

3. MASINAELEMENDID

3.1. SISSEJUHATUS

Selles osas käsitletakse masinate tüüpdetailide ja -koostude arvutuse ja konstrueerimise teoreetilisi aluseid. Vaadeldakse selliseid detaile, nende ühenduselemente või kooste, mida kasutatakse hulgaliselt erineva otstarbe ja konstruktsiooniga masinais ning millel on ühesugused ülesanded. Niisuguseid koostisosi nimetatakse masinaelementideks.

Mõistega masin tähistatakse seadet, mis sooritab energia, materjali või informatsiooni muundamiseks vajalikke mehaanikalisi liikumisi selleks, et asendada või kergendada inimese kehalist või vaimset tööd. Otstarbe järgi eristatakse energia-, töö- ja andmetöötlusmasinaid. Energiamasinaid rakendatakse energia muundamiseks, need on näiteks elektri-, hüdro- ja sisepõlemismootorid. Töömasinad jaotatakse omakorda transpordimasinaiks (autod, lifid, konveierid, tõstemasinad) ja tehnoloogiamasinaiks (metallitöötluspingid, põllutöömasinad, purustid jt.). Andmetöötlusmasinate hulka kuuluvad kontrolli- ja juhtimismasinad ning arvutid. Konstruktsiooniliselt seostatud mitme koos töötava masina kogumit nimetatakse masinagregaadiks. Klassikaline masinagregaat koosneb kolmest seadmest: jõumasinast, ülekandemehhanismist ja töömasinast.

Masinate kinemaatilise aluse moodustavad mehhanismid. Mehhanismiks nimetatakse kehade süsteemi, mis muundab ühe või mitme keha liikumise teiste kehade soovitavaks liikumiseks.

Masina projekteerimine on keerukas ülesanne, mis hõlmab tema detailide ja masina kui terviku konstruktsiooni väljatöötamist, nii et on tagatud detailide ja masina töökindlus. Töökindlus on objekti võime täita ettenähtud ülesandeid, säilitades kasutusajal oma ekspluatatsioonilised näitajad ettenähtud piires. Töökindluse põhinäitaja on tõrketu töö tõenäosus $P(t)$ etteantud aja t kestel, s.o. tõenäosus, et etteantud töövältusel tõrget ei teki. Kui näiteks tuhandest laagrist töötas ettenähtud ajal tõrgeteta 900, siis nende laagrite tõrketu töö tõenäosus $P=900/1000=0,9$. Kogu masina tõrketu

töö tõenäosus saadakse tõenäosusteooria kohaselt kui tema üksikute elementide tõrketu töö tõenäosuste korrutis. Järelikult, kui masin koosneb kümnest elemendist, mille igaühe tõrketu töö tõenäosus on 0,9, siis masina tõrketu töö tõenäosus $P=0,9^{10}=0,35$. Siit on näha, et keerukate süsteemide tõrketu töö tõenäosus kujuneb väga madalaks.

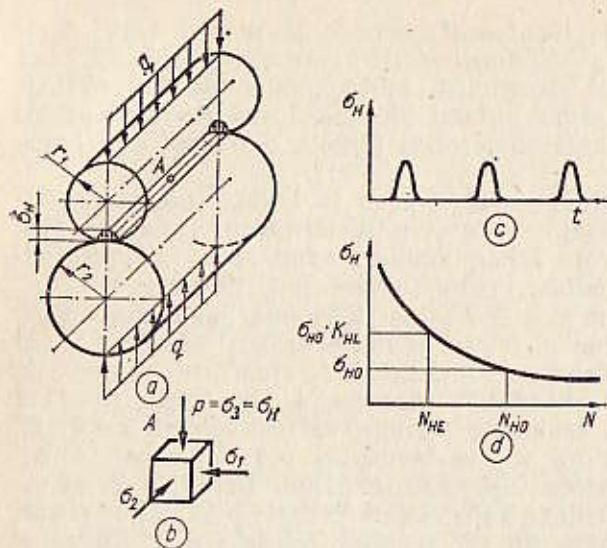
Et detail oleks töökindel, selleks peab ta eekõige olema töövõimeline, s.t. olema suuteline normaalselt talitlema. Detailide töövõime tagatakse teatavate kriteeriumide — tugevuse, kulumiskindluse, jäikuse, kuumakindluse, vibrokindluse jmt. täitmisega.

Tugevus on suurema osa detailide töövõime hindamise alus. Masinaosade purunemine ei põhjusta mitte üksnes seisakuid, vaid ka õnnetusjuhtumeid. Tehakse vahet detailide staatilise tugevuse ja väsimustugevuse vahel. Staatilise tugevuse kaotus tekib siis, kui detailis töötamise ajal tekkivate pingete väärtus ületab materjali piirpinge (tugevuspiiri σ_B või voolavuspiiri σ_T). Enamasti täheledatakse niisugust olukorda ülekoormuse puhul. Detailide väsimuspurunemist põhjustab selliste vahelduvate pingete pikaajaline toime, mille väärtus ületab materjali väsimuspiiri (näiteks σ_{-1}). Tugevusarvutuse aluseid on käsitletud tugevusõpetuse osas.

Lisaks detailide purunemisele tuleb praktikas ette nende tööpinde purunemist kontaktpingete tagajärjel. Kontaktpinged tekivad kahe detaili kokkusuurumisel, kui nende kokkupuude enne koormamist oli ühes punktis või joonel (näiteks kuulide, silindrite jms. vastastikune surve). Kontaktpingete mõju on kohalik. Nad ei mõjuta detaili üldtugevust, sest puutepunkti eemal alanuvad kontaktpinged kiiresti. Kuid mitmete detailide nagu laagrite, hammasrataste, nukkmehhanismide osade töökindlust ei määra mitte nende üldtugevus, vaid tööpinde tugevus. Kui kontaktpinge ületab lubatava väärtuse, ilmnevad detaili pinnal mõlgid, kriimud, praod ja väikesed tühi-kud. Seesuguseid pinnarikkeid täheledatakse näiteks hõõrd-, hammas-, tigu- ja kettülekannte detailidel ning veerelaagritel.

Kontaktpinged määratakse elastsusteooriast lähtudes, kusjuures kasutatakse järgmisi oletusi: a) kontakti alas tekkivad üksnes elastsed deformatsioonid; b) võrreldes kokkupuutuvate pindade kõverusraadiustega on kontaktpinna joonmõõtmed väikesed; c) kontaktpinnale jaotunud survejõud on selle pinnaga risti (pinna normaali suhtes). Nimetatud oletuste puhul on kontaktpinna kontuur üldjuhul ellips ja surve jaotub kontaktpinnal ellipsoidi võrrandi kohaselt. Suurim pinge tekib kontaktpinna keskmises (joon. 179, a).

Kui kontaktpinna keskel mõtteliselt eraldada kehast lõpmata väike kuup, nii nagu näha jooniselt 179, b, siis selgub, et kuubi ülemisele tahule mõjuv surve p peab põhjustama deformatsiooni igas suunas. Et aga ümbritsev materjal ei lase kuubil deformeeruda, siis tekkivad kuubi tahkudel survepinged. Seega on eraldatud elementaarkuup ruumpinguses. Absoluutväärtuselt suurim peapinge σ_3 võrdub pindsurve e. erisurve p suurima väärtusega. Et tugevust



Joon. 179

hinnatakse selle pinge alusel, siis nimetatakse teda *kontaktpingeks* ja tähistatakse σ_H (indeks H on võetud kontaktpingete teooria rajaja H. Hertzi nime algustähe järgi).

Esitame kontaktpinge määramise valemid (Hertzi valemid) ilma tuletamata.

Kui esialgne kontakt toimub joonel (kaks rööptelgedega silindrit, silinder tasandil), siis

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{Q_{red}} \frac{E_{red}}{2\pi(1-\nu^2)}} = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{red}}{Q_{red}}} \quad (3.1)$$

Selles

$$E_{red} = 2E_1E_2/(E_1+E_2); \quad (3.2)$$

$$1/Q_{red} = 1/Q_1 \pm 1/Q_2, \quad (3.3)$$

kus E_{red} ja Q_{red} on vastavalt taandatud elastsusmoodul ja kõverusraadius; E_1 ja E_2 on silindrite elastsusmoodulid ning q_1 ja q_2 nende kõverusraadiused puutepunktis. Kui silinder on kokkupuutes tasandiga, siis viimase kõverusraadius $Q_2 = \infty$. Valemis (3.3) kasutatakse miinuskirki juhul, kui üks kokkupuutuvaist pindadest on nõgus (sisemine kontakt).

Kui esialgne kontakt toimub punktis (kaks kuuli, kera ja tasand), siis

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{\frac{FE_{red}^2}{\sigma_{red}^2}}, \quad (3.4)$$

kus E_{red} ja Q_{red} on vastavalt valemitega (3.2) ja (3.3) avaldatud taandatud elastsusmoodul ja kõverusraadius.

Valemite põhjal on hõlpus kindlaks teha, et kontaktpinge σ_H pole koormusest lineaarses sõltuvuses. Mida suuremaks muutub koormus, seda aeglasemalt hakkab kasvama kontaktpinge. Seda selgitab asjaolu, et koormuse suurenemisel suureneb ka kontaktpind.

Reeglina tekkivad praod kõigepealt pinnal. Seepärast hinnatakse kontakttugevust suurima kontaktpinge järgi,

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]. \quad (3.5)$$

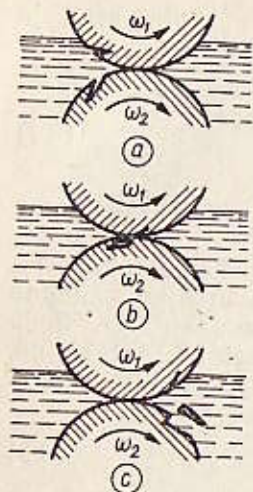
Lubatud kontaktpinge määratakse kontakttugevuse katselise uurimise ning masinate ja ehitiste kasutuskogemuste alusel. Lubatud kontaktpinge oleneb peamiselt sellest, milline on kokkupuutuvate pindade kõvadus ja kuidas muutub kontaktpinge ajas. Kui silindrid (või kerad) veerevad koormuse all, siis nende pinna punktid on koormatud perioodiliselt ning kontaktpinge neis punktides muutub pulseeriva tsükli järgi (joon. 179, c). Iga pinnapunkt on koormatud üksnes selle ajavahemiku, mil ta läbib kokkupuuteala.

Vahelduvad kontaktpinged põhjustavad detaili pinnakihi väsimust. Seal tekkivad mikropraad, mis edaspidi süvenevad ja soodustavad pinnaosakeste murenemist. Määratavate detailide töötamisel tungib õli mikropagudesse (joon. 180, a). Kokkupuutealasse jõudmisel (joon. 180, b) pragu sulgub ja sellesse jäänud õli kokkusurumise tagajärjel tekitab kõrge rõhk, mille toimel prao seinad lõhutakse. Korduval koormamisel pragu suureneb järk-järgult, lahitud metallikillud eralduvad ja moodustuvad tühikud (joon. 180, c). Materjali väsimusmurenemist e. pitingut iseloomustavad katseliselt saadud kõverad (vt. joon. 179, d). Need antakse teljes-tikus kontaktpinge σ_H — koormustsüklite arv N . Väsimusmurenemise kõverad on sarnased tavaliste väsimuskõveratega (vt. joon. 158). Detailide tööpindade väsimusmurenemist välistav lubatud pinge määratakse väsimuspiiri σ_{HO} järgi. Viimase väärtus oleneb peamiselt materjali kõvadusest.

Määrimata töötavate detailide pinnakihtide purunemise pilt on teistsugune: praod ei jõua areneda tühikuteks, sest pinnakiht, kus algselt praod tekkivad, kulub varem ära.

Kulumine on detailide tööpindade kuju ja mõõtmete järkjärguline muutumine hõõrdumise tagajärjel (pinnakihi purunemise tõttu). Detailide kulumine on masina rikete levinuim põhjus.

Eristatakse järgmisi kulumise liike: abrasiiv-, sööbe- ja korrosioonkulumine. Abrasiivkulumist põhjustavad pinnakonarused või



Joon. 180

pindade vahele sattunud osakesed (liiv, tolm). Sõõbekulumist täheldatakse peamiselt detailide kiirel liikumisel ja tugeva surve puhul, mil tööpindade vahelt surutakse õli välja. Oli puudumise tagajärjel eraldub soojus tööpindadelt halvasti. See põhjustab tööpindade kohalikku keevitumist ja osakeste väljarebimist nõrgemast materjalist. Korrosioonkulumisel kistakse pinnal tekkinud korrosioonisaadused sealt lahti mehaanilisel teel.

Detailide kulumist saab vähendada tööpindade määrimisega ja antifriktioonmaterjalide kasutamisega. Abrasiivosakeste sattumist tööpindadele väldivad kinnised konstruktsioonid ja tolmukindlad tihendid. Hõõrdepindade kulumiskindlust saab tõsta termilise või termokeemilise töötlemisega.

Kulumismõjurite arvukus raskendab masinaelementide kulumiskindlusarvutusteks põhjendatud meetodite väljatöötamist. Kulumiskindluse ligikaudsel hindamisel võrreldakse arvutuslikku survet selle lubatava väärtusega, mis määratakse kogemuslikult konstruktsioonelementide kasutamisel saadud andmete alusel.

Jäikus on tugevuse kõrval üks olulisi kriteeriume detaili töövoimelisuse määramisel. Sageli leitakse detaili mõõtmed just jäikuse järgi. Jäikusarvutusel nähakse ette detaili siirete kitsendused, võttes arvesse siirde lubatavat väärtust konkreetsetes tööoludes. Elastseid deformatsioone vaatlesime tugevusõpetuse osas jaotises 2.8. Detailide jäikusnormid määratakse kindlaks kasutuskogemuste alusel. Konstruktsiooni jäikust saab suurendada peamiselt tema kuju ja mõõtmete muutmisega, sest materjali tugevuse suurendamisel jääb elastsusmoodul muutumatuks.

Kuumakindlus. Detailide kuumenemise tagajärjel võib: 1) väheneda materjali tugevus (soojusmootoris), 2) väheneda õlikihi kaitsevõime, mistõttu suureneb kulumine, 3) muutuda kaasdetailide asend (lõtkude vähenemise tagajärjel kiiluvad detailid kinni), 4) langeda masina töö täpsus. Selgitamaks kuumenemise mõju masina töötamisele tehakse selle soojusarvutus (näiteks figureduktoril) ning vajaduse korral muudetakse masina konstruktsiooni (näiteks võetakse kasutusele jahutus).

Vibrokindlus. Vibratsioon põhjustab vahelduvaid lisapingeid, mis võivad tekitada detailide väsimuspurunemise. Mõnikord halveneb vibratsiooni tagajärjel masina töö kvaliteet. Nii näiteks väheneb vibratsiooniolukorras töötavate metallilõikepinkide töötustäpsus ja halvenevad töödeldavate detailide pinnaomadused. Eriti ohtlik on vibratsioonist tingitud resonants. Vastavaid arvutusi käsitletakse võnkumisteooria erikursuses.

Materjalide valik. Masinate kvaliteet ja ökonoomsus olenevad valitud materjalidest ja nende termotöötamise viisist. Materjali valikul tuleb arvestada: 1) materjali omaduste vastavust detaili töökindluse nõuetele ettenähtud tööea kestel, 2) nõudeid detailide ja masina kui terviku massi ja mõõtmete kohta, 3) materjali tehnoloogiliste omaduste vastavust detaili konstruktsioonilisele kujule ja töötlusviisile (stantsimine, pingitöötlus jms.), 4) materjali hinda ja kättesaadavust.

Masinaehituses kasutatakse detailide valmistamiseks mitmesuguseid materjale. Levinuimad neist on mustmetallid küllaldase tugevuse, jäikuse ja suhtelise odavuse tõttu. Nende peamine puudus on suur tihedus ja väike korrosioonikindlus.

Värvilisi metalle kasutatakse mitmesuguste sulamitena. Ulatuslikult tarvitatakse vasesulameid (pronksid, messingud), millel on head antifriktioonilised ja antikorrosioonilised omadused, ja alumiiniumsulameid (duralumiinium), mis on kerged. Ent need metallid on mustmetallidest kallimad.

Üha enam kasutatakse plaste. Neil on mitmeid häid omadusi; nagu kergus, tugevus, soojus- ja elektriisolatsioonivõime, vastupidavus agressiivse keskkonna toimele, friktsioonilised või antifriktioonilised omadused. Neist saab valmistada keeruka kujuga detaile surveval, stantsimise ja muude tootlike töötlusmeetoditega. Plastide puuduseks on kalduvus vananeda, millega kaasneb nende omaduste järkjärguline muutumine.

Standardimisel on masinaehituses oluline tähtsus. Standardimine võimaldab 1) toota standarditud detaile hulgaviisi, mis alandab nende omahinda, 2) kasutada standardseid lõike- ja mõõteriistu, 3) remondi ajal rikkis detaile hõlpsasti vahetada, 4) säästa konstruktoritööd ning 5) luua paremaid konstruktsioone.

3.2. KINNISLIITED

Detailide konstruktsioonilised ühendused — liited — jaotatakse lahtivõetavaiks ja lahtivõetamatuiks e. kinnisliideteks.

Kinnisliiteks nimetatakse liidet, mida ei saa lahti võtta ühendatud detaile või ühendavat materjali purustamata. Kinnisliited on neet-, keevis-, joote- ja muud liited.

Lahtivõetavaiks nimetatakse niisuguseid liiteid, mida saab lahti võtta detaile vigastamata. Lahtivõetavad on keerme-, liist-, hammas- ja profiilliiited.

Liited arvutatakse peamiselt tugevusele. Seejuures tuleb taotleda, et ühendatavad detailid ja liide oleksid võrdse tugevusega.

3.2.1. NEETLIITED

Neet on ümarristlõikega varb 1 (joon. 181), millel ühes otsas on algpea 2. Teine, lõpp-pea 3 moodustatakse varva otsa neetimis- sel. Neetliide saadakse needi asetamisega ühendatavate detailide ühitatud aukudesse ja needivarva väljaulatuva osa jämendamisega. Neetimisel needivarb deformeerub plastselt ja täidab kogu needi- augu. Needitud detailide suhtelist nihkumist takistavad nii needi- varvad kui ka detailide ühenduspindadel tekkivad hõõrdejõud.

Masinaehituses kasutatakse standardseid ümarpea- (joon. 182, a), peitpea- (joon. 182, b), poolpeitpea- (joon. 182, c) ja toruneete (joon. 182, d) ning muid standardseid ja eriotstarbelisi neete. Standardneetide mõõtmed on antud teatmekirjanduses [1].

Neetliited jaotatakse katteliideteks (joon. 183, a) ning ühe (joon. 183, b) ja kahe sidelapiga (joon. 183, c) põkkliideteks. Neetide paigutuse järgi eristatakse üherealisi liiteid (joon. 183, a) ja mitmerealisi liiteid neetide rööpse (joon. 183, b) või malekorras paigutusega (joon. 183, c).

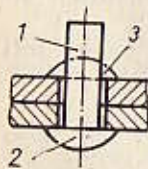
Tänapäeval ühendatakse neetliidetega raskkeevitatavaid metalle ja erisuguseid materjale, nad on kasutusel ka tarindites, mis töö- tavad vibro- ja löökoormuse olukorras.

Neetliidete arvutus

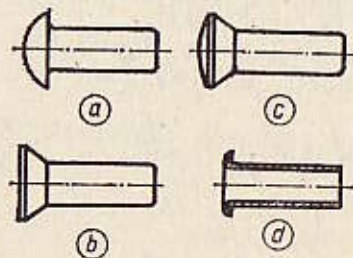
Neetliidete arvutustes jäetakse detailide ühenduspindadel mõjuvad hõõrdejõud arvestamata ja eeldatakse, et kogu koormuse edastavad needid, kusjuures koormus jaguneb kõigi neetide vahel võrdselt.

Vaatleme üherealist ühelõikelist katteõmblust (joon. 184, a). Ombluse koormamisel püüavad detailid teineteise suhtes nihkuda. Seepärast, kui liite tugevus pole piisav, lõigatakse neet detailide kokkupuutetasandil läbi või muljutakse needivarva ja neediaugu seinu.

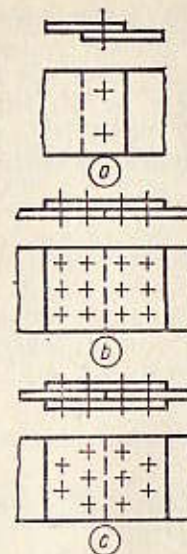
Lõikele arvutamisel oletatakse, et needi ristlõikes tekkib sise- jõududest ainult üks — põikjõud F_Q — ja et nihkepinge on lõike-



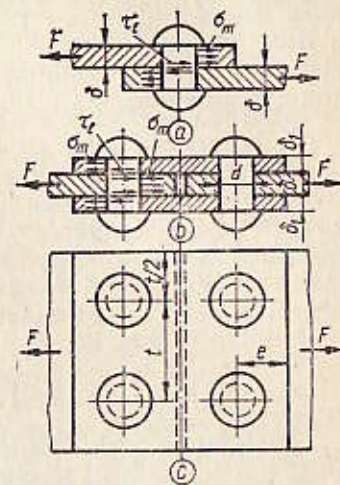
Joon. 181



Joon. 182



Joon. 183



Joon. 184

pindadel ühtlaselt jaotunud. Seda pinget nimetatakse lõikepingeks ja tähistatakse τ_l . Nimetatud oletuste alusel saame ühe needi lõi- ketugevuse tingimuse

$$\tau_l = F_Q / A_l \leq [\tau_l],$$

kus F_Q on needis mõjuv põikjõud N , A_l — needi ristlõikepindala m^2 , $[\tau_l]$ — lubatav lõikepinge Pa .

Mitme needi korral, nagu eespool eeldatud, jaguneb koormus neetide vahel võrdselt, s.o. $F_Q = F/z$, kus F on liitele mõjuv koor- mus ja z — neetide arv liites.

Ühelõikelise neetliite lõiketugevuse tingimuseks saame seega

$$\tau_l = 4F / (z\pi d^2) \leq [\tau_l], \quad (3.6)$$

kus d on needivarva läbimõõt.

Mitmehõikelise neetliite tugevustingimus avaldub kujul

$$\tau_l = 4F / (\pi d^2 i z) \leq [\tau_l], \quad (3.7)$$

kus i on ühe needi lõikepindade arv (joon. 184, a näidatud konst- ruktsiooni korral $i=1$ ja joon. 184, b näidatu puhul $i=2$).

Lõikearvutus tagab küll neetide tugevuse, kuid ei taga liite kui terviku töökindlust. Kui ühendatavate detailide (lehtede) paksus pole piisav, osutub surve neetide ja aukude seintele lubatavast suu- remaks, mistõttu augu seinad venitatakse välja ja liide muutub

ebakindlaks. Pindsurvet augu seinte ja ühendusdetailide vahel nimetatakse *muljumiseks*. Muljumispinge σ_m jaotust detailide silindrilisel kontaktpinnal on raske täpselt kindlaks teha. Seepärast on muljumisarvutus tinglik: eeldatakse, et detailide vastasmõjujõud jaotuvad kokkupuutepinna ulatuses ühtlaselt ja on selle pinna igas punktis pinnanormaali sihilised. Sellest tuleneb arvutusvalem

$$\sigma_m = F/(zA_m) \leq [\sigma_m], \quad (3.8)$$

kus F/z on koormus ühe needi kohta N ; A_m — arvutuslik muljumispind m^2 ; $[\sigma_m]$ — lubatav muljumispinge Pa . Arvutusliku muljumispinnana vaadeldakse kokkupuutepinna projektsiooni needi diameetrasandile, seega $A_m = d\delta_{min}$. Siin on δ_{min} koormust ühes suunas edastava detaili (või edastavate detailide) vähim paksus.

Neetide rühma korral

$$\sigma_m = F/(zd\delta_{min}) \leq [\sigma_m]. \quad (3.9)$$

Needitavate lehtdetailide ristlõike nõrgenemist neediaukude tõttu kontrollitakse katketugevuse järgi:

$$\sigma = \frac{F}{(b - dz_r)\delta_{min}} \leq [\sigma], \quad (3.10)$$

kus b on lehe laius m ; z_r — neetide arv lehe või sidelapi selles needreas, mis lehe kontrollitavat ristlõiget nõrgestab.

Neetide lubatavad pinged on antud teatmekirjanduses (näiteks [1]) olenevalt needi materjalist, neediaukude valmistamise viisist (läbipressimine, puurimine) ja koormuse iseloomust (staatiline või dünaamiline).

Neetliidete peamised mõõtmed (d , l , e ja δ_1 joonisel 184) võetakse projektimisel normide alusel olenevalt ühendatavate lehtede paksusest. Lehtede paksus leitakse neetliidete võrdtugevuse tingimuse kohaselt [1]. Neetide arv määratakse valemite (3.7) ja (3.9) järgi.

3.2.2. KEEVISLIIDED

Keevisliide moodustatakse ühendatavate detailide kohaliku sulatamisega. Nüüdismasinaehituses on kasutusel mitmesugused keevitusviisid, millest levinuimad on kaar- ja kontaktkeevitus. Keevitusviis oleneb keevitatavate detailide materjalist, nende paksusest, liite otstarbest ja töötingimustest ning tootmise mahust.

Keevisliide on täiuslikem kinnisliide. Neetliidetega võrreldes annavad keevisliited metalli säästu kuni 20%, sest ühendatavate detailide ristlõiget ei nõrgesta neediaugud ja detailid võivad olla väiksemad, põkkõmblusega ühendamisel aga pole tarvis sidelappe. Valatud masinadetailide asendamine keevistoodetega annab metal-

limahukuse säästu kuni 40%, sest keevitamisel on töötlusvarud väiksemad. Ka ristlõigete mõõtmed on väiksemad, sest tehnoloogilistel kaalutlustel on valudetailide seinapaksus enamasti suurem kui keevistoodetel. Keevituse majanduslikud näitajad, nagu töömahukus, seadmete maksumus, töö automatiseeritavus, on samuti paremad kui neetimisel või valamisel.

Keevisliidete puudusteks on detailide ebaühtlasest kuumutamisest ja jahtumisest tingitud kõverdumine, struktuurimuutused õmbluselähedases metallis ja sellest johtuv tugevuse vähenemine ning pragude, räbupesade, läbikeevitamata ja muude defektide tekke oht.

Kvaliteetse keevisliite saab siis, kui õmbluse konstruktsioon on ratsionaalne, keevilusrežiim õige ja keevitajal on asjakohane kutseoskus.

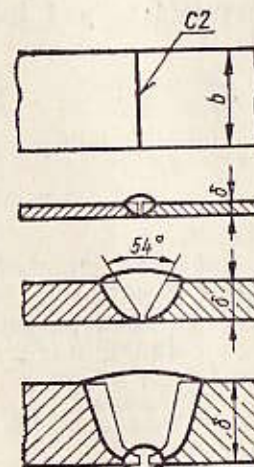
Keevisliidete konstruktsioon ja tugevusarvutus

Ühendatavate detailide asendi järgi eristatakse põkkliiteid (joon. 185), nurkõmblustega katteliiteid (joon. 186), põkk- või nurkõmblustega vastakliiteid (vastavalt joon. 188, a ja b) ja nurkliiteid.

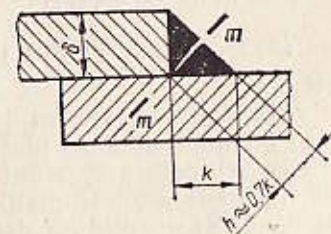
Põkkliide on paljudel juhtudel kõige lihtsam ja töökindlam. Olenevalt ühendatavate detailide paksusest tehakse õmblus põkkliite puhul nende variantide kohaselt, mis on näidatud joonisel 185.

Kui põkkliide pole piisavalt tugev, siis puruneb ta keevitatud alas. Selle ala ristlõike mõõtmete alusel tehaksegi põkkliite tugevusarvutus. Määratakse tõmbe- või survepinged põkkõmbluses:

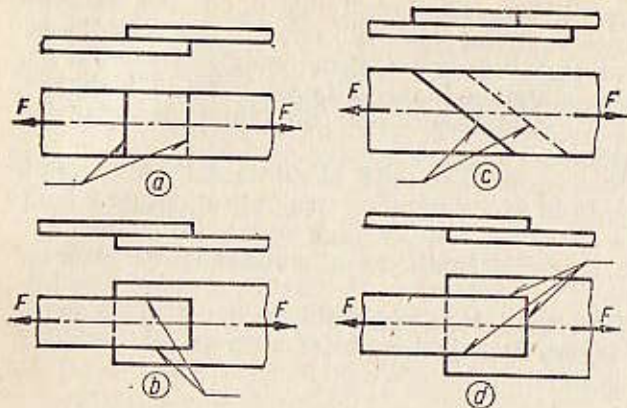
$$\sigma = F/(b\delta) \leq [\sigma'], \quad (3.11)$$



Joon. 185



Joon. 186



Joon. 187

kus b ja δ on vastavalt keevitatava lehe laius ja paksus m (vt. joon. 185); $[\sigma']$ on keevisliites lubatav pinge Pa.

Katteliide keevitatakse nurkõmblusega (joon. 186); mille geometrilised parameetrid on kaatet k ja õmbluse kõrgus $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$.

Olenevalt asendist koormuse suuna suhtes jaotatakse keevisõmblused (joon. 187) järgmiselt: *otsõmblused*, mis on koormuse suunaga risti (joon. 187, a); *külgõmblused*, mis on koormuse suunaga rööbiti (joon. 187, b); *kaldõmblused* (joon. 187, c) ja *segaõmblused* (kombineeritud õmblused) (joon. 187, d).

Katsetega on järele proovitud, et nurkõmblused purunevad mõõda nurgapoolitajat. Vaatamata sellele, et ots- ja külgõmbluste koormustingimused on erinevad, arvutatakse nad tugevusele ühtmoodi:

$$\tau_l = F / (0,7kl) \leq [\tau'_l], \quad (3.12)$$

kus l on õmbluse pikkus ja $[\tau'_l]$ — lubatav lõikepinge keevisõmbluses.

Asja esitatud valemi tuletamisel on eeldatud, et pinge jaotub kogu õmbluse pikkuse ulatuses ühtlaselt.

Keevisliidete projektimisel tuleb õmblused paigutada nii, et nad oleksid koormatud võimalikult ühtlaselt. Seetõttu on õige keevitada sümmeetrilise profiiliga detailid sümmeetriliselt paigutatud õmblustega ning ebasümmeetrilise profiiliga detailid, nagu näiteks nurkterased (joon. 189), eri pikkuste õmblustega nii, et

$$l_1/l_2 = e_2/e_1, \quad (3.13)$$

kus l on õmbluse kaugus profiili ristlõike raskuskeskmest.

Vastakliide keevitatakse kas põkkõmblusega (servad ette töödeldud, joon. 188, a) või nurkõmblusega (servad ette töötlemata,

joon. 188, b). Joonisel 188 näidatud viisil mõjuva koormuse puhul arvutatakse liite tugevus järgmiste valemitega: põkkõmblused

$$\sigma = F_N / A = F / (\delta l) \leq [\sigma'], \quad (3.14)$$

nurkõmblused

$$\tau_l = F_Q / A_l = F / (2l \cdot 0,7k) \leq [\tau']. \quad (3.15)$$

Lubatav pinge

Keevisliite tugevus oleneb põhimaterjali omadustest, selle keevitavusest ja keevitustehnoloogia täiuslikkusest; elektroodi margist ja kvaliteedist; mõjuva koormuse liigist (staatiline koormus või vahelduv koormus). Et keevisliidete kvaliteet oleneb paljudest asjaoludest ja arvutusvalemid on ligikaudsed ja tinglikud, siis määratakse lubatavad pinged katseliselt. Masinachituses kasutatavad lubatavad pinged on antud teatmekirjanduses [1].

Näide 3.1. Määrata nurkterasest $100 \times 100 \times 10$ (ГОСТ 8509-72) sõlmplaadi (joon. 189) külge kinnitavate õmbluste pikkus. Materjal on Cr2, elektrood 342.

Lahendus. 1. Kirjandusest (tab. 37 [1]) saame terase Cr2 jaoks $[\sigma] = 140 \text{ MPa} = 1,4 \cdot 10^8 \text{ Pa}$. Nurkterase ristlõikepindala $A = 19,2 \text{ cm}^2 = 19,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$. Sellisel juhul on arvutuslik jõud $F = 1,4 \cdot 10^8 \cdot 19,2 \cdot 10^{-4} = 268\,800 \text{ N}$.

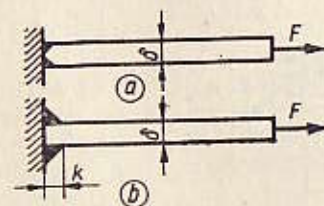
2. Lubatav lõikepinge (vastavalt tab. 36 [1]) $[\tau'_l] = 140 \cdot 0,6 = 84 \text{ MPa} = 84 \cdot 10^6 \text{ Pa}$. Valemiga (3.12) arvutame katteliite keevisõmbluse vajaliku pikkuse.

$$l \geq F / (0,7k[\tau'_l]) = 268\,800 / (0,7 \cdot 0,01 \cdot 84 \cdot 10^6) = 0,458 \text{ m} = 458 \text{ mm}.$$

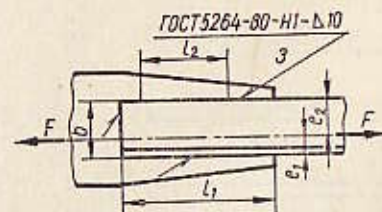
3. Mõlema külgõmbluse vajalik kogupikkus $l_{\text{aig}} = 458 - 100 = 358 \text{ mm}$. Nurkteraste tabelist $e_1 = 28,3$. Vastavalt soovitusel (3.13)

$$l_2 = e_1(l_1 + l_2) / b = 28,3 \cdot 358 / 100 = 102 \text{ mm};$$

$$l_1 = 358 - 102 = 256 \text{ mm}.$$



Joon. 188



Joon. 189

Võttes arvesse õmbluse otste puudulikku töökindlust, võtame õmbluste lõplikud pikkused:

$$l_1 = 270 \text{ mm ja } l_2 = 120 \text{ mm.}$$

3.2.3. LIIMLIITED

Viimastel aastatel on hakatud ulatuslikult kasutama liimliiteid. Need liited võimaldavad ühendada eri materjalist ja õhukesi detaile. Liide on tavaliselt hermeetiline ja hea väsimustugevusega. Liimimist kasutatakse ka väga vastutusrikastel juhtudel, lennuki- ja sil- laehituses. Liimliidete peamine puudus on väike vastupidavus eba- ühtlasele rebimisele.

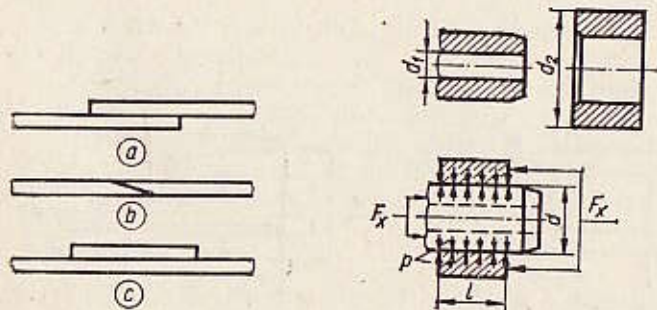
Liimliidetest on levinuimad nihkele töötavad katteliited (joon. 190, a). Põkkühenduste tugevus saadakse sellega, et nad tehakse kaldliidetena (joon. 190, b) või kasutatakse sidelappi (joon. 190, c).

Kui liide peab olema eriti tugev, et taluda suvalist koormust, sealhulgas ka ebaühtlast rebimist ja vibratsiooni, siis kasutatakse segaliiteid, milles detailid ühendatakse liimi ja kruvidega, liimi ja neetidega või keevituse ja liimimisega.

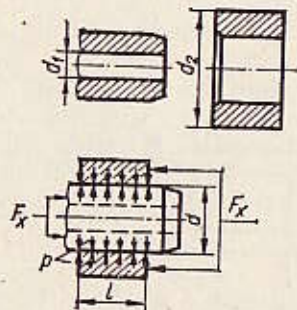
3.2.4. PRESSLIITED

Pressliidetes e. garanteeritud pinguga liidetes saadakse ping ühendatavate detailide istamismõõtmete tarviliku erinevusega (joon. 191). Pingust johtuvalt tekitab kokkupuutepinnal survet p ja hõõrde- jõud, mis ei lase koostatud detaile teineteise suhtes nihkuda liitele suvalises suunas mõjuvate jõudude ja momentide toimel.

Pressliidete eelised on võime edastada suuri koormusi, sealhul- gas löökoormusi; liidete konstruktsiooni lihtsus, pole tarvis oma- ette kinnitust detaile; liite detailide hea tsentreeritus. Pressliidete puuduste hulka tuleb arvata koostamise, eriti aga osandamise kee- rukus; liite tugevuse vähenemine korduval osandamisel ja koosta-



Joon. 190



Joon. 191

misel; liite koormuse talumise võime (töökindluse) sõltuvus pin- gest, hõõrdeegurist ja töötemperatuurist, mis aga võivad muutuda suures ulatuses.

Pinguga liidete koostamiseks on kolm moodust: *pressimine*, *puksi kuumutamine* ja *võlli jahutamine*. Pressimine on neist kooste- moodustest lihtsaim ja odavam. Kuid pressimisel muljutakse kon- taktpindade konarusi ja osa neist lõigatakse maha, mistõttu liite tugevus väheneb. Konaruste mahalõikamise vältimiseks kuumuta- takse koostamisel puksi (kuni temperatuurini 470...670 K) või jahutatakse võlli (tahke süsinikdioksiidiga kuni 194 K, vedela õhuga kuni 77 K). Kuumutamise puuduseks on metalli struktuuri muutumise, detaili kõverdumise ja tagi tekke võimalus. Jahutus- moodus on nimetatud puudustest vaba. Seetõttu, mida rohkem are- neb külmaga töötlemine, seda ulatuslikumalt saab rakendada jahu- tamist pressliidete koostamisel.

Juhiseid pressliidete projektimiseks

Pressliite ist tuleb valida selline, et liide jääks etteantud koormuse puhul liikumatuks. Võib aga ette tulla olukordi, kus valitud ist ei sobi, sest ping põhjustab kas detailide purunemise või liiga suure deformatsiooni. Seetõttu tuleb pressliite arvutamisel arvestada nii liite tugevustingimust (liikumatus) kui ka ühendatavate detailide tugevustingimusi.

Projektimise lähteandmed on liitele mõjuv koormus, liite nimi- mõõtmed, ühendatavate detailide materjal ja liite ligikaudne täpsus.

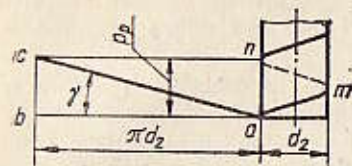
Vähim survet liites leitakse liidet koormava telgjoõ F_x või pöör- demomendi T järgi liite nimimõõtmete d , d_1 , d_2 ja l (vt. joon. 191) alusel: $f p = F_x / (\mu \pi d l)$ või $p = 2T / (\mu \pi d^2 l)$.

Liites vajaliku survet tekitamiseks arvutatakse arvutuslik ping δ_p elastsusteooria valemitega ning selle alusel valitakse standardne ist tingimuse $\delta \geq \delta_{min}$ (vähima pingu) järgi. Pärast seda kontrolli- takse detailide tugevust suurima tegeliku pingu alusel. Pinguga liidete üksikasjaliku arvutuse võib leida käsiraamatutest [21].

3.3. LAHTIVÕETAVAD LIITED

3.3.1. KEERMESLIITED

Keermesliidetes on detailid ühendatud kruvide, poltide, mutrite või muude keermetatud kinnitustdetailidega, kuid ühendatavad detailid võivad ka ise olla keermetatud. Keermesliite peamine kin- nituselement on keere, mis saadakse kruvijoonele soone töötle- misega detaili pinnale. Kruvijoone am_n (joon. 192) moodustab silindri peale keritava täisnurkse kolmnurga abc hüpotenuus. Kui tasandilist kujundit, näiteks trapetsit nihutada silindril mööda kru-



Joon. 192



Joon. 193

vijoont nii, et tema tasand läbib kogu liikumise ajal silindri telge, siis moodustab see kujund silindri pinnal vastava ristlõikega keermet (joon. 193).

Keermete liigitus

Keermet liigitatakse mitmesuguste tunnuste alusel. Keermetatava pinna kuju järgi eristatakse *silinder-* ja *koonuskeeret*. Levinuim on silinderkeere. Koonuskeeret kasutatakse enamasti torude, õli- tooside, korkide jms. tihedaks ühendamiseks. Keermet profiili järgi eristatakse *kolmnurk-*, *trapets-* jt. keermet, kruvijoone suuna järgi *parem-* ja *vasakkeeret*. Paremketmega poldid keeratakse lahti vastupäeva ning kinni päripäeva. Levinuim on paremket. Vasakkeeret rakendatakse vaid erijuhtudel (näiteks pingutuskruvide puhul). Kui rööbiti kulgevaid kruvijoone mooda paigutatakse kaks või rohkem keermeniiti, siis moodustub mitmekäiguline keere. Eristatakse *ühe-*, *kahe-* ja *mitmekäigulisi keermet*.

Ostarbelt jagunevad keermet *kinnitus-*, *tihendus-kinnitus-* ja liikumist ülekandvaiks *käigukeermeteks*. Kinnituskeere peab olema tugev ja suure hõõrdumisega, et vältida ühendatavate detailide iseneslikku lahtitulekut. Tihendus-kinnituskeere peab lisaks eelnimetatud omadustele andma tiheda ühenduse. Käigukeermet on väikese hõõrdumisega, et kasutegur liikumise edastamisel oleks kõrge ja kulumine väike, sageli pole tugevus nende peamine omadus. Kinnituskeermeks on standardne *meeterkeere* (joon. 194, a), millel on kolmnurkprofiil, tihendus-kinnituskeermeks *torukeere* (194, b), millel on ümardatud tipu ja põhjaga kolmnurkprofiil, käigukeermeks on *trapets-* (joon. 194, c) ja *tugikeere* (joon. 194, d).

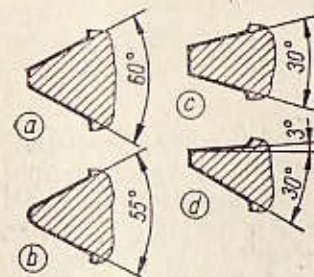
Joonisel 195 on kõrvutatud trapets- ja meeterkeere (kolmnurkkeere). Poldivarva pikitelje sihis mõjuva telgjoõ F_x võtab mutter vastu kogu keermet pinnale jaotuvate elementaarsete normaaljoõdudena. Lugesdes need joõd tinglikult koondjoõdudeks, saame avaldada summaarse hõõrdejoõ keermes (arvestamata kruvijoone tõusnurka). Meeterkeermel $F_{hM} = 2(F_n/2)\mu = F_x\mu/\cos 30^\circ$ ja trapetskeermel $F_{hT} = 2(F_n/2)\mu = F_x\mu/\cos 15^\circ$. Sel juhul saame suhte $F_{hM}/F_{hT} = 1,11$, s.t. et meeterkeermes on hõõre 11% suurem kui

trapetskeermes. Kui võrrelda lõikepinda $c-c$ ühesuguse sammuga keermet puhul, siis ilmneb, et kolmnurkkeere on tunduvalt tugevam kui trapetskeere.

