jäetud rõngassoon *a*); purunevad elemendid peavad olema kergesti vahetatavad ja nende tükid ei tohi töötamise ajal ise välja kukkuda. Või-



Joon. 301

malikult ühesuguse töökarakteristiku tagamiseks on vaja nende kaitsesidurite konstruktsioonis vähendada hõõrdumist ja purunevad elemendid tuleb valmistada niisama hoolikalt kui materjalide proovikehad (sisuliselt nad ongi sellisteks proovikehadeks).

Purustatavad tihvtid ja poldid valmistatakse tavaliselt terasest, mille $\sigma_B = 60$ kG/mm². Nende keskele tehakse sisselõige. Materjali omadused ja sisselõige teenivad üht ja sama eesmärki — teha purunemine võimalikult hapraks, vähima jäävdeformatsiooniga. Lisaks sellele tekib sisselõikega tihvtides vähem purunenud osade eemaldamist takistavaid kiske. Sel juhul väheneb ka lõtkude mõju kaitsesidurite töösselülitumise ühetaolisusele.

Ühe läbilõigatava tihvtiga kaitsesiduris on tasakaalutingimus järgmine:

$$M_v - Trf' - Tr_k = 0,$$

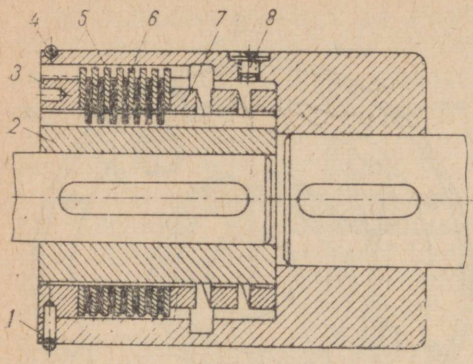
kus r_k on tihvti läbilõigatava ristlõike keskmine raadius siduris (kaugus pöörlemisteljest);

r — tugipinna, millele on rakendatud jõu T reaktsioon, raadius;

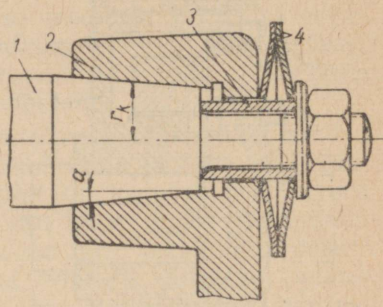
f' — taandatud hõõrdetegur sellel pinnal.

Võttes $f' = f\,4/\pi$; $f = 0{,}2$; $r/r_k = 0{,}6$ ja $T = 0{,}75d^2\tau_l$ (tihvti purustav koormus), saame

$$M_v = 1{,}15Tr_k = 0{,}86d^2r_k\tau_l, \qquad (485)$$



Joon. 302



Joon. 303

millest projektarvutusel määratakse tihvti ja siduri mõõtmed (d, r_k), aga kontrollarvutusel — tihvti purustav väändemoment.

Hõõrd-kaitsesidureid kasutatakse suhteliselt lihtsa konstruktsiooni ja ekspluatatsioonikindluse tõttu tihti mitmesuguste sõlmede kaitsmiseks ülekoormuse eest. Nende sidurite töö põhineb kokkusurutud pindade libisemisel, kui väliskoormus saavutab hõõrdejõududega võrdse väärtuse.

Joonisel 302 on kujutatud paljukettaline kaitsesidur: *1* ja *2* — välimine ja sisemine siduripool; *3* — kettaid kokkusuruv mutter; *4* — mutri asendit lukustav vetruv rõngas; *5* ja *6* — kettad; *7* — tareeritud vedru; *8* — õlikork.

Kõik eespool toodu lülitatavate hõõrdsidurite hõõrdepindade konstrueerimise ja arvutuse kohta on kehtiv ka kaitsesidurite puhul. Erinevalt lülitatavatest siduritest pööratakse siin rohkem tähelepanu siduriga ülekantava suurima pöördemomendi püsivusele, sest see määrab kaitsesiduri lahtisidurdustäpsuse.

Joonisel 303 on kujundatud kooniline hõõrd-kaitsesidur: *1* — veetav võll; *2* — käepideme rumm; *3* — teatava pikkusega toru, mis määrab vedru *4* suurima lubatava surve.

See sidur on ka näiteks siduri detailide ühendamisest muid funktsioone täitvate osadega. Antud juhul on vedavaks siduripooleks käepideme rumm, veetavaks aga võll.

Niisugune ühendamine on otstarbekas ja seda kasutatakse tihti ka teist tüüpi sidurites: hõõrdsidurid ehitatakse rihmarataste sisse (rihmaratas on siduri korpuseks); hammasratta põida asetatakse elastsed elemendid, mistõttu hammasratas täidab ühtlasi ka elastse siduri funktsiooni jne. Esineb ka kombineeritud sidureid, milles on ühendatud erisuguse otstarbega sidurite elemendid ja järelikult ka funktsioonid (elastsed ja kaitsesidurid, mittelülitatavad ja lülitatavad sidurid jne.).

Valemist (456) on näha, et väändemoment, mille juures lahutub

teatava hõõrdepindade arvuga hõõrd-kaitsesidur, oleneb survejõust (P) ja hõõrdepindade seisukorrast, mis määrab hõõrdeteguri (f).

Teatava tareeritud survejõu (P) tekitamiseks ja hoidmiseks asetatakse surumehhanismi elastne lüli (vedru või kummirõngas) ehk tekitatakse jõud suruõhu või elektromagnetiga, mis nii või teisiti kindlustab survejõu püsivuse.

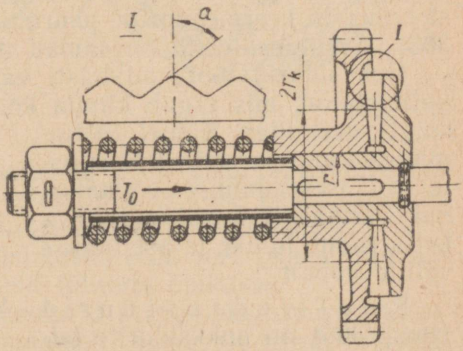
Hõõrdeteguri (f) püsiva väärtuse säilitamiseks isoleeritakse hõõrdepinnad täielikult õlist või — vastupidi — kindlustatakse neil alaline õlikile. Viimane saavutatakse mõnikord siduri sellise reguleerimisega, et perioodiliselt (näiteks käivitamistel) kettad veidi libiseksid.

Vedru-kaitsesidurid on olemasolevate konstruktsioonivariantide arvu poolest kõige suurem kaitsesidurite grupp *.

Joonistel 304...307 on kujutatud mõned kõige iseloomulikumad vedru-kaitsesidurite konstruktsioonid. Nende ühiseks jooneks on teatava eelpingutusega paigaldatud ühe või mitme vedru olemasolu. Kui väliskoormus neile vedrudele ületab eelpingutusjõu, toimub esialgu vedrude edasine deformeerimine ja seejärel (küllaldasel ülekoormusel) jõuahela lahutumine. Vedru-kaitsesidurite konstruktsioonid erinevad üksteisest vaid vedrudele väliskoormuse ülekandmise mooduse ja jõuahela lahutamisviisi poolest.

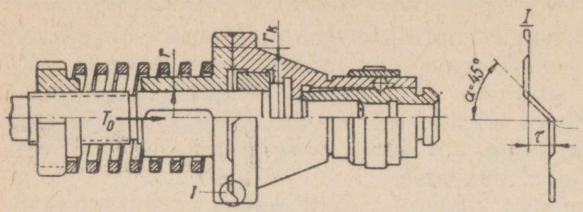
Lahtisidurdamine saavutatakse vedrusidurites tavaliselt hammaste, nukkide, kuulide vm. suhtelise nihutamisega. Teatava suurusega koormuse korral, mis oleneb ülalnimetatud osade kontakti nurgast ja vedrude eelpingutusest, algab pindade suhteline nihkumine, mis lõpeb ülehüppega. Iga sellise ülehüppega kaasneb kontaktpindade küllalfki oluline kulumine. Seda püütakse vähendada kontaktpindadele ratsionaalse kuju andmisega, nihutatavatele osadele täiendavalt mõjuvate kiirendajate kasutamisega ja lahtilülitumisel ainult ühe ülehüppega piirdumisega (pärast ülehüpet hoitakse siduri osad väljalülitatud asendis).

Joon. 304



Hammas-vedrusidurid malmist või terasest kettaga on laialt kasutusel põllumajandusmasinates. Nende eelisteks on lihtne konstruktsioon ja ülekoormusest märkuandmine. Viimane saavutatakse aga siin liiga kalli hinnaga ketaste ülalmärgitud kulumise tõttu ülehüppel. Ilmselt on õigem

* Põhimõtteliselt tuleb vedru-kaitsesidurite hulka lugeda ka elastsed ühendussidurid (lk. 519). Nad vähendavad süsteemis esinevate muutlike väändemomentide amplituudi ja seega kaitsevad seda ülekoormuse eest.



Joon. 305

jagada ülesanded nii, et toimuks siduri ühekordne lahutumine ja sellest eraldi signaliseerimine lihtsa põrkmehhanismi abil. Sellise siduri konstruktsioon ja tüüpiline hamba profiil on esitatud joonisel 304.

Arvutusvalemid hammassiduritele on kergesti tuletatavad tasakaalutingimusest.

Lahtisidurdumise piirväändemoment

$$M_v = \frac{Tr_k}{\operatorname{tg}(\alpha-\varphi)-\frac{r_k}{r}f'}; \qquad T = T_0 + c\tau, \tag{486}$$

kus α on hamba töötahu kaldenurk (olemasolevates konstruktsioonides $\alpha = 30 \ldots 40°$);

T_0 — vedru eelpingutusjõud;

c — vedru jäikus;

τ — vedru lisadeformatsioon väljalülitumise momendil;

φ — hõõrdenurk hammaste pindade vahel;

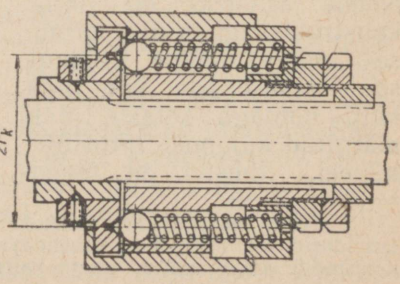
f' — taandatud hõõrdetegur pinnal raadiusega r;

r_k — siduri hammaste paiknemise keskmine raadius.

Nukk-vedrusidurid on ehitatud samuti nagu hammassiduridki. Nukid erinevad hammastest spetsiaalse kuju poolest, nende arv on väiksem ja nad paiknevad tavaliselt väiksema läbimõõduga ringjoonel. Üheks kõige enam läbitöötatud konstruktsiooniks on keermepuuride padrunites kasutatav kaitsesidur (joon. 305). Arvutusvalemid on samad mis hammassiduritel.

Nukksidurid töötavad hästi vaid siis, kui nukid on hoolikalt valmistatud, mis tagab kindla kontakti tööpindade vahel ketaste kõigis asendites. Siduri töötingimused paranevad, kui ketastel on iseseadumise võimalus. Sel eesmärgil tehakse liikuva ketta rumm lühike ja asetatakse võllile vabalt.

Joon. 306



Kuul-vedrusidurid (joon. 306) on nukksidurite teisendiks. Neis on nukkidevaheline liugehõõrdumine osaliselt asendatud veerehõõrdumisega.

Valem (486) jääb kehtima, kui $r = r_k$ ja $T = T_0 + zc\tau$, kus z on kuulide arv.

Kuulide punktkontakt põhjustab märkimisväärseid kontaktpingeid ja sagedasel lahtisidurdamisel kiiret purunemist. Kuulsidureid soovitatakse kasutada suhteliselt väikestel koormustel, väikestel kiirustel ja harvade ülekoormuste korral.

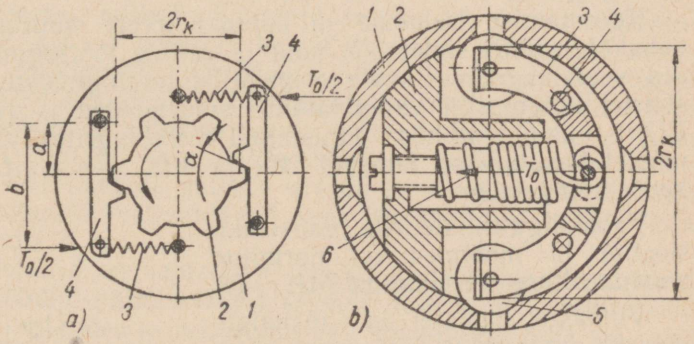
Kang-vedrusidurid (joon. 307) võimaldavad kõige rohkem vähendada hõõrdumise mõju lahtisidurdumise ühelaadilisusele.

Arvutusvalemid neile:

$$M_v = \frac{Tbr_k}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)a}; \quad T = T_0 + 2c\tau. \tag{487}$$

Tähised nendes valemites selguvad jooniselt 307 ja ülaltoodust, seoses valemiga (486). Nende sidurite gabariit on suhteliselt suur, kuid seal, kus see pole piiratud või kus ülekantavad koormused on väikesed, aga nõuded lahtisidurdumise täpsuse ja kindluse osas kõrged, on need sidurid parimaks lahenduseks.

Joonisel 307, *a*: *1* ja *2* — siduri veetav ja vedav osa; *4* — kangid, mida surutakse vedava siduripoole nukkide vastu vedrudega *3*. Joonisel 307, *b*: *1* ja *2* — siduri veetav ja vedav osa; *3* — kangid; *4* — kangide õõtstelg; *5* — kangidele kinnitatud rullid; *6* — vedru, mis surub rullid *5* vastu veetavat siduripoolt.



Joon. 307

Kaitsesidurite jaos toodud valemid ei arvesta lahtisidurdumisel tekkivaid inertsjõude. Nad kehtivad koormuse kasvamise väikestel kiirustel ja vajavad suurtel kiirustel korrigeerimist.

Kaitsesidurite dünaamika küsimused pole veel lahendatud sellisel määral, mis võimaldaks neid lülitada õpikusse.

Vabakäigusidurid. Vabakäigusidurid (vabajooksusidurid) ühendavad ja lahutavad võlle automaatselt, olenevalt nende nurkkiiruste suhtest. Kui vedava võlli nurkkiirus on suurem veetava võlli nurkkiirusest, ühendab sidur võllid. Vastupidisel juhul sidur lahutub ja veetav võll võib pöörelda kiiremini vedavast.

Vabakäigusidureid kasutatakse mitmesugustes käivitusseadmetes, jalgratastes, mootorratastes, metallilõikepinkides ja autode käigukastides.

