

Eesti NSV Kõrgema ja Kesk-erihariduse
Ministeerium
Teaduslik-metoodiline Kabinet

ehitusmasinad
ja nende
ekspluatatsioon

~~Teaduslik-metoodiline Kabinet~~ Ehitus- ja Mehaanikatehnikum
Tallinn 1970

A-31267

EESTI NSV KÕRGEMA JA KESK-ERIHARIDUSE
MINISTEERIUM
TEADUSLIK-METOODILINE KABINET

EHITUSMASINAD JA
NENDE EKSPLUATATSIOON

I

Koostanud A.Kivimäe
A.Patk

~~Tallinna Ehitus- ja Mekaanikatehnikum~~
Tallinn

1970

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИЯ I

Составители
А. Кивимяе и
А.Путк

на эстонском языке

Министерство высшего и среднего
специального образования ЭССР
Научно-методический кабинет
Таллин, ул. Валли 4

TARTU ÜIKOOLI
RAAMATUKOGU

Toimetaja T. Erilt

Trükkida antud 30. XI 1970. Paber 60x84/16
Trükipg. 8,25. Tingp. 7,7. Tiraaz 500.
MB-09231. Tell.620
TPI rotaprint, Tallinn, Koskla 2/9
Hind 16 kop.

Käesolev konspekt on koostatud esmajoones Tallinna Ehitus- ja Mehaanikatehnikumi ehitusmasinate eriala õpilastele õppeaine "Ehitusmasinad ja nende ekspluatatsioon" õpikuna.

I osas on üksikasjalikult käsitletud ehitusmasinate üldandmeid (A.Kivimäe), spetsiaalseid sõlmi koos arvutuse alustega (A.Kivimäe) ja tõste-transpordimasinaid (A.Putk). Rohkearvulised joonised ja skeemid aitavad selgitada masinate tööpõhimõtet ja konstruktsiooni iseärasusi.

Juhendid arvutamiseks on rahvusvahelises mõõtühikute süsteemis (SI). Mõningad tehnilised näitajad on nii MKGS ja mittesüsteemilistes kui ka SI süsteemi mõõtühikutes.

Õpiku kirjutamisel selgus, kui võrd puudulik on ehitusmasinatealane eestikeelne terminoloogia. Seetõttu on paljusid termineid kasutatud esmakordselt. Kuidas see õnnestus, seda otsustavad õpiku kasutajad.

S i s s e j u t a t u s

Kommunistlik partei ja Nõukogude valitsus osutavad suurt tähelepanu ehitustööde mehhaniseerimisele. Nõukogude Liidu Kommunistliku Partei programm kinnitab, et lähemas tulevikus likvideerib ehitustööde kompleksne mehhaniseerimine käsitsi peale- ja mahalaadimise ja kõrvaldab raske käsitsitöö tootmisprotsesside abi- ja põhioperatsioonidel.

Nõukogude Liidu tehnilise võimsuse kasv võimaldab üksikute tööde komplekselt mehhaniseerimiselt üle minna kogu ehitusobjekti komplekssele mehhaniseerimisele, masinate too automatiseerimisele ja nende kaugjuhtimisele.

Viimastel aastatel on tõusnud põhitööde mehhaniseerimistase; tähelepanuväärselt on suurenenud suuremõoduliste raudbetoondetailide tootmine, mis on ehituse edasise industrialiseerimise põhialuseks.

Tabel 1

Raudbetooni toodang Nõukogude Liidus milj. m³

Nimetus	Aasta				
	1954	1957	1958	1960	1965
Kokku raudbetooni	3,1	13,8	18,8	32,0	47,2
Selle hulgas pingebetooni	0,05	0,7	1,4	3,9	11,8

Kaasaegset ehitust iseloomustab industrialiseerimise kõrval ka kompleksne mehhaniseerimine, s.t. tootmisprotsessi põhi ja abitööd on mehhaniseeritud. Seadmed tööde kompleksseks mehhaniseerimiseks valitakse nii, et oleks tagatud töö kõrge tootlikkus, kindlustatud ehitustööde ettenähtud tempo (tööde teostamine minimaalse maksumuse puhul) ja maksimaalselt kasutatud ära põhiliste masinate võimsus.

Lähematel aastatel luuakse Nõukogude Liidus selline masinapark, mis on kaasaegsem välismaa omast.

Ehitusmasinate arendamise suunad on:

- 1) masinate tootlikkuse suurendamine,
- 2) mootori võimsuse tõstmine (gaasturbiin- ja kütuseelementidega mootorite kasutuselevõtt,

- 3) töökindluse ja vastupidavuse suurendamine,
- 4) standardiseerimine ja unifitseerimine,
- 5) aktiivsete tööseadmete rakendamine,
- 6) tööprotsessi automatiseerimine,
- 7) järeleveetavate masinate asendamine ripp- ja iseliikuvatega,
- 8) metalli mahu vähendamine konstruktsioonis, kusjuures säilib tugevus ja jäikus,
- 9) juhi kabiini mugavdamine (õhu konditsioneerid kabiinis jne.),
- 10) laialdane hüdro- ja pneumoajami juurutamine,
- 11) teadusliku uurimistöö tähtsuse suurendamine ja masinate uurimise komplekssete meetodite väljatöötamine uute masinate valmistamiseks.

Iga aastaga suureneb meie maal ehitustööde maht ja nende komplektsne mehhaniseeritus. Viimane aga nõuab ehitusmasinate ja -seadmete arvu pidevat suurendamist (tabel 2).

Tabel 2

Ehitusmasinate toodang NSV Liidus tk./a.

Masina nimetus	Aasta				
	1932	1940	1950	1960	1966
Ekskavaatorid	85	274	3540	12790	23449
Skreeperid	-	2104	2089	3110	7374
Buldooserid	-	118	3788	11750	21910
Autogreiderid	-	-	-	3350	4390

Kuigi käsitsitööde maht ehitustel pole kuigi suur, nõuab ta siiski palju töölisi. 1965.a. tehti ainult 5,8% üldisest mullatööde mahust käsitsi, selleks oli rakendatud aga 34,5% kõigist töolistest. Ehitus- ja montaažitööde kompleksse mehhaniseerimise efektiivsus sõltub suurel määral ka pisi-
tööde mehhaniseerimisest.

Tabel 3

Ehitustööde kompleksne mehhaniseeritus NSV Liidus %

Tööde nimetus	Aasta			
	1951	1956	1961	1965
Mullatööd	62,7	82,4	91	94,4
Ehituskonstruksioonide montaaž	52,5	80,7	91	95
Betoonitööd:	49	56	74,1	83,3
Peale- ja mahalaadimistööd:				
kivi- ja puistematerjalid	63,2	79	90,4	93,5
tsement	21,8	32	59,4	66,2
puit, metall, ehituskonstrukt- sioonid	50,7	53	90,4	94,5

Järgmine tabel näitab mullatööde mahu jaotust (%) masinate järgi NSV Liidus ja USA-s 1966.a.

Tabel 4

Masina liik	NSVL	USA
Skreeper	7	65
Buldooser	42	10
Ekskavaator	50	20

I p e a t ü k k

KLASSIFIKATSIOON, PÕHIELEMENDID JA TOOTLIKKUS

1. Klassifikatsioon

Kaasaegses ehituses kasutatakse väga mitmesuguseid masinaid. Tehnoloogiliste tunnuste järgi võib neid klassifitseerida järgmiselt:

- 1) tõstemasinad,
- 2) transpordimasinad,
- 3) laadimismasinad,
- 4) ettevalmistus- ja abitöömasinad,
- 5) mullatöömasinad,
- 6) puurimismasinad,
- 7) vaiamismasinad,
- 8) purustus- ja sorteerimismasinad,
- 9) segumasinad,
- 10) betoonsegu ja mördi transpordimasinad,
- 11) masinad betooni paigaldamiseks ja tihendamiseks,
- 12) viimistlusmasinad.

Iga loetletud grupi võib veel omakorda liigitada alagruppideks. Näiteks võib mullatöömasinad jagada kolme suurde alagruppi:

a) kaevamis- ja transpordimasinad (skreeperid, buldooserid, autogreiderid, greider-elevaatorid mätastid);

b) kaevamismasinad (ühe- ja mitmekopalised ekskavaatorid, kaevamis- ja freesimismasinad, rootorekskavaatorid, teleskoopnoolega plaanurid);

c) pinnase töötlemise hüdromehaanilised seadmed (hüdromonitorid, pinnasepumbad).

Ühekopalised ekskavaatorid liigitatakse omakorda otstarbe (kasutusala), kopamahu, tööseadme tüübi, käiguosa konstruktsiooni, mootorite arvu ja paljude teiste tunnuste järgi. Ehitusmasinate detailne liigitus on toodud käesoleva konspekti vastavates peatükkides.

2. Ehitusmasinate põhielemendid

Igal ehitusmasinal on:

- 1) raam või alus (tavaliselt keevis-, harvem neet- või valukonstruksioon;
- 2) tööseade;
- 3) jõuallikas;
- 4) jõuülekandeseade (transmissioon), mis kindlustab energia ülekandmise jõuallikalt tööseadmele;
- 5) juhtimisseade masina agregaatide sisse- ja väljalülitamiseks;
- 6) käiguosa (ainult liikuvatel ehitusmasinatel).

Ehitusmasina raamile kinnitatakse masina kõik osad. Statsionaarsete masinate (kivipurustid, segistid) raamides on avad masinate kinnitamiseks vundamentidele. Suurtel masinatel, nagu ekskavaatorid ja iseliikuvad kraanad, on keeruline käiguraamist ja pöördeplatvormist koosnev raam. Kaasaegsete ehitusmasinate terasraamid valmistatakse keevitamiseega.

Ehitusmasinate tööseadmed on väga mitmesugused. Iseliikuval kraanal on selleks nool lastitõstmise trossi ja konksuga, ekskavaatoril kopp koos varrega või nool kopaga, buldooseril hõlm koos tõstemehhanismiga jne. Üldine nõue masinate tööseadmetele on kindlustada maksimaalne tootlikkus minimaalsete võimalike gabariitmõtmete puhul.

Jõuallikate n kasutatakse ehitusmasinatel laialdaselt sisepõlemis- ja elektrimootoreid. Energia ülekandmine jõuallikalt tööseadmele toimub kaasaegsetes ehitusmasinates mehaanilise, hüdro-, pneumo-hüdro-, pneumo- või elektrülekandeseadmega.

Mehaanilises jõuülekandeseadmes võib kasutada ülekande kõiki liike: hõörd-, rihtm-, hammas-, tigu- ja kettülekannet.

Hüdro-mehaaniline ülekandmine koosneb peale mehaanilise ülekande veel hüdrosidurist ja -transformaatorist, mis kaitsevad mootorit ülekoormuste eest ja real juhtudel kindlustavad vastava võlli kiiruse reguleerimise vedava võlli konstantse kiiruse puhul.

Hüdroülekande puhul antakse hüdropumba poolt töövedelikus tekitatud surve edasi hüdrotsilindrisse või hüdro mootoris. Viimased käivitavad vahetult tööseadme.

PneumoülekanDES juhitakse kompressorist õhk töösilindrisse või rotatsioonmootoris, mis on ühendatud tööseadmega.

Elekterülekanne koosneb juhtmetest ja elektrimootoritest, mis annavad jõu edasi tööseadmele (näit. lintkonveieri veotrummel, käiguratas jne.).

Iseliikuvad ja liikuvad ehitusmasinad on monteeritud autodele, traktoritele, kummiratastega puksiiridele või omavad spetsiaalse käiguosa: rattad, roomikud, sammumehhanismi.

Rattad liiguvad kas rööbastel (torn-, pukk- ja sildkraanad) või mööda maad. Rööbasteta ehitusmasinate käiguosa ratted on tavaliselt pneumokummidega varustatud (laadurid, noolkraanad ja universaalsed ekskavaatorid). Pneumokummide kasutamiseiga suureneb masina iga ja haardumine pinnasega. Selliste masinate liikumine teedeta kohtades tagatakse ülimaldalsurvekummide kasutamiseiga (50 ... 80 kN/m²).

Rööpmed kindlustavad liikumismehhanismi hea töö. Puuduks on paigaldamise ja eemaldamisega seotud kulud ja liikumise piiratus.

Roomikute toetuspind pinnasele on suur, erisurve väike ja seetõttu on roomikmasin suure läbimisvõimega. Roomikutega on varustatud iseliikuvad kraanad, laadurid, ekskavaatorid. Nõrkades ja soistes pinnastes töötavatel masinatel on laiendatud roomikud.

Suured ekskavaatorid (kopamaht $V = 4,0 \dots 50 \text{ m}^3$) liiguvad sammumismehhanismi abil. Viimane tagab veelgi väiksema erisurve pinnasele kui roomikud.

Ehitusmasinatel kasutatakse järgmisi juhtimissüsteeme:

1. Mehaaniline hoobjuhtimissüsteem. On lihtne ja kindel ekspluatatsioonis ning küllalt tundlik. Et vähendada jõukulu hooade käsitlemisel, kasutatakse mehaanilisi võimendeid (servoseadmeid).

2. Hüdrojuhtimissüsteem. Põhiliselt kasutatakse koos mehaanilise hoobjuhtimissüsteemiga. Vedeliku rõhu tekitab

juht pedaali, hoova või rooliratta abil (pumbata hüdroseade). Rõhku võib tekitada ka pumbaga (pumpjuhtimisseade).

3. Pneumajuhtimissüsteem. Töötab õhusurvel 700 ... 800 kN/m² ja kindlustab mehhanismide sujuva sisselülitamise. Ei vaja spetsiaalseid töövedelikke, võimaldab masina juhtimist automatiseerida.

4. Elekterjuhtimissüsteem. Kasutatakse masinatel, mis on elektriajamiga; on lihtne ja kergesti automatiseeritav.

5. Segajuhtimissüsteem (näit. pneumoelekter-, elekterhüdro- jt.). Kindlustab masina täpse töö ja võimaldab üle minna distants- ja automaatjuhtimisele.

3. Ehitusmasinate tootlikkus

Ehitusmasinate töö plaani koostamisel, tehnilis-majanduslikes arvutustes ning võrdleval analüüsil kasutatakse andmeid masinate tootlikkusest. Eristatakse arvestus-, tehnilist ja eksploatatsioonitootlikkust.

Arvestustootlikkus (T_a) iseloomustab masina väljatöötlust ühe tunni vältel ilma seisakuteta, kusjuures on arvestatud maksimaalse jõudlusega (konkreetsed töötingimusi arvestamata).

Arvestustootlikkus pidevalt töötavatel masinatel, mis teisaldavad materjali vooluna

$$T_a = 3600 F_a V_a \quad \text{m}^3/\text{h}$$

$$T_a = 3600 F_a V_a \gamma \quad \text{t/h}$$

Pidevalt töötavatel masinatel, mis teisaldavad materjali tükiviisi

$$T_a = 3600 \frac{v_a}{t} q \quad \text{m}^3/\text{h}$$

$$T_a = 3600 \frac{v_a}{t} q \gamma \quad \text{t/h}$$

Periodiliselt töötavatel masinatel

$$T_a = nq \quad \text{m}^3/\text{h}$$

$$T_a = nq \gamma \quad \text{t/h}$$

- kus F_a - materjali põiklõike pindala m^2 ,
 t - tükide samm (vahekaugus) m ,
 q - ühe tüki maht m^3 ,
 v_a - materjali liikumiskiirus m/s ,
 n - tsüklite arv tunnis,
 μ - materjali mahumass t/m

$$n = \frac{3600}{t_{ts}}$$

kus t_{ts} - tsükli kestus s .

Tehniline tootlikkus (T_t) määratakse kui maksimaalne võimalik toodang antud tingimustes pideval töötamisel tunni vältel. Siin arvestatakse juba reaalseid tingimusi (kopa täiteastet, materjali kobedust jne.).

Näiteks kopplaaduri tootlikkus perioodilisel töötamisel

$$T_t = nqk_t \frac{1}{k_k} \quad m^3/t$$

kus k_t - tegur, mis arvestab kopa täiteastet,

k_k - materjali kobedustegur.

Eksploatatsioonitootlikkus (T_e) määratakse nii nagu tehniline tootlikkuski, kuid arvestatakse masinaja kasutamist vahetuses, ööpäevas või aastas.

$$T_e = 7 T_t k_a \quad m^3/vah.$$

kus k_a - masinaja kasutustegur,

7 - tundide arv vahetuses.

EHITUSMASINATE JÕUSEADMED

1. Jõuseadmete klassifikatsioon

Kõik ehitusmasinad võib jõuseadmete järgi jagada kahte suurde gruppi: oma jõuallikal töötavad masinad ja masinad, mis saavad energia väljastpoolt.

Esimest tüüpi masinad on varustatud s i s e p ö l e m i s m o o t o r i g a, teist - e l e k t r i m o o t o r i g a .

Väikese ja keskmise võimsusega masinad (ekskavaatorid, buldooseriid, skreeperid) on reeglina varustatud sisepõlemismootoriga (diiselmootor). Statsionaarsetel ehitusmasinatel võib kasutada iga liiki jõuseadmeid, kusjuures eelistatud on elektriajam. Põhjuseks on elektriajami suur töökindlus ja ökonoomsus, alaline valmisolek tööks, võimalus rakendada korraga mitut mootorit ning lihtsalt üle minna distants- ja automaatjuhtimisele.

Jõuallikate arvu järgi masinatel eristatakse ü h e m o o t o r i l i s i ja m i t m e m o o t o r i l i s i ajameid. Ühemootorilist ajamit kasutatakse lihtsamates, harvem ka mõnedes küllalt keerulistes masinates (ekskavaatorid).

Ühemootorilise ajami puuduseks keerulistes masinates on mootori võimsuse ebäühtlane kasutamine. Mitmemootorilisel ajamil aga seda puudust pole, sest iga mehhanism on varustatud vastavalt töörežiimile valitud individuaalmootoriga. Mitmemootoriline ajam kindlustab sujuva töö ja ei nõua keerulist ülekannet.

Ehitusmasinatel on kasutusel:

- a) elektriajam,
- b) sisepõlemismootoriga ajam,
- c) hüdroajam,
- d) pneumoajam,
- e) käsiajam.

✓ 2. Elektriajam

Olenevalt toitest kasutatakse jõuallikana nii vahelduvvoolu- kui ka alalisvoolumootoreid. Elektrienergia kantakse üle kaabliga või toodetakse kohapeal (diiseli-elektriajam).

Väikese võimsusega masinatel (kuni 10 kW) kasutatakse kolmefaasilisi lühisrootoriga asünkroonmootoreid pingega 220/380 V. Keskmise võimsuse (10 ... 100 kW) puhul kasutatakse kolmefaasilisi kontaktrõngastega (faasirootoriga) asünkroonmootoreid pingega 220/380 V.

Võimsad masinad, mis töötavad muutlikel koormustel (karjääriekskavaatorid), on varustatud ajamiga, mille pöördemoment võib muutuda suurtes piirides.

$$M = 974,2 \frac{N}{n} \text{ kW}$$

kus N - võimsus kW,

n - mootori võlli pöörete arv p/min.

Muutumatu võimsuse korral pöördemoment võib muutuda ainult koos elektrimootori võlli pöörete arvu muutumisega. Viimase muutumine on võimalik alalisvoolumootoriga, mida toimudab vahelduvvoolumootoriga käitav individuaalgeneraator-mootorsüsteem.

Perioodiliselt töötavad masinad on varustatud eriliste elektrimootoritega, mille pöörded on võimalik reguleerida ja mis taluvad kahe-kolmekordset ülekoormust käivitusmomentidel.

Vaheajalise tööga masinatel (ehituskraanad, ekskavaatorid) kasutatakse erilisi kraana-asünkroonmootoreid, mille pöörded on võimalik muuta teatud piires staatorimähiste arvu suurendamisega.

Kestva tööga masinate (transportöörid, toituriid, elevaatorid, segistid jt.) ajamites kasutatakse üldtööstuslikke asünkroonmootoreid.

Elektritööriistade ajamis kasutatav ja ohutustehnika nõuetele vastav suurim pinge on 220 V, niisketes kohtades töötamisel (vibraatorid, käsidrellid) - 36 V.

3. Sise põlemismootoriga ajam

Teisaldatavates ehitusmasinates kasutatakse väga laialdaselt sise põlemismootoriga ajamit. Eeliseks on sõltumatus välisest energiaallikast, alaline valmisolek tööks ja väike kaal võimsusühiku kohta. Puudub aga võimalus mootori väntvõlli pöörete suunda muuta, ajam ei talu ülekoormust, talvisel ajal on mootorit raske käivitada ja ta on suhteliselt lühikesee tööeaga.

Ehitusmasinates kasutatakse peamiselt diiselmootoriga, harvem karburaatormootoriga ajamit.

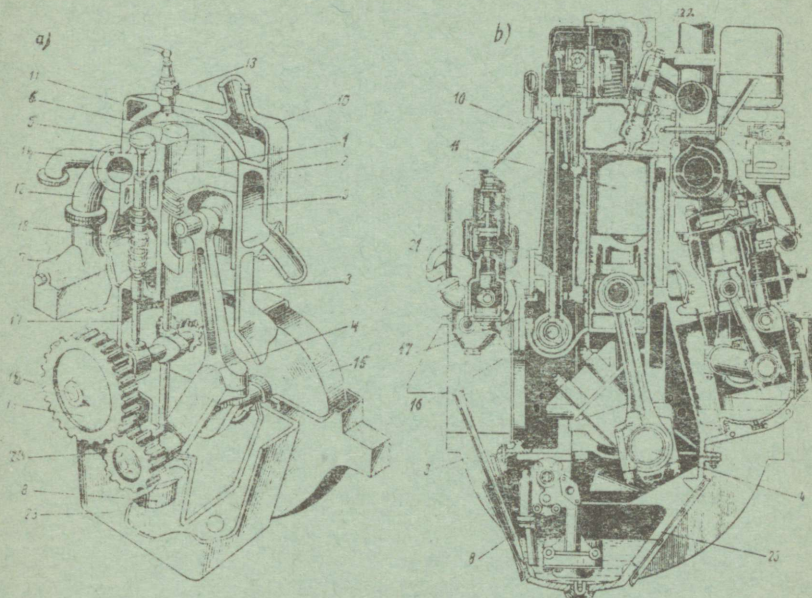
Diiselmootoritel on järgmised eelised:

- a) kasulikuks tööks muudetakse diiselmootorites 30 40%, karburaatormootorites aga 20 ... 24% soojusest. See tõttu on diiselmootorite kütusekulu 30 ... 40 % väiksem;
- b) diiselmootorites kasutatakse naftast toodetavate vedelkütuste raskemaid sorte, mis on bensiinist odavamad;
- c) diislikütus on tuleohutum kui bensiin.

Kuid kõrgemate kompressioonistmete ning põlemis- ja paisumistakti suurte rõhkude tõttu suurenevad tunduvalt diiselmootorite väntmehhanismi detailide tugevusele ning kütuse toiteaparatuuri töö täpsusele esitatavad nõuded. See omakorda teeb diiselmootorite konstruktsiooni keerukamaks ja tõstab karburaatormootoritega võrreldes nende kaalu. Lisaks tekivad diiselmootorid töötamisel rohkem müra, neid on madalal temperatuuril raskem käivitada ning nad nõuavad kvaliteetseid määrdeõlisid ja hoolikalt filtreeritud diislikütust.

Sise põlemismootorite põhimehhanismid ja -süsteemid. Sise põlemismootor (joon. 1) koosneb väntmehhanismist, gaasijao- tusmehhanismist, toite-, süüte-, jahutus-, määrde- ja käivitussüsteemidest ning reguleerimismehhanismist.

V ä n t m e h h a n i s m muudab kolvi sirgjoonelise edasi-tagasi-liikumise väntvõlli pöörlemisliikumiseks. Väntmehhanism koosneb silindrist 1, rõngastega kolvist koos sõr- mega, kepsust 3, väntvõllist 4 ja hoorattast 15. Pealt on silinder kaetud plokikaanega.



Joonis 1. Sise põlemismootorite skeemid: a) karburaatormootor, b) diiselmootor

Gasijaotusmehhanism jaotab küttesegu ja õhu õigeaegselt silindritesse ja laseb heitegaasid sealt õigeaegselt välja. Gasijaotusmehhanismi kuulub jaotusvõll 16, jaotushammasratas 19, sisselaskeklapid 5, väljalaskeklapid 6, klapivedrud 18 ja tõukurid 17.