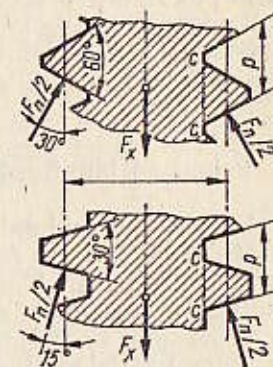
Keermet geomeetrilised parameetrid

Keeret iseloomustavaid peamisi geomeetrilisi parameetreid vaatleme meeterkeermet varal (joon. 196). Need on järgmised: d — keermet välislõõmõõt, d_1 — keermet siselõõmõõt, d_2 — keermet keskõõmõõt, P — keermet samm, P_h — keermet käik (ühikäigulisel keermel $P_h = P$, mitmekäigulisel keermel $P_h = nP$, kus n on käikude arv), α — profiilnurk ning γ — kruvijoone tõusnurk, mis moodustub keermet keskringjoone mingis punktis kruvijoonele tõmmatud puutuja ja keermet telje ristsandi vahel (joon. 197):

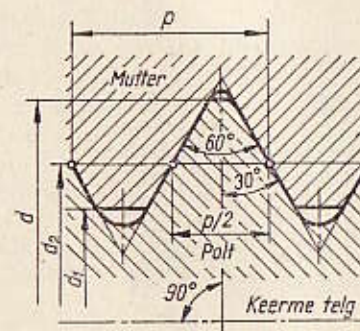
$$\tan \gamma = nP / (\pi d_2) \quad (3.16)$$



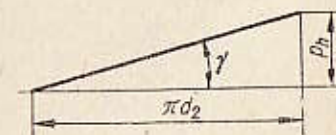
Joon. 194



Joon. 195



Joon. 196



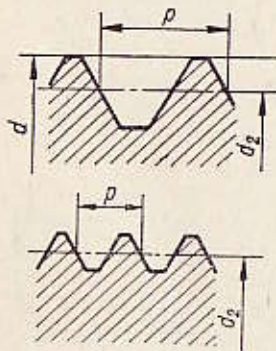
Joon. 197

Keerme geomeetriselised parameetrid ja nende tolerantsid on standarditud. Standard näeb ette suure sammuga meeterkeerme (jamekeere) ja väikese sammuga meeterkeerme (peenkeere). Kui keermesammu vähendada (joon. 198), siis väheneb ka keermeprofiili kõrgus ning vastavalt suurenevad keermesiseläbimõõt d_1 ja tugevus. Kruvijoone tõusunurga vähendamine [vt. valemit (3.16)] aga suurendab keermepaari isepidurdavust. Seepärast kasutatakse peenkeeret dünaamiliselt koormatud detailide, õhukesescainaliste õõnes- ja pisdetailide ühendamiseks (lennunduses, peenmehaanikas jm.). Masinaehituses kasutatavad peamised keermesed on suure sammuga, sest niisugused keermesed on vähem tundlikud valmistusvigade ja kulumise suhtes.

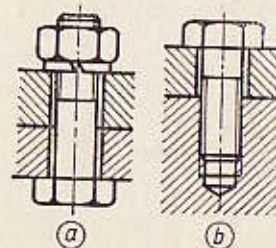
Keermes valmistamise viisid. Keere saadakse kas lõikamise või rullimisega. Väliskeere lõigatakse mitmesuguste terade, keermelõikurite, keermekammide ja freesidega. Sisekeere lõigatakse keermepuuridega. Keermes rullimiseks on automaatpingid, kus keere saadakse toorikute plastse deformeerimise teel keermekammide või rullidega. Enamik standardseid kinnitustetaili valmistatakse rullimismoodusel. Valatavais ja pressitavais detailides võib keermes saada ilma mehaanilise tööstuseta.

Peamised kinnitustetailid

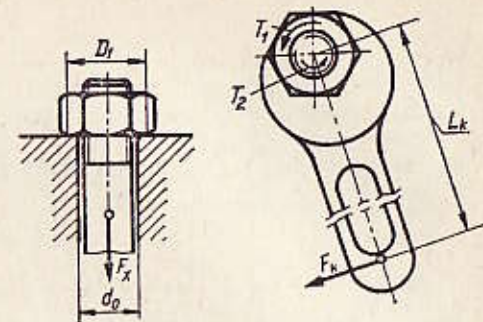
Detailide ühendamiseks kasutatakse *polte* (joon. 199, a), *kruvisid* (joon. 199, b) ja *tikkpolte*. Eelistatavamad on poldid, sest nende korral pole tarvis lõigata keeret ühendatavasse detailidesse. Eriti oluline on see juhul, kui detaili materjal ei anna keermes vajalikku tugevust ega vastupidavust. Kruvisid ja tikkpolte kasutatakse siis, kui liite konstruktsiooni seisukohalt pole poldid otstarbekad. Mutri või kruvipea alla pannakse seib, et vähendada pehmest materjalist



Joon. 198



Joon. 199



Joon. 200

(plast, alumiinium, puit jt.) detaili muljumist, kaitsta detaili puhast pinda mutri (kruvi) kinnikeeramisel tekkivate kriimustuste eest ning kinni katta augu ja poldi vahelist suurt pilu.

Mutri kinnikeeramismomendi sõltuvus telgjõust

Kui poldile mõjub telgjõud F_x , on mutri kinnikeeramiseks tarvis mutrivõtmele rakendada moment $T_k = F_k L_k$ (joon. 200). Mutri kinnikeeramismomendi sõltuvuse telgjõust F_x saame avaldada tasakaalutingimusest

$$\Sigma T_0 = 0; \quad T_1 + T_2 - T_k = 0; \quad T_k = T_1 + T_2,$$

kus T_1 on mutri ja detaili vahelisest hõõrdumisest tulenev moment ja T_2 keermes hõõrdumisest tulenev moment.

T_1 määramisel võib ilma olulise veata võtta hõõrdejõudude õlaks taandatud raadiuse, mis võrdub mutri tugipinna keskmise raadiusega ehk $d_m/2$, kus $d_m = 0,5(D_1 + d_0)$. Siin on D_1 mutri tugipinna välisläbimõõt ja d_0 poldiaugu läbimõõt. Saame

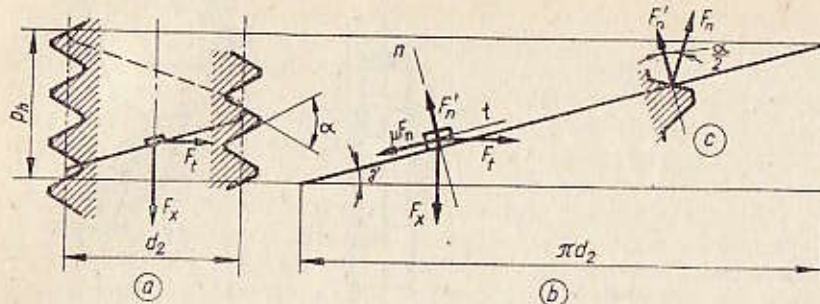
$$T_1 = F_x \mu (d_m/2), \quad (3.17)$$

kus μ on hõõrdetegur.

Et määrata keermes hõõrdumisest tulenev moment T_2 , tuleb kindlaks teha ringjõu F_t sõltuvus keermesle mõjuvast telgjõust F_x . Seejuures eeldame, et mutri surve keermesle on rakendatud keermes keskringjoonele (läbimõõt d_2) ja jõudude mõju keermepaaris võib vaadelda kui jõudude mõju kaldpinnal asuvale liugurile (joon. 201, a). Laotame keskmise kruvijoone tasandile (joon. 201, b). Ühtlasele mööda kaldpinda ülespoole liikuv liugur on tasakaaluseisundis. Võtame koordinaadistiku nii, nagu on näidatud joonisel 201, b ning koostame tasakaaluvõrrandi:

$$\Sigma F_n = 0; \quad F'_n - F_x \cos \gamma - F_t \sin \gamma = 0; \quad (a)$$

$$\Sigma F_t = 0; \quad F_t \cos \gamma - F_x \sin \gamma - \mu F_n = 0. \quad (b)$$



Joon. 201

Jooniselt 201, c saame

$$F_n = F'_n / \cos \alpha/2.$$

(c)

Lahendades avaldised (a), (b) ja (c) koos ning tähistades $\mu/\cos \alpha/2 = \mu'$ (μ' on taandatud hõõrdetegur e. keermes hõõrdetegur) ja vastavalt valemile (1.50) $\mu' = \tan \varphi'$, saame

$$F_t = F_x \frac{\sin \gamma + \frac{\sin \varphi'}{\cos \varphi'} \cos \gamma}{\cos \gamma - \frac{\sin \varphi'}{\cos \varphi'} \sin \gamma} = F_x \frac{\sin \gamma \cos \varphi' + \sin \varphi' \cos \gamma}{\cos \gamma \cos \varphi' - \sin \varphi' \sin \gamma} = F_x \frac{\sin(\gamma + \varphi')}{\cos(\gamma + \varphi')}$$

või lõplikul kujul

$$F_t = F_x \tan(\gamma + \varphi'). \quad (3.18)$$

Nüüd saame

$$T_2 = F_t (d_2/2) = F_x (d_2/2) \tan(\gamma + \varphi'). \quad (3.19)$$

Asetame T_1 ja T_2 jaoks saadud avaldised mutri kinnikeeramismomendi võrrandisse ning saame

$$T_k = F_x [(d_m/2) \mu + (d_2/2) \tan(\gamma + \varphi')]. \quad (3.20)$$

Võrduse (3.20) järgi saab arvutada poldile mõjuva telgjõu F_x ja mutrivõtme käepidemele rakendatava jõu F_k suhte F_x/F_k , mis näitab, mitu korda võidame jõus. Standardsete meeterkeermete ($\gamma \approx 2^\circ 30'$, $d_2 \approx 0,9d$, $d_m \approx 1,4d$) ja mutrivõtmete puhul ($L_h \approx 15d$), kui hõõrdetegur $\mu = 0,15$, on $F_x/F_k \approx 70 \dots 80$. Seega keermes saab tekitada suurt telgjõudu, rakendades mutrivõtmele väikest jõudu.

Isepidurduvus

Joonisel 202 on kujutatud kaldpinnal asuv liugur juhul, kui keermes ei mõju ringjõudu. Oma raskusjõu F_x mõjul ei libise liugur mööda kaldpinda allapoole seni, kuni $F_x \sin \gamma$ ei ületa hõõrdetõudu $F_h = \mu' F'_n = \mu' F_x \cos \gamma$. Siit saame isepidurduvuse tingimuse $F_x \sin \gamma < F_x \cos \gamma \mu'$ või $\tan \gamma < \mu'$. Et $\mu' = \tan \varphi'$, siis võime isepidurduvuse tingimuse kirjutada kujul

$$\gamma < \varphi', \quad (3.21)$$

s.t. keere on isepidurduv, kui keermes tõusunurk on väiksem hõõrdenurgast.

Kinnituskeermes tõusunurk on $\gamma = 1,5 \dots 4^\circ$ ning hõõrdenurk φ' muutub piires $6 \dots 16^\circ$ olenevalt hõõrdeteguri väärtusest. Seega kõik kinnituskeermesed on isepidurduvad. Käigukeermes tehakse kas isepidurduvad või mitteisepidurduvad.

Keermesliidete lukustamise viisid

Kuigi kinnituskeermesed on isepidurduvad, näitab praktika, et vahelduva ja löökkkoormuse puhul tulevad mutrid ja poldid iseenesest lahti. Keermesliidete lukustamiseks või lahtituleku vältimiseks on mitmesuguseid mooduseid.

1. Lisahõõrdejõu tekitamine keermepaaris, kasutades vastumutreid, iselukustavaid mutreid, vedruseibe (joon. 203) jms. Vastumutri pingutamisel saadakse keermes lisahõõrdumine mutritevahelise poldiosa venitamise tõttu. Iselukustava mutri korral surutakse mutri ülaosa kokku. Vedruseibid tekitavad lisahõõrdejõud oma elastuse tõttu ning suurendavad haardumist tugipindadel sellega, et seibi teravad servad tungivad mutri tugipinda ja detaili. Lisahõõrdejõu tekitamise vahendeist on kõige levinumad vedruseibid.

2. Lukustamine tõkestitega, mis ühendavad mutri poldiga. Selleks kasutatakse lõhiseid, traadist tihvte või nagaseibe (joon. 204).

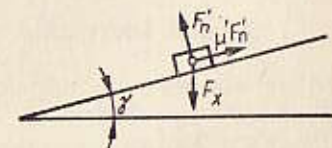
Soovitused keermesliidete konstrueerimiseks on toodud teatme kirjanduses [1].

Keermesliidete tugevusarvutus

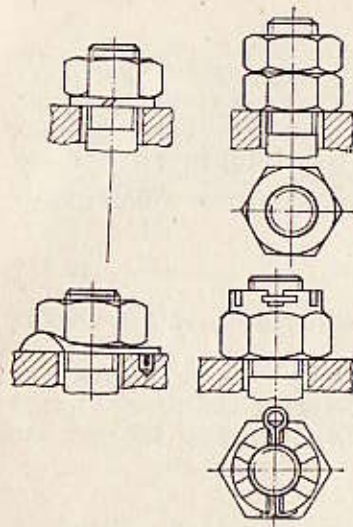
Keermesliidete tugevusarvutus tehakse:

1) muljumispingete järgi (joon. 205)

$$\sigma_m = F/A_m = F/(\pi d_2 H_1 z) \leq [\sigma_m], \quad (3.22)$$



Joon. 202



Joon. 203

Joon. 204

Joon. 205

kus kokkupuutuvate keerdude pindala $A_m = (\pi/4)(d^2 - d_1^2)z \approx \pi d_2 H_1 z$, z — keerdude arv mutri kõrguse ulatuses, H_1 — keermeprofiili töökõrgus;

2) löikepingete järgi poldi löikes ab või mutri löikes ce ,

$$\tau_t = F/A_t = F/(\pi d_1 k P z) \leq [\tau_t], \quad (3.23)$$

kus $k = ab/P$ või $k = ce/P$ on keermeprofiili täitetegur (kolmnurkse keermel $k \approx 0,87$).

Kui polt ja mutter on samast materjalist, siis arvutatakse tugevusele ainult polti, sest $d > d_1$.

Mutri kõrgus H määratakse poldivarva ja keermepõhja tugevuse tingimuse põhjal. Võttes arvesse keerukat koormusjaotust keermeniitide vahel ning ette nähes võimalust, et kinnikeeramisel keere kulumise ja võimalike vigastuste tõttu nõrgeneb, võetakse standarditel mutritel kõrgus $H \approx 0,8d$. Mutri keermekiirde arv ei pea tavaliselt olema üle 10. Standardseid kinnitus detaile pole tarvis tugevusele arvutada.

Vaatleme keermesliidete tugevusarvutuse põhi juhte püsikoormuse puhul.

Telgjõuga koormatud polt

Niisuguse olukorra näiteks on sääkli poltühendus (joon. 206). Ohtlikuks osutub keermest nõrgestatud poldi ristlõike keermeniitide löikepurunemise tõttu. Selle ristlõike pindala leitakse arvutusliku

läbimõõdu alusel:

$$d_p = d - P, \quad (3.24)$$

kus d ja P on vastavalt keermepõhja välisläbimõõt ja samm.

Et ohtlikus löikes tekiks üksnes normaaljõud $F_N = F$, saame poldi tugevustingimuse kirjutada tõmbepingete järgi vastavalt avaldisele (2.43), võttes $A = \pi d_p^2/4$:

$$\sigma = 4F/(\pi d_p^2) \leq [\sigma]. \quad (3.25)$$

Soovitav on lubatav pinge võtta poldi materjali voolavuspiiri järgi, $[\sigma] = 0,6\sigma_T$.

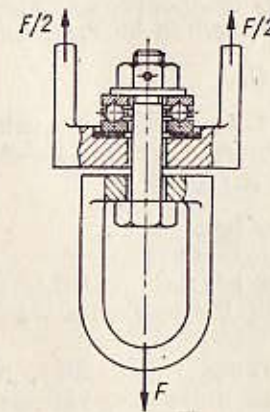
Telgjõu ja momendiga koormatud polt

Sellise olukorra näiteks on masinakerede hermeetiliste kaante ja luukide kinnituspoldid (joon. 207). Mutri pingutamisel tekib poldivarva ristlõikes normaaljõud, mis võrdub poldi pingutusjõuga F , ja väändmoment, mis võrdub keermes mõjuva momendiga T_2 . Normaaljõule vastav normaalpinge $\sigma = 4F/(\pi d_p^2)$ ja väändmomendile vastav tangentsiaalpinge $\tau = T_2/Z_p = T_2/(0,2d_p^3)$. Ekvivalentpinge

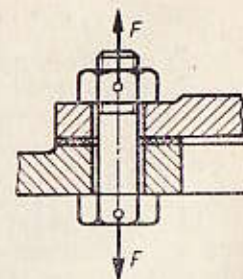
$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$. Arvutused näitavad, et meeterkeermes $\sigma_{ekv} = 1,3\sigma$. See võimaldab poltide tugevusarvutusel kasutada lihtsustatud valemit:

$$\sigma_{ekv} = 1,3 \cdot 4F/(\pi d_p^2) \leq [\sigma]. \quad (3.26)$$

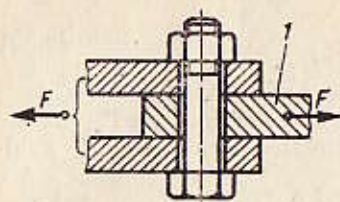
Pingutusjõu väärtus tuleb nii valida, et oleks tagatud liite hermeetilisus ja ei muljutaks detailide ühenduspindu. Poldide kont-



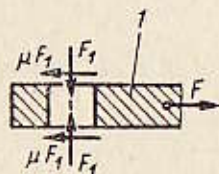
Joon. 206



Joon. 207



Joon. 209



Joon. 208

rollitaval pingutamisel (näiteks dünamomeetrilise mutrivõtmega) võetakse lubatav pinge $[\sigma] = 0,6\sigma_T$. Kui pingutusjõudu ei kontrollita, võetakse poltidel välisläbimõõduga 6...16 mm lubatav pinge $[\sigma] = (0,2 \dots 0,25)\sigma_T$ ning poltidel välisläbimõõduga 16...30 mm $[\sigma] = (0,25 \dots 0,4)\sigma_T$. Väiksema välisläbimõõduga poltidel on lubatav pinge väiksem seetõttu, et kontrollimata jõuga kinnikeeramisel võidakse neid üle pingutada või isegi purustada.

Põikjõuga koormatud poltliide

Niisuguse liite töökindluse tingimuseks on, et ühendatavad detailid ei tohi omavahel nihkuda. Konstruktsioon võib olla kaheksugune.

Polt on paigaldatud lõtkuga (joon. 208). Sellisel juhul on vaja välisjõud F tasakaalustada hõõrdejõuga, mis tekitab poldi pingutamisel. Vaadeldes detaili I tasakaalu, saame avaldada tingimuse, mille puhul on välistatud detailide omavaheline nihkumine:

$$F \leq iF_1\mu \quad \text{või} \quad F_1 = SF/(i\mu),$$

kus F_1 on liite pingutusjõud, i — detailide ühenduspindade arv ning S — varutegur. Staatilise koormuse puhul $S = 1,3 \dots 1,5$. Poldi tugevust hinnatakse valemi (3.26) põhjal:

$$\sigma_{ekv} = 1,3 \cdot 4SF/(\pi i \mu d_p^2) = [\sigma]. \quad (3.27)$$

Et vaadeldaval juhul ei edastata väliskoormust poldile, siis ka vahelduva koormuse korral tehakse üksnes staatilise tugevuse arvutus pingutusjõu järgi.

Polt on paigaldatud lõtkuta (joon. 209). Niisugusel juhul paigaldatakse poldid hõõritsetud aukudesse väikese pinguga. Liite tugevusarvutuses ei võeta arvesse hõõrdejõude ühendatavate detailide kokkupuutepindadel, sest poldid ei pea olema pingutatud. Poldi-

varb arvutatakse lõikele ja muljumisele vastavalt valemitega (3.7) ja (3.9). Lubatav lõikepinge $[\tau_l] = 0,4\sigma_T$. Lubatav muljumispinge terasel $[\sigma_m] = 0,8\sigma_T$ ja malmil $[\sigma_m] = (0,4 \dots 0,5)\sigma_B$.

Võrreldes poltide lõtkuga ja lõtkuta paigaldamise variante, võib märkida, et esimene variant on odavam, sest polti ja auku pole vaja täpselt töödelda. Lõtkuta paigaldatavad poldid aga võivad olla tunduvalt väiksema läbimõõduga kui lõtkuga paigaldatavad poldid.

Eelpingestatud, tõmbejõuga koormatud keermesliide

Niisuguses olukorras on näiteks gaasi või vedeliku surve all oleva anuma kaane kinnituspoldid.

Et selline liide oleks hermeetiline, tuleb iga polti eelnevalt pingutada jõuga F_e . Eelpingutuse tulemusel polt pikeneb Δl_p võrra ja ühendatavate detailide paksus väheneb Δl_d võrra (joon. 210, a ja b).

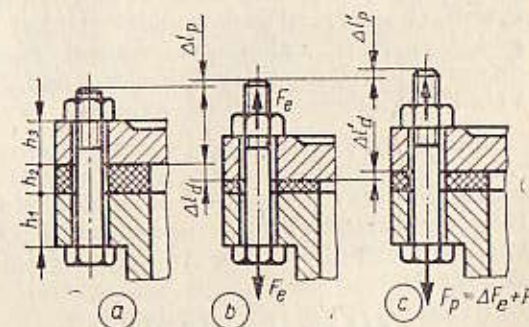
Väliskoormuse F rakendamisel kasvab poldile mõjuv jõud ja polt pikeneb veelgi $\Delta l'_p$ võrra, samal ajal aga liidetavatele detailidele

mõjuv jõud väheneb ja nende paksus taastub $\Delta l'_d$ võrra. Seejuures võrdub poldi pikenedamine detailide paksuse vähenemisega:

$$\Delta l'_p = |\Delta l'_d|. \quad (a)$$

Kui pärast koormuse rakendamist liidetavatele detailidele mõjuv jõud (eelpingutusjõu jääk) tähistada ΔF_e , siis poldile mõjuv jõud $F_p = F + \Delta F_e$, sest ühendatavate detailide reaktsioon poldile on siis võrdne eelpingutusjõu jäägiga.

Jõudude ΔF_e ja F_p määramiseks kasutame siirete võrrandit (a). Poldi lisapikenemise $\Delta l'_p$ saame väljendada Hooke'i seaduse järgi. Et seda pikenedamist põhjustav jõud on võrdne poldile mõjuva täie-



Joon. 210

liku jõu F_p ja eelpingutusjõu F_e vahega (väliskoormusest põhjustatud tõmbejõu juurdekasvuga), siis

$$F_p - F_e = F + \Delta F_e - F_e; \quad \Delta l'_p = (F + \Delta F_e - F_e) l_p / (E_p A_p). \quad (b)$$

Detailide paksuse vähenemine on võrdeline eelpingutusjõu ja selle jäägi vahega:

$$|\Delta l'_d| = (F_e - \Delta F_e) l_d / (E_d A_d). \quad (c)$$

Lühendamaks üleskirjutust, võtame kasutusele poldi elastsusteguri $\lambda_p = l_p / (E_p A_p)$ ja ühendatavate detailide elastsusteguri $\lambda_d = l_d / (E_d A_d)$, ning paneme avaldised (b) ja (c) võrdusse (a). Saame $(F + \Delta F_e - F_e) \lambda_p = (F_e - \Delta F_e) \lambda_d$, millest

$$\Delta F_e = F_e - F [\lambda_p / (\lambda_p + \lambda_d)]. \quad (d)$$

Poldi täielik arvutuslik tõmbejõud

$$F_p = F + \Delta F_e = F_e + [1 - \lambda_p / (\lambda_p + \lambda_d)] F = F_e + \kappa F, \quad (e)$$

kus $\kappa = 1 - \lambda_p / (\lambda_p + \lambda_d)$ on väliskoormuse mõjutegur.

Teras- ja malmdetailide keermesliite ligikaudsel arvutamisel, kui liiteis ei kasutata tihendeid, võetakse $\kappa = 0,2 \dots 0,3$ ning elastsete tihendite (kummist, paroniidist jms.) korral $\kappa = 0,4 \dots 0,5$.

Poldi vähima eelpingutusjõu $F_{e \min}$, mis ei lase detailide ühenduspindu veel lahutada, saab määrata piirjuhtumi $\Delta F_e = 0$ järgi valemiga (d):

$$0 = F_{e \min} - F [\lambda_p / (\lambda_p + \lambda_d)],$$

et $\lambda_p / (\lambda_p + \lambda_d) = 1 - \kappa$, siis järelikult

$$F_{e \min} = (1 - \kappa) F.$$

Kuna detailide ühenduspinnas on pilu lubamatu, siis tuleb vähimat eelpingutusjõudu suurendada. Arvutustes on soovitatav võtta $F_e = K_e (1 - \kappa) F$. Püsikoormuse korral on eelpingutustegur $K_e = 1,25 \dots 2$ ja vahelduvkoormusel $K_e = 2,5 \dots 4$. Kui panna võrdusse (e) arvutuslik eelpingutusjõud, saame poldi pingutamiseks vajaliku tõmbejõu lõpliku avaldise

$$F_p = [K_e (1 - \kappa) + \kappa] F. \quad (3.28)$$

Poldi tugevusarvutusel tuleb arvestada ka väändemomenti, mis tekib poldi pingutamisel. Kui polti üksnes eelpingutada, siis on väändemomendi väärtus võrdeline eelpingutusjõuga F_e , ning ekvivalentpinge

$$\sigma_{ekv} = \frac{4[1,3K_e(1-\kappa)+\kappa]F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]. \quad (3.29)$$

Kui polti järeelpingutada koormuse all, siis on väändemoment võrdeline arvutusliku tõmbejõuga F_p ning ekvivalentpinge

$$\sigma_{ekv} = \frac{4 \cdot 1,3[K_e(1-\kappa)+\kappa]F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]. \quad (3.30)$$

Lubata pinget tuleb võtta samade soovitude kohaselt, mis on toodud telgjohe ja momendiga koormatud poldi käsitluses.

Ekstsentriliselt koormatud polt

Mõningail juhtudel on tarvis kasutada ekstsentriliste peadega polte (konkspolte) (joon. 211, a). Olgu polt pingutatud jõuga F_e . Selle jõu toimel tekib poldi ristlõigetel normaaljõud $F_N = F_e$ ja paindemoment $M = F_e e$. Normaalpinge ristlõike ohtlikus punktis vastavalt valemile (2.62):

$$\sigma_{max} = \frac{F_N}{A_p} + \frac{M}{Z} = \frac{4F_e}{\pi d_p^2} + \frac{F_e e}{0,1 d_p^3}.$$

Toome sellest avaldisest esimese liidetava sulgude ette:

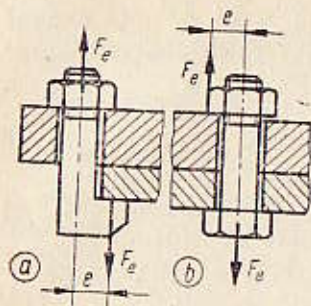
$$\sigma_{max} = \frac{4F_e}{\pi d_p^2} \left(1 + \frac{8e}{d_p} \right) \leq [\sigma]. \quad (3.31)$$

Saadud valemi põhjal on hõlpus veenduda, et vaadeldaval juhul on suurim pinget σ_{max} märgatavalt suurem kui telgtõmbe korral σ_t . Kui näiteks ekstsentrilisus $e = 0,5 d_p$, siis $\sigma_{max} = 5 \sigma_t$, juhul $e = d_p$ on $\sigma_{max} = 9 \sigma_t$. Siit on arusaadav, miks tuleb hoiduda kasutamast konkspolte ning vältida niisuguste koormusskeemide juhuslikku teket (joon. 211, b).

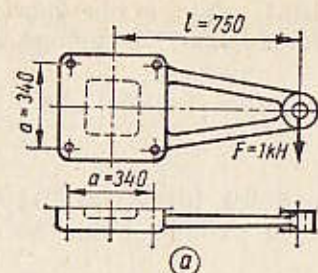
Keermesdetailide materjalid

Keermesdetailide materjali valikul arvestatakse koormuse väärtust ja iseloomu (stabiilne või vahelduv), töötingimusi (temperatuur, keskkonna korrodeerivad omadused jms.) ning detailide valmistamise moodust.

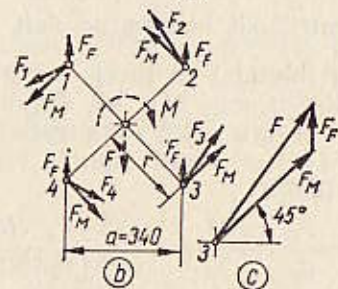
Standardsed üldotstarbelised kinnitusdetailid tehakse süsinikterasest, margid 10 kuni 35 (kaasa arvatud). Neist terasest valmistatakse polte, kruvisid ja mutreid suurte partiidenal, kasutades detailide paiklikku külümjämendamist koos sellele järgneva keermesrullimisega. Suure koormuse all ning vahelduv- ja löökoormusel töötavad kinnitusdetailid valmistatakse legeritud terasest 35X ja 30XГCA. Kinnitusdetailide mehaanikalised omadused olenevad nii nende materjalist kui ka valmistamise tehnoloogiast. Standard näeb ette valmistada teraspolte, -kruvisid ja -tikkpolte 12 eri tugevus-



Joon. 211



Joon. 212



klassi järgi, vastavalt klassist 3.6 kuni klassini 14.9. Tugevusklassi tähise esimene arv korrutatuna sajaga annab tõmbetugevuse (MPa) ning tähise esimese ja teise arvu korrutis arvuga 10 annab voolavuspiiri (MPa). Näiteks tugevusklassile 5.8 vastab tugevuspiir $\sigma_B=500$ MPa ja voolavuspiir $\sigma_T=400$ MPa.

Poltliidete tugevusarvutus taandub enimkoormatud poldi arvutusliku koormuse kindlakstegemisele. Seejärel arvutatakse sama polt tugevusele. Vaatleme kaht näidet poldirühmade arvutuse kohta.

Näide 3.2. Toend kinnitatakse samba külge nelja poldiga nii, nagu näidatud joonisel 212, a. Poltide tugevusklass on 4.6, nende pingutusjõudu ei mõõdetata ning toendi ja samba ühenduspinnal hõõrdetegur $\mu=0,15$. Poldid on paigaldatud lõtkuga. Määrata poltide läbimõõtu.

Lahendus. 1. Määrame enimkoormatud poldile mõjuva arvutusliku koormuse. Võtame jõu F rakendatuse ühenduspinnal raskuskeskmes. Saame jõu F ja momenti Fl , mis püüavad toendit nihutada ja pöörata. Jõud ja moment koormavad polte ühtlaselt:

$$F_F = F/z = 10^3/4 = 250 \text{ N};$$

$$F_M = Fl/(rz) = 10^3 \cdot 750/(240 \cdot 4) = 780 \text{ N}.$$

Iga polt on seega koormatud jõudude F_F ja F_M (joon. 212, b) geomeetrilise summaga. Enimkoormatud on poldid 2 ja 3 (vt. joon. 212, c), millele mõjub $F = 970$ N.

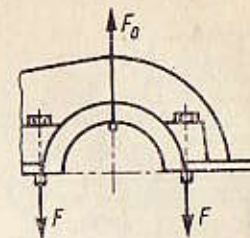
2. Määrame poltide läbimõõdu. Koormuse tasakaalustab hõõrdjõud. Selle tekitamiseks tuleb polte pingutada jõuga

$$F_e = SF/\mu. \quad (3.32)$$

Kui varutegur $S=1,2$, siis $F_e=1,2 \cdot (970/0,15) = 7760$ N. Ülesande tingimuste kohaselt on poltide tugevusklass 4.6, järelikult $\sigma_B=400$ MPa ja $\sigma_T=240$ MPa. Poltide kontrollimata pingutusjõu korral peab lubatav pinge $[\sigma]=0,25\sigma_T=60$ MPa $=60 \cdot 10^6$ Pa. Valemiga (3.26) arvutame arvutusliku läbimõõdu:

$$d_p \geq \sqrt{1,3 \cdot 4F_e/(\pi[\sigma])} = \sqrt{1,3 \cdot 4 \cdot 7760/(\pi \cdot 60 \cdot 10^6)} = 0,0146 \text{ m} = 14,6 \text{ mm}.$$

Standardi CT C3B 181-75 kohaselt võtame suure sammuga keermes M18, mille $d_p = d - P = 18 - 2,5 = 15,5$ mm.



Joon. 213

Näide 3.3. Määrata reduktori kaane poltide läbimõõtu, kui nad on paigaldatud laagripesa juurde (joon. 213) ja laagri mõjuva püstreaktsiooni suurim väärtus on 20 kN.

Lahendus. 1. Üks polt peab vastu võtma jõu $F=F_0/z=20/2=10$ kN.

2. Võtame vahelduvkoormuse jaoks eelpingutus teguri $K_e=2,5$ ja vahetihendita ühendatavate malmdetailide jaoks väliskoormusteguri $\kappa=0,2$.

3. Määrame ГОСТ-i 1759-70 järgi tugevusklassi 5.6, seega $\sigma_B=500$ MPa ja $\sigma_T=300$ MPa. Kontrollimatule pingutusjõule vastavalt on lubatav pinge $[\sigma]=0,3\sigma_T=90$ MPa $=90 \cdot 10^6$ Pa.

3. Poldi arvutusliku läbimõõdu leiame valemiga (3.29)

$$d_p = \sqrt{4[1,3K_e(1-\kappa)+\kappa]F/(\pi[\sigma])} = \sqrt{4[1,3 \cdot 2,5(1-0,2)+0,2] \cdot 10^4/(\pi 90 \cdot 10^6)} = 0,0199 \text{ m} = 19,9 \text{ mm}.$$

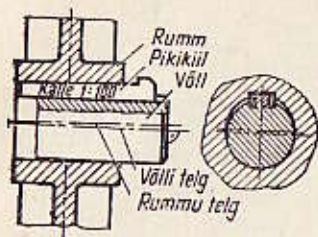
Standardi CT C3B 181-75 järgi valime suure sammuga keermes M24, mille $d_p = 24 - 3 = 21$ mm.

3.3.2. LIIST-, PIKIKIIL-, HAMMAS- JA PROFIILLIITED

Liist-, pikikiil-, hammas- ja profiilliidete detailide kinnitatakse detailidele või telgedele. Detailid, mida on vaja võlliga ühendada, on hammasrattad, muhvid jt. Nimetatud liited töötavad peamiselt väändmomendile.

Liist- ja pikikiilliited

Pikikiilud (joon. 214) valmistatakse kaldega 1:100. Pessa lüüakse nad enamasti vasaraga, mistõttu saadakse pinguga liide. Tööpindadel tekkivate hõõrdjõudude tõttu suudab pikikiilliide edastada pöördmomenti ja vastu võtta telgjõudu. Pikikiilude kasutamisel pole tarvis detaili selleks eraldi kinnitada, et nad telgsihis ei nihkuks. Kuid pikikiilu kiiljas kuju põhjustab detailide nurgiasendi (vt. joon. 214), mille tagajärjel nende otspinnad jäävad võlli telje suhtes viltu. Lisaks võib pikikiil põhjustada rummu radiaaltelje suhtes viltu. Lisaks võib pikikiil põhjustada rummu radiaaltelje suhtes viltu. Lisaks võib pikikiil põhjustada rummu radiaaltelje suhtes viltu. Lisaks võib pikikiil põhjustada rummu radiaaltelje suhtes viltu. Lisaks võib pikikiil põhjustada rummu radiaaltelje suhtes viltu.



Joon. 214

sugused olud on aga masina tööks ebasoovitavad. Nimetatud puudustest tingituna kasutatakse pikikiile masinaehituses vaid väikese täpsusega aeglasekäigulistes ülekannetes.

Prismaliistudega saadakse ilma pinguta liide. Prismaliistud tehakse ristkülik-ristlõikega ja nende otsad on kas tasandilised või ümarad (joon. 215, a). Liist edastab võlli väändmomendi võllile kinnitatud detailile (või vastupidi) oma külgtahkudega. Juhul kui liistuga kinnitatud detaili on vaja nihutada piki võlli,

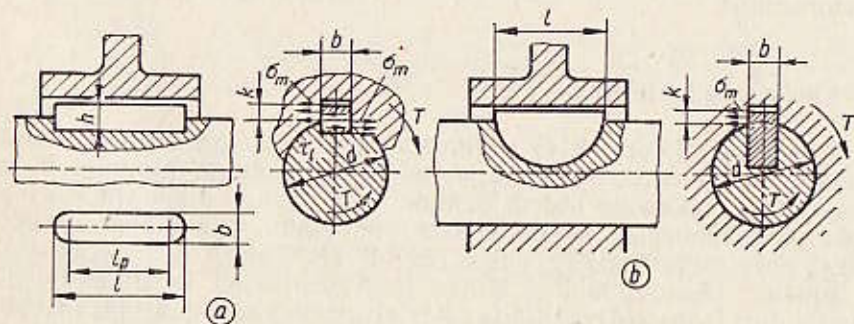
paigaldatakse prismaatilised juhtliistud (joon. 216, a). Küllalt suure pikkuse tõttu kinnitatakse need võllisoonde kruvidega. Mõnikord on otstarbekas kasutada rummu külge kinnitatavaid lühikesi liugliiste (joon. 216, b), et teisaldada võllil rummu koos liistuga.

Segmentliistud sarnanevad tööpõhimõttelt prismaliistudega. Sügava süvistuse tõttu (joon. 215, b) on nende asend püsivam kui prismaliistudel, ent sügav liistusoon nõrgestab võlli ristlõiget märgatavalt.

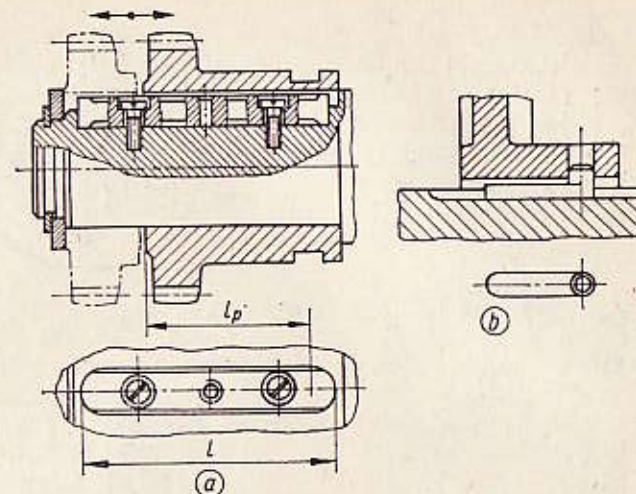
Pöördemomendi edastamisel tekkivad prisma- ja segmentliistude töötahkudel muljumispinged σ_m ning pikilõikeis lõikepinged τ_l (vt. joon. 215). Standardsete liistude mõõtmed b ja h on valitud nii, et liite poolt vastuvõetavat koormust piirab muljumispinge, aga mitte lõikepinge. Seetõttu arvutatakse liistud muljumispinge järgi:

$$\sigma_m = F/A_m \leq [\sigma_m].$$

Liistule mõjuv jõud $F \approx 2T/d$, kus T on võlli pöördemoment ja d võlli läbimõõt. Muljumispindala $A_m = kl_p$, kus $k = (h - t_1)$ on liistu väljaulatuva osa kõrgus; h ja t_1 — vastavalt liistu kõrgus ja liistupesa sügavus võllis (mõlemad on antud standardis); $l_p =$



Joon. 215



Joon. 216

$= l - b$ on ümarotstega liistu arvutuslik pikkus, tasaotstega liistul $l_p = l$. Pärast asendusi saame arvutusvalemi

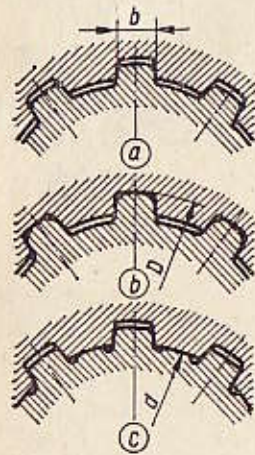
$$\sigma_m = \frac{2T}{d(H - t_1)l_p} \leq [\sigma_m]. \quad (3.33)$$

Standardliistud valmistatakse terasest, mille tugevuspiir σ_B pole väiksem kui 590 MPa. Lubatav pinge oleneb liite töörežiimist, võlli ja rummu materjali tugevusest ning rummu istust võllil. Masinaehituses $[\sigma_m] = 80 \dots 150$ MPa. Lubatava pinge väiksemad väärtused kehtivad malmist, suuremad terasest rummudele.

Projektimisel valitakse liistu ristlõike mõõtmed olenevalt võlli läbimõõdust standardi järgi ning pikkus arvutatakse valemiga (3.33), kusjuures arvutustulemus ümardatakse lähima standardpikkuseni.

Hammasliited

Hammasliite moodustab hammastatud võll ja sellele istatud vastava kujuga süvistega rumm. Võrreldes liistliidetega on hammasliidetel mitmed eelised: 1) samade gabariitmõõtmete korral saab üle kanda suuremat pöördemomenti, sest liite kontaktpind on suurem; 2) võlli väsimustugevus on suurem, sest tal puuduvad sellised pingekontsentraatorid nagu liistupesad; 3) ühendatavate detailide tsentreeeritus on parem, samuti on detailide telgnihkumise suund täpsem. Nimetatud eelistest johtuvalt on hammasliited ulatuslikult kasutusel tugevasti koormatud masinates.



Joon. 217

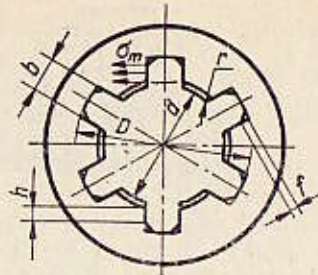
Võlli ja rummu auk töödeldakse nii, et hammaste külgpinnad või silindripindade lõigud (hammaste sise- või välisläbimõõdule vastavad) liubuvad üksteise vastu tihedasti. Vastavalt sellele eristatakse hammaste külgpindade, siseläbimõõdu ja välisläbimõõdu järgi tsentreerimist. Läbimõõtude järgi tsentreerimisel saadakse võlli ja rummu hea samatelgsus, külgpindade järgi tsentreerimisel aga on koormuse jaotus hammastele ühtlasem.

Hamba kujust olenevalt eristatakse *sirgkülgse profiiliga* (joon. 217, a, b ja c) ning *evolventprofiiliga* hammasliiteid. Rohkem on kasutusel evolventhammastega liited nende tehnoloogiliste eeliste ja suurema tugevuse tõttu.

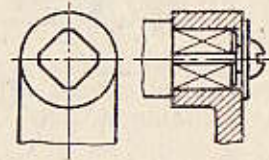
Projektimisel valitakse hammasliite hammaste mõõtmed olenevalt võlli läbimõõdust standardi tabeleist, hammaste pikkus aga sõltub liite konstruktsioonist. Seejärel tehakse liite kontrollarvutus tööpindade muljumise ja kulumise järgi (joon. 218) valemitega

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= F / (A_m z \psi) \leq [\sigma_m], \\ \sigma_m &\leq [\sigma_{kut}]. \end{aligned} \right\} \quad (3.34)$$

Välismomendi poolt tekitatav hammastele mõjuv jõud $F = T/r_m$, kus r_m on kaugus võlli teljest kuni kontaktpinnani. Sirgkülgse profiiliga hammaste puhul $r_m = 0,25(D+d)$ ja evolventhammastega korral $r_m = 0,5(D-m)$, siin on D , d ja m vastavalt võlli välisläbimõõt, rummu siseläbimõõt ja hammaste moodul. Ühe hamba muljumispind sirgkülgsetel hammastel $A_m = [0,5(D-d) - 2f]l$ ja evolventham-



Joon. 218



Joon. 219

mastel $A_m = ml$. Toodud valemis on z hammaste arv ja $\psi \approx 0,75$ tegur, mis arvestab hammaste koormamise ebaühtlust. Lubatav muljumispinge $[\sigma_m]$ oleneb ühendatavate detailide materjalist ja termotööstusest ning liite töörežiimist. Lubatav kulumispinge $[\sigma_{kut}]$ oleneb tööpindade kõvadusest ja töötamisajast. Lubatavate pingete väärtused on antud kirjanduses [11].

Profiilliited

Profiilliite kontaktpind on mitteümar profiiliga. Lihtsaim profiilliite on nelikantvõlli ühendus puksiga (joon. 219). Täiuslikumad on sellised profiilliited, kus ristlõike kontuur on ovaalne. Võrreldes liist- ja hammasliidetega annavad profiilliited parema tsentreerituse ja suurema tugevuse, ent nende liidete rakendust piirab profiilaugu valmistamise keerukus.

Näide 3.4. Valida võlli ja rummu ühendamiseks prismaliist. Edastatav moment on 402 N·m. Koormus on rahulik. Võlli ja rummu nimiläbimõõt on 56 mm. Mõlema materjal on teras 45, lubatav muljumispinge $[\sigma_m] = 100 \text{ MPa} = 10^8 \text{ Pa}$. Liistu pikkus $l = 56 \text{ mm}$.

Lahendus. Vastavalt standardile CT C3B 189-75 saame $d = 56 \text{ mm} = 0,056 \text{ m}$ järgi liistu ristlõike mõõtmed: $b = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$, $h = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$ ja $t_1 = 6 \text{ mm} = 0,006 \text{ m}$. Arvutuslikuks pikkuseks võtame $l_p = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$. Valemi (3.33) järgi saame

$$\sigma_m = 2 \cdot 402 / [0,056 \cdot (0,01 - 0,006) \cdot 0,04] = 90 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 90 \text{ MPa},$$

mis on lubatavast pingest väiksem (vt. lk. 239). Tugevustingimus on täidetud.