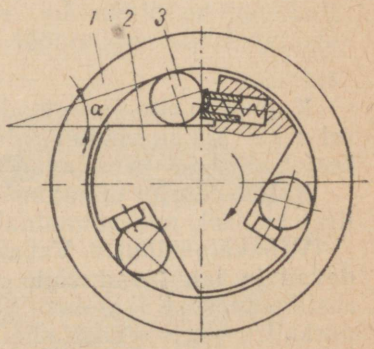
Ühendamise viisi järgi jagatakse vabakäigusidurid *põrk-* ja *hõõrdsiduriteks*. Viimased jagatakse elementide järgi, mille vahel tekivad hõõrdejõud, *radiaalse* ja *teljelise lukustusega* siduriteks, aga konstruktsiooni järgi *kiil-, vedru-, lint-* ja teisteks siduriteks. Kiilsidurid on kaht tüüpi: *vabakäigu lihtkiil-* ja *rullsidurid*. Viimaseid kasutatakse eriti laialdaselt.

Vabakäigu-rullsidurid (joon. 308) koosnevad ühendatavatele võllidele istatud sisemisest *2* ja välimisest *1* poolest ning nende vahel asetsevatest rullidest *3*. Kui südamik pöörleb välise pöia suhtes vastupäeva, ei takista rullid seda ja pöörlevad ise oma telgede ümber või libisevad. Kui südamik hakkab pöörlema päripäeva, kiilutakse rullid südamiku ja pöia vahele ning sellega sidurdatakse võllid. Rullide kontaktpunktidest tõmmatud puutujad moodustavad väikese nurga α (joon. 308). Selle nn. kiilumisnurga suurus on siduri õige töö tagamiseks oluline. Realiseeritud konstruktsioonides on kiilumisnurk $\alpha = 3 \ldots 5°$. Väiksemad nurgad pole soovitavad, sest siis raskeneb siduri lahutumine. Suuremaid nurki ei kasutata siduri läbilibisemise vältimise tõttu, mis võib tekkida eriti pärast kontaktpindade mõningat kulumist ja deformeerumist.

Koormamise iseloomu ja kontaktsurvete suuruste osas on vabakäigusiduri südamiku, pöia ja rullide töötingimused lähedased veerelaagri vastavate elementide töötingimustele. Seepärast suurtel koormustel valmistatakse siduripooled ja rullid terasest ШХ15, mis on end hästi õigustanud veerelaagrites. Väikestel koormustel kasutatakse teraseid 20X ja 40X, vastavalt lubatavatele kontaktpingetele.

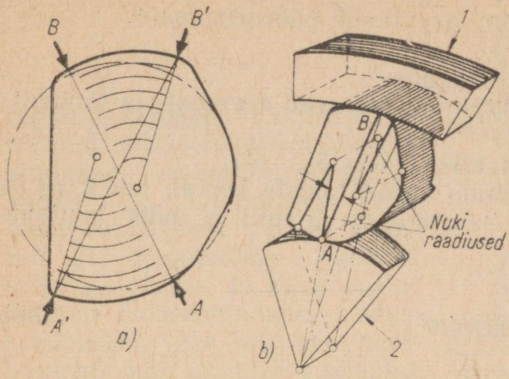
Vabakäigu-rullsidurite konstruktsioonid ja mõõtmed on normitud masinaehituse normaaliga MH 3-58.

Joon. 308

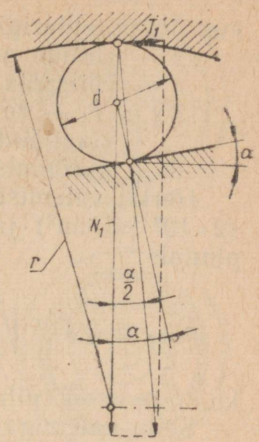


Viimastel aastatel on vabakäigusidurite konstruktsiooni edasi arendatud lubatavate pingete suurendamise suunas koos hõõrdumise vähendamisega tühikäigul.

Sidurites (joon. 308) saavutatakse see rullide arvu suurendamisega, koormuse ühtlasema jagunemisega rullide vahel (selleks tehakse üks siduripool ujuv), kõige rohkem kuluva pinna kõvaduse suurendamisega (südamikul kasutatakse selleks kõvasulamist plaate).



Joon. 309



Joon. 310

Vabakäigusidurite uute konstruktsioonide seast pakuvad huvi nukkidega sidurid (joon. 309). Tuntakse niisuguste sidurite mitmeid teisendeid, nende põhimõtteline konstruktsioon on ühesugune: kahe kontsentrilise pinna *1* ja *2* vahele on paigutatud erilise kujuga nukid (joon. 309, *b*). Nuki profiil koosneb põhiliselt kahest ringjoone kaarest, mille keskpunktid on üksteise suhtes nihutatud. Nuki mõõde AB on väiksem kui $A'B'$ (joon. 309, *a*). Sisemise siduripoole pöörlemisel päripäeva kiiluvad nukid siduripoolte vahele ja võllid sidurduvad. Nukkide õige suhtelise paigutuse tagamiseks ja selleks, et algusmomendil kindlustada nukkide ja siduripoolte vahel kontakt, kasutatakse vedrusid, separaatoreid ja teisi elemente. Tänu nukkide suurele arvule ja nende kontaktpindade suurele raadiusele võimaldavad seda tüüpi sidurid üle kanda suuri koormusi.

Siduri detailid on suhteliselt lihtsad ja tehnoloogilised masstootmiseks. Nukid valmistatakse külmalt tõmmatud profiilterasest järgneva karastamise ja noolutamisega kõvaduseni *HRC* 60 . . . 64.

Rullsidurite tugevusarvutus seisneb põhiliselt muljumispingete kontrollimises kontakti kohtades. Siin mõjuvad üheaegselt ja lisaks dünaamiliselt suured normaal- ja tangentsiaaljõud. Elementaarne arvutus arvestab ainult normaaljõudusid ja on seetõttu võrdleva iseloomuga.

Skeemilt (joon. 310) nähtub, et kinnikiilunud rullile mõjub normaaljõud

$$N_1 = \frac{M_v}{zr} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} = \frac{T_1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \qquad (488)$$

kus M_v on siduriga ülekantav arvutuslik pöördemoment;
z — rullide arv;
r — välispöia tööpinna raadius;
N_1 ja T_1 — rulli kontaktpinnal mõjuvad normaal- ja tangentsiaaljõud;
α — kiildumisnurk (tavaliselt $\alpha = 3 \ldots 6°$).

Hertzi valemist (30) saame antud tähiste korral, kui $E = E_1$ ($2 \cdot 10^6$ kG/cm²) ja $r \gg d$, suurima surve rulli ja põia kontaktpinnal:

$$p_{max} = 0{,}418 \sqrt{\frac{2N_1E}{ld}} \text{ kG/cm}^2 \qquad (489)$$

kus l ja d on rulli pikkus ja läbimõõt cm.

Selle valemiga arvutatud p_{max} ulatub rullsidurites väärtuseni 9000 ... 12000 kG/cm².

Asetades valemisse (489) N_1 väärtuse seosest (488) ja lahendades selle võrrandi M_v suhtes saame kontrollarvutuseks valemi

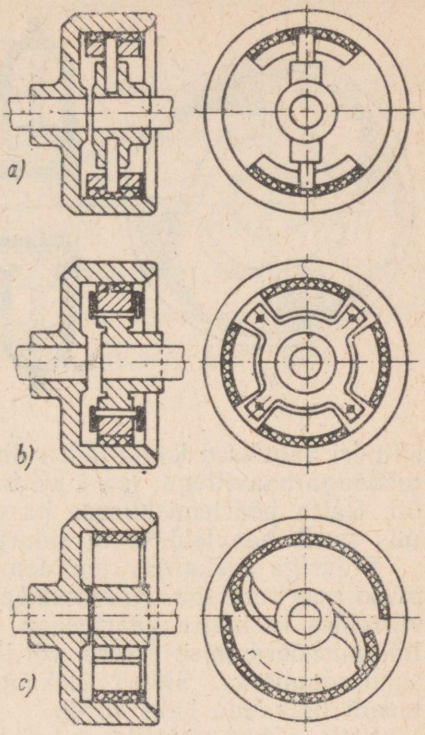
$$M_v = -\frac{zp_{max}^2 ldr \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{0{,}35E} \text{ kGcm}. \qquad (490)$$

Joonisel 310 toodud arvutusskeemis pole lihtsuse mõttes arvestatud vedrude jõudu ja inertsjõudusid. Muutmata olukorra üldist pilti, jäävad need tavaliselt tagavaraks, s. o. arvestamata jäetud jõudude resultantjõud soodustab kiildumist.

Tsentrifugaalsidurid. Tsentrifugaalsidurite ülesandeks on transmissiooni kahe osa sidurdamine (või vahel ka lahutamine), kui vedav osa on saavutanud määratud pöörlemiskiiruse. Nende sidurite peamiseks kasutusalaks on suurte hoomomentidega masinate ajamid lühisrootoriga asünkroonmootorilt, näiteks tsentrifuugide, pesumasina trumlite, lintkonveierite jms. ajamid. Seletatav on see asjaoluga, et tavalised lühisrootoriga asünkroonmootorid omavad suhteliselt väikest käivitusmomenti, mis on pöörlemisel arendatavast maksimaalsest momendist väiksem; suurte massidega masinate käivitamisel on aga just vajalik suur käivitusmoment. Tsentrifugaalsidur võimaldab mootoril (algul, koormuseta) kergelt käivituda ja seejärel teatud kiiruse saavutamisel panna liikuma töömasina. Käivitusperiood kulgeb seega sujuvalt, ilma mootorit ja töömasinat üle koormamata. Raskete käivitustingimustega ajamites võimaldavad tsentrifugaalsidurid kasutada väiksema võimsusega mootorit.

Harilikest lülitatavatest hõõrdsiduritest erinevad tsentrifugaalsidurid vaid hõõrdepindade kokkusurumise mooduse poolest. Põhimõtteliselt on võimalikud tsentrifugaalsidurid, milles mistahes ülalvaadeldud (vt. lk. 531) hõõrdepinnad surutakse kokku tsentri-

Joon. 311



fugaaljõududega. Laiemalt on levinud radiaalset tüüpi hõõrdepindadega tsentrifugaalsidurid (klots- ja lintsidurid), kus tsentrifugaaljõud mõjub vahetult hõõrdepindadele. Aksiaalsidurites (ketas- ja koonussidurid) on hõõrdepindade kokkusurumiseks vaja veel kangmehhanismi, mis muudab radiaalse tsentrifugaaljõu teljesuunaliseks jõuks.

Tsentrifugaalsidurite lihtsaimad konstruktsioonid on esitatud joonisel 311. Vedavaks osaks nendes sidurites on rumm «vabade» klotsidega (joon. 311, *a* ja *b*) või lintidega (joon. 311, *c*), veetavaks — trummel, mille sisepinna vastu surutakse klotsid ja lindid tsentrifugaaljõududega.

Vajalik klotsi survejõud P_i määratakse kõigile hõõrdsiduritele ühise valemiga (456), klotsi mass aga tsentrifugaaljõu valemist

$$P_i = \frac{mv^2}{r},$$

kus m on ühe klotsi mass;

r — klotsi raskuskeskme kaugus pöörlemisteljest;

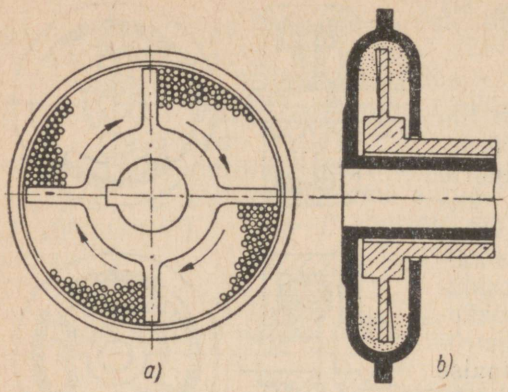
v — klotsi joonkiirus.

Hõõrdepindade mõõtmed määratakse ja kontrollitakse lk. 537 toodud valemite ning soovituste järgi.

Mõnel juhul peab käivitusprotsess kulgema kindlaksmääratud seaduse kohaselt, mis on seotud mootori ja töömasina mehaaniliste karakteristikutega. Selleks paigutatakse tsentrifugaalsiduritesse eelpingestatud vedrud või hüdroseadised ja hõõrdeklotside nihutamist reguleeritakse vedru jõuga või õli läbivoolamisega klapiga eraldatud ruumidest.

Võrdlemisi uued tsentrifugaalsiduri teisendid on kuul- ja pulbersidurid (joon. 312).

Tsentrifugaal-kuulsiduris (joon. 312, *a*) on vedavaks osaks labadega ratas, veetavaks — otstest suletud silinder. Labade ja



Joon. 312

silindri vahelised kambrid on ühtlaselt täidetud 5 ... 10 mm läbimõõduga haavlitega; iga 1 kG haavlite kohta lisatakse 10 ... 15 G õli. Ratta pöörlemiskiiruse kasvades suureneb tsentrifugaaljõud, mis surub haavleid vastu siduri veetavat poolt.

Siduriga ülekantav pöördemoment kasvab võrdeliselt pöörlemiskiiruse ruuduga. Käivitamisperioodi lõpul ta suureneb järsult, võrreldes keskmise väärtusega libisemise ajal. See on seletatav liikumishõõrdumise (veere- või liugehõõrdumise) üleminekuga seisuhõõrdumiseks. Siduri ülekoormusmoment ületab käivitusmomendi ligikaudu kaks korda.

Selle siduri detailid valmistatakse tavaliselt malmist, sagedaste käivituste korral aga terasest. Määrdeainet tuleb siduris perioodiliselt uuendada.

Erinevalt ülalkirjeldatud kuulsidurist on pulbersiduris (joon. 312, *b*) lainelise ketta kujuline sisemine osa mitte vedavaks, vaid veetavaks osaks. Siduri vedavaks osaks on sileda sisepinnaga korpus, mis välispinnal varustatakse jahutusribidega. Pöördemomenti ülekandvaks keskkonnaks on peened teraskuulid, haaveldamisseadmeis kasutatavad malmhaavlid või grafiiditud pulber.

Vedava võlli ja korpuse pöörlemisel paisatakse haavlid tsentrifugaaljõudude toimel vastu korpuse sisepinda ja veetaval võllil istuv laineline ketas haaratakse kaasa.

Vaadeldud kahest tsentrifugaalsidurist on viimane ilmselt lihtsam ja temas on parem kindlustada soojuse äravoolu.

Kirjandus

1. Ачеркан Н. С., Расчет и конструирование металлорежущих станков, т. II, Машгиз, 1944.
2. Блохин Г. Е., Авиационные муфты трения, Оборонгиз, 1955.
3. Иванов Е. А., Муфты приводов, Машгиз, 1959.
4. Мальцев В. Ф., Роликовые механизмы свободного хода, Машгиз; 1959.
5. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Муфты, Машгиз, 1960.
6. Сахненко В. Л. и др., Атлас деталей машин (соединения и муфты), Гостехиздат УССР, 1956.
7. Тепинкичиев В. К., Предохранительные устройства от перегрузки станков, Машгиз, 1957.
8. Эрлих Л. Б., Предохранители от перегрузки, «Справочник машиностроителя», т. 4, Машгиз, 1955.
9. Pampel W., Kupplungen, Bd. I, VEB Verlag Technik, Berlin, 1958.