Toitesüsteem valmistab küttesegu ja annab selle silindritesse (karburaator- ja gaasimootorites) või täidab silindrid õhuga ja annab sinna kütuse (diiselmootorites).

Karburaator- ja gaasimootorite toitesüsteem koosneb kütusepaagist, kütusetorudest, kütuse- ja õhufiltritest, kütusepumbast, karburaatorist 7, sisselasketorudest 12 ja väljalasketorudest 14.

Diisliitel kuuluvad toitesüsteemi samad detailid ja seadmed selle vahega, et karburaatori asemel on kõrgrõhu-kütusepump 21 ja pihustid 22, mille kaudu silindri kokkusurutud ja kuumendatud õhuga töökambrisse pritsitakse küttesegu.

Reguleerimismehhanism muudab silindritesse antavat küttesegu või kütuse hulka olenevalt mootori koormusest.

Süsteem on küttesegu sundsüütamiseks elektrisädemega. Koosneb seadistest tugevvoolu tekitamiseks, juhtmetest ja küünaldest 13.

Jahutusüsteem juhib kuumenevate detailide soojuse atmosfääri. Võib kasutada vedelik- või õhkjahutust. Vesijahutussüsteemi koosseisu kuulub veesärk 9 ja 11, radiاتور, veepump, ventilaator ja ühendustorud.

Määrdesüsteem juhib õli koostöötavatele detailidele, et vähendada nendevahelist hõõret. Koosneb hammasratas-õlipumbast, peen- ja jämefiltrist, õlitorudest.

Käivitussüsteem on mootori käivitamiseks.

Üldmõisted ja määratlused. Kolvi asendit, mil tema kaugus väntvõlli teljest on suurim, nimetatakse ülemiseks surnud seisuks (ü.s.s.).

Kolvi asendit, mil tema kaugus väntvõlli teljest on vähim, nimetatakse alumiseks surnud seisuks (a.s.s.).

Ülemise ja alumise surnud seisu vahelist kaugust silindri teljel nimetatakse kolvikäiguks ja seda tähistatakse tähega s (joon. 2).

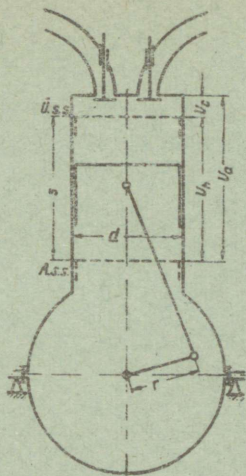
Iga kolvikäiguga pöörduv väntvõll poolpöörde võrra, s.o. 180° . Tsentraalväntmehhanismil kolvikäik

$$s = 2r$$

kus r - väntvõlli väнда raadius.

Silindri ruumala, mille kolb vabastab liikumisel ülemisest surnud seisust alumisse, nimetatakse silindri töömahuks (V_h).

$$V_h = \frac{\pi d^2 s}{4 \cdot 1000} \quad l$$



Joonis 2. Mootori põhinäitajad

kus d - silindri läbimõõt cm,
 s - kolvikäik cm.

Ülemises surnud seisus kolvi peale jäävat ruumala nimetatakse surve- ehk põlemiskambri mahuks (V_c).

Silindri töomahu ja survekambri mahu summat, s.o. ruumala kolvi peal, kui see on alumises surnud seisus, nimetatakse silindri üldmahuks (V_a).

$$V_a = V_h + V_c$$

Mootori litraažiks (V_l) nimetatakse tema kõigi silindrite töömahtude summat liitrites.

$$V_l = V_h i$$

kus V_h - ühe silindri töömaht l,
 i - mootori silindrite arv.

Silindri üldmahu ja survekambri mahu suhet nimetatakse surveastmeks (\mathcal{E}).

$$\mathcal{E} = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1$$

Karburaatormootoritel = 4,6 ... 6,2 , diiselmootoritel
= 14 ... 22.

Seega on surveaste nimetu arv, mis näitab, mitu korda on silindri üldmaht suurem survekambrri mahust.

Sisepõlemismootori töötamisel toimuvad tema silindris töökeha (gaasi) perioodiliselt korduvad muutused.

Üksteisele järgnevate protsesside kompleksi (sisselase, surve, põlemine, paisumine ja väljalase), mis perioodiliselt kordub igas silindris ja paneb mootori tööle, nimetatakse mootori t ö ö t s ü k l i k s .

Töotsükli osa kolvi liikumisel ühest surnud seisust teise nimetatakse t a k t i k s .

Mootoreid, mille töotsükkel toimub nelja kolvikäigu ehk vääntvõlli kahe täispöördega, nimetatakse neljataktiliseks.

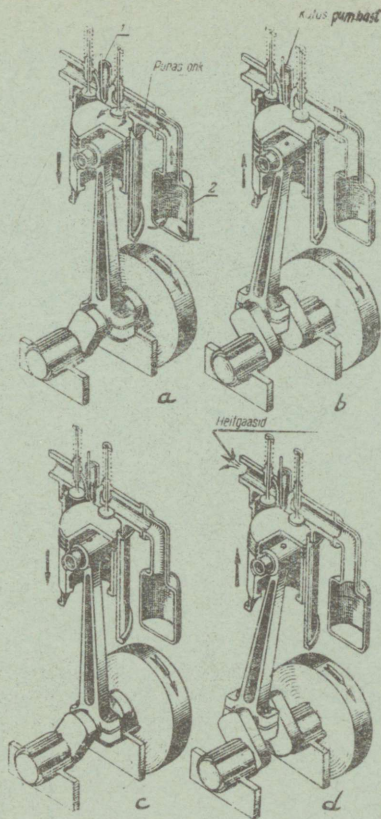
Mootoreid, mille töotsükkel toimub kahe kolvikäigu ehk vääntvõlli ühe täispöördega, nimetatakse kahetaktilisteks.

Ühesilindrilise neljataktilise diiselmootori töotsükkel.

1. S i s s e l a s e (joon. 3a). Sisselasketakti ajal tekitab kolb silindris alarõhu, mille toimel õhupuhasti 2 läbinud õhk imetakse avatud sisselaskeklapi kaudu silindrisse. Sisselasketakti lõpul on rõhk silindris 80 ... 90 kN/m² ja temperatuur 50 ... 70°C.

2. K o k k u s u r u m i n e (joon. 3b). Surve- ehk kompressioonitakti vältel surutakse õhk silindris kokku. Suure surveastme tõttu (14 ... 18) saavutab takti lõpuks rõhk silindris 3000 ... 4000 kN/m² ning temperatuur 500 ... 700°C, tagades kütuse isesüttimise.

3. P a i s u m i n e ehk töötakt (joon. 3c). Survetakti lõpul, kui kolb jõuab ülemisse surnud seisus, pritsitakse läbi pihusti survekambrisse kütust. Kütiseosakesed segunevad kuuma õhuga, aurustuvad ja kuumenenud teatud temperatuurini, süttivad. Et aurustumine võtab aega, hakkab pihusti tööle juba enne kolvi jõudmist ülemisse surnud seisus. Vääntvõlli pöördenurka kütuse pihustamise algusest kolvi jõudmiseni ülemisse surnud seisus nimetatakse eelsisselaskenurgaks. Aega kütuse pihustamise algomendist kuni süttimiseni nimetatakse isesüttimisviiviseks. Harilikult mõõdetakse seda vääntvõlli pöörde-



Joonis 3. Ühesilindrilise neljataktilise diiselmootori töotsükkel

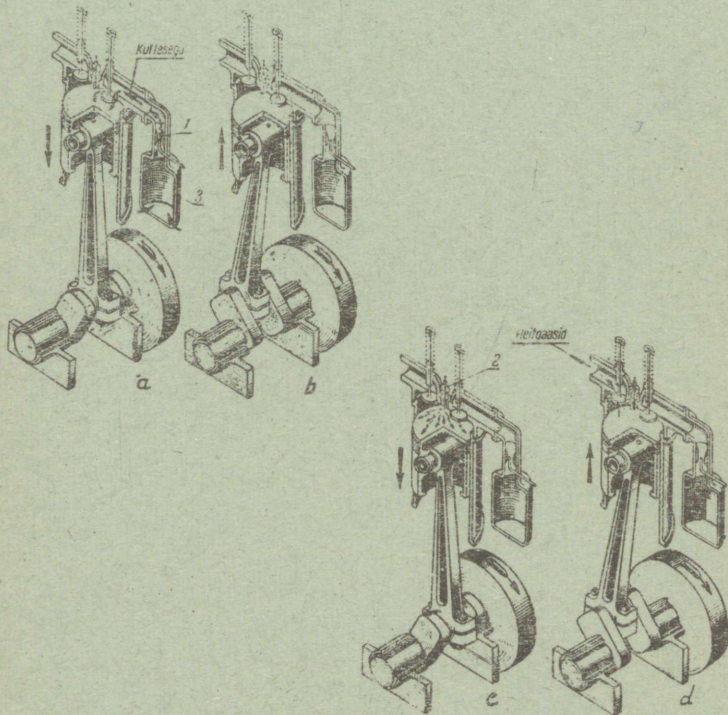
nurgaga. Kui isesüttimisviivis on pikk, koguneb silindrisse palju kütust, korraga eraldub palju soojust ning gaaside rõhk tõuseb järsult. Viimane aeg koormab väntmehhanismi osasid ja mootor töötab jäigalt. Lühikese isesüttimisviivise ajal koguneb silindrisse vähe kütust ning põlemisel tõuseb gaaside rõhk sujuvamalt.

Kütuse põlemisel saavutab temperatuur silindris 1500... 2000°C ja rõhk 6000 ... 9000 kN/m². Paisumise lõpul langeb rõhk silindris 300 ... 400 kN/m²-ni ja gaaside temperatuur 800 ... 900°-ni.

4. V ä l j a s e (joon. 3d). Väljalasketakti ajal eemaldatakse silindrist heitgaasid läbi avatud väljalaskeklapi. Gaaside rõhk alaneb 110 ... 120 kN/m²-ni ja temperatuur 600 ... 700^o-ni.

Ühesilindrilise neljataktilise karburaatormootori töötsükkel.

1. S i s s e l a s e (joon. 4a). Sisselasketakti ajal imetakse silindrisse läbi avatud sisselaskeklapi küttesegu,



Joonis 4. Ühesilindrilise neljataktilise karburaatormootori töötsükkel

mis seguneb seal heitgaaside jääkidega ja aurustub osaliselt. Kui kolb on jõudnud alumise surunud seisule lähedale, valitseb

silindris aiarõhk 70 ... 90 kN/m² ja gaaside temperatuur on 70 ... 100°C.

K o k k u s u r u m i n e (joon. 4b). Survetakti vältel surutakse silindris küttesegu kokku. Takti lõpul on rõhk 500 ... 1000 kN/m² ja temperatuur 250 ... 300°C.

Tõõsegu rõhku ja temperatuuri võib tõsta mootori surveastme suurendamisega. Kuid surveastme liigne suurendamine põhjustab ohtliku nähtuse - detonatsioonitekkumist. Kaasaegsete ehitusmasinate karburaatormootorites on surveaste 5 ... 7,5. Enne kolvi jõudmist ülemisse surnud seisus süüdatakse küttesegu süüteküünla elektrodide vahel tekkiva elektrisädemega. Väntvõlli pöördenuka sädeme tekkimise momendist kolvi jõudmiseni ülemisse surnud seisus nimetatakse eelsüütenurgaks.

3. P a i s u m i n e ehk töötakt (joon. 4c). Tõõsegu põlemisel asub kolb ülemises surnud seisus, kusjuures põlemine lõpeb paisumise ajal. Gaaside rõhk tõuseb silindris 3000 ... 4000 kN/m²-ni, temperatuur aga 2500°-ni. Gaaside toimel liigub kolb allepoole, pöörates kepsu kaudu väntvõlli. Töötakti lõpuks väheneb rõhk 300 ... 400 kN/m²-ni ja temperatuur 900 ... 1200°-ni.

4. V ä l j a l a s e (joon. 4d). Selle takti ajal surub kolb heitgaasid silindrist välja. Väljalasketakti lõpul on rõhk silindris 110 ... 120 kN/m² ja temperatuur 700 ... 1000°C.

4. Hüdroajam

Tänapäeva ehitusmasinates kasutatakse hüdroajamit väga laialdaselt masina üksikute mehhanismide (hõõrdsidur, pidurdus-eadmed) sisse- ja väljalülitamiseks, samuti ka tööseaduste (buldooseri, autogreideri hõlm, skreeperi kopp jne.) juhtimiseks.

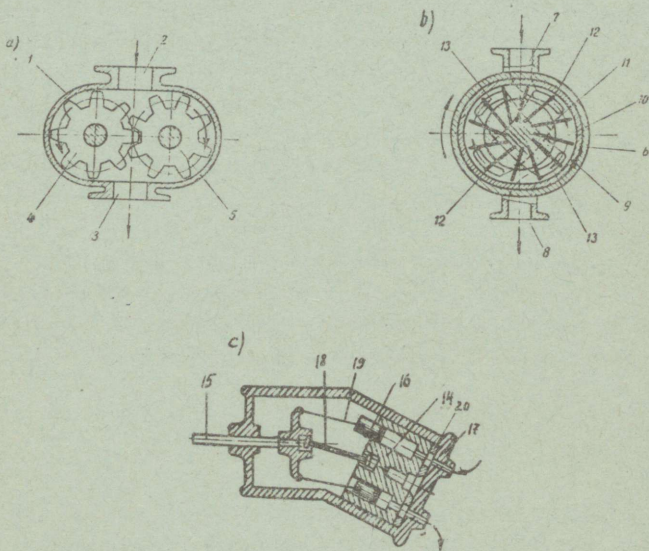
Hüdroajam koosneb pumpadest, jaotitest, torustikust, hüdrosilindritest ja -mootoritest.

Ehitusmasinate hüdroajamis kasutatakse hammas-, kolb- ja rootorpumpi. Hüdroajusteemide juhtimiseks kasutatakse jaotussibrid, -klappe ja -kraane. Kõige enam on levinud jaotussibrid.

Edasi-tagasi- (sirgjoonelise) liikumisega tööseadmeid kasutatakse hüdrosilindriga, kasutades selleks kahepoolset universaalset jõusilindrit. Viimast saab kasutada masinate tööseadmete ja üksikute mehhanismide paljudeks juhtimisoperatsioonideks. Hüdrosilinder võib töötada ka ühepoolseks.

Tööseadmele pöörleva liikumise andmiseks kasutatakse hammas-, rootor- ja kolbhüdro mootorit (aksiaalkolb- ja radiaalkolbmootorit).

Kolbhüdro mootorid võimaldavad madala pöörete arvu puhul arendada suuri pöördemomente. Siit ka nimetus - kõrgemomendilised hüdro mootorid.



Joonis 5. Hüdropumpade skeemid

H a m m a s p u m p (joon. 5a) koosneb korpusest 1, millele on kinnitatud imitoru 2 ja survetoru 3. Korpuses

pöörlevad vedav 4 ja veetav hammasratas 5, millel on võrdne hambumismoodul ja hammaste arv. Imitorustik asetseb hammasrataste lahtihambumise küljel, survetorustik aga vastaspoolel. Hambudes suruvad rattad vedeliku hambavahedest välja ja tekitavad rõhu hüdroüsteemi survetorustikus. Vedelik liigub imitorust survetorusse hammaste ja pumbakorpuse vaheliste süvendite kaudu. Joonisel on vedeliku liikumine näidatud nooltega.

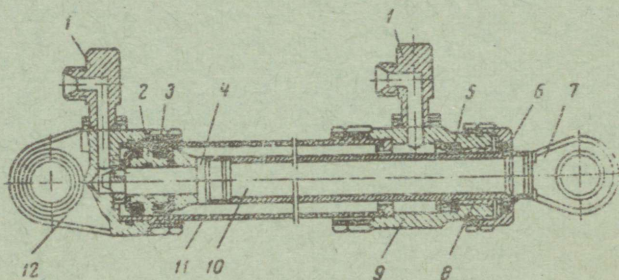
R o o t o r p u m p (joon. 5b) koosneb korpusest imi-7 ja survetoruga 8. Korpuse on pressitud ellipsikujulise siseruumiga staator 9. Staatoris pöörleb rootor 10, mille pesadesse on vabalt asetatud labad 11. Rootori pöörlemisel surutakse need tsentrifugaaljõu mõjul vastu staatori seinu. Staatori siseruumi elliptilisuse tõttu liiguvad labad rootori ühe täispöörde ajal kaks korda pesadest välja, moodustades kambriid 12, kuhu reservuaarist imetakse vedelik. Kaks korda sisevad labad ka rootori pesadesse. Seejuures väheneb kambrite maht ning vedelik surutakse torustikku. Rootori pöörlemisel päripäeva imetakse vedelikku avade 12 kaudu, mis on ühendatud imitorustikuga, ja surutakse avadesse 13, mis on ühendatud survetorustikuga. Töökambriid asetsevad diametraalselt ning vedeliku rõhk võllile ja laagritele on tasakaalustatud. Pumpasid, mille labad liiguvad rootori ühe täispöörde vältel pesadest kaks korda välja, nimetatakse kahepoolse tööga rootorpumpadeks. Viimased võivad tekitada hüdroüsteemis rõhku kuni $14 \cdot 10^3 \text{ kN/m}^2$.

Aksiaalkolbpumba H7A - 64 (joon. 5c) tootlikkus on 97 l/min. ja rõhk kuni 10^3 kN/m^2 ; radiaalkolbpump tekitab hüdroüsteemis rõhu kuni $2 \cdot 10^4 \text{ kN/m}^2$, kolb-ekstsentrumpump kuni $5 \cdot 10^3 \text{ kN/m}^2$.

A k s i a a l k o l b p u m b a silindriplukk 14 on asetatud nurga all mootorilt või reduktorilt käitatava ajamivõlli 15 suhtes. Kolvid 16 liiguvad silindriplukis 14, mis asetseb laagril 20 ja vedru mõjul puutub tihedalt kokku jao-17. Ajamivõll on silindriplukiga ühendatud kardaanvõlli 18 kaudu, kolvid aga on ajamivõlliga ühendatud kepsude 19 abil. Silindripluki telje kaldasendi tõttu ajamivõlli suhtes hakkavad kolvid pluki pöörlemisel liikuma edasi-tagasi. Aja-

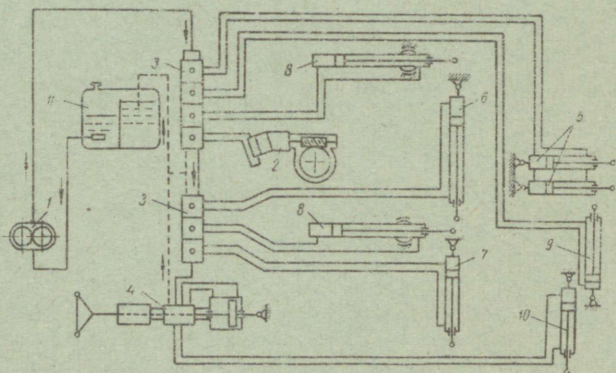
mivõlli ühe pöördega teeb iga kolb ühe kaksikkäigu (imemise ja surumise). Silindriploki telje kaldenurgast sõltub kolvi-
käigu pikkus ja järelikut ka pumba tootlikkus. Kirjeldatud
aksiaalkolbpumbal on see nurk 30° ja pumba tootlikkus kons-
tantne.

H ü d r o s i l i n d e r (joon. 6) koosneb torust 11,
kolvivarrest 10 koos kolviga 2, esikaanest 9 ja tagakaanest



Joonis 6. Kahepoolne hüdrosilinder

12, nurkotsikutest 1 ja tihenditest. Öönsale kolvivarrele 10
on kinnitatud otstükk 4 ja kõrv 7. Kolvivars liigub esikaane
pronkspuhsis 8. Otstükile 4 on asetatud kahe tihendiga 3 kolb
2. Esikaanes 9 on mansett-tihend 5 ja puhastussiibrid 6. Et
hüdrosilinder töötaks häireteta, tuleb kulunud tihendid ja
porieemaldur õigeaegselt vahetada.

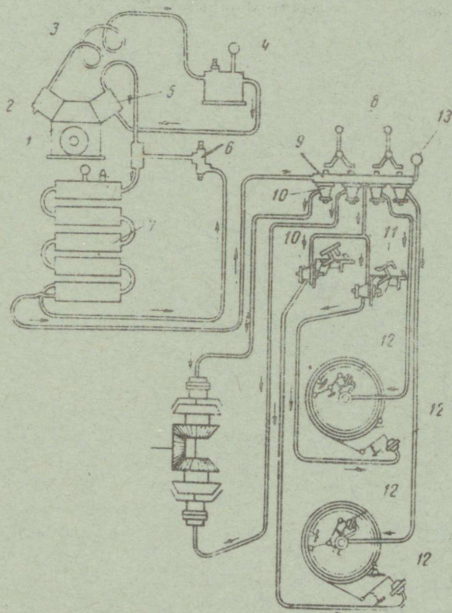


Joonis 7. Autograideri hüdroajami skeem

Joonisel 7 on autogreideri hüdroajami skeem. Hüdro süsteem koosneb hammaspumbast 1, siiberjaotist 3 koos kaitsekla-piga, hüdro silindrist 8 hõlma tõstmiseks, hüdro silindrist 6 hõlma liigutamiseks tugiraami suhtes, hüdro silindrist 7 tugiraami liigutamiseks, hüdro silindritest 5 rippeadmete juhtimiseks, 9 - autogreideri rataste kallutamiseks, 10 - rataste pööramiseks, hüdro roolimehhanismist 4 ja õlipaagist 11.

5. Pneumoajam

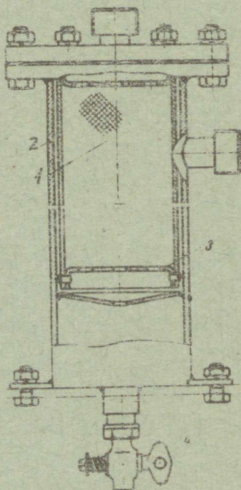
Suruõhuenergiat kasutatakse vajamismasinat (auru-õhu-rammid) ja pneumokäsitööriistade käitamiseks. Laialdaselt kasutatakse pneumoajamit ehitusmasinate, näiteks ekskavaatorite juhtimissüsteemis. Pneumosüsteem on sobiv ekspluaterimisel, sest ta lülitab mehhanismid sisse sujuvalt ega vaja spetsiaalseid töövedelikke. Õhurõhk ei ületa $600...700 \text{ kN/m}^2$.



Joonis 8. Pneumojuhtimise skeem

Ekskavaatorite pneumojuhtimise skeem on joonisel 8. Mootorilt käitatav kompressor 1 imeb õhku atmosfäärist. Filtri kaudu kompressori esimese astme imikambrisse 2 sattunud õhk surutakse kokku rõhuni 200 kN/m^2 . Läbinud jahuti 3 ning õli- ja niiskuse-eemaldi 4, juhitakse õhk kompressori teise astme imikambrisse 5, kus ta surutakse kokku rõhuni 700 kN/m^2 . Edasi läheb suruõhk õhukogurisse (ressiivrisse) 7. Rõhuregulaatori 6 ülesandeks on kompressori ümberlülitamine tühikäigule, kui rõhk süsteemis tõuseb normaalsest kõrgemale.

Õhukogurist läheb õhk juhtpuldil jaotisse 8. Mehhanismide sisselülitamiseks avatakse käepideme 8 või pedaali 11 abil vastav siiber 10. Siibrikambrist liigub õhk torustikku mööda töömehanismi suruõhukambrisse 12. Mehhanismi väljalülitamiseks asetatakse käepide juhtpuldil neutraalasendisse. Seejuures suletakse ava, mis ühendab siibrit torustikuga, ja avatakse suruõhu väljalaskeava siibrikorpusest atmosfääri.