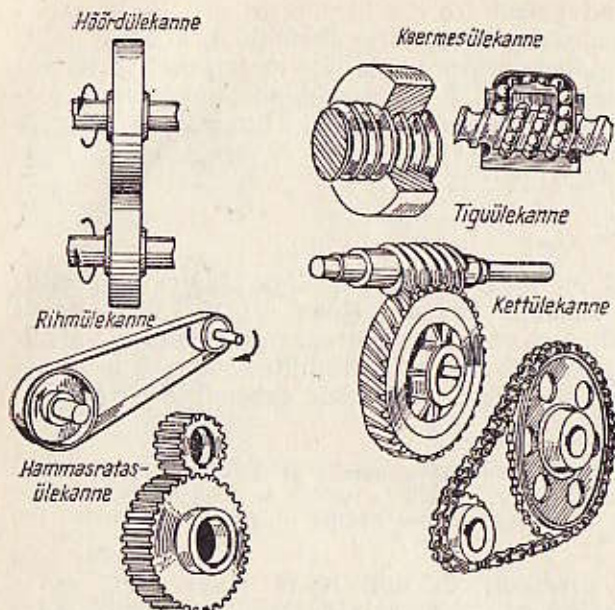
3.4. MEHAANILISED ÜLEKANDED

Ülekannete otstarve

Mehaanilisteks ülekanneteks nimetatakse mehhanisme, mis kannavad üle mehaanilist energiat. Harilikult muudab ülekanne liikumiskiirust ja pöördemomenti, mõnikord ka liikumisseadust.

Masinaehituses on ülekanded ulatuslikult kasutusel sellepärast, et 1) sageli ei ühti mootori soodsaim kiirus tööseadise käitamiseks vajaliku kiirusega; tööseadise kiirus on tavaliselt väiksem mootori omast, aeglasekäigulised mootorid aga on mõõtetelt suured ja nende valmistamine on kulukas; 2) suuremal osal masinatest on tarvis reguleerida liikumiskiirust, samal ajal kui mootori kiirust pole alati võimalik muuta või pole see ökonoomne; 3) mootori ühtlane pöörlemisliikumine on sageli vaja muuta mingi kindla seaduspärasusega külgliikumiseks; 4) masina mõõtmete, ohutusnõuete või hooldusmugavuse tõttu ei saa alati mootorit vahetult ühendada tööseadisega.

Kõik mehaanilised ülekanded (joon. 220) jaotatakse kahte põhirühma: 1) hõõrdumisega ülekanded (hõõrdülekanded, rihmülekan-



Joon. 220

ded) ja 2) hambumisega ülekanded (hammas-, kruvi-, tigu- ja kett-ülekanDED).

Ülekannete peamised parameetrid on võimsus vedaval võllil P_1 ja veetaval võllil P_2 (joon. 221) kilovattides (kW) ning vedava võlli nurkkiirus ω_1 ja veetava võlli nurkkiirus ω_2 radiaani sekundis (rad/s). Nimetatud kaks parameetrit on tarvilikud ja piisavad, et teha mis tahes ülekande projektarvutus.

Lisaks neile põhiparameetreile iseloomustavad ülekandeid veel kasutegur ja ülekandesuhe:

$$\eta = P_2/P_1, \quad (3.35)$$

ülekandesuhe

$$i = \omega_1/\omega_2. \quad (3.36)$$

Valemi (1.148) kohaselt $P_1 = T_1\omega_1$ ja $P_2 = T_2\omega_2$. Võttes arvesse avaldised (3.35) ja (3.36) ning jagades võimsuse P_2 võimsusega P_1 saame

$$T_2 = T_1 i \eta. \quad (3.37)$$

Võimsust saab üle kanda järjestikku mitme ülekandemehanismiga, mis kõik muudavad pöörlemise kiirust ja vastavalt sellele ka pöördemomenti. Niisugust ülekannet nimetatakse mitmeastmeliseks

ja iga omaette ülekandemehanismi ülekande astmeks. Kui tähistada iga astme kasutegur vastavalt $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ ja astmetevahelised ülekandesuhted vastavalt i_1, i_2, \dots, i_n , siis järjestikuste astmetega mitmeastmelise ülekande kasutegur

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n \quad (3.38) \quad \text{Joon. 221}$$

ja üldine ülekandesuhe

$$i = i_1 i_2 \dots i_n. \quad (3.39)$$

Kui $i > 1$, on ülekanne aeglustav ja teda nimetatakse redukto-riks. Kui $i < 1$, on ülekanne kiirendav ja teda nimetatakse multipli-kaatoriks. Valmistatakse muutumatu, muutuva ja muudetava üle-kandesuhtega ülekandeid. Ülekandesuhtet võidakse muuta kas ast-meliselt (käigukast) või sujuvalt (variaator).

3.5. HAMMASÜLEKANDED

3.5.1. ÜLDANDMED

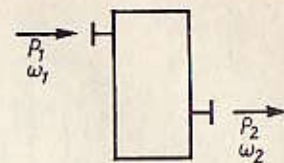
Hammasülekandes kantakse pöörlemisliikumine üle hambuvate hammasratastega (joon. 222). Hammasratastest üks on vedav, teine veetav. Esimese parameetreid tähistatakse indeksiga 1 ja teisel indeksiga 2.

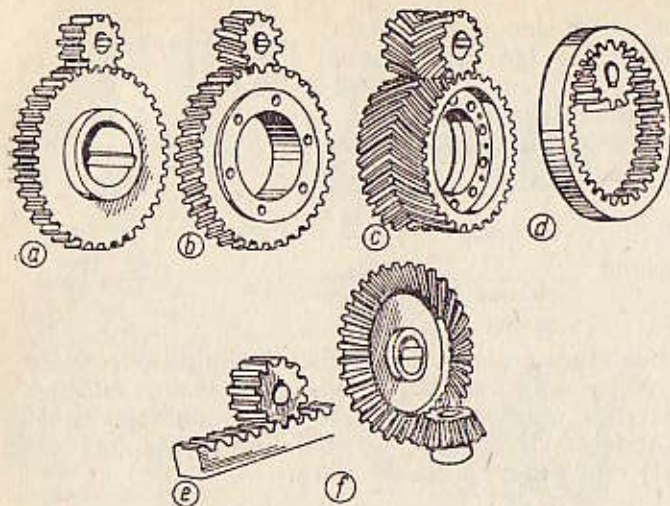
Hammasülekannete liigitus

Võllide geomeetriliste telgede asendi järgi eristatakse silinderüle-kandeid, millel teljed on rööbiti (joon. 222, a, b, c, d), koonusüle-kandeid, millel teljed lõikuvad (joon. 222, f) ja hüperboloidülekan-deid, millel teljed on kiivad. Viimaste hulka kuuluvad kruvi- (joon. 223, a) ja hüpoidülekanded (joon. 223, b). Pöörlemisliikumise muutmiseks kulgliikumiseks (või vastupidi) kasutatakse hammas-lattülekandeid (joon. 222, e). Hammasrataste hammaste asendi järgi eristatakse sirghammastega (vt. joon. 222, a, d, e, f), kald-hammastega (joon. 222, b), noolhammastega (joon. 222, c) ja kaar-hammastega (vt. joon. 242, b) ülekandeid.

Olenevalt hammasrataste omavahelisest asendist on ülekanded sisehambumisega (joon. 222, d) ja välishambumisega (joon. 222, a, b, c). Hamba kuju järgi eristatakse evolventhammastega ja kõverjooneliste hammastega (vt. joon. 246) hammasrattaid. Neist esimesed on enamlevinud. Teised on kasutusel M. Novikovi ette-panekul alates 1954. aastast.

Tarinduse poolest valmistatakse lahtisi ja kinnisi hammasüle-kandeid. Lahtistes ülekannetes töötavad hammasrattad kas kuivalt



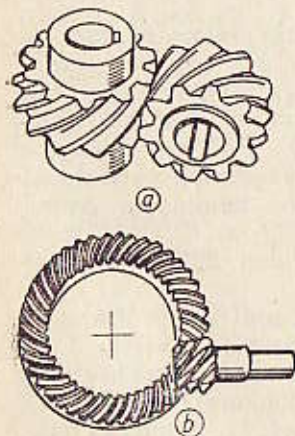


Joon. 222

või määratakse neid plastse määrdega perioodiliselt. Kinnised hammasülekanne töötavad õlivannis.

Teiste mehaaniliste ülekannetega võrreldes on hammasülekannetel järgmised eelised: 1) võime edastada suurt võimsust ja sellest tulenevalt väikesed mõõtmed; 2) suur tööiga ja töökindlus (praktiliselt on enamiku hammasülekannete tööiga piiramatut); 3) kõrge kasutegur (ulatab kuni 0,97...0,99); 4) konstantne ülekandesuhe; 5) võimalus kasutada laias kiirustevahemikus (kuni 150 m/s), võimsustevahemikus (kuni kümneid tuhandeid kilovatte) ja mitmesugustel ülekandesuhetel (kuni mitu sada).

Hammasülekannete puuduseks tuleb pida kõrgendatud nõudeid nende valmistustäpsuse kohta ja müra suurtel kiirustel. Hammasülekanded on eelistatud kõigis masina- ja aparaadiehituse valdkondades.



Joon. 223

3.5.2. SILINDERHAMMASOLEKANNETE PROJEKTIMISE ALUSED

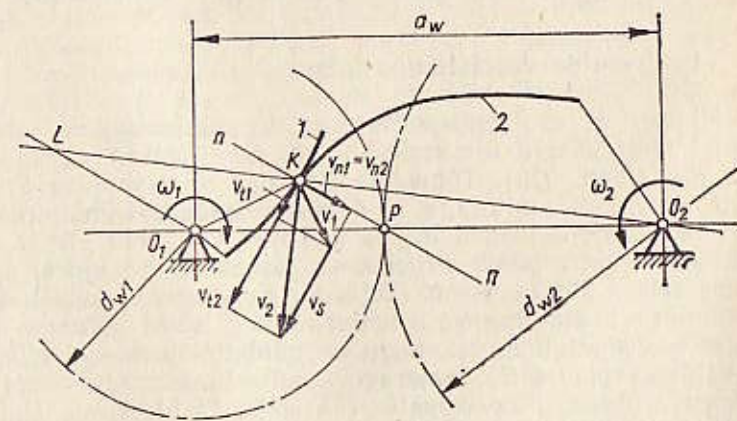
Hammasülekande ühelt hammasrattalt teisele edastatakse pöörlemisliikumine jõuga, mis mõjub hammaste külgpindadel nende kokkupuutepunkti. Pideva hambumise ja muutumatu ülekandesuhte saamiseks peavad hambaprofiilid olema moodustatud nimestatud tingimusele vastava kõvera järgi. Et välja selgitada, milliste kõveratega peavad olema moodustatud hammaste profiilid; vaatleme pöörlemise ülekannet vedavalt völli veetavale völli profiili 1 survega profiilile 2 (joon. 224). Profiilid puutuvad punktis K. Nende joonkiirused on selles punktis vastavalt

$$v_1 = \omega_1 O_1 K k_s, \quad v_2 = \omega_2 O_2 K k_s.$$

Joonestame läbi punkti K profiilide ühise normaali e. üldnormaali. Kui jätta tähele panemata hõõre kokkupuutepunkti, siis ühtib profiili 1 survejõud profiilile 2 oma suunalt üldnormaaliga. Selle normaali ja keskmete ühendusjoone lõikepunkti tähistame tähega P.

Et pöörlemise ülekande saab toimuda üksnes siis, kui profiilide kontakt ei katke ning profiilid ei tungi teineteise sisse, peavad joonkiiruste projektsioonid üldnormaalil olema võrdsed, s.o. $v_{n1} = v_{n2}$.

Kolmnurga $O_1 L K$ ja kiiruskolmnurga sarnasuse tõttu on $v_1/v_2 = O_1 K/LK$. Asendame selles suhtes joonkiirused nende avaldistega: $\omega_1 O_1 K k_s / \omega_2 O_2 K k_s = O_1 K/LK$ või $\omega_1/\omega_2 = O_2 K/LK$. Et KP on sirgega LO_1 rööbiti, siis on lõigud $O_2 K$ ja LK vastavalt võrdelised lõikudega $O_2 P$ ja $O_1 P$. Järelikult $\omega_1/\omega_2 = O_2 P/O_1 P$. See võrdus on hambumise põhiteoreemi avaldis: hambaprofiilide puutepunkti läbiv normaal jaotab keskmete ühendusjoone vaadeldavate hambaprofiilide nurkkiirustega pöördevõrdeliseks osadeks. Punkti P nimetatakse hambumispooluseks.



Joon. 224

Järelikult, et ülekandesuhe oleks püsiv, peab hambumispoolus alati asuma ühendusjoonel ühes ja samas punktis ning rahuldama tingimust

$$i = O_2P/O_1P = d_{w2}/d_{w1}, \quad (3.40)$$

kus d_{w1} ja d_{w2} on keskmest O_1 ja O_2 läbi hambumispooluse tõmmatud ringjoonte läbimõõdud, mida nimetatakse *algülemõõdudeks*.

Evolvent ja selle omadused

Mitmetest kõveratest, mis võivad anda püsiva ülekandesuhte, on *hambaste profiilimisel tegelikult kasutusel evolvent*. Selle põhjus on profiili konstrueerimise suhteline lihtsus, hambastele mõjuva surve ühtlus ja lihtne valmistatavus tööpinkidel, kusjuures hamba kuju võimaldab suurimat tugevust ja vähimat kulumist, järelikult suurt tööiga.

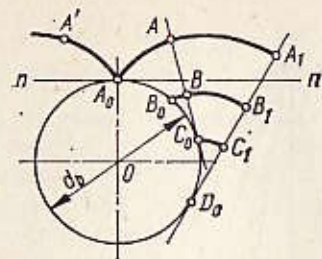
*Evolvendi*ks nimetatakse tasandkõverat A_0A (joon. 225), mille kujundab ringjoonel libisemata veereva sirge nn mis tahes punkt. Sirget nn nimetatakse kujundavaks sirgeks ja ringjoont, mille läbimõõt on d_0 ning mida mööda kujundav sirge veereb, *alusringjooneks*.

Evolvendi moodustumisest järeldub, et ta ei saa olla seespool alusringjoont ja et tal on kaks haru, parempoolne A_0A ja vasakpoolne A_0A' , olenevalt sellest, kummale poole kujundav sirge veereb. Kaks samanimelist, parem- või vasakpoolset evolventi on *võrdkaugusjooned* ehk *ekvidistandid*, s. t. mööda mis tahes üldnormaali mõõdetud kaugus nende vahel on ühesugune ja võrdub evolventide alguspunkte ühendava sirgestatud kaarega, s. o.

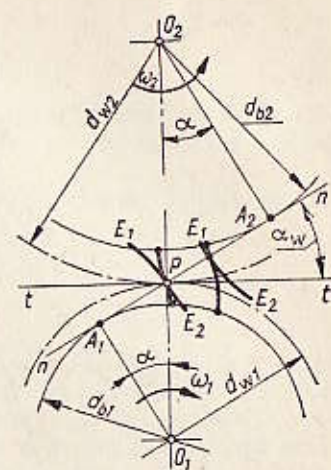
$$\overset{\frown}{A_0B_0} = AB = A_1B_1; \quad \overset{\frown}{B_0C_0} = BC_0 = B_1C_1; \quad \overset{\frown}{C_0D_0} = C_1D_1.$$

Evolventide vastastikune toime

Näitame, et evolventhambastega hammasrattad edastavad liikumist alati püsiva ülekandesuhtega. Olgu antud algringjooned d_{w1} ja d_{w2} (joon. 226). Tõmbame läbi hambumispooluse P sirge $n-n$ nii, et ta on puutujaga $t-t$ nurga α_w all. Punktidest O_1 ja O_2 joonestame ringjooned d_{b1} ja d_{b2} , mis puutuvad sirget $n-n$. Poolusega P ühtiv punkt sirgel $n-n$ joonestab veeremisel mööda hammasratta 1 alusringjoont evolventi E_1 ning veeremisel mööda hammasratta 2 alusringjoont evolventi E_2 . Nüüd pöörame hammasrattast evolventiga E_1 nii, nagu on näidatud joonisel. Selle tulemusel avaldab evolvent E_1 survet evolvendile E_2 , kusjuures survejõud saab mõjuda üksnes üldnormaali $n-n$ sihis. Et üldnormaal ei läbi keset O_2 , peab teine hammasratta koos evolvendiga E_2 samuti pöörduma, seega kahe evolvendiga saab üle kanda liikumist.



Joon. 225



Joon. 226

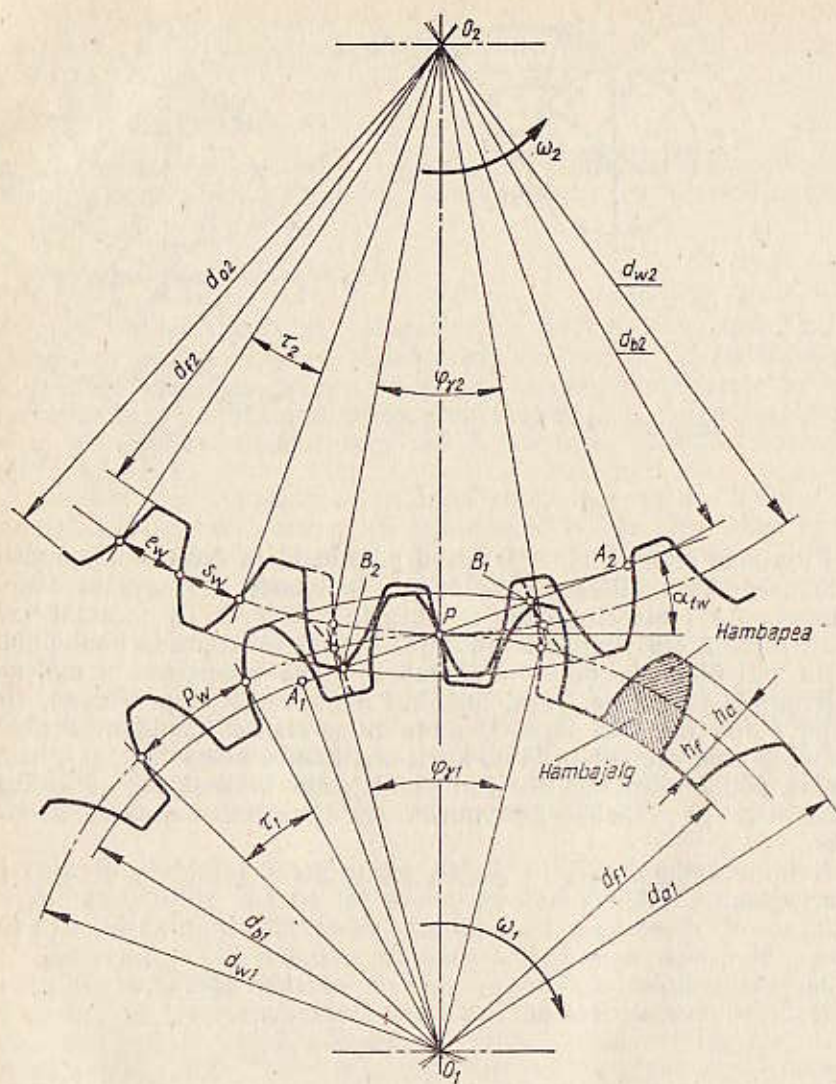
Kujutame ette, et hammasrattad pöördusid ja evolvendid jõudsid uude asendisse. Selles asendis peab evolvendi E_1 normaal olema hammasratta 1 alusringjoone puutuja ja evolvendi E_2 normaal vastavalt ratta 2 alusringjoone puutuja. Aga et evolventide puutepunktis on neil ühine normaal, siis peab ta samaaegselt olema mõlema alusringjoone puutuja. Järelikult, kui hammasrattad pöörlevad, siis nende ühine normaal A_1-A_2 , mida nimetatakse hambumissirgeks, ei muuda oma asendit ja läbib kogu aeg hambumispoolust, s. t. hambumise põhiteoreem kehtib. Hambumisjoone ja keskmete ühendusjoone ristsirge vahelist teravnurka α_w nimetatakse *hambumisnurkaks*.

Kolmnurkade A_1PO_1 ja A_2PO_2 sarnasusest järeldub, et alg- ja alusringjoonte läbimõõdud on omavahel lihtsas sõltuvuses: $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha$, $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha$, millest vastavalt tingimusele (3.40) saame, et $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = d_{w2}/d_{w1} = d_{b2}/d_{b1}$.

Järelikult ülekandesuhe i_{12} oleneb *aluslääbimõõdudest* ning ei olene hambumisnurgast α_w ega teljevahest a_w .

Evolventhambumise põhisuurused

Vaatleme evolventprofiiliga sirghambastega hammasrattade hambumist tasandilises käsitluses (joon. 227). Iga hamba profiilil on algringjoonest väljapoole ulatuv osa, mida nimetatakse *hambapeaks*, ja algringjoonest keskme poole jääv osa, mida nimetatakse *hambajalak*s. Välishambumise korral piiravad kõiki hambapäid väljastpoolt *peaderingjooned*, mille läbimõõdud on vastavalt d_{a2} ja d_{a1} , ning kõiki hambajalgu keskme poolt *jalgaderingjooned*, läbimõõdud vastavalt d_{f2} ja d_{f1} .



Joon. 227

Ühest hambapaksusest s_w ja ühest hambavahe laiuusest e_w koosnev algringjoone kaart nimetatakse *sammuks* ja tähistatakse p_w .

Ohtlase liikumise ülekandmisel on kahe hambumises oleva hammasratta samm ühesugune. Selle alusel avaldame hammasrataste 1 ja 2 algringjoonte pikkused:

$$\pi d_{w1} = z_1 p_w \text{ ja } \pi d_{w2} = z_2 p_w \text{ või}$$

$$d_{w2}/d_{w1} = z_2/z_1 = u, \text{ ent } d_{w2} = d_{w1} = \omega_1/\omega_2 = i.$$

Järelikult võrdub hammasülekande ülekandesuhe veetava ja vedava hammasratta hammaste arvu suhtega, mida nimetatakse *ülekandearvuks* u .

Hammasratta mis tahes kontsentrilise ringjoone kohta kehtib võrdus $\pi d_i = z p_{ti}$, millest

$$d_i = \frac{p_{ti}}{\pi} z = m_{ti} z,$$

kus p_{ti} on mööda lähimööduga d_i ringjoont mõõdetav samm ning $m_{ti} = p_{ti}/\pi$ on hambumise sammu ja arvu π suhe, mida nimetatakse *mooduliks*. Nii nagu sammul, nii on ka moodulil hammasratta erinevail kontsentrilistel ringjoontel erinevad väärtused. Seetõttu eristatakse moodulit alg-, alus- ja muudel ringjoontel.

Igal hammasrattal on olemas ka niisugune ringjoon, mille moodul on standarditud. See ringjoon on hammasratta geomeetriline baas ja teda nimetatakse *jaotusringjooneks*.

Hambumise moodul jaotusringjoonel ehk lihtsalt moodul m on hambumise põhiparameeter ja tema kordsetena antakse kõik hammasratta mõõtmed. Enimkasutatavas vahemikus on moodulite väärtused (mm) standardi CT CəB kohaselt järgmised: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12.

Hambumise projektimisel võetakse sageli jaotusringjooned ühtivaiks algringjoontega. Et hambapea kõrgus $h_a = m$ ja hambajala kõrgus $h_f = 1,25m$, siis on sellisel juhul hammasrataste geomeetrised mõõtmed järgmised:

$$d_w = d = mz; \quad (3.41)$$

$$d_a = d + 2m; \quad (3.42)$$

$$d_f = d - 2,5m;$$

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2),$$

kus a on hammasülekande telgede vahe ja d jaotuslähimõõt.

Hambumise sammule vastavat kesknurka, mis võrdub $2\pi/z$, nimetatakse *nurksammuks* ja tähistatakse τ . Ülekande hammasratta pöördenurka, mis vastab kaarele, mille hammaste kokkupuutepunkt läbib hambumise algusest kuni hambumise lõpuni, nimetatakse *kattenurgaks* ja tähistatakse φ_y (vt. joon. 227). Ülekande sujuvaks töötamiseks on vaja, et enne kui üks hambapaar väljub hambumisest, oleks teine hambapaar juba hambumises. Kui see tingimus pole täidetud, aeglustub veetava hammasratta pöörlemine pärast ühe hambapaari hambumisest väljumist, sest pöörlemise ülekanne katkeb, ning järgmine hambapaar läheb hambumisse löögiga. Hambumine on ühtlane, kui $\varphi_y > \tau$. Hammasratta kattenurga ja nurksammu suhet nimetatakse *katteteguriks* $e_y = \varphi_y/\tau$. Järelikult peab ülekande

normaalseks töötamiseks olema täidetud tingimus $e_v > 1$. Mida suurem on kattetegur, seda väiksem on ühe hambapaari hambumisala ulatus.

Hambumissirge osa B_1B_2 , kus hambaprofiilid edastavad liikumist (selle löigu eraldavad peaderingjooned), nimetatakse *hambumis-sirge tööosaks* e. hambumissirge aktiivosaks g_a .

Libisemine hambumisel

Jooniselt 224 on näha, et kontaktpunktis on hambaprofiilide ringkiiruste tangentsiaalkomponendid \vec{v}_{t1} ja \vec{v}_{t2} erinevad. Kuigi see erinevus ei põhjusta väära hambumist, tekitab ta hambaprofiilide suhtelise libisemise. Libisemiskiirus $\vec{v}_s = \vec{v}_2 - \vec{v}_1$ väheneb vastavalt lähenemisele hambumispoolusele ning pooluses võrdub nulliga. Libisemisega kaasneb hõõre, mis põhjustab hambumisel võimsuskadu ja hammaste kulumist. Hambakõrguse vähenemisega, seega mooduli vähenemisega kaasneb libisemise vähenemine ning kulumine on väiksem ja kasutegur kõrgem.

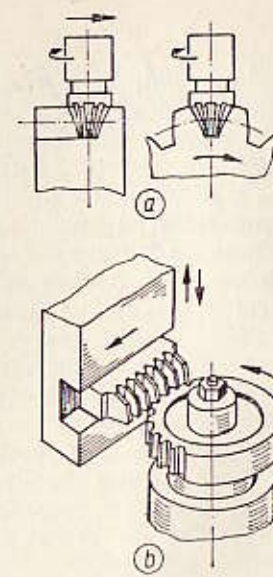
Evolventprofiiliga hammaste valmistamise meetodid

Evolventhammastega hammasrattaid valmistatakse hambakopeer- või hambarullimispinkidel.

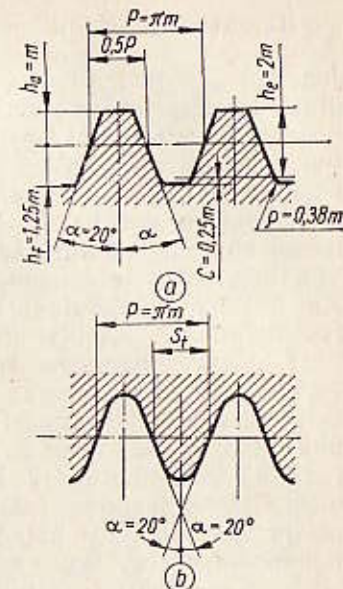
Kopeerimismeetodi korral valmistatakse hambaprofiilide jooniste järgi ketas- või sõrmfrees. Freesi tööosa profiil vastab hambavahe kujule. Hambalõikamisel pöörleb frees ümber oma telje ja ettenihe antakse piki tooriku telge (joon. 228, a). Nende kahe liikumise tulemusel lõikab frees iga käiguga sisse ühe hambavahe. Seejärel naaseb frees tagasi lähteasendisse, toorikut pööratakse nurksammu võrra ja töötsükkel kordub. Kopeerimeetod on väikese tootlikkusega ja ebatäpne. Seda rakendatakse peamiselt remonditöödel.

Rullumismeetod seisneb selles (joon. 228, b), et lõikeriistale ja toorikule antakse selline suhteline liikumine nagu on teineteisega hambumises olevatel hammasratastel (või hammasrattal ja hammaslatil). Lisaks liigub lõikeriist tooriku telgsihis edasi-tagasi. Rullumismeetodi eelised võrreldes kopeerimeetodiga on suur tootlikkus, lõikeriista universaalsus (saab lõigata mis tahes hammaste arvuga hammasrattaid, millel on sama moodul) ja võimalus saada sobivaimat hambakuju, kui lõikeriista vastavalt nihutada (vt. allpool järgnevat hambalõikeriista nihutamist).

Hambalõikeriist profiilitakse lähtekontuuri (joon. 229, a) järgi. Evolventhammastega silinderhammasrataste lähtekontuur kujutab endast võrdhaarset trapetsit, mille kõrguse jaotab jaotussirge kahte ossa. Unifitseerimaks hambalõikeriistu ja hambumiselemente on



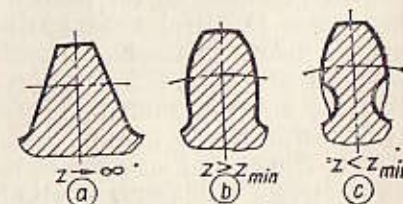
Joon. 228



Joon. 229

hammaslati lähtekontuur standarditud (standardi CT CЭВ 308-76 järgi peab $\alpha = 20^\circ$ ja $m \geq 1$ mm). Kujundava hammaslati (joon. 229, b) kontuur moodustatakse lähtekontuuri hambavahede järgi. Erinevused on selles, et kujundaval latil on hambapea ümardatud servadega ja teistsuguse kõrgusega ning hambapaksus jaotussirgel on erinev.

Kui hammaste arv muutub, muutub ka hammaste kuju. Hammaslatil, millel $z \rightarrow \infty$, on hammas sirgkülgne (joon. 230, a). Mida väiksem on z , seda suurem on evolventprofiili kõverus ning seda väiksem on hambajala ja -pea paksus (joon. 230, b). Kui z väheneb veelgi, tekib hambajalas sisselõige (joon. 230, c), lüheneb profiili tööosa ja väheneb hamba tugevus. Sisselõike piiri järgi määratakse vähim lubatav hammaste arv. Kui hammasratas valmistatakse lõikeriista nihutamata, võib vähim hammaste arv z_{min} olla 17.



Joon. 230

Hambalõikeriista nihutamine

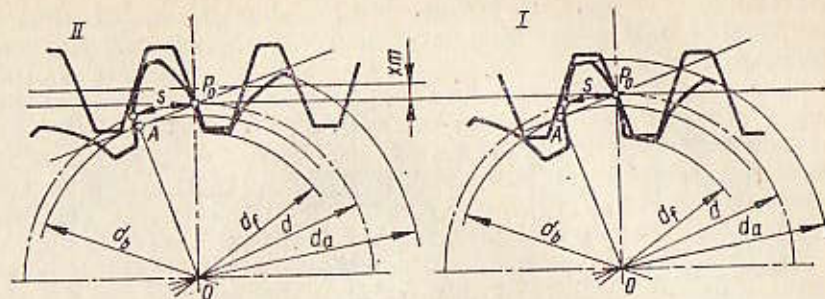
Joonisel 231 on kujutatud hambalõikekammi kaks asendit: esimeses ühtib hammaslati jaotustasand algtasandiga — sel juhul toimub hambalõikamine *nihutuse*ga; teises asendis on lõikekamm nihutatud hammasratta keskmest eemale — see on *positiivne nihutus*. Niisuguse nihutuse tulemusel ei muutu alus- ja jaotuslääbimõõdud, kuid muutub hamba kuju. Hambajala paksus on nihutuse tulemusel suurenenud ning selline hammas on tugevam, samal ajal on aga hambapea teravnenud. Nihutuse astet näitab nihutustegur x . Kui lõikekammi nihutada hammasratta keskmest lähemale, on *nihutus negatiivne*. Kasutatakse kaht tüüpi nihutusega ülekandeid.

1. Vedav hammasratas valmistatakse positiivse nihutusega ($x_1 > 0$) ja veetav hammasratas negatiivsega ($x_2 < 0$), kusjuures $x_2 = x_1 + x_2 = 0$. Niisugusel juhul langevad jaotus- ja algringjooned ühte ning telgede vahe a_w ja hambumisnurk α_w jäävad samuti muutmata. Võrdnihutusega hoitakse ära veetava hammasratta hammaste sisselõikamine (vähendamaks z_{min}) ja suurendatakse hammaste vastupidavust paindele, samal ajal kui veetava hammasratta hammaste vastupidavus väheneb.

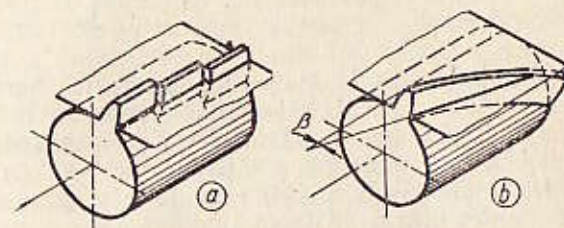
2. Kogunihutus on nullist erinev. Tavaliselt on $x_2 > 0$ ning ka $x_1 > 0$ ja $x_2 > 0$. Sellisel juhul tulevad algringjooned suuremad kui jaotusringjooned, mistõttu telgede vahe suureneb ($a_w > a$) ja hambumisnurk suureneb ($\alpha_w > \alpha$), järelikult suureneb ka kontaktvõime (vt. jaot. 3.5.4). Tuleb meele pidada, et lõikeriista tunduv nihutus võib põhjustada väära hambumise ülekandes ja muuta selle töökohtmatuks. Nihutustegurite soovitatavad väärtused on antud GOCT-is 16532-70.

Kaldhammasrataste geomeetriselised iseärasused

Sirghammastega silinderratastel kontakteeruvad kokkupuutuvad hambad piki sirget, mis on rataste telgedega rööpne. Lõikame sirghammasratta tema telje ristsandiga võrdseteks osadeks (joon. 232, a). Nihutame lõikamisel saadud kettaid üksteise suhtes võrdse nurga võrra. Kui suurendada nihutatavate ketaste arvu lõpmatult, saame kaldhammastega (joon. 232, b) hammasratta. Kaldhamba külgpind on evolventkrüüv. Kahel teineteisega hammuval kaldhammasrattal peab hamba küljoone kaldenurk β olema ühesugune. Välisambumise korral peab ühel hammasrattal olema parempoolne krüüvjoon ja teisel vasakpoolne. Kaldhammasrattapaaris on samaaegselt hambumises hambaprofiili erinevad osad. Hambumiskaar on seetõttu pikem, s.t. kattetegur φ_v on suurem ning koormus jaotub korraga mitmele hambale. Tulemuseks on kaldhammasülekanne suurem koormatavus, parem hambumissujuvus ja väiksem müra töötamisel. Nimetatud eeliste tõttu on nüüdisajal hammasülekanneis enim levinud kaldhammasrattad.



Joon. 231



Joon. 232

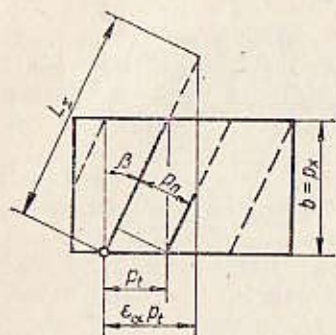
Kaldhambaid lõigatakse samasuguse profiiliga hambalõikeriistaga nagu sirghambaidki. Hamba kaldenurk β saadakse lõikeriista vastava pööramisega tooriku suhtes. Seetõttu ühtib kaldhamba ristlõikeprofiil sirghamba omaga (joon. 233). Ristlõikes (normaallõikes) peab kaldhamba moodul (normaalmoodul m_n) samuti olema standardne. Sellisel juhul ringsamm (otspinnas) $p_t = p_n / \cos \beta$ ja ringmoodul e. otsmoodul

$$m_t = m_n / \cos \beta. \quad (3.43)$$

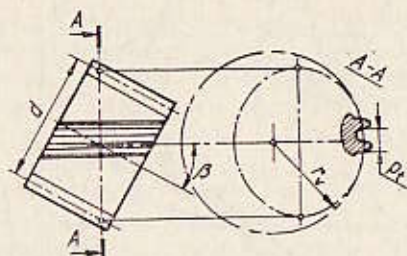
Kaldhammasratta põhimõõtmed (korregeerimata hammasrattal):

$$\text{jaotus- ja alglääbimõõt} \quad d = d_w = m_t z = m z / \cos \beta, \quad (3.44)$$

$$\left. \begin{aligned} &\text{peadelääbimõõt} \\ &d_a = d + 2m; \\ &\text{jalgalääbimõõt} \\ &d_f = d - 2,5m; \\ &\text{telgede vahe} \\ &a_w = a = m(z_1 + z_2) / (2 \cos \beta). \end{aligned} \right\} \quad (3.45)$$



Joon. 233



Joon. 234

Kaldhammasülekande tugevus oleneb hamba kujust ja mõõtmeist normaallõikes. Kui lõikame hammasratast normaalpinnaga $A-A$ (joon. 234), saame algsilindri lõikeks ellipsi, mille raadius hambumispooluses $r_v = d / (2 \cos^2 \beta)$. Selles lõikes langeb hamba profiil küllalt lähedalt kokku niisuguse sirghammastega ekvivalentratta hambaprofiiliga, mille jaotuslõikimõõt

$$d_v = 2r_v = d / (\cos^2 \beta), \quad (3.46)$$

ekvivalentne hammaste arv

$$z_v = d_v / m = d / (m \cos^2 \beta) = (mz / \cos \beta) / (m \cos^2 \beta)$$

või

$$z_v = z / \cos^3 \beta. \quad (3.47)$$

Järelikult saame nurga β suurendamise tulemusel suuremate mõõtmetega hammasratta, mis on kaldhammasrataste suurema tugevuse üks põhjusi.

3.5.3. HAMMASRATASTE MATERJAL JA KONSTRUKTSIOON

Hammasrataste materjal valitakse sõltuvana ülekande otstarbest, töötingimustest ning hammasratta toorikute ja hammaste valmistamise viisist. Hammasrattaid valmistatakse terasest, malmist ja plastist.

Kõvaduse alusel (või termotöötamise järgi) jaotatakse terashammasrattad kahte rühma.

Esimesse rühma arvatakse normaliseeritud või parendatud hammasrattad, mille kõvadus on kuni HB 350. Selle rühma hammasrataste materjaliks on süsinikteras 40, 45 või 50 ning legeeritud teras 40X, 40XH jt. Materjali suhteliselt väikese kõvaduse tõttu

saab selle rühma hammasrattaid pärast toorikute termotöötlust puhtalt lõigata niisuguse täpsusega, et pole tarvis teha kalleid viimistlusoperatsioone (lihvida, soveldata jms.). Neist materjalidest hammasrattad töötavad hästi sisse, kuid sisetöötamise parendamiseks ja kulumise ühtlustamiseks on soovitatav, et vedavad hammasrattad oleksid 20...30 ühiku võrra kõvemad. Kuni HB 350 kõvadusega materjali tehnoloogiliste eeliste tõttu on niisugune materjal ulatuslikult kasutusel hammasrataste üksik- ja väikeserajatootmises vähe ja keskmiselt koormatud hammasülekannete valmistamiseks.

Teise rühma kuuluvad hammasrattad, mille tööpindade kõvadus on üle HB 350. Tööpindade suur kõvadus saadakse pindkarastusega (HRC 48...54), mida kasutatakse suhteliselt suurte hammaste ($m \geq 5$ mm) töötlemiseks; tsementeerimisega (HRC 58...63), mil pinnakiht rikastatakse süsinikuga ja seejärel pindkarastatakse; nitreerimisega, mil pinnakihti rikastatakse lämmastikuga. Suure kõvadusega materjalide kasutamine võimaldab saada hea koormatavusega (kuni 4 korda enam koormatavaid võrreldes esimese rühma hammasratastega) hammasülekandeid. Ent suure kõvadusega materjalid on halvasti sisetöötatavad ning hambalõikamine on raskendatud, mistõttu tuleb hambad lõigata enne termotöötlust. Et aga mitmel termotöötusviisidel (tsementeerimine) hambad kõverduvad märgatavalt, siis on tarvis rakendada lisatöötlusvõtteid, nagu lihvimine, soveldamine, eraldi sisetöötamine. Nimetatud lisavõtteid on hõlpsam kasutada suursarja- ja hulgitootmise oludes. Pindkarastatakse teraseid 45, 40X, 40XH, tsementeeritakse 20X, 12XH3A ja nitreeritakse terast 38XMIOA. Mehaanikalised omadused on tabelis 4.

Malmist valmistatakse suuri aeglasekäigulisi hammasrattaid ja lahtiste hammasülekannete rattaid.

Plastidest on hammasrataste (hammasrattapaari ühe hammasratta) valmistamiseks kasutusel peamiselt tekstoliit, lignofool (deltapuit) ja kapron. Plastratastega hammasülekanded on väikse ja sujuva käiguga, kuid väikese koormatavuse tõttu on neid otstarbekas kasutada vähekoormatud ülekandeis.

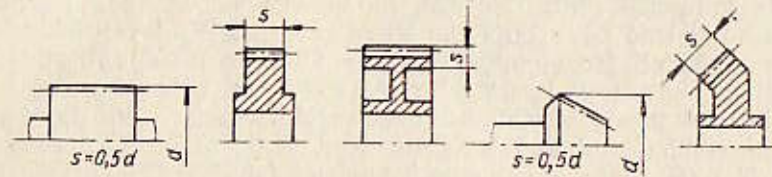
Hammasülekannete täpsus

Hammasülekannet pole võimalik valmistada ilma töötlusvigadeta. Niisugused vead on sammu ja hambaprofiili hälbed, hammasrataste viskumine, völliide telgede mitterööpsus, telgede vahe hälbed jms. Kõik mainitud ebatäpsused mõjutavad ülekande kvaliteeti.

Hammasülekannete valmistustäpsus on antud VMN-i standardites, mis näevad ette hammasratastele 12 täpsusastet. Täpsusaste valitakse sõltuvana ülekande otstarbest ja töötingimustest. Enamkasutatavad täpsusastmed on 6, 7 ja 8. Vältimaks hammaste kinnikiildumist hambumisel, peab hammaste vahele jääma kindlaks määratud külglõtk, mille väärtused on samuti kehtestatud VMN-i standarditega.

Tabel 4

Hammasrataste tüüpilised materjalid, nende termotöötlusviisid ja mehaanikalised omadused



Teras	Mõõde s mm	Mehaanikalised omadused				Termotöötlus
		Kõvadus		Tugevus- piir σ_B MPa	Voolavus- piir σ_T MPa	
		HB	HRC			
Sepistatud (stantsitud) toorikud						
45	≤ 80	170 ... 217	—	600	340	Normaliseerimine
	≤ 100	192 ... 240	—	750	450	Parendamine
	≤ 60	241 ... 285	—	850	580	Parendamine
40X	≤ 100	230 ... 260	—	850	550	Parendamine
	≤ 60	260 ... 280	—	950	700	Parendamine
	≤ 60	450 ... 490	26 ... 30	1000	800	Nitreerimine
40XH	≤ 100	230 ... 300	—	850	600	Parendamine
	100 ... 300	≥ 241	—	800	580	Parendamine
	≤ 40	—	48 ... 54	1600	1400	Karastamine
35XГСА	≤ 150	235	—	760	500	Parendamine
	≤ 60	270	—	980	880	Parendamine
	≤ 40	310	—	1100	960	Parendamine
12XH3A	60	—	56 ... 63	920	700	Tsementeerimine
38XMIOA	—	640 ... 660	30 ... 35	1050	900	Nitreerimine

Terasvalu

45Л	—	~ 150	—	550	320	Normaliseerimine
40XЛ	—	~ 180	—	650	500	Normaliseerimine

3.5.4. SILINDERHAMMASÜLEKANDE TUGEVUSARVUTUS

Pöördemomendi ülekandmisel mõjub hambale normaaljõud F_n (joon. 235) ja libisemisest tingitud hõõrdejõud F_h . Nende jõudude mõjul on hammas liitpinguses. Hamba töövoimet mõjutavad kõige rohkem kontaktsurvepinge σ_H ja paindepinge σ_F , mis muutuvad pulseeriva tsükli järgi.

Vahelduvad kontaktpinged ja profiilide hõõrdumine põhjustavadki hammaste tööpindade vigastusi.