VIIES OSA

VEDRUD. KORPUSDETAILID

XXVI peatükk

VEDRUD JA KANDEVEDRUD

Vedrud täidavad masinates elastsete elementide ülesandeid. Nad muudavad vastuvõetavate välisjõudude töö oma materjali elastse deformatsiooni tööks.

Kui vedru koormusest vabastada, siis vastavalt deformatsiooni kadumisele taastub esialgu kulutatud töö peaaegu täielikult.

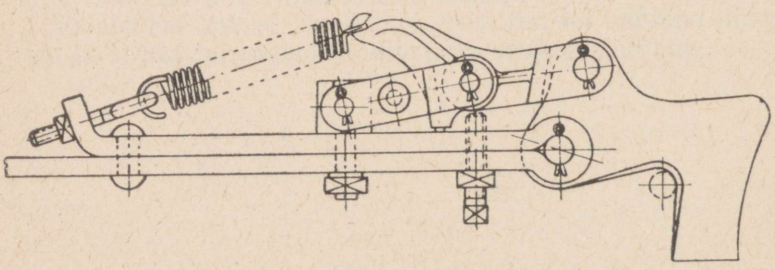
Vedrude konstruktiivsed kujud võimaldavad vastu võtta välisjõudusid suurtel teepikkustel, s. o. neid võib tugevasti deformeerida, kusjuures elastsed omadused säilivad. Nii näiteks terastraadist valmistatud silinder-keerdvedru võib elastsete omaduste säilitamisega tõmmata peaaegu kaks korda pikemaks. Seejuures aga samast terasemargist polt kaotab «vetruvuse» ja saab jäävdeformatsiooni, kui temale rakendatud koormus mõjub teepikkusel, mis on veidi suurem kui 0,004 tema esialgsest pikkusest.

Vedrusid kasutatakse masinates ja aparaatides kui

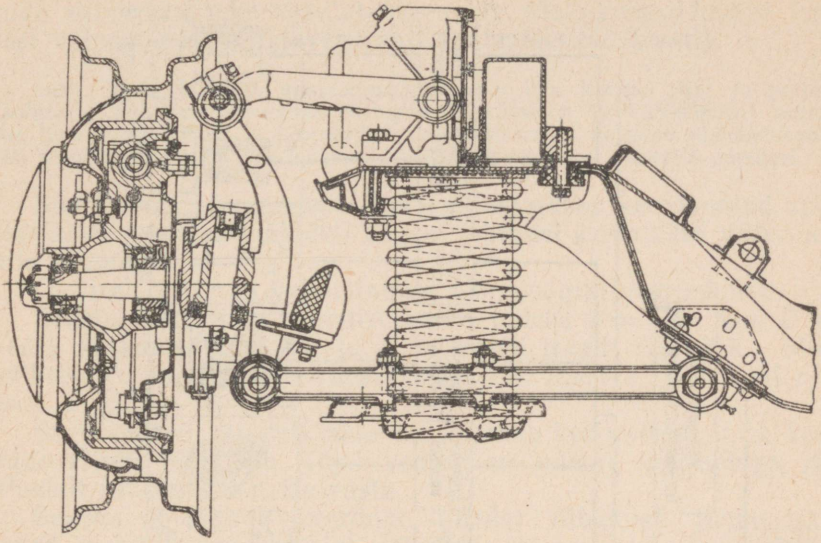
1) *jõuelementi*, mis kindlustab jõudude mõjumise antud teekonna lõigus. Näiteks traktori adra kaitsemehhanismi vedru (joon. 313);

2) *amortisaatorit*, mis võttes vastu löögi hetkelist energiat, taastab selle elastsete võnkumiste energiana. Auto «Pobeda» esisilla amortisatsioonisüsteemi vedrustus on kujutatud joonisel 314;

3) *mehhanismi ajamit*. Siia kuuluvad üleskeeratavad kellavedrud, aparaatide, relvade jne. vedrud (vt. näiteks joon. 320).



Joon. 313



Joon. 314

Olenevalt pingetest, mis vedrudes koormamisel tekivad, jagatakse nad *väändele*, *paindele* ja *tõmbele—survele* töötavateks vedrudeks.

Vedrude põhitüüpide liigitus on toodud joonisel 315.

Väändele töötavad vedrud

Sellesse vedrude gruppi kuuluvad tõmbe- ja surve-keerdvedrud (joon. 315, *a*... *e*).

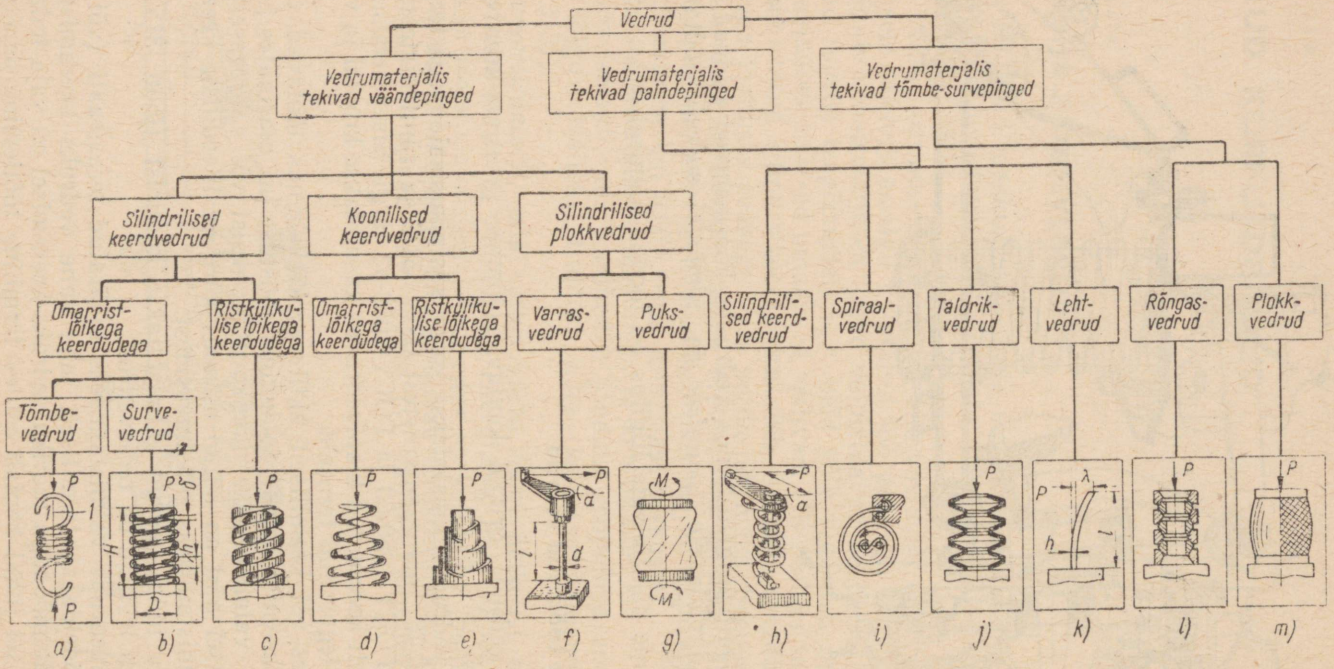
Need vedrud valmistatakse kõrge süsinikusisaldusega terastest 65, 70 ja 75, mangaanterastest 65Г, 55ГС ja räniterastest 55С2 ja 60С2 ГОСТ 1050-60 ja ГОСТ 2052-53 järgi. Sisepõlemismootorite raskelt koormatud klapivedrudes kasutatakse kroomi ja vanaadiumiga legeeritud teraseid.

Niiskes või keemiliselt aktiivses keskkonnas töötavad vedrud (näiteks keemiatööstuse, toiduainetetööstuse jm. masinates ja aparaatides) valmistatakse mõnikord pronksist või valgevasest.

Viimasel ajal on leitud moodus kõrgekvaliteediliste keerdvedrude valmistamiseks plastmassidest.

Mõnda tüüpi vedrud valmistatakse kummist (joon. 315, *g* ja *m*). Enam levinud on terasvedrud.

Keerdvedrude valmistamiseks määratud terastraati (või -varrast) töödeldakse termiliselt juba enne vedruks keeramist. Üle 12 mm läbimõõduga tooriku vedruks keeramisel on vaja teda kuumutada; sel juhul kaotab eelnev termiline töötlemine oma mõtte.


Vedrud
Vedrumaterjalis tekivad väändepinged
Vedrumaterjalis tekivad paindepinged
Vedrumaterjalis tekivad tõmbe-survepinged
Silindrilised keerdvedrud
Koonilised keerdvedrud
Silindrilised plokkvedrud
Ümarristlõikega keerdüdega
Ristkülikulise lõikega keerdüdega
Ümarristlõikega keerdüdega
Ristkülikulise lõikega keerdüdega
Varrasvedrud
Puksvedrud
Silindrilised keerdvedrud
Spiraalvedrud
Taldrikvedrud
Lehtvedrud
Rõngasvedrud
Plokkvedrud
Tõmbevedrud
Survevedrud
a)
b)
c)
d)
e)
f)
g)
h)
i)
j)
k)
l)
m)

Joon. 315

Aparaatide ja vastutusrikaste mehhanismide eriti täpsete vedrude valmistamiseks kasutatakse suure süsinikusisaldusega terasest valmistatud nn. klaveritraati (patenteeritud traati).

Seda traati lastakse valmistamisprotsessis läbi kuuma ahju ja seejärel kastetakse sulatatud plii vanni. Niisugune operatsioon (patenteerimine) suurendab tera traadi pinnal ja järgneval traadi tõmbamisel kalestub nimetamisväärselt kogu ta välispind. See omakorda parandab materjali elastseid omadusi.

Suurseeria- ja masstootmisel valmistatakse keerdvedrud spetsiaalsetel automaatpinkidel. Teistel juhtudel keeratakse vedru tornile treipingis.

Oluliselt mõjutab valmistamise tehnoloogiat vedru indeks.

Ümara ristlõikega traadist vedru indeks $c = D/d$, kus D on vedru keskmine läbimõõt ja d — vedru traadi läbimõõt. Mida väiksem on indeks, seda raskem on vedru keerata. Tavaliselt $c = 4 \ldots 12$.

Survevedrud valmistatakse nn. lahtiste keerdudega, s. o. keerdude vahele jääb pilu. Tõmbevedrud on suletud keerdudega, mis tihedalt liibuvad üksteise vastu.

Selleks et tagada keerdude tihedat liibumist, tõmmatakse traati vedru keeramise ajal, allutades ta seega elastsele tõmbedeformatsioonile. Kui seejärel valmis vedru tornilt maha võtta, toimub materjali elastne tagasitõmbumine, vedru läbimõõt suureneb ja keerud surutakse niivõrd tihedalt üksteise vastu, et kogu vedru saab eelpinge. See suurendab kandevõimet. Vastutusrikaste survevedrude kandevõime suurendamiseks neid «treenitakse».

«Treenimine» seisneb vedru koormamises kuni keerdude kokkupuutumiseni ja selles asendis teatud aeg (6 ... 48 tundi) hoidmises. Sellega deformeeritakse ristlõike enam koormatud kihte plastselt, ülejäänud kihte aga elastselt.

Pärast koormuse alt vabanemist mõjutavad plastselt ja elastselt deformeeritud kihid teineteist ja vedru jääb eelpingestatuks.

Kui vedrule mõjuv koormus on püsiv või muutub ajaliselt sujuvalt ja üldine koormamiste arv ei ületa 10^4 (relvavedrud, kaitsevedrud jt.), arvutatakse neid staatilise koormuse järgi.

Tõmbevedrud. Seda tüüpi vedrude arvutamisel määratakse traadi läbimõõt d, vedru keskmine läbimõõt D, töökeerdude arv i ja ehitatakse vedru karakteristik, s. o. jõu ja deformatsiooni sõltuvuse graafik.

Tugevusõpetuse kursusest on teada, et keerdvedru (kas tõmbe- või survevedru) telje suunas mõjuv jõud P tekitab keeru sisepinnal nihkepinged, mille suurim väärtus määratakse valemiga

$$\tau = \tau_l + \tau_v = \left(\frac{P}{S} + \frac{PD}{2W_0} \right) \cos \alpha^* \qquad (491)$$

* Selle valemi tuletus on toodud käesoleva õpiku teises trükis, Машгиз, 1957.

kus τ_l ja τ_v on vastavalt lõike- ja väändepinged, põhjustatud vastavalt telgjõust P ja väändemomendist $P\frac{D}{2}$;

S — vedru traadi ristlõikepind;
W_0 — vedru traadi ristlõike vastupanumoment väändele;
α — keeru tõusunurk, mis tavalistes tõmbe- või survevedrudes on 6 ... 15°.

Ümara ristlõikega traadist vedrudele, kui $\cos\alpha \approx 1$, võtab valem (491) järgmise kuju

$$\tau = \tau_l + \tau_v = \frac{4P}{\pi d^2}(1 + 2c).$$

Tavaliselt kasutatavate vedru indeksite korral on suurus $2c = 8 \ldots 24$. See tähendab, et samapalju kordi on lõikepinged τ_l väiksemad väändepingetest τ_v.

Arvutuse lihtsustamiseks arvestatakse lõikepingete τ_l tühist osa, keerdude tõusunurka α ning kõveruse mõju teguriga $k > 1$, mis arvutatakse empiirilise valemiga [5, 6]

$$k \approx \frac{4c + 2}{4c - 3}. \tag{492}$$

Arvestades tegurit k saame võrrandist (491)

$$\tau = \frac{PDk}{2W_0} \leqslant [\tau]. \tag{493}$$

Ümara ristlõikega traadist keerule

$$\tau = \frac{8PDk}{\pi d^3} \leqslant [\tau]. \tag{494}$$

Siit vajalik traadi läbimõõt

$$d = 1{,}6\sqrt{\frac{Pck}{[\tau]}} \text{ cm}. \tag{495}$$

Vedru materjali lubatav nihkepinge $[\tau] = (2 \ldots 10) \cdot 10^3$ kG/cm^2. Väändepinge väärtused mitmesugustele materjalidele tuuakse käsiraamatutes [5] või [6].

Telgjõuga P ja väändemomendiga $P\frac{D}{2}$ tekitatav vedru deformatsioon *

$$\lambda = \left(\frac{P}{S} + \frac{PD^2}{4I_0}\right)\frac{l\cos^2\alpha}{G}, \tag{496}$$

* Vt. viidet lk. 567 all.

kus l on sirgestatud tooriku (traadi, varda) tööpikkus;
G — nihkeelastsusmoodul;
I_0 — ristlõike polaarinertsmoment.