Joonis 9. Õli- ja niiskuse-eemaldi

Õli- ja niiskuse-eemaldi (joon. 9) puhastab õhukogurisse suunatava õhu õlist ja osaliselt ka niiskusest. Õli- ja niiskuse-eemaldi ruum on täidetud filterelementidega (Raschi-

gi rõngastega), mis enne kokkumonteerimist puhastatakse hoolikalt, pestakse petroculeumiga läbi ja kuivatatakse. Kompressorist läheb õhk otsiku kaudu korpusesse 2 ja filtreeritakse alt üles liikumisel. Õlipiisad ja niiskus kogunevad põhjas 3 asetsevate avade kaudu väljalaskekraani 4 juurde, kust kogunenud emulsioon aeg-ajalt välja lastakse.

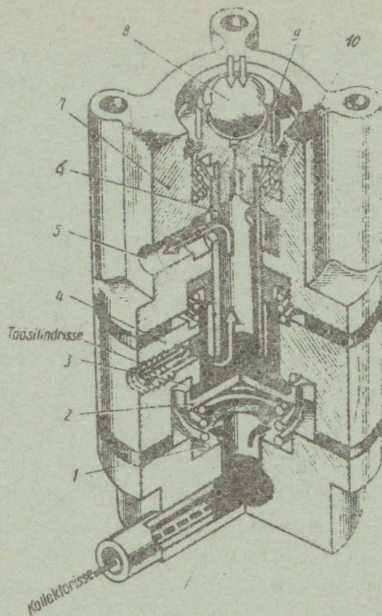
Märgõhukogur on suruõhuvaru hoidmiseks ja niiskuse täiendavaks eemaldamiseks. Viimane kondenseerub suruõhu intensiivsel jahtumisel, sest õhukogur asub tavaliselt ekskavaatori pöörplatvormi all.

Õhukogur koosneb mitmest torudega ühendatud sektsioonist. Õli- ja niiskuse-eemaldist tulev suruõhk läbib järkjärgult kõiki sektsioone, muutes liikumissuunda ja -kiirust ning eraldades niiskust. Jahtumisel eralduv niiskus (kondensaat) valgub alla ja eemaldatakse väljalaskekraani kaudu (üks-kaks korda vahetuses).

Juhtsiibreid kasutatakse mehhanismide juhtimiseks puldilt. Ekskavaatoritel kasutatakse kaht tüüpi siibreid: otse-toimega ja diferentsiaalseid. Sagedasti sisselülitatavate mehhanismide (peavintsi sidurid, revers) juures kasutatakse diferentsiaalsiibreid, mis võimaldavad juhthoova käigupikkusest sõltuvalt muuta töösilindrisse antava suruõhu rõhku ja sujuvalt lülitada. Harva sisselülitatavad mehhanismid (roomikkäigu nukksidurid, käigukastid jt.) ei vaja sellist sujuvust ning seile asetatakse diferentsiaalsiibrите asemel otsesiibreid.

Joonisel 10 on kujutatud o t s e s i i b e r . Kui suruda käepideme abil kuulile 8, laskub survekann 9 alla, surudes kokku vedru 10. Seejuures laskub alla ka õõneskolb 6 ja toetub klapi tihendile 3 ning töösilindri side atmosfääriga katkeb. Kolvi 6 edasisel liikumisel avaneb klapp 2 ja suruõhk tungib töösilindrisse. Õhu liikumine sel momendil on joonisel näidatud mustade nooltega.

Kui asetada juhthoob neutraalasendisse, tõstab vedru 1 klapi 2, surub tihendi 3 korpuse 4 õlakutele ning töösilinder lahutatakse suruõhukambrist. Õhurõhu tõttu klapi 2 all surutakse tihend 3 tugevamini korpuse õlakutele. Kokkusurutud

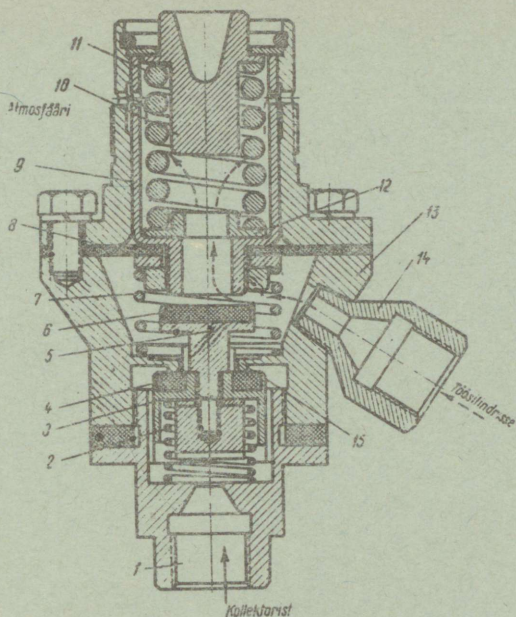


Joonis 10. Otsesiiber

vedru 10, toetudes siibri ülemise korpuse 7 õlakutele, tõstab üles kolvi 6 ja töösilinder ühendatakse ava 5 kaudu välisõhuga. Joonisel on õhu liikumine sel momendil näidatud valgete nooltega.

D i f e r e n t s i a a l s i i b e r (joon. 11) võimaldab reguleerida õhurõhku töösilindris.

Kui juhthoovaga sidestatud tõukurile 10 ei vajutata, hoiab vedru 11 selle ülemises asendis, kusjuures tõukuri 10 ja tugiseibi 12 vahel on maksimaalne vahe. Niisamuti hoiab vedru 7 diafragmat 8 koos kannuga 9 äärmises ülemises asendis. Kanna 9 alumise otsa ja väljalaskeklapi 5 tihendi 6 vahel on pilu. Vedru 2 surub väljalaskeklapi 3 koos tihendiga 4 vastu korpuse 13 pesa 15. Selles asendis võib õhk töösilindri kambriest väljuda atmosfääri, nagu on näidatud punktiirjoontega. Ava 1 kaudu kollektorist alumisse kambris liikuv suruõhk satub klapi 3 alla, kuid ei pääse edasi, sest tihend 4 on



Joonis 11. Diferentsiaalsiiber

vedru 2 ja õhurõhu toimel surutud vastu pesa.

Töökambri sisselülitamiseks on vaja tõukur 10 alla suruda. Rakendatud jõud kantakse töövedru 11 ja seibi 12 kaudu üle diafragmale 8 ja vedrule 7, mille kokkusurumisel paindub diafragma 8, kann 9 aga laskub alla kokkupuuteni tihendiga 6 ning katkestab õhu väljavoolu atmosfääri.

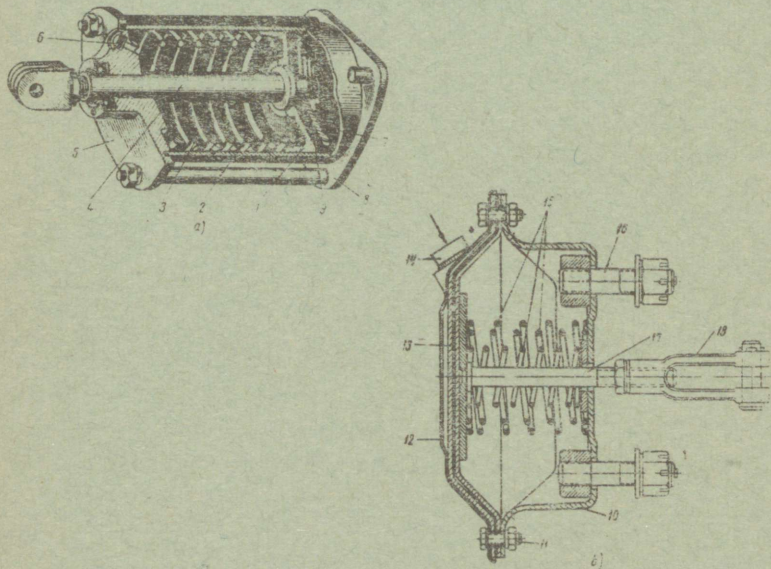
Tõukuri 10 edasisel liikumisel surutakse vedru 11 kokku. Suureneb surve klapile 3, mis jääb suletuks, kuni vedrule 11 toimiv jõud ületab õhusurve, klapile 3 toimiva vedru 2 ja vedru 7 survejõu. Kui surve vedrule 11 on küllaldaselt tõusnud, avaneb klapp 3 ja suruõhk satub diafragma 8 alla ning otsiku 14 kaudu kambrisse. Silindri täitumisel suruõhuga tõuseb diafragma 8 aluses ruumis rõhk ning suureneb ka diafragma 8 poolt vedrule 11 toimiv jõud. Vedru 11 surutakse kokku ja kui tõukur 10 jääb liikumatuks, surutakse tihend 4 vastu pesa 15,

s.t. sisselaskeklapp suletakse. Rõhk diafragma 8 aluses ruumis ja kambris jääb nõrgemaks kui jaotis ja klapi 3 all; rõhu suurus sõltub jõust, mis surub kokku vedru 11. Seega sõltub õhurõhk kambris sõltub vedru 11 kokkusurumisest.

Kui juhthoob viiakse neutraalasendisse, lükkavad vedrud 2, 7 ja 11 diferentsiaalsilbri kõik detailid uuesti algseisu, nagu on näidatud joonisel, ja õhk väljub kambrist atmosfääri.

Tavaliselt kantakse juhthoova jõud tõukurile 10 üle reguleerimiskruviga. Et vähendada lõpprõhku kambris, suurendatakse juhthoova neutraalasendis kruvi ja tõukuri vahelist pilu. Kui pilu puudub, on rõhk kambris sisselülitamisel maksimaalne.

Pneumojuhtimissüsteemi tööseadised on näidatud joonisel 12.



Joonis 12. Pneumojuhtimissüsteemi tööseadised

Töö silinder (joon. 12a) koosneb silindrist 2, selle esikaanest 5 ning tagakanest 8. Silinder asetseb

kaante süvendites. Kaaned pingutatakse poltidega, moodustades hermeetilise kambri. Silindris asetseb kolb 1 koos mansetiga 9, kolvivars 4 ja vedru 3.

Suruõhk liigub siibrikammarist tagakaanes asuva sisselaskeava 7 kaudu silindrisse ja nihutab kolvi 1 koos varrega ettepoole, lülitades sisse töömehhanismi. Silindri esiosas olev õhk surutakse klapi 6 kaudu atmosfääri, vedru 3 aga kokku.

Kui siiber on välja lülitatud, väkjub suruõhk silindrist siibri kaudu atmosfääri ja vedru lükkab kolvi algasendisse. Klapi 6 kaudu täitub silinder atmosfääriõhuga.

Et niiskust ja õli pole võimalik suruõhust täielikult eraldada, võib talvel mansett 9 külmutada kinni silindri sisepinna. Selles seisneb kirjeldatud konstruktsiooni üks puudustest.

Joonisel 12,b on auto pidurikamori tüübi järgi valmistatud konstruktsioon.

Korpuse 10 ja kaane 12 äärikute vahele surutud elastne diafragma 13 paindub otsiku 14 kaudu suruõhu andmisel paremale. Diafragma ühendatud vars 17 koos kahvliga 18 paigutuvad samuti paremale, mõjutades ühtlasi mehhanismi. Kui siiber on välja lülitatud, surutakse õhk kambrist välja vedrude 15 abil.

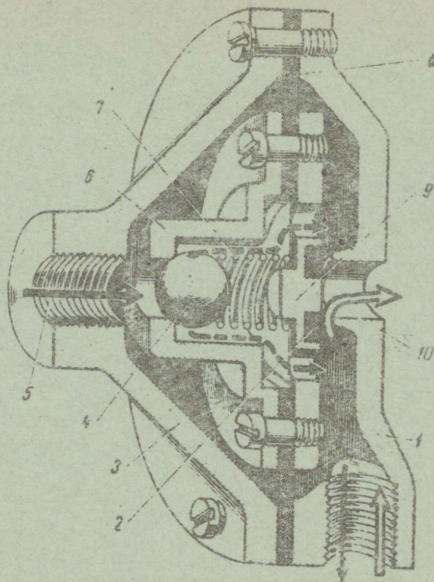
Korpus 10, diafragma 13 ja kaas 12 pingutatakse tugevasti poltidega 11. Töökamber kinnitatakse poltidele 16.

Suruõhu k i i r v ä l j e - a u t o m a a t k l a p p (joon. 13) kiirendab mehhanismi väljalülitamist siibri väljalülitamisel. Automaatklapid asetatakse töösilindrite või -kambrite ette.

Suruõhu väljalaskmisel ava 5 kaudu paindub diafragma 8 paremale, väljeklapi tihend surutakse ava 10 pesa vastu ja ta suleb selle tihedalt, katkestades õhu välje töösilindrist. Kui ava 10 suruõhu mõjul sulgub, avaneb tagasilöögiklapp 4 ja suruõhk tungib töösilindri õhuterustikku (joonisel näidatud mustade nooltega).

Kui kaane 3 ja diafragma 8 vahel on rõhk, on ava 10 tihedalt suletud tihendiga 2 varustatud klappiga 9.

Niipea kui töösilinder täitub suruõhuga, s.t. õhuvool automaatkalppi lakkab, suleb tagasilöögiklapp 4 automaatselt korpuse 6 otsaava.



Joonis 13. Automaatklapp suruõhu kiireks väljalaskmiseks

Siibri sisselülitamisel langeb kaane 3 ja diafragma vahelises ruumis rõhk. Kuid diafragma 8 ja kaane 1 vahelises ruumis jääb rõhk endiseks, sest tagasilöögiklapp 4, mida surub vedru 7, suleb väljapääsu. Rõhu ülejääk selles ruumis painutab diafragma vasakule, avades suure läbimõõduga ava 10; õhk väljub töösilindrist kiiresti ja mehhanism lülitub välja.

Kiirväljeautomaatklapid kiirendavad tunduvalt mehhanismide väljalülitamist ning neid kasutatakse pneumojuhtimise kõikides süsteemides.

Suruõhu andmiseks pöörlevatele mehhanismidele asetatud töösilindritele ja -kambritele kasutatakse erilisi pöörlevaid ühendusi, kusjuures nende konstruktsioon ei erine hüdrojuhtimissüsteemides kasutatavatest.

Mitmekopalisi ekskavaatoreid juhitakse analoogiliste hoobsüsteemide abil.

B. E H I T U S M A S I N A T E P A I N D E L E -
M E N D I D . E R I S Ö L M E D . - M E H H A -
N I S M I D J A - S E A D M E D

I p e a t ü k k

PAINDUVAD TÖSTE- JA VEEELEMENTID

1. Trossid

Töste-transpordimasinates on kõige painduvamaks töste- ja veeelementiks t e r a s t r o s s oma järgmiste heade omadustega: painduv ja elastne, lihtne ja odav valmistada, vaikne löökideta töö, väike omakaal, suur töökiirus ja ohutu eksploatatsioon. Töötava trossi traadid kuluvad ja katkevad järk-järgult ning seda saab alati kontrollida.

Terastrossi puuduseks on venimine töötamisel, plokirastaste ja trumlite suur läbimõõt, trossi küllaltki väike tööiga. Viimane oleneb eksploatatsioonieeskirjade täitmisest, määrimise kvaliteedist ja perioodilisusest. Normaalistes tingimustes tuleb trossi puhastada ja määrida vähemalt üks kord dekaadis.

Trossitraat tõmbetugevusega $\sigma_b = (130 \dots 200) \cdot 10^7$ N/m² saadakse kuumvaltsitud suure süsiniku- ja mangaanisisaldusega halja traadi (läbimõõt 5 ... 8 mm) mitmekordsel külmtõmbamisel, kusjuures seda töödeldakse termiliselt ja keemiliselt.

Välistingimustes ja niisketes ruumides kasutatakse tsingitud traadist trosse. Kuna traadi tsinkimine toimub kuumalt, siis metalli noolutamiseega väheneb trossi tugevus umbes 10%.

Eritrosside valmistamiseks kasutatakse roostekindlat legeeritud terast tõmbetugevusega $\sigma_b = (2,0 \dots 26,0) \cdot 10^7$ N/m².

Üldkasutatavatel kraanadel on peamiselt terastrossid traadi tõmbetugevusega $(150 \dots 180) \cdot 10^7$ N/m².

Trossidel, mis töötavad normaalsel temperatuuril, on südamik materjaliks kanep, kõrgel temperatuuril on selleks asbest; mõningatel juhtudel võib südamik olla ka metallist.

Spetsiaalsetel punumispinkidel üksikutest traatidest valmistatud trossi nimetatakse ühekordse punutisega trossiks. Kui traadid punutakse keermeteks, need aga omakorda trossiks, saadakse kahekordse punutisega tross. Kui niisuguseid trosse põimida veel kord, saadakse kolmekordse punutisega tross.

Ühekordse punutisega trossid on väga jäigad, neil ei ole vajalikku elastsust (painduvust) plokkidel liikumiseks.

Trossi keskel asetsev määrdeainetega immutatud kanep-südamik on vajalik kui alus, mille ümber keermeid punutakse. Südamik on ka omapäraseks määrde hoiukohaks ning ühtlasi annab trossile parema painduvuse.



Joonis 14. Ühe- ja ristsuunaline tross

Punumissuuna järgi jaotatakse trossid ü h e - (joon. 14, b) (paralleelkorrutisega) ja r i s t s u u n a l i s - t e k s (joon. 14, a). Ühesuunalistel trossidel langeb traatide punumissuund keerus kokku keermete punumissuunaga trossis. Ristsuunalistel trossidel traatide punumissuund keerus erineb keermete endi punumissuunast (joon. 14).

Punumissammuks nimetatakse trossi osa, mille ulatuses teeb keere ühe täispöörde ümber trossi telje.

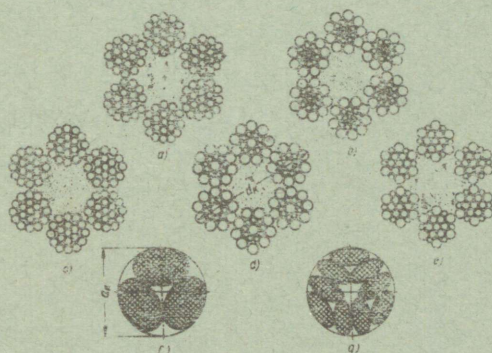
Korrutussuund võib olla parem- või vasakpoolne. Korrutis loetakse parempoolseks, kui traadi suund keermes või keermes suund trossis on parempoolne, ja vasakpoolseks vastupidisel juhul.

Ühesuunalise korrutisega trossid on ristsuunalistest suurema elastsuse ja väiksema traatidevahelise paindsurvega,

traatide vahel on suure kontaktiind. Ühesuunalise korrutisega trosside püüduseks tuleb lugeda lahtikeerdumise võimalust koormuse mõjul ning seetõttu ei saa neid kasutada vabalt ripuvate lastide puhul, näiteks kraanadel, kus peamiselt kasutatakse ristkorrutisega trosse.

Viimastel aastatel valmistavad mitmed trossitehased (Odessa jt.) paralleelkorrutisega trosse spiraalselt ettepaalnutatud traatidest. Selle tulemusena vastab iga traadi paindema paigutusele trossis, koormus jaguneb traatide vahel ühtlaselt ja tross tervikuna on suure elastsusega.

Olenevalt trossi kasutustingimustest võib keermete arv trossis olla 6, 7, 8, 18 ja 34 ning traatide arv keermes 7, 12, 13, 16, 17, 24, 25, 27, 30, 31, 36, 37 ja 61.



Joonis 15. Trosside ja köite konstruktsioonid.

Konstruktsioonilt jaotatakse trossid võrdse läbimõõduga traatidest valmistatud normaaltrossideks TK (traatide punktkontaktiga) (joon. 15,e), erineva läbimõõduga traatidest valmistatud kombineeritud (kompaund-) trossideks (joonkontaktiga) $\mathcal{N}K-O$ (joon. 15,a) ja $\mathcal{N}K-P$ (joon. 15,c) ning joon- ja punktkontaktiga trossideks $T\mathcal{N}K-O$ ja $T\mathcal{N}K-P$ (joon. 15,b), mis samuti valmistatakse erineva läbimõõduga traatidest.

Normaaltrossid TK on teiste trossikonstruktsioonidega võrreldes suurema jäikusega.

Valmistaja-tehas peab trossid varustama sertifikaadiga, kus on näidatud trossi tüüp, läbimõõt, konstruktsioon, traatide katmise viis, üldpikkus ja kaal. Sertifikaadis tuuakse ära ka traadi mark, mis määratakse proovikoormamisega, samuti trossi kõikide traatide summaarne purustav jõud, purustav jõud kogu trossi kohta ja riikliku standardi number, mille järgi tross on valmistatud.

Terastrosside valmistamise tehnilised tingimused on määratud riikliku standardiga OCT 3241-55.

Terastrossid valitakse tõmbetugevuse järgi vastavalt kehtestatud eeskirjadele. Trossi valikul tuleb määrata trossi ühe haru arvutuskoormus S_{1a} .

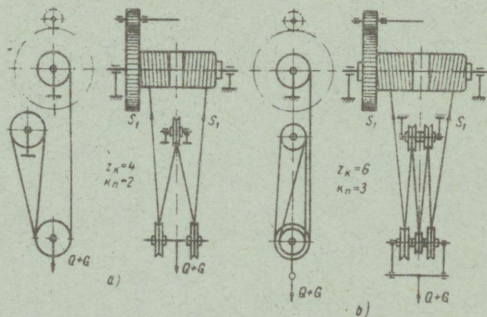
$$S_{1a} = k_v S_1 \quad N$$

kus k_v on trossi varutegur, mis valitakse tabelist vastavalt töörežiimile;

S_1 - trossi ühe haru suurim töökoormus N.

Saadud arvutuskoormuse S_{1a} järgi otsitakse tabelist sobiva tõmbetugevuse ja konstruktsiooniga tross.

Kraana tõstetrossi soovitatakse valida järgmiselt.



Joonis 16. Lasti riputamine kraanadel

Antud tõstevõime järgi valime lasti riputamise viisi. Järgmisena määrame ühe enam koormatud trossiharu (joon. 16) koormuse valemiga

$$S_1 = \frac{(Q + G)10}{z_k \eta_n}$$

kus S_1 on enam koormatud trossiharu koormus N ,

Q - antud lasti mass kg ,

G - lasti riputusmehhanismi (konks ja plokk) mass kg ,

Z_k - trossiharude arv skeemi järgi,

η_n - kaksikpolüspasti kasutegur, arvestades ka trossi jäikust ($\eta_n = 0,91 \dots 0,98$).

Arvutuslik tõmbekoormus

$$S_{1a} = k_v S_1 \quad N$$

kus S_{1a} on ühe trossiharu arvutuslik koormus N ,

k_v - trossi varutegur ($k_v = 4,5 \dots 9,0$).

Tegurite η_n ja k_v kasutegurid leiame tabelitest.

Nüüd valime tõmbetugevuselt ja konstruktsioonilt sobiva trossi, nii et arvutuslik tõmbekoormus ei ületaks trossi tõmbetugevust.

2. Köied

Väikese massiga lastide tõmbamiseks käsiajamiga tõsteme-hhanismide abil, samuti ka pingutamiseks ja sidumiseks kasutatakse kanepiköisi. Kanepiköied on immutatud ja immutamata. Immutamata köied on suurema painduvusega ja mõnusamad töötamisel, kuid niiskudes kaotavad tugevuse ning hiljem võivad hakata mädanema. Immutatud köied seevastu on ilmastikukindlamad, mistõttu neid kasutatakse peamiselt montaažitöödel.

Konstruktsioonilt jagunevad kanepiköied **t r o s s - k ö i t e k s** (normaalkonstruktsioon, joon. 15,f), mis saadakse kanepilõimest valmistatud kolme köiekerme korrutamise-ga, ja **k a a b e l k ö i t e k s** (joon. 15,g), milles kolm trosskõit on kokku korrutatud.

Kanepiköied on normitud standardiga OCT 483-55 ja va-litakse tõmbetugevuse järgi varuteguriga $k_v = 8$.