Olis töötavaile hammasülekannetele on iseloomulik tööpindade väsimusmurenemine. Enamasti algab murenemine hambajalas poolsejoone lähedal, kus koormust edastab vaid üks hambapaar. Seejuures on hambaprofiilide libisemise ja rullumise suund niisugune, et õli surutakse pragudesse ning see soodustab metalliosakeste murenemist (vt. joon. 180). Hammaste murenemise ärahoidmiseks arvutatakse nad väsimustugevusele kontaktpinge järgi, suurendatakse hambapinna kõvadust ja valmistustäpsust.

Raskesti koormatud ja kiirekäigulistel ülekannetel ilmneb sõõbimine, mille olemust käsitleti jaotises 3.1. Sõõbimise vältimiseks suurendatakse hammaste tööpindade kõvadust ja valitakse määrimiseks sobivad sõõbimisvastased õlid.

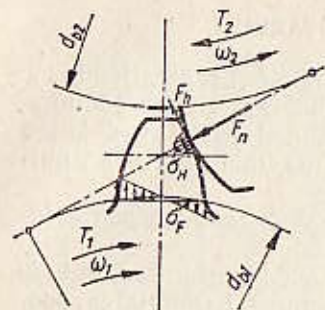
Lahtiste hammasülekannete ja abrasiivses keskkonnas töötavate masinate (teedemasinad, põllutöõmasinad) kinniste hammasülekannete rikkimineku peamine põhjus on abrasiivkulumine. Metalli- ja abrasiivosakesed sattuvad kontaktalas hamba pinnale ja kinnituvad seal, kriimustades töötamisel kaaspinda. Järk-järgult kuludes muutub hammas õhemaks ning lõpuks murdub. Abrasiivkulumise vältimiseks tuleb paremini kaitsta hambaid mustumise eest ja suurendada hamba tööpindade kõvadust.

Paindepinged põhjustavad hammaste murdumist. Eristatakse väsimusmurde, mis tekkivad vahelduvate pingete toimel pikaajalisel töötamisel, ja ülekoormusmurde. Väsimusmurde aitab ära hoida õigesti tehtud väsimusarvutus paindepingete järgi. Ülekoormusmurde saab vältida, kui hoida ülekannet juhuslike ülekoormuste eest, mida pole tugevusarvutuses arvesse võetud.

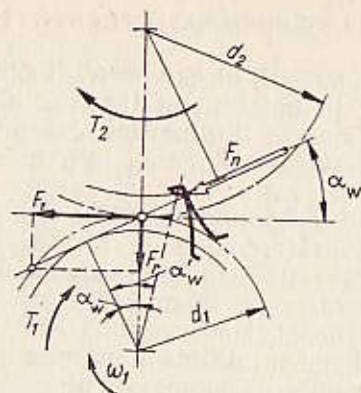
Nüüdisaegse arvutusmetoodika kohaselt võetakse ülekannetes mõjuvast kahest pingest σ_H ja σ_F enamasti peamiseks kontaktpinge σ_H , sest hammasrataste etteantud mõõtmete vahemikus jääb σ_H muutumatuks, paindepinget σ_F aga saab vähendada mooduli suurendamisega.

Hambumisel mõjuvad jõud

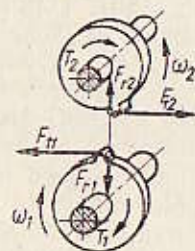
Hambumisel mõjuv jaotatud koormus asendatakse võlli arvutuseks ja laagrite valikuks tarvilike toereaktsioonide määramisel normaaljõuga F_n , mis loetakse rakendatuks hambumispoolusesse. Et hõõrdumist ei arvestata, mõjub normaaljõud piki hambumissirget kui hammaste tööpindade ühist normaali.



Joon. 235



Joon. 236



Sirghammaste korral lahutatakse normaalljõud F_n kaheks komponendiks: ringjõuks F_t ja radiaaljõuks F_r (joon. 236). Ringjõu F_t saame avaldada pöördemomendi T_1 kaudu

$$F_t = 2T_1/d_1, \quad (3.48)$$

kus d_1 on vedava hammasratta jaotuslähimõõt. Radiaaljõud

$$F_r = F_t \tan \alpha_w,$$

normaaljõud

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w. \quad (3.49)$$

Kald- ja noolhammade korral lahutatakse jõud F_n kolmeks komponendiks (joon. 237):

$$\left. \begin{aligned} \text{ringjõuks } F_t &= 2T_1/d_1; \\ \text{telgjõuks } F_x &= F_t \tan \beta; \\ \text{radiaaljõuks } F_r &= F_t \tan \alpha_w / \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (3.50)$$

Normaaljõud

$$F_n = F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta). \quad (3.51)$$

Kaldhammasrataste kasutamisel on puuduseks hambumisel tekkiv telgjõud, mis tekitab võlli tugelele lisakoormuse. Seesugust puudust pole noolhammasülekanneis, sest tekkivad telgjõud tasakaalustavad üksteist vastastikku. Noolhammasrataid on aga keerukam valmistada.

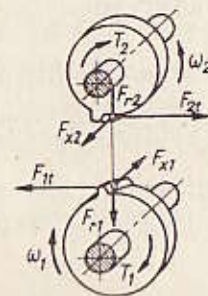
Arvutuskoormus

Hambumisel tekkivad jõud põhjustavad nii hammaste kui ka võllide ja tuge (laagrite) deformeerumist. Selle tagajärjeks on koormuse ebaühtlane jaotumine hammaste kontaktjoonel ning dünaamiliste lisakoormuste teke. Samasugused tagajärjed on ka ülekanne detailide vältimatuil valmistus- ja koostevigadel. Et nimetatud mõjureid arvesse võtta, selleks korrutatakse tugevusarvutusel nimirõõmus koormusteguriga K . Viimane omakorda määratakse kui korrutis kolmest tegurist,

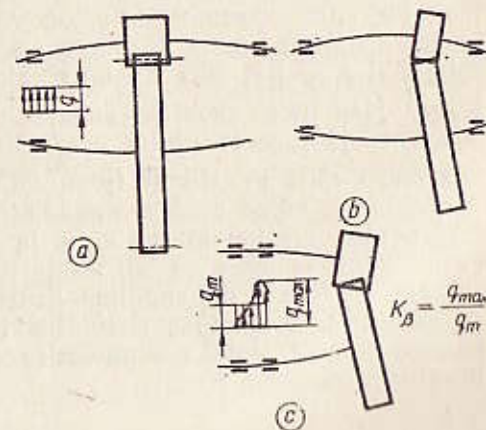
$$K = K_\alpha K_\beta K_v.$$

Tegur K_α võtab arvesse koormuse jaotumist hammaste vahel. Sirghammaste korral $K_\alpha = 1$, kaldhammasrataste korral on K_α pisut suurem ühest olenevana valmistustäpsusest ja ringkiirusest.

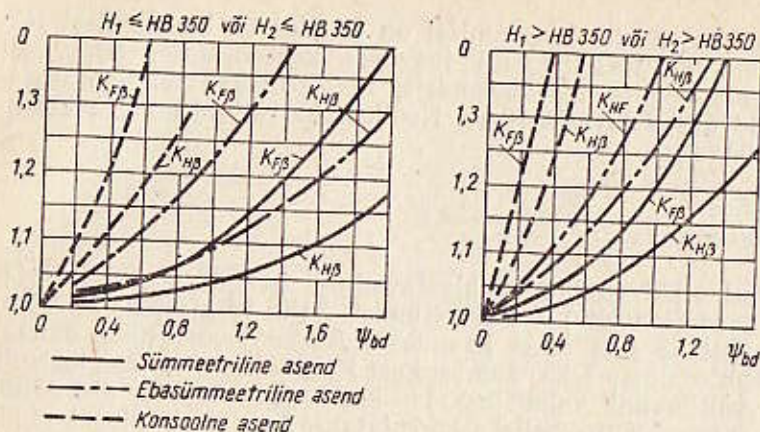
Tegur K_β võtab arvesse koormuse jaotuse ebaühtlust hammasvöö laiuse ulatuses (koormuse kontsentratsiooni tegur). Seda ebaühtlust põhjustab võllide ja hammaste deformatsioon. Joonisel 238; a , b ja c on näidatud hammasrataste vastastikune asend võllide deformeerumise korral juhtudel, kui hammasrattad paiknevad tuge suhtes sümmeetriliselt, ebasümmeetriliselt ja konsooliselt.



Joon. 237



Joon. 238



Joon. 239

Tuge de ebasümmeetrilise ja konsoolse asendi korral asetuvad hammasrattad viltu ja tulemuseks on hammaste ebaõige kontakt. Hammaste deformatsioon mõnevõrra vähendab nurgiseisu mõju, ent koormuse ebaühtlane jaotus jääb. Mida laiem on hammasrattas, seda suuremaks muutub hammaste nurgiasendi mõju. Seepärast on hammasrattaste laius piiratud.

Kui hammaste tööpindade kõvadus on alla HB 350, siis kõvaduse alanedes koormuse jaotuse ebaühtlus järk-järgult väheneb. Nimetatud asjaolu seletub kohtkulumise suurenemisega (sissetöötamisega). Püsiva koormusega töötavas ülekandes võib koormuse jaotus täiesti ühtlustuda ning siis on $K_\beta = 1$. Muutuval režiimil töötava ülekande koormus ühtlustub vaid osaliselt, kusjuures olukord on seda halvem, mida kõvemad on hammaste tööpinnad. Niisugusel juhul $K_\beta = K_\beta^0$, kus K_β^0 on esialgne koormuse kontsentratsiooni tegur. Hammaste kontaktvõimsusele ja paindevõimsusele mõjub koormuse jaotuse ebaühtlus erinevalt. Võimsusarvutuseks saab K_β^0 väärtused võtta graafikult (joon. 239).

Tegur K_α võtab arvesse dünaamilist lisakoormust, mille peamine tekkepõhjus on hammaste kuju ja vastastikuse asendi (sammu) vead. Mida suurem on kiirus ja väiksem valmistustäpsus, seda suurem on tekkiv dünaamiline lisakoormus.

Et koormuse jaotuse ebaühtlus hamba laiuse ulatuses on ülekannete töökõlbmatuks muutumise peamisi põhjusi, siis projektarvutuses võetakse $K = K_\beta$.

Hamba tööpindade kontaktvõimsusarvutus

Arvutus kontaktvõimsusele tehakse hetke kohta, mil hambad puutuvad kokku hambumispooluses.

Lähtevalemına kasutatakse Hertzi valemit (3.1) suurima kontaktsurvepinge leidmiseks kahe piki moodustajat kokku surutud silindri korral.

Koostame kontaktjoone pikkusühikule mõjuva arvutuskõormuse w_{Ht} avaldise. Sirghammaste korral on kontaktjoone pikkus muutuv vahemikus hammasvõõ töölaieuselt b_w (ühe hambapaari hambumisalas) kuni väärtuseni $2b_w$ (kahe hambapaari samaaegse hambumise alas). Mida suurem on otskattetegur ϵ_α , seda pikemat aega edastatakse koormust kahe hambapaariga samaaegselt. Et arvutus tehakse võimsustugevusele, aga mitte staatilisele tugevusele, siis on kontaktjoone pikkuse kõikumine hambapindade kontaktvõimsuse seisukohalt soodus ning järelikult mõjutab kontaktjoone pikkuse muutus positiivselt ka arvutusliku pinge väärtust. Sellepärast võib teatud ligikaudsusega võtta kontaktjoone pikkuseks $\epsilon_\alpha b_w$. Kaldhammasülekandes moodustavad hammaste tööpindade kontaktjooned hammasrattaste telgedega nurga β . Sel juhul kontaktjoone pikkus (vt. joon. 233)

$$l_z = \epsilon_\alpha b_w / \cos \beta.$$

Oeldut arvesse võttes avaldame arvutuskõormuse,

$$w_{Ht} = K_H F_n / l_z = K_H F_t / (\epsilon_\alpha b_w \cos \alpha_w) = 2K_H T_1 / (\epsilon_\alpha b_w d_{w1} \cos \alpha_w),$$

kus $F_n = F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta)$ on hambale mõjuv normaaljõud [vt. valemit (3.51)]. Avaldame hammasrattaste alglibimõõdud telgede vahe ja ülekandearvu kaudu, $d_{w1} = 2a_w / (u+1)$ ja $d_{w2} = 2a_w u / (u+1)$, saame arvutuskõormuse lõpliku avaldise

$$w_{Ht} = K_H T_1 (u+1) / (a_w b_w \epsilon_\alpha \cos \alpha_w).$$

Kaldhammade profiilide kõverusraadiused hambumispooluses määrame ekvivalentrattaste libimõõdude (joon. 240) ja valemi (3.46) järgi:

$$q = d_v \sin \alpha_w / 2 = d \sin \alpha_w / (2 \cos^2 \beta).$$

Taandatud kõverusraadius

$$1/q_{red} = 1/q_1 + 1/q_2 = 2 \cos^2 \beta / (d_{w1} \sin \alpha_w) + 2 \cos^2 \beta / (d_{w2} \sin \alpha_w) = 2 \cos^2 \beta (u+1) / (d_{w1} \sin \alpha_w u) = \cos^2 \beta (u+1)^2 / (\sin \alpha_w a_w u).$$

Pärast seda, kui Hertzi valemisse on pandud w_{Ht} ja $1/q_{red}$ avaldised ning asendatud $2 \cos \alpha_w \sin \alpha_w$ avaldisega $\sin 2\alpha_w$, saame

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{K_H T_1 (u+1)^3 \cos^2 \beta 2E}{2a_w^2 b_w u \epsilon_\alpha \sin 2\alpha_w \pi (1 - \nu^2)}}.$$

Tähistame: $Z_H = \sqrt{2 \cos^2 \beta / \sin 2\alpha_w}$, see on tegur, mis arvestab hammaste külgpindade kuju hambumispooluses; $Z_M = \sqrt{E_{red} / \pi (1 - \nu^2)}$, see on tegur, mis arvestab hambuvate hammasrataste materjali mehaanikalisi omadusi, terasest hammasrataste puhul $E = 2,15 \cdot 10^{11}$ Pa ja $Z_M = 2,74 \cdot 10^5 \text{ Pa}^{-2}$; $Z_e = \sqrt{1/\epsilon_\alpha}$ on tegur, mis arvestab kontaktjoone kogupikkust.

Pannes eespool toodud tegurid kontaktpinge valemisse, saame kontrollarvutuseks valemi:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{K_H T_1 (u+1)^3 / (2b_w a_w^2 u)} \leq [\sigma_H]$$

või

$$\sigma_H = (Z/a_w) \sqrt{K_H T_1 (u+1)^3 / (b_w u)} \leq [\sigma_H]. \quad (3.52)$$

Terasest sirghammastel $Z = 3,1 \cdot 10^5$, kald- ja noolhammastel $Z = 2,7 \cdot 10^5 \text{ Pa}^{-2}$.

Kontaktpinge väärtused on nii vedava kui ka veetava hammasratta korral ühesugused. Seetõttu tuleb arvutus teha selle hammasratta kohta, millel lubatav pinge $[\sigma_H]$ on väiksem. Projektarvutuseks saame valemi (3.52) kujul: sirghammasülekannetel

$$a_w = 4950 (u+1) \sqrt[3]{T_2 K_H \beta / (u^2 \Psi_{ba} [\sigma_H]^2)}; \quad (3.53)$$

kaldhammasülekannetel

$$a_w = 4300 (u+1) \sqrt[3]{T_2 K_H \beta / (u^2 \Psi_{ba} [\sigma_H]^2)}, \quad (3.54)$$

kus T_2 on N·m; a_w on m; $[\sigma_H]$ on Pa.

Silinderratta hambalaiuse tegurid $\Psi_{ba} = b/a$ ja $\Psi_{bd} = b/d_1$ määratakse kindlaks olenevalt tööpindade kõvadusest, valmistustäpsusest ja hammasratta asendist tuge suhtes. Seejuures tuleb arvutada, et mida suurem on Ψ_{ba} , seda väiksemad on ülekande mõõtmel ja mass, kuid samal ajal peab konstruktsioon olema jäigem ja täpsem. Tabelis 5 on soovitusel Ψ_{bd} väärtuse valikuks.

Tegureid Ψ_{bd} ja Ψ_{ba} seob sõltuvus

$$\Psi_{ba} = 2\Psi_{bd} / (u+1). \quad (3.55)$$

Arvutusel saadud telgede vahe ümardatakse lähima standardväärtuseni GOCT 2185-66 (CT C9B 229-75) järgi. Enimkasutatavad telgede vahe a_w väärtused mm on: 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500.

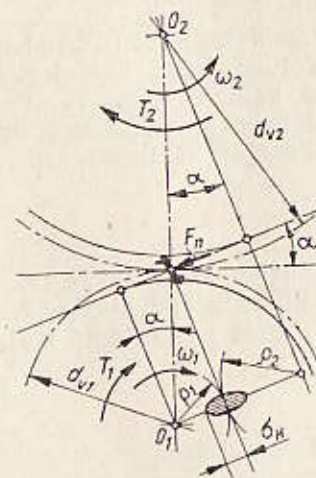
$\Psi_{bd} = b/d_1$ soovitatavad väärtused

Hammasratta asend tuge suhtes	Hammaste tööpindade kõvadus	
	HB ₂ ≤ 350 või HB ₁ ja HB ₂ ≤ 350	HB ₂ ja HB ₁ > 350
Sümmeetriline	0,8 ... 1,4	0,4 ... 0,9
Asümmeetriline	0,6 ... 1,2	0,3 ... 0,6
Konsoolne	0,3 ... 0,4	0,2 ... 0,25

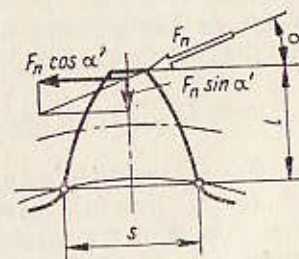
Hammaste paindeväsimusarvutus

Hamba arvutamisel väsimustugevusele eeldatakse, et kogu hambumise kestel edastab koormust vaid üks hambapaar. Hammast vaadeldakse konsooltalana, mis on koormatud hamba tippu rakendatud koondjõuga F_n (joon. 241). Et hõõrdumist ei arvestata, mõjub jõud F_n mööda hambaprofiili normaali, s.o. piki hambumissirget. Arvutuse hõlbustamiseks kanname jõu F_n piki tema mõjusirget hamba teljeni ja lahutame kaheks komponendiks: hammast painutavaks tangentsiaalkomponendiks $F_n \cos \alpha'$ ja suruvaks radiaalkomponendiks $F_n \sin \alpha'$. Vaadeldaval hetkel on nurk α (vt. joon. 236) pisut suurem kui hambumisnurk α_w .

Et hamba purunemist põhjustavad väsimuspraod tekkivad hambajala tõmmatud pooles, siis hinnatakse hamba tugevust suurimate



Joon. 240



Joon. 241

tõmbepingete σ_F järgi. Määramaks pinget löike ohtlikes punktides kasutatakse tugevusõpetusest tuntud valemide. Kuna hammas kuju-
tab endast tala, mille pikkuse ja kõrguse suhe on väike ning mille kuju muutub järsult hambajala suunas, siis erinevad tugevusõpetuse valemitega arvutatud pinged tegelikest. Õeldust johtuvalt kasutatakse arvutuslikes sõltuvustes pingete kontsentratsiooni tegurit K_T . Seega ohtlikus löikes mõjuv pinge $\sigma_F = (M_p/Z - F_N/A) K_T \leq [\sigma_F]$, kus $M_p = F_n \cos \alpha' l$ on ohtlikus löikes mõjuv paindemoment; $F_N = F_n \sin \alpha'$ — ohtlikus löikes mõjuv normaaljõud; $Z = bs^2/6$ — hamba ohtliku löike telgvastupanumoment; $A = bs$ — ohtliku löike pindala; b — hamba töölaius; l ja s on näha joonisel 241; $[\sigma_F]$ — hammaste lubatav paindepinge.

Kui paneme suurused M_p , F_N , Z ja A hamba ohtlikus löikes mõjuva pinge valemisse ning seejuures avaldame normaaljõu F_n ringjõu F_t kaudu, arvestades ka koormustegurit K_F , ning korrutame murru lugejat ja nimetajat mooduliga m , siis saame

$$\sigma_F = \frac{K_F F}{bm} \left(\frac{6lm \cos \alpha'}{s^2 \cos \alpha_w} - \frac{m \sin \alpha'}{s \cos \alpha_w} \right) K_T \leq [\sigma_F].$$

Tähistame avaldise $[6lm \cos \alpha' / (s^2 \cos \alpha_w) - m \sin \alpha' / (s \cos \alpha_w)] K_T$ hamba kuju arvestava teguriga Y_F (kujuteguriga), ning asendame $F = 2T_1/d_1$. Saame paindepinge lõpliku avaldise

$$\sigma_F = 2T_1 K_F Y_F / (d_1 bm) \leq [\sigma_F]. \quad (3.56)$$

Hamba kujutegur Y_F oleneb peamiselt hammasratta hammaste arvust ja hambalõikeriista nihutustegurist x .

Pikema kontaktjoone ja selle kaldasendi tõttu hambajala ristlõike suhtes on kald- ja noolhambad tugevamad kui sirghambad. Neid eeliseid võetakse arvesse hamba kaldeteguriga Y_β . Peale selle on kald- ja noolhambad ohtliku löike kohal paksemad. Seda arvestab hamba kujutegur. Õeldu põhjal saame kaldhammasülekanne kohta

$$\sigma_F = 2T_1 K_F Y_F Y_\beta / (d_1 bm) \leq [\sigma_F]. \quad (3.57)$$

Projektarvutustes paindepinge järgi avaldatakse valemist (3.56) ja (3.57) moodul, kasutades selleks asendusi $d_1 = 2a_w / (u+1)$ ja $T_1 = T_2 / u$. Kui teguritele Y_F ja Y_β anda ette mingid keskmised väärtused, siis saame

sirghammasülekannetel

$$m = 6 \frac{T_2(u+1)}{a_w u b_2 [\sigma_F]}, \quad (3.58)$$

kaldhammasülekannetel

$$m = 4,7 \frac{T_2(u+1)}{a_w u b_2 [\sigma_F]},$$

kus T_2 ühik on N·m; m , b_2 ja a_w on m; $[\sigma_F]$ on Pa.

Projektarvutusel saadavad mooduli väärtused ümardatakse lähima standardväärtuseni. Mooduli valikul tuleb silmas pidada, et mida väiksem on moodul, seda sujuvam on hambumine, väiksem müra ja parem ülekande kasutegur, kuid samal ajal ka väiksem paindeväsimus. Jõuülekandeis pole soovitatav võtta mooduli väärtust alla 1,5 mm.

Pärast telgede vahe ja mooduli kindlaksmääramist arvutatakse veetava ratta hammasvöö laius,

$$b_2 = \Psi_{ba} a_w.$$

Kui hamba tööpinna kõvadus on alla HB 350, võetakse vedava hammasratta laius $b_1 = b_2 + (2 \dots 5)$ (mõõtmed mm). Kui hammaste tööpindade kõvadus mõlemal hammasrattal on üle HB 350, võetakse vedava hammasratta hammaspõia laius võrdseks veetava hammasratta omaga.

Järgmiseks määratakse hammaste arv:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= 2a_w \cos \beta / [(u+1)m]; \\ z_2 &= uz_1. \end{aligned} \right\} \quad (3.59)$$

Sirghammasülekanandel on $\cos \beta = 1$. Hammaste arvutuslik arv tuleb ümardada täisarvuni, kusjuures $z_1 \geq z_{\min}$. Kaldhammasülekande puhul täpsustatakse hamba kaldenurk valemiga:

$$\cos \beta = (z_1 + z_2)m / (2a_w). \quad (3.60)$$

Projektarvutuse lõpuks arvutatakse ülekande geomeetrilised parameetrid valemitega (3.41) ja (3.42) või (3.44) ja (3.45).

Lubatavad pinged

Lubatud kontaktpinge väsimusarvutusel

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{[S]} K_{HL}. \quad (3.61)$$

Siin on σ_{HO} hamba pinna kontaktväsimuspiir, mis vastab pingetsüklite baasarvule N_{HO} (vt. joon. 179, d). Nagu katseliselt on kindlaks tehtud, määrab tööpinna kõvadus kontakttugevuse ning järelikult ka kontaktväsimuspiiri σ_{HO} ja pingetsüklite baasarvu N_{HO} .

Tabel 6

Hammaste kontaktväsimumspiiiride ligikaudsed väärtused

Hammaste termo- või kemotermo- töötamise moodus	Hammaste kõvadus		Teras	σ_{HO} MPa	σ_{FO} MPa
	pinna- kõvadus	hambajala südamikü kõvadus			
Normaliseerimine Parendamine	HB 180 ... 350		Süsinik- ja legeeritud teras (näiteks 40, 45, 40X, 40XH)	2 HB+70	1,8 HB
Kõrgsagedus- pind- karastus	HRC 48 ... 58	HRC 25 ... 35	Legeeritud (näiteks 40X, 40XH, 35XM)	17 HRC+200	650
Kõrgsagedus- läbi- karastus	HRC 48 ... 55		Legeeritud (näiteks 40X, 40XH, 35XM)	17 HRC+200	550
Tsementeerimine	HRC 56 ... 63	HRC 30 ... 45	Legeeritud (näiteks 20X, 12XH3A)	23 HRC	950
Nitreerimine	HB 560 ... 690	HRC 24 ... 40	Legeeritud (näiteks 38XM10A)	1050	1,2 HRC südamik+300
	HB 480 ... 600		40X, 40XΦA		

Kontaktväsimumspiiiri väärtused on antud tabelis 6. Pingetsüklite baasarv N_{HO} arvutatakse valemiga

$$N_{HO} = HB^3, \quad (3.62)$$

Kui valemiga (3.62) saadud $N_{HO} \geq 12 \cdot 10^7$, tuleb võtta

$$N_{HO} = 12 \cdot 10^7.$$

K_{HL} on eategur, mis võtab arvesse ülekande tööea ja koormusrežiimi mõju. Eateguri K_{HL} arvutus põhineb väsimuskõveral (vt. joon. 179, d). Kui ekvivalentne pingetsüklite arv N_{HE} on suurem kui tsüklite baasarv N_{HO} (pikaajaliselt töötav ülekande), siis võetakse eategur võrdseks ühega. Kui $N_{HE} < N_{HO}$, leitakse eategur

väsimuskõverat väljendavast eksponentsõltuvusest

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO}/N_{HE}}. \quad (3.63)$$

Kuid eategur K_{HL} ei tohi olla suurem kui 2,4, sest sellest suuremal väärtusel tekib hambapinna jäävdeformatsioon.

Ekvivalentse pingetsüklite arvu N_{HE} määramisel võetakse arvesse ülekande koormusrežiimi. Püsikoormusrežiimil

$$N_{HE} = N_{\Sigma} = 60nt, \quad (3.64)$$

kus n on selle hammasratta pöörlemissagedus, mille materjali alusel on määratud lubatav pinge, t on ülekande arvutuslikule tööeale vastav töötundide arv.

Varutegur $[S]$ võetakse 1,1, kui tööpind on normaliseeritud või parendatud, ning 1,2, kui tööpind on pindkarastatud, tsementiitud või nitreeritud.

Sirghammasülekandeis võetakse lubatav kontaktpinge selle hammasratta järgi, millel ta on väiksem. Kald- ja noolhammasülekannete lubatav kontaktpinge määratakse valemiga

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq [\sigma_{min}]. \quad (3.65)$$

Lubatav paindepinge väsimusarvutusel

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{[S]} K_{FC} K_{FL}. \quad (3.66)$$

Hammaste paindeväsimumspiiir σ_{FO} määratakse katseliselt. Soovitused selle valimiseks on tabelis 6.

Purunematusetõenäosusega 0,99 stantsitud ja sepiatutud toorikuist valmistatud hammasratastel võetakse varutegur $[S] = 1,75$ ning valutoorikuist valmistatud hammasratastel $[S] = 2,3$.

Hammaste kahepoolset koormamist arvestav tegur K_{FC} võetakse ühepoolse koormamise puhul võrdseks ühega ja kahepoolse koormamise korral 0,7 ... 0,8 (suuremad väärtused tööpindade kõvadusel üle HB 350).

Eategur:

$$\text{kui } HB \leq HB 350, \text{ siis } K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO}/N_{FE}} \geq 1 \leq 2, \quad (3.67)$$

$$\text{kui } HB > HB 350, \text{ siis } K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO}/N_{FE}} \geq 1 \leq 1,6.$$

Kõigi teraste jaoks on soovitatav võtta pingetsüklite baasarv $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ ning ekvivalentne pingetsüklite arv püsirežiimi korral arvutada valemiga (3.64). Kui ülekande mõõtmed on määratud väsimustugevuse tingimuse alusel, tuleb pärast seda kontrollida ülekande staatilist tugevust ülekoormustel.

Näide 3.5. Arvutada reduktor: $P_1=13$ kW, $n_1=970$ p/min, ülekandearv $u=3,15$. Koormus on püsiv ja reduktor töötab 300 päeva aastas 8 aasta kestel.

Lahendus. 1. Et saada suhteliselt väikeste mõõdetega ja odavat reduktorit, valime nii vedavate kui ka veetavate hammasrataste materjaliks legeeritud terase 40X (sepis), mis pole kallis. Tabeli 4 järgi määrame termotöötluse: veetavale hammasrattale parendamine (HB 240); $\sigma_B=850$ MPa; $\sigma_T=550$ MPa ning vedavale hammasrattale nitreerimine (HB 490); $\sigma_B=1000$ MPa; $\sigma_T=800$ MPa.

2. Määrame lubatavad kontaktpinged. Tabelist 6 saame veetavale hammasrattale $\sigma_{H02}=2 \cdot 240 + 70 = 550$ MPa; vedavale hammasrattale $\sigma_{H01}=1050$ MPa. Vastava pingetsükli arvu arvutame valemiga (3.64), $N_{\Sigma 2}=60 \cdot 308 \cdot 19 \cdot 200 = 3,5 \cdot 10^8$, kus pöörlemisagedus $n_2=970/3,14=308$ p/min ja tööiga $t=8 \cdot 300 \cdot 8=19 \cdot 200$ h; $N_{\Sigma 1}=1,1 \cdot 10^9$. Valemiga (3.62) arvutame pingetsükli baasarvud, $N_{H02}=1,4 \cdot 10^7$ ja $N_{H01}=12 \cdot 10^7$. Et $N_{\Sigma 2} > N_{H02}$ ja $N_{\Sigma 1} > N_{H01}$, võtame $K_{HL}=1$. Valem (3.61) järgi on $[\sigma_{H2}]=550/1,1=500$ MPa; $[\sigma_{H1}]=1050/1,2=875$ MPa; arvutuslik lubatav pinge valem (3.65) põhjal $[\sigma_H]=619$ MPa.

3. Määrame lubatavad pinged paindearvutuse jaoks. Tabelist 6 saame veetavale hammasrattale $\sigma_{F02}=1,8 \cdot 240=432$ MPa ja vedavale hammasrattale $\sigma_{F01}=1,2 \cdot 30+300=336$ MPa. Avaldise (3.66) järgi määrame $[\sigma_F]$. Et kumagi hammasratta $N_{\Sigma} > N_{F0}=4 \cdot 10^6$, siis $K_{FL}=1$. Ülekanne pole reverseeritav, seega $K_{FC}=1$. Siis saame vastavalt $[\sigma_{F2}]=432/1,75=246$ MPa ja $[\sigma_{F1}]=336/1,75=192$ MPa.

4. Valemiga (3.54) arvutame telgede vahe:

$$a=4300(3,15+1) \sqrt[3]{391 \cdot 1/[3,15^2 \cdot 0,5 \cdot (619 \cdot 10^6)^2]}=0,106 \text{ m}=106 \text{ mm}.$$

Pöördemoment vedaval hammasrattal $T_1=9,56 \cdot 13 \cdot 10^3/970=128,2$ N·m ja veetaval hammasrattal $T_2=T_1 u=128,2 \cdot 3,15=396$ N·m. Määrame hammasrattapaarile valmistustäpsuse astme 8. Siis $\psi_{ba}=1$ ja $K_{H\beta}=1$. Teguri ψ_{ba} arvutame valemiga (3.55), $\psi_{ba}=2 \cdot 1/(3,15+1)=0,48$. Standardi CT C3B 229-75 järgi võtame $\psi_{ba}=0,5$ ja $a=125$ mm.

5. Arvutusega saame hammasratta laiuse, $b_2=\psi_{ba}a=0,5 \cdot 125=62,5$ mm. ГОСТ-и 6636-69 järgi võtame vastavalt Ra 20: $b_2=63$ mm, $b_1=71$ mm.

6. Valemiga (3.58) arvutame mooduli

$$m=4,7[396 \cdot (3,15+1)/(0,125 \cdot 3,15 \cdot 0,063 \cdot 192 \cdot 10^6)]=0,0016 \text{ m}.$$

Standardi CT C3B 310-76 järgi võtame $m=2$ mm.

7. Määrame geomeetrilised parameetrid.

Valemiga (3.59) arvutame hammaste arvud: $z_1=2 \cdot 125 \cdot 0,9848/[(3,15+1) \cdot 2]=29,8$; $z_2=29,8 \cdot 3,15=93,8$. Võtame hammaste arvud vastavalt $z_1=30$ ja $z_2=93$, siis ülekandearv $u=93/30=3,1$.

Valemiga (3.60) määrame β , $\cos \beta=123,2/(2 \cdot 125)=0,984$; $\beta=10^\circ 16'$.

Valemiga (3.44) arvutame jaotuslõbimõõdud: $d_1=2 \cdot 30/0,984=61$ mm ja $d_2=2 \cdot 93/0,984=189$ mm.

8. Valemitega (3.50) arvutame hambumisel mõjuvad jõud:

$$F_1=F_2=2 \cdot 128,2 \cdot 10^3/61=4200 \text{ N}; \quad F_{r1}=F_{r2}=4200 \cdot 0,364/0,984=1550 \text{ N}; \\ F_{x1}=F_{x2}=4200 \cdot 0,181=760 \text{ N}.$$

9. Hammasrataste geomeetrilised mõõtmed määrame valemitega (3.45):

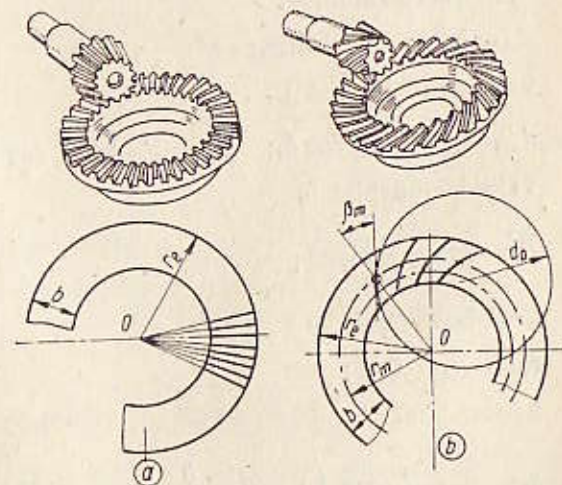
$$d_{a1}=61+2 \cdot 2=65 \text{ mm}; \quad d_{a2}=189+2 \cdot 2=193 \text{ mm}; \\ d_{f1}=61-2,5 \cdot 2=56 \text{ mm}; \quad d_{f2}=189-2,4 \cdot 2=184 \text{ mm}; \\ a=0,5(61+189)=125 \text{ mm}.$$

3.5.5. KOONUSÜLEKANDED

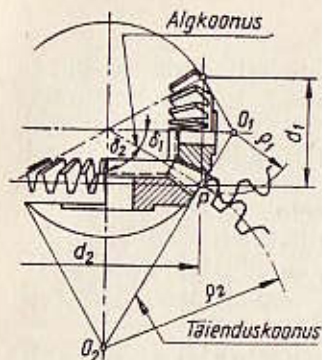
Koonusülekannetes lõikuvad hammasrataste teljed mingi nurga Σ all. Tavaliselt on telgedevaheline nurk $\Sigma=90^\circ$. Koonusülekannete valmistamine ja koostamine on keerukam kui silinderülekannetel. Lõikuvate telgede tõttu on tugesid raske paigutada ning enamasti tuleb üks hammasratastest paigaldada konsoolselt, mis omakorda suurendab koormuse jaotuse ebaühtlust hamba pikkuse ulatuses. Koonusülekannetes mõjuvate telgjõudude tõttu tuleb toed (laagrid) teha keeruka konstruktsiooniga. Nimetatud puudustele vaatamata on koonusülekanded ulatuslikult kasutusel, sest konstruktsiooniliselt on tarvis lõikuvate telgedega ülekandeid.

Koonushammasratastel kasutatakse sirg- (joon. 242, a) ja kõverjoonelisi (joon. 242, b) hambaid. Sirghammastega koonusrattad on sobivad töötama aeglase joonkiiruse (kuni 3 m/s) korral, sest neid on lihtne paigaldada. Kui ringkiirus on suurem, on otstarbekas kasutada kõverjooneliste hammastega koonusrattaid, sest need annavad sujuvama hambumise, taluvad suuremat koormust ja on tehnoloogilisemad. Koonusrataste hambad lõigatakse sama moodi nagu silinderratastelgi: rullumismeetodil sirgkülgse profiiliga lõike-riista abil sellekohastel pinkidel.

Kui silinderülekannete puhul vaadeldi algsilindreid, siis koonusülekannete korral vaadeldakse *algkoonuseid*, mis puutuvad kokku mööda üldmoodustajat ja rulluvad teineteisel libisemata. Reeglina on koonusrataste geomeetriliseks baasiks *jaotuskoonused*, mille alusel määratakse hammaste elemendid ja nende mõõtmed. Enamasti jaotus- ja algkoonused ühtivad.



Joon. 242



Joon. 243

O_1P ja O_2P . Neid ringjooni vaadeldakse kui ekvivalentsete silinderrataste jaotusringjooni ning nende alusel konstrueeritakse tasandiline hambumine. Kerides selliselt konstrueeritud hammasektorid täienduskoonustele ja ühendades profiilide kõik punktid jaotuskoonuste tippudega, saadakse hammaste külgpinnad.

Koonusülekanne geomeetria arvutus

Koonusrataste hammaste mõõtmed antakse koonuse otspinnal, kus neid on mugav mõõta. Korrigeerimata sirghammastega koonusülekanne põhimõõtmised määratakse järgmiste valemitega (joon. 244): välis-jaotuslääbimõõt

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2; \quad (3.69)$$

välis-peadelääbimõõt

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2; \quad (3.70)$$

välis-koonuspikkus

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (3.71)$$

kesk-koonuspikkus

$$R_m = R_e - 0,5b; \quad (3.72)$$

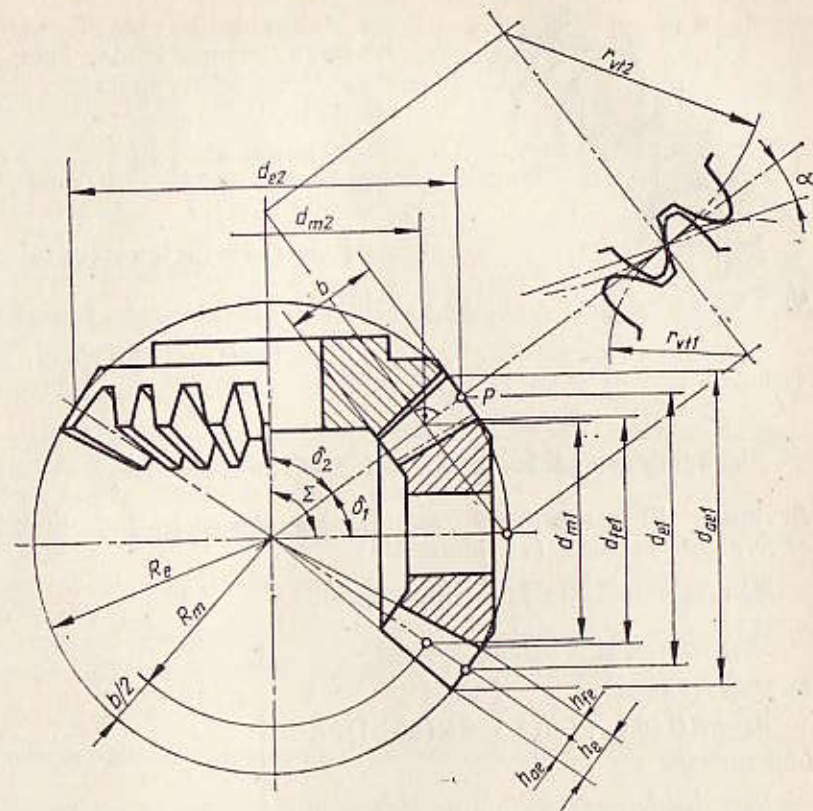
keskmoodul

$$m = m_e \frac{R_m}{R_e} = m_e \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right); \quad (3.73)$$

Et algkoonused veerevad teineteisel libisemata, siis peab $v_{P1} = v_{P2}$ ehk $\omega_1 d_1/2 = \omega_2 d_2/2$. Neist võrdustest saame, et

$$i = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1. \quad (3.68)$$

Koonusrataste hambad profileeritakse evolventi järgi samuti nagu silinderratastelgi. Profileerimine tehakse nn. välis-täienduskoonuste pinnal. Täienduskoonuste tipud on punktides O_1 ja O_2 , teljed ühtivad projekteeritavate koonusrataste telgedega ning moodustajad on risti jaotuskoonuste moodustajatega. Täienduskoonuseid saab hõlpsasti laotada tasandile (joon. 243). Selleks tõmmatakse punktidest O_1 ja O_2 ringjooned raadiustega



Joon. 244

kesk-jaotuslääbimõõt

$$d_{m1} = m z_1; \quad d_{m2} = m z_2; \quad (3.74)$$

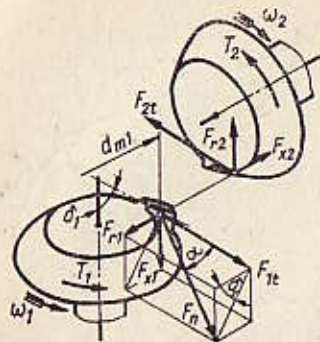
ülekandearv

$$u = z_2/z_1 = d_2/d_1 = \tan \delta_2 = \cot \delta_1. \quad (3.75)$$

ГОСТ 12289-76 määrab kindlaks veetava hammasratta välis-jaotuslääbimõõdu d_{e2} väärtused, ülekandearvu u nimiväärtused ja hammasvöö laiused b (vt. lisa 4).

Koonusülekanne hambumisel mõjuvad jõud

Hammasvöö laiuse ulatuses mõjuv koormus asendatakse koondjõuga F_n , mis loetakse rakendatuks hammasvöö keskele, mistõttu saadakse mõneti suurendatud tugevusvaru. Lahutame jõu F_n , mis



Joon. 245

Sirghammastega koonusülekanne väsimusarvutus

Arvutuse lihtsustamiseks asendatakse koonusrattad silindriliste ekvivalentrattastega (vt. joon. 244).

Ekvivalentrattaste jaotuslääbimõõdud

$$\left. \begin{aligned} d_{v1} &= d_1 / \cos \delta_1; & d_{v2} &= d_2 / \cos \delta_2; \\ \text{telgede vahe} & & \\ a_v &= R(\tan \delta_1 + \tan \delta_2) = R(u^2 + 1)/u; \\ \text{ülekannearv} & & \\ u_v &= d_{v2}/d_{v1} = d_2 \cos \delta_1 / (d_1 \cos \delta_2) = u^2; \end{aligned} \right\} \quad (3.79)$$

ekvivalentne hammaste arv

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (3.80)$$

Koonusrattaste väsimusarvutus tehakse silinderrattaste arvutusvalemitega (3.52) ja (3.59), kasutades neis ekvivalentrattaste parameetreid avaldiste (3.79) kohaselt. Seejuures eeldatakse katseandmeile tuginedes, et koonusülekanne võivad edastada 0,85 silindrilisele ekvivalentülekannele lubatavast koormusest.