Kui deformeeritakse piirides $\lambda = \lambda_1$ kuni $\lambda = \lambda_2$ jõuga, mis muutub väärtusest $P = P_1$ kuni $P = P_2$, siis selleks kulutatav töö

$$U = (P_2 - P_1)\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{2}. \tag{497}$$

Ümara ristlõikega traadist vedrudele võtab valem (496) kuju:

$$\lambda = \frac{4P}{\pi d^2}(1 + 2c^2)\frac{l\cos^2\alpha}{G}. \tag{498}$$

Et $c \geqslant 4$, on valemis sulgudes seisev teine liige esimesest palju kordi suurem, seepärast võib telgjõust põhjustatud deformatsioonist loobuda. Kui veel arvestada, et $\cos\alpha$ on lähedane ühele ja tooriku tööpikkus $l = \pi Di$, kus i on töökeerdude arv, saame võrrandist (498) terasvedrule, mille $G = 8 \cdot 10^5$ kG/cm^2

$$i = 10^5 \frac{\lambda}{P} \cdot \frac{d}{c^3}. \tag{499}$$

Valemis on λ vedru deformatsioon cm; P — vedru jõud kG; d — traadi (varda) läbimõõt cm.

Arvestades tehtud lihtsustusi saame valemist (496) igasuguse ristlõikega vedrudele, mis on valmistatud mistahes materjalist, järgmise valemi:

$$i = \frac{4}{\pi}\frac{\lambda}{P}\frac{GI_0}{D^3}. \tag{500}$$

Seost

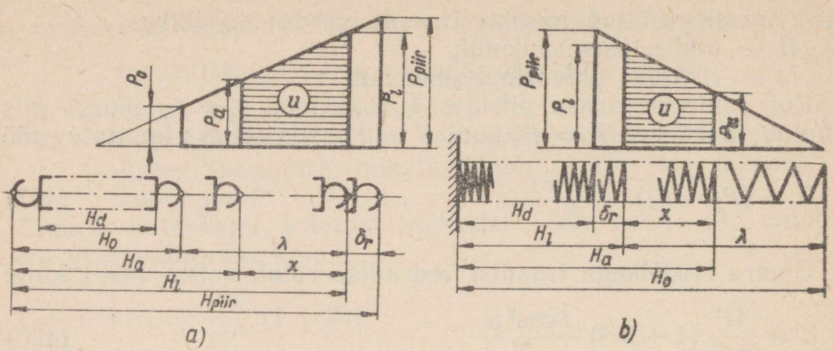
$$\frac{4GI_0}{\pi D^3 i} = Z \text{ kG/cm} \tag{501}$$

nimetatakse vedru *jäikuseks.*

Lahendades lõpuks koos võrrandid (494) ja (500), saame antud margiga terasvedrule etteantud mõõtmete D ja d ning deformatsiooni λ korral

$$i = 2{,}54 \cdot 10^5 \frac{d}{D^2}\frac{\lambda k}{[\tau]}. \tag{502}$$

Tiheda keeramise tulemusena tekkivat eelpingestusjõudu P_0 hinnatakse harilikult piirkoormuse P_{piir} osana. Viimase all mõistetakse jõudu, mis tekitab vedru materjalis elastsuspiirile vastava pinge.



Joon. 316

Olenevalt traadi läbimõõdust on eelpingestusjõud orienteerivalt järgmine:

$$\begin{aligned} &d < 5 \text{ mm} \quad P_0 = 0{,}33P_{piir}; \\ &d > 5 \text{ mm} \quad P_0 = 0{,}25P_{piir}. \end{aligned} \tag{503}$$

Omakorda $P_p = (1{,}1 \ldots 1{,}2)P_l$, kus P_l on suurim töökoormus, mis vastab arvutuses kasutatavale pingele $[\tau]$.

Lähtekoormus (seadekoormus) P_a määratakse olenevalt vedru otstarbest.

Tõmbevedru karakteristik on toodud joonisel 316, *a*. Vertikaalsihis on kujutatud jõud, horisontaalsihis — neile vastavad vedru deformatsioonid. Viirutatud pind kujutab deformatsioonitööd *U*.

Reguleerimise võimaldamiseks võetakse vedru lõpp-pikkus H_l piirpikkusest H_{piir} 5 ... 10% väiksem. Reguleerimise ulatus on tähistatud δ_r.

Vedru kogudeformatsioon

$$\lambda = H_l - H_0.$$

Et vedru paigutatakse sõlme teatud määral pingutatud olekus, mis vastab pikkusele H_a, on töökäik

$$x = H_l - H_a.$$

Koormamata vedru pikkus $H_o = H_d + (1 \ldots 2)D$ ja rohkem, olenevalt vedru otste konstruktsioonist, millega ta asetatakse sõlme. $H_d = id$ on täielikult kokkusurutud vedru pikkus.

Tooriku pikkus

$$l = \frac{\pi D i}{\cos \alpha} + l_0,$$

kus l_o on kinnitusotsteks ettenähtud toorikuosa pikkus.

Summaarne normaalpinge tõmbejõust P ja paindemomendist $P\frac{D}{2}$ kinnitusotsa ristlõikes $1-1$ (vt. joon. 315, *a*) peab olema antud materjalile lubatavast pingest väiksem.

Survevedrud. Survevedrude praktilise arvutamise ülesanded on samad mis tõmbevedrudel ja need lahendatakse samade arvutusvalemitega.

Survevedrudel pole kinnitusotsi ja nad keeratakse nii, et keerdude vahele jääb lõtk δ (joon. 315, *b*).

Joonisel 316, *b* on toodud survevedru karakteristik. Siin on P_{piir} koormus, mis surub vedru keerud kokku.

Reguleerimise võimaldamiseks võetakse suurim koormus P_l 10 ... 15% väiksem kui P_{piir}.

Tugikeerdude tiheda liibumise tagamiseks sõlme detailide vastu võetakse lähtekoormus (seadekoormus) piirides

$$0{,}1P_l \leqslant P_a \leqslant 0{,}5P_l.$$

Tugikeerdude tugipinnad (vedru otspinnad) peavad olema hoolikalt töödeldud.

Tugikeerdude kogukõrgus on ligikaudu $0{,}5d$.

Kokkusurutud keerdudega vedru pikkus

$$H_d = (i' - 0{,}5)d,$$

kus i' on kõikide keerdude arv (töö- ja tugikeerud).

Töökeerdude arv $i = i' - 2$.

Vedru pikkus vabas olekus (vt. joon. 315, *b* ja 316, *b*)

$$H_0 = H_d + i(h - d).$$

Vedru samm

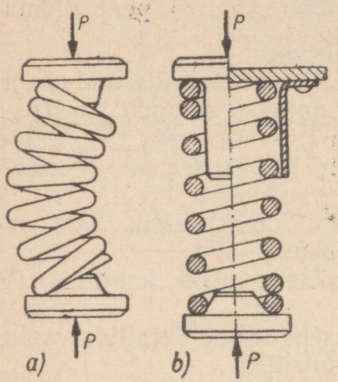
$$h = \frac{D}{3} \cdots \frac{D}{2}.$$

Survevedrud, millel $\frac{H_0}{D} > 3$, võivad töötamisel kaotada stabiilsuse (joon. 317, *a*). Sellised vedrud tuleb asetada tornile või monteerida juhtpuksidesse (joon. 317, *b*).

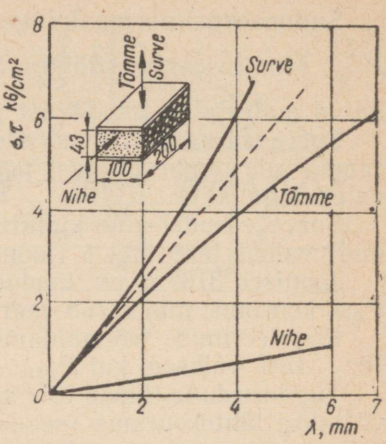
Survevedru tooriku pikkus $l_0 = \frac{\pi D i'}{\cos \alpha}$, siin α on vedru keeru tõusunurk vabas olukorras, mis määratakse seosega $\operatorname{tg} \alpha = h/\pi D$.

Võimsad ja jäigad vedrud konstrueeritakse ruudu- või ristkülikukujulise ristlõikega traadist (joon. 315, *c*). Selliste vedrude arvutust vt. näiteks raamatutes [5] ja [6].

Koonusvedrud võivad olla ümara (joon. 315, *d*) või ristkülikukujulise (külgede pikkuste suure suhtega) ristlõikega traadist. Viimased keeratakse ribaterasest ja neid nimetatakse *teleskoopvedrudeks* (joon. 315, *e*).



Joon. 317



Joon. 318

Selliste vedrude põhiliseks iseärasuseks on naaberkeerdude erinevad läbimõõdud. See põhjustab ka nende erinevaid deformatsioone: mida suurem on keeru keskmine läbimõõt D, seda suurem on ka deformatsioon λ.

Survejõu P teatud väärtusel võidakse suurima läbimõõduga keerd täiesti kokku suruda ja seega tööst välja lülitada. Seejärel lülituvad tööst välja järgmised vedrukeerud läbimõõtude vähenemise järjekorras.

Niisugune keerdude väljalülitumine ei vähenda mitte ainult töökeerdude arvu i, vaid vähendab ka vedru keskmist läbimõõtu. Need kaks asjaolu kajastuvad vedru jäikuses [vt. valemit (501)], mis kokkusurumisprotsessis pidevalt suureneb.

Olenevalt otstarbest võib niiviisi anda vedrule sellise kuju, et ta karakteristik muutuks etteantud seaduse järgi.

Varrasvedrud. Elastsete elementidena kasutatakse mõnikord ka *elastseid* vardaid, mida nimetatakse *torsioonideks* (joon. 315, *f*).

Varda väänamisel momendiga $M_v = Pa$ on pinged

$$\tau = \frac{16M_v}{\pi d^3} \leqslant [\tau]. \tag{504}$$

Varda väändenurk

$$\varphi = \frac{32M_v l}{\pi d^4 G} \text{ rad}, \tag{505}$$

kus l on varda tööpikkus cm;
d — varda läbimõõt cm;
G — nihkeelastsusmoodul kG/cm².

Lahendades koos võrrandid (504) ja (505) saame (kui $G = 8 \cdot 10^5$ kG/cm^2) valemi varda läbimõõdu määramiseks etteantud l, $[\tau]$ ja φ väärtustel:

$$d = 25 \cdot 10^{-7} \frac{l}{\varphi} [\tau] \text{ cm.} \quad (506)$$

Joonisel 315, *g* on kujutatud väändele töötav *kummist* silindrikujuline elastne element.

Väändemoment kantakse üle silindri otstele liimitud terasseibide kaudu. Kummist elastsed elemendid levivad üha rohkem mitmesuguste masinate sõlmedes (tänu kummi suurele deformeeritavusele koos mahuühiku suure energiahajutamise võimega).

Liimituna metallplaatide või -pukside külge võib kummi töötada tõmbele, survele ja nihkele (joon. 318).

Kummi elastseid omadusi kasutatakse kõige paremini konstruktsioonides, kus kummi töötab põhiliselt nihkele.

Paindele töötavad vedrud

Väändevedrud. Siia gruppi kuuluvad väände-keerdvedrud, mis võtavad vastu väändemomenti *Pa* (joon. 315, *h*). Need vedrud on laialt levinud põllumajandusmasinates ja mujal. Neis vedrudes kulub töö keerdude elastseks pööramiseks ümber vedru pikitelje.

Väändevedrud keeratakse tõusunurgaga $\alpha \leqslant 12°$, säilitades seejuures keerdude vahel teatava lõtku, mis takistab keerdude kokkupuutumist väänamisel.

Arvutusvalemite saamiseks (nagu tõmbe- ja survevedrude juures) arvestatakse täiendavate tegurite (tõusunurk ja keerdude kõverus) mõju teguriga k_0.

Ümara ristlõikega traadist keerdvedrudele

$$k_0 = \frac{4c - 1}{4c - 4}.$$

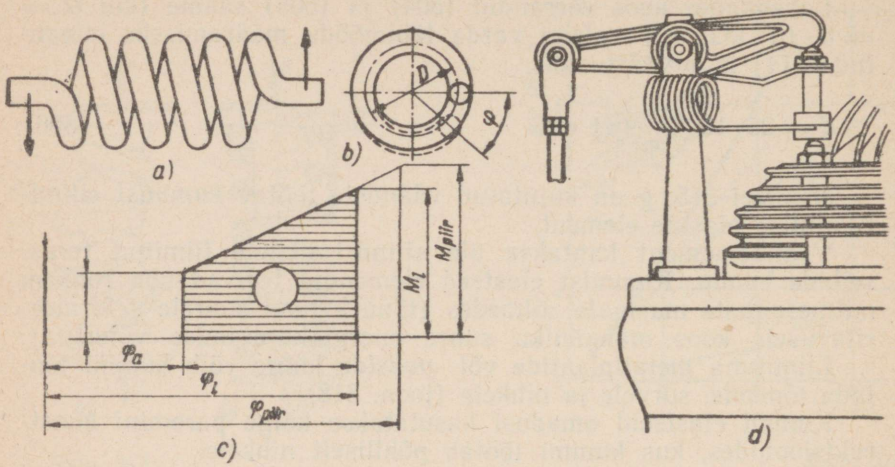
Väändevedru töö analüüsist selgub, et koormav moment põhjustab vedru keerus puhta painde. Arvestades ka k_0, saame suurimad pinged ristlõikes määrata valemiga

$$\sigma_{max} = \frac{Mk_0}{W} \leqslant [\sigma], \quad (507)$$

kus W on vastupidavusmoment paindele.

Traadi läbimõõt

$$d = 2{,}15 \sqrt[3]{\frac{Mk_0}{[\sigma]}} \text{ cm.} \quad (508)$$



Joon. 319

Selles valemis traadi materjalile lubatav paindepinge $[\sigma] = (1{,}25 \ldots 1{,}5)\,[\tau]$ kG/cm²; M — koormav moment kGcm.

Väändevedru deformatsioon määratakse äärmiste keerdude vahelise pöördenurgaga φ (joon. 319, *a* ja *b*), mis on leitav tugevusõpetuse kursuses tõestatud valemiga

$$\varphi = \frac{Ml}{EI} \text{ rad}, \tag{509}$$

kus E on normaalelastsusmoodul;

I — ristlõike inertsmoment paindel;

l — sirgestatud tooriku (traadi, varda) pikkus.

Et $l = \pi Di$ (sest $\cos\alpha \approx 1$), siis võttes terastraadile $E = 2 \cdot 10^6$ kG/cm², saame peale asendusi valemist (509) ümara ristlõikega traadist vedrule

$$i = 0{,}32 \cdot 10^5 \frac{\varphi}{M} \frac{d^4}{D}, \tag{510}$$

kus φ on väändenurk rad;

M — vedrule mõjuv moment kGcm;

D ja d — vastavalt vedru keskmine läbimõõt ja traadi läbimõõt cm.

Võrranditest (508) ja (510) saame järgmise valemi keerdude arvu määramiseks etteantud materjali ning mõõtmete D, d ja φ korral:

$$i = 3{,}2 \cdot 10^5 \frac{k_0}{c} \frac{\varphi}{[\sigma]}. \tag{511}$$

Rakendatud momendi ja vedru deformatsiooni vahelise seose karakteristik on toodud joonisel 319, *c*.