Köie trumlite ja plokkide minimaalne läbimõõt D_{pl} ole-neb köie läbimõõdust d_k (d_k on köit piirava ringjoone läbi-mõõt):

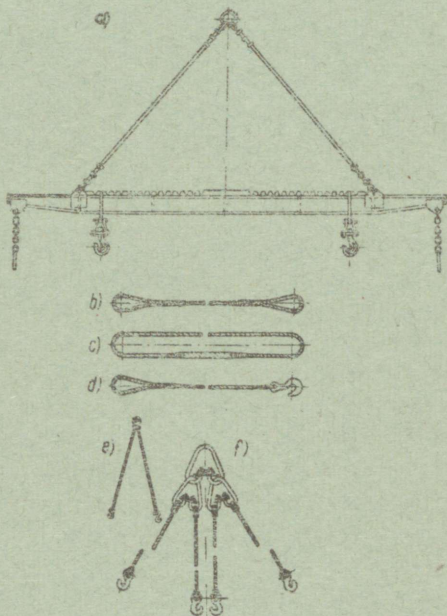
$$D_{pl} = 10 d_k$$

3. Traaversid ja tropid

H a a r d s e a d i s e k s on vahend koormate haaki-miseks ja riputamiseks tõstemasina konksu külge.

Ehitustel kasutatakse konstruktsioonide ja detailide töstmiseks kõige rohkem järgmisi trosshaardseadiseid:

- 1) traavers (joon. 17,a),
- 2) kaheaasaline kergendatud tropp (joon. 17,b),
- 3) universaal- (lõputu) tropp (joon. 17,c),
- 4) üheaasaline tropp (joon. 17,d),
- 5) kaheaasaline tropp (joon. 17,e),
- 6) nelja- või enam haraline tropp (joon. 17,f).



Joonis 17. Traaversid ja troppid

Vahetatavaid trosshaardseadiseid tuleb pärast valmistamist katsetada koormusega, mis ületaks nimitõstevõime 1,25 korda. Neil peab olema markeering või tugevasti kinnitatud lipik, millel on näidatud number, haardseadise tõstevõime ja katsetusaeg. Ilma selleta ei tohi troppe isegi siis kasutada, kui tross paistab korras olevat.

Enne koorma tõstmist tuleb täpsustada selle kaal ning vastavalt kaalule valida sobiv tropp. Sõltuvalt koorma haaramiskohtade arvust ja tropi harudevahelisest nurgast muutub ka tropi ühele harule langev koormus. Mida suurem on tropi harudevaheline nurk, seda suurem on ühele harule langev koormus; mida rohkem on harusid, seda väiksem on ühele langev koormus. Nagu juba näidatud, valitakse tõstemasina trossid, sealhulgas ka trossid troppide valmistamiseks valemiga

$$S_{1a} = k_v S_1$$

Mitmeharulise tropi ühe haru suurim töökoormus

$$S_{1a} = \frac{S_1}{m \cos \alpha} - k_v \quad N$$

kus S_1 on tõstetava koormuse kaal,

m - tropi harude arv,

α - tropi haru ja vertikaali vaheline nurk,

k_v - varutegur.

Suurim lubatud nurk tropi harude vahel ei tohi ületada 90° ($\alpha = 45^\circ$). Vastasel korral tekivad harudes liiga suured jõud, mis võivad purustada tropi.

Harudevahelist nurka tohib suurendada administratsiooni loal ainult erandjuhtudel, kui haariseadise tõstekõrgus ei võimalda kasutada pikemaid trosse ja on välditud trosside nihkumine koorma suhtes.

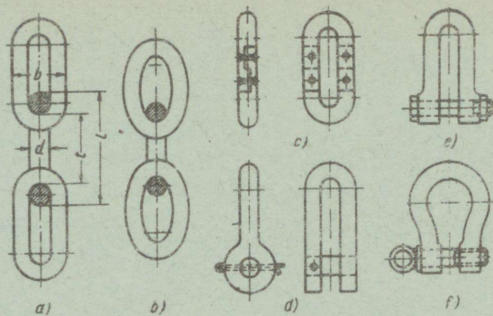
4. Ketid

Peale trosside kasutatakse lasti tõste- ja veovahendina lüli- ja liigendkette.

L ü l i k e t t valmistatakse väikese süsinikusisaldusega ümarterasest CT.2 ja CT.3 (ГОСТ 380-60) tõmbetugevusega $\sigma_b = (37 \dots 45) \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ lülide ettepainutamise ja kontaktkeevitusega.

Lüliketid on kas lühikeste või pikkade lülidega. Lühikeste lülide (joon. 18, b) pikkus $e \leq 5d$ ja laius $b = 3,5d$, pikkade lülide (joon. 18, a) pikkus $e \geq 5d$, kus d on kasutatud ümarraua läbimõõt.

Ohutuseeskirjad lubavad tõstmiseks kasutada ainult lühikeste lülidega kette ГОСТ 2319-55 järgi.



Joonis 18. Lüliketid

Valmistamise täpsuselt eristatakse kaliibritud ja kaliibrimata lüliketite. Kaliibritud kettide lülid võivad kujult ja mõõtmetelt ainult veidi erineda, kaliibrimata kettidel on lubatud kõrvalekaldumised suuremad. Kaliibritud ketid töötavad plokiratastel ja trumlitel, millel on ketilülide hambumiseks vajalikud spetsiaalsed süvendid; kaliibrimata ketid keritakse tavaliselt siledale trumlile.

Lülikett valitakse keti katkejõu järgi, arvestades töötingimustele vastavat varutegurit k_k .

$k_k \geq 3$ - kaliibritud ja kaliibrimata ketid käsiajamiga mehhanismidel,

$k_k \geq 6$ - kaliibrimata ketid mehaanilise ajamiga seadmetel,

$k_k \geq 8$ - kaliibritud ketid mehaanilise ajamiga seadmetel,

$k_k \geq 5$ - otsekonksudega tropid,

$k_k \geq 6$ - silmustropid, millega last seotakse ja riputatakse konksu külge.

Keti maksimaalne arvutuslik tõmbekoormus määratakse tõstevõime Q järgi:

$$S_{1a} = \frac{k_k Q 10}{Z_k \eta_{pl}} \quad N$$

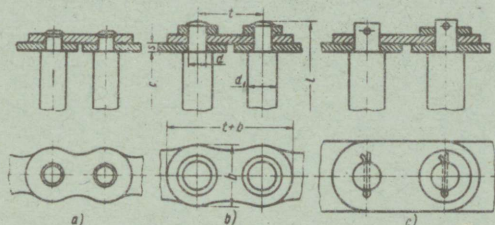
siin Z_k on kandvate ketiharude arv, tavaliselt 2,

η_{pl} - keti plokiratta kasutegur; $\eta_{pl} = 0,96$.

Tabelitest valitakse keti sobivad mõõtmed nii, et purustav jõud ei oleks väiksem maksimaalsest arvutuslikust tõmbekoormusest S_{1a} .

Ketilüli purunemisel või kettide jätkamisel liidetakse lülikuti otsad liitelüliliga (joon. 18, e). Lülিকett kinnitatakse tõstemehhanismi elementide külge lõppüliliga (joon. 18, e, f).

Liigendkette kasutatakse painduva tõsteelemendina suure tõstevoimega käsitalides ja elektriliselt käitavates tõstemehhanismides väikestel kiirustel. Liigendketi vööndumise vältimiseks tuleb tingimata kindlustada lasti vaba pöördumine keti suhtes. Liigendkett on koostatud völikutega liidetud lüliplaatidest. Lüliplaatide kuju ja mõõtmed sõltuvad keti töötingimustest ja koormusest.



Joonis 19. Liigendketid

Tõstmiseks ettenähtud liigendketid valmistatakse kvaliteetsüsinikterasest margiga 40, 45 ja 50 (OCT 1050-60).

Olenevalt keti koormamisest liidetakse lüliplaadid völikutega kolmel viisil (joon. 19): needitakse völiku otsad alusseibideta, needitakse alusseibidega, liidetakse tihvtide (splintide) abil.

Liigendkettide puhul kasutatakse plokirattana vastava profiiliga ketiterast. Trumlile niisuguseid kette kerida ei saa ega tohi.

Liigendkett valitakse analoogiliselt lülিকetiga, kuid varutegur võetakse:

$k_k = 5$	keti liikumiskiirusel $v \leq 0,25$ m/s,
$k_k = 6$	" " " " $v \leq 0,5$ m/s,
$k_k = 8$	" " " " $v \leq 1,0$ m/s,

$k_k = 10$, kui kett töötab löökidega ja vibreerib.

Liigendkettidel on lülükettidest sujuvam käik, suurem töökindlus ja tõstevõime; nad ei vaja suure läbimõõduga keti-rattaid.

Liigendketi puudusteks on painduvus ainult ühes tasepin-nas (seetõttu ei saa liigendketi trumlile kerida), suur oma-kaal, valmistamise kallidus, väike töökiirus (kuni 0,75 m/s), suur kuluvus tolmustes ja niisketes ruumides. Tööprotsessis tuleb liigendketi täpselt hooldada, kontrollida ketiosade ku-lumist, õigeaegselt ja korralikult määrada.

Lülükette iseloomustab suur painduvus, lihtne konstrukt-sioon ja valmistamine, plokirataste ja trumlite väikesed läbi-mõõdud, temperatuuri- ja korrosioonikindlus. Lülüketi puudus-teks on väike kandevõime, väikesed töökiirused (plokil... 0,1 m/s, trumlil... 1 m/s), lüli kontaktpindade kalustumine ja suur kuluvus, keti tõukeline käik ja suurem võimsus katkeda koormusolukorras.

Töötava lülüketi kalustumise vähendamiseks on soovitatav seda perioodiliselt lõõmutada.

Ohutustehnika eeskirjade kohaselt ei tohi ühtegi paindu-vat tõstelementi eksploatatsiooni lubada, kui sel ei ole vas-tavat passi.

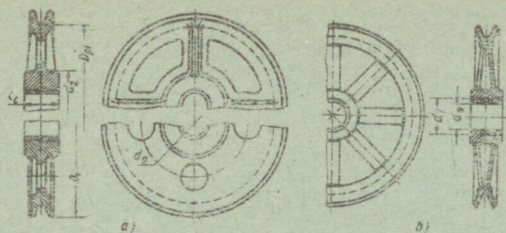
II p e a t ü k k

PIOKID, POLÜSPASTID JA TRUMLID

1. Trossiplokid ja polüspastid

Tõstemehhanismides, kus painduvaks tõstelemendiks on tross, kasutatakse selle suunamiseks ja toetamiseks sileda soonega p l o k i r a t t a i d. Trossi kinnikiilumise ja soonse seinte kulumise vältimiseks tehakse soon pealt laiem (jocr. 20).

Läbimõõduga kuni 350 mm stantsitud plokid valmistatakse terasest CT.3 (ГОСТ 380-60). Suure läbimõõduga plokirattad



Joonis 20. Trossiplokirattad

raske töörežiimi jaoks valatakse terasest 25 J ja 35 J (ГОСТ 977-58), keskmise töörežiimi jaoks malmist C 4 28-48 ja kerge töörežiimi jaoks malmist C 4 12-28 ning C 4 15-32 (ГОСТ 1412-54).

Väikeste plokirattaste pöid ühendatakse rummuga tavaliiselt tugevdusribadeta ketta abil. Üle 400 mm läbimõõduga plokirattastel tugevdatakse ketast ribidega või kujundatakse ristkülikulise ristlõikega kodarad (joon. 20, a). Plokiratta võib valmistada ka keevitamisega (joon. 20, b).

Plokirattast üleminekul töötab tross peale tõmbe veel paindele. Plokiratta sobiva läbimõõdu valik vähendab paindekõormust ja koos sellega pikendab trossi iga.

Plokiratta läbimõõt valitakse seosega

$$D_{pl} \geq (e - 1) d_{tr} \quad \text{mm}$$

kus D_{pl} on plokiratta läbimõõt mm socne põhjas,

d_{tr} - trossi läbimõõt mm,

e - tegur, mis sõltub mehhanismi töörežiimist.

Tegur e valitakse tabelist ($e = 16 \dots 30$).

Tasakaaluplokirattaste läbimõõt võetakse 60% tööplokiratta läbimõõdust. Plokirattaste mõõtmed on toodud käsiraamatute vastavates tabelites.

Plokirattad toetuvad telgedele veere- või liugelaagrite kaudu. Olenevalt plokiratta asetusviisist ja valitud laagrite mõõtmetest kujunevad ka plokiratta rummu mõõtmed, mis määratakse igal üksikjuhul eraldi. Liugelaagriga toetatud plokiratta rummu pikkus valitakse

$$l_c = (1,5 \dots 2) d_o \quad \text{mm}$$

kus d_o on plokiratta telje läbimõõt mm,

l_c - rummu pikkus mm.

Plokiratta telje läbimõõt määratakse arvutusega paindele:

$$d_o = \sqrt{\frac{M_p}{0,1[\delta]_p}} \quad m$$

kus M_p on telje ohtlikus löikes mõjuv paindemoment Nm,

$[\delta]_p$ - lubatud paindepinge N/m^2 .

Liikumatu kinnitatud telgedel

$$[\delta]_p = 1000 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ terastel CT.4 ja 20,}$$

$$[\delta]_p = 1200 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ terastel CT.5, 30 ja 40.}$$

Pöörlevatel telgedel

$$[\delta]_p = 700 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ terastel CT.4 ja 20,}$$

$$[\delta]_p = 800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ terastel CT.5, 30 ja 40.}$$

Rummu siseläbimõõt d_1 vastab laagri välisläbimõõdule, rummu välisläbimõõt d_2 valitakse piires

$$d_2 = (1,5 \dots 1,8) d_1$$

Laagripuksiga (liugelaagriga) kujundatud rummu ja telje vahelist pindsurvet kontrollitakse valemiga

$$q = \frac{S_{p1}}{l_c d_o} \leq [q] \quad N/m^2$$

siin S_{p1} on koormus ühele plokile, $S_{p1} = 2S_1 \quad N$,

l_c - rummu töö pikkus m,

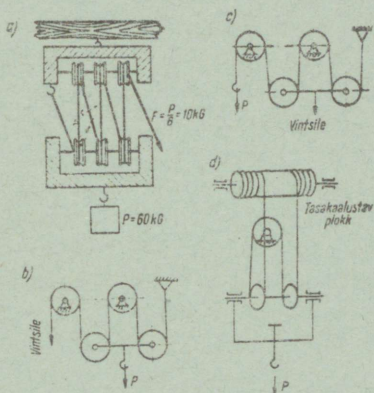
d_o - telje läbimõõt m,

$[q]$ - lubatud pindsurve N/m^2 olenevalt puksi materjalist ja mehhanismi töörežiimist.

Kui plokiratta telg on kinnitatud tõstemasina külge, nimetatakse plokki **l i i k u m a t u k s**; kui telg on ümberpaigutatav ja võimaldab ka plokki ümber paigutada, nimetatakse plokki **l i i k u v a k s**.

Liikumatu ploki kasutatakse trossi suuna muutmiseks (ka jõu suuna muutmiseks), kusjuures jõus ta võitu ei anna. Liikuva ploki kasutamisel võidame jõus kaks korda, kuid kaotame niisama palju kiiruses. Et võita jõus veelgi rohkem, ühendatakse mitu ploki kokku **p o l ü s p a s t i k s**.

Polüspasti, mis on koostatud võrdsest arvust liikuvatest plokkidest ühes raamis ja liikumatutest plokkidest teises raamis, nimetatakse mitmekordseks polüspastiks. Mitmekordse polüspasti puhul on teoreetiline võit jõus (hõõrdumist jms. arvestamata) võrdne koormat hoidvate trossiharude arvuga, seejuures aga kaotatakse niisama palju kiiruses.



Joonis 21. Polüspastid

Joonisel 21, a kujutatud polüspastil on kuus haru. Järelikult tuleb rakendada jõudu F , mis on võrdne $P/6$, või teisi- ti öeldes, trossi igale harule langev koormus on $1/6$ kogu koorma kaalust, mida selle süsteemiga tõstetakse.

Polüspastid jaotatakse **m u l t i p l i k a a t o r - p o l ü s p a s t i d e k s**, millega võidame jõus (joon. 21, b), ja **r e d u k t o r p o l ü s p a s t i d e k s**, millega võidame kiiruses (joon. 21, c). Tornkraanadel tõstetakse koormaid ja muudetakse nooleulatust multiplikaatorpolüspastidega.

Vahel kasutatakse ka **k a k s i k p o l ü s p a s t e** (joon. 21, d), millel on olulisi eeliseid lihtpolüspastidega võrreldes: koorem ei kiigu tõstmisel, trossi läbimõõt võib olla väiksem, koorem ei nihku horisontaalselt. Sellise polüspasti kordsus on kaks korda väiksem kui lihtpolüspastil, ta on sama kui kaks lihtpolüspasti koormusele $P/2$.

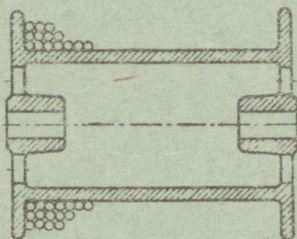
2. Trumlid

Trumlid valatakse või keevitatakse. Valatud trumlid on märgatavalt raskemad kui keevitatud trumlid ja valmistamine, eriti individuaaltootmisel, seetõttu kallim. Valatud trumleid on otstarbekas kasutada vaid unifitseeritud tõstemehhanismides.

Keevitatud trumlid on valatud trumlitest 35 ... 40 % kergemad. Kuni 400-mm läbimõõduga trumlite valmistamiseks kasutatakse paksuseinalist tõmmatud terastoru. Suurema läbimõõduga trumlid valmistatakse valtsteraslehtedest.

Trossi tohib trumlile kerida vaid ühes reas. Trossi keerdude omavahelise hõõrdumise vältimiseks on sageli trumlil soon, mis on ühepoolne, kui trumlile keritakse üks trossiharu, ja kahepoolne, kui trumlile keritakse kaks trossiharu.

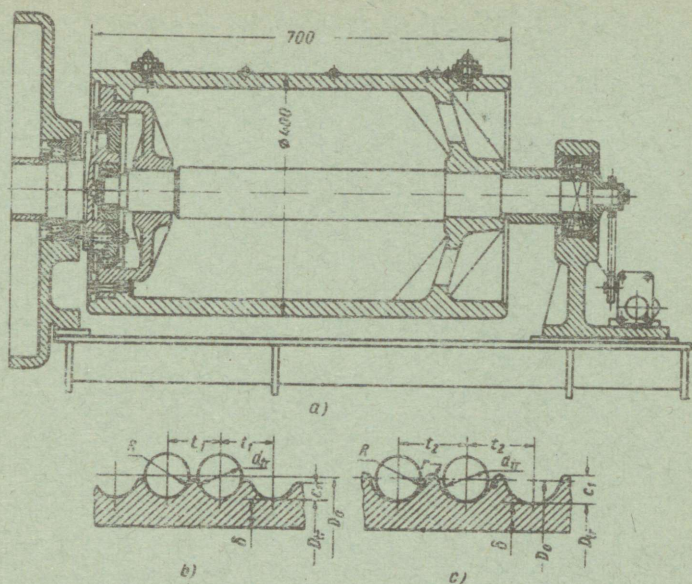
Siledaid trumleid kasutatakse vaid käsiajamisega tõstemehhanismides ja mehaanilise ajamiga väikese tõstevõimega tõstemasinates. Siledapinnaline trummel on trossi mahajooksu vältimiseks varustatud äärikutega.



Joonis 22. Siledapinnaline trummel

Siledapinnalistele trumlitele keritakse tross sageli mitmes kihis (joon. 22), millega kiireneb aga trossi kulumine. Kruvisoon suurendab trossi kontaktpinda trumliga ja vähendab sellega trossi kulumist. Soon on normaalne (joon. 23,b) või sügav (joon. 23,c). Praktikas kasutatakse rohkem normaalsoonega trumleid, sest normaalsoon samm on sügava soone sammu väiksem ning trummel seetõttu lühem.

Trossitrummel kinnitatakse võllile või teljele liistu abil. Laagriteks on tavaliselt veerelaagrid, mis montaaži ja



Joonis 23. Kahe laagriga soontrummel

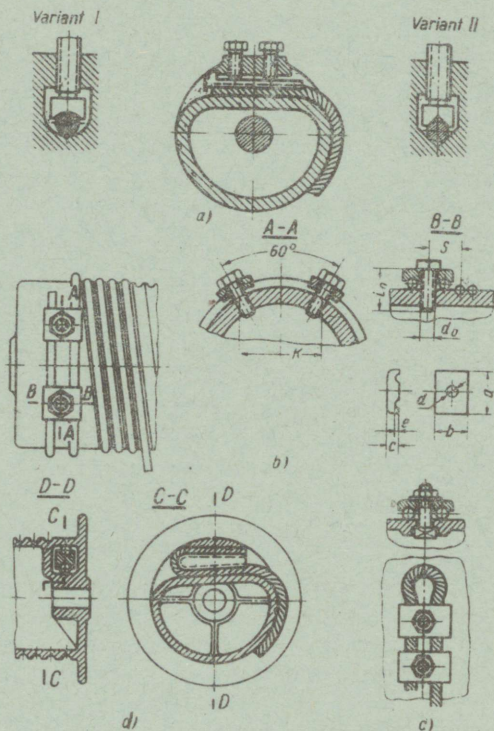
määrimise hõlbustamiseks paigutatakse väljapoole trumlit. Vahel harva monteeritakse trummel seisvale teljele. Siis on laagrid pressitud trumli äärikute rummudesse, mis aga raskendab laagrite hooldamist. Trumlivõllil (teljel) võib olla kaks või kolm laagrit.

Trumli kolme laagriga võll raskendab mehhanismi montaaži ja demontaaži ning kohmakuse tõttu soovitatakse seda kasutada vaid kuni 10-...15-tonnistel tõstevõimel.

Trumlile võib momendi üle kanda kas reduktori väljuvale võllile kinnitatud hammasiduri, otse reduktori väljuva võlli või trumlile kinnitatud hammasvõõga.

Lahtisi hammasajameid kohtame sinult vananenud konstruktsiooniga tõstemehhanismidel, käsivintsidel ja väikese tõstevõimega mehaanilise ajamiga tõstemasinatel. Kõige kaasaegsena ja töökindlana lahenduse trumli käitamiseks on esitanud **ВНИИТМАИ** : võimsus kantakse trumlile otse reduktori väljund-

võllile kinnitatud kompenseeriva hammassiduriga (joon. 23,a), kusjuures trumli võll on reduktori võlliga tsentreeritud sfäärilise laagri abil.



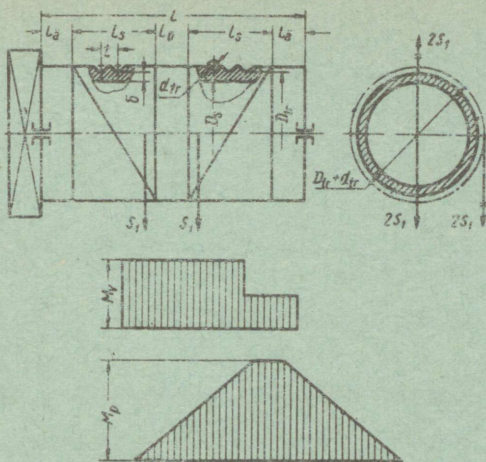
Joonis 24. Trossi kinnitus trumlile

Tross kinnitatakse trumlile poltidega pingutatava liistu (joon. 24,a), soonestatud plaatide (joon. 24,b,c) või ainult kiiluga (joon. 24,d).

Trumli arvutamisel määratakse selle läbimõõt D_{tr} , seina paksus δ , soone samm t , soone raadius r , trumli pikkus l ja kontrollitakse trumlit survele ning paindest ja väandest koosnevale liitkoormusele (arvutuskeem on joonisel 25).

Trumli läbimõõt valitakse võrdne plokiratta läbimõõduga:

$$D_{tr} = D_{pl}$$



Joonis 25. Trumlil arvestuskeem

Seina paksus δ on malmtrumlil $0,02 D_{tr} + (6...10)$ mm (kuid mitte alla 12 mm), terastrumlil $(1...1,2) d_{tr}$ mm. Soone samm $t = d_{tr} + (2...3)$ mm, soone raadius $r = (0,53...0,54) d_{tr}$ mm.