Terasest sirghammastega koonusrattaste kontrollarvutamisel kontaktväsimuse järgi kasutatakse valemit

$$\sigma_H = \frac{3,1 \cdot 10^5}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_1 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{0,85bu}} [\sigma_H]. \quad (3.81)$$

ГОСТ-ile 12289-76 vastavate parameetritega ülekanne projekti-

on rakendatud vedavale sirghammastega koonusrattale, komponendid (joon. 245), saame ringjõu

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_{m1}; \quad (3.76)$$

radiaaljõu

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1; \quad (3.77)$$

telgjõu

$$F_{x1} = F_{x2} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1. \quad (3.78)$$

misel määratakse veetava ratta välis-jaotuslääbimõõt valemiga

$$d_{e2} \geq 16500 \sqrt[3]{u T_2 K_{H\beta} / ([\sigma_H]^{2,0,85})}, \quad (3.82)$$

kus T_2 ühik N·m, $[\sigma_H]$ on Pa ja d_{e2} on mm. Tegur $K_{H\beta}$ määratakse vastavalt lk. 260 antud soovitudele, kusjuures suurus Ψ_{bd} arvutatakse avaldisega

$$\Psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (3.83)$$

Hammaste kontrollarvutusel paindeväsimuse järgi kasutatakse valemit

$$\sigma_F = 2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_F / (0,85 m d_{m1} b) \leq [\sigma_F]. \quad (3.84)$$

Projektarvutusel avaldatakse valemist (3.84) moodul. Pärast mõningaid teisendusi ning kasutades tegurite K_{Fv} ja Y_F suurimaid väärtusi, saame mooduli jaoks valemi

$$m_e = 15 T_2 K_{F\beta} / (0,85 d_{e2} b [\sigma_F]). \quad (3.85)$$

Tegur $K_{F\beta}$ määratakse joonisel 239 antud graafikult sõltuvana suurusest Ψ_{bd} .

Lubatavad kontakt- ja paindepinged tehakse kindlaks samuti nagu silinderhammasrattaste puhul (vt. lk. 265...267).

Kõverjoonelist hammastega koonusülekanne arvutus

Kõverjoonelist hammastega koonusrattaste tugevusarvutusel ja hambumisel mõjuvate jõudude määramisel asendatakse koonusrattad silindriliste biekvivalentsete hammasrattastega. Termin biekvivalentne tuleb sellest, et kõverjoonelist hammastega koonusrattad taandatakse sirghammastega silinderrattasteks kahes järgus (kõverjoonelist hammastega koonusrattad taandatakse sirghammastega koonusrattasteks ning koonusrattad silinderrattasteks). Kõverjoonelise hamba kaldenurk on muutuv (vt. joon. 242, b). Arvutuse aluseks võetakse hamba kaldenurk ratta keskringjoonel. Tavaliselt on $\beta_m = 35^\circ$.

Hambumisel mõjuvad jõud määratakse valemitega:

ringjõud

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_{m1}; \quad (3.86)$$

radiaaljõud

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} (\tan \alpha \cos \delta_1 - \sin \beta_m \sin \delta_1) / \cos \beta_m;$$

telgjõud

$$F_{x1} = F_{x2} = F_{t1} (\tan \alpha \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1) / \cos \beta_m. \quad (3.87)$$

Tugevuse seisukohalt erinevad kõverjoonelised hambad sirghammastest kaarja kuju ja esialgse punktkontakti poolest. Nimetatud iseärasusi pole piisavalt uuritud, kuid katseandmete põhjal on kindlaks tehtud, et samasuurte mõõtmete puhul on kõverjooneliste hammastega koonusülekanDED võimelised edastama 1,45 korda suuremat koormust kui sirghammastega koonusülekanDED. Seepärast on välja kujunenud arvutada kõverjooneliste hammastega koonusülekanDED samade valemitega nagu sirghammastega koonusülekanDED, kasutades seejuures parandustegureid.

Projektarvutusel määratakse veetava ratta välis-jaotuslääbimõõt ja moodul järgmiste valemitega:

$$d_{e2} = 16500 \sqrt[3]{uT_2 K_{H\beta} / (1,7[\sigma_H]^2)}; \quad (3.88)$$

$$m_{te} = 15T_2 K_{F\beta} / (d_{e2} b [\sigma_F]), \quad (3.89)$$

kus T_2 ühik on N·m; d_{e2} , b ja m_{te} on m; $[\sigma]$ on Pa.

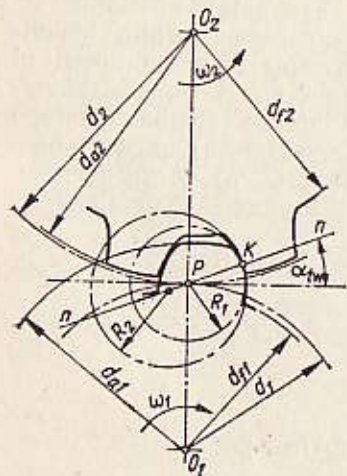
3.5.6. NOVIKOVİ HAMBUMISEGA ÜLEKANDED

Evolventhambumisega ülekanDEL on kõigi oma eeliste kõrval ka järgmised puudused: hammaste tööpindade väikeste kõverusraadiuste tõttu piirab ülekanDEte koormatavust kontaktvõimsus, liuge- ja veerehõõrde olemasolust tingituna on võimsuskaod suhteliselt suured ning hammaste joonkontaktist johtuvalt on ülekanDED tundlikud valmistamise ja koostamise ebatäpsuse suhtes.

Eespool nimetatud puudused tulevad vähemal määral esile

M. Novikovi poolt väljatöötatud hambumisel (joon. 246), kus hammaste kontaktpind ei nihku mööda profiili nagu sirgete evolventhambuste hambumisel, vaid nihkub piki hammas, kusjuures kontaktpinna ümberasetumise kiirus ja survenurk α on muutumatud. Novikovi hambumise korral saab hambaprofiilid joonestada seostamata kõveraist — ligilähedastel võrdsete ringjoonekaartena. Selle tulemusel vähenevad kontaktpinged tunduvalt, sest kumerate evolventprofiilide kokkupuute asemel puutuvad omavahel kokku väga vähe erinevate kõverusraadiustega kumer- ja nõgusprofiilid.

Mis tahes hammasülekanDE pidevaks hambumiseks peab olema täidetud tingimus, et kattetegur $\epsilon_v > 1$ (vt. lk. 250). Novikovi hambumisel



Joon. 246

on hambumisjoon hammasratta teljega rööbiti. Järelikult on otskattetegur $\epsilon_a = 0$ ning et rahuldada tingimust $\epsilon_v > 1$ telgkatteteguri kohta, peavad hammasrattadel olema vastava kaldenurgaga sirghambad. Seetõttu kujutavad hammaste tööpinnad (külgpinnad) Novikovi hambumise korral endast ringkrüvipindu.

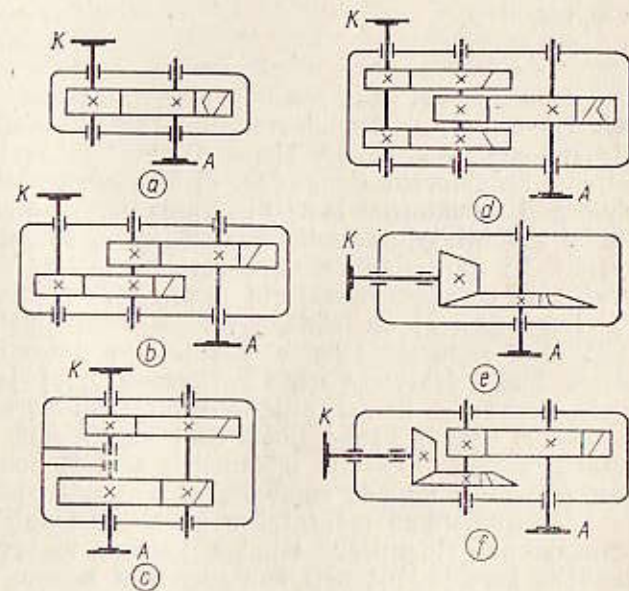
Novikovi hambumine võib olla kahe sugune: ühe hambumissirgega, mil vedava hammasratta hambad on kumerad ja veetava hammasratta hambad nõgusad, ning kahe hambumissirgega, mil vedava ja veetava hammasratta hambapead on kumerad ja hambajalad nõgusad.

Novikovi ülekanDE hammasrattaste materjal on sama mis evolventhambusrattastelgi. Enamkasutatavad on materjalid, mille kõvadus $HB \leq 350$.

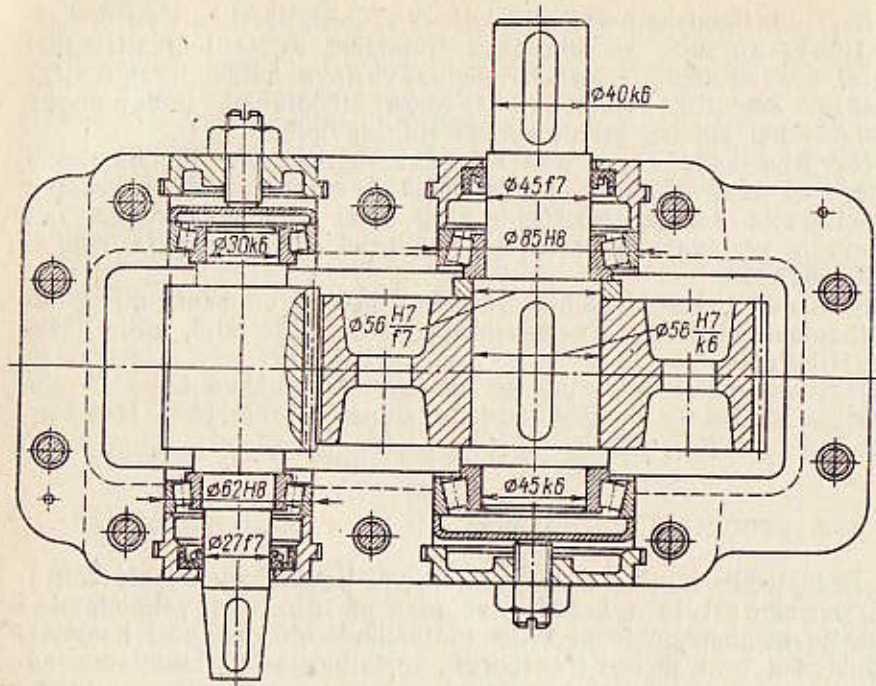
Novikovi hambumise puudus on suur tundlikkus telgede vahe muutuse suhtes ja hambalõikeriista suhteliselt keerukas lähtekontuur.

3.5.7. REDUKTORID

Reduktoriks nimetatakse hammas- või tiguülekanDET, mis vähendab nurkkiirust ja suurendab pöördemomenti. Neid valmistatakse omaette mehhanismidena. Väga ulatuslikult on kasutusel hammasreduktorid, eriti töste-, transpordi-, metallurgia- ja keemiamasinate ehituses, samuti laevaehituses jm.



Joon. 247



Joon. 248

Ülekandearvu $u \leq 6,3$ korral kasutatakse üheastmelisi redukto-reid (joon. 247, a). Enimlevinud on kaheastmelised reduktorid, mille ülekandearv $u = 8 \dots 40$. Nendest kasutatakse kõige enam kolme-teljelisi redukto-reid (joon. 247, b) kui konstruktsioonilt lihtsaimaid. Kuid neil reduktoritel jaotub koormus hamba pikkuse ulatuses võrd-lemisi ebaühtlaselt, sest hammasrattad on paigaldatud ebasümmeetriliselt. Et parandada hammasrattaste töötingimusi, on kasutusel poolitatud astmega reduktorid (joon. 247, d). Samatelgsed redukto-rid (joon. 247, c) on teistega võrreldes tunduvalt lühemad.

Võllide ristasetuse korral kasutatakse üheastmelisi koonusredukto-reid ülekandearvuga $u \leq 6,3$ (joon. 247, e) ja sellest suuremate ülekandearvude korral silinder-koonusredukto-reid (joon. 247, f). Reduktori kere ja kaane (joon. 248) kuju oleneb peamiselt hammas-rattaste arvust ja nende mõõtmetest, samuti poolituspinna paigutu-sest ja võllide telgede omavahelisest asendist keros. Reduktori kere ja kaane mõõtmed määratakse konstruktsioonist lähtudes. Laagri-sõlmede paigaldamiseks tehakse kerosse vastavad pesad. Et suu-rendada kere jäikust neis kohtades, kus koormus edastub laagritelt kerele, valmistatakse kere jäikusribidega või suurendatakse seal kere seina paksust.

Tavaliselt on reduktori kerede poolituspind võlli telgede tasan-dis, mistõttu on redukto-rit hõlpus koostada. Laagriaugud töödel-dakse siis, kui kaas ja kere on kokku pandud. Selleks fikseeritakse kaas kere suhtes kahe seadetihvtiga, mis paigutatakse teineteisest võimalikult kaugele. Koostamisel tihendatakse poolituspinnad pas-taga «Germetik».

Võimaldamaks hambumist kontrollida, reguleerida ja õli juurde kallata tehakse reduktori kaande vaatlusava. Õli väljalaskmiseks ja õlitase kontrollimiseks on reduktori keros õlikork ja õlinäidik. Teisaldamiseks ja tõstmiseks peavad redukto-ri olema tõsteaasad.

Enamasti valmistatakse reduktori kere ja kaas malmist, harve-miini terasest.

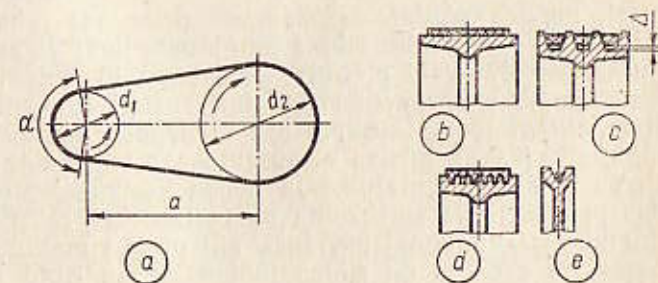
3.6. RIHMÜLEKANDED

3.6.1. ÜLDANDMED

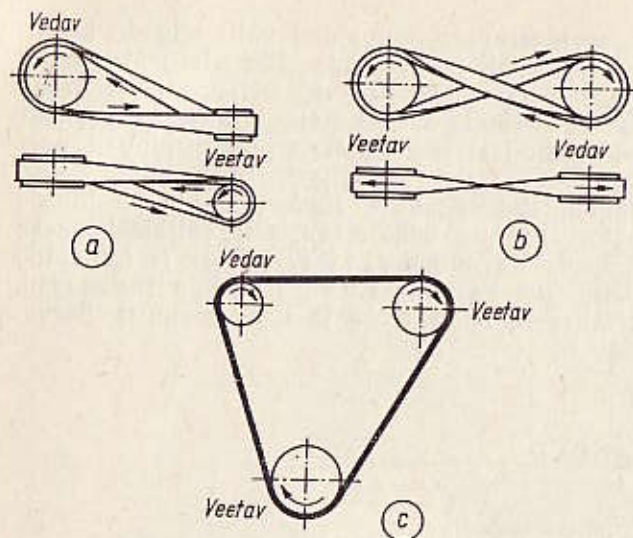
Rihmülekanne koosneb vedavast ja veetavast rihmarattast ning neil teatava pinge all asetsevast lõputust rihmast (joon. 249, a). Vedava rihmaratta pöia ja rihma puutepinnal tekkivate hõõrdejõu-dude tõttu hakkab ratas rihma ringi vedama. Rihm omakorda paneb pöörlema veetava rihmaratta, edastades võimsust vedavalt rattalt veetavale.

Olenevalt rihma ristlõike kujust eristatakse lamerihm- (joon. 249, c), mitmikkiilrihm- (joon. 249, d) ja ümarrihmülekandeid (joon. 249, e). Võllide asendi järgi on rihmülekanded rööpsete (joon. 249, a ja 250, a) ja kiivaste (joon. 250, b) võllidega. Esimesel juhul pöörlevad võllid kas samas suunas (joon. 249, a) või eri suunda-des (joon. 250, a). Võllide arvust olevana eristatakse ühe ja mitme veetava võlliga (joon. 250, c) rihmülekandeid.

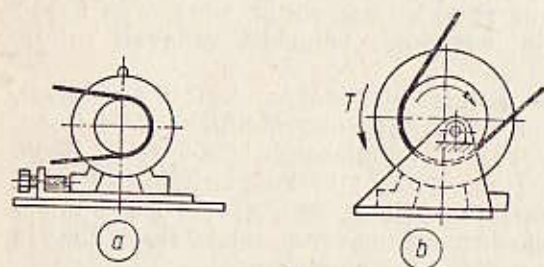
Rihmülekande töötamise tarvilik tingimus on rihma pingus. See saadakse: 1) rihma elastsuse tõttu, lühendades rihma kokkuõmble-



Joon. 249



Joon. 250



Joon. 251

misel, muutes völli vahakaugust neist ühe nihutamisega (joon. 251, a) või pingutades rihma pingutusrulliga; 2) raskus- või vedrujõu toimele töötavate pingutusseadistega; 3) automaatselt, mil pinguse tekitab elektrimootori staatori reaktiivmoment (joon. 251, b). Et tegelikult töötab suurem osa ülekandeid muutuva koormusrežiimiga, siis jäävad püsiva eelpingutusega riidid koormusvabas olukorras asjata pingutatuiks ja nende kestvus väheneb järsult. Silmas pidades seda seisukohta on otstarbekas rakendada rihma pingutamiseks kolmandat moodust, mil pingus muutub olenevalt koormusest ja seetõttu on rihma tööiga pikem. Kuid automaatset pinguse reguleerimist ei saa rakendada reverseeritavaks ja kiivaste völli ülekannetes. Et anda hinnangut rihmülekanale, võrd-

leme teda hammasülekanale, mis kõigist ülekannetest on kõige enam levinud. Rihmülekanal on järgmised eelised: 1) müratu ja sujuv töötamine, mistõttu töökiirus võib olla suur; 2) mehhanismid on rihma elastsuse tõttu kaitstud koormuse äkiliste kõikumiste eest; 3) mehhanismid on kaitstud ülekoormuse eest, sest sel juhul hakkab rihm libisema; 4) võimalus liikumist edastada küllalt suurele kaugusele (üle 15 m), kusjuures rihmaratade läbimõõdud võivad olla suhteliselt väikesed ning 5) lihtne tarindus ja kasutuse lihtsus. Rihmülekanade peamised puudused on: 1) rihma suurest eelpingusest johtuv völli ja völitugevade suhteliselt suur koormus; 2) ülekandesuhte mõningane mittepüsivus põhjustatuna rihma elastsest libisemisest; 3) rihma lühike kestvus (piires 1000 kuni 5000 h) ning 4) pole võimalik valmistada väikesemõõtmelist rihmülekanat. Rihmülekanadeid kasutatakse põllumajandus- ja transpordimasinats ja tööpinkides, mis peavad olema eriti vibrokindlad.

Rihmülekanade geomeetria

Ülekande geomeetrilisel arvutusel on enamasti teada rihmaratade läbimõõdud d_1 ja d_2 ning telgede vahe a (joon. 249, a). Nende suuruste järgi tehakse kindlaks väiksema rihmaratta haardnurk α ja rihma pikkus l :

$$\alpha \approx 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}; \quad (3.90)$$

$$l \approx 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4a). \quad (3.91)$$

Kui rihma pikkus on ette antud, saame telgede vahe

$$a = \frac{l}{4} - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{8} + \frac{1}{8} \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}. \quad (3.92)$$

Ülekande kinemaatika

Rihmaratade ringkiirused m/s on $v_1 = \pi d_1 n_1 / 60$; $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60$, kus d on m ja n p/min. Võttes arvesse rihma vältimatut elastset libisemist, mille põhjusi vaatleme allpool, saame kirjutada $v_2 < v_1$ või $v_2 = v_1(1 - \epsilon)$, kus ϵ on rihma libisemistegur. Ülekandesuhte saame avaldada

$$i = n_1 / n_2 = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1(1 - \epsilon)]. \quad (3.93)$$

Et libisemisteguri ϵ väärtused on väikesed, enamasti piirides 0,01 ... 0,02, siis

$$i \approx d_2 / d_1. \quad (3.94)$$

Olekandes mõjuvad jõud

Jõudeolukorras mõjub rihma mõlemas harus eelpingutusjõud F_0 . Kui ülekanne töötab tühikäigul, lisandub eelpingutusjõule tsentrifugaaljõust tekitatud lisajõud F_{ts} , mis nõrgendab eelpingutuse kasulikku toimet ning vähendab hõõrdejõudu, mistõttu ülekanne koormatavus väheneb. Kuid tsentrifugaaljõu märgatav toime ilmneb üksnes siis, kui rihma kiirus on üle 15 m/s.

Ülekande koormamisel, s.o. vedavale võllile pöördemomendi T_1 ja veetavale võllile takistusjõudude momendi rakendamisel jõud vedavas rihmaharus kasvab väärtuseni F_1 , veetavas harus aga väheneb väärtuseni F_2 (joon. 252). Töötamisel rihma vedavas ja veetavas harus tekkivate jõudude suhe määratakse Euleri võrrandi järgi, arvestamata seejuures tsentrifugaaljõudu,

$$F_1/F_2 = e^{\mu' \alpha_1}, \quad (a)$$

kus e on naturaallogaritm alus; α_1 libisemisnurk (läbilibisemise vältimiseks normaalsel töötamisel peab $\alpha_1 \approx (0,5 \dots 0,7) \alpha_1$); μ' on taandatud hõõrdeegur (kummeeritud rihmadel $\mu \approx 0,35$).

Kirjutame tasakaalutingimuse vedava rihmaratta kohta:

$$\Sigma T_0 = 0; \quad T_1 - F_1(d_1/2) + F_2(d_1/2) = 0.$$

Avaldades momendi T_1 ringjõu F_t kaudu $T_1 = F(d_1/2)$, saame

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (b)$$

s.t. rihmaharudes mõjuvate jõudude vahe võrdub ülekantava ringjõuga. Lahendades koos võrrandid (a) ja (b) ning võttes arvesse tsentrifugaaljõust tingitud jõu, saame

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_t \frac{m}{m-1} + F_{ts}; \\ F_2 &= F_t \frac{1}{m-1} + F_{ts}, \end{aligned} \right\} \quad (3.95)$$

kus $m = e^{\mu' \alpha_1}$.

Võllidele ja nende laagritele mõjuv koormus

Rihmaharudes mõjuvad jõud (välja arvatud F_{ts}) edastuvad võllidele ja nende laagritele. Laagrite reaktsiooni saab määrata graafiliselt (joon. 253) või arvutada valemiga

$$F_R \approx 2F_0 \cos \beta/2 \quad \text{ehk} \quad F_R \approx 2F_0 \sin \alpha/2. \quad (3.96)$$

Pinged rihmas

Kui jõud F_0 , F_{ts} , F_1 ja F_2 ning ringjõud F_t jagada rihma ristlõike-pindalaga, siis saame vastavad pinged: eelpingutusjõust tingitud pinge $\sigma_0 = F_0/A$, tsentrifugaaljõust tingitud pinge $\sigma_{ts} = F_{ts}/A = \rho v^2/10^6$, kus ρ on materjali tihedus kg/m³ (kummeeritud rihmadele $\rho = 1250 \dots 1400$) ja v on rihma kiirus m/s, ringjõust tingitud kasuliku pinge e. eriringjõud $k = F_t/A$ ning vedavas rihmaharus mõjuva pinge $\sigma_1 = k[m/(m-1)] + \sigma_{ts}$ ja veetavas harus mõjuva pinge $\sigma_2 = k[1/(m-1)] + \sigma_{ts}$. Lisaks nimetatud pingetele tekib pinge paindumisest ümber rataste: $\sigma_p = E\varepsilon = E(2y/d)$, kus E on rihma materjali elastsusmoodul (kummeeritud rihmadel $E \approx 200 \dots 350$ MPa) ja y on ohtliku kiu kaugus rihma neutraalkihist (lamerihmadel $y = 0,5\delta$, kus δ on rihma paksus) (joon. 254). Et kompaktsuse taotlusest lähtuvana võetakse väikerihmaratta läbimõõt võimalikult väike, siis on paindepinge küllalt suur. Pulseeriva tsükli järgi muutuv paindepinge on rihma väsimuspurunemise peamine põhjus.

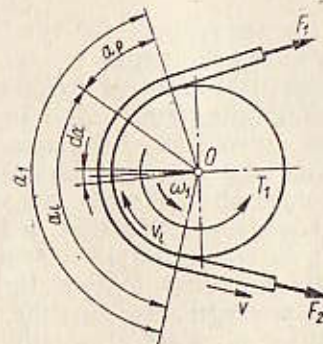
Joonisel 255 on näha pingejaotusdiagramm töötavas rihmas. Ilmselt tekib suurim pinge punktis a , kus vedav rihmaharu jookseb väikerihmarattale:

$$\sigma_{\max} = k \frac{m}{m-1} + \sigma_{ts} + \sigma_p. \quad (3.97)$$

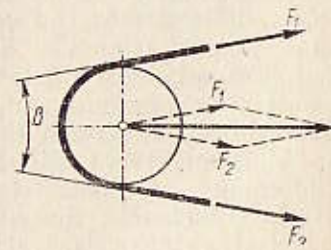
Õeldust järeldub, et rihmad alluvad väsimuspurunemisele.

Libisemine rihmülekanDES

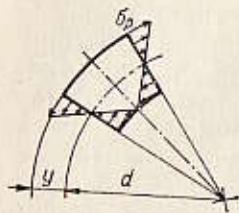
Ülekande töötamisel väheneb jõud F_1 vedavas rihmaharus väärtuseni F_2 . Vedavast rattast üleminekul rihm lüheneb ja jääb rattast maha, hakkab libisema. Seetõttu osutub rihma jooksiiruse väikse-



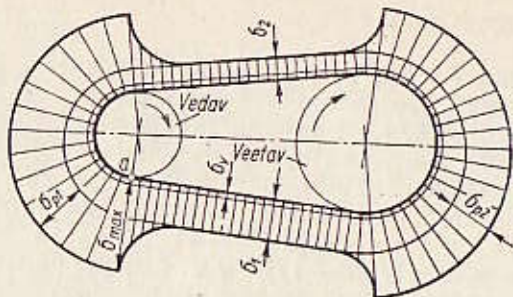
Joon. 252



Joon. 253



Joon. 254



Joon. 255

maks kui vedava ratta joonkiirus. Samaaegselt suureneb jõud F_2 veetaval rattal kuni väärtuseni F_1 ning üleminekul veetavast rattast rihm pikeneb ja ennetab ratast, hakates libisema. Seesugust libisemist nimetatakse *elastseks libisemiseks*, sest seda põhjustab rihma materjali elastsus. Rihmülekannetes on elastne libisemine vältimatu. Ent nagu on näidanud katsed, ei toimu libisemine kogu haardekaare α ulatuses. Rattale pealejooksul tekib rihmas kõigepealt sise-
mine deformatsioon *paigalseisukaare* ulatuses (vastab nurgale α_p); mis on seletatav sellega, et rihma kiirus neutraalkihil erineb kiirusest rattaga kokkupuute pinnal. Alles *libisemiskaarel*, mis vastab nurgale α_t , muutub rihma pikkus ning algab läbilibisemine.

Eeldatakse, et ringjõud kantakse üle peamiselt libisemiskaarel. Kui koormus suureneb, siis libisemiskaar pikeneb. Kui libisemiskaar saab võrdseks haardekaarega, tekib täielik läbilibisemine, mille korral kasulikku koormust ei edastata, ja järelikult rihm kaotab veovõime.

Töövõime kriteeriumid ja rihmülekannete arvutus

Rihmülekande töövõimet hinnatakse veovõime ja rihma ressursi järgi. Oluline näitaja on ka ülekande kasutegur.

Veovõimet iseloomustavad libisemiskõverad ja kasutegur (joon. 256). Libisemiskõverad on saadud mitmesugust tüüpi ja erinevaist materjalidest rihmade katsetuste tulemusel. Kõverate saamiseks hoitakse eelpinge konstantsena ($\sigma_0 = \text{const}$) ning järk-järgult suurendatakse koormust, mida iseloomustab eriringjõud k , ja mõõdetakse libisemisteguri ε (täpsemalt ω_1 ja ω_2) väärtust ja kasutegurit η . Libisemiskõvera lõigul 0 kuni k_0 on täheldatav üksnes elastne libisemine. Et rihma elastne deformatsioon toimub ligilähedastelt Hooke'i seadusele, siis on see lõik peaaegu sirgjooneline. Koormuse edasise suurendamisel algab osaline ja seejärel täielik läbilibisemine. Kasutegur küündib suurima väärtuseni eriringjõu k_0 lähedal ja hakkab pärast seda väärtust kiiresti langema. Seepärast soovita-

takse valida töökoormus lähedane kriitilisele väärtusele k_0 . Osalise läbilibisemise vahemikus k_0 kuni k_{\max} võib töötada üksnes lühiajalisel ülekoormusel, näiteks ülekande käivitamisel.

Arvukate libisemiskõverate analüüsi põhjal on kindlaks määratud k_0 sõltuvus materjalist ja tüübist, pingest σ_0 ja suhtest δ/d_1 . Eriringjõu k_0 kriitilised väärtused määratakse rihmade katsetamisel standardtingimustel: $\alpha = 180^\circ$ ja $v = 10$ m/s, koormus on ühtlane ja ülekanne on rõhine. Projekteerimisel tuleb lubatava eriringjõu $[k]$ valikul kasutada parandustegureid:

$$[k] = k_0 C_\alpha C_v C_p C_0, \quad (3.98)$$

kus C_α on ülekande veovõime sõltuvust haardenurgast arvestav tegur, C_v on tsentrifugaaljõu toimest tingitud rihma survet rihmarattale arvestav tegur, C_p on koormuse iseloomu arvestav tegur, C_0 on rihma pingutamise viisi ja ülekande asendit arvestav tegur. Nimetatud tegurite väärtused võetakse teatmekirjanduses antud tabelleist [20].

Seega tuleb veovõime arvutamisel rahuldada tingimus

$$k = F_t/A \leq [k]. \quad (3.99)$$

Arvutuslikele koormustele ligilähedastel koormustel on lamerihmülekande kasutegur $\eta = 0,97$ ja kiirihmülekandel $\eta = 0,96$.

Rihma ressursi määrab tema väsimustegur. Töötamisel tekkivad rihmas vahelduvad pingetsüklid, mille tagajärjel ilmuvad väsimuskahjustused (väsimuspraod, rebendid) ning nende suurenemisel muutub rihm töökolbmatuks. Rihma väsimustugevuse määramisel võetakse samaaegselt arvesse nii suurimat pinget kui ka pingetsüklite arvu kogu tööea kestel:

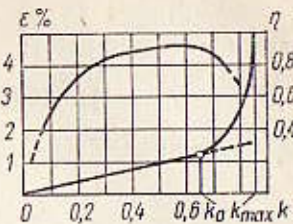
$$N = 3600 u_{ef} t, \quad (3.100)$$

kus $u_{ef} = u z_r / C_i$ on efektiivne pingetsüklite arv sekundis; $u = v/l$ on rihma ringlussagedus sekundis; z_r on rihmarataste ja rullide arv ülekandes; C_i on tegur, mis arvestab paindepingete erinevust rihmas väikese ja suure rihmaratta ületamisel (kui ülekandesuhe $i = 1$, siis $C_i = 1$, kui i suureneb, siis painde mõju rihmas suuremal rihmarattal väheneb ning $i = 4$ korral $C_i \approx z_r$); t on ressurs h.

Katseliselt on saadud järgmine seos pingetsüklite arvu ja suurima pinge vahel:

$$\sigma_{\max}^p N = C, \quad (3.101)$$

kus p ja C on väsimuskõvera parameetrid (lamerihmadele $p = 6$, kiirihmadele $p = 11$).



Joon. 256

Võrrandeid (3.97) ja (3.101) koos lahendades saame eriringjõu standardtingimustes:

$$k_0 = (m - 1) / m (C/N^{1/p} - \sigma_p - \sigma_v). \quad (3.102)$$

Eriringjõu kaudu saame avaldada ühe rihmaga ülekantava võimsuse

$$P_0 = k_0 A v, \quad (3.103)$$

kus P_0 ühik on W, k_0 on Pa, A on m^2 ja v m/s.

Rihma haardenurga, pikkuse ja ülekande töörežiimi mõju rihmade veovõimele arvestatakse vastavate teguritega.

3.6.2. LAMERIHMÜLEKANDED

Vaatleme, millistele üldnõuetele peab vastama ajamirihmade materjal. Rihm peab: a) olema piisavalt tugev vahelduvatel koormustel ja kulumiskindel; b) koos rihmaratastega moodustama hõõrdepaari, mille hõõrdeegur on küllaldane vältimaks suurt eelpingutusjõudu ning c) olema väikese paindejäikusega, et ei tekkiks suurt paindepinget.

Lamerihmülekanded

Masinaehituses kasutatakse järgmisi standardrihmu. *Kummeeritud rihmad* koosnevad mitmest puuvillriide kihist, mis on omavahel seotud vulkaniseeritud kummiga. Riie, millel on suurem elastsusmoodul kui kummil, kannab üle põhilise osa koormusest. Kummi suurendab hõõrdeegurit rihma ja rihmaratta vahel, seob rihma kihid tervikuks ja kaitseb riidet vigastumast. Et kummeeritud rihmad on tugevad ja elastsed ning neid ei mõjuta niiskus ega temperatuurikõikumised, siis on nad ulatuslikult kasutusel. *Nahkrihmadel* on hea veovõime, nad taluvad suuri koormusi ja rihmarataste läbimõõdud võivad olla küllalt väikesed. Nende kasutust piirab kallidus ja vähene kättesaadavus. *Tekstiilrihmad* (puuvillrihmad ja villased rihmad) sobivad tööks tolmu- ja leelise või bensiini auru- dega küllastunud keskkonnas ning järsult muutuva koormuse puhul. Nende veovõime on väiksem kui teistel.

Üha enam levivad hõõrdkihi- ja kaetud sünteetmaterjalist (kapron- või saržkangast) rihmad. Sünteetmaterjalide suure staatilise ja väsimustugevuse tõttu on võimalik vähendada rihma paksust ($\delta = 0,4 \dots 1,2$ mm), massi ja sellega tsentrifugaaljõu mõju rihmale. Sünteetkiust rihmade kiirus võib olla 75...150 m/s (tavaliiste rihmade kiirus on 25...30 m/s), seejuures aga töötavad nad võrdlemisi sujuvalt, mis on eriti oluline nüüdismasinate korral.

Lamerihmülekannete arvutusmeetoodika

Lamerihmülekanne arvutatakse veovõime järgi. Lubatav eriringjõud määratakse valemiga (3.98). Kriitiline eriringjõud k_0 võetakse ole-nevalt materjalist, eeltingest σ_0 ja suhtest δ/d_1 käsiraamatuis too-dud tabelleist [20]. Kummeeritud rihmadel $k_0 = 2,6 - 10(\delta/d_1)$ MPa, kui $\sigma_0 = 1,8$ MPa.

Rihma ressurss võetakse arvesse ülekande geomeetriliste para-meetrite valikul. Rihmarataste läbimõõdud tuleb võtta võimalikult suured, et vähendada rihmas tekkivaid paindepingeid. Väikerihma-ratta vähim läbimõõt

$$d_1 \geq (0,052 \dots 0,063) \sqrt[3]{P_1/\omega_1},$$

kus P_1 on W, ω_1 rad/s ja d_1 m. Samal põhjusel soovitatakse kum-meeritud rihmade puhul võtta suhe $d_1/\delta \geq 30$. Telgede vahe $a \geq 2(d_1 + d_2)$. Väikerihmarattal peab haardenurk olema vähemalt 150° . Et kestvus oleneb pingetsükli muutumissagedusest, siis peab rihma ringlussagedus $u = v/l \leq 5$ s⁻¹, kus v on rihma kiirus m/s ja l rihma pikkus m.

Projektarvutuses antakse ette ülekande võimsus P_1 kW, nurk-kiirus ω_1 rad/s ja ülekandesuhe i . Nende alusel määratakse d_1 ja d_2 , a , rihma tüüp ja mõõtmed (δ , b , l).

Arvutuskäiku vaatleme konkreetse näite varal.

Näide 3.6. Arvutada lintkonveieri ajami lahtine lamerihmülekanne. Ajamit käitab sisepõlemismootor. $P_1 = 25$ kW; $\omega_1 = 130$ rad/s; $\omega_2 = 33$ rad/s. Ülekanne on rõhtne, rihma pingutatakse perioodiliselt.

Lahendus. 1. Arvutame väikerihmaratta läbimõõdu $d_1 = (0,052 \dots 0,063) \times \sqrt[3]{25 \cdot 10^3 / 130} \approx 0,3 \dots 0,36$ m. GOCT-i 17383-73 järgi võtame $d_1 = 315$ mm. Ülekande ringkiirus $v = 0,5 \omega_1 d_1 = 0,5 \cdot 130 \cdot 315 \cdot 10^{-3} = 20,5$ m/s, mis on soovita-tavais piires ($v \leq 25$ m/s).

2. Määrame suurrihmaratta läbimõõdu $d_2 = 315 \cdot 130 / 33 = 1240$ mm. GOCT-i 17383-73 järgi võtame $d_2 = 1250$ mm. Vastavalt soovitusel $a = 2(d_1 + d_2) = 2(315 + 1250) = 3130$ mm. Võtame telgede vahe $a = 3000$ mm.

3. Arvutame haardenurga valemiga (3.90):

$$\alpha = 180^\circ - [(1,25 - 0,315) / 3] 60^\circ \approx 161^\circ > 150^\circ.$$

4. Arvutame rihma pikkuse valemiga (3.91):

$$l = 2 \cdot 3000 + [\pi(315 + 1250) / 2] + [(1250 - 315)^2 / (4 \cdot 3000)] = 8530 \text{ mm}.$$

Kontrollime rihma ringlussagedust sekundis: $u = v/l = 20,5 / 8,53 \approx 2,4$ s⁻¹, mis on väiksem kui 5 s⁻¹.

5. Valime ülekande jaoks kummeeritud rihma, pidades kinni soovitusest $\delta < d_1/30 = 315/30 \approx 10,5$ mm. Et rihma paksuse vähenemisel tema kestvus suu-reneb, valime sünteetkiust rihma B KHJ-65, mille paksus on $\delta = 6$ mm (OCT 38 0598-76 järgi).

6. Määrame lubatava eriringjõu.

$$k_0 = 2,6 - 10(6/315) = 2,41 \text{ MPa}.$$

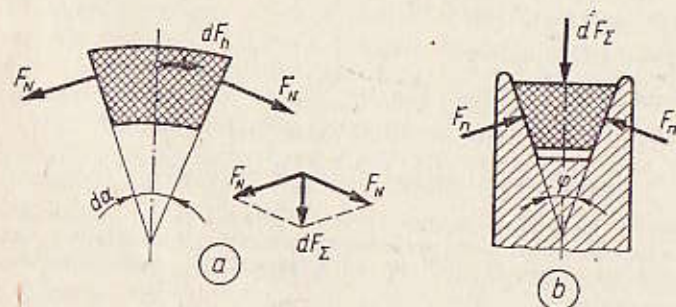
Käsiraamatu [20] tabelist saame: $C_0=1$; $C_\alpha=0,94$; $C_e=0,88$; $C_p=0,8$.
 Seega $[k]=2,41 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot 0,88 \cdot 0,8=1,59 \text{ MPa}=1,59 \cdot 10^6 \text{ Pa}$.
 7. Arvutame ülekandes mõjuva ringjõu $F_t=P/v=25 \cdot 10^3/20,5=1220 \text{ N}$.
 8. Määrame rihma laiuse $b \geq F_t/([k]\delta)=1220/(1,59 \cdot 10^6 \cdot 0,006)=0,128 \text{ m}=128 \text{ mm}$. Vastavalt ГОСТ-ile võtame $b=125 \text{ mm}$.
 9. Arvutame rihma eelpingutusjõu

$$F_0=\sigma_0 b \delta=1,8 \cdot 10^6 \cdot 0,125 \cdot 0,006=1350 \text{ N}.$$

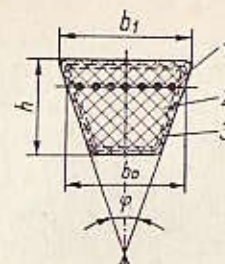
10. Valemi (3.95) järgi arvutame võllile mõjuva jõu $F_R \approx 2 \cdot 1350 \cos 9,5^\circ=2660 \text{ N}$ ning arvestades rihma võimalikku ülepungutamist võtame $F_R=1,5 F_R=4000 \text{ N}$.

3.6.3. KIILRIHMÜLEKANDED

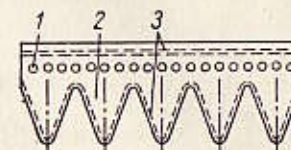
Kiilrihmülekannetes on rihmad trapetsikujulise (kiilukujulise) ristlõikega ja paiknevad rihmarataste vastavais soontes (vt. joon. 249, c). Rihmaratta sooned valmistatakse sellised, et soone põhja ja rihma vahele jääb garanteeritud pilu Δ . Seega on rihma külgpinnad tööpinnad. Vaatleme kiilrihma elementi, mis on surutud vastu rihmaratast jõuga dF_x (joon. 257, a), ning määrame elementaarse hõõrdejõu, mis mõjub ringjõu sihis, $dF_h=2dF_n \mu$ (vt. joon. 257, b). Tasakaalutingimuse kohaselt $dF_x - 2dF_n \sin \varphi/2 = 0$. Sellest avaldame $dF_h = dF_x \frac{\mu}{\sin \varphi/2}$. Samal ajal kui lamerihmülekande korral $dF_h = dF_x \mu$. Nende kahe sõltuvuse võrdlemisel selgub, et kiilrihmülekandes on hõõre seda suurem, mida väiksem on profiilnurk φ . Suurust $\mu/\sin \varphi/2 = \mu'$ nimetatakse *taandatud hõõrdeeguriks*. Standardrihmade profiilnurk $\varphi=40^\circ$, sest veelgi väiksem kaldenurk põhjustaks rihma kinniildumist. Standardrihmade korral $\mu' = \mu/\sin 20^\circ \approx 3\mu$, s.t. rihma kiiljas kuju suurendab rihma haardumist rattapõiega 3 korda. Järelikult võib kiilrihmülekannet töötada lamerihmülekandega võrreldes rihma väiksema pingutusjõu, haardemurra (kuni 120°), rihmaratta läbimõõdu ja telgede vahega ning suurema ülekandesuhtega.



Joon. 257



Joon. 258



Joon. 259

Kiilrihmad on kummeeritud (joon. 258). Koormust vastu võttev koort 1 on kummeeritud koortriidest või -nõõrist, mis on vulkaniseeritud kummimõssi 2. Rihma sisekihte kaitseb poolviltu mähitud riidekihtidest ümbris 3. Kiilrihmad on normaalse ja kitsa ristlõikega, suhe b_0/h vastavalt $\sim 1,4$ ja $\sim 1,1$. Normaalristlõikega rihmadega võrreldes võimaldavad tugevast sünteestkiust (lavsaan; kapron) koortiga kitsad rihmad üle kanda võrdse ristlõike puhul 1,5...2 korda suuremat võimsust ning kiirust kuni 50 m/s (seega kaks korda suuremat). Kitsaste rihmade kasutuselevõtt võimaldab vähendada rihmade arvu ülekandes ja rihmarataste laiust. Seetõttu on kitsad rihmad eelistatud.

Kiilrihmadel on lisaks nende eelistele ka puudusi: kiilrihma laiuse vältimatu kõikumise tõttu tema pikkuse ulatuses muutub ülekandesuhe ühe ringlustersükli vältel, mistõttu tugevneb vibratsioon ja lüheneb rihma iga. Töötamisel mitme kiilrihmaga väheneb ülekande kasutegur ja lüheneb rihmade ressurss, sest rihmade mõõtmised ja elastsusomadused on erinevad ning koormus jaotub mitme rihma puhul ebavõrdselt. Nimetatud puudusi pole mitmikkiilrihmadel (joon. 259). Need valmistatakse tugevast polüesterkoortist 1 ja poolviltu mähitud riidekihtidest 3. Mitmikrihmadel on ribid 2, mis lähevad rihmaratta soontesse.

Kiilrihm- ja mitmikkiilrihmülekanded arvutatakse veovõime ja ressursi alusel sõltuvuse (3.103) järgi. Et standardseid kiilrihma ja mitmikkiilrihma on väga palju, siis on nende igale tüübile ja suurusele kindlaks määratud lubatav võimsus, mida rihm üle kannab. Seega taandub niisuguse ülekande arvutus rihma tüübi ja rihmade arvu valikule tabelist. Rihmade arv määratakse valemiga

$$z = P/(P_0 C_\alpha C_p) \leq 8,$$

kus P on ülekande võimsus kW; P_0 — standardseis töötingimustes ühe rihmaga edastatav võimsus; C_α — haardenurgategur ja C_p — töörežiimi arvestav tegur.

Iga liiki rihmülekannete arvutuskäik ja arvutusnäited on antud käsiraamatus [20].