Ülesseademoment M_a vastab vedru esialgsele väändumisele nurga φ_a võrra. See annab vedrule eelpinge ja tagab algolukorras sõlme detailide tiheda liibumise.

Orienteerivalt

$$0{,}1M_l \leqslant M_a \leqslant 0{,}5M_l.$$

Koormamisel vedruga salvestatud energia

$$U = \frac{M_l + M_a}{2}(\varphi_l - \varphi_a).$$

Joonisel 319, *d* on kujutatud ühes lennukimootori konstruktsioonis kasutatav klapimehhanismi väändevedru.

Juhul kui vedrule mõjub koormus, mis muutub piires $P_a = P_{min}$ kuni $P_l = P_{max}$ piiramatu arv tsükleid, tuleb vedru arvutada väsimusele (automaatpinkide vedrud, klapivedrud jm.).

Vedrude arvutus väsimusele seisneb varuteguri määramises valemiga (12).

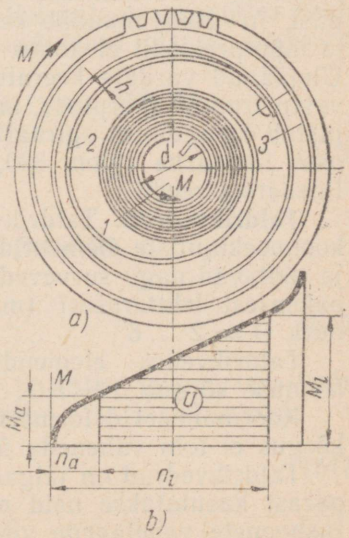
Vedrude pinna tugevdamine haaveldamisega tõstab tunduvalt nende väsimustugevust.

Spiraalvedrud. Spiraalvedrusid koormatakse väändemomendiga. Need vedrud on laialt kasutusel kellade, aparaatide, relvade jt. ajamitena.

Vedru koormamiseks pööratakse võlli *1* (joon. 320, *a*), millega on jäigalt ühendatud vedru *2* üks otstest.

Tööprotsessis pöördub vedru lahti, pöörates seejuures trumlit (korpust) *3*, millega on ühendatud ta teine ots.

Joon. 320



Need vedrud valmistatakse suure süsinikusisaldusega terasest. Linti karastatakse ja noolutatakse.

Peale spiraalvedru keeramist paigutatakse ta kokkukeeratud olekus trumlisse, kus teda kaua hoitakse. See operatsioon on analoogiline keerdvedrude «treenimisega» (vt. lk. 567).

Vedru otste jäigal kinnitamisel põhjustab rakendatud moment M vedru puhta painde. Vedru laius määratakse valemiga.

$$b = \frac{6M}{h^2[\sigma]} \text{ cm}, \qquad (512)$$

kus M on koormav moment kGcm;

$[\sigma]$ — vedru materjalile lubatav paindepinge kG/cm²;
h — vedru (lindi) paksus cm, tavaliselt võrdub (0,03 ... ... 0,04)d (d on võlli läbimõõt, vt. joon. 320, *a*).

Vedru deformatsioon määratakse valemiga (509), mis on antud väände-keerdvedrudele. Asetades käesoleval juhul sellesse valemisse I vastava väärtuse ja võttes teraslindil $E = 2 \cdot 10^6$ kG/cm² ning arvestades, et trumli n pöörde korral on väändenurk $\varphi = 2\pi n$, saame

$$l = 10{,}5 \cdot 10^5 \frac{n}{M} bh^3 \text{ cm.} \tag{513}$$

Kui asetada siia b väärtus võrrandist (512), saame

$$l = 63 \cdot 10^5 \frac{nh}{[\sigma]} \text{ cm.} \tag{514}$$

Spiraalvedrud, nagu keerdvedrudki, asetatakse neile määratud kohale eelpingega momendist M_a. Arvestades, et sellele momendile vastab üleskeeramisvõlli n_a pööret, siis on vedruga salvestatud energia

$$U = \frac{M_l + M_a}{4\pi} (n_l - n_a).$$

Eespool toodud arutlused kehtivad ainult juhul, kui vedru otsad on jäigalt kinnitatud. Otste šarniirsel kinnitamisel muutub mõningal määral nende vedrude arvutus.

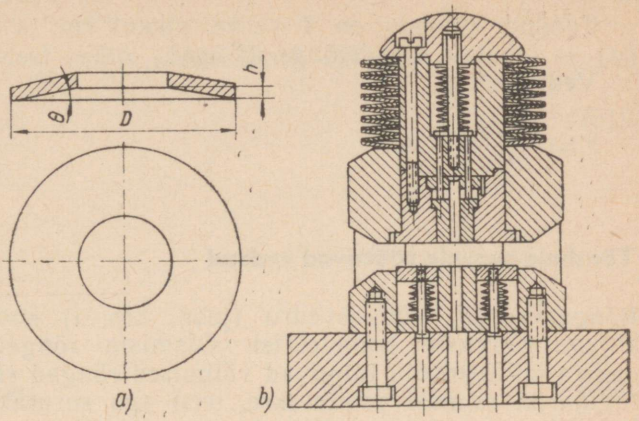
Spiraalvedrude täpne arvutus nõuab ka kokkukeeratud olekus hoidmise («treenimise») tagajärjel tekkinud jääkpingete arvestamist. Arvutuse muudab keerukaks veel asjaolu, et vedru töö algja lõpp-perioodil ei tööta mitte kogu pikkus l, vaid ainult osa. Ülejäänud vardale keeratud vedru osa või osa, mis on surutud vastu trumlit (korpust), on nagu «surnud». Viimane asjaolu põhjustab ka seda, et spiraalvedru karakteristik on ainult keskmises osas lineaarne (joon. 320, *b*) ja peegeldab valemi (513) kohast lineaarset seost.

Taldrikvedrud. Taldrikvedrud (joon. 315, *j*) koosnevad tüvikoonusekujuliste elementide — ketaste (joon. 321, *a*) komplektist ja töötavad nagu survevedrud. Kettad on valmistatud 1 ... 20 mm paksusest lehtterasest (mark 60C2A või sellega samaväärsest); nurk $\Theta = 2 \ldots 6°$.

Taldrikvedru elemendi välisläbimõõt $D = 28 \ldots 300$ mm, koonuse kõrgus $h = 0{,}6 \ldots 9$ mm.

Koormamisel deformeeritakse vedru kettaid elastselt. Koonuse kõrgus ei tohi väheneda üle $0{,}8h$.

Taldrikvedrud on jäigad ja võivad taluda suuri koormusi. Seepärast kasutatakse neid mõnikord ehituskonstruktsioonides tööstushoonete vahelagede vibroisolatsiooniks.



Joon. 321

ГОСТ 3057-54 haarab taldrikvedrusid läbimõõduga 28 ... 300 mm. Nendele vedrudele lubatav suurim töökoormus ulatub 52 tonnini. Deformatsiooni suurendamiseks koostatakse vedrud sektsioonidena. Deformatsiooni suurus on sel juhul võrdeline komplektis olevate vedrude arvuga.

Joonisel 321, *b* on kujutatud stantsi vedrupuhver.

Taldrikvedrude arvutuse keerukus takistab nende karakteristikute ehitamist. Praktikas valitakse vedrud tabelite järgi (ГОСТ 3057-54). Taldrikvedrude kandevõime suurendamiseks hoitakse neid enne töötamist teatud aeg kokkusurutud olekus.

Lehtvedrud. Lehtvedrusid kasutatakse laialdaselt aparaatides, põllutöömasinates ja mujal. Need vedrud on tavaliselt määratud jõududele, mis mõjuvad väikese käigu piires.

Lehtvedrud võivad olla toetatud mõlemast otsast, võttes vastu keskel mõjuvat koormust, või kinnitatud ühest otsast, kusjuures koormus mõjub teises otsas.

Pinge konsoolselt kinnitatud vedrus (joon. 315, *k*)

$$\sigma = \frac{M}{W} \leqslant [\sigma], \tag{515}$$

kus M on paindemoment ($M = Pl$);

W — ristlõike vastupanumoment paindele.

Läbipaine määratakse valemiga

$$\lambda = \frac{Pl^3}{3EI} = \frac{2Ml^2}{3EWh}. \tag{516}$$

Lahendades koos võrrandid (515) ja (516) leiame terasvedru ($E = 2 \cdot 10^6$ kG/cm^2) paksuse h etteantud l, λ ja $[\sigma]$ korral:

$$h = 33 \cdot 10^{-8} \frac{l^2}{\lambda} [\sigma] \text{ cm}. \tag{517}$$

Toodud valemis on l vedru pikkus cm; λ — läbipaine cm; $[\sigma]$ — lubatav paindepinge kG/cm^2.

Vedru laius

$$b = \frac{6M}{h^2[\sigma]} \text{ cm.} \qquad (518)$$

Tõmbele-survele töötavad vedrud

Rõngasvedrud. Rõngasvedru (joon. 315, *l*) koosneb spetsiaalse kujuga rõngaste komplektist. Otsmiste rõngaste koormamisel mööda ümbermõõtu tungivad välimised rõngad sisemistesse, mille tagajärjel esimesi venitatakse, teisi aga surutakse kokku. Vedru kogukõrgus seejuures väheneb.

Pärast väliskoormuse eemaldamist suruvad elastsusjõud rõngad jällegi üksteisest eemale. See on võimalik seetõttu, et koonuse nurk β (joon. 322, *a*) on suurem rõngaste pindadevahelisest hõõrdenurgast ϱ.

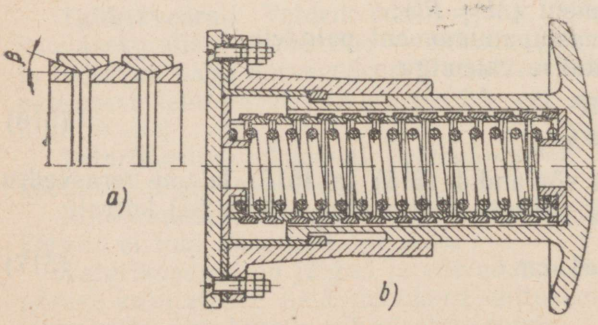
Hõõrdetöö rõngasvedru koormusest vabastamisel moodustab 2/3 kogu tööst, mis kulutati ta koormamisel. Seepärast on rõngasvedrud tõugete ja löökide suure amortiseerimisvõimega ning ülaltoodu tõttu kasutatakse raskelt koormatud amortisatsiooniseadmetes.

Joonisel 322, *b* on kujutatud raudteevaguni puhvri konstruktsioon, kus on kasutatud rõngasvedru ja keerdvedru.

Rõngasvedrude kasutamist piirab nende suhteliselt kõrge maksumus.

Plokkvedrud. Mitmesuguse kujuga kummiplokkidest elastsete elementidega survele töötavaid plokkvedrusid (joon. 315, *m*) kasutatakse peamiselt lööke leevendavate ja vibratsioone vähendavate amortisaatoritena (vt. näiteks auto «Pobeda» esivedrustuse survepuhver, joon. 314).

Kummil on survele töötamisel suurim jäikus (vt. joon. 318).



Joon. 322

Jõu P mõjumisel tekkiv pinge (joon. 315, *m*)

$$\sigma = \frac{P}{F} \leqslant [\sigma_s]; \qquad (519)$$

deformatsioon

$$\lambda = \frac{Ph}{EF}$$

või

$$\lambda = \frac{h[\sigma_s]}{E} \text{ cm}, \qquad (520)$$

kus h on ploki kõrgus cm;
$[\sigma]_s = 10 \ldots 50$ kG/cm² — lubatav survepinge; oleneb kummi kvaliteedist ja koormuse iseloomust;
$E = 18 \ldots 100$ kG/cm² — kummi pikielastsusmoodul.

Näide. Arvutada ümartraadist tõmbevedru, mis töötab staatilisel koormusel. Lähteandmed: suurim töökoormus $P_l = 80$ kG; lähtekoormus (ülesseadekoormus) $P_a = 35$ kG; töökäik $x = 45$ mm.

Valime vedru materjaliks traadi terasest 85, mille $[\tau] = 50$ kG/mm² [6]. Võttes vedru indeksi $c = 6$, saame valemist (492):

$$k \approx \frac{4c + 2}{4c - 3} = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 3} = 1{,}24.$$

Traadi läbimõõt valemist (495):

$$d = 1{,}6 \sqrt{\frac{Pck}{[\tau]}} = 1{,}6 \sqrt{\frac{80 \cdot 6 \cdot 1{,}24}{5000}} = 0{,}55 \text{ cm}.$$

Võtame $d = 0{,}6$ cm.
Vedru keskmine läbimõõt $D = cd = 6 \cdot 0{,}6 = 3{,}6$ cm.
Piirkoormus

$$P_{piir} = 1{,}2P_l = 1{,}2 \cdot 80 = 96 \text{ kG}.$$

Eelpingestusjõud

$$P_0 = 0{,}25P_l = 0{,}25 \cdot 96 = 24 \text{ kG}.$$

Reguleerimise ulatus

$$\delta_{r_4} = x \frac{P_{piir} - P_l}{P_l - P_a} = 4{,}5 \frac{96 - 80}{80 - 35} = 1{,}6 \text{ cm}.$$

Kogudeformatsioon

$$\lambda = x \frac{P_l - P_0}{P_l - P_a} = 4{,}5 \frac{80 - 24}{80 - 35} = 5{,}6 \text{ cm}.$$

Keerdude arv valemist (499)

$$i = 10^5 \frac{\lambda d}{(P_l - P_a)c^3} = 10^5 \frac{5{,}6 \cdot 0{,}6}{(80 - 35) \cdot 6^3} =$$

$= 35.$

Keerdudega täidetud pikkus

$H_d = id = 35 \cdot 0{,}6 = 21$ cm

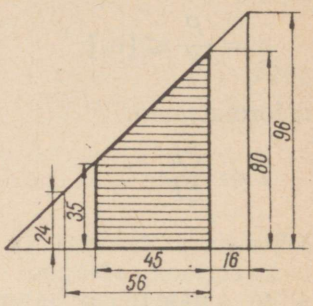
Koormamata vedru kogupikkus

$H_0 = H_d + (1 \ldots 2)D = 21 + 2 \cdot 3{,}6 =$

$= 28{,}2$ cm.

Arvutatud vedru karakteristik on toodud joonisel 323.

Joon. 323



Kandevedrud

Kandevedrusid kasutatakse peamiselt transpordimasinate vedrustustes ja ka mõnede sepistamisseadmete konstruktsioonides.

Joonisel 324, *a* on kujutatud auto ЯГ-6 vedrustus, joonisel 324, *b* — sepistusvasar «Ajax».

Kandevedru kujutab endast teraslehtedest koostatud paindele töötavat ühtlase pingusega tala (joon. 325, *a*). Pingete vähendamiseks tehakse vedrulehed painutatud kujuga (joon. 325, *b*), nii et koostatult tekiks vedrus eelnev deformatsioon, mis on vastassuunaline töötamisel tekkivatele deformatsioonidele.