Trumlil üldpikkus

$$l = 2 l_s + 2 l_a + l_o \quad \text{mm}$$

Soontega osa pikkus

$$l_s = (Z_p + Z_s + Z_t) t \quad \text{mm}$$

kus Z_p on trossi kinnituskeerdude arv trumlil, $Z_p = 2...3$;

$Z_s = 1,5...2$ - trossi varukeerdude arv lasti alumises asetus. $Z_p + Z_s = 4...5$;

Z_t - töökeerdude arv.

$$Z_t = \frac{L_t}{2\delta D_{tr}}$$

Trumlile keritava trossi töö pikkus

$$L_t = Z_k H$$

kus Z_k on kandvate trossiharude arv,

H - lasti etteantud tõstekõrgus m.

$$Z_t = \frac{Z_k H}{2\sqrt{D_{tr}}}$$

Tähistame

$$\frac{Z_k}{2} = k_n$$

siis

$$Z_t = \frac{k_n H}{\sqrt{D_{tr}}} \quad \text{ja} \quad l_s = (4 \dots 5) + \frac{k_n H}{\sqrt{D_{tr}}} t$$

Trumli sileda äärmise osa minimaalne pikkus

$$l_a = (2 \dots 3) t$$

Trumli keermestatud osade vahekaugus

$$l_o = (Z_{ol} - 1) l_c$$

kus Z_{pl} on polüspasti liikuva ploki rataste arv,
 l_c - ploki rummu pikkus.

Seega trumli üldpikkus

$$\begin{aligned} l &= 2 \left[(4 \dots 5) + \frac{k_n H}{\sqrt{D_{tr}}} t + 2 (2 \dots 3) \right] t + (Z_{pl} - 1) l_c = \\ &= \left[(12 \dots 16) + \frac{2 k_n H}{\sqrt{D_{tr}}} t \right] t + (Z_{pl} - 1) l_c \end{aligned}$$

Trumli seina kontroll survele:

$$\sigma_s = \frac{S_1}{\sigma_s} \leq [\sigma]_s \quad \text{N/m}^2$$

kus S_1 on ühe trossiharu koormus N,
 $[\sigma]_s$ - lubatud survepinge N/m².

Arvutustes võetakse

$$\begin{aligned} [\sigma]_s &= 800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ malmil C } 15 \dots 32, \\ [\sigma]_s &= 1000 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ terastel } 25 \text{ ja } 30, \\ [\sigma]_s &= 1100 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ -" - CT.3 ja CT.5.} \end{aligned}$$

Trumli kontrollimisel painde ja väände koosmõjule arvutatakse paindemoment valemiga

$$M_p = S_1 \frac{l}{2} \quad \text{Nm}$$

ja väändemoment valemiga

$$M_v = 2 S_1 \frac{D_{tr} + d_{tr}}{2} = S_1 (D_{tr} + d_{tr}) \quad \text{Nm}$$

Tasandatud moment

$$M_o = \sqrt{M_p^2 + M_v^2} \quad \text{Nm}$$

Trumli ristlõike vastupanumoment

$$W_p = 0,1 D_{tr}^3 (1 - \alpha^4) \quad \text{m}^3$$

$$\text{kus } \alpha = \frac{D_s}{D_{tr}}$$

$D_s = D_{tr} - 2\delta$ on trumli siseläbimõõt m.

Küllaldase täpsusega võib trumli vastupanumomendi arvutada valemiga

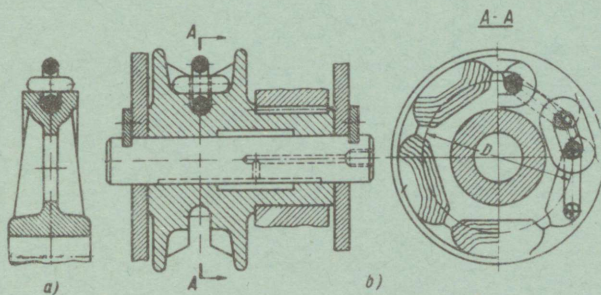
$$W_p = 0,8 (D_{tr} - \delta)^2 \quad \text{m}^3$$

Summaarne pinge väändest ja paindest

$$\sigma_c = \frac{M_o}{W_p} < [\sigma]_p \quad \text{N/m}^2$$

3. Lüliketiplokid

Lüliketiplokke kasutatakse käsivintsides ja -talides veorattana, mille tekitatud moment kantakse lasti tõstmiseks üle tööplokile tigu- või hammasajami abil. Kaliibritud ketilülid on ühesuguse kuju ja mõõtmetega ning asetsevad vaheldumisi ristitasapindades. Jõudu ülekandvad horisontaallülid istuvad plokiratta põia pesades; vertikaallülid paiknevad vabalt põia soones (joon. 26). Lüliketiplokirattad valmistatakse



Joonis 26. Lüliketiplokiratas

äärikutega ja ilma, kuid veorattad eranditult äärikutega.

Tunduva takistuse tõttu keti minekul plokile on lüliketiploki kasutegur $\eta_{pl} = 0,93$.

Lüliketiplokirattad valatakse täpsete mudelite järgi hallmalmist CZ 15...32 ja CZ 18...36 (ГОСТ 1412-54), erijuhul terasest 25A (ГОСТ 977-58).

Lüliketiploki mõõtmed olenevad pesade arvust ja keti mõõtmeist (sammust ja ketiraua läbimõõdust).

Kui $Z \leq 6$ ja $d \geq 9$, on plokiratta algläbimõõt

$$D = \sqrt{\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{Z}} + \frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{Z}}} \quad \text{mm}$$

milles t on lüliketi samm mm,

d - ketiraua läbimõõt mm,

Z - ratta pesade arv.

Minimaalselt on 4...6 pesa, seda vaid erandjuhtudel, sest ketilülide suure pöördumise tõttu ploki minekul kulub ratas kiiresti.

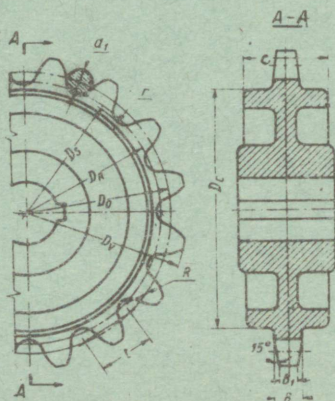
Kui $Z \geq 9$ ja $d \leq 16$ mm, võib ruutjuure all teise liikme ära jätta, sest see mõjutab arvutustulemust vähe.

Valem saab järgmise kuju:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{Z}} \quad \text{mm}$$

4. Liigendketiplokiid

Käsitalidel ja -vintsidel tõstevoimega üle 10 t kasutatakse liigendketi. Plokirattad (joon. 27) valmistatakse terasest CT.4 ja CT.5 (ГОСТ 380-58).



Joonis 27. Liigendketiplokiratas

Ketiratta hammaste arv sõltub tõstemehhanismi tõste-
võimsusest:

$Z = 6...7$ - hammaste minimaalne arv,

$Z \geq 8$ tõstevõimel kuni 3000 kg,

$Z \geq 9$ - " - 3000...20000 kg,

$Z \geq 10$ - " - üle 20000 kg.

Olenevalt keti tüübist kasutatakse ühe või kahe rea ham-
mastega (rullpukskettide puhul) ketiratta. Hammaskettide
korral valmistatakse laiemad ketirattad ja hammaste keskosas
kujundatakse soon keti juhtplaatidele. Liigendketiploki kasu-
tegur on 0,95.

Ketiratta rummu mootmed sõltuvad võlli mootmeist ning
need valitakse samades piirides kui trossi- ja lülketiplok-
kidel. Plokiratta hammaste kuju ja mootmed sõltuvad valitud
liigendketist ja ratta hammaste arvust.

Riikliku standardiga (ГОСТ 591-61) on määratud ketira-
taste hambaprofiil puks- ja rullpukskettidele. Tõsteliigend-
kettide hambaprofiili kujundamise ja arvutamise meetodika on
antud standardis ГОСТ 590-54.

Ketiratta mootmete valik toimub järgmiste valemite
abil:

$$\text{algringjoone läbimõõt } D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

$$\text{abiringjoone läbimõõt } D_R = D_0 - 0,2 t$$

$$\text{hamba põhja raadius } r = 0,53 d_1$$

$$\text{hamba pea raadius } R = t - r$$

$$\text{ratta välisläbimõõt } D_v = D_0 + 1,2 d_1$$

$$\text{jalgade ringjoone läbimõõt } D_s = D_0 - d_1$$

$$\text{pöia välisläbimõõt } D_c = t \cot \frac{180^\circ}{Z} - 1,2 b$$

$$\text{hamba laius } B = 0,9 C$$

$$\text{hamba pea laius } B_1 = B - 0,16 t$$

kus t on keti samm,

d_1 - keti võlliku läbimõõt,

C - keti siselülide vahekaugus,

b - keti plaadikese laius,

Z - keti hammaste arv.

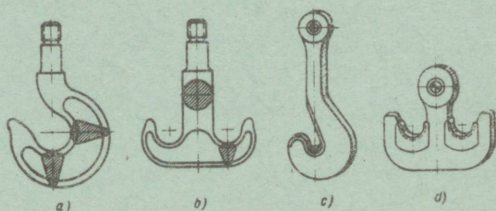
sin $\frac{180^\circ}{Z}$ väärtused on tabelites antud.

III p e a t ü k k

HAARDESEADISED

1. Tõstekonksud

Ühe- ja kahepoolsed lihtkonksud (joon. 28, a, b) sepistatakse terasest 20 (ГОСТ 1050-60). Käsikäitamiseга tõstemehha-

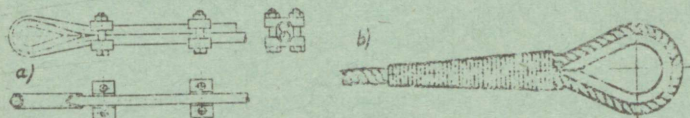


Joonis 28. Tõstekonksud

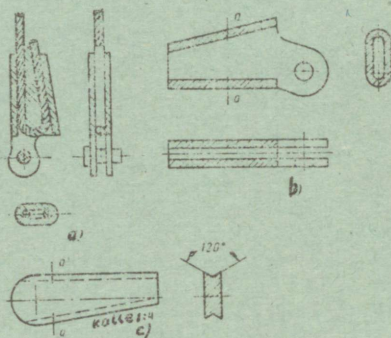
nismide ühepoolsed konksud (ГОСТ 6626-53) valmistatakse koormusele 0,25...20 t, masinkäitamiseга tõsteseadmete ühepoolsed konksud (ГОСТ 6627-53) - 0,25...75 t, kahepoolsed - 5...75 t. Valamise arenenud tehnoloogilise taseme ja kontrolli võimaluste juures saab valmistada ka valatud konkse, mis oma tugevuselt ja töökindluselt ei jää maha sepistatud konksedest.

L i i t k o n k s u d (joon. 28, c, d) tehakse valtsitud lehtterasest 20 (ГОСТ 1050-60) või terasest СТ.3 (ГОСТ 380-60). Konkse needitakse kokku lehtedest paksuseга vähemalt 20 mm. Kulumise vältimiseks pannakse konksu põhja vahetatavad elemendid. Ühepoolseid lihtkonkse tõstevõimeга 37,5...175 t ja enam kasutatakse sulametalli transportimisel koppadega, kahepoolseid tõstevõimeга 100...350 t läheb üldkasutatavatel kraana-

(koussi) abil. Trossi ots punutakse kandva trossi külge ja seotakse traadiga või kinnitatakse vastavate klambritega (joon. 30, a, b). Sageli kasutatakse kinnitamiseks ka koonilisi muhve ja kiillukke (joon. 31, a, b, c).



Joonis 30. Trossisilm

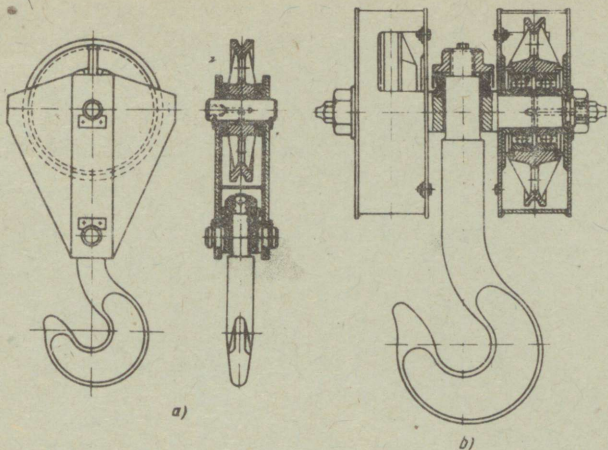


Joonis 31. Kiillukk

Kahe ja enama kandva trossiharu külge riputatakse konks konksuploki abil. Viimane moodustab polüspasti liikuva ploki.

Konksuplokid on normaalsed ja lühendatud. Normaalkonksuplokk (joon. 32, a) koosneb teljele toetuvaist veere- või liugelaagriga plokiratastest. Konks toetub tugikuullaagri ja aluse kaudu traaversile.

Lühendatud konksuplokil (joon. 32, b) moodustavad plokide telg ja konksu traavers ühe terviku ning konks peab olema pikem. Lühendatud konksuplokid on tingimata paarisarvu plokiratastega.



Joonis 32. Konksplokid

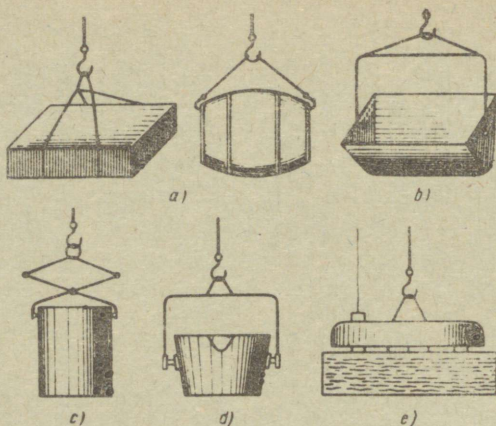
4. Tükk- ja puistmaterjali haardseadised

Põhinõue haardseadistele on vähendada ajakulu lasti haaramisel ja vabastamisel.

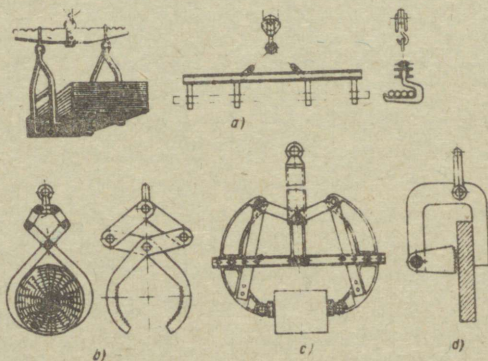
Sama liiki tükk- ja puistmaterjalide transportimisel tuleb kasutada universaal- ja spetsiaalseid haardseadiseid, mis sobivad tugevuselt, töökindluselt, käsitsemise lihtsusest ja ohutustehnika seisukohalt. Kõige otstarbekamateks on poolautomaat-, automaat- ja kaugjuhitavad seadised.

Tükkmaterjali tõstmiseks ja edasitoimetamiseks kasutatakse laialdaselt konkude, rõngaste, silmuste ja klambritega tross- ja kett-troppe (joon. 33,a). Plekipakettide, sortiterase jms. transportimiseks kasutatakse tugikäppi ja mitmesuguse konstruktsiooniga riputusabinõusid (joon. 34,a). Pikamõõdulisi ja suuregabariidilisi esemeid tõstetakse traaverse abil. Selliseid laste, nagu valupead, sepised, võllid jne. (joon. 33,c ja 34,b,c) teisaldatakse eriliste haardtangi- gidega.

Metallesemete laadimiseks kasutatakse ka elektromagne- teid (joon. 33,e), mille kaju sõltub tõstetavate esemete ku-



Joonis 33. Haardseadised



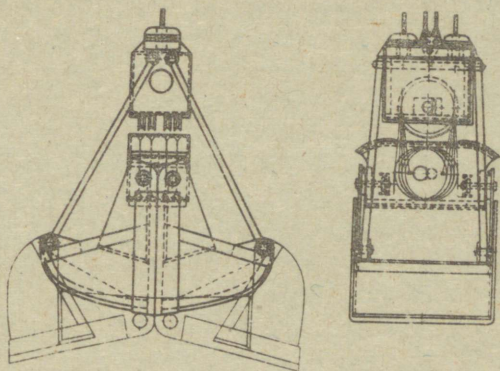
Joonis 34. Haardseadised

just ja mõtmeist.

Mittemagneetiva lehtmetsali transportimisel on otstarbekas kasutada vaakuumiga töötavaid iminappu. Metalliminapal on kuumuskindlast kummist või neopreenist hermeetiline rõngakujuline serv ja nad riputatakse traaversi abil sildkraana konksu külge. Iminapas tekitatakse vajalik vaakuum ejektori või pumbaga. Esimesel juhul saavutatav hõrendus on 0,7 0,85 baari, kui pumbatava õhu rõhk on 3,15 baari. Rotor-

vaakuumpumpadega saame hõrenduse kuni 90%. Vaakuumtõsteseadistega on võimalik teisaldada plaate pikkusega kuni 30 m ja massiga kuni $(18...20) \cdot 10^3$ kg; töö on automatiseeritud.

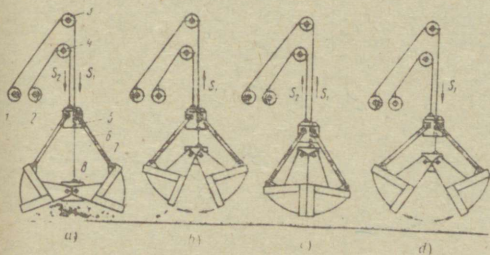
Haardseadiste erigrupi moodustavad haardkopad (greife-rid). Puistmaterjalide haaramiseks kasutatakse kahe lõuga haardkoppi (joon. 35), suurematükiliste lastide, metallijäät-



Joonis 35. Kahe lõuga haardkopp

mete jms. tõstmiseks - täthhaardkoppi. Haardkopad riputatakse tõstemehhanismi külge ühe või kahe trossiga. Ühe trossi haardkopad on vahetatavad, käsitsi juhitud ja ei oma iseisvat ajamit.

Rohkem kasutatakse mehaanilise juhtimisega kahetrossilisi haardkoppi. Kopa juurde kuulub kraana, vankrile monteeritud tõstemehhanism lasti tõstmiseks ja allalaskmiseks ning lõugade käitamismehhanism lõugade avamiseks ja sulgemiseks. Kahetrossilise haardkopa töö skeem on joonisel 36.



Joonis 36. Kahe trossi ja kahe lõuga haardkopa töö

Haardkopa tõstemehhanismi trumlilt 2 üle ploki 4 tulev tross on kinnitatud haardkopa ülemise traaversi 5 külge. Lõugade käitismehhanismi trumlilt 1 üle ploki 3 tulev teine trossiots on kinnitatud haardkopa alumise traaversi külge. Haardkopa lõuad on liigendite abil ühendatud traaversiga 8 ja varraste 6 kaudu traaversiga 5. Mõlema trumli pöörlemisel kellaosuti liikumissuunas lastakse haardkopp avatult materjalisse. Lõugade sulgemiseks ja materjali haaramiseks käitatakse trummel 1 kellaosuti liikumissuunale vastupidiselt, kusjuures trummel 2 seisab. Lõugade sulgemise järel lülitatakse ka trummel 2 tööle kellaosuti liikumissuunale vastupidiselt ja mõlema trumli koostööl tõstetakse suletud kopp koos haaratud materjaliga üles.

Kopa lõugade avamiseks ja materjali väljapuistamiseks peatatakse trummel 1. Trummel 2 aga jätkab traaversi 5 tõstmist ning kopa lõuad avanevad.

Lõugade sulgemistrossi koormuse vähendamiseks asetatakse traaversite vahele polüspast.

Kopa ning lasti masside suhet nimetatakse kopa massi kasutusteguriks ja see on 0,8...1,2.

IV p e a t ü k k

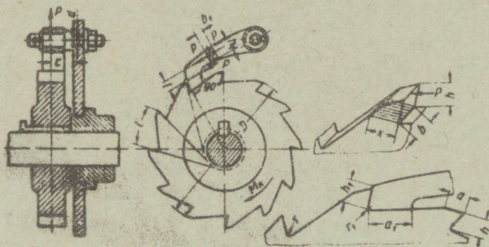
TÕKESTID JA PIDURID

Seadiseid, mis võimaldavad piduri kaasabita hoida lasti vajalikus kõrguses, nimetatakse t õ k e s t i t e k s . Tõkesti takistab tõstemehhanismi võlli pöörlemist ainult lasti langemise suunas, kuid ta ei muuda lasti langetamiskiirust. Alles pärast tõkesti lahtilülitamist hakkab võll jälle pöörlema. Konstruktsioonilt ja tööprintsibiilt tuntakse hammas-, rull- ja hõõrdtõkesteid.

P i d u r i t e g a saab võllide vaba pöörlemist tõkestada mõlemas suunas, nad hoiavad lasti määratud kõrgusel, võimaldavad reguleerida lasti langemiskiirust ja pidurdavad tõste- või sõidumehhanismi.

1. Hammastõkeetid

Konstruksioonilt välis-, sise- või lauphammastega. Tallides, vintsides ja teistes tõstemehhanismides on välishambumiseiga hammastõkeetid levinud kõige enam (joon. 37). Hammastõ-

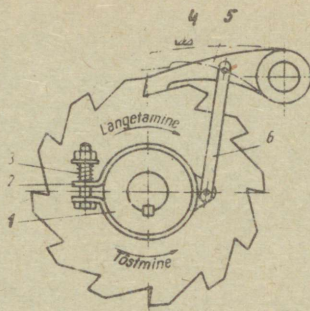


Joonis 37. Hammastõkeesti arvutuskeem

ratta pöörlemisel lasti tõstesuunas libiseb tõkestilink vabalt hammastel; vastupidisel pöörlemisel toetub tõkestilink hammasratta hambale ja hoiab koos sellega ka lasti pingul. Soovitav on tõkeesti asetada mehhanismi kiiremale võllile, kus väändemoment on kõige väiksem. Tõkestilink kinnitatakse raamile liigendiga ja surutakse lehtvedruga vastu hambaid.

Hammastõkeesti projekteerimisel tuleb määrata tõkestiratta, -lingi ja selle telje mõõtmed.

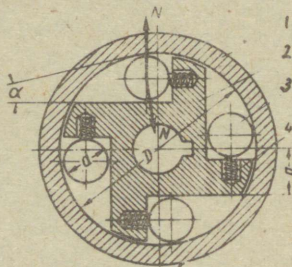
Hammastõkeesti puuduseks on löökkoormus lingi ja hamba vahel lasti seiskamisel, eriti aga juhul, kui lingi serv langeb kokku hamba servaga ja ratas pöörduv tagasi hamba sammu võrra. Teiseks puuduseks on lingi libisemine hammastel. Selle vältimiseks kasutatakse automaatselt käitatavaid linke, mille üks variantidest on joonisel 38. Tõkestiratta rummule asetatakse lõhestatud elastne rõngas 2, mille survet rummule reguleerib vedru 3. Rõngas 2 ühendatakse lingiga 5 hoova 6 abil. Lasti tõstmisel püüab rõngas 2 hõõrdejõu toimele pöörduv rummu pöörlemis-suunas ja lükkab lingi tõkestirattast eemale käigupiirajani 4. Ratta vastupidisel pöörlemisel pöörduv ka rõngas 2 samas suunas ning viib lingi tõkestirattaga hambumisse.



Joonis 38. Automaatlink

2. Rulltõkestid

Erinevalt hammastõkestitest töötavad rulltõkestid (joon. 39) vaikselt ja löögivabalt ning ei tekita võllile



Joonis 39. Rulltõkesti

paindekoormust. Rulltõkesti koosneb liikumatult kinnitatud kerest 1, mille sisse on asetatud võlliga liidetud rumm 2. Vedrud 4 suruvad rullid 3 silindrilise sisepinna ja rummu väljalõikepinna vahele. Lasti tõstmisel (võll liigub vastu kellaosuti liikumissuunda) rullid ei takista rummu pöörlemist, sest nende võimalik liikumissuund on koonilise pesa laiema osa poole. Võlli vastupidisel pöörlemisel õiiguvad rullid hõõrde- ja vedrujõu toimel koonilise pesa aheneva osa poole, kiiluvad kinni ja kindlustavad lasti seiskamise.

Rulltökesti lihtsustatud arvutuskäik on järgmine.