3.6.4. RIHMARATTAD

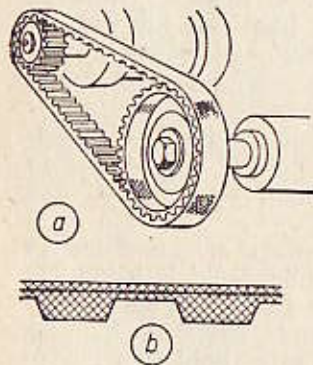
Rihmarattad valmistatakse malmist C4 15 (rihma kiirustel kuni 30 m/s), alumiiniumsulameist (kiirustel kuni 80 m/s), terasest (kiirustel kuni 100 m/s) ja plastist. Lamerihmarataste läbimõõdud määratakse rihmülekanne arvutusel ja laius leitakse valemiga $B = 1,1b + (10 \dots 15)$ mm. Mõlemad mõõtmed ümardatakse standardi GOST 17383-73 järgi. Kiirekäiguliste ülekannete rihmarattad tuleb balansseerida. Kiilrihmarattad on standarditud. Nende pöia profiili määrab kasutatava rihma profiil.

3.6.5. HAMMASRIHMÜLEKANDED

Hammasrihmülekanne rihma siseküljel on trapetsikujulise ristlõikega hambad (joon. 260, a) ja rihm hambub hammasratastega. Niisugune ülekannetöötab hambumispõhimõttel, mitte aga hõõrdel. Seeõttu pole hammasrihmülekanne ka libisemist, puudub vajadus rihma eelpingutada ning võllid pöörlevad sünkroonselt. Rihmülekanne võrreldes on hammasrihmülekanne kompaktsem, hammasülekanne võrreldes aga sujuvama käigu ja väiksema müraga, samuti puudub vajadus seda ülekannet hooldada ja määrada.

Hammasrihmülekanneid kasutatakse võimsusel kuni 100 kW. Kiirusvahemik, kus need ülekanded töötavad, on 5...50 m/s, ning ülekandesuhe i võib küündida 12. Nende ülekannete kasutegur on ligikaudu 0,98.

Hammasrihma kandekeht koosneb terastrossidest, mis on valatud kummimõssi (joon. 260, b). Hambad on kulumiskindluse suurendamiseks kaetud nailoni või muu riidematerjaliga.



Joon. 260

3.7. KETTÜLEKANDED

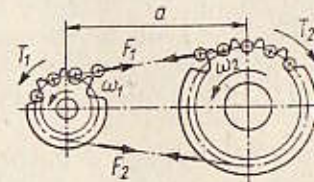
3.7.1. ÜLDANDMED

Lihtsaimal juhul koosneb kettülekanne vedavast ja veetavast ketirattast ning nendega hambuvast ketist (joon. 261). Kett koosneb liigenditega ühendatud lülidest, mis annavad ketile liikuvuse. Vedava ketiratta hambad veavad keti liikuma ja see omakorda paneb pöörlema veetava ketiratta.

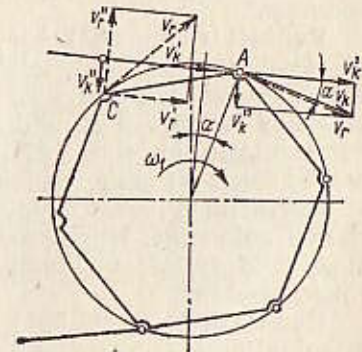
Võrdlushinnang ja kasutusala

Rihmülekanne võrreldes on kettülekanne mitmeid eeliseid: 1) saab üle kanda suuremat koormust, sest kettülekanne töö põhineb hambumisel, mitte aga hõõrdel, ning kett on vastupidavam kui rihm; 2) ülekandesuhe on püsiv (ühe pöörde kohta arvutatud keskmine ülekandesuhe), sest puudub libisemine; 3) võlle ja nende laagreid koormatakse vähem, sest ketti pole tarvis eelpingutada; 4) telgede vahe võib olla väiksem ja ülekandesuhe suurem, sest haardenurgal pole siin olulist tähtsust; 5) kasutegur on kuni 0,98.

Kettülekanne on ka mõningaid puudusi. Peamiselt on need tingitud sellest, et kett koosneb üksikuist lülidest, mis ei haara ketirattast mööda ringjoont, vaid moodustavad hulknurga. Nimetatud asjaolu tõttu ei ole keti kiirus püsiv, kuigi ketiratta pöörleb ühtlaselt. Joonisel 262 on näidatud keti liigendite ja ketiratta hammaste kiirused. Hetkel, mil liigend A on hambumises, on liigendi kiirus v_h võrdne ketiratta ringkiirusega v_r selles punktis, mis ühtib ketiliigendi keskmega. Lahutame liigendi kiiruse kaheks komponendiks: ketiharu suunaliseks v'_h ja ketiga risti olevaks v''_h . Veetava ketiratta liikumine on määratud kiirusega $v'_h = v_r \cos \alpha$. Et nurga α väärtus muutub piires $-\pi/z_1$ (vastab liigendi A hambumise alg-



Joon. 261



Joon. 262

hetkele) kuni π/z_t (vastab liigendi B hambumise alghetkele), siis muutub ka kiirus v'_h ning see on ülekandesuhte i mittekonstantsuse ja ülekandes tekkivate dünaamiliste lisakoormuste põhjus.

Kiirusest $v''_h = v_r \sin \alpha$ oleneb ketiharu põikkõikumine. Hetkel, mil liigend B läheb hambumisse ketiratta hambaga C , on nende kiiruste püstsihilised komponendid v''_h ja v''_r vastassuunalised, ning ketiliigendi kokkupuude ketiratta hambaga toimub löögiga. Pidevad löögid tekitavad ülekandes müra ning põhjustavad ketiliigendite ja ketiratta hammaste purunemist. Vähendamaks löökide kahjulikkust toimet on välja töötatud soovitusel ketisammu valikuks olenevalt vedava ketiratta pöörlemissagedusest [20].

Keti ühe ringluse vältel toimub igas liigendis neli pööret: kaks vedaval ja kaks veetaval ketirattal. Nende pöörete tagajärjel ketilülide teljed ja puksid kulumavad. Keti ja ketirataste hammaste kulumisest tingituna muutub ketiliigendite asend hambumisel, mistõttu kett venib välja. Et vältida väljavenimise mõju, tuleb kasutada ketipingutusseadiseid. Kulumist saab vähendada, kui hoolitseda, et ketiliigendid oleksid korralikult määratud. Peale selle on tarvis kettülekande võllid paigaldada täpsemalt kui rihmülekandel, et kett ei tuleks ketirattalt maha. Ketli tuleb aeg-ajalt ka reguleerida.

Kettülekandeid kasutatakse küllalt suure telgede vahe korral ja samuti siis, kui ühelt vedavalt rattalt on vaja käitada mitut veetavat võlli; juhtudel, mil hammasratasülekannet pole võimalik rakendada ja rihmülekannet ei ole küllalt töökindel. Enamlevinud on kettülekanded põllutöö- ja transpordimasinates, tööpinkides jm.

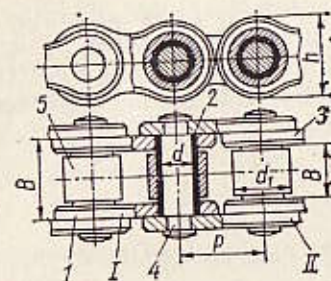
3.7.2. KETTÜLEKANDE POHIOSAD

Tänapäeval kasutatavaist ajamiketidest on peamised *rull-*, *puks-* ja *hammasketid*. Need on standarditud tooted, mida valmistavad omaette tehased. Ketli iseloomustavad samm, laius ja purustav koormus.

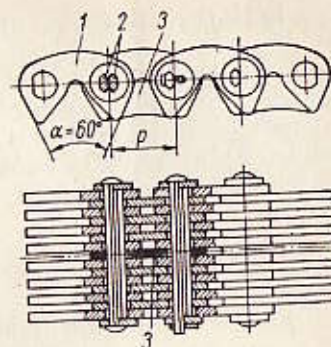
Rullkett (joon. 263) koosneb omavahel vahelduvaist sise- (I) ja välislülidest (II). Siselüli koosneb kahest plaadist 1 ja neisse pressitud kahest puksist 2 . Välislülil on kaks plaati 3 , millesse on pressitud teljed 4 . Ketilülid pöörduvad üksteise suhtes telgede pöörumise tõttu puksides. Et vähendada ketirataste kulumist ketiga hambumisel, on ketipuksidele istatud rullid 5 .

Puksketid erinevad eespool kirjeldatud rullkettidest selle poolest, et neil pole rulle. Niisugused ketid on väiksema massiga ja odavamad, kuid rullide puudumise tõttu kulumavad nii ketid kui ka ketirattad rohkem.

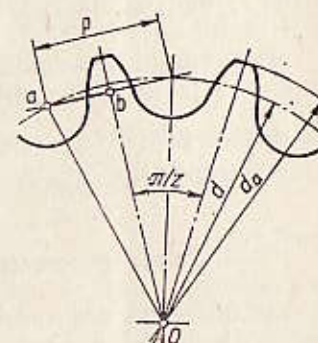
Hammaskett (joon. 264) koosneb liigenditega 2 ühendatud hammasplaatidest 1 . Tarinduslikult saab hammaskette valmistada küllalt laiu, nii et nad on võimelised üle kandma suuri koormusi. Keti mahalisemist ketirattalt külgsuunas väldivad juhtplaadid 3 . Need



Joon. 263



Joon. 264



Joon. 265

on samasugused kui hammasplaadid, kuid hammasteta ja asuvad ketilülis keskel. Juhtplaatidega keti kasutamisel on ketiratta põia keskel juhtsoon. Hammaskett töötab vaiksemalt kui rullkett, ent hammaskette on keerukam valmistada ja nad on kallimad. Neid soovitatatakse kasutada kiirusel kuni 35 m/s.

Ketirattad

Ketiratta hammaste profiil peab tagama nende kulumiskindluse; võimaldama löigata hambaid suure tootlikkusega meetoditel (näiteks hambarullimise teel) ning tagama keti liigendite sujuva hambumisse mineku ja hambumisest väljumise. Standardkettide korral on ketirataste hammaste kõik mõõtmed standarditud. Ketiratta hammaste sammu mõõdetakse mööda kõõlu (joon. 265). Ratta gabariiti määrav põhiparameeter on jaotuslähimõõt. Jaotusringjoon läbib rattaga hambumises olevate ketiliigendite keskmeid. Kolmnurkast aOb tuleneb, et jaotuslähimõõt

$$d = p / \sin(\pi/z),$$

kus p on keti samm.

Keti ja ketirataste materjalid

Kett ja ketirattad peavad olema kulumis- ja löögikindlad. Sellest nõudest lähtuvana valmistatakse suurem osa kette ja ketirattaid süsinik- või legeeritud terasest, mida termotöödeldakse (parendamine, karastamine). Soovitused materjalide valikuks ja termotöötluseks on antud käsiraamatuis [20].

3.7.3. POHIPARAMEETREID. KETI KIIRUS

Keti keskmine kiirus ketiratta ühe pöörde vältel

$$v = \omega d / 2 = z_1 p \omega_1 / (2\pi) = z_2 p \omega_2 / (2\pi), \quad (3.104)$$

kus d on ketiratta jaotuslähimõõt m; z_1 ja z_2 — ketirataste hammaste arvud; ω_1 ja ω_2 — ketirataste nurkkiirused rad/s ning p — keti samm m.

Ülekandesuhe. Avaldisest (3.104) järeldub, et kettülekande ülekandearv ja ülekandesuhe on arvvaärtuselt võrdsed:

$$\omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = i, \quad (3.105)$$

Soovitatav ülekandesuhe $i \leq 7$.

Kettülekande geometria arvutamine

Kettülekande arvutamisel on enamasti teada keti samm p ning hammaste arvud z_1 ja z_2 .

Lähtuvana keti ressursist võetakse telgede vahe piirides $a = (30 \dots 50)p$.

Keti pikkus väljendatuna keti sammu kaudu

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}. \quad (3.106)$$

Keti pikkus L_p ümardatakse lähima paarisarvuni ning seejärel täpsustatakse telgede vahet valemiga

$$a = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (3.107)$$

Kettülekandes mõjuvad jõud

Kettülekande jõudude skeem sarnaneb rihmülekande omale. Ka kettülekandes saab eristada vedava ja veetava ketiharu pingutusjõudu, vastavalt F_1 ja F_2 . Analooiliselt rihmülekandele keti poolt

ülekantav ringjõud $F_t = F_1 - F_2$. Veetava ketiharu pingutusjõud $F_2 = F_{ts} + F_0$, kus F_{ts} on tsentrifugaaljõust põhjustatud jõud ja F_0 — eelpingusest (keti läbirippe tõttu) tekkiv jõud.

Enamasti on tsentrifugaaljõu mõju kettülekandeis (kiirusel $v \leq 10$ m/s) väike ja jõudu F_{ts} ei tarvitse arvesse võtta. Keti läbirippest põhjustatud jõud moodustab tavaliselt vaid mõne protsendi ringjõust ning seetõttu võib tegelikes arvutustes võtta

$$F_2 \approx 0; \quad F_1 \approx F_t.$$

3.7.4. KETTÜLEKANNETE ARVUTUS

Kettülekanded kaotavad töövõime peamiselt *keti liigendite* kulumise tõttu. Selline kett venib välja ja hambub ketirattaga valesti. Liigendite kulumise määrab liigendeile mõjuv erisurve q . Seepärast arvutataksegi kettülekande *liigendite kulumiskindluse kriitriumi* järgi:

$$q = F_t / (dB) \leq [q], \quad (3.108)$$

kus q on erisurve keti liigendites; F_t on ringjõud; d ja B on vastavalt telje lähimõõt ja keti laius, mis võrdub puksi pikkusega; $[q]$ on lubatav erisurve.

$$[q] = [q_0] / K_e. \quad (3.109)$$

Suurus $[q_0]$ võetakse eriuuringute ja kasutuskogemuste alusel saadud soovitude kohaselt. Niisugused väärtused saadakse sellise püsival koormusel töötava tüüpülekande järgi, millel on rahuldav määrimine ning soovitud kohased z , a , i ja p . Tüüpülekande ressurss on vähemalt 3000...5000 h. Eksploataatsioonitegur K_e võtab arvesse arvutatava ja tüüpülekande töötingimuste erinevused.

Kettülekannete projektimise meetodika

Projektimiseks peab olema ette antud P_1 , ω_1 , i ja ülekande töötingimused. Projektarvutuse käik võib olla järgmine.

1. Määratakse kindlaks keti tüüp; valitakse vedava ketiratta hammaste arv z_1 , võttes aluseks etteantud u . Kui $i = 1 \dots 7$, soovitatatakse rullkettülekandeis võtta $z_1 = 29 \dots 13$ (väiksem hammaste arv vastab i suurematele väärtustele). Soovitus tuleneb sellest, et hammaste arvu vähendamine põhjustab suuremat kulumist, nende arvu suurendamine aga tingib keti ja ketiratta hambumise kaotuse. Veetava ketiratta hammaste arv arvutatakse valemiga (3.105), kuid see ei tohi olla üle 120.

2. Väikeketiratta lubatavate pöörlemisageduste tabeli järgi valitakse keti samm p . See on soovitatav alati võtta väiksem kui tabeli järgi lubatud suurim samm.

3. Valemiga (3.109) arvutatakse keti liigendite lubatav erisurve.

4. Valemiga (3.104) järgi määratakse keti kiirus v , arvutatakse ringjõud $F_t = P_1/v$ (siin on F_t ühik N, P_1 ühik W ja v m/s).

5. Valemiga (3.108) arvutatakse keti liigendeis mõjuv erisurve ja võrreldakse selle väärtust lubatavaga. Kui ilmneb, et $q > [q]$, siis suurendatakse keti sammu, võetakse teist tüüpi kett või mitme-realine kett.

6. Järgmiseks arvutatakse keti pikkus L_p valemiga (3.106); valemiga (3.107) järgi täpsustatakse telgede vahe a ning määratakse ketirataste põhimõõtmised vastavalt standardile.

3.8. HÖÖRDÜLEKANDED

Lihtsaim hõõrdülekanne (joon. 266) koosneb kahest teineteise vastu surutud hõõdrattast. Vedav ratas paneb veetava pöörlema nende teineteise vastu surumisel tekkiva hõõrdejõu toime.

Hõõdrattad peavad olema surutud teineteise vastu nii suure jõuga F_n , et takistusmomendi T_2 või ülekantava ringjõu $F_t = 2T_2/d_2$ väärtus ei ületaks hõõrdejõu $F_h = F_n\mu$ piirväärtust. Et koormuse võimalik kõikumine mõjutab kontaktpinnal tekkinud hõõrdejõu väärtust ka siis, kui survejõud F_n jääb muutumatuks, saab avaldada hõõrdpaari töövõimelisuse tingimuse sõltuvusena

$$F_n\mu = KF_t = 2KT_2/d_2,$$

kus K on sidestusvarutegur; jõuülekannetel $K \approx 1,25 \dots 1,5$ ja aparaatides kasutatavais ülekannetes $K \approx 3$. Survejõud lõplikul kujul

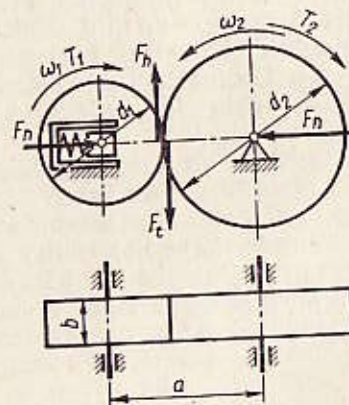
$$F_n = 2KT_2/(\mu d_2). \quad (3.110)$$

Hõõdrattaid teineteise vastu suruv jõud võib olla püsiv või muutuda automaatselt.

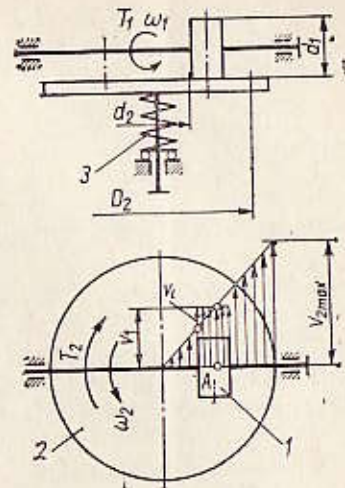
Esimesel juhul tekitatakse survejõud harilikult vedruga (vt. pos. 3 joon. 267), ja teda ei saa töötamisel muuta. Teisel juhul muutub survejõud vastavalt koormuse muutusele ning ülekande töö on seetõttu märksa parem. Kuid asjakohased isepingestusseadised (vt. näiteks kuulpingestusseadist toroidvariaatoril joon. 272) teevad konstruktsiooni keerukaks.

Võrdlushinnang ja kasutusala

Hõõrdülekannete eelised: hõõdrattad on konstruktsioonilt lihtsad, ülekanne töötab sujuvalt ja müratult, nurkkiirust saab muuta ühtlaselt. Kuid hõõrdülekannetel on ka puudusi: hõõrdejõud põhjustavad võllidele ja nende laagritele suure surve; hõõdratastele vajaliku surve tekitamiseks peavad olema vastavad suruseadised; hõõdrataste suur kulumine ning erinevalt hambumispõhimõttel töötavaist ülekandeist ei saa hõõrdülekandes täpset ülekandesuhet, sest hõõrdpaari libisemine on vältimatu.



Joon. 266



Joon. 267

Loetletud puuduste tõttu on hõõrdülekannete kasutus üsna tagasihoidlik (neid rakendatakse peamiselt aparaadiehituses). Jõuülekannetena ei ole nad võrreldavad hammasülekannetega oma mõõtmete, töökindluse, kasuteguri jms. poolest. Kuid hõõrdülekanded võimaldavad kiirust sujuvalt reguleerida. Seetõttu on ulatuslikult levinud muudetava ülekandesuhtega hõõrdülekanded ehk variaatorid.

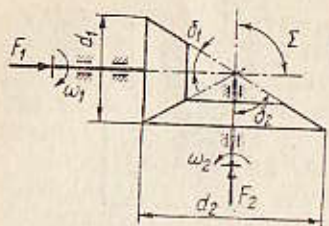
Libisemine

Hõõrdülekannetele on omane libisemine, mis põhjustab kulumist, kasuteguri alanemist ja ülekandearvu muutumist. Eristatakse *elastset libisemist*, *geomeetrilist libisemist* ja *nühamist*.

Elastne libisemine johtub kontaktala elastsest deformatsioonist. Enamasti pole elastse libisemise osatähtsus suur: teraspaari korral ei ületa elastne libisemine 0,2% ning tekstoliidi ja terase korral 1%.

Kui survejõud on ebapiisav, ilmneb nühamine, mil veetav hõõrdketas jääb seisma ja vedav libiseb veetaval, põhjustades kohtkulumist ja kriime kontaktpinnal. Võimalus selleks, et rattad hakkaksid nühamata, tuleb kõrvaldada. Projekteerimisel peab võtma küllaldase sidestusvaruteguri K ning töötamisel hoiduma ülekannet ülekoormamast.

Geomeetriline libisemine tekib vedava ja veetava hõõdratta erineva kiiruse tõttu kontaktpinnal. Joonisel 267 on näidatud lihtsaima variaatori skeem. Ratta 1 tööpinna ringkiirus on kogu tema laiuse ulatuses ühtlane ja võrdub v_1 . Samal ajal kui ratta 2 eri punk-



Joon. 268

ohtlik: õli olemasolu vähendab kulumist ja soodustab hõõrdrataste jahtumist. Niisugused töötingimused on lähedased kinniste hammas-ülekannete töötingimustele.

Ülekande kinemaatika

Hõõrdülekannde ülekandesuhe (arvestades libisemist)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}, \quad (3.111)$$

kus libisemistegur $\epsilon \approx 0,01 \dots 0,03$.

Liikumise ülekandmiseks lõikuvate telgede korral kasutatakse koonushõõrdülekanndeid (joon. 268). Enamasti on vööliidevaheline nurk $\Sigma = 90^\circ$. Sel juhul saame koonushõõrdülekannde ülekandesuhte libisemist arvestamata järgmise:

$$i = \omega_1/\omega_2 \approx d_2/d_1 = \cot \delta_1 = \tan \delta_2. \quad (3.112)$$

Materjalid

Hõõrdrataste materjalil peab olema suur hõõrdeegur, et vähendada tarvilikku survejõudu; suur elastsusmoodul, et vähendada kontaktpinna mõõtmeid sõltuvat hõõrdekadu; väike kontaktväsimus, suur kulumiskindlus ja hea soojusjuhtivus. Kaks viimast omadust on eriti olulised määrimiseta töötavate ülekannete puhul. Enamasti valmistatakse üks hõõdrattaist kõrgtugevast karastatud terasest (näiteks kuullaagriterasest IX15) ja teine kas terasest, hallmalmist, tekstoliidist, fiibrist või mõnest teistsugusest plastist. Metallist tööpindadega ülekanded võivad töötada nii määrimisega kui ka kuivalt, mittemetalsete tööpindadega ülekanded üksnes kuivalt.

Purunemise liigid ja arvutus

Olis töötava hõõrdülekannde purunemise peapõhjuseks on *tööpindade väsimusmurenemine*. Seepärast arvutatakse niisugused ülekanded kontaktpingete järgi. Terasrataste korral arvutatakse suurim

kontaktpinge valemiga (3.1). Kui panna sellesse valemisse $q = F_n/b$, kus F_n on survejõud ja b hõõrdrataste töölaius, saame tugevustingimuse järgmisel kujul:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n E_{red}}{b q_{red} 2\pi(1-\nu^2)}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.113)$$

Kogemuste alusel soovitatakse lubatav pinge võtta 10^7 pingetsükli ja püsiva töörežiimi järgi, $[\sigma_H] = 1000 \dots 1200$ MPa.

Kuivalt töötavad hõõrdülekannde kaotavad oma töövõime peamiselt ülekande kuumenemise ja hõõrdrataste kulumise tagajärjel. Et aga pole välja töötatud kuumenemise ja kulumise alusel tehtava arvutuse meetodikat, siis arvutatakse ka kuivalt töötavad ülekanded kontaktväsimusele. Lubatav kontaktpinge määratakse kindlaks tingimusest, et ülekannet pole ohtlikult kuumenenud. Tekstoliidile võetakse $[\sigma_H] = 80 \dots 100$ MPa.

3.9. VARIAATORID

3.9.1. ÜLDANDMED

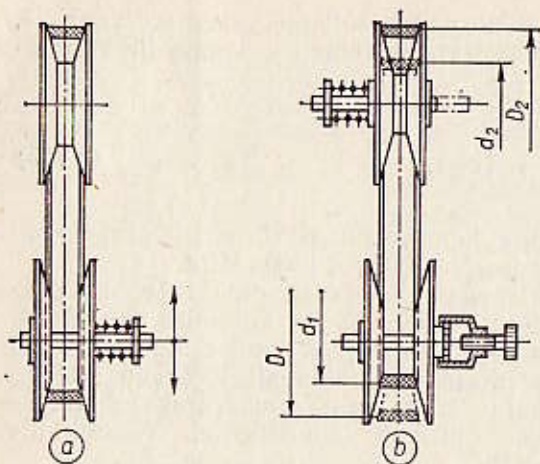
Enamiku nüüdisaegsete masinate tööseadmete kiirust tuleb reguleerida sõltuvana tehnoloogiaprotsessi tingimustest. Reguleerimaks kiirust, varustatakse masinad astmeliste kiiruskastidega, milles on hulk hammasülekanndeid. Nii näiteks on autode käigukastides 4...6 hammasrattapaari, tööpinkidel koosneb ainult pealiikumismehhanism 5...16 hammasrattapaarist. Variaatorite rakendamine võimaldab lihtsustada masinate ehitust ning sujuva kiirusreguleerimisega saab masinaile anda soodsaima kiirusrežiimi ja kiirust on võimalik muuta töötamise ajal. Kõik see suurendab masina jõudlust, tõstab toodangu kvaliteeti ning peale selle vähendab müra ja vibratsiooni. Nimetatud eeliste tõttu on variaatorid ulatuslikult kasutusel mitmete tööstusharude seadmes (toiduainetööstuse ja kergetööstuse masinais, põllutöö- ja teedeehitusmasinais ning mujal).

Variaatoreid võib liigitada *kültrihm-*, *kett-* ja *hõõrdvariaatoreiks*. Variaatori veetava võlli nurkkiirus võib oleneda mõlema hõõdratta läbimõõdust või ainult ühe omast (joon. 269). Valemi (3.93) kohaselt on variaatori piirülekandearvud

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2 min}} = \frac{D_2}{d_1(1-\epsilon)};$$

$$i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2 max}} = \frac{d_2}{D_1(1-\epsilon)},$$

kus D_1 , d_1 ja D_2 , d_2 on vastavalt vedava ja veetava hõõdratta suurim ja vähim läbimõõt; ϵ — libisemistegur, mis oleneb ülekande tüübist ja tarindusest.



Joon. 269

Variaatori peamine kinemaatiline parameeter on *reguleerimisulatus*:

$$U = \omega_{2 \max} / \omega_{2 \min} = i_{\max} / i_{\min} = D_1 D_2 / (d_1 d_2). \quad (3.114)$$

Libisemine vähendab veetava võlli nurkkiirust, kuid reguleerimisulatus ei mõjuta.

3.9.2. RIHMVARIAATORID

Rihmvariaatorite ehitus on lihtne, nad on kasutamisel töökindlad, suutelised töötama igasugustes töötingimustes ja hõlpsad hooldada.

Rihmvariaatorite vaheelemendina rakendatakse nii *standardseid kiilrihmu* (ГОСТ 1284.1—80) kui ka sellekohaseid *laiu variaatori-rihmu*. Rihmvariaatorite kiirust muudetakse kas ühe (joon. 269, a) või mõlema rihmaratta läbimõõdu üheaegse (joon. 269, b) muutmise. Selleks on rihmaratas kujundatud telje sihis nihutatavate kooniliste rattapoolmetega.

Ühe muudetava tööraadiusega ratta korral (joon. 269, a) on ülekande vedav ratas survestatud vedruga ning enamasti istatud elektromootori võllile. Veetava ratta läbimõõt pole muudetav ning ratas on istatud töömasina võllile. Mootori nihutamise muudab rihma pingus, mistõttu vedruga survestatud ratta poolmed nihkuvad ja ratta tööraadius muutub.

Ülekanded, millel on kaks muudetava tööraadiusega rihmaratast, valmistatakse tavaliselt nii (joon. 269, b), et vedava rihmaratta poolmed on survestatud vedruga ja veetava poolmeid saab nihutada. Veetava ratta poolmete vahetäuguse muutmisel nihkub kiilrihm

vedru survele ja vedava ratta poolmete vahetäugus muutub. Koos sellega muutuvad vedava ja veetava ratta tööraadiused.

Standardkiilrihmade suhtelise kitsuse tõttu on ülekande reguleerimisulatus väike: $U = 1,2 \dots 1,7$ olenevalt rihma tüübist ja muudetava tööraadiusega rihmarataste arvust. Ülekantav võimsus ulatub kuni 60 kW. Variaatoririhmadega ülekannete reguleerimisulatus on tunduvalt suurem, sest need rihmad on suhteliselt laiad ja nende profiili kaldenurk pole nii järsk kui kiilrihmadel. Et variaatoririhmadele anda hea paindumus, valmistatakse nad põiksoontega (joon. 270). Nende rihmade kasutamisel reguleerimisulatus $U = 2,5 \dots 3$. Üherihmalised variaatorid võivad edastada võimsust kuni 25 kW, mitmikrihmvariaatorid kuni 55 kW. Ent mitme rihma rakendamine teeb variaatori tarinduse keerukaks ja eeldab suuremat valmistustäpsust.

Rihmvariaatoreid arvutatakse nii nagu kiilrihmülekandeidki, kusjuures võetakse arvesse reguleeritava tööraadiusega rihmarataste arvu. Variaatorite arvutuse võib leida raamatust [17, 20].



Joon. 270

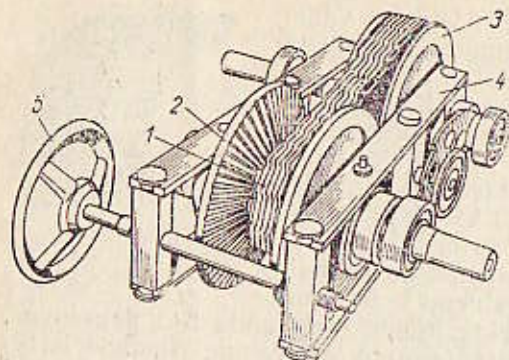
3.9.3. KETTVARIAATORID

Võrreldes rihmvariaatoritega on kettvariaatorid keerukamad ja kallimad, kuid see-est kompaktsemad, kestvamad ja töökindlamad.

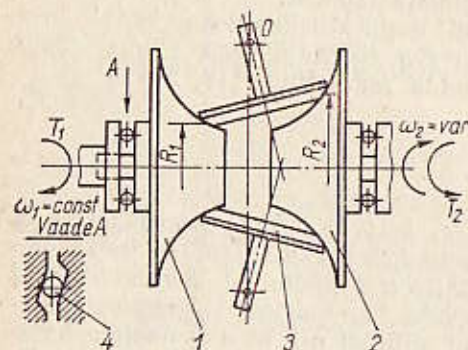
Enimlevinud on *hambumis põhimõttel töötavad kettvariaatorid* (joon. 271). Telje sihis nihutatavate hammastatud koonuspoolmetega kettad 2 ja 3 on paigaldatud võllidel nii, et ühe poolme hambad on kohakuti teise poolme hambavahedega. Keti lülides on pakk õhukesi plaate, mis kergesti nihkuvad keti põiksihis. Need plaadid, mis sattuvad ketta ühe poolme hammastele, nihutatakse teise poolme hambavahedesse, sel moel hambubki kett ketastega. Kettapoolmete nihutamine ja sellega kiiruse reguleerimine toimub kangseadisega 4, mida saab pöörata reguleerkruviga 5. Seejuures nihkuvad ühe ketta poolmed kokkupoole, teise omad lähevad laiemale ning keti asend ratas muutub. Niisuguse variaatori reguleerimisulatus võib olla kuni 6, edastatav võimsus kuni 18,5 kW. Variaatoriketi iga on kuni 5000 tundi.

3.9.4. HÕÖRDVARIAATORID

Väikestes ajamites — tööpinkidel ja transpordimasinail — kasutatakse hõõrdvariaatoreid. Otstarbeka tarinduse ja hoolika töötluse puhul on neil kasutegur kõrge, kuni 0,95. Kuid tarvilikult kvaliteetseid hõõrdvariaatoreid on suutelised valmistama üksnes spetsialiseeritud tehased.



Joon. 271



Joon. 272

Kasutatakse laup-, koontus-, toroid-, ketas- jt. variaatoreid. Vaatleme neist mõningaid lähemalt.

Laupvariaatorid (vt. joon. 267) on kõige lihtsamad, kuid küllalt suure geomeetrilise libisemise tõttu jäävad teistsuguse tarindusega variaatoritele alla kasuteguri ja kulumiskindluse poolest. Reguleerimisulatus $U = D_2/d_2 \leq 3$. Suuremat reguleerimisulatust piirab asjaolu, et väikese d_2 korral suureneb libisemine ja kulumine ning kasutegur alaneb. Laupvariaatoreid kasutatakse aparaadiehitis väikese võimsusega ülekannetes.

Toroidvariaatori (joon. 272) vedavale ja veetavale võllile on kinnitatud hõõdrattad 1 ja 2, mille tööpinnad on kujundatud osana nõgusast rõngaspinnast. Hõõdrataste vahel paiknevad vaherullid 3. Ülekandesuhe on muudetav vaherullide üheaegse pööramisega ümber telje O. Vaherullide teljed on kinnitatud pidemesse nii, et nad asetuvad ratta telgede suhtes alati sümmeetriliselt. Variaatori seesugune konstruktsioon tagab väikese geomeetrilise libisemise, mis on toroidvariaatori peamine eelis. Toroidvariaatorite kasutegur

küünib väärtuseni 0,95. Hõõdratastele vajaliku surve andmiseks kasutatakse enamasti kuulsuruseadist, mis seostab hõõdratta 1 kahepoolse kaldega süvistes asuvate kuulide 4 vahendusel (kuule on enamasti kaks või kolm). Kui panna võll pöörlema, nihkuvad kuulid kaldpinnale ja tekitavad vajaliku survejõu. Niisugune suruseadis võimaldab hoida vajalikku survejõudu vastavalt koormuse muutusele. Nõukogude Liidus on toroidvariaatorid võimsusvahemikus 1,5...20 kW normaliseeritud, seejuures $U = 6,25 \dots 3$. Hõõdrakehade materjalina kasutatakse määrdes töötavais ülekannetes karastatud terast karastatud terasel ning määrimiseta ülekandeis terast tekstoliidil.

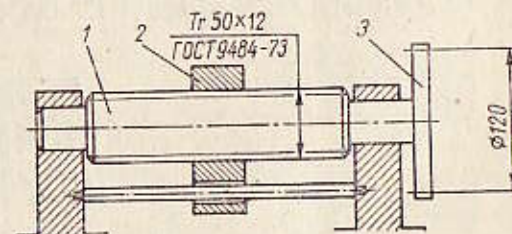
3.10. KEERMESÜLEKANDED

Keermesülekannetega muudetakse pöörlemisliikumine kulgliikumiseks. Sellise ülekande näitena on esitatud joonisel 273 käigukruvimehhanism.

Tavaliselt pannakse kruvi 1 pöörlema kas hammasratta, käsi- ratta või muu säärase abil. Ülekandesuhte võib tinglikult avaldada hammasratta 3 jaotusringjoone pikkuse ja mutri 2 nihkeulatuse suhtena, s.t. $i = \pi d/p$. Kui ühekäigulise kruvi $p = 12$ mm ja hammasratta jaotuslähimõõt $d = 120$ mm, siis $i = 31,4$. Järelikult keermesülekanne võimaldab aeglast ja täpset nihutust. Mutrile rakendatava momendi ja telgjõu sõltuvusest [vt. valem (3.20)] järeldub, et keermesülekanne annab suure võidu jõus. Peale selle on keermesülekanded tarinduselt lihtsad ja kompaktsed ning lihtsad valmistada.

Samal ajal aga on keermesülekande kasutegur madal. Kasuteguri määrab kruvi pööramiseks ilma hõõret arvestamata kulutatud töö ja hõõret arvestades kulutatud töö suhe, või teisiti, suhe T'_h/T_h . Valemi (3.19) kohaselt $T_h = F_x(d_2/2) \tan(\gamma + \varphi')$, $T'_h = F_x(d_2/2) \tan \gamma$, sest võtame $\mu = 0$ ja $\varphi' = 0$. Seega

$$\eta = \tan \gamma / \tan(\gamma + \varphi'). \quad (3.115)$$



Joon. 273

Isepidurdava kruvipaari korral, kui $\gamma < \varphi'$, on $\eta < 0,5$. Et enamik keermesülekandeid on isepidurdavad, on nende kasutegur $\eta < 0,5$. Suur hõõrdumine keermepaaris aga põhjustab ülekande kiiret kulumist.

Nimetatud omadustest tulenevalt kasutatakse keermesülekandeid mehhanismides, kus on vaja tekitada suurt jõudu (tungrauad, pressid jms.) ning peennihutusmehhanismides (metallitöötuspinkide käigukruvid, aparaatide seade- ja reguleerikruvid).

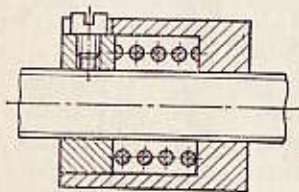
Tarindus

Enamasti kasutatakse keermesülekandeis trapetskeeret. Keermesülekannete konstruktsioone on palju. Suurt tähelepanu pööratakse metallilõikepinkides ja aparaatides kasutatavate kruvipaaride puhul sellele, et keermes poleks lõtku (surnud käiku), mis võib tekkida liikumissuuna muutmisel. Lõtku põhjustavad kruvipaari vältimatud töötlusvead ja kulumine kasutamisel. Lõtku kõrvaldamiseks kruvimehhanismides on mitmeid mooduseid. Trapetskeeme puhul kasutatakse kahte laialilükatavat mutrit, kusjuures mutrid surub laiali vedru (joon. 274), kolmnurkkeeme korral kasutatakse lõhestatud mutrit, mida tõmbab kokku pihtklamber.

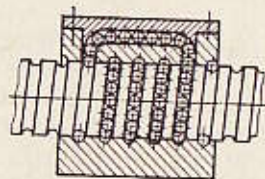
Vähendamaks hõõrdekadu, valmistatakse kruvid terasest ja mutrid kas pronksist või messingist. Ulatuslikult on kasutusel *kuulkeermepaarid* (joon. 275). Niisugune paar koosneb kruvist, mutrist ja kuulidest, mis veerevad keermeniitide vahel. Mutri esimest ja viimast keermeniiti ühendab kuulijuhe, milles kuulid ringlevad. Kuulkeermepaari peamine eelis on väike hõõrdekadu ning telg- ja radiaallõtku puudumine. Niisuguseid ülekandeid kasutatakse programmuhtimisega pinkide ettenihkeajameis, distantsjuhtimisega tuumatehnikaseadmeis jm.

Purunemise liigid ja arvutus

Nagu kogemused näitavad, on keermesülekannete töökõlbmatuks muutumine enamasti põhjustatud keeme kulumisest. Seepärast arvutatakse kõik kruviülekaned peamiselt kulumise järgi. Kulumis-arvutuse alusel saadakse kruvi läbimõõt ja mutri kõrgus. Kontrol-



Joop, 274



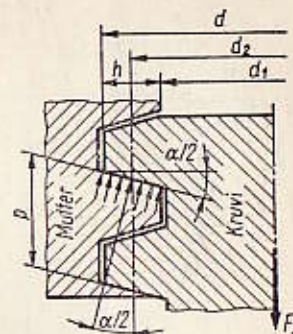
Joop. 275

lides keeret keskmise surve järgi eeldatakse, et kõik keermeniidid on koormatud ühtlaselt. Siis peab keskmine surve keermes q rahuldama tingimust (joon. 276).

$$q = F_x / (\pi d_2 h z) \leq [q], \quad (3.116)$$

kus $z=H/p$ on keerdude arv mutris kõrgusega H ja sammuga p .

Saadud valemitega on projektarvutuseks otstarbekas teisendada. Selleks asendame valemisse $z = H/p$ ning võtame kasutusele nutri kõrgusteguri $\Psi_H = H/d_2$ ja keerme kõrgusteguri $\Psi_h = h/p$. Siis saame kruvi keskläbimõõdu jaoks valemi



Joon. 276

$$d_2 = \sqrt{F/(\pi \Psi_H \Psi_h[q])}. \quad (3.117)$$

Trapetskeermeme võetakse $\Psi_h=0,5$ ja tugikeermeme $\Psi_h=0,75$; olenevalt tarinduslikest kaalutlustest võetakse $\Psi_H=1,2 \dots 2,5$, kusjuures teguri suuremad väärtused võetakse väiksema läbimõõduga keermete korral. Lubatav surve vastavalt keermepaari materjalile: teras — malm, $[q]=4 \dots 6$ MPa; karastatud teras — pronks; $[q]=11 \dots 13$ MPa. Saadud d_2 väärtus kooskõlastatakse standardis antud väärtustega.

Pärast keerme arvutamist kontrollitakse raskeltkoormatud kruvisid (näiteks tungraua spindlit) tugevusele ning püsivusele, kusjuures võetakse $[\sigma] = 0,3\sigma_T$.

3.11. TIGUÜLEKANDED

3.11.1. ULDANDMED

Tiguülekandeid (joon. 277) kasutatakse liikumise ülekandmiseks teineteisega ristuvate kiivtelgedele korral. Ülekanne koosneb teost 1 ja tigurattast 2. TiguülekanDES toimub liikumine keermepaari põhimõttel. Kruvina töötab tigu, tiguratas sarnaneb pikast mutrist välja lõigatud ja ringjooneliseks painutatud sektoriga. Keermetatud pinna kuhu järgi eristatakse *silinder-* ja *globoidtigitusid* (vastavalt joon. 278, *a* ja *b*). Globoidteod on kasutusele võetud suhteliselt hiljuti ja hea koormatavuse tõttu nende rakendus üha laieneb, kuigi neid valmistada ja koostada on märksa keerukam kui silindertigitusid. Seni on enimlevinud sirgjoonelise telglõikeprofiiliga silinder-teod.

Sõltuvana keermelõikamisviisist saadakse profiili kuju järgi ots-
lõikes *evolvent-* (ZI) ja *Archimedese teod* (ZA). Archimedese tigu
sarnaneb trapetskeermega käigukruvile, mida saab lõigata tavalisel

Etteantud telgede vahe puhul nihutustegur

$$x = a_w/m - 0,5(q + z_2) \quad (3.119)$$

või etteantud nihutusteguri korral telgede vahe

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x).$$

Korrigeeritud tiguratta jaoks

$$\left. \begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2 + 2x); \\ d_{f2} &= m(z_2 - 2,4 + 2x). \end{aligned} \right\} \quad (3.120)$$

Kõik ülejäänud mõõtmed jäävad muutumatuiks. Teol muutub üksnes algläbimõõt

$$d_{w1} = (q + 2x)m, \quad (3.121)$$

mida joonisel ei näidata. Tingimuse kohaselt, et hammastele mitte sisse lõigata ega neid lõigata teravatipulisteks, on lubatav nihketegur x ühe piires. Tigülekannete põhiparameetrid on antud lisas 4.

Valmistustäpsus

Standard näeb ette valmistada tiguülekandeid 12 eri täpsusastmes (CT CЭB 311—76). Jõuülekandeid soovitatakse valmistada 5...9 täpsusastmega. Archimedese teo kasutamisel on võimalik saada 8. ja 9. täpsusastet, mis on lubatav keskkiiretele reduktoritele.

Tiguratta telgnihe ja ka telgede vahe väikene muutumine mõjutavad oluliselt koormuse jaotust kontaktjoonel ja ülekande töö kvaliteeti. Seetõttu on telgede vahe kohta kehtestatud täpsed tolerantsid. Tiguratate asendit reguleeritakse ülekande koostamisel kontaktjälje järgi.