Vedrulehed valmistatakse kroom-mangaanterasest 50ХГ või räniterasest 55С2, mille tugevuspiir $\sigma_B \approx 130$ kG/mm². Väsimustugevuse suurendamiseks vedrulehtede toorikuid mõnikord haaveldatakse.

Kandevedrusid arvutatakse talade põikpainde valemitega.

Vedrulehtede erinevast pikkusest ja lehtedevahelisest hõõrdumisest tingitud kandevedrude töö spetsiifilisi iseärasusi arvestatakse vedru läbipainde valemis teguriga $k > 1$. Vedru kõverust praktilistes arvutustes ei võeta arvesse.

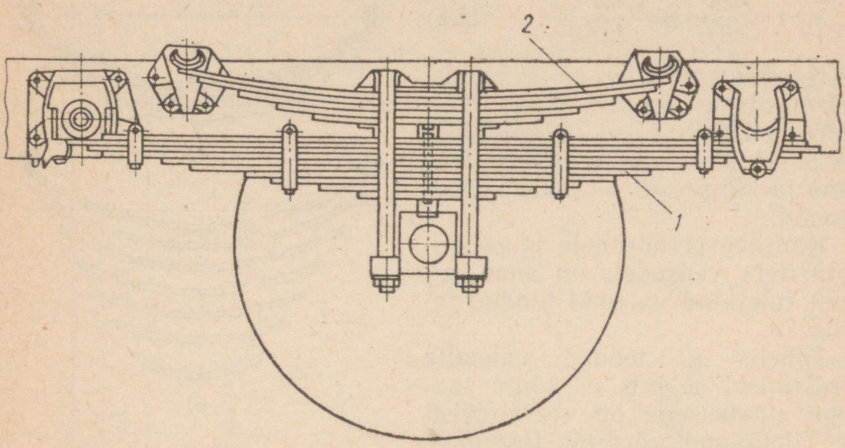
Praktika on kinnitanud niisuguse tinglikkuse paikapidavust, et kandevedrule mõjuv kogu jõud P jaguneb ühtlaselt vedrulehtedele, s. o. jõud ühele vedrulehele $P_1 = P/i$, kus i on vedrulehtede arv.

Vedrulehtede pikkused valitakse nii, et neist koostatud kandevedru kujutaks paindele töötavat ühtlase pingusega tala.

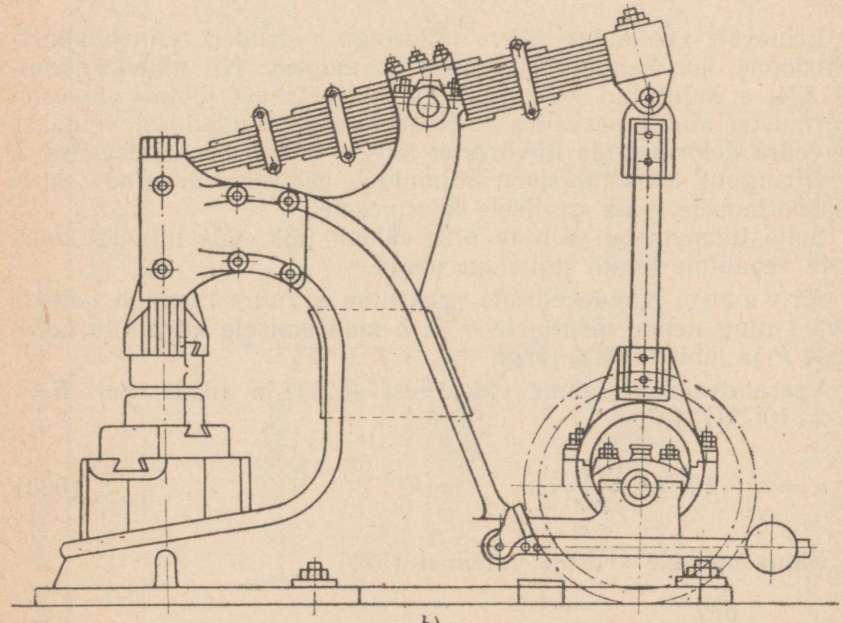
Enam levinud on kolm kandevedrude põhitüüpi: a) veerandvedrud, b) kantileevervedrud ja c) poolelliptilised vedrud.

Konsoolselt kinnitatud veerandvedrul (tab. 79) on vedrulehes pinged

$$\sigma = \frac{M_p}{iW} = \frac{6Pl}{ibh^2} \leqslant [\sigma] \qquad (521)$$



a)



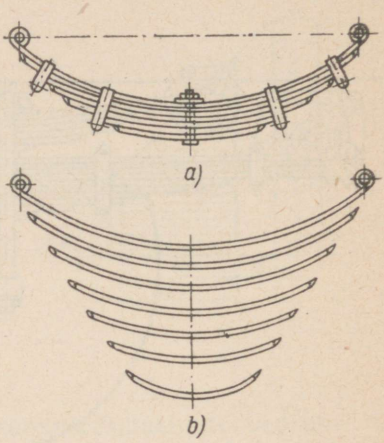
b)

Joon. 324

ja läbipaine

$$\lambda = \frac{kPl^3}{3EIi} = \frac{4kPl^3}{Eibh^3}. \quad (522)$$

Joon. 325



Nendes valemites on P kandevedru otsale mõjuv jõud; l — vedru pikkus; i — vedrulehtede arv; b ja h — vastavalt ühe lehe laius ja kõrgus; E — pikielastsusmoodul.

Kantileevervedrudele ja poolelliptilistele vedrudele on analoogiliselt tuletatud valemid toodud tabelis 79.

Tabelis 79 toodud valemite võrdlemisel selgub, et kõige suurema elastsusega on veerandvedru. Ülejäänud võrdseil tingimustel suhtuvad veerandvedru, kantileevervedru ja poolelliptilise vedru läbipainded nagu 16 : 4 : 1.

Läbipainde suurus olemasolevatel vedrudel ulatub kuni 300 mm.

Erinevalt vaadeldud jääva jäikusega vedrudest esineb konstruktsioone, kus kandevedru jäikus on muutuv. Nii näiteks joonisel 324, *a* kujutatud kahe vedruga vedrustusest töötab väikestel koormustel ainult peavedru *1*. Koormuse suurendamisel võidakse peavedru deformeerida niivõrd, et töösse lülitub ka kandevedru *2*.

Niisugune konstruktsioon võimaldab peavedru arvutada mitte täiskoormusele, vaid osalisele koormusele.

Selle tulemusena võib ta olla vähem jäik, mis näiteks koormata veoautole tagab sujuvama sõidu.

A r v u t u s. Kandevedrude praktiline arvutus taandub lehtede arvu i ning nende mõõtmete b ja h määramisele etteantud koormuse P ja läbipainde λ järgi.

Veerandvedrule saame valemitest (521) ja (522), kui $E = 2 \cdot 10^6$ kG/cm^2,

$$h = \frac{1}{3} \cdot 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]}{\lambda} \text{ cm}. \quad (523)$$

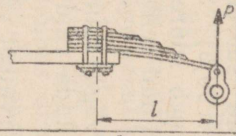
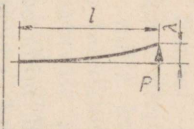
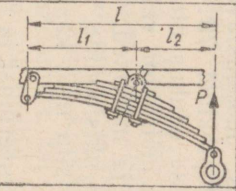
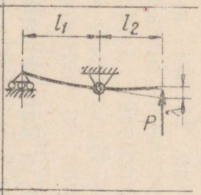
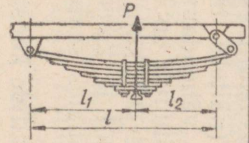
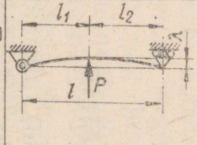
Samasugusele vedrule valemist (521)

$$ib = \frac{6Pl}{h^2[\sigma]} \text{ cm}. \quad (524)$$

Analoogiliselt saadud valemid h ja ib arvutamiseks kantileevervedrudele ja poolelliptilistele vedrudele on toodud tabelis 79.

Kandevedrude põhitüüpide arvutusvalemid

Tabel 79

Kandevedru tüüp	Eskiis	Arvutus-skeem	Pinge σ kG/cm²	Läbipaine λ cm	Vedrulehe paksus h cm	Parameeter ib cm
Veerand-vedru			$\sigma = \frac{6Pl}{ibh^2}$	$\lambda = \frac{4kPl^3}{Eibh^3}$	$h = \frac{1}{3} \cdot 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]}{\lambda}$	$ib = \frac{6Pl}{h^2[\sigma]}$
Kantileever-vedru			$\sigma = \frac{3Pl}{ibh^2}$	$\lambda = \frac{kPl^3}{Eibh^3}$	$h = \frac{1}{6} \cdot 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]}{\lambda}$	$ib = \frac{3Pl}{h^2[\sigma]}$
Poolelliptiline			$\sigma = \frac{3Pl}{ibh^2}$	$\lambda = \frac{kPl^3}{4Eibh^3}$	$h = \frac{1}{24} \cdot 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]}{\lambda}$	$ib = \frac{3Pl}{h^2[\sigma]}$

Märkused. 1. Toodud valemites on koormus P — kG, lubatavad pinged $[\sigma] = 4500 \ldots 6000$ kG/cm² (valitakse olenevalt vedru töötingimustest [6]); ülejäänud mõõtmed — cm. 2. Tegur $k = 1{,}25 \ldots 1{,}5$; mida lähedasem on kandevedru võrdse pingusega talale, seda suurem k väärtus.

Näide. Arvutada veerandvedru järgmiste lähteandmete järgi: $P = 750$ kG; $l = 500$ mm; $\lambda_{max} = 60$ mm; vedru materjal — teras, mille $[\sigma] = 6000$ kG/cm². Võtame orienteerivalt $k = 1{,}25$, siis valemist (523)

$$h = \frac{1}{3} \cdot 10^{-6} k l^2 \frac{[\sigma]}{\lambda} = \frac{1}{3} \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}25 \cdot 50^2 \cdot \frac{6000}{6} = 1{,}04 \text{ cm}.$$

Lehtterase sortimendist valime $h = 10$ mm.
Valemiga (524)

$$ib = \frac{6Pl}{h^2[\sigma]} = \frac{6 \cdot 750 \cdot 50}{1 \cdot 6000} = 37{,}5 \text{ cm}.$$

Võtame $i = 5$ ja $b = 75$ mm.

Kirjandus

1. Батанов М. В. и Петров Н. В., Стальные пружины, Машгиз, 1950.
2. Дроздов Ф. Б., Детали приборов, Оборонгиз, М., 1948.
3. Курганов А. И., Основы расчета шасси тракторов и автомобилей, Сельхозиздат, 1953.
4. Пономарев С. Д., Расчет и конструкция витых пружин, ОНТИ, 1938.
5. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Пружины и рессоры. Статья в кн. II сборника материалов «Детали машин», Машгиз, 1953.
6. Пономарев С. Д., Пружины и рессоры. Статья в Справочнике машиностроителя, т. 4, Машгиз, 1955.
7. Сахненко В. Л. и др., Атлас деталей машин, Гостехиздат УССР, Киев, 1955.

XXVII peatükk

KORPUSDETAILID

Alused (sängid), plaadid ja käigukastid, mida edaspidi nimetame lühidalt *korpusdetailideks*, moodustavad suurema osa masina kogukaalust (näiteks tööpinkidel 70...90%). Siit järeldub, et masina kaalu vähendamise edukus oleneb suurel määral sellest, kuivõrd õnnestunult on konstruktor valinud selle masina korpusdetailide materjali, kuju ja mõõtmed.

Korpusdetailide konstruktsioonide väga suure mitmekesisuse tõttu eri masinates saab siin neid käsitada vaid kõige üldisemates joontes.

Korpusdetailide konstrueerimist ja arvutust vaadeldakse üksikasjalikult erikursustes (näiteks «Metallilõikepingid», «Sepistamismasinad», «Auru- ja gaasiturbiinid» jne.).

Korpusdetailide liigitus. Tabelis 80 on toodud D. N. Rešetovi soovitatud korpusdetailide liigitus.

Korpusdetaile võib jagada mitmesuguste tunnuste järgi järgmistesse gruppidesse.

Otstarbe järgi:
1) sängid, raamid, kandvad kered;
2) alused, vundamendiplaadid;
3) sõlmede korpusdetailid, sealhulgas: a) korpused, kastid; b) sambad, postid ja teised liikumatud hoidedetailid; c) lauad, supordid, liugurid ja teised liikuvad hoidedetailid; d) katted ja kaaned.

Kuju järgi:
1) detailid, mille üks gabariitmõõde on kahest ülejäänust tunduvalt suurem (tööpinkide sängid, traaversid, liugurid);
2) detailid, millel üks gabariitmõõde on kahest ülejäänust tunduvalt väiksem (vundamendiplaadid, lauad);
3) detailid, millel kõik kolm gabariitmõõdet on ühesuguses suurusjärgus (karbid ja teised detailid).

Poolituspinna olemasolu järgi:
1) terviklikud; 2) poolitatavad.

Töötingimuste järgi:
1) liikumatud; 2) liikuvad.

Valmistamisviisi järgi:
1) valatud; 2) keevitatud; 3) kombineeritud.

Ristlõigete, ribide ja vaheseinte optimaalsete kujude valik. Enamike korpusdetailide (sängid, postid, kronsteinid jt.) materjal töötab keerukas pingeolukorras ja järelikult ka deformatsioonid on keeruka iseloomuga, koosnedes paindest, väändest ja pingest.

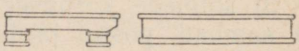
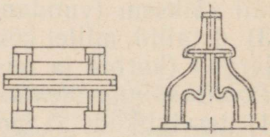
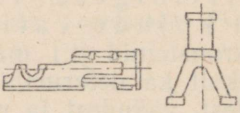
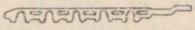
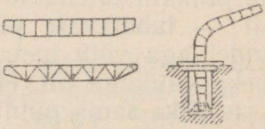
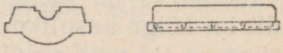
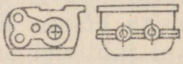
Tugevusõpetuse valemitest pingete ja deformatsioonide kohta järeldub, et tõmbel ja survel oleneb konstruktsioonielemendi tugevus ja jäikus ülejäänud samasugustel tingimustel ainult ristlõikepinnast, mitte kujust. Järelikult neil juhtudel määratakse materjalikulu täielikult ühelt poolt mõjuvate jõududega ja teiselt poolt — lubatavate pingete ja deformatsioonidega. Paindel ja väändel aga võib metallikulu vähendada elemendi ristlõike otstarbeka valikuga nii, et suureneksid vastupanu- ja inertsmomendid ristlõike sama pinna juures (seega ka muutumatu massi juures, vt. tabel 81).