Määratakse rulli normaalkoormus

$$N = \frac{2 M_k}{DFZ} \quad ND = 1,65 \sqrt[3]{\frac{M_k}{Z}} \quad m$$

kus M_k on võlli väändemoment Nm,

D - tökesti kere siseläbimõõt m,

f - hõõrdetegur, antud juhul f = 0,06,

Z - rullide arv, tavaliselt Z = 3...6.

Rulli tööpikkus

$$l = \frac{N}{[q]} = \frac{2 M_k}{DFZ[q]} \quad m$$

kus $[q] = 450 \cdot 10^5$ N/m - lubatud joonsurve.

Rulli läbimõõt leitakse seosest $l = (1...2)d$, siit

$d = (0,5...1,0) l$.

Rulli kiilumisnurk rummu ja kere sisepinna vahel

$$\cos \alpha = \frac{2a + d}{D - d}$$

kus a on võlli telje ja rummu baaspinna vaheline kaugus.

$$a = \frac{D}{2} - d - (1...2) \text{ mm}$$

kus (1...2) mm on kere sisepinna ja rulli vaheline pilu.

Asendades $\cos \alpha$ avaldises a, saame

$$\cos \alpha = \frac{D - d - (2...4)}{D - d}$$

on tavaliselt $4...8^\circ$.

Nurka α ja hõõrdetegurit f seob võrratus

$$\tan \frac{\alpha}{2} < f$$

Kere ja rulli vahelise kontaktpinge kontroll

$$\text{kerel } \sigma_s = 0,59 \frac{NE(D - d)}{lDd} \leq [\sigma]_s \quad N/m^2$$

$$\text{rullil } \sigma_s = 0,59 \sqrt{\frac{NE}{lD}} \leq [\sigma]_s \quad N/m^2$$

kus E on arvutatava detaili materjali elastsusmoodul;

$$[\sigma]_s = 20 \cdot 40^8 \text{ N/m}^2 - \text{lubatud kontaktpinge.}$$

Rulltökesti valitakse valemiga

$$N_{\text{lub.}} = \frac{100N_{100}}{nk} \quad W$$

kus N_{lub} on rulltökesti lubatud võimsus W ,
 N_{100} - ülekantav võimsus W , kui $n = 100$ p/min,
 n - võlli tegelik pöörete arv minutis,
 k - varutegur; $k = 1,5...2$.

Rulltökesti kere ja rumm valmistatakse terasest 15 X ja 20 X, rullid terasest 40 X ning töödeldakse termiliselt.

3. Pakkpidurid

Eskirjade kohaselt peab kõigil tõste- ja transpordimasinatel olema piduriseade. Piduriga on võimalik mehhanismi peatada, hoida lasti vajalikus kõrguses ja reguleerida lasti langemiskiirust.

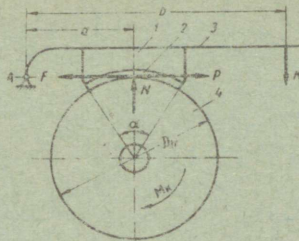
Otstarbelt liigitatakse pidurid seiskamis- ja langemispiduriteks. Esimesel juhul on ülesandeks pidurdada mehhanismi lasti seiskamiseks, teisel juhul aga piirata lasti langemiskiirust. Konstruksioonilt jaotatakse pakk-, lint-, koonus-, ketas- jt. piduriteks. Tööprintsiibilt jagunevad pidurid automaatseteks ja juhitavateks, pidurielementide vastastikuselt toimelt - kinnisteks ja lahtisteks. Pidurimagneti käigupikkuse järgi eristatakse pika- ja lühikäigulisi pidureid.

Soovitav on monteerida pidur väikseima vändemomendiga võllile.

Kõik pidurdusseadmed peavad kindlustama vajaliku pidurdusmomendi, sujuva pidurduse ja piduri avamise, olema lihtsa konstruksiooniga ja detailide minimaalmõõtmete juures küllaldase tugevusega, kiirelt, täpselt ja püsivalt reguleeritavad ning küllaldase jahutusega, võimaldama detailide vahetamist.

Kõige lihtsam on l a h t i n e ü h e p a k u l i n e p i d u r (joon. 40). Piduritrummel 4 on võlliga jäigalt ühendatud. Piduritrumlile välisjõuga surutav pakk 1 on trumlipoolselt küljelt kaetud hõõrdmaterjaliga 2 ning kinnitatud hoova 3 külge, mille üks ots on raami küljes liigendiga. Hõõrdejõud paku ja piduritrumli vahel tekitatakse välisjõu K abil.

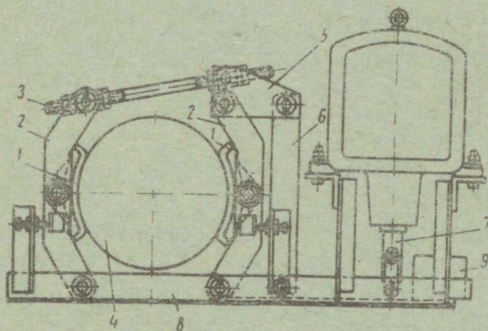
Ühepakuline pidur on konstruksioonilt äärmiselt lihtne, väikesegabariidiline ja kasutatav kerge töörežiimiga, kä-



Joonis 40. Ühepakulise piduri arvutuskeem

siajamiga tõstemehhanismides. Suurimaks puuduseks on võllil tekkiv psindekoormus ja trumli pöörlemissuunast olenev pidurdusmoment.

Tõste-transpordimasinates kasutatakse peamiselt k i n - n i s i k a h e p a k u l i s i p i d u r e i d (joon.41).



Joonis 41. Vastukaalu ja pikakäigulise elektromagnetiga kahepakuline pidur

Pakud 1 on liigendite abil kinnitatud kahe vertikaalhoova 2 külge. Horisontaalhoova 8 külge on kinnitatud vastukaal 9, elektromagneti ankur 7 ja vertikaalhoob 6. Kolmnurkliigend 5 on ühendatud hoobadega 2 ja 6 ning reguleeritava pikkusega vardaga 3, mis teise otsaga on ühendatud vasakpoolse vertikaalhoovaga. Väljalülitatud elektromagneti korral mõjub välisjõuna vastukaal 9, mis vertikaalhoova 6 abil pöörab kolmnurkliigendit kellaosuti liikumissuunas. Koos sellega surutakse pakud vastu piduritrumlit. Sisselülitatud elektromagneti pu-

hul tõstab ankur hoova 8 üles, kolmnurkliigend pööratakse vastu kellaosuti liikumissuunda ja pakud eemalduvad piduritrumlist.

Elektri-sild- ja tornkraanade pidurites kasutatakse pikakäigulisi magneteid KM^T ja KMT, lühikäigulisi magneteid M^T ja ühefaasilisi magneteid MO - A ning MO - B .

Pikakäigulise elektromagnetiga piduril on puudusi, millest põhilisemad on järsk pidurdus (löök), hoobade ja liigendite suur arv. Liigendite kulumine suurendab hoovastiku tühi käiku, muudab pakude survet trumlile, suurendab piduri tööle hakkamise aega ja raskendab piduri reguleerimist.

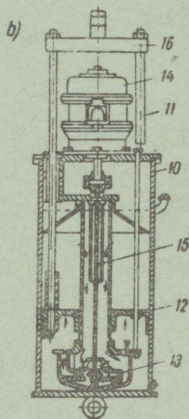
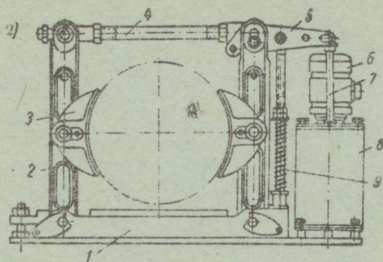
Mainitud puuduste kõrvaldamiseks asendatakse hoovad vedrudega. Seda ei saa aga teha suurema võimsusega piduritel trumli läbimõõduga üle 300 mm, sest tunduvalt suureneb elektromagneti võimsus ja koos sellega piduri gabariidid. Lähikäigulisi vahelduvvoolu pidurimagneteid pole võimalik kasutada pidurduse suurtel sagedustel (üle 300 tunnis), pikakäigulised solenoid-pidurimagnetid nõuavad sagedast ja täpset reguleerimist. Otstarbekamaks on piduri käitamine e l e k t e r h ü d r o - t õ u k u r i g a TKT^F.

Pidur TKT^F (joon. 42,a) koosneb järgmistest põhiosadest: alus 1, hoovad 2, klotsid 3, kang 4, tõukuri hoob 5, tõukur-elektrimootor 6, varvad 7, tõukuri kere 8 ja vedru 9. Pidurdusel pöörduvad hoovad 2 vedru 9 toimel ja suruvad pakud 3 vastu piduriketast. Seejuures tõukur ei tööta, tõukuri varvad on alumises asendis.

Tõukuri sisselülitamisel viib kolb varvad üles, hoovad 2 vabanevad vedru surve alt, lähevad laiali ja vabastavad piduriketta. Kolvi käigupikkused piduritel TKT^F on 200...35 mm, THT^F - 300...45 mm.

Hüdrotõukur on ühe- või kahevarvaline. Esimesel asub elektrimootor õliga täidetud korpuses, kahevarvalisel aga eraldi (vt. joon. 42) ja sellel on kaks juhtvarba.

Elekterhüdrotõukur (joon. 42,b) koosneb silindrist 10, milles koos liikuvate juhtvarbadega 11 liigub ka kolb 12. Silindris on rotatsioonpump 13, mille rootori paneb pöörlema elektrimootor 14 võlliga 15. Mootori sisselülitamisel pumba-



Joonis 42. Elekterhüdrotõukuriga pidur TKT

takse õli silindri ülemisest poolest alumisse. Vedeliku surveel hakkab kolb koos traaversiga 16 liikuma ülespoole, liigutades ka hooba 5.

Pärast mootori väljalülitamist liigub kolb oma raskuse ja pingestatud vedru mõjul tagasi algasendisse, vedelik aga voolab kolvis olevate klappide kaudu silindri alumisest osast ülemisse.

Pakkpidurite elekterhüdrotõukuritel on järgmised eelised:

- a) stabiilne pidurdusjõud;
- b) sujuv ja kiire sisse- ning väljalülitamine;
- c) lülituste suur arv (kuni 600 tunnis), mis on elektromagneteid kasutades saavutamatu.

Puuduseks on elektrimootorite sageda rikkimine ja vajadus korralikult hooldada.

4. Ühepakulise piduri arvutus

Arvutus algab (joon. 40) vajaliku pidurdusmomendi määramisega:

$$M_t = k_t M_k \quad Nm$$

kus k_t - piduri varutegur,

$k_t = 1,5$ kergel, $1,75$ keskmisel ja $2,0$ raskel töörežiimil;

M_k - pidurit kandva võlli vändemoment Nm.

Pidurdusmomendi järgi valitakse piduritrumli läbimõõt D_{tr} ja laius B_{tr} .

Piduritrumli ringjõud

$$P_t = \frac{2M_t}{D_{tr}} \quad N$$

Pidurduse põhitingimus:

$$F = Nf \geq P_t \quad N$$

kus F on hõõrdejõud N,

N - piduripakule mõjuv normaaljõud N,

f - piduripaku ja piduritrumli vaheline hõõrdetegur.

Asendades eelmises valemis P_t suuruse, saame:

$$Nf \geq \frac{2M_t}{D_{tr}} = \frac{2k_t M_k}{D_{tr}} \quad N$$

Vajalik normaaljõud

$$N = \frac{2k_t M_k}{D_{tr} f} \quad N$$

Hoova otsale rakendatud käitamisjõud K määratakse momentide tasakaalutingimusest punkti A suhtes $M_A = 0$:

$$Kb - Na = 0$$

$$K = \frac{Na}{b} = \frac{2k_t M_k a}{D_{tr} f b} \quad N$$

kus a ja b on hoova valitud mõõtmed.

Paku tööpind kontrollitakse pidursurvele:

$$q = \frac{N}{F_p} \leq [q] \quad N/m^2$$

Paku tööpinna suurus

$$F_p = \frac{D_{tr}}{360} B_{tr} \alpha \quad m^2$$

kus α on paku haardenurk; $\alpha = 60 \dots 120^\circ$.

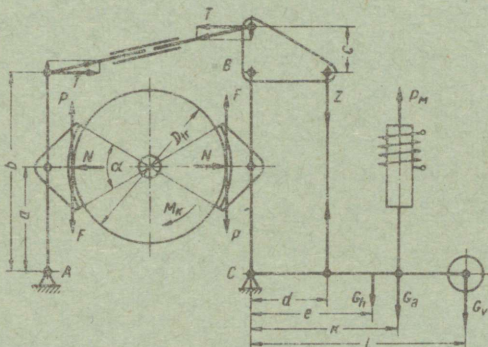
Pindsurve

$$q = \frac{2k_t M_k 360}{D_{tr}^2 B_{tr}} = \frac{720k_t M_k}{D_{tr}^2 B_{tr}} \leq [q] \quad N/m^2$$

kus $[q]$ on lubatud pindsurve N/m^2 (tabelist).

5. Pikakäigulise elektromagnetiga kahepakulise piduri arvutus

Arvutame pidurdusmomendi (joon. 43):



Joonis 43. Vastukaalu ja pikakäigulise elektromagnetiga kahepakulise piduri arvutusskeem

$$M_t = k_t M_k \quad Nm$$

Pidurdusmomendi järgi valime tabelist vastavate mõõtmetega piduritruumi ja hoovastiku, elektromagnetit (KMT või KmT) ja vajaliku massiga vastukaalu.

Kontrollime valitud vastukaalu vastavalt pidurdusmomendile. Pidurduse põhitingimusest määrame piduripaku normaaljõu. Et

$$F > P \quad \text{ja} \quad F = 2Nf \quad \text{ning} \quad P = \frac{2M_t}{D_{tr}}$$

$$\text{siis } 2Nf \geq \frac{2M_t}{D_{tr}}$$

$$\text{Siit } N = \frac{M_t}{D_{tr} f} \quad N$$

Normaaljõud N tekib jõu T horisontaalkomponendi toimel.

$$\sum M_A = 0; \quad T b = N a$$

$$T = \frac{N a}{b} = \frac{M_t a}{D_{tr} f b} \quad N$$

Jõud Z tekib vastukaalu, horisontaalhoova ja elektromagneti ankrude masside G_v , G_h ja G_a koosmõjul.

Vastukaalu vajalikku massi arvestades kadusid liigendites leiame järgmiselt:

$$\sum M_c = 0; \quad Z d = 10(G_v l + G_a k + G_h e) \quad Nm$$

$$\text{millest } G_v = \frac{1}{l} (Z d \cdot \frac{1}{10} - G_a k - G_h e) \quad kg$$

$$\text{ehk } G_v = \frac{1}{l} \left(\frac{M_t a e}{D_{tr} f b \eta 10} - G_a k - G_h e \right) \quad kg$$

kus $\eta = 0,9 \dots 0,95$ on hoobade kasutegur.

Tõstemehhanismi piduril $(G_v)_{tab} \geq G_h$ ja sõidumehhanismi piduril $(G_v)_{tab} \geq G_v$, kus $(G_v)_{tab}$ - tabelis antud vastukaalu suurus.

Kontrollime elektromagneti vastavust. Elektromagneti tõstejõud P_m määratakse tasakaalutingimusest liigendi C suhtes:

$$\sum M_c = 0; \quad P_m k = 10(G_v l + G_a k + G_h e) \quad Nm$$

$$\text{siit } P_m = \frac{10}{k} (G_v l + G_a k + G_h e) \quad N$$

Siinjuures peab

$$(P_m)_{tab} \geq P_m$$

Elektromagneti käigu pikkust kontrollitakse valemiga

$$h_a = 2,2 \xi \frac{b k}{a c k_1} \quad mm$$

kus $k_1 = 0,8 \dots 0,85$ on ankrukäigu kasutustegur,

ξ - paku maksimaalne eemaldumine piduritrumlist.

Piduri normaalseks tööks peab

$$(h_a)_{\text{tab}} \geq h_a$$

Piduri arvutus lõpetatakse pindsurve kontrolliga piduripaku ja piduritrumli vahel.

$$\text{Kuna } N = \frac{M_t}{D_{\text{tr}} f} \quad \text{ja} \quad F_k = \frac{\sqrt{D_{\text{tr}}}}{360} B_{\text{tr}} \alpha$$

$$\text{siis } q = \frac{N}{F_k} = \frac{360 M_t}{\sqrt{D_{\text{tr}}}^2 B_{\text{tr}} f} \leq [q] \quad \text{N/m}^2$$

kus $\alpha = 60 \dots 90^\circ$ on piduripaku soovitatav haardenurk,

$[q]$ - lubatud pindsurve.

6. Lintpidurid

Pidurdus toimub piduritrumli ümber oleva teraslindiga. Hõõrdeteguri suurendamiseks kaetakse lindi sisepind hõõrdmaterjaliga, mis kinnitatakse lindi külge neetide, kruvide või liimiga. Malekorras neetide või kruvide pead peavad hõõrdpinna sees olema uue katte vähemalt poole paksuse võrra. Lindi otsad kinnitatakse piduri juhthoovastiku külge. Pidur käitatakse jalgpedaali, käsihoova või elektromagnetiga. Lindi haardenurk piduritrumliga on kuni 360° .

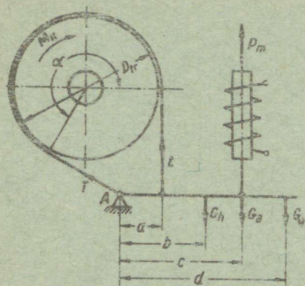
Lintpidureid kasutatakse valusildkraanade peatõstemehhanismidel, ehituskraanadel, ekskavaatoritel jne. Lintpidurid on lihtsa konstruktsiooni ja väikese gabariidiga ning suudavad arendada suuri pidurdusmomente. Viimane sõltub lindi haardenurgast.

Lintpiduri puuduseks on võlli paindekoormus pidurdamisel, ebahütlane pindsurve lindil ja selle tagajärjel ka lindi ebahütlane kulumine, pidurdusmomendi sõltuvus trumli pöörlemissuunast (lihtsal lintpiduril) ning suure käitamisjõu vajadus reversseeritavail lintpidureil.

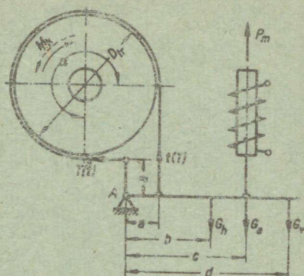
Lintpidurid jagunevad liht-, kaksik-(diferentsiaal-) ja summeerivateks piduriteks (joon. 44, 45, 46).

L i h t l i n t p i d u r i (joon. 44) pidurdusmoment

$$M_t = k_t M_k \quad \text{Nm}$$



Joonis 44. Lihtlintpiduri arvutusskeem



Joonis 45. Summeeriva lintpiduri arvutusskeem

Arvutatud pidurdusmomendi järgi valitakse tabelist trumli läbimõõt D_{tr} .

Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_{tr}} \quad N$$

Lindi koormuse määramine Euleri valemitega: trumli pealejooksvas lindiharus

$$T = te^{f\alpha} \quad N$$

trumliilt mahajooksvas lindiharus

$$t = \frac{T}{e^{f\alpha}} \quad N$$

Trumli ringjõud

$$P = T - t \quad N$$

Asendades saame:

$$P = T - \frac{T}{e^{f\alpha}} = \frac{T(e^{f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha}} \quad N$$

Avaldame t:

$$t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} \quad N$$

kus e on naturaallogaritmi alus,

f - hõõrdetegur,

α - lindi haardenurk radiaanides.

Toodud valemid kehtivad lintpidurite kohta, mille lint on seestpoolt kaetud hõõrdmaterjaliga kogu haardenurga ulatuses.

Elektromagneti tõmbejõu määramise momentide tasakaalutینگimusest punkti A suhtes. Suletud piduril

$$ta = (G_h b + G_a c + G_v d) \quad 10 \quad Nm$$

avatud piduril

$$P_m e = (G_h b + G_a c + G_v d) 10 \quad \text{Nm}$$

seega

$$t_a = P_m c$$

ja magneti vajalik tõmbejõud

$$P_m = \frac{t_a}{c \eta} \quad \text{N}$$

kus $\eta = 0,9 \dots 0,95$ on hoobade kasutegur.

Elektromagneti käigu pikkus

$$h_a = 1,2 \xi \alpha \frac{c}{a} \quad \text{mm}$$

kus α on lindi haardenurk radiaanides,

$\frac{c}{a}$ - hoova ülekangetegur, tavaliselt 3...6, erijuhul 10...15,

1,2 - tegur, mis arvestab lindi ja trumli kulumist,

ξ - lindi ja trumli vaheline pilu, mis oleneb trumli läbimõõdust.

Normaalse pilu tagamiseks võetakse öla pikkuseks

$$c = k_1 h_a \frac{a}{\xi \alpha} \quad \text{mm}$$

kus k_1 on ankrukäigu varutegur, $k_1 = 0,8 \dots 0,85$.

Vajalik elektromagnet valitakse P_m ja h_a saadud suuruste järgi.

Piduri vastukaalu mass

$$G_v = \frac{0,1 t_a - g_h b - G_a e}{d} \quad \text{kg}$$

Reversseeritavuse korral on vastukaalu mass

$$G_v = \frac{0,1 T_a - G_h b - G_a e}{d} \quad \text{kg}$$

Piduritrumli pöörlemisel vastu kellaosuti liikumissuunda vahetuvad lindi koormused ja vastavalt sellele suureneb vajaliku vastukaalu mass. See on põhjuseks, miks lihtlintpidurit ei kasutata reversseeritavates mehhanismides ja sageli nimetatakse ühesuunaliseks piduriks.

Lindi laius B_1 määratakse tingpindsurve järgi:

$$q = \frac{2T}{d_{tr} B_1} \leq [q] \quad \text{N/m}^2 \quad \text{ja} \quad B_1 = \frac{2T}{d_{tr} [q]} \quad \text{m}$$

kus T on pealejooksva lindiharu koormus N ,

D_{tr} - trumli läbimõõt m ,

$[q]$ - lindi lubatud pindsurve N/m^2 (tabelist),

B_1 - lindi laius m (tabelist).

Lindi paksus arvutatakse valemitega

$$\sigma_t = \frac{T}{(B_1 - id_1)\delta} \leq [\sigma]_t \quad N/m^2$$

$$\delta = \frac{T}{(B_1 - id_1)t} \quad m$$

kus i on neetide arv ühes reas,

d_1 - needi läbimõõt, $d_1 = 4 \dots 10$ mm,

$[\sigma]_t$ - lindi materjali lubatud tõmbepinge N/m^2 .

Terasel CT.3 on $[\sigma]_t = 700 \cdot 10^5$ N/m^2 ,

terasel CT.6, 40, 45 $[\sigma]_t = 1200 \cdot 10^5$ N/m^2 .

Lindi kinnitamiseks vajalik ühe lõikepinnaga neetide arv pealejooksvas lindiharus

$$Z = \frac{4T}{\pi d_1^2 [\tau]}$$

mahajooksvas lindiharus

$$Z = \frac{4t}{\pi d_1^2 [\tau]}$$

Kahe lõikepinnaga neetide arv pealejooksvas lindiharus

$$Z = \frac{2T}{\pi d_1^2 [\tau]}$$

mahajooksvas lindiharus

$$Z = \frac{2t}{\pi d_1^2 [\tau]}$$

Pealejooksva lindiharu neetliited kontrollitakse pindsurvele valemiga

$$\sigma_s = \frac{T}{zd_1\delta} \leq [\sigma]_s \quad N/m^2$$

mahajooksva lindiharu neetliidetal

$$\sigma_s = \frac{t}{zd_1\delta} \leq [\sigma]_s \quad N/m^2$$

$$\begin{aligned}
 & \text{Lubatud löikepinge ja pindsurve terasel CT.2 - } [\tau] = \\
 & = 500 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, [\sigma]_s = 1100 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2; \text{CT.3 - } [\tau] = \\
 & = 600 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, [\sigma]_s = 1300 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.
 \end{aligned}$$

Lindi kinnitustapp arvutatakse löikele kahes pinnas:

$$\tau = \frac{4T}{2\sqrt{d}d^2} \leq [\tau] \text{ N/m}^2 \text{ ja } d = \sqrt{\frac{2T}{\sqrt{[\tau]}}} \text{ m}$$

Reguleerimispolldi läbimõõt arvutatakse tõmbele:

$$\sigma_t = \frac{4T}{\sqrt{d_p}d_p^2} \leq [\sigma]_t$$

siit

$$d_p = \sqrt{\frac{4T}{\sqrt{[\sigma]_t}}} \text{ m}$$

kus d_p on polldi keerme siseläbimõõt m,

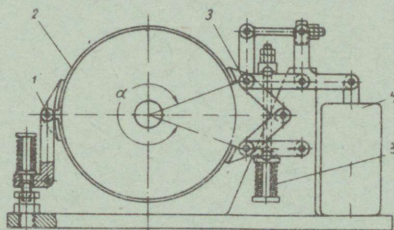
$$[\sigma]_t - \text{lubatud tõmbepinge; terasel CT.3 ja CT.4}$$

$$[\sigma]_t = (700 \dots 800) 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Piduri töövõime kontroll:

$$P_m h_a \geq \frac{M_t \varepsilon \alpha}{D_{tr} k_1 \eta} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}$$

Summeerival lintpiduril (joon.46) kinnitatakse nii peale- kui ka mahajooksev lindiharu horisontaalhoova liigendist võrdsele kaugusele.