3.11.2. TIGUÜLEKANDE KINEMAATIKA, KASUTEGUR JA HAMBUMISEL MÕJUVAD JÕUD. ÜLEKANDESUHE

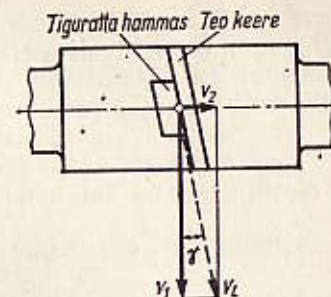
Teo iga täispöörde jooksul pöörduv tiguratas niimitme hamba võrra, kuimitme käiguline on tigu. Et tiguratas teeks täispöörde, peab tigu tegema z_2/z_1 pööret, seega

$$i = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1 = u. \quad (3.122)$$

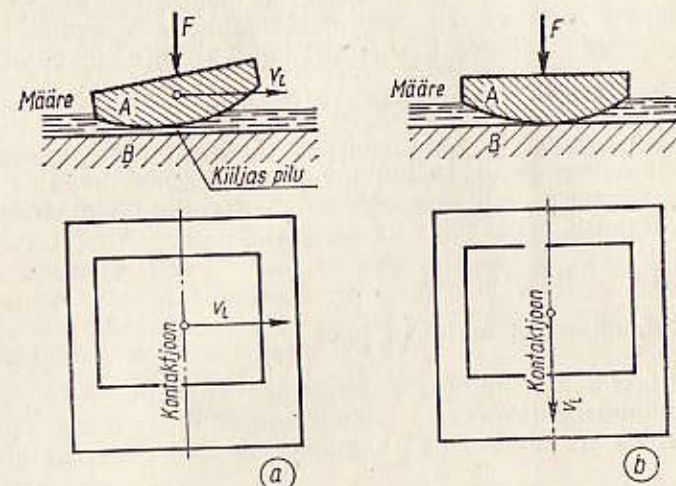
Tiguülekande ülekandearv võrdub tiguratta hammaste arvu ja teo käikude arvu suhtega. Et teo käikude arv $z_1 = 1, 2$ või 4 , saab tiguülekandega suuri ülekandearve. See on tiguülekannete peamisi eeliseid. Jõuülekandena töötavil tiguülekannetel $u = 8 \dots 80$.

Liikumisel libiseb teo keermenit tiguratta hammastel. Libisemiskiirus v_l on teo keermenidi puutuja sihiline. Joonisel 280 on

Joon. 280



Joon. 281



\vec{v}_1 teo ringkiirus, \vec{v}_2 tiguratta ringkiirus ja \vec{v}_l libisemiskiirus, mille saame avaldada kui kiiruste \vec{v}_1 ja \vec{v}_2 geomeetrilise summa:

$$v_l = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma = \omega_1 d_1 / (2 \cdot 10^3 \cos \gamma). \quad (3.123)$$

Võrdusest (3.123) nähtub, et alati $\vec{v}_l > \vec{v}_1$. Libisemiskiiruse suu-
rele väärtusele lisandub tema äärmiselt ebasoodus suund kontakt-
joone suhtes. See põhjustab määrimise halvenemist. Sobivaimad tin-
gimused vedelikhõõrde tekkeks annab libisemiskiiruse ristsuund
(joon. 281; a ja b) kontaktjoone suhtes. Selline on libisemiskiiruse
suund sirghammaste suhtes, mil õli haaratakse keha A alla. Tööke-
hade vahel moodustub pidev õlikiht. Kui libisemiskiirus on suuna-
tud piki kontaktjoont, siis ei saa kontaktalal õlikihti moodustuda
ning tegemist on kuivhõõrdega. Joonisel 282 on näidatud kontakt-

joone (1, 2, 3) järjestikused asendid hambumisel ning libisemiskiiruste suund vastavalt neile asenditele. Libisemiskiiruse suund on lähedane teo ringkiiruse suunale. Viirutatud alas v_t suund peaaegu ühtib kontaktjoone omaga ja seal on määrimistingimused järelikult halvad. Suur libisemine ja halvad määrimistingimused on põhjused, miks tiguülekande kasutegur on madal, kulumine intensiivne ning tal on kalduvus kinni kiiluda (vt. jaot. 3.1).

Tiguülekande kasutegur

Kasutegur $\eta = \eta_h \eta_\tau \eta_\phi$, kus η_h , η_τ ja η_ϕ on tegurid, mis võtavad arvesse kadusid hambumisel, laagrites ning õli paiskamisest ja segamisest. Peamised nendest on hambumiskaod. Teguri η_h võib määrata analoogselt keermesülekandele valemiga (3.115). Siis saame tiguülekande kasuteguri lõplikul kujul ja vajaliku täpsusega,

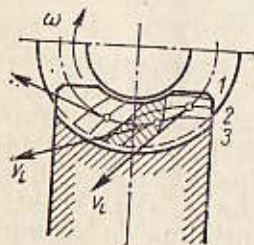
$$\eta = \tan \gamma / \tan (\gamma + \varphi) \quad (0,96 \dots 0,99). \quad (3.124)$$

Kasutegur on seda suurem, mida suurem on teo käikude arv (sest suureneb γ) ja mida väiksem on hõõrdetegur. Vähendamaks hõõrdetegurit valitakse sobivad materjalid ja määrimine. Esialgsel arvutamisel võib võtta kasuteguri

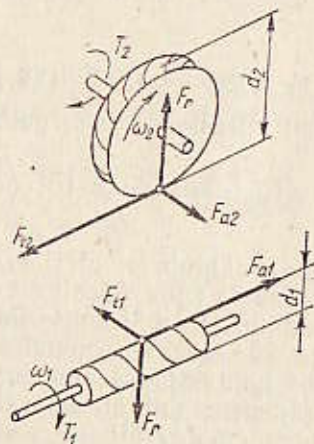
$$\eta \approx 0,95(1 - u/200).$$

Hambumisel mõjuvad jõud

Kontaktjoonel mõjuvate jõudude resultant loetakse rakendatuks hambumispoolusesse ja lahutatakse kolmeks komponendiks. Selguse huvides on joonisel 283 hambumises olev paar näidatud lahus. Teo



Joon. 282



Joon. 283

ringjõud on võrdne tiguratta telgjõuga F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1; \quad (3.125)$$

tiguratta ringjõud on võrdne teo telgjõuga F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2; \quad (3.126)$$

radiaaljõud

$$F_r = F_{t2} \tan \alpha. \quad (3.127)$$

Tuletame meelde, et $T_2 = T_1 \eta$.

Eespool esitatu põhjal saame välja tuua tiguülekande peamised eelised. Need on: võimalus saada suurt ülekande suhet, sujuv ja müratu töö ning isepidurdumus ülekande väikese kasuteguri korral. Samal ajal on tiguülekannete puudused järgmised: suhteliselt madal kasutegur, suur kulumine, kalduvus kinni kiiluda (sissesööbida), vajadus valmistada tigurattad kallitest antifriktsoonmaterjalidest (nagu pronks) ja kõrge nõuded koostetäpsuse kohta.

Tiguülekanded on hammasrattasülekandest kallimad ja keerukamad. Seepärast kasutatakse tiguülekandeid enamasti siis, kui on tarvis kanda liikumist üle kiivselt ristuvate telgedega suure ülekande suhte korral. Madal kasutegur ja kinnikiildumisoht piiravad tiguülekannete kasutusala võimsuse ja kiiruse poolest. Neid rakendatakse keskmiste võimsuste (kuni 60 kW) ja väikeste kiiruste (kuni 25 m/s) korral. Tiguülekandeid kasutatakse tõste- ja transportimasinais, tööpinkides jms.

3.11.3. MATERJALID

Et tiguülekande on suur libisemiskiirus ja halvad määrimistingimused, tuleb teo ja tiguratta valmistamiseks valida antifriktsoonomadustega, kulumiskindlad ja väikese sööbivusega materjalid.

Tigu tehakse süsinik- või legeeritud terasest. Koormatavuse suurendamiseks teo keermeniidid termotöödeldakse ning lihvitakse.

Tiguratas valmistatakse enamasti pronksist, harvemini messingist või malmist. Materjali valik oleneb libisemiskiirusest v_t ja pideva töötamise kestusest. Pikaajalisel töötamisel suure libisemiskiiruse ($5 \leq v_t \leq 25$ m/s) korral kasutatakse sööbivuskindlaid tinapronkse nagu БрОФ7,0—0,2, БрОЦ4—3, ent need on kallid ja pole kättesaadavad. Libisemiskiiruse keskmise väärtuse korral (2...6 m/s) soovitatakse enam kättesaadavaid tinavabu pronkse БрАЖ9—4, БрАЖН10—4—4 ja messingit. Kui libisemiskiirus on alla 2 m/s, võib kasutada malmi.

Et pronksi kokku hoida, valmistatakse sellest üksnes tiguratta hammasvöö, mis istatakse teras- või malmrummule. Malmtiguratad on tavaliselt üleni malmist.

3.11.4. TUGEVUS- JA SOOJUSARVUTUS. PURUNEMISE LIIGID

Nagu eespool öeldud, on tiguülekandele iseloomulik suur libisemiskiirus ja halvad määrimistingimused eriti hambumispooluse juures. Selles alas ilmneb suure koormusega töötamisel *sööbimine*, mille tagajärjel tiguratta hambad järk-järgult purunevad. Sööbimine on eriti ohtlik tinavabast pronksist ja malmist tigurataste puhul. Tinapronksid peavad sööbimisele paremini vastu, kuid neil on väike kontakttugevus ning seetõttu eelneb tinapronksist hammastel sööbimisele tööpindade *väsimusmurenemine*. Et sööbimine sõltub kontaktpinge väärtusest, on tiguülekannete arvutuses peamiseks arvutus kontaktväsimusele.

Hammaste murdumist täheldatakse kui kulumise tagajärge. Seejärel tehakse enamasti hammaste arvutus paindeväsimuse järgi kontrollarvutusena. Teo keermeniidid purunevad väga harva.

Tiguratta hammaste kontaktväsimusarvutus

Nagu kaldhammasrataste arvutuses (vt. jaot. 3.5.4), on ka siin aluseks Hertzi valem (3.1).

Arvutuslik erikoormus $q = K_H F_n / l_z$, kus F_n on tiguratta hambale mõjuv normaaljõud ja l_z on kontaktjoonte kogupikkus. Avaldise (3.51) kohaselt

$$F_n = F_z / (\cos \alpha \cos \gamma) = 2T_2 / (d_2 \cos \alpha \cos \gamma).$$

Analoogselt silinderhammasratasülekandele $l_z = (\epsilon_\alpha b / \cos \gamma) \xi$, kus ϵ_α on tiguratta otskattetegur ja $\xi = 0,75$ on kontaktjoone pikkuse vähenemist arvestav tegur, mida tingib see, et kontakt ei toimu kogu haardekaare $2\delta^\circ$ ulatuses, ning $b = \pi d_1 (2\delta^\circ / 360^\circ)$ on hamba pikkus (haardekaare pikkus) teo jaotussilindril. Asenduste tulemusel saame

$$q = 2T_2 \cdot 360^\circ / (d_2 d_1 \pi \cdot 2\delta^\circ \epsilon_\alpha \xi \cos \alpha).$$

Et määrata taandatud kõverusraadiust hambumispooluses, selleks piisab, kui teame tigurattaga ekvivalentse sirghammastega silinderratta parameetreid [vt. joon. 240 ja valem (3.46)], sest Archimedese teo keermeniitide kõverusraadius telglõikes $q_1 = \infty$. Valemi (3.3) järgi

$$1/q_{red} = 1/q_2 = 2 / (d_v \sin \alpha) = 2 \cos^2 \gamma / (d_2 \sin \alpha).$$

Suuruste q ja q_{red} avaldised asetame Hertzi valemisse, kusjuures võtame $\alpha = 20^\circ$, $\gamma = 10^\circ$, $2\delta^\circ = 100^\circ$, $\epsilon_\alpha = 1,8$, $E_1 = 215$ GPa (terasele), $E_2 = 90$ GPa (pronksile, malmile), $\nu = 0,3$ ning teeme vajalikud teisendused, võttes arvesse, et $d_1 = mq$; $d_2 = mz_2$; $m = 2a / (z_2 + q)$. Pärast seda saame

$$\sigma_H = \frac{170 \cdot 10^3}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w} \right)^3 T_2 K_H} \leq [\sigma_H], \quad (3.128)$$

kus T_2 ühik on N·m, a on m ja σ_H Pa.

Projektarvutuse korral avaldatakse valemist (3.128) telgede vahe:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170 \cdot 10^3}{[\sigma_H] z_2/q} \right)^2 T_2 K_H}. \quad (3.129)$$

Tiguratta hammaste paindeväsimusarvutus

See arvutus tehakse nagu kaldhammastega hammasratastel, kuid võetakse arvesse hammaste geomeetrilise kuju ja hambumise iseloomu erinevusi. Tiguratta hambad on kaldhammasrata omadest ligikaudu 40% tugevamad. Kui võtame $\gamma = 10^\circ$, võime valemi (3.60) teisendada kujule

$$\sigma_F = \frac{1,4 T_2 K_F Y_F}{m d_2 b_2} \leq [\sigma_F]. \quad (3.130)$$

Tiguratta hamba kujuteguri Y_F võtame olenevalt ekvivalentsest hammaste arvust:

$$z_v = z_2 / (\cos^3 \gamma);$$

z_v	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Koormustegur

Tiguülekannete koormustegur $K = K_\beta K_v$, kus K_β on tegur, mis arvestab koormuse jaotuse ebaühtlust kontaktjoone ulatuses, ja K_v on ülekande kvaliteeti arvestav tegur.

Koormuse jaotuse ebaühtlust kontaktjoonel tingib teo deformeerumine, seda omakorda põhjustab teo suhteliselt suur pikkus (tugede vahekaugus) tema kindla läbimõõdu puhul, mida ei saa suurendada. Ent tiguratta hammastel on sissetöötamisvõime ja seetõttu ei ületa K_β väärtused ühte kuigi palju. Ühtlaselt koormatud ülekandes on sissetöötamine täielik ja

$$K_\beta = 1.$$

Et tiguülekanne töötab sujuvalt ja müratult, siis on dünaamilised koormused tagasihoidlikud. Kõllaldase valmistustäpsuse ja libisemiskiiruse $v_1 \leq 5$ m/s korral on $K_v = 1$.

Üldjuhul võib võtta $K_H = K_F = 1,1 \dots 1,4$. Tegurite K_H ja K_F suuremad väärtused tuleb valida kiiretele ja muutuva koormusega töötavatele ülekannetele.

Öeldu põhjal saame püsikoormusel töötava ülekande projektarvutuse valemit (3.129) teisendada. Kui $v_1 \leq 3$ m/s, võtame teo vajaliku jäikuse saamiseks $q = 0,25 z_2$ ning avaldame telgede vahe:

$$a_w = 6000 \sqrt[3]{T_2 / [\sigma_H]^2}, \quad (3.131)$$

kus a_w ühik on m, T_2 on N·m ja $[\sigma_H]$ Pa.

Soojusarvutus

Tiguülekande töötamisel eraldub suur hulk soojust. Oli kuumenemine üle lubatava temperatuuri põhjustab ülekande määrimisomaduste halvenemist ja hammaste ohtlikku sөөbimist. Väljakujunenud režiimil töötava tiguülekande soojusarvutus tehakse soojusbilansi alusel, s.t. töötamisel eralduva soojushulga Q_1 ja väliskeskkonda kanduva soojushulga Q_2 võrduse järgi.

Ülekande töötamisel tekkiv soojusvoog (W)

$$\Phi_1 = (1 - \eta) P_1,$$

kus P_1 on võimsus vedaval võllil W , ning η ülekande kasutegur, mis võtab arvesse hõõrdekaod hambumisel ja laagrites, samuti võimsuskao õli laialipaiskamisest ja segamisest.

Soojusvoog, mis kandub ümbritsevasse keskkonda läbi reduktori seinte loomuliku soojusvahetuse tulemusena,

$$\Phi_2 = K_t A (t_\delta - t_a),$$

kus K_t on reduktori kere soojuslähikandetegur $W/(m^2 \cdot K)$; A — kere jahtumispindala, mis väljastpoolt puutub kokku väliskeskkonnaga ja mida samal ajal seestpoolt ühub õli või õlipritsmid, m^2 ; t_a ja t_δ on vastavalt väliskeskkonnaga ja õli temperatuur K .

Kui reduktori kere on ribitatud, võetakse arvesse pool ribide pindalast. Ülekande töötamisel väikeses loomuliku õhuringeta ruumis võetakse $K_t = 7 \dots 9$, ventileeritavais ruumides $K_t = 12 \dots 16$ $W/(m^2 \cdot K)$.

Soojusvoogude võrduse tingimustest saame avaldada õli vajaliku töötemperatuuri:

$$t_\delta = t_a + \frac{(1 - \eta) P_1}{A K_t} \leq [t_\delta]. \quad (3.132)$$

Oli temperatuuri lubatav väärtus $[t_\delta]$ oleneb sellest, millist õli kasutada, sellest, kuidas ta säilitab oma määrimisomadused kõrgeimal temperatuuril. Tavaliste reduktorites kasutatavate õlide korral $[t_\delta] = 330 \dots 340$ K .

Kui tingimus (3.132) pole rahuldatud, tuleb rakendada sundjahutust (näiteks kasutada reduktori kere õhkjahutuseks ventilaatorit või rakendada ringlusõlitust, kus õli läbib jahutit) või on vaja vähendada ülekantavat võimsust.

Lubatavad pinged

Tinapronksist tiguratastega ülekannete puhul valitakse lubatav kontaktpinge materjali kontaktväsimuse tingimuse kohaselt:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{HO}] \sqrt[3]{10^6 / N_{HE}}, \quad (3.133)$$

kus $[\sigma_{HO}] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B$ on lubatav kontaktpinge, mis vastab 10^7 pingetsükli; N_{HE} on arvutuslik pingetsükli arv (vt. lk. 267). Kui $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, tuleb võtta $25 \cdot 10^7$. Tinavabadest pronksidest valmistatud tiguratastega ülekannete lubatav kontaktpinge valitakse sөөbimistingimuse järgi olenevalt libisemiskiirusest. Näiteks tigu-paarile, mille tiguratas on pronksist БрАЖ9—4 ja tigu karastatud terasest, võetakse lubatav kontaktpinge $[\sigma_H] = 233 - 20v_t$ MPa.

Mittereverseeritava ülekande hammaste lubatav paindeväsimus-pinge

$$[\sigma_F] = [\sigma_{FO}] \sqrt[3]{10^6 / N_{FE}}, \quad (3.134)$$

reverseeritaval ülekandel

$$[\sigma_{-1F}] = [\sigma_{-1FO}] \sqrt[3]{10^6 / N_{FE}},$$

kus $[\sigma_{FO}]$ ja $[\sigma_{-1FO}]$ on lubatav paindepinge, mis vastab 10^6 pingetsükli. Võib võtta $[\sigma_{FO}] = 0,3\sigma_T + \sigma_B$ ja $[\sigma_{-1FO}] = 0,2\sigma_B$. Lähemalt saab andmeid kirjandusest [13, 20, 22].

Näide 3.7. Arvutada reduktor, mille andmed on järgmised: $P_1 = 4,5$ kW, $n_1 = 960$ p/min, ülekandearv $u = 20$, koormus on ühtlane ja ülekannet pole reverseeritav.

Lahendus. 1. Valime materjalid ja määrame lubatava pinge. Valmistame teo karastatud terasest 40X, tööpindade kõvadus üle HRC 40. Tiguratta hammasvöö valmistame muldvormi valatuna pronksist БрАЖ 9-4. Esimeses lähenduses hindame libisemiskiiruse $v_t \approx 5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt{T_2} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot \sqrt{717} = 4,3$ m/s. Käsiraamatu [20] tabelist leiame, et $[\sigma_H] = 173$ MPa; $[\sigma_F] = 80$ MPa.

2. Arvutame T_2 :

$$T_2 = 9,56 P_1 \eta u / n_1 = 9,56 (4,5 \cdot 10^3 \cdot 0,8 \cdot 20 / 960) = 717 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

3. Valemiga (3.131) arvutame a_w :

$$a_w = 600 \sqrt[3]{717 / (173 \cdot 10^6)^2} = 0,174 \text{ m} = 174 \text{ mm}.$$

ГОСТ-ist 2144-76 võtame $a = 200$ mm. Lisa 4 kohaselt $z_2 = 40$, $z_1 = 2$, $m = 8$ mm, $q = 10$, $x = 0$, $u = 20$.

4. Arvutame libisemiskiiruse:

$$v_t = \pi q m n_1 / (60 \cdot 10^3 \cos \gamma) = \pi \cdot 10 \cdot 8 \cdot 960 / (60 \cdot 10^3 \cdot 0,981) \approx 4,1 \text{ m/s}.$$

Et libisemiskiirus $v_t < 10$ m/s, oleme valinud õige materjali.

5. Valem (3.128) järgi teeme kontrollarvutuse kontaktväsimuse järgi,

$$\sigma_H = 170 \cdot 10^3 / (40/10) \sqrt{[(40/10 + 1)/0,2]^2 \cdot 717} = 114 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 114 \text{ MPa}.$$

Libisemiskiiruse $v_t = 4$ m/s korral saame käsiraamatu tabelist $[\sigma_H] = 154$ MPa. Järelikult on kontaktväsimusele vastupidavuse tingimus rahuldatud, sest $\sigma_H < [\sigma_H]$.

6. Avaldiste (3.118) kohaselt määrame teo ja tiguratta põhimõõtmed: $d_1 = 8 \cdot 10 = 80$ mm, $d_{a1} = 80 + 2 \cdot 8 = 96$ mm, $d_{f1} = 80 - 2 \cdot 4 \cdot 8 = 60,8$ mm, $b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot 40) 8 = 107,2$ mm, lõplikult võtame $b_1 = 135$ mm; $d_2 = 8 \cdot 40 = 320$ mm, $d_{f2} =$

$=320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ mm}$, $d_{a2} = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ mm}$, $d_{aT2} \leq d_{a2} + 1,5m = 336 + 1,5 \cdot 8 = 348 \text{ mm}$, $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ mm}$, võtame $b_2 = 71 \text{ mm}$.

7. Kontrollime tigurataste hammaste vastupidavust paindeväsimusele. Kõigepealt arvutame ekvivalentse hammaste arvu $z_e = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / 0,981^3 = 42$; $Y_F = 1,52$. Valemist (3.130): $\sigma_F = 1,4 \cdot 717 \cdot 1 \cdot 1,52 / (0,008 \cdot 0,32 \cdot 0,071) = 8,4 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 8,4 \text{ MPa} < [\sigma_F] = 80 \text{ MPa}$.

8. Arvutame ülekande kasutegurit:

$\eta = 0,98 [\tan 11,3^\circ / \tan (11,3^\circ + 2,3^\circ)] \approx 0,81$, mis vastab esialgselt hinnatud väär-tusele.

3.12. VÖLLID JA TELJED

3.12.1. ÜLDANDMED

Võllide ja telgede peamine otstarve on toetada masinate pöörlevaid osi — hammasrattaid, rihmarattaid, ketirattaid, trumleid jmt. Erinevalt telgedest kannavad võllid üle pöördemomenti.

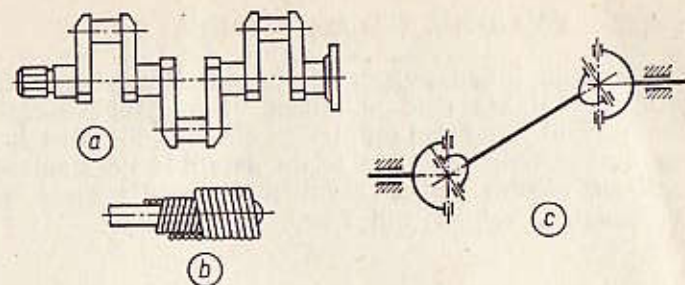
Geomeetrilise kuju järgi eristatakse sirgvõlle, vāntvõlle, nagu seda on kolbmasinate omad (joon. 284, a), paindvõlle (joon. 284, b), näiteks teiseldatavate tööriistade käitamiseks, ja liigendvõlle, näiteks kardaanvõllid (joon. 284, c). Teljed on enamasti valmistatud sirgeina. Masinates on enimlevinud sirgvõllid ja -teljed. Vānt- ja paindvõllid kuuluvad eriotstarbeliste masinaelementide hulka ning käesolevas kursuses neid ei käsitleta.

Pikikuju järgi eristatakse silevõlle ja astmelisi võlle. Koostamise seisukohalt on astmelised võllid sobivamad: astmed väldivad detailide teljesihilist nihet, võimaldavad koostamisel detaile fikseerida kindlas asendis, lihtsustavad detailide paigaldamist, sest iga detaili saab vabalt nihutada istamiskohani. On soovitatav, et astmete kõrgus võimaldaks sõlme osandada ilma liiste nende pesadest välja võtmata. Võlli istamispindade läbimõõdud peavad vastama ГОСТ-ile 6636—69, sest standardlābimõõtude jaoks on olemas kaliibrid.

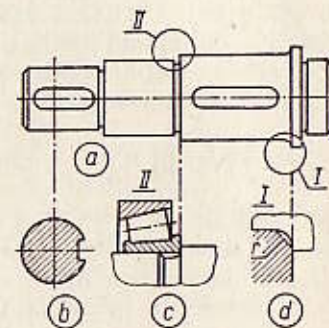
Konstruksiooni järgi eristatakse veel täis- ja õõnesvõlle. Õõnesvõllide kasutamine annab märgatava materjalisäästu ja suurema jäikuse kui sama tugev täisvõll. Õõnesvõlle on aga keerukam valmistada.

Võlli või telje seda osa, mis toetub vahetult laagrile, nimetatakse tapiks. Võlli keskosas asuvat tappi tavatsetakse nimetada kaelaks ja otsal asuvat lõpptappi.

Üleminekud võlli astmete vahel kujundatakse kas soontena (joon. 285, c), püsiva raadiusega siirdmikena (joon. 285, d) või muutuva üleminekuraadiusega siirdmikena, mis võimaldavad väiksemat pingekontsentratsiooni. Võllide tugiārised vāldivad detailide telgnihet vaid ühes suunas. Kui on võimalik ka vastassuunaline telgnihet, kasutatakse selle vāltimiseks mutreid (vt. joon. 298, a ja b); tihvte, seadekruvisid jms.



Joon. 284



Joon. 285

Võlli ots, millele paigaldatakse sidur, rihmaratas või mõni muu pöördemomenti edastav detail, tehakse kas silindriline (joon. 285, a) või kooniline (vt. joon. 248), vastavad mõõtmed on standarditud.

Liistude paigaldamiseks töödeldakse võlli liistusooned (joon. 285, b).

Materjalid

Võllid ja teljed valmistatakse süsinik- või legeritud terasest. Kui võlle pole tarvis termotöödelda, tehakse nad terasest Ст5. Termotöödeldavad võllid valmistatakse terasest 45 või 40X ning raskkoormatud võllid legeritud terasest 40XH või 30XГСА. Kui hammasrattad on väikese läbimõõduga, võidakse võll valmistada hammasrattaga ühes tükis (vt. joon. 248). Sellisel juhul valitakse materjal sõltuvana nõudeist, mida peab rahuldama hammasrattas.

Mehaaniliselt töödeldakse võlle enamasti tsentrite vahel, mistõttu nende toorikutesse puuritakse tsentriavad. On soovitatav, et võlli kõik sooned, siirdmikud ja liistupesad oleksid ühesuguste mõõtmetega, võimaldamaks neid töödelda ühe ja sama lõikeriistaga.

3.12.2. VÖLLIDE JA TELGEDE ARVUTUS

Võllid ja teljed purunevad peamiselt väsimuse tagajärjel. Seetõttu arvutatakse neid põhiliselt väsimustugevusele, jäikusarvutus tehakse vaid juhul, kui on olemas oht, et võlli või telje elastne deformeerumine võib takistada teiste detailide normaalset tööd. Allpool vaatleme üksnes võllide arvutust, kuivõrd telgede arvutus on võllide arvutuse erijuht, mil $T=0$.

Võlli projektarvutus

Projektarvutus tehakse kui orienteeriv, sest võlli konstruktsioonielemendid, millest otseselt oleneb väsimustugevus, pole selleks ajaks veel teada. Ligikaudne projektarvutus tehakse väändepingete järgi lähtudes valemist (2.70). Võlli läbimõõt

$$d \geq \sqrt[3]{T/(0,2[\tau])}, \quad (3.135)$$

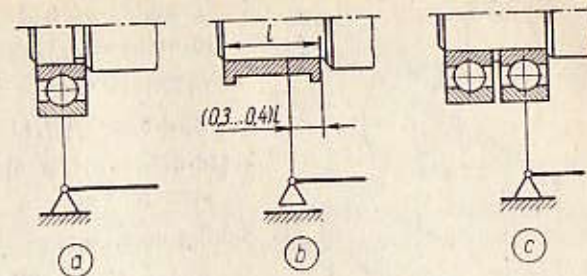
kus T ühik on N·m, $[\tau]$ on Pa ja d m. Redukti võllide jaoks soovitatakse $[\tau] \approx 35$ MPa. Arvutatava võlli läbimõõdu võib esialgselt valida temaga ühendatava võlli läbimõõdu järgi (näiteks elektromootori võlli läbimõõdu alusel).

Kontrollarvutus väsimusele

Väsimustugevuse arvutus tehakse projektarvutusega määratud mõõtmete ja valitud materjali järgi, arvestades selle termotöötlemist ja pinna kaestamist. Määratakse ohtlike ristlõigete varutegurid ja võrreldakse neid lubatavatega.

Normaal- ja tangentsiaalpinge koosmõjul arvutatakse varutegur valemiga (2.87). Seejuures eeldatakse, et normaalpinge muutub sümmeetrilise tsükli järgi ($\sigma_a = \sigma_{\max}$; $\sigma_m = 0$), ja tangentsiaalpinge mittereverseeritavate võllide puhul pulseeriva ($\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\max}$) tsükli järgi.

Ohtlike ristlõigete määramiseks tuleb konstrueerida painde- ja väändmomentide epüürid. Võlli arvutusskeemi koostamisel asendatakse tegelikud koormused, mis mõjuvad näiteks hammasrattarummu pikkuse ja laagrite laiuse ulatuses, arvutuslike koondkoormustega ja laagreid vaadeldakse kui liigendtugesid. Toe kese võetakse nii, nagu on näidatud joonisel 286. Siduri olemasolu korral võetakse arvesse koormus, mida ta avaldab arvutatavale võllile ühendatavate võllide vältimatu eritelguse tõttu. Niisugune jõud $F_s = (0,2 \dots 0,5)F_{st}$, kus F_{st} on siduri ringjõud (vt. jaot. 3.14). Et sidurilt ülekantav jõud F_s võib olla suvalise suunaga (olenevana koostamise juhuslikest ebatäpsustest), võetakse ta arvutusskeemis arvesse võlli



Joon. 286

pinget suurendavana. Võlli arvutamisel tarvilike tegurite K_σ , K_τ , K_d , K_F , K_v ning Ψ_σ ja Ψ_τ väärtused on antud kirjanduses [11, 20]. Sõltuvana võlli või telje otstarbest võetakse lubatav varutegur piires $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

Vältimaks võlli staatilise tugevuse kaotust lühiajalise ülekoormuse tagajärjel (näiteks käivitamisel) kontrollitakse teda staatilisele tugevusele. Valemiga (2.32) arvutatav ekvivalentpinge peab rahuldama tingimust $\sigma_{ekv} \leq [\sigma]$, kus lubatav pinge $[\sigma] = 0,8\sigma_T$.

Jäikusarvutus

Määratakse võlli joon- ja nurksiirded ning võrreldakse neid lubatavatega. Siirded on otstarbekas arvutada Mohri integraali ja Vereštšagini meetodiga (vt. jaot. 2.8). Siirete lubatavad väärtused olenevad võlli või telje konkreetsest kasutusotstarbest.

Näide 3.8. Teha reduktori veetava hammasratta võlli (vt. joon. 248) kontrollarvutus. Jõud hambumisel: $F_2 = 4200$ N; $F_{t2} = 1550$ N; $F_{a2} = 760$ N. Võlli on valmistatud terasest 45 ja normaliseeritud, $\sigma_B = 650$ MPa, $\sigma_T = 320$ MPa. Võlli väljundotsa on istatud elastne sõrmpukssidur (sidur МВБП-1-40 МН 2096-64).

Lahendus. 1. Hambumisel mõjuvatest jõududest tingitud toereaktsioonid on arvutatud näites 1.15 ja näidatud joonisel 42. Määrame lisakoormuse, mida avaldab siduri ringjõud. $F_s = 0,3 \cdot 2T/d_s = 0,3 \cdot 2 \cdot 397/0,12 = 1935$ N. Sellest jõust tingitud toereaktsioonid:

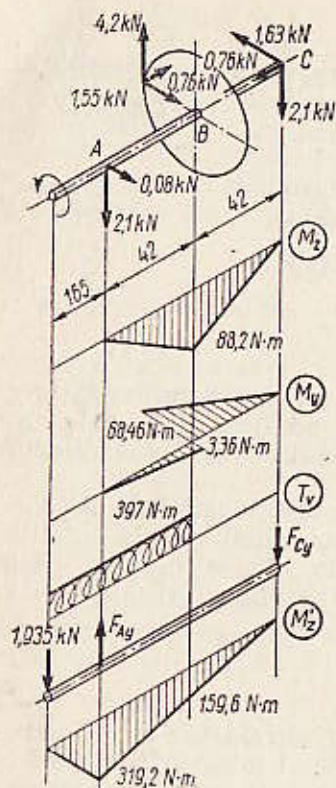
$$\Sigma M_z = 0; -F_{cy} \cdot 84 + 1935 \cdot 165 = 0; F_{cy} = 3800 \text{ N};$$

$$\Sigma F_{xy} = 0; 1935 - F_{ay} + 3800 = 0; F_{ay} = 5735 \text{ N};$$

2. Konstrueerime hambumisjõudude painde- ja väändmomentide epüürid ühikuis N·m. Siduri ringjõust tingitud paindemomendi epüüri konstrueerime halvimale mõeldavale juhule (F_s moment z' -telje suhtes) (joon. 287).

3. Eeldatavasti on ohtlikud lõiked A ja B. Siinkohal on toodud kontrollarvutus lõikele B. Lõike A arvutus jääb teha õpilastel.

Määrame lõikes B mõjuvad suurimad nimipinged. Selleks arvutame lõikes mõjuva paindemomendi: $M_x = \sqrt{88,2^2 + 68,46^2} + 159,6 = 271$ N·m; samuti väändmomenti $T_e = 397$ N·m. Arvutame lõike vastupanumomendi, võttes liistusoone mõõtmed lisa 2 järgi, $b = 16$ mm ja $t_1 = 6$ mm.



Joon. 287

Saame arvutada varutegurid:

$$S_{\sigma} = 260 / (2.4 \cdot 1.76) = 6.15;$$

$$S_{\tau} = 156 / (2.24 \cdot 0.5 \cdot 12 + 0.05 \cdot 0.5 \cdot 12) = 11.35;$$

$$S = 6.15 \cdot 11.35 / \sqrt{6.15^2 + 11.35^2} = 5.4 > [S] = 1.5.$$

Võlli väsimustugevus on piisav.

3.13. LAAGRID

Laagrid toetavad pöörlevaid võlle ja telgi ning võtavad vastu võllile rakendatud radiaal- ja telgkoormusi ja kannavad need edasi masina kerele. Seejuures peab võll olema fikseeritud kindlas asendis

$$Z = 0.1d^3 - [bt_1(d - t_1)^2 / (2d)] = 0.1 \cdot 56^3 - [16 \cdot 6(56 - 6)^2 / (2 \cdot 56)] \approx 15.4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 15.4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3.$$

$$Z_p = 0.2d^3 - [bt_1(d - t_1)^2 / (2d)] = 0.2 \cdot 56^3 - [16 \cdot 6(56 - 6)^2 / (2 \cdot 56)] \approx 33 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3.$$

Suurim normaalpinge

$$\sigma_{max} = M_x / Z = 271 / (15.4 \cdot 10^{-6}) = 17.6 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 17.6 \text{ MPa};$$

suurim tangentsiaalpinge

$$\tau_{max} = T / Z_p = 397 / (33 \cdot 10^{-6}) \approx 12 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 12 \text{ MPa}.$$

4. Valemiga (2.87) arvutame varuteguri. Väsimuspiirid võtame vastavalt soovitudele (vt. jaot. 2.7.2):

$$\sigma_{-1} = 0.4\sigma_B = 0.4 \cdot 650 = 260 \text{ MPa};$$

$$\tau_{-1} = 0.6\sigma_{-1} = 0.6 \cdot 260 = 156 \text{ MPa}.$$

Ristlõiget nõrgestavad liistusoon ja ist. Kirjandusest [19] tabelleist 38 ja 42 saame liistusoone korral $K_{\sigma} = 1.72$:

$$K_{\sigma} = 1.6; K_d = 0.75; K_F = 1; K_v = 1, \text{ s.t.}$$

$K_{\sigma D} = 2.3; K_{\tau D} = 2.24$. Istu mõju korral tabelleist 43 [19].

$K_{\sigma D} = 2.4; K_{\tau D} = 1.95$. Kahest variandist valime halvima.

ja vabalt pöörlema. Vältimaks masina kasuteguri alanemist, peavad võimsuse kaod laagreis olema võimalikult väikesed.

Olenevalt hõõrdumise liigist jaotatakse laagrid liuge- ja veerelaagreiks.

3.13.1. LIUGELAAGRID

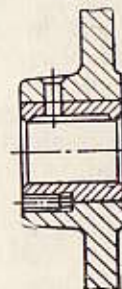
Vastuvõetava koormuse suuna järgi eristatakse *radiaal-* ja *aksiaal-* c. *tugilaagreid*. Esimesed neist võtavad vastu radiaalkoormusi, teised telgkoormusi.

LIUGELAAGRITE TARINDUS

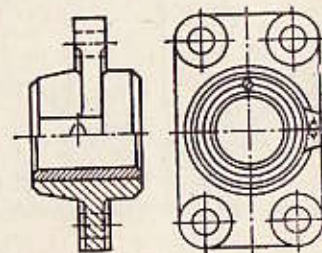
Liugelaagri peamine element on *laagriliud*, mis paigaldatakse kas vahetult masina kerele (joon. 288) või eraldiseisvasse laagrikeresse. Viimane võib olla kas terviklik (joon. 289) või poolitatav. Poolitatav laager (joon. 290) koosneb laagrikerest 1, laagriliuast 2, kaanest 3 ja pingutuspoltidest 4. Seesugune laager lihtsustab võllide paigaldamist.

Juhtudel, mil on võimalik võlli oluline deformeerumine või võlli pole võimalik täpselt paigaldada, kasutatakse iseseaduvaid laagreid (joon. 291).

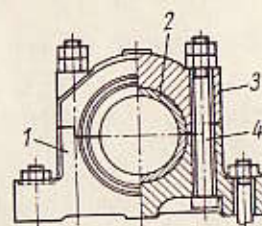
Lihtsaim tugilaager on kujutatud joonisel 292.



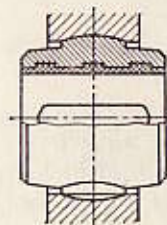
Joon. 288



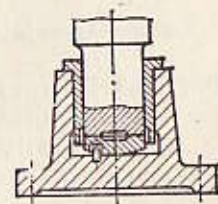
Joon. 289



Joon. 290



Joon. 291



Joon. 292

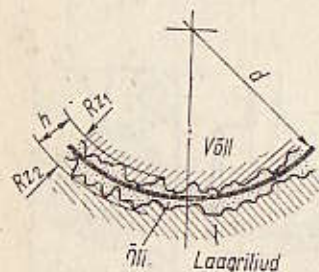
Töötingimused ja purunemise liigid

Tapi pöörlemist laagris takistab hõõrdejõudude moment. Hõõrdejõudude töö tulemusel laager või võllitapp kuumenevad. Soojus kandub hõõrdepindadelt ära laagri ja võlli kaudu ning koos määrdevedelikuga. Laagri väljakujunenud töörežiimil ei tohi temperatuur ületada kindlat piirväärtust, mis sellele laagrimaterjalile ja õlile on lubatav. Vastasel korral kaotab õli oma viskoossuse ning suureneb tõenäosus, et võllitapp sööbib. Lõplik tagajärg võib olla laagri liu sulamine. *Laagri töövõime kaotuse peamine põhjus on ülekuumenemine.* Hõõrdetöö suurusest oleneb ka laagri liu ja võllitapi kulumine, mis põhjustab mehhanismi ebaõiget tööd.

Hõõrderežiim

Olenevana töörežiimist võib laagris olla kas *poolvedelik-* või *vedelikhõõre*.

Vedelikhõõrde korral on võlli ja laagri liu tööpinnad teineteisest õlikihiga eraldatud, kusjuures kihi paksus on suurem kui kummagi pinna konaruste kõrguste R_z summa (joon. 293). Oli võtab vastu väliskoormuse, laskmata tööpindadel vahetult kokku puutuda ning väldib sellega nende kulumist ja sööbimist. Niisugusel juhul on liikumistakistus sõltuv üksnes määrde sisehõõrdest ning hõõrdetegur on piires 0,001...0,005. Kuid vedelikhõõre on võimalik üksnes eriotstarbelistes laagrites, kus on tagatud selleks vajalikud tingimused.



Joon. 293

Suurem osa liugelaagrist töötab poolvedelikhõõrde tingimustes, mille puhul kontaktis olevad tööpinnad pole teineteisest õlikihiga alaliselt eraldatud. Seetõttu on hõõrdetegur nii õli kvaliteedist kui ka hõõrdepindade materjalist ning on tavaliselt piires 0,008...0,1.

Laagrimaterjalid

Liugelaagrite (pukside või liudade) materjalid peavad olema kulumis- ja sööbimiskindlad ning hästi sissetöötatavad. Samuti peavad nad olema küllaldaselt tugevad ja väikese hõõrdeteguriga. On soovitatav, et laagrimaterjal oleks hea soojusjuhtivusega, korrosioonikindel ja odav.

Liua või puksi materjal valitakse vastavalt laagri töötingimustele, otstarbele ja konstruktsioonile, arvestades materjali maksumust

ja kättesaadavust. Väikesel liugekiirusel ($v \leq 5$ m/s) kasutatakse malmi. Suurtel koormustel (p kuni 15 MPa) ja keskmisel liugekiirusel (v kuni 10 m/s) on ulatuslikult kasutusel pronks. Parimate antifriktsioonomadustega on tinapronksid. Mitmesugust marki babiiti kasutatakse rasketes tingimustes töötavais liugelaagreis. Babiidid on hästi sissetöötatavad ja sööbimiskindlad, ent väikese väsimustugevusega. Seetõttu kasutatakse neid malm- ja pronksliudade pealevalandina (vt. joon. 291). Paagutatud materjalist laagri liuad on poorsed, mistõttu nad võtavad hästi sisse määrdeainet ning võivad kaua aega töötada määrmata. Mittemetalsetest materjalidest kasutatakse laagri liudade valmistamisel tekstiili, kapronit, nailonit, kummit, puitu jt. Mittemetalsed materjalid on sööbimiskindlad, hästi sissetöötatavad, võimelised töötama määrimiseta või vesimäärimisega. Viimane omadus on oluline söukruvide, toiduainetööstusmasinate ja muude taoliste masinate laagreis.

Liugelaagrite arvutus

Laagri liu põhimõõdmed määratakse konstruktsiooniliselt, olenevalt võlli läbimõõdust d . Tavaliselt võetakse liu laius $b = (0,5 \dots 2)d$. Töökindluse tagamiseks tehakse laagritele kontrollarvutus. Poolvedelikhõõrde puhul kontrollitakse erisurvet laagri liu ja erisurve ning liugekiiruse korrutist. Piiramaks kulumist ei tohi arvutuslik erisurve p olla suurem lubatavast, s.t.

$$p = F/(db) \leq [p]. \quad (3.136)$$

Ülekuumenemise ja sööbimise vältimiseks peab

$$pv \leq [pv], \quad (3.137)$$

sest korrutis pv on võrdeline hõõrdejõudude tööga. Lubatavad $[p]$ ja $[pv]$ väärtused määratakse kindlaks kasutuskogemuste alusel [20, 23].

Näide 3.9. Kontrollida liugelaagrit, kui võllitapi mõõtmed on $d = 60$ mm ja $b = 70$ mm. Laagri liu mõjuv radiaalkoormus $F_r = 16$ kN, võlli nurkkiirus $\omega = 100$ rad/s. Laagri liu on valmistatud pronksist БрАЖ 9-4, millel $[p] = 15$ MPa ja $[pv] = 20$ MPa·(m/s).

Lahendus. 1. Arvutame võllitapi joonkiiruse:

$$v = \omega d/2 = 100 \cdot 0,06/2 = 3 \text{ m/s}.$$

2. Kontrollime erisurvet laagris valemiga (3.136):

$$p = 16 \cdot 10^3 / (0,06 \cdot 0,07) = 3,8 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 3,8 \text{ MPa} < [p].$$

3. Kontrollime laagri kuumenemist ja sööbimise puudumist valemiga (3.137):

$$pv = 3,8 \cdot 3 = 11,4 \text{ MPa} \cdot (\text{m/s}) < [pv].$$

Antud laager võib töötada ettenähtud režiimil.