Tabelist 81 on näha, et painde- ja eriti väändejäikuse seisukohalt on kõige kasulikum õõnes ristkülikukujuline profiil. Paindetugevus on tal vaid veidi väiksem I-profiilist ja väändetugevus — rõngasprofiilist. Et ka konstruktiivsed kaalutlused, näiteks teiste detailidega hõlbus ühendamine, on selle ristlõike eeliseks, siis enamikul juhtudel ongi see profiil just korpusdetailide põhiliseks konstruktsioonielemendiks.

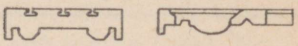
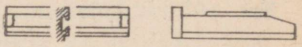
Õõnsate korpusdetailide tugevust ja eriti jäikust suurendatakse ribide ning vaheseintega. See on vältimatu eriti siis, kui detaili töötingimused ei võimalda teda valmistada täiesti kinnisena ja ta peab olema ühest või kahest küljest lahtine. Selliste detailide näitena võib tuua treipinkide sängid. Et tagada laastu vaba lange-

Tabel 80

Korpusdetailid

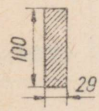
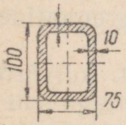
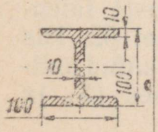
Horisontaalsete masinate lihtsad sängid	
Vertikaalsete masinate lihtsad sängid	
Portaalsängid	
Rõngassängid, korpused	
Kolbmasinate sängid, silindriplokid	
Transpordimasinate raamid	
Kraanade kandekonstruktsioonid	
Alused	
Kastid (karbid)	
Postid (kronsteinid), hoidjad	

Tabeli 80 järg

Töölauad, juhikud, supordid	
Piki-, põik- ja püstliugurid (traaversid)	
Kaaned ja katted	

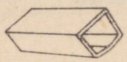
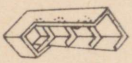
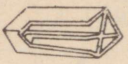
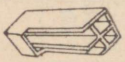
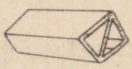
Tabel 81

Mitmesuguse kujuga ristlõigetele lubatavad suurimad painde- ja väändemomendid

Ristlõike kuju	pindala cm²	Mass kg/m	Suurim lubatav paindemoment: pinge järgi, kGcm	Suurim lubatav paindemoment: pinge järgi, suhteline väärtus	Suurim lubatav paindemoment: suhteline väärtus läbipainde järgi	Suurim lubatav väändemoment: pinge järgi, kGcm	Suurim lubatav väändemoment: pinge järgi, suhteline väärtus	Suurim lubatav väändemoment: suhtelise väändenurga järgi, kGcm	Suurim lubatav väändemoment: suhtelise väändenurga järgi, suhteline väärtus
	29,0	22	$48{,}3[\sigma]_p$	1,0	1,0	$2{,}7[\tau]_v$	1,0	$66G\vartheta$	1,0
	28,3	22	$58{,}2[\sigma]_p$	1,2	1,15	$116[\tau]_v$	43	$580G\vartheta$	8,8
	29,5	22	$66{,}3[\sigma]_p$	1,4	1,6	$104[\tau]_v$	38,5	$2070G\vartheta$	31,4
	29,5	22	$90[\sigma]_p$	1,8	1,8	$12[\tau]_v$	4,5	$126G\vartheta$	1,9

Tabel 82

Mitmesuguse kujuga mudelite painde- ja väändejäikuse iseloomustajad

Mudel Nr.	Mudeli kuju	Suhteline paindejäikus S_p	Suhteline väändejäikus S_v	Suhteline kaal G	$\frac{S_p}{G}$	$\frac{S_v}{G}$
1 (põhimudel)		1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2a		1,10	1,63	1,10	1,00	1,48
2b		1,09	1,39	1,05	1,04	1,32
3		1,08	2,04	1,14	0,95	1,79
4		1,17	2,16	1,38	0,85	1,56
5		1,78	3,69	1,49	1,20	3,07
6		1,55	2,94	1,26	1,23	2,39

mist ja koristamist, koosneb enamike treipinkide säng kahest seinast, mis on ühendatud ribide ja vaheseinte süsteemiga.

Teistel juhtudel võivad avad (aknad) seintes olla vajalikud korpusdetailidesse mitmesuguste mehhanismide ja agregaatide paigutamiseks.

Vaheseinte ja ribide tõhusus oleneb suuresti sellest, kuivõrd otstarbekalt on nad paigutatud. Võib juhtuda, et vaheseintega suurendatakse jäikust ainult tühisel määral ja see ei õigusta täiendavat metalli- ning tööjõu kulu. Seda illustreerib tabel 82, kus võrreldes samade mõõtmetega vaheseinteta karbiga on antud mitmesuguste mudelite suhtelised painde- ja väändejäikused (S_p ja S_v), kaalud G ja erijäikused S_p/G, S_v/G.

Tabelist 82 nähtub vaheseinte väike tähtsus paindejäikuse suurendamisel, välja arvatud mudelid *5* ja *6*. Mudelites *3* ja *4* on S_p suhteline suurenemine isegi väiksem kui suhteline kaalu suurenemine ($S_p/G < 1$). Tekib loomulikult küsimus, kas poleks otstarbekam kulutada sama metallikogus vaheseinte asemel seinapaksuse suurendamiseks. Vastuse annab tabel 83: viimane lahendus on paindejäikuse seisukohalt veidi kasulikum kõigis mudelites, välja arvatud *5* ja *6*, kuid hoopiski mittesobiv väändejäikuse seisukohalt. Sellepärast taolistes detailides, mis töötavad samaaegselt paindele ja väändele, on vaheseinte kasutamine siiski otstarbekam kui seinte paksendamine.

Seinapaksuste valik. Masina antud konstruktsioonil oleneb korpusdetailide kaal suuresti seinapaksusest.

Õõnesdetailidele dikteerivad kõrge painde- ja väändejäikuse ning -tugevuse nõuded vähima kaalu juures võimalikult väikese seinapaksuse. Õhukeste seinte püsivus saavutatakse nende ribidega tugevdamisel.

Valandite vähim seinapaksus määratakse peamiselt valutehnoloogia ja osaliselt ka mehaanilise töötlemise nõuetega. Neid nõudeid võib sõnastada järgmiselt:

a) seinapaksus peab võimaldama vormi head täitumist sulametalliga; lähtudes sellest soovitatakse tabelis 84 toodud vähimaid seinapaksusi;

b) ribide ja siseseinte optimaalne paksus moodustab 0,6 ... 0,8 peamise seina paksusest;

c) taandatud seinapaksus (ristlõikepinna suhe ümbermõõtu)

Tabel 83

Mitmesuguse kujuga mudelite suhtelise painde- ja väändejäikuse muutumine

Mudel Nr.	Karpristlõike suhteline mass	Suhteline paindejäikus		Suhteline väändejäikus	
		ribide kasutamisel	seinapaksuse suurendamisel	ribide kasutamisel	seinapaksuse suurendamisel
1 (põhimudel)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2a	1,10	1,10	1,15	1,63	1,18
2b	1,05	1,09	1,10	1,39	1,10
3	1,14	1,08	1,16	2,04	1,21
4	1,38	1,17	1,29	2,16	1,40
5	1,49	1,78	1,30	3,69	1,46
6	1,26	1,55	1,19	2,94	1,24

Tabel 84

Valandite vähim lubatav seinapaksus

Metall	Valandi vähim seinapaksus mm	Märkusi
Süsinikteras	Väikesed 6 Keskmised 10...12 Suured 15...20	Väikeste valandite valamisel happelisest elektriahjust võib seinapaksus ulatuda 4 mm, üksikjuhtudel 3 mm ja vähem (täppisvalu)
Hallmalm	Väikesed 3...4 Keskmised 6...8...10 Suured 15 ... 20 ja rohkem	6 mm sein pikkusega kuni 1000 mm. Globulaarse grafiidiga malmist valandite seinapaksused on samad mis hallmalmil
Modifitseeritud malm	15...20% paksemad kui hallmalmist valanditel	
Tempermalm	3...6	Malmi saamisel elektriahjust — alumised mõõtmed, s. o. 3 mm
Tinapronks	Väikesed 3...5 Keskmised 6...8	Pikkus kuni 150 mm
Alumiiniumisulamid	Väikesed 3...5 Keskmised 5...8	Pikkus kuni 200 mm. Survevalu korral kuni 1,5 mm. Alumiiniumivase sulamist valanditele seinapaksus mitte alla 5 mm
Magneesiumisulamid	Keskmised 4 Suured 6	Survevalu korral lubatakse paksust kuni 2 mm
Erimessingid	Mitte alla 5...6	Alumiinium- ja ränimessingid — mitte alla 6 mm
Tsingisulamid	Kuni 3	Survevalu korral lubatakse vähendada kuni 1,5 mm
Legeeritud teras	Olenevalt terase margist, kuid igal juhul 20...40% suurem, kui vastavatel süsinikterasest valanditel	
Kuumuskindel teras	Nagu hallmalmist valanditel	

peab olema võimalikult ühesugune kõigis valandi osades; taandatud seinapaksuste suhe sama valandi erinevates kohtades ei tohi ületada 2 ... 2,5, sest vastasel korral võivad jahtumisel tekkivad kahanemispinged ületada metalli tugevuspiiri;

d) seinapaksus peab olema küllaldane, et taluda lööke valandi vormist vabastamisel, puhastamisel ja valukanalite süsteemi eemaldamisel, transportimisel ning detaili järgneval mehaanilisel töötlemisel;

e) ülalnimetatud seinapaksusi suurendatakse arvestades vormi ja kärnide valmistamise ning koostamise ebatäpsusi.

Püüdes rahuldada ülalloetletud nõudeid, määratakse seinapaksus praktiliselt küllalt suur — palju suurem, kui see oleks vajalik, lähtudes detaili tugevusest ja jäikusest töötingimustes. Nii näiteks kergete tööpinkide sängid tehakse seinapaksusega 12 ... ... 15 mm, keskmistel 18 ... 22 mm ja rasketel 23 ... 35 mm.

Arvestades metallide kokkuhoiu hiiglasuurt rahvamajanduslikku tähtsust, tuleb metallimahukate korpusdetailide projekteerimisel seinapaksuse valikule osutada suurt tähelepanu. Seinapaksus tuleb määrata võimalikult väike, lähtudes tabelis 84 toodud väärtustest ja arvestades valutööstuse reaalseid võimalusi. Tootmiskultuuri tõusu antud valutsehhis ja valutehnoloogia täiustumisel tuleb seinapaksusi süstemaatiliselt kontrollida — vähendada, lähtudes detaili tugevusest ja jäikusest määratavatele paksustele.

Valatud ja keevitatud sängid. Korpusdetaile valmistatakse malmist, terasest või kergmetallide sulamitest valanditena ja valtsterasest või valatud ning valtsitud teraselementidest keeviskonstruktsioonidena.

Sagedamini valatakse korpusdetailid malmist. Viimastel aastatel on valatud malm- ja teraskorpuste asemel üha rohkem levinud keeviskonstruktsioonid.

Valatud malmkorpuste ja keevitatud teraskorpuste eeliseid ja puudusi võib lühidalt sõnastada järgmiselt.

1. Tavaline hallmalm on valtsterasest odavam; malmi mehaanilised omadused on madalamad kui terasel (vt. tabel 85).

2. Valandi valmistamiseks tuleb eelnevalt valmistada mudel, kärnikastid ja muu varustus. See põhjustab täiendavaid kulusid ja pikendab masina väljalaskmise tähtaega.

3. Keevissõlme valmistamiseks pole mudelit vaja. Et terase mehaanilised omadused on paremad kui tavalisel malmil, siis samade koormuste ja tugevuse ning jäikuse varutegurite juures on terasest keeviskonstruktsioon väiksema massiga kui malmist valatud. See järeldub tabelitest 85 ja 86, mis on koostatud meelevaldse, kuid ühesuguse pikkusega teras ja malmelementide kohta. Tabeli 86 viimases reas allakriipsutatud numbrid näitavad, et võrdse jäikuse juures on teraselemendi kaal 1/2 ... 3/4 malmelemendi kaalust.

Ühesuguse pikkusega teras- ja malmelementide võrdlevad karakteristikud *Tabel 85*

Materjal	Normaal-elastsus-moodul E	Nihke-moodul G	Voolavus-piir σ_T	Tugevuspiir			
				tõmbel σ_t	survel * σ_s	paindel σ_p	väändel τ_v
	kG/mm²						
Teras Ст. 5	21000	8000	27	50 ... 53	50 ... 53	50 ... 53	40
Hallmalm СЧ 21-40	10000	3800	—	21	75	40	15 ... 25
Koormusest põhjustatud suurim pinge (Koormust on tähistatud: P — tõmbel ja survel, M — paindel, M_v — väändel)				$\sigma = \frac{P}{F}$	$\sigma = \frac{P}{F}$	$\sigma = \frac{M}{W}$	$\tau = \frac{M_v}{W_0}$
Tugevuse varutegur $n' = \frac{\text{tugevuspiir}}{\text{suurim pinge}}$				$\frac{\sigma_t}{\sigma} = \sigma_t \frac{F}{P}$	$\frac{\sigma_s}{\sigma} = \sigma_s \frac{F}{P}$	$\frac{\sigma_p}{\sigma} = \sigma_p \frac{W}{M}$	$\frac{\tau_v}{\tau} = \tau_v \frac{W_0}{M_v}$
Ühesugusel koormusel ja elementide ühesuguste mõõtmete korral on suurused P, M, M_v ja W, W_0 teras- ja malmelementidele samasugused; seepärast suhe $\frac{n'_2}{n'_1} = \frac{\sigma_{t2}}{\sigma_{t1}}$ või $\frac{\tau_{v2}}{\tau_{v1}}$				$\frac{\sigma_{t2}}{\sigma_{t1}} = \frac{21}{50} = 0{,}4$	$\frac{\sigma_{s2}}{\sigma_{s1}} = \frac{75}{50} = 1{,}5$	$\frac{\sigma_{p2}}{\sigma_{p1}} = \frac{40}{50} = 0{,}8$	$\frac{\tau_{v2}}{\tau_{v1}} = \frac{15 \ldots 25}{40} =$ $= 0{,}4 \ldots 0{,}6$ *

* Olenevalt elemendi ristlõike kujust.

Märkus. Tabelites 85 ja 86 on P tõmbe- või survejõud; M — paindemoment; M_v — väändemoment; F — elemendi ristlõikepind; W — ristlõike vastupanumoment paindel; W_0 — ristlõike vastupanumoment väändel; I — ristlõike telginertsimoment; I_0 — ristlõike polaarinertsmoment; V — elemendi ruumala; Q — elemendi kaal. Indeks 1 vastab terasele, indeks 2 — malmile. Suhte $Q_1 : Q_2$ arvutamisel on võetud $Q_1 = 7{,}8\ V_1$, $Q_2 = 7{,}25\ V_2$.