Joonis 46. Kaksiklintpidur

Lindi selline kinnitusviis võimaldab trumli pöörlemis-suuna muutmisel säilitada momentide võrdsuse liigendi A suhtes ning vastukaalu suurus ei muutu. Summeerivat lintpidurit nimetatakse ka kahesuunaliseks ehk reversseeritavaks lintpiduriks.

Et piduri avanemisel mõeldakse lindiharud soodustavaid lindi eemaldumist trumli pinnast, siis võrdsetel tingimustel on elektromagneti käigu pikkus antud juhul kaks korda väiksem kui lihtlintpiduril.

Summeeriva lintpiduri pidurdusmoment

$$M_t = k_t M_k \quad \text{Nm}$$

Vastavalt pidurdusmomentidele valitakse tabelist trumli läbimõõt. Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_{tr}} \quad \text{N}$$

Lindiharude koormused arvutatakse Euleri valemitega:

$$T = \frac{P e^{\frac{f\alpha}{2}}}{e^{\frac{f\alpha}{2}} - 1} \quad \text{ja } t = \frac{P}{e^{\frac{f\alpha}{2}} - 1} \quad \text{N.}$$

Elektromagneti tõmbejõu leiame järgmiselt.

Suletud piduril

$$\sum M_a = 0; \quad T a + t a = (T + t) a = (G_h b + G_a c + G_v d) 10 \quad \text{Nm}$$

avatud piduril

$$\sum M_a = 0; \quad P_m c \eta = (G_h b + G_a c + G_v d) 10 \quad \text{Nm}$$

$$(T + t) a = P_m c \eta \quad \text{ning } P_m = \frac{(T + t) a}{c \eta} \quad \text{N}$$

Elektromagneti käigu pikkus

$$h_a = 0,6 \varepsilon \alpha \frac{c}{a} \quad \text{mm}$$

Arvutatud P_m ja h_a järgi valime elektromagneti.

Magneti rakenduspunkti kaugus

$$c = k_1 h_a \frac{2a}{\varepsilon \alpha} \quad \text{mm}$$

Vastukaalu mass

$$G_v = \frac{1}{d} [0,1(T + t)a - G_h b - G_a c] \quad \text{kg}$$

Lindi laius

$$B_t = \frac{2T}{D_{tr} [\eta]} \quad \text{m}$$

Lindi paksus

$$b = \frac{T}{(B_1 - 1 d_1) [\sigma]_t} \quad \text{m}$$

Lindi kinnituse arvutus on analoogiline lihtlintpiduri omaga.

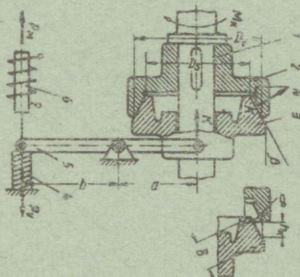
Piduri töövõime kontroll:

$$P_{mha} \geq \frac{2M_t}{D_{tr} (e^{f\alpha} - 1)k_1 k_2} \quad Nm$$

kus α on lindi haardenurk radiaanides.

7. Aksiaalspidurid

Aksiaalseid koonuspidureid (joon. 47) kasutatakse lihtsamatel käsi- ja mehaanilise ajamiga töstemehhanismidel (tallid, telferid). Sisekoonusega muhv 2 on liidetud võlliga 1



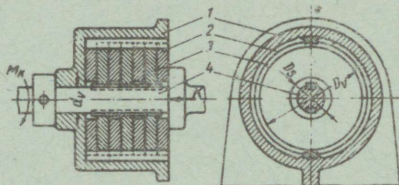
Joonis 47. Aksiaalkoonuspidur

ja pöörleb koos viimasega. Väliskoonusega muhv 3 on asetatud võllile 1 pöördevabalt ja ankurdatud hoova 5 abil masina raami külge. Sisselülitatud elektromagnet 6 pingutab vedru 4 ja lahutab hoovega 5 muhv 2 ja 3. Väljalülitatud elektromagneti puhul on pidurimuhvid omavahel vedruga 4 kokku surutud. hõõrdeteguri suurendamiseks on väliskoonus tavaliselt hõõrdmaterjaliga kaetud.

8. Ketas- e. lamellpidurid

Ketaspiduril (joon. 48) on kettad 3 asetatud võlli 4 hammastele või liistule ja pöörlevad koos võlliga. Kettad 2 asetsevad silindrilise kere 1 sisepinnal kujundatud hammas-

tel või liistul, kusjuures kere on jäigalt liidetud masina raami külge. Aksiaaljõud tekitab ketaste vahel hõõrdejõu. Hõõrdejõudude moment peab suurem olema võllile mõjuvast väändemomendist ja vastama paindemomendi suurusele.



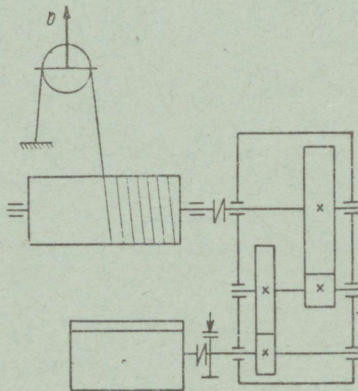
Joonis 48. Aksiaalketaspidur

V p e a t ü k k

EHITUSMASINATE MEHHAANISMID JA KÄIGUOSA

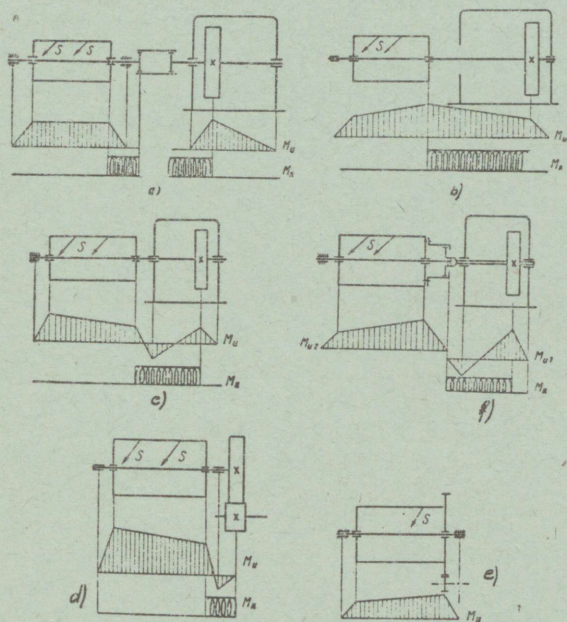
1. Tõstemehhanismide skeemid

Tõstemehhanismi põhimõtteline skeem on joonisel 49. Tävaliselt koosneb tõstemehhanism silindriliste hammasratastega



Joonis 49. Tõstemehhanismi põhimõtteline skeem

või tigureduktorist, mis on ühendusmuhvi kaudu elektrimootoriga liidetud. Reduktiori väljuv võll ühendatakse trumliga, kasutades elastset sõrmmuhvi МГБТ (ГОСТ 2229-55) või hammasmuhvi (ГОСТ 5006-55). Et elektrimootori võllil on väändemoment minimaalne, asetatakse pidur sinna. Tavaliselt on piduritrumliks ühendusmuhvi üks pool.



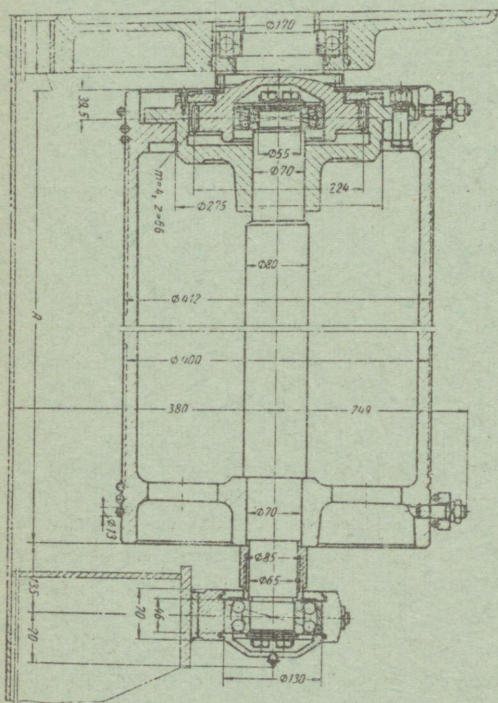
Joonis 50. Trumli ühendus reduktoriga

Tõstemehhanismi omadused sõltuvad suurel määral trumli ja reduktori ühendusviisist. Selle sõlme lahendamiseks on mitu võimalust. Esimese puhul asetatakse trumli võll kahele iseisvale toele ja ühendatakse reduktoriga muhvi abil (joon. 50, a). Mugav on pikendatud hammasmuhv, mis võimaldab ühendatavate võllide suhtelist nihkumist ja hõlbustab mehhanismi montaaži. Ühendus on töökindel, hõlbustab monteerida ja hooldada, kuid liialt suurte mõõtetega. Viimaste vähendamiseks pan-

nakse völli kahele või kolmele toele, kus trumli völli on üheaegselt ka reduktori väljuvaks völliks.

Kahetoeline völli (joon. 50,b) on väga raske. Kolmetoeline völli (joon. 50,c) on tundlik koostamise ebatäpsuse suhtes. Mõlemal juhul ei saa reduktorit koostada ja katsetada eraldi ning neid kaht skeemi kasutatakse vähe.

Mõningates konstruksioonides antakse väändemoment trumlile üle lahtise hammaspaariga. Hammasratas on kinnitatud kes trumli völlile (joon. 50,d) või vahetult trumlile (joon. 50,e). Viimasel juhul töötab trumli völli ainult paindale. Kaht viimast skeemi kasutatakse käsi- ja eritõstemehhanismides (kahetrumli-ssed valukraanad).



Joonis 51. Trumli ühendus reduktoriga hammasmuhvi abil

Kõige ratsionaalsemaks lahenduseks on trumli telje ühe toe paigutamine reduktori väljuva võlli konsooli sisse (joon. 51), kasutades ühenduseks hammasmuhvi. Reduktori võll ja trumli telg asuvad kahel teel ning on staatiliselt määratud. Trumli telg töötab ainult paindele.

Tõstemehhanismi konstruktsioon oluliselt polüspasti kordsusest. Selle suurendamisel väheneb trossi läbimõõt ning saab vähendada trumli ja plokkide läbimõõtu. Suureneb aga trossi pikkus ja kerimiskiirus trumlile. See viib vintsü ülekandearvu vähendamisele, sest lasti tõstekiiruse säilitamisel suureneb trumli pöörete arv. Kraanades, kus tross keritakse trumlile ilma juhtplokkidelt suunamiseta (näit. sildkraanad), kasutatakse kahekordseid polüspaste. Unifitseeritud kraanadel **БНИИПТМА II** on kasutusel kahekordse polüspasti järgmised kordsused:

Tõstejõud t	3	5	10	15	20	30	50	70	100	125
Kahekordse polüspasti kordsus	1	2	2	3	4	3	5	4	5	6

Kraanades, kus tross jookseb trumlile üle juhtplokki (noolkraanad), kasutatakse suurendatud kordsusega tavalisi polüspaste. Väikese tõstejõuga (1...3 t) kraanadel riputatakse last trossi ühe haru külge. Suure tõstekõrgusega noolkraanadel tehakse nii tõstejõuni 5 t ja 10 t. Kuni 25 t puhul kasutatakse kahe-, kolme- ja isegi neljakordseid polüspaste. Suuremate tõstevõimete korral võib polüspasti kordsus ulatuda kaheksani.

2. Elektrimootori valik

Tõstemehhanismi mootori võimsus

$$N_m = \frac{10(Q + G) v_Q}{\eta} \quad W$$

kus Q on tõstevõime kg,

G - lasti haardseadise mass kg,

v_Q - lasti püsitõstekiirus m/s,

η - mehhanismi kasutegur.

Arvutatud võimsuse alusel valitakse vajalik elektrimootor. Reduktor võetakse ülekandearvu i järgi:

$$i = \frac{n_m}{n_{tr}}$$

kus n_m on valitud mootori pöörde arv minutis,

n_{tr} - trumli pöörde arv minutis;

$$n_{tr} = \frac{60v_Q k_n}{\pi D_{tr}} \quad \text{p/min}$$

kus k_n on polüspasti ülekandearv,

D_{tr} - trumli arvutusläbimõõt m.

Tõstemehhanismi ajamis kasutatakse horisontaalreduktoreid PM ja $\Pi\Pi$.

Elektrimootori ja reduktori valikul tuleb arvestada mehhanismi töörežiimi. Valitud elektrimootoril kontrollitakse käivitusmomenti seosega

$$\psi_\phi = \frac{M_d}{M_{st}} \leq \psi_m$$

kus M_d on elektrimootori väändemoment mehhanismi käivitusel,

M_{st} - mootori staatiline väändemoment lasti tõstmisel,

ψ_ϕ - käivitusmomenti ja staatilise momendi suhe,

ψ_m - lubatud ülekoormustegur.

Käivitusmoment

$$M_d = \frac{10QD_{tr}^2}{2k_n i_o \eta} + \frac{10QD_{tr}^2 n_m}{375 i_o^2 k_n^2 t_d \eta} + \sqrt[6]{m \frac{(GD^2)n_m}{375t_d}} \quad \text{Nm}$$

kus Q on tõstevõime kg,

D_{tr} - trumli arvutusläbimõõt m,

k_n - polüspasti ülekandearv,

i_o - valitud reduktori ülekandearv,

η - mehhanismi kasutegur,

GD^2 - elektrimootori hoomoment Nm^2 ,

$\sqrt[6]{m} = 1,1 \dots 1,25$ - tegur, mis arvestab mehhanismi teiste detailide hoomomente,

t_d - mehhanismi käivitus- (kiirendus-) aeg sõltuvalt tõstekiirusest v_Q :

$$t_d \geq 5 v_Q \quad s$$

Mootori staatiline moment arvutatakse valemiga

$$M_{st} = \frac{10QD_{tr}}{2k_n^3 \eta} \quad Nm$$

3. Pöördemehhanismi ehitus

Pöördemehhanismi ülesandeks on pöörata üht osa koos lastiga. Pöördemehhanismiga kraanad võib jagada kahte gruppi: a) tõstevõime oleneb nooleulatusest, b) ei olene.

Eristatakse kaht liiki tõstemehhanisme. Esimesel asub pöördemehhanismi ajam kraana mittepöörleval osal ja pöördosa liigub ajami suhtes, teisel asub pöördemehhanismi ajam kraana pöördosal ja liigub koos sellega.

Joonisel 52 on teist tüüpi pöördemehhanism. See asub pöördplatvormil ja koosneb mootorist 1 ning ühendusmuhvist 2 koos tigureduktoriga 3. Horisontaaltiguratlas annab hammasratta 4 abil pöördemomendi vertikaalvõllile. Viimase hammasrattas 5 hambub kraana liikumatu osa hammasringvööga.

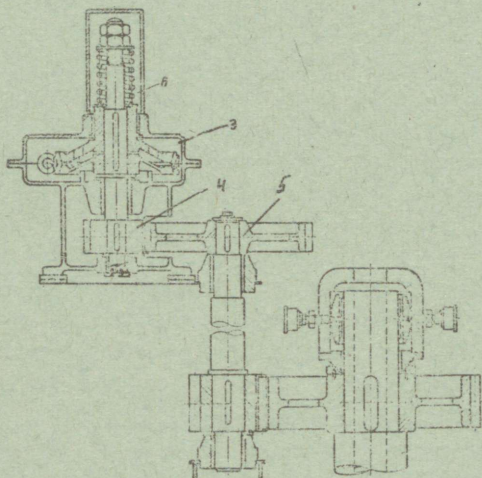
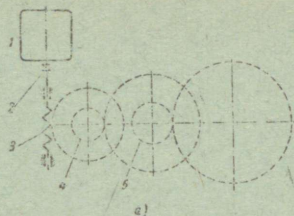
Mootori töötamisel liigub hammasrattas 4 ümber hammasratta 5 ja pöörab kraana pöördosa koos lastiga.

Esimest tüüpi kraanadel paigutatakse hammasrattas 5 pöördosale, mehhanism ise asetatakse liikumatule osale.

Enamikul pöördemehhanismidest on tigureduktor, sest sel on suur ülekandearv. Noole pöörete arv minutis on 1...3,5 ning kasutades elektrimootorit 750...1000 p/min, ülekandearv $i_0 = \frac{n_1}{n_n} = 200...1000$. Tigüülekanne $i_t = 30...40$ ja silindriline hammaspaar $i_n = 10...25$. Hammasvöö suure läbimõõdu korral võetakse pöördehammasratta hammaste arv 9...12.

4. Elektrimootori valik

Mootori võlli staatiline moment



Joonis 52. Pöördemehhanism

$$M_{stm} = WR \frac{1}{i \eta}$$

kus W - kraana pöördosa liikumise summaartakistus,
 R - takistuse rakenduspunkti kaugus pöörlemisteljest m ,
 i - mootori võlli ülekandearv pöörlemisteljele,
 η - ülekande kasutegur.
 Pöörlevate masside inertsjõududest tulev dünaamiline moment mootori võllil

$$M_{dün} = \frac{n_m}{10i^2 \eta t} \sum J + 1,25 \frac{n_m}{10t} \cdot \frac{GD^2}{40}$$

kus n_m - mootori pöörete arv minutis,

i - mootori võlli ülekandearv pöörlemisteljele,

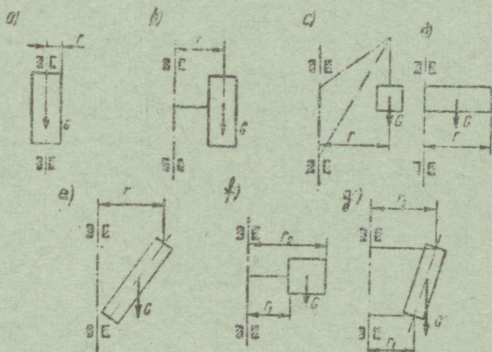
η - ülekande kasutegur

t - käivitusaeg s,

J - kraana üksikute elementide inertsmomentide summa
(torn, nool, last jne.) kGms^2 ,

$G D^2$ - mootori ankru hooment kGm^2 .

Üksikute elementide inertsmomentid võib määrata järgmistest valemitega (joon. 53):



Joonis 53. Kraana inertsmomentide skeem

$$J = \frac{Gr^2}{2g} \quad (\text{joon. 53, a})$$

$$J = \frac{Gr^2}{g} \quad (\text{joon. 53, b})$$

$$J = \frac{Gr^2}{3g} \quad (\text{joon. 53, c})$$

$$J = \frac{G}{3g} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2 - r_1} \quad (\text{joon. 53, d})$$

$$J = \frac{G}{3g} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) \quad (\text{joon. 53, e})$$

Mootorit kontrollitakse ka ülekoormusele käivitusmomentide:

$$\frac{M_k}{M_{\text{nom}}} \leq \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{min}}}$$

kus M_{nom} - mootori nimimoment.

$$M_{nom} = 716,2 \frac{N_{nom}}{n_m} \quad \text{kGm}$$

kus N_{nom} - nimivõimsus mootori võllil HJ,

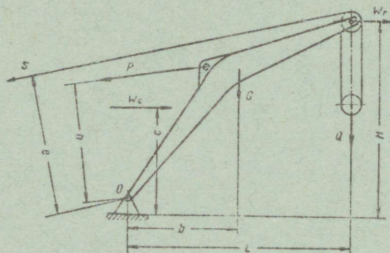
n_m - mootori pöörde arv p/min,

$\frac{M_{max}}{M_{min}}$ - ülekoormuse lubatud väärtus mootori tehnilise karakteristiku järgi.

5. Nooletõsteseade

Pöörd- ja noolkraanade nooleulatust võib muuta vintsvankriga, mida teisaldatakse noolel rõht- või kaldsuunas, ning noole tõstmise või allalaskmisega püsttasapinnas.

Noole tõstmiseks tuleb rakendada noolele jõud P (joon. 54), mille suuruse määrame noolele maksimaalse väljaulatuse korral mõjuvate kõikide jõudude momentide tasakaaluvõrrandist:



Joonis 54. Kraana noolele mõjuvad jõud

$$M_O = QL + Gb - Ph - Se + W_R H + W_C c = 0$$

kus Q - lasti kaal,

G - noole omakaal,

S - lasti tõstetrossi pingus,

W_R ja W_C - lastile ja noolele mõjuv tuulekoormus,

b, h, e, H, c - mõjuvate jõudude G, P, S, W_R, W_C vastavad õlad.

$$P = \frac{QL + Gb - Se + W_r H + W_c c}{h}$$

Jõud P tekitatakse polüspastidega, mille kordsus oleneb kraana tõstejõust.

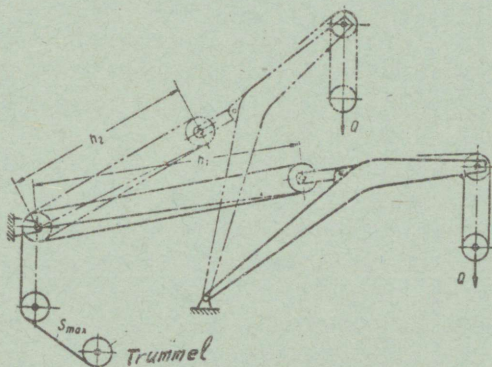
$$S_{\max} = P \frac{1 - \eta}{(1 - \eta)^m b}$$

kus m - polüspasti kordsus,

η - ploki kasutegur,

b - nooletõsteseadme plokkide arv.

Noole tõstmisel pinge trossis väheneb koos lasti ja noole omakaalu momentide vähenemisega. Et mootori võllil oleks moment konstantne, kasutatakse koonustrumlit. Noole tõstmisel madalaimast asendist kõrgeimasse muutub liikuva ja liikumatu ploki telgede vahe suuruse $\Delta h = h_1 - h_2$ (joon. 55) võrra ning



Joonis 55. Polüspasti käigupikkuse määramine

trossi kerimiskiirus trumlile

$$v_k = \frac{\Delta h_m}{t}$$

kus m - polüspasti kordsus,

t - noole tõsteaeg.

Elektrimootori võimsus noole maksimaalse väljaulatuse korral

$$N_{\max} = \frac{S_{\max} v_k}{102 \eta_m} \quad \text{kW}$$

kus η_m - seadme kasutegur.

Noole kõrgeim asend peab olema niisugune, et tõstetrossi pinguse ja tõstejõu mõjul ei pöörduks nool tagasisuunas lastitrossi katkemisel.

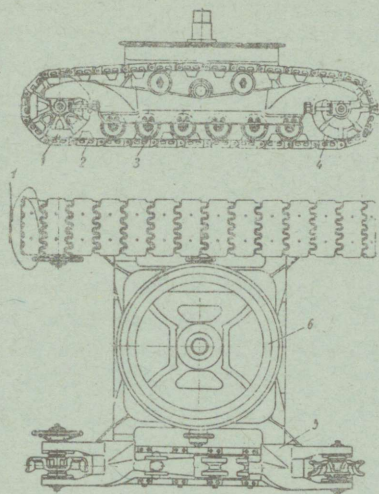
Nooletõsteseadmel peab olema pidur varuteguriga 1,75. Seejuures noole omakaalu, vastukaalu ja tuule poolt tekitatud staatiline moment piduri võllil võetakse suurim võimalikust.