3.13.2. VEERELAAGRID

Harilikult koosneb veerelaager (joon. 294) välis- (1) ja sisevõrust (2), veerekehdest 3 (kuulid või rullid) ja separaatorist 4. Välis- ja sisevõru ülesanne on ühendada laager vastavalt kere ja võlliga. Separatuur hoiab veerekehi üksteisest kindlal kaugusel. Kuulid või rullid veerevad võrude veereteedel.

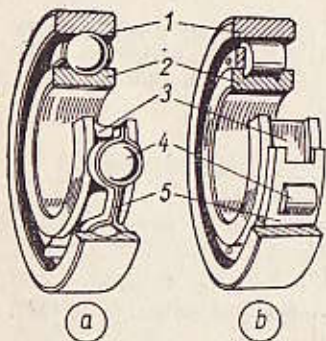
Võrdlushinnang

Võrreldes liugelaagritega on veerelaagritel järgmised eelised: väiksem hõõrdetakistus ja kuumenemine, vähem nõudlik hoolduse suhtes, tunduvalt väiksem värviliste metallide kulu, suurem täpsus ning odavus, sest veerelaagrite toodetakse tsentraliseeritult ja nad on täiesti standarditud.

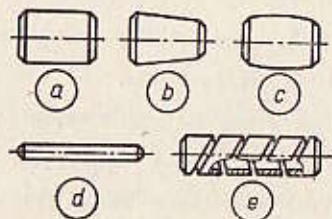
Veerelaagrite puudusteks on suurest kontaktpingest johtuv piiratud tööiga, konstruktsiooni jäikusest tingitud suur tundlikkus löökoormuste suhtes, mürarikas töö ja suured radiaalmõõtmised.

Liigitus

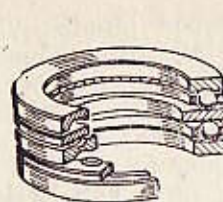
Veerekehade kuju järgi liigitatakse veerelaagrid *kuul-* (joon. 294, a) ja *rull-laagriteks* (joon. 294, b). Eristatakse silinder- (joon. 295, a); koonus- (joon. 195, b), tünn- (joon. 295, c), nõel- (joon. 295, d) ja keerdrulle (joon. 295, e). Rull-laagritel on suurem (keskmiselt 70...90%) kandevõime kui kuullaagritel, kuid rull-laagrite pöörlemissageduse piirväärtused on väiksemad. Nõellaagrite kasutatakse võllituges, kus radiaalsihilised mõõtmised on piiratud. Keedrull-laagrid taluvad teistest paremini radiaalset löökoormust. Tünnrulle kasutatakse kaherealistes sfäärilistes rull-laagrites võimaldamaks laagrivõrude kuni 2...3-kraadist viltuseisu.



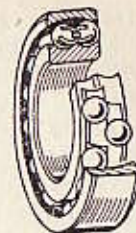
Joon. 294



Joon. 295



Joon. 296



Joon. 297

Vastuvõetavate koormuste suuna alusel liigitatakse veerelaagrid järgmiselt: 1) *radiaallaagrid*, mis võtavad vastu ainult radiaalkoormust (näiteks silinderrull-laagrid, vt. joon. 294, b) või lisaks radiaalkoormusele ka väikest telgkoormust (näiteks radiaalkuullaagrid, vt. joon. 294, a); 2) *radiaal-aksiaallaagrid* e. *radiaaltugilaagrid*, mis võtavad vastu samaaegselt mõjuvat radiaal- ja telgkoormust (radiaaltugikuullaagrid, vt. joon. 305, a, koonusrull-laagrid, vt. joon. 305, b); 3) *aksiaal-radiaallaagrid* e. *tugiradiaallaagrid*, mis võtavad vastu suurt telgjõudu ja väikest radiaaljõudu; 4) *aksiaallaagrid* e. *tugilaagrid* (joon. 296), mis võtavad vastu üksnes teljesihilist koormust. Radiaaltugi- ja tugiradiaallaagrite võime vastu võtta telgjõudu oleneb nurga α (vt. joon. 305) väärtusest. Mida suurem on nurk α , seda suurem on laagri telgkoormatavus ja selle arvel väiksem radiaalkoormatavus. Radiaaltugilaagrite nimikontakt-nurk on suurem kui 0 ja väiksem kui 45°, tugiradiaallaagritel suurem kui 45°.

Iseseaduvuse järgi on laagrid 1) *iseseaduvad* — sfäärilised laagrid (joon. 297), mis võimaldavad laagri normaalset tööd sisevõru märgatava viltuseisu korral (kuni 3° välisvõru suhtes), ja 2) *mitteiseseaduvad* — kõik ülejäänud kuul- ja rull-laagrid.

Koormatavuse alusel jaotatakse laagrid *seeriaisse*, mis erinevad üksteisest välisvõru radiaalmõõtmete ja laagri laiuse poolest.

Täpsus

Veerelaagrite täpsuse määrab põhimõõtmete (sise- ja välisläbimõõdu ning laiuse) ja pöörlemise täpsus. Viimast näitab pöörlevate võrude viskumine. ГОСТ-и 520—71 järgi on Nõukogude Liidus valmistatavate veerelaagrite täpsusklassid 0, 6, 5, 4, 2. Mida suurem täpsusklass, seda suurem on laagri hind. Enamasti kasutatakse üldotstarbelistel võllidel ja telgedel 0-täpsusklassi laagrid.

Tingitähistus

Veerelaagrite tingitähis koosneb numbritest. Kaks esimest numbrit paremalt lugedes tähendavad laagri siseläbimõõtu mm. Laagritel siseläbimõõduga 20...495 mm tähistavad kaks esimest numbrit

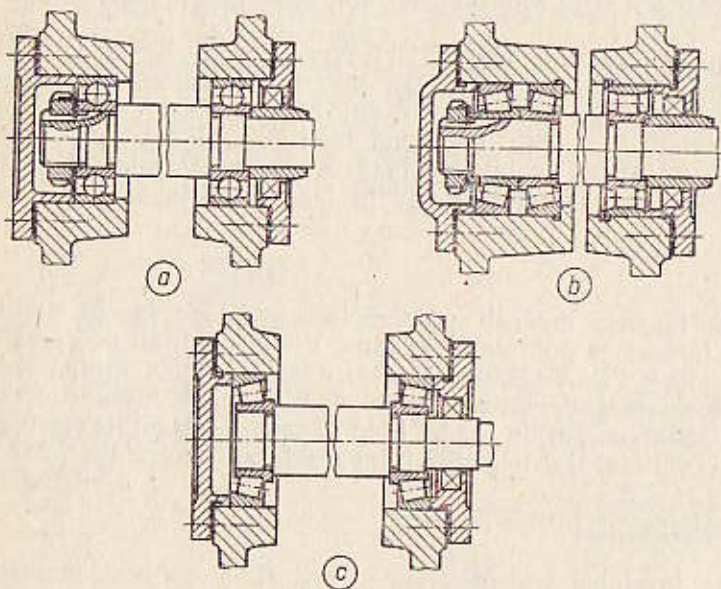
paremalt siseläbimõõdu jagatist viiega. Paremalt kolmas number märgib laagri seeriat, neljas number paremalt laagri tüüpi ning viies ja kuues number laagri konstruktsiooni iseärasusi. Laagri ting-tähise ette kantakse täpsusklassile vastav number ja sidekriips. Näiteks tähendab 311 üherealist radiaallaagrit, mille siseläbimõõt on $5.11=55$ mm ning mis kuulub keskmisse seeriasse ja on normaalse täpsusklassi järgi valmistatud. Tähis 2-7216 märgib teise täpsusklassi järgi valmistatud kerge seeria koonusrull-laagrit, mille siseläbimõõt on 80 mm.

Materjalid

Veerelaagrite võrude ja veerekehade peamine materjal on kuullaagriteras IX15 või IX15CT. Võrude ja veerekehade kõvadus on HRC 60...66. Separaatorid stantsitakse pehmest lehtterasest. Kiirekäiguliste laagrite sepaatorid valmistatakse pronksist, duralumiiniumist, tekstoliidist või polüamiididest.

3.13.3. LAAGRISÖLMEDE TARINDUS

Laagrisõlmede konstrueerimisel tuleb pöörata tähelepanu mõjuvate jõudude väärtustele ja suundadele, määrimisviisile, koostamise ja osandamise hõlpusele, majanduslikele kaalutlustele jms.



Joon. 298

Laagri valikul on kõigepealt otstarbekas kindlaks teha, kas saab kasutada üherealist radiaalkuullaagrit kui kõige lihtsamat ja odavamamat. Muude laagrite kasutust tuleb alati põhjendada. Nii näiteks rakendatakse karastatud hammasratastega silinderreduktoreis koonuslaagreid ka siis, kui hambumisel tekivad telgjõud on tühised. Põhjus on see, et koonuslaagrid on tunduvalt suurema kandevõimega ja seetõttu ka väiksemate mõõtmetega. Samuti on koonuslaagrid eelistatud tiguratta võlli laagritena, sest nende puhul on nõutav tugev jäikus. Kui kasutustingimuste järgi on võimalik rakendada nii koonusradiaaltugilaagreid kui ka radiaaltugikuullaagreid, siis on soovitatav valida esimesed kui odavamad.

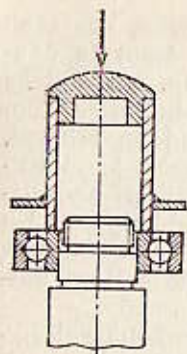
Laagrid tuleb paigaldada nii, et völli oleks vajalikul määral fikseeritud radiaal- ja telgsihis. Küllalt oluliselt termopikenevad völli fikseeritakse telgsihis vaid ühel toel (näiteks vasakpoolisel, nagu näidatud joonisel 298, a ja b), teine laagrisõlm kujundatakse ujuvana. Vaba termopikenemise tagamiseks on kõige sobivamad silinderradiaalrull-laagrid (joon. 298, b). Lühikeste völli laagrisõlmede tarindus võib olla lihtsam (joon. 298, c). Seesuguse tarinduse korral väldib üks laagrisõlm völli telgnihet ühes suunas ja teine laagrisõlm teises suunas. Radiaalkuullaagrite korral jäetakse laagrikaane ja välisvõru vahele $0.2 \dots 0.3$ mm, et vältida kuulide kinnipigistamist. Radiaaltugikuullaagrite puhul aga nähakse ette telglõtku reguleerimise võimalus, sest ülearune lõtk halvendaks laagri töötingimusi.

Veerelaagrite istud

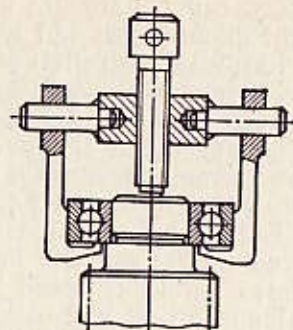
Liikumatuult tuleb istata laagri see võru, mis töötab koos liikuva masinaosaga, mille kaudu edastatakse laagrite väliskoormus. Vastasel korral hakkab võru istamiskohal libisema, mis põhjustab laagrivõru kulumist ja laagri tööväime langust. Samal ajal aga peab ist olema vähima pinguga, et laagrivõrude ja veerekehade vahelised lõtkud ei muutuks oluliselt. Liikumatu masinaosaga ühendatav teine laagrivõru paigaldatakse kas väikese lõtku või väga väikese pinguga, et hõlbustada sõlme koostamist, võimaldada völli vaba termopikenemist ja laagrilõtkude reguleerimist. Lisaks võimaldab selline ist laagrivõrul aeg-ajalt pöörduda laagri telje ümber tõuge ja vibratsiooni mõjul, mistõttu koormusele töötab kogu veereteetäies ulatuses, mitte aga vaid osa sellest.

Veerelaagrite paigaldamine ja osandamine

Laagrite õigeks paigaldamiseks völli ja kerele tuleb kasutada sobivaid rakseid. Kõige lihtsam on pressida laager völli koostruktsiooni (joon. 299). Pressimiseks vajaliku surve võib saada kas vasara löökidega või käsipressiga. Suuri laagreid on soovitatav enne paigaldamist kuumutada õlis temperatuurini $80 \dots 90^\circ\text{C}$.



Joon. 299



Joon. 300

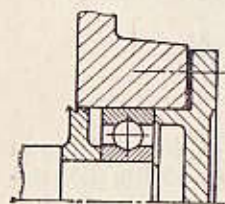
Laagrid võetakse völliit maha pressi või kruvitõmmitsaga (joon. 300).

Paigaldamisel ja mahavõtmisel tuleb jõud rakendada sellele laagrivõrle, mida peale pressitakse või maha võetakse.

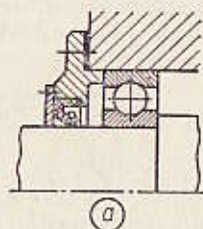
Veerelaagrite määrimine

Veerelaagrite määrimiseks kasutatakse *plastseid määrideid* ja *mine-
raalõlisid*. Määrimisega väheneb veerekehade, laagrivõrude ja sepa-
raatorite vaheline hõõre, intensiivistub soojuse eemalejuhtimine, hoi-
takse ära korrosioon ja väheneb müra.

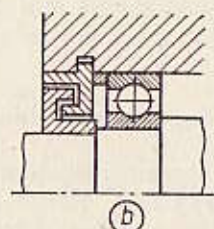
Paremaid tulemusi annab laagrite määrimine õlidega. Olide eeli-
sed on väike sisehõõrdetakistus, hea soojuseemaldusvõime ja võime
eemaldada laagrist kulumissaadusi. Olidega määrimisel aga vaja-
takse laagrisõlme tihendamiseks keeruka tarindusega tihendeid. Ham-
masrataste joonkiiruse vahemikus 3...15 m/s (aga mitte üle
selle) tekib reduktorites ja käigukastides laagrite töökindlaks mää-
rimiseks sobiv õliudu. Et sel moel laagreid määrida, tuleb laagri-
pesa konstrueerida seestpoolt lahtisena.



Joon. 301



Joon. 302



Plastsed määrded kujutavad endast mineraalõlide ja seebi suure
peenusega segu. Nad on ulatuslikult kasutusel laagrisõlmedes, sest ei
valgu laagrikerest välja ja seetõttu lihtsustub tunduvalt laagrite
tihendamine. Niisugusel juhul peab laagripesa olema reduktori sise-
musest eraldatud. Selleks kasutatakse õlitõrjeseibe (joon. 301).
Laager täidetakse plastse määrdetega kas laagrikaane kaudu või
määrdeni pli kaudu määrdetõrjega. Edasisel töötamisel lisatakse
värsket määret iga kolme kuu järel ning aasta tagant võetakse laag-
risõlm lahti, pestakse läbi ja asendatakse määre uuega.

Veerelaagrite tihendid

Et vältida laagrite mustumist ja hoida ära määrdet väljavalgumist
laagrisõlmest, varustatakse nad tihenditega. Joonisel 302, a on näi-
datud mansett-tihend, mida kasutatakse suhteliselt väikesel pöör-
lemiskiirusel ja mis kaitseb laagrisõlme välissaasta eest tänu tihe-
dale kontaktile völliiga. Joonisel 302, b on labürinttihend, mida kasu-
tatakse igasugusel kiirusel. Vajalik tihendus saadakse tänu labürindi
pilude hüdraulilisele takistusele. Kasutusel on ka veerelaagrid võru-
desse paigutatud tihenditega.

3.13.4. VEERELAAGRITE ARVUTUS

Kui suure koormuse all töötav veerelaager on väliskeskkonna
kahjuliku mõju eest hästi kaitstud, on laagri peamine tõrge tööpin-
dade veereetede ja -kehade väsimusmurenemine, mida põhjustab
pulseeriv kontaktpinge.

Mitmesugused masinad nagu näiteks transpordi-, põllutöö-, ehi-
tus- ja teedemasinad töötavad abrasiivses keskkonnas. Vaatamata
tihendatusele ja õli filtrivale toimele on nimetatud masinate laag-
rite tõrke peamine põhjus veereetede ja -kehade kulumine.

Dünaamiliste koormuste ja seisu ajal suurte staatiliste koor-
muste tagajärjel tekib laagri tööpindade muljumine (plastne defor-
matsioon).

Lisaks laagrivõrude ja veerekehade nimetatud vigastustele tuleb
ette separaatorite purunemist, mida põhjustab tsentrifugaaljõud
võrude viltuseisu korral.

Kui veerelaagri pöörlemissagedus $n \leq 1$ p/min või pöörlemine
puudub täiesti, arvutatakse laager staatilise kandevõime C_0 järgi
(võidetakse veerekehade ja veereetede muljumist). Pöörlemissage-
dusel $n > 1$ töötavaid veerelaagreid arvutatakse dünaamilise kande-
võime C järgi (võidetakse väsimusmurenemist).

Veerelaagri ressursi arvutus dünaamilise kandevõime järgi

Veerelaagrite tööiga ei ole lõputu ka siis, kui nad on hästi kaitsitud kulumise ja korrosiooni eest. Laagri nimiressurss e arvutuslik ressurs L_h on aeg tundides, mille vältel laager peab töötama püsival pöörlemissagedusel, ilmutamata veereteede ja -kehade pinnal kontaktvõimuse tunnuseid. Mahukate katsetuste tulemusel on saadud väsimuskõverad (joon. 303), mille alusel on kindlaks tehtud laagri ressursi L (milj. pööret) sõltuvus dünaamilisest kandevõimest C :

$$(C/F)^p = L, \quad (3.138)$$

kus F on koormus ja p astendaja, mis kuullaagritel on 3 ja rulllaagritel 10/3.

Dünaamiliseks kandevõimeks C nimetatakse radiaal- ja radiaalkaaslaagrite puhul suurimat püsivat radiaalkoormust (tugilaagritel püsivat telgkoormust), mida laager võib välja kannatada 10^6 pöörde vältel. Siinjuures tuleb silmas pidada, et nimiressursi jooksul peab ühesugustes tingimustes töötavatest laagritest vähemalt 90% vastu pidama väsimuskulumise jälgede tekketa.

Veerelaagri nimiressurss L_h (tundides) pöörlemissagedusel n määratakse kataloogides (vt. [4, 19]) antud dünaamilise kandevõime C ja arvutatud ekvivalentkoormuse F_{ekv} järgi:

$$L_h = 10^6 / (60n) (C/F_{ekv})^p \quad \text{või} \quad L_h = 10^6 / (600\omega) (C/F_{ekv})^p. \quad (3.139)$$

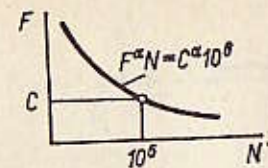
Veerelaagrite töövõime sõltub radiaal- ja telgkoormuse omavahelisest vahekorrast, võrude pöörlemise iseloomust ja pöörlemissagedusest, koormuse liigist (ühtlane või tõuge ja löökidega) ning töötemperatuurist. Seepärast ei valitagi laagreid tegeliku koormuse, vaid ekvivalentkoormuse alusel.

Radiaal- ja radiaaltugilaagrite ekvivalentkoormuseks loetakse sellist püsivat radiaalkoormust, mille rakendamisel pöörleva sisevõru ja liikumatu välisvõruga laagritele osutub nimiressurss samasuguseks kui tegelikel koormustel ja pöörlemistingimustel. Tugilaagrite korral võetakse ekvivalentkoormuseks püsiv telgkoormus, mis mõjub võlli pöörleva ja keres kinnitatud võruga laagritele.

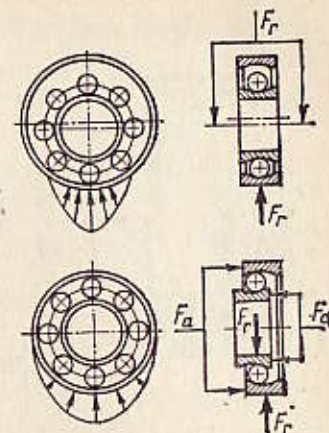
Ekvivalentkoormus määratakse valemiga

$$F_{ekv} = (VXF_r + YF_a) K_d K_T, \quad (3.140)$$

kus F_r on radiaalkoormus; F_a — telgkoormus; V — kinemaatikategur, mis arvestab, kumb võru pöörleb: $V=1$, kui pöörleb sisevõru, $V=1,2$, kui pöörleb välisvõru; X ja Y on radiaal- ja telgkoormustegurid, mis olenevad laagri tüübist; K_d — dünaamikategur, mis võtab arvesse dünaamilist koormust (reduktorite jaoks enamasti $K_d=1,3$); K_T — temperatuuritegur, mis arvestab laagri tööea lühendamist, kui töötemperatuur tõuseb üle 100°C .



Joon. 303



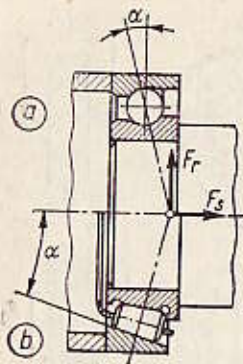
Joon. 304

Püsiva radiaalkoormusega kaasneva telgkoormuse (joon. 304) arvestamiseks on vaja suhet F_a/VF_r võrrelda selle suhte kriitilise väärtusega e , mis on antud laagriandmete tabelites [4, 19]. Kui suhe F_a/VF_r pole veel ületanud e väärtust, toimub radiaallõtku sobitumine, mistõttu koormus jaotub veerekehade vahel ühtlasemalt ning telgkoormus ei mõjuta ekvivalentkoormust. Järelikult tuleb $F_a/VF_r \leq e$ korral võtta $X=1$ ja $Y=0$.

Radiaaltugilaagrite arvutamisel tuleb arvesse võtta, et neis tekib radiaalljõust tingitud teljesihiline reaktsioonikomponent F_s (joon. 305):

$$\left. \begin{array}{l} \text{kuullaagritel} \quad F_s = eF_r, \\ \text{rulllaagritel} \quad F_s = 0,83eF_r. \end{array} \right\} \quad (3.141)$$

Kui võlli kummassegi otsa on vastakuti istatud radiaaltugilaager (joon. 306), tuleb mõlema laagri resultanttelgjõu määramisel arvestada nii välist telgkoormust (näiteks tiguhambumisel tekkivat telgjõudu), kui ka laagrite radiaalreaktsioonide teljesihilisi komponente F_{s1} ja F_{s2} . Resultanttelgjõu võib määrata järgmiselt. Kõigepealt tuleb arvutada kõigi väliste telgjõudude F_x ja radiaalkoormuste teljesihiliste komponentide F_s algebraline summa. Seejuures loetakse vaadeldavat laagrit koormavad telgjõud positiivseks ning teda koormuse alt vabastavad vaadeldavale laagritele mõjuv telgjõud kui positiivseks, määratakse vaadeldavale laagritele mõjuv telgjõud kui välisjõudude F_x ja teise laagri F_s algebraline summa. Esiialgselt määratud välisjõudude ja telgjõudude summa negatiivse väärtuse korral võetakse vaadeldavale laagritele mõjuvaks telgjõuks F_a sama laagri jõud F_s . Olgu näiteks kõigi toele 1 (joon. 306) toimivate jõudude summa positiivne, s.t. $F_x + F_{s2} - F_{s1} > 0$, siis sellele toele mõjuv telgjõud $F_{a1} = F_{x1} + F_{s2}$. Toe 2 kohta: $F_x - F_{s2} + F_{s1} < 0$ ning



Joon. 306

Joon. 305

$F_{a2} = F_{s2}$. Radiaaltugilaagri radiaalreaktsiooni määramisel tuleb silmas pidada, et selle reaktsiooni rakenduspunkt on nihutatud mööda laagri telge nagu näidatud joonisel 305.

Projekteerimisel valitakse laagrid esialgselt enamasti konstruktsioonilistest kaalutlustest lähtuvalt ning seejärel arvutatakse laagrite teoreetiline ressurss valemiga (3.139) ja võrreldakse arvutustulemust soovitatava ressursiga. GOCT-i 16162—85 (üldotstarbelised reduktorid) kohaselt peab laagrite vähim ressurss olema mitte alla 10 000 h hammasratasreduktoritel ja mitte alla 5000 h tigureduktoritel.

Näide 3.10. Määrata üherealise radiaalkuullaagri 313 ($C = 72\,700$ N; $C_0 = 56\,700$ N) nimiressurss, kui $F_r = 4000$ N; $F_x = 2400$ N; $n = 1000$ p/min; $K_d = 1,3$; $V = 1$; $K_T = 1$.

Lahendus. Kui $F_a/C_0 = 2400/56\,700 = 0,0424$, saame kataloogist [4] $e = 0,24$. Et $F_a/F_r = 2400/4000 = 0,6 > e$, võtame kataloogist $X = 0,56$ ja $Y = 1,8$. Ekvivalentkoormus valemi (3.140) järgi: $F_{ekv} = (0,56 \cdot 4000 + 1,8 \cdot 2400) 1,3 = 8530$ N. Valemiga (3.139) arvutame nimiressursi:

$$L_h = 10^6 / (60 \cdot 10^3) (72\,700 / 8530)^3 \approx 10\,000 \text{ h.}$$

Näide 3.11. Valida koonuslaager näites 3.8 kasutatud völli. Pöörlemissageduse $n = 313$ p/min, koormus on mõõdukate tõugetega, laagri töötemperatuur $t < 100^\circ\text{C}$, nimiressurss $L_h = 10\,000$ h.

Lahendus. 1. Analüüsime koormusskeemi (vt. joon. 287) ja teeme kindlaks, et enimkoormatud on parempoolne laager. Arvutame radiaalkoormuse:

$$F_{rc} = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{s1}^2} + F_{s2} = \sqrt{2100^2 + 1630^2} + 3800 = 6460 \text{ N.}$$

Siin on F_{s2} siduri ringjõust tingitud lisakoormus toele C. Et see koormus tekkitab völli eritelguse tõttu, võtame ta mõjuvana radiaalkoormuse suunas (halvim olukord). Vasakpoolse laagri radiaalkoormus $F_{rA} = \sqrt{2100^2 + 80^2} + 5735 = 7840$ N.

2. Eeldame, et sobivaiks osutuvad laia kerge seeria laagrid 7509, ning kata-

loogist [4] saame: $C = 51\,600$ N; $C_0 = 42\,600$ N; $e = 0,42$. Radiaalkoormuste telgkomponendid:

$$F_{sA} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 7840 = 2730 \text{ N;}$$

$$F_{sC} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rC} = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 6460 = 2250 \text{ N.}$$

Et $F_{sA} + F_x - F_{sC} = 2730 + 760 - 2250 > 0$, on parempoolse laagri resultanttelgkoormus $F_{ac} = 2730 + 760 = 3490$ N. Ning et suhe $F_{ac}/F_{rc} = 3490/6460 = 0,54 > e$, siis saame kataloogist [4] $X = 0,4$; $Y = 1,44$.

3. Võttes $K_d = 1,3$ ja $K_T = 1$, arvutame parempoolse laagri ekvivalentkoormuse valemiga (3.140):

$$F_{ekv} = (0,4 \cdot 6460 + 1,44 \cdot 3490) 1,3 = 9890 \text{ N.}$$

4. Valemiga (3.139) arvutame nimiressursi,

$$L_h = 10^6 / (60 \cdot 313) (51\,600 / 9890)^{3,33} \approx 13\,000 \text{ h,}$$

mis pisut ületab nõutavat ressursi.

3.14. SIDURID

3.14.1. OLDANDMED

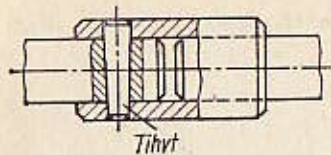
Sidurite ülesanne on ühendada omavahel völli või völli ja sellele vabalt istatud detaili. Siduritega edastatakse pöördemomenti ning nad võivad töötada kaitseseadiste ja piduritena. Et sidurid peavad vastama mitmesugustele nõuetele ja töötama väga erinevates tingimustes, siis on ka nende erinevaid konstruktsioone väga palju. Sidureid saab liigitada mitmete tunnuste alusel.

Talituslike tunnuste järgi jaotatakse sidureid nelja klassi: *püsidurid* — völli püsivaks ühendamiseks, *lülitatavad sidurid* — võimaldavad töötamise ajal völli ühendada ja lahutada, *automaatsidurid* — ühendavad või lahutavad völli ettenähtud töörežiimist häälbimise korral, muud sidurid — kõik need, mis ei kuulu kolme eesmesse klassi.

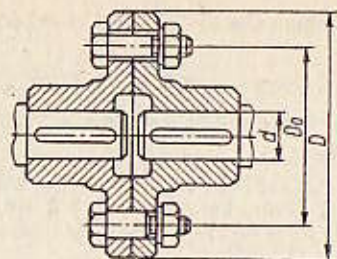
Ulatuslikult kasutatavad sidurid on standarditud. Siduri põhikarakteristik on ülekantav pöördemoment. Sidurid valitakse ühendatavate völli läbimõõtude ja arvutusliku pöördemomendi $T_p = KT$ järgi. Tegur K valitakse masinate kasutuskogemuste põhjal. T on ülekantav nimipöördemoment.

3.14.2. POSISIDURID

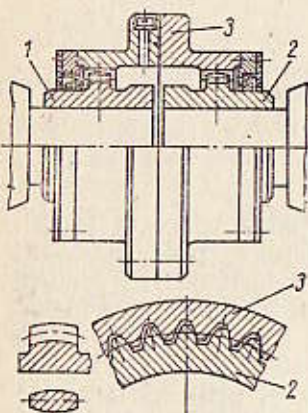
Jäiku sidureid kasutatakse rangelt samatelgsete völli püsivaks ühendamiseks. Lihtsaim seda liiki sidur on *pukssidur*, mis ühendatakse völli kas tihvtide (joon. 307), liistude või hammaste abil. Enimalt kasutatakse pukssidureid kerge töörežiimiga masinais völli läbimõõdu kuni 100 mm. Nad on lihtsa tarindusega ja väikeste mõõtmetega, kuid neid on ebamugav paigaldada ja lahti võtta, sest selleks on tarvis völli telgihis nihutada. Niisuguse



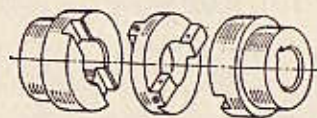
Joon. 307



Joon. 308



Joon. 309



Joon. 310

siduri tugevuse määrab tihvt-, liist- või hammasliite tugevus; samuti puksi enda tugevus.

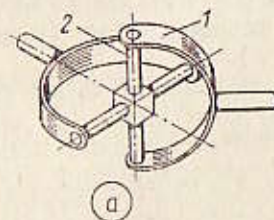
Ääriksidurite koostamisel pole tarvis võlle telgsiis nii palju nihutada kui pukssidurite puhul, mistõttu paigaldus on hõlpsam. Joonisel 308 on kujutatud standardne ääriksidur, mille poolmed tsentreeritakse poltidega. Viimased võtavad vastu ka nihkejõudu, sest üle ühe paigaldatakse poldid hõõritsetud aukudesse (lõtkuta poltliite saamiseks).

Kompenseerivad sidurid võimaldavad ühendada valmistus- ja koostetäpsusest tingitud väikeste asendivigadega võlle. Nimetatud sidurid on harilikult kasutusel raskemasinahituses. Selle rühma sidureist on enimlevinud hammassidurid. Hammassidur koosneb kahest välishammastega puksist 1 ja 2 ning kahest hammastega kerest 3 (joon. 309). Sidur kompenseerib võllide radiaal-, telg- ja nurkhälbeid hambumise külglõtku ja välishammaste sfäärilisuse arvel. Võllide eritelguse kompenseerimisega kaasneb hammaste libisemine. Kulumiskindluse suurendamiseks hambad termotöödelatakse ja sidur täidetakse õliga.

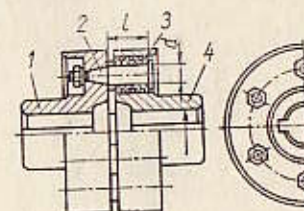
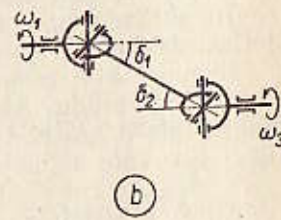
Liikuvad sidurid võimaldavad võllide asendi märgatavaid hälbeid. Enimlevinud on vaheristikuga ja liigendsidurid.

Vaheristikuga sidur koosneb kahest diametraalse soonega siduripoolmest ja keskmisest osast (nn. vaheristikust), millel on kaks diametraalset teineteise suhtes risti olevat nukki (joon. 310). Vaheristik kujutab endast ujuvat ketast. Liikumise ülekandmisel eritelgsete võllidega liuguvad vaheristiku nukid siduripoolmete soontes. Nukkide liikumisega soontes kaasneb hõõrdepindade kulumine, mille vähendamiseks neid aeg-ajalt määratakse.

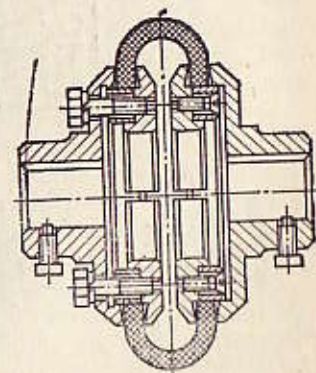
Liigendsiduritega ühendatakse teineteise suhtes suure nurga all asetsevaid võlle, kusjuures nende vaheline nurk võib töötamisel muutuda (joon. 311). Liigendsidur koosneb kahest hargist 1 (joon. 311, a) ja ristikut 2, mis on harkidega šarniirselt ühendatud. Vaadeldava siduri puudus on, et vedava võlli ühtlasel pöörlemisel pöörleb veetav võll ebaühtlaselt. Sellest puudusest on vaba vahevõlliga kaksikliigendsidur (joon. 311, b), kusjuures vedav ja veetav võll peavad vahevõlli suhtes olema ühesuguse nurga all ($\delta_1 = \delta_2$) ja vahevõlli hargid peavad olema ühes tasandis. Niisugusel juhul on ülekandesuhe muutumatu.



Joon. 311



Joon. 312



Joon. 313

Elastsed sidurid on kasutusel nii võllide eritelguse kompenseerimiseks kui ka dünaamiliste koormuste leevendamiseks. Enimlevinud on **sõrmpukssidurid** kui tarinduselt lihtsad ning hõlpsasti koostatavad ja kasutatavad. See sidur (joon. 312) koosneb kahest äärik-siduripoolmest 1 ja 2, millest ühe koonusaukudesse on kinnitatud teise siduripoolme koonussabadega sõrmed 3. Sõrmedele on peale pandud kummipuksid 4. Et kummipuksid on õhukesed, on sidur väikese kompenseerimisvõimega. Ulatuslikult kasutatakse sõrmpuksidurid masinate ühendamiseks elektrimootoritega.

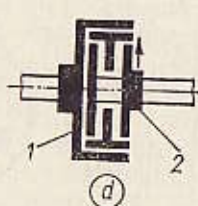
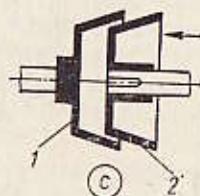
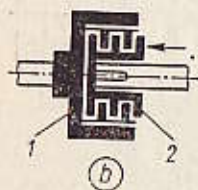
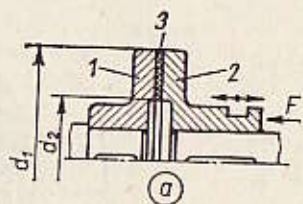
Viimastel aastatel on levinud **toroidsidurid** (joon. 313), mis on hinnatud väikeste mõõtmete, heade elastsus- ja kompenseerimisomaduste poolest.

3.14.3. LÜLITATAVAD SIDURID

Lülitavatest siduritest kasutatakse sagedamini **nukk- ja hõõrsidureid**. Nukksiduritega võrreldes on hõõrsidureil mitmeid eeliseid: liikumise sujuv edastamine vedavalt võllilt veetavale, võimalus ühendada võlle nende mis tahes kiiruse-erinevuse korral ja võime kaitsta ülekande detaile purunemise eest juhusliku ülekoormuse puhul. Seetõttu on hõõrsidurid kasutusel väga ulatuslikult. Tööpindade kuju alusel eristatakse ketas- (joon. 314, c) ja silinderhõõrsidureid (joon. 314, d).

Joonisel 314, a on näidatud lihtsaim ketassidur, millel on üks paar hõõrdepindu. Siduripool 1 on kinnitatud võllile jäigalt ning siduripool 2 nii, et ta saab telgsiis liikuda. Võllide ühendamiseks tuleb liikuvale siduripoolmele rakendada jõud

$$F = KT/(\mu r_{red}),$$



Joon. 314

kus $r_{red} = (d_1 + d_2)0,25$ on hõõrdejõudude rakenduskohta tööpindadel arvestav taandatud raadius.

Vähendamaks jõudu F ja siduri mõõtmeid, kasutatakse sidureid, kus on mitu hõõrdepindade paari. Niisugused on mitmekettalised sidurid. Sel juhul on siduri ühendamiseks rakendatav jõud

$$F = KT/(z\mu r_{red}). \quad (3.142)$$

Mitmekettaliste siduritega saab edastatavat pöördemomenti suurendada võrreldes kahekettalise siduriga z korda, kusjuures survejõud ja ketaste läbimõõdud jäävad samaks. Et vähendada ketaste kokkusurumiseks tarvilikku jõudu, kasutatakse ketastel hõõrdega suurendavaid katteid 3 (vt. joon. 314, a).

Sidurite hõõrdepindu kontrollitakse kulumiskindluse järgi keskmisel erisurvele:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \leq [p]. \quad (3.143)$$

Lubatav erisurve oleneb tööpindade materjalidest, siduri lülituste arvust tunnis, ketaste arvust ja keskmisest ringkiirusest.

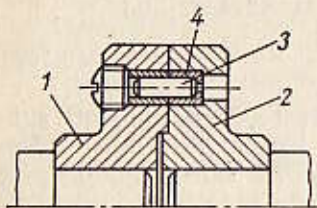
3.14.4. AUTOMAATSIDURID

Nende sidurite hulka kuuluvad **kaitse-, vabakäigu- ja tsentrifugaalsidurid**.

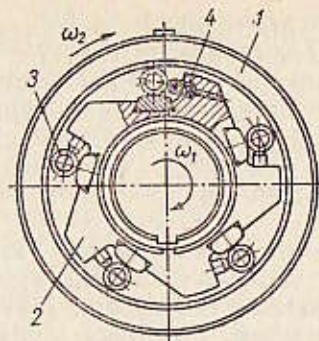
Kaitseidurite ülesanne on lahutada vedav võll veetavast ülekoormuse puhul, mil edastatav pöördemoment küündib piirväärtuseni. Ulatuslikult on kasutusel **hõõrdkaitseidurid**. Niisuguse siduri kaitsetoime põhineb teineteise vastu surutud tööpindade libisemisel siis, kui väliskoormus suureneb hõõrdejõudude piirväärtuseni. Tavaliselt surutakse tööpinnad teineteise vastu vedrude toimele. Teistsuguse tööpõhimõttega on **puruneva elemendiga kaitseidur** (joon. 315), mis koosneb omavahel metalltihvtiga 3 sidestatud ketaspoolmest 1 ja 2. Tihvt on paigaldatud termotöödeldud puksi 4. Ülekoormuse tekkel löikub tihvt läbi ning sidur lahutab võllid.

Vabakäigused sidurid ühendavad võllid automaatselt, kui vedava võlli nurkkiirus muutub veetava omast suuremaks. Kui aga veetav võll hakkab pöörlema vedavast kiiremini, lahutab sidur võllid, laskmata veetaval võllil hakata vedavat ringi ajama. Joonisel 316 on näidatud **rull-vabakäigused sidurid**, mis koosneb välimisest ja sisemisest 2 poolmest ning nende vahel asetsevaist rullidest 3, mida vedrud 4 suruvad rullipesa kitsamasse ossa. Kui vedav poole 1 pöörleb päripäeva, siis kiilduvad rullid oma pesades kinni ja selle tulemusel hakkab pöörlema veetav poole 2. Kui $\omega_2 > \omega_1$, lahutab sidur võllid.

Tsentrifugaalsiduritega ühendatakse või lahutatakse võlle automaatselt, kui vedav võll on saavutanud ettenähtud nurkkiiruse.



Joon. 315



Joon. 316

Lahutumine või ühendumine toimub klotside inertsijõu ja vedrude toimel. Tsentrifugaalsidurite korral käivitub masin sujuvalt, koormamata mootorit üle, sest mootorit kiirendatakse tühikäigul.

3.15. VEDRUD

Elastsuse tõttu saab vedrusid kasutada survejõu tekitamiseks hõõrdülekannetes, sidurites jms.; energia akumuleerimiseks, et sellega käitada mehhanisme (näiteks kellavedrud, mitmesuguste mõõteriistade vedrud jt.); masinate ja nende sõlmede kaitsmiseks vibratsiooni eest ja löökide leevendamiseks (kandavedrud, amortisaatorid jt.); momendi, rõhu ja jõu mõõtmiseks (dünamomeetris ja muudes riistades).

Vedrud liigitatakse: 1) koormuse järgi — tõmbe-, surve-, väände- ja paindevedrud; 2) kuju ja konstruktsiooni järgi — silinder- ja koonuskeerdvedrud, lame-, spiraal-, taldrik- ja muud vedrud. Enimlevinud on silinderkeerdvedrud, mis töötavad kas surve- või tõmbevedrudena. Neid vaatlemegi alljärgnevalt.

Silinderkeerdvedru kujutab endast keerdvarrast, millel enamasti on ümarristlõige. Vedrude peamised geomeetrilised parameetrid (joon. 317) on vedrutraadi läbimõõt d , vedru keskläbimõõt D_0 , samm p , töökeerdude arv z , keerdude üldarv z_0 , koormamata vedru pikkus H_0 . Keeru kõverust iseloomustatakse vedruindeksiga $c = D_0/d$. Suurus c soovitatakse võtta piires 4...12. Mida suurem on c väärtus, seda suurem on vedru järelkandvus keerdude võrdse arvu korral.

Arvutus

Kui vaadelda vedru eraldatud osa tasakaalu, saab teha järelduse, et keeru mis tahes ristlõikes tekib jõu F staatilisel mõjumisel väändemoment $T_v = 0,5FD_0 \cos \alpha$, paindemoment $M = 0,5FD_0 \sin \alpha$, põikjõud $F_Q = F \cos \alpha$ ja normaaljõud $F_N = F \sin \alpha$. Väikese tõusunurga korral ($\alpha < 12^\circ$) on normaalpinge niivõrd väike, et selle võib jätta arvestamata ja arvutuse võib teha tangentsiaalpingete alusel. Suurim tangentsiaalpinge, mis tekib vedrutraadi sisekiududes,

$$\tau_{\max} = k(T_v/Z_p) = k \cdot 8FD_0/(\pi d^3) \leq [\tau]. \quad (3.144)$$

Parandustegur k võtab arvesse need sisejõud, mis jättsime tähele panemata, ning sõltub keeru kõverusest:

$$k = 1 + (1,5/c). \quad (3.145)$$

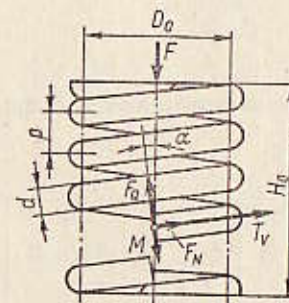
Asendades avaldises (3.144) k vordusega (3.145) ja tehes vajalikud teisendused, saame vedrutraadi läbimõõdu arvutusvalemi:

$$d = 1,6 \sqrt{(c+1,5)F_{\lim}/[\tau]}. \quad (3.146)$$

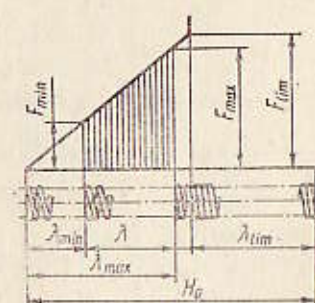
Vedru telgsiire määratakse Mohri integraaliga [valem (2.89)]. Pärast asendusi $l \approx \pi D_0$ ja $J_p = \pi d^4/32$ ning integreerimist saame

$$\lambda = 8FD_0^3 z / (Gd^4). \quad (3.147)$$

Joonisel 318 on antud vedru muutekarakteristik — koormuse ja siirete graafiline sõltuvus. F_{\min} ja F_{\max} on vedru vähim ja suurim töökoormus; λ_{\min} , λ_{\max} ja λ_p — vedru vähim, suurim ja töösiire. Vältimaks vedru keerdude kokkupuudet võetakse $F_{\lim} = 1,2F_{\max}$. Keerdude üldarv $z_0 = z + (1,5 \dots 2,0)$.



Joon. 317



Joon. 318