Ainult survele töötamisel on kaalude võrdlus malmi kasuks, kui vastava elemendi valmistamiseks mitte kasutada termiliselt töödeldud kvaliteetset terast, paremat kui Ст. 3 või Ст. 5.

Tegelik metalli kokkuhoid malmdetaili asendamisel terasdetailiga oleneb mõlema variandi konstruktiivsest kujundusest.

4. Keevissõlme on vajaduse korral kerge parandada, täiendavalt tugevdada, suurendada jäikust, muuta kuju ja mõõtmeid. Valatud detailis on selliseid parandusi tunduvalt raskem teha. Paranduste ja ümbertegemise võimalus on hinnatavaks omaduseks eriti masinate katseeksemplaride sõlmedes.

Kõrvutades mõlema variandi eeliseid ja puudusi, võib määrata nende ratsionaalse kasutamise alad järgmiselt.

Üksikeksemplaridena valmistatavate spetsiaalsete masinate tugevalt koormatud korpusdetailid — eelistatult keevitatud variant.

Küllaldases koguses valmistatavad keskmiselt koormatud detailid — eelistatult valatud malmist.

Ühesuguste detailide seeriatootmisel on ühekordselt valmistatava mudeli maksumus ühe detaili kohta tühine.

Väikestel koormustel ei kasutata täielikult terase kõrgeid mehaanilisi omadusi.

Niisugused on üldised järeldused. Eriti vastutusrikastel juhtudel valitakse üks või teine variant, lähtudes võrdlevatest tehnilis-majanduslikest arvutustest. Selle juures võetakse arvesse masina väljalaskmiseks määratud tähtaegu, valmistaja-tehase tootmisvõimsusi, koopereerimise võimalusi ja teisi tingimusi.

Arvutuse põhialused. Korpusdetailide töövõime põhikriteeriumiks on jäikus. Tööpinkides määrab sängi jäikus tootlikkuse ja töödeldava toote täpsuse; hammasreduktori korpuse jäikus määrab hammasrataste hambumise õigsuse ja seega kogu reduktori töövõime jne.

Tavaliselt on korpusdetailid masinas kõige keerukamad, töömahukamad ja kallimad.

Korpusdetaili vigastumine viib tihti masina pikaks ajaks rivist välja. Seepärast määratakse korpusdetailide mõõtmed sellise arvestusega, et nad ei puruneks isegi suurimatel võimalikel koormustel.

Korpusdetailide tugevuse kontrollimisel võetakse arvutuslikuks koormuseks kaitseelemendi töösselülitumise koormus või ekspluatatsioonitingimustes tekkida võiv suurim koormus.

Võimalike arvutusskeemide järgi võib korpusdetaile jagada järgmistesse gruppidesse:

1) detailid, mida vaadeldakse karpristlõikega taladena (sängid ja postid, mille ristlõige on täielikult või osaliselt suletud kontuuriga);

2) raamidena vaadeldavad detailid (portaalsängid, transpordimasinate raamid, atrade ja teiste põllumajandusmasinate raamid);

3) plaatidena vaadeldavad detailid (alused, tööpinkide ümarad

Ühesuguse pikkusega teras- ja malmelementide kaalu võrdlevad

Tõmme	Paine	
		Elemendi
Meelevaldne $\frac{F_1}{F_2} = \frac{V_1}{V_2}$	Ühesugused kontuurid, erinev seinapaksus δ $\frac{F_1}{F_2} = \frac{I_1}{I_2} = \frac{W_1}{W_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2}$	Geomeetriliselt sarnased ristlõiked, mõõtmed võrdelised; võrdetegur m $\frac{F_1}{F_2} = \frac{V_1}{V_2} = m^2$; $\frac{W_1}{W_2} = m^3$; $\frac{I_1}{I_2} = m^4$
		Ühesuguse tugevuse
$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sigma_{t2}}{\sigma_{t1}} = 0{,}4$	$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\sigma_{p2}}{\sigma_{p1}} = 0{,}8$	
$\frac{V_1}{V_2} = \frac{F_1}{F_2} = 0{,}4$	$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\sigma_{p2}}{\sigma_{p1}} = 0{,}8$	$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)^{2/3} = 0{,}8^{2/3} = 0{,}86$
$\frac{Q_1}{Q_2} = 1{,}07$; $\frac{V_1}{V_2} = 0{,}43$	$1{,}07 \cdot 0{,}8 = \underline{0{,}86}$	$1{,}07 \cdot 0{,}86 = \underline{0{,}92}$
		Ühesuguse jäikuse
$\lambda = \frac{Pl}{EF}$; $S = \frac{P}{\lambda} = \frac{EF}{l}$; $\frac{F_1}{F_2} = \frac{E_2}{E_1} = 0{,}48$	$f = k\frac{Pl^3}{EI}$; $S = \frac{P}{f} = \frac{EI}{kl^3}$; $\frac{I_1}{I_2} = \frac{E_2}{E_1} = 0{,}48$	
$\frac{V_1}{V_2} = \frac{F_1}{F_2} = 0{,}48$	$\frac{I_1}{I_2} = \frac{E_2}{E_1} = 0{,}48$	$\left(\frac{I_1}{I_2}\right)^{1/2} = 0{,}48^{1/2} = 0{,}69$
$\frac{Q_1}{Q_2} = 1{,}07$; $\frac{V_1}{V_2} = \underline{0{,}51}$	$1{,}07 \cdot 0{,}48 = \underline{0{,}51}$	$1{,}07 \cdot 0{,}69 = \underline{0{,}74}$

* Olenevalt elemendi ristlõike kujust

Tabel 86

karakteristikud

Vääne -	
ristlõike kuju	
Ühesugused kontuurid, erinev seinapaksus δ $\frac{F_1}{F_2} = \frac{I_{01}}{I_{02}} = \frac{W_{01}}{W_{02}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2}$	Geomeetriliselt sarnased ristlõiked, mõõtmed võrdelised; võrdetegur m $\frac{F_1}{F_2} = \frac{V_1}{V_2} = m^2; \quad \frac{W_{01}}{W_{02}} = m^3;$ $\frac{I_{01}}{I_{02}} = m^4$
varuteguri n' korral	
$\frac{W_{01}}{W_{02}} = \frac{\tau_{v2}}{\tau_{v1}} = 0{,}4 \ldots 0{,}6$	
$\frac{W_{01}}{W_{02}} = 0{,}4 \ldots 0{,}6$	$\left(\frac{W_{01}}{W_{02}}\right)^{2/3} = 0{,}4^{2/3} \ldots 0{,}6^{2/3} = 0{,}55 \ldots 0{,}71$
$1{,}07\,(0{,}4 \ldots 0{,}6) = \underline{0{,}43 \ldots 0{,}64}$	$1{,}07\,(0{,}55 \ldots 0{,}71) = \underline{0{,}59 \ldots 0{,}76}$ *
$S = \frac{\text{koormus}}{\text{deformatsioon}}$ korral	
$\Theta = \frac{M_v l}{GI_0}; \quad S = \frac{M_v}{\Theta} = \frac{GI_0}{l};$ $\frac{I_{01}}{I_{02}} = \frac{G_2}{G_1} = 0{,}48$	
$\frac{I_{01}}{I_{02}} = \frac{G_2}{G_1} = 0{,}48$	$\left(\frac{I_{01}}{I_{02}}\right)^{1/2} = 0{,}48^{1/2} = 0{,}69$
$1{,}07 \cdot 0{,}48 = \underline{0{,}51}$	$1{,}07 \cdot 0{,}69 = \underline{0{,}74}$

või ristkülikulised töölauad koormuse all, mis ei jagune kogu pikkuse ulatuses ühtlaselt);

4) karpidena vaadeldavad detailid (hammasreduktorite ja kiirustekastide korpused, mootorite karterid).

Vastavalt neile skeemidele esitatakse korpusdetailide arvutuse üldisi aluseid tugevusõpetuse, ehitusmehaanika ja elastsusteooria kursustes.

Konkreetsete detailide arvutusi esitatakse erikursustes ja raamatutes, mis on pühendatud nendele masinatele, kus taolised detailid esinevad.

Kirjandus

1. Ачеркан Н. С., Расчет и конструирование металлорежущих станков, Машгиз, 1952.
2. Решетов Д. Н., Опыт систематики деталей машин, МВТУ, вып. 33, Машгиз, 1955.
3. Каминская В. В., Девина З. М., Решетов Д. Н., Станины и корпусные детали металлорежущих станков, Машгиз, 1960.
4. Bobek K., Heiß A. und Schmidt Fr., Stahlleichtbau von Maschinen, Springer Verlag, 1955.

Sisukord

Eessõna venekeelse väljaande kuuendale trükile 3
Eessõna venekeelse väljaande esimesele trükile 4
Sissejuhatus 5

Esimene osa

Masinaelementide projekteerimise üldised alused

I peatükk. Detailide töövõimelisuse ja arvutamise kriteeriumid 11
Detailide tugevus 13
Detailide jäikus 50
Detailide vibrokindlus 53
Detailide kuumenemine 54
II peatükk. Materjali valiku alused masinaehituses 56
III peatükk. Masianaelementide standardiseerimine 67
IV peatükk. Masinaelementide tehnoloogilisus 72

Teine osa

Masinaosade liited

V peatükk. Liidete tüübid ja nende üldiseloomustus 77
VI peatükk. Neetliited 83
Needi töö õmbluses 88
Neetliite elementide tugevus 91
Neetõmbluste arvutus 93
VII peatükk. Keevisliited 97
Keevisõmbluste arvutus 103
VIII peatükk. Liited pingu garanteerivate istude abil 111
IX peatükk. Keermesliited 116
Tugevus staatilisel koormusel 125
Tugevus vahelduvatel koormustel (poltide väsimustugevus) . 139
Temperatuuripinged keermesliidetes 146
Koormuse jaotumine keermetatud detailide vahel grupiliites (arvutusliku koormuse määramine grupiliites) 148
X peatükk. Liited kiilude abil 152
Ristkiilliide 152
Tihvtliited 157
XI peatükk. Liited pöördemomendi ülekandmiseks 159
Liist- ja pikikiilliited 160
Hammasliited 168
Vaheelementideta liited 171

Kolmas osa

Ülekanded

XII peatükk. Ülekannete tüübid ja nende üldiseloomustus . . . 173
Ülekannete tüübid 174
Konstantse ülekandearvuga ülekanded 175
Muudetava ülekandearvuga ülekanded 180

XIII peatükk. Hõõrdülekanded 182
Hõõrdülekannete töötamise teoreetilised alused 186
Hõõrdülekannete elemendid 190
Hõõrdülekannete arvutus 193
Mittemetalsetest materjalidest hõõrdratastega ülekannete arvutamise iseärasusi 196
XIV peatükk. Rihmülekanded 200
Rihmülekannete töötamise teoreetilised alused 201
Rihmülekannete elemendid 209
Rihmülekannete arvutus 230
XV peatükk. Hammasülekanded 240
Evolventprofiiliga hammasülekannete teoreetilised alused . . 241
Hammasülekande elemendid 257
Sirghammastega silinderülekande arvutus 267
Kald- ja noolhammastega silinderrataste arvutus 293
Koonusülekannete arvutus 302
Novikovi hambumise teoreetilised alused 309
Novikovi hambumisega silinderülekannete arvutus 315
XVI peatükk. Kruvi- ja hüpoidülekanded 320
Kruviülekanded 321
Hüpoidülekanded 323
XVII peatükk. Tiguülekanded 325
Ülekannete töötamise teoreetilised alused 326
Tiguülekande elemendid 331
Tiguülekannete arvutus 335
XVIII peatükk. Globoidülekanded 349
Ülekannete töötamise teoreetilised alused 349
Globoidülekannete elemendid 351
Globoidülekannete arvutus 353
XIX peatükk. Reduktorid 359
Reduktorite põhitüübid 359
Reduktorite konstruktsioon 367
Reduktorite arvutus 374
XX peatükk. Kettülekanded 386
Kettülekannete elemendid 388
Ülekannete töötamise teoreetilised alused 394
Ülekande arvutus 398
XXI peatükk. Keermesülekanded 404
Ülekande elementide materjalid ja konstruktsioon 405
Ülekande arvutus 407

Neljas osa

Võllid ja teljed. Toed ja sidurid

XXII peatükk. Võllid ja teljed 412
Sirged võllid ja teljed 413
Paindvõllid 433
XXIII peatükk. Liugelaagrid 440
Liugelaagrite materjalid 444
Laagrid 450
Tugilaagrid 470
Tugede määrimisseadised 475
Liugelaagrite töövõime tõstmise moodused 477
XXIV peatükk. Veerelaagrid 481
Veerelaagrite teooria alused 489
Veerelaagrite arvutus (valik) 497

Veerelaagrite paigaldamine, määrimine ja tihendamine . . . 500
Veerelaagrite töövõime tõstmise moodused 505
XXV peatükk. Sidurid 506
Mittelülitatavad sidurid 508
Lülitatavad sidurid 525
Automaatsidurid 551

Viies osa

Vedrud. Korpusdetailid

XXVI peatükk. Vedrud ja kandevedrud 564
Väändele töötavad vedrud 565
Paindele töötavad vedrud 573
Tõmbele-survele töötavad vedrud 578
Kandevedrud 580
XXVII peatükk. Korpusdetailid 584

Виктор Афанасьевич Добровольский, Константин Иванович Заблонский, Соломон Львович Мак, Александр Семенович Радчик, Лазарь Борисович Эрлих. ДЕТАЛИ МАШИН. Художественное оформление Э. Тали. На эстонском языке. Издательство «Валгус». Таллин, Пярнуское шоссе, 10.

*

Toimetaja J. Eilsen. Kunstiline toimetaja R. Tungla. Tehniline toimetaja S. Kohu. Korrektorid H. Kull ja M. Pall. Laduda antud 27. IX 1969. Trükkida antud 6. XI 1970. Kohila Paberivabriku trükipaber nr. 2, 60 × 90/16. Trükipoognaid 37,5. Arvestuspoognaid 40,72. Trükiarv 3500. Tellimuse nr. 5699. Hans Heidemanni nim. Trükikoda, Tartu, Ülikooli 17/19. Hind rbl. 1.84

Trükivigu.

Lehekülg	On trükitud	Peab olema
28, 19. rida a.	Kasutada	Karastada
32, 1. valem ü.	OR	OP
9. rida ü.	O_1OC_1	A_1OC_1
164, 4. rida a.	$[\sigma]_m$	$[\sigma]'_m$
224, joon. 128, *a*	Q_p ja G_p	Q_r ja G_r
264, 5. rida a.	β^ϑ	β_ϑ
356, 1. valem a.	$\gamma = \frac{180}{} z_t$	$\gamma = \frac{180}{z_2} z_t$
540, 1. valem ü.	$dQ = \alpha S_0(\vartheta_1 - \vartheta_{\tilde{o}}\, dt$	$dQ = \alpha S_0(\vartheta_1 - \vartheta_{\tilde{o}})\, dt$

Tell. 5699.

Rbl. 1.84

A
31186

TÜ RAAMATUKOGU
1 0300 00966592 0