6. Liikumismehhanism ja käiguosa

Kraanad, ekskavaatorid ja paljud teised ehitusmasinad liiguvad töötamisel või töökoha vahetamisel. Transpordimasinatel, nagu autod, traktorid, kummiratastega püksiirid, ise-liikuvad ja järelveetavad kärud, on liikumine põhitöök.

Kõigil neil masinatel on kas rööbastega või rööbaste (roomik-, ratas- ja sammu-) käiguosa. Rööbastel liiguvad torn- ja sildkraanad, betoonkattemasinad, telferid, monorelsid jne. Roomikute erisurve pinnasele on väga väike ja neid kasutatakse peamiselt teedeta olukorras ning väikeste kiirustega masinatel. Rataskäiguosa on kõige universaalsem ja väga laialt kasutusel. Sammuosas kindlustab roomikutest veelgi madalama erisurve pinnasele ning võtab vastu suuri vertikaalkoormusi, on aga väga väikese liikumiskiirusega.

Roomikkäiguosa kasutatakse traktoritel, ekskavaatoritel ja mõningatel teedemasinatel (näit. asfaldilääturid). Koosneb roomikulülidest 2, veorastastest 1, juhtrastastest 4 koos pingutusseadisega, tugi- ja kanderullikutest 3 (joon. 56) ning vedrustusest. Viimane on roomikkäiguosa detailide ühendamiseks masina kerega. Roomik liigub suletud kontuurina ja tugirullikutel tema peal liigub masin ise. Roomikulülid on sõrmedega šarniirselt ühendatud. Tugirullikud on varus-



Joonis 56. Ekskavaatori roomikkäiguosa

äärikutega, mis suunavad roomikuid masina liikumisel. Ülemise, tühijooksuharu kandjaks on kanderullikud. Roomiku paneb liikuma vedav ratas 1. Roomikmasina puutepind pinnasega on suurem kui ratasmasinal, seega on suurem ka läbitavus ja haardumine pinnasega. Roomikud on monteeritud käiguvankri raamile 5, millel asub tugipöördering 6.

Roomikekskavaatorite liikumiskiirus on väike (0,8... 3,2 km/h), seepärast kasutatakse neil jäika vedrustust, mis kindlustab masina stabiilsuse. Roomiktraktoritel kiirusega 8...12 km/h on pooljäik, suurendatud liikumiskiirusega roomikmasinatel aga elastne balansseeriv vedrustus.

Pehmes ja soises pinnases töötamisel kasutatakse laiendatud sooroomikuid.

Ehitusekskavaatorite keskmine erisurve pinnasele on 0,65...0,9, normaalroomikutega traktoritel 0,38...0,5 ja sooroomikute puhul 0,2...0,3 kg/cm².

Keskmine erisurve on tinglik suurus. Ekskavaatori või roomiktraktori töötamisel rippseadmega võib koormus jaotuda pinnasele ebaühtlaselt ning suurim erisurve muutuda mitmekordseks keskaisega võrreldes. Arvestamata sellist nähtust, eriti nõrkadel pinnastel töötamisel, võib masin kaotada stabiilsuse ja pinnase vajumise tõttu ümber kalduda.

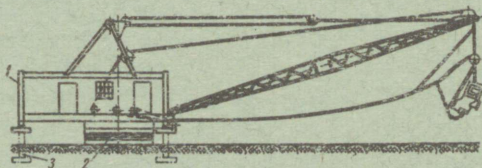
R a t a s k ä i g u o s a on ka jääkade metallrataste või kummiratastega. Jäiku rattaid kasutatakse ainult statsionaarselt väheliikuvatel masinatel. Tänapäeval kasutatakse rööbasteta ehitusmasinatel põhiliselt kummirattaid.

S a m m u m i s o s a kasutatakse ekskavaatoritel, mis töötavad nõrkadel pinnastel. Sammumisosa eelised: a) väike erisurve pinnasele - 20...50 kN/m² (0,2...0,5 kg/cm²), seega saab valmistada raskeid masinaid tööks nõrkadel pinnastel; b) võimalik ületada väikesi püst- ja rõhttakistusi (kännud, kivid, augud, pinnaselõhed jms.); c) saab käigul pöörata suvalise nurga all masina pikitelje suhtes ja jätkata liikumist uues suunas; sageli roomikmasinatel pole sellist võimalust.

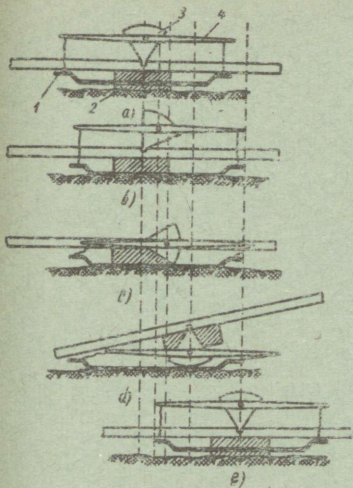
Prudused: a) väike liikumiskiirus - praktiliselt 5...6 m/min või 0,30...0,35 km/t; b) kogu masina võnkumine ja vibreerimine liikumisel; c) käiguosa suured mõõtmed, mis ei võimalda liikuda teedel ja vedada ekskavaatorit transpordimasinatel.

Samm-masinatel võib olla:

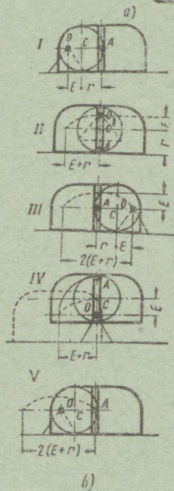
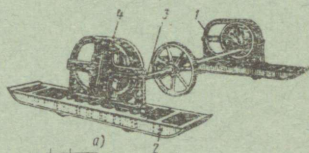
- a) tross-tungraud- (joon. 57),
- b) sektor- (joon. 58),
- c) ekstsentrik- (joon. 59),
- d) hüdrosilindersammumisosa (joon. 60).



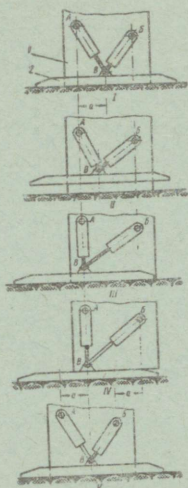
Joonis 57. Tross-tungraudsammumisosa



Joonis 58. Sektorsammumisosa



Joonis 59. Ekstsentriskammumisosa



Joonis 60. Hüdrosilindersammumisosa

7. Kandkonstruktsioonide arvutuskoormused

Ehitusmasinate metallkonstruktsioonide arvutusel arvestatakse alalist ja liikuvat koormust, inertsjõude püst- ja rõhttasapinnas ning tuulekoormust.

Alalistest koormustest hulka kuuluvad konstruktsiooni omamassist tulenevad koormused. Arvutuse lihtsustamiseks võetakse need ühtlaselt jaotatuna kogu konstruktsiooni ulatuses. Ehitusmasinate osade (mehhanismid, juhikabiin jne.) massist tulenevad koormused võetakse koondatuna konstruktsiooni vastavatesse lõigetesse ja sõlmedesse. Kuna liikumisel esinevad löögid, ei ole omakoormused täielikult staatilised. Seepärast arvutuslik alaline koormus

$$q_{\text{arv}} = k_q q$$

kus q -- konstruktsiooni alaline ühtlaselt jaotatud omakoormus;

k_q -- parandustegur, mis arvestab dünaamilisi koormusi kraana liikumisest.

Konstruutsiooni liikumiskiirus m/min	Parandustegur k_q
kuni 60	1,1
60...120	1,2
üle 120	1,3

Nool- ja pöördkraansidel, mis ei liigu, võetakse alalist koormuste hulka transportitava lasti ja haardseadiste oma-koormused rakendatuna noole peaplokkide kinnituspunkti. Töötamisel tekkivaid inertsjõude arvestab dünaamiline parandustegur

k_Q :

Üldotstarbelised kraanad:

kergel režiimil	1,2
keskmisel režiimil	1,3
raskel režiimil	1,4
Greiferkraanad	1,3
Montaažikraanad tõstejõuga üle 50 t	1,1

Lasti arvutuslik koondatud omakoormus

$$P_Q = k_Q Q$$

Liikuvate koormuste hulka kuuluvad vertikaalsurved kraanavankri ratastest selle liikumisel.

$$P_1 = P_r + k_Q P_Q$$

kus P_r - ratta surve kraana omamassist,

P_Q - kraanavankri ratta surve tõstetava lasti ja seadise massist.

Horisontaalinertsiskoormused tekitavad kraanasilla pidurdamisel või pöördemehhanismi käitamisel ja pidurdamisel. Sildkraanade inertsjõud on suunatud põiki silda ja võrdub 0,1 (pooled käiguratastest on vedavad) või 0,05 (neljandik käiguratastest on vedavad) mõjuvast vertikaalkoormusest, mis on määratud tegureid k_q ja k_Q arvestamata. Konstruktsiooni omamassist tulenevaid inertsjõude vaadeldakse ühtlaselt jaotatuna silla pikkuses, lastivankri survest aga koondatuna.

Noolkraanade horisontaalinertsiskoormus võetakse 0,1 omakoormust, arvestamata tegurit k_Q . Koondatud horisontaalinerts-

koormus lasti massist on rakendatud noole peaploki kinnituspunkti ning arvuliselt 0,1 lasti ja haardseadise omakoormust. Sama suur koormus tekib lasti kaldumisel vertikaalist 6°.

T u u l e k o o r m u s kraanadele määratakse vastavalt standardile [OCT 1451-42.

$$P_t = p(F + F_1) \quad \text{kg}$$

kusjuures $F = F_{br} - F_t = k_t F_{br}$

Siin p - tuule arvutuslik erisurve kg/m^2 ,

F - tuule suunaga risti olev masina ja mehhanismide pind m^2 ,

F_{br} - brutopind (gabariitpind) m^2 ,

F_t - konstruktsiooni elementide ja mehhanismide vahelised tühemikud m^2 ,

k_t - tühemikke arvestav tegur (sõrestikel $k_t = 0,3... \dots 0,4$, mehhanismidel $k_t = 0,8...1,0$),

F_1 - tuule suunaga risti olev lasti pind m^2 .

C. T Õ S T E - T R A N S P O R D I M A S I N A D

Tõste-transpordimasinaid kasutatakse rahvamajanduse kõikides harudes, kus on tegemist mahukate lastivooludega.

Töö iseloomult jagunevad tõste-transpordimasinad perioodilise ja pideva toimega (tööviisiga) masinateks, sõltuvalt liikuvusastmest statsionaarseteks (alusele kinnitatud vintsid, pöördkraanad jt.) ning liikuvateks (kraanad, telferid jt.).

Ajami tüübi järgi tuntakse käsi-, elektri-, hüdro- ja pneumoajamiga ning sisepõlemismootorilt käitatavaid tõste- ja transpordimasinaid.

Nimitöörežiim võib olla kerge (A), keskmine (C), raske (T), eriti raske (BT) ja pidevalt eriti raske (BTH).

Nimitõstevõime kasutustegur

$$K_q = \frac{Q_k}{Q_{nom}}$$

kus Q_k - keskmine (aastaringne) tõstetava lasti mass,

Q_{nom} - mehhanismi nimitõstevõime.

Mehhanismi aastaringne kasutustegur

$$K_a = \frac{t_a}{365}$$

kus t_a - mehhanismi tööpäevade arv aastas.

Mehhanismi ööpäevane kasutustegur

$$K_s = \frac{t_s}{24}$$

kus t_s - mehhanismi töötundide arv ööpäevas.

Mehhanismi suhteline lülituskestus

$$\eta_B = \frac{t_{ts}}{T_{ts}} 100 \quad \%$$

kus t_{ts} - mehhanismi summaarne tööaeg tsükli vältel,

T_{ts} - mehhanismi töötsükli üldkestus.

Tõste-transpordimasinad jagatakse liikumise iseloomu ja võimaluste ning teenindatava objekti järgi järgmiselt:

1) ühe liikumisvõimalusega masinad lasti ümberpaigutamiseks püst-, kald- või rõhtsuunas (tungraud, ripptalid jt.);

2) kahe liikumisvõimalusega masinad lasti tõstmiseks ja horisontaalseks ümberpaigutamiseks ribakujulisel teenindusobjektidel (liikuvad talid, telferid jt.);

3) kahe liikumisvõimalusega masinad lasti tõstmiseks ja pööramiseks ringjoone- või selle osa kujulisel teenindusobjektidel (kindla ulatusega statsionaarsed pöördkraanad);

4) kolme liikumisvõimalusega masinad lasti tõstmiseks, horisontaalseks ümberpaigutamiseks ja pööramiseks ringi- või sektorikujulisel teenindusobjektidel (muudetava ulatusega kraanad);

5) kolme liikumisvõimalusega masinad lasti tõstmiseks ja horisontaalseks ümberpaigutamiseks omavahel ristuvates suundades ristkülikukujulisel teenindusobjektidel (üldkasutatavad sildkraanad jt.);

6) enam kui kolme liikumisvõimalusega masinad lasti tõstmiseks, horisontaalseks ümberpaigutamiseks omavahel ristuva-

tes suundades ja kallutamiseks või pööramiseks ristkülikukujulisel teenindusobjektidel (eriülesandega sildkraanad jt.);

7) määramata teenindusobjektiga masinad (auto-, ujuv-, raudtee- ja roomikkraanad).

Olenevalt masina otstarbest, konstruktsiooni iseärasustest ja teenindusobjekti kujust võib perioodilise toimega masinaid (t õ s t e m a s i n a i d) liigitada järgmiselt: tungraud, vintsid, talid, ehitustõstukid, statsionaarsed ja kerged teisaldatavad kraanad, derrick-, torn-, nool-, sild-, portaal- ning kaabelkraanad.

Pideva toimega masinateks (t r a n s p o r d i m a s i n a t e k s) on konveierid, elevaatorid, ripptrössteed, transporditorud, aerorennid, psumotranspordivahendid, laadurid.

I p e a t ü k k

TUNGRAUD, VINTSID JA TALID

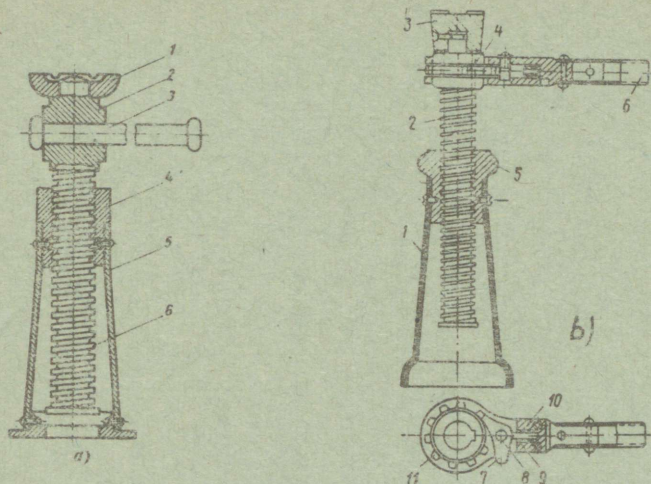
1. Tungraud

Tungraudu kasutatakse remondi-, montaaži- ja paigaldustöödel lasti tõstmiseks ja hoidmiseks väikesel kõrgusel. Tungraudade iseärasuseks on nende paigutamine lasti alla ja äärmiselt väike tõstekiirus.

Konstruktsiooni erinevuste ja kasutatava ajami järgi eristatakse kruvi-, hammaslatt- ja hüdrotungraudu.

K r u v i t u n g r a u d on lihthoova, hammastõkesti või supordiga.

Lihthoovaga tungraud (joon. 61, a) kandelemendiks on sammas 5, millele on kinnitatud trapets- või ruutkeermega mutter 4. Viimasesse keeratakse kruvi 6, mille ülemine osa 2 on kujundatud vastavalt sellele, kas kruvi pööratakse hoovaga 3 või kitsastes tingimustes hammastõkesti ja hoovaga (joon. 61, b). Kruvi ülaosale toetub vabalt pöörduv ja mõningase nurgiasetuse võimalusega pea 1.



Joonis 61. Kruvitungraud: a) lihthoovaga, b) hammastökestiga

Hammastökestiga kruvitungraua (joon. 61,b) konstruktsioon on sama, kuid hoova 6 teljele on asetatud kahepoolne tõkestilink (lõkats) 7, millega pööratakse kruvile kinnitatud tõkestiratast 11. Lingi asetus fikseeritakse pärsiga (fiksaatoriga) 9 ja vedruga 10.

Tõstetud lasti horisontaalseks ümberpaigutamiseks kasutatakse tungrauaaluseid suporte (joon. 61,c). Selleks pööratakse kruvi 1; mutter 2 on ühendatud tungraua sambaga.

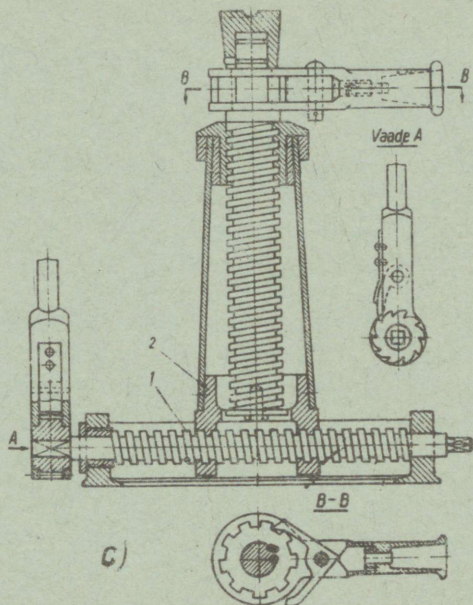
Tõstekiiruse suurendamiseks kasutatakse kaksikkruviga tungraudu. Kumbki kruvi on erisuunalise keermega, kusjuures sisekruvi mutter on moodustatud õõnsa väliskruvi ülemisse osa. Väliskruvi pööramisel tõuseb samaaegselt ka mittepöörlev sisekruvi.

Lasti tõstmisel kruvitungraua hoovale rakendatav jõud

$$P = \frac{Qt}{21\eta} \quad N \text{ (kg)}$$

kus Q - tõstetava lasti raskusjõud N (kg),

t - kruvikeerme samm m (mm),



Joonis 61,c. Kruvitungraud supordiga

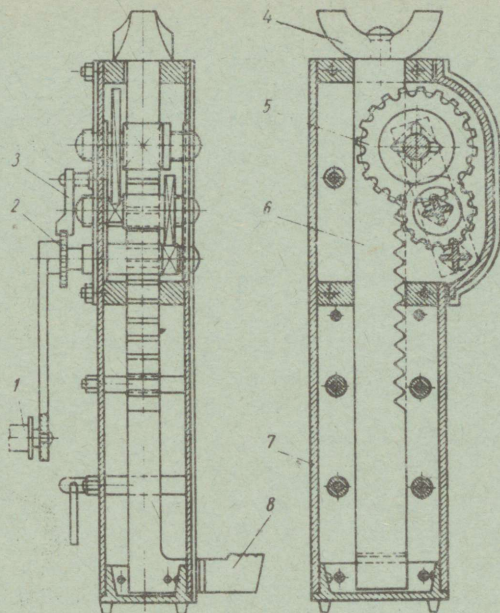
1 - hoova pikkus (pöörderaadius) m (mm),

η - kruvitungraua kasutegur ($\eta = 0,3 \dots 0,4$).

Madala kasuteguri põhjustab isepidurdav keere, mis ei lasse lasti ka vabalt alla vajuda.

Kruvitungraudade tõstevõime on 30...200 kN, tõstekõrgus 0,130...0,290 m ja mass 6,5...92 kg.

Hammaslatt-tungraua (joon. 62) tõste-
 elemendiks on ristkülikukujulise ristlõikega hammaslatt 6, mis on paigutatud kere 7 juhtpindade vahele. Lati ülerrajale otsale toetub pea 4, alumine aga on painutatud 90° all ja moodustab käpa 8. Lasti tõstmine ja langetamine toimub ohutu vändaga 1 mitmeastmelise hammasajami 5 abil. Käpaga saab tõsta madalal asetsevat lasti, kusjuures käpa tõstevõime on tavaliselt pool tungraua oma.



Joonis 62. Hammaslatt-tungraud

Mittepidurdavatel hammaslatt-tungraudadel võib lasti tõstmiseks ja langetamiseks kasutada tavalist vända, kuid igal juhul on vända võllil hammastõkesti 2, mille link on kinnitatud tungraua kere külge. Lasti tõstmisel libiseb link vabalt tõkestirattal, vända seiskamisel aga hoiab lasti üleval. Lasti langetamisel lülitatakse link välja.

Hammaste koormuse ühtlustamiseks kasutatakse ka kahepoolseid hammaslatte, millel on kaks tiguajamit (vasak- ja parempoolse käiguga) ja nendega seostatud hammasrattad. Lisapidurdusseadmed puuduvad, sest ajam on isepidurduv. Sellise latt-tungraua kasutegur on väiksem kui tavalisel hammaslatt-tungraul.

Lasti tõstmisel vända käepidemele rakendatav jõud

$$P = \frac{Qd_3}{2i\eta} \quad N \text{ (kg)}$$

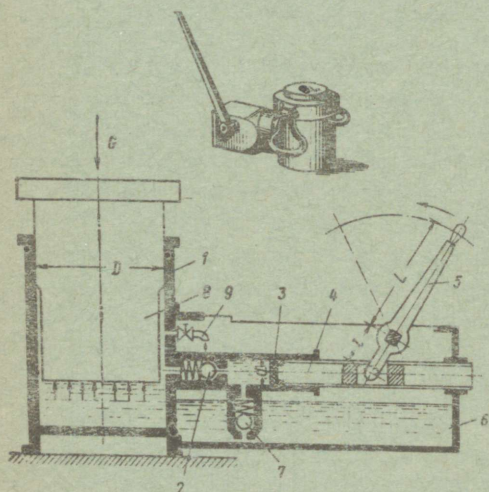
- kus Q - tõstetava lasti raskus N (kg),
 d_3 - hammaslatiga hambuva hammasratta jaotusringi läbi-
 -mõõt m ,
 i - hammasrataste ülekandearv ($i = 4 \dots 6$),
 l - vända pikkus (pöörderaadius) m ,
 η - tungraua kasutegur (ühe hammasrattapaari korral
 $\eta = 0,85$; kaheastmelise hammasülekande puhul $\eta =$
 $= 0,7$).

Tavaliste ühepoolsete hammaslatt-tungraudade tõstevõime on 30...100 kN, tõstekõrgus 0,35...0,40 m ja mass 35...73 kg.

Peale vaadeldud hammaslatt-tungraudade kasutatakse ka liigendtungraudu tõstevõimega 100 kN.

Hüdrotungraudu iseloomustab kõrge kasutegur ($\eta = 0,75 \dots 0,85$), sujuv käik, peatamise täpsus, isepidurdumus, väike tõstekirus ja -kõrgus, kompaktsus ning suur tõstevõime.

Eristatakse perioodilise ja pideva toimega hüdrotungraudu. Esimesed on tavaliselt käsi-, teised mehaanilise ajamisega.



Joonis 63. Käsi ajamisega hüdrotungraud

Käsiajamiga hüdrotungraua (joon. 63) hoova 5 pööramisel vasakule nihutab hoova alumine ots (tõukur) silindris 3 asuvat plunžerit 4 paremale. Surveklapp 2 on suletud ning vedelik pääseb anumast 6 imiklapi 7 kaudu silindrisse 3. Hooba pööramisel paremale liigub plunžer vasakule, vedelikus tekkinud rõhu tagajärjel avaneb surveklapp 2 ja sulgub imiklapp 7 ning vedelik suunatakse silindrisse 1 kolvi 8 alla. Selle tagajärjel tõuseb kolb 8 koos lastiga Q. Lasti langetamiseks tuleb avada ventiil 9, mille kaudu vedelik voolab silindrist 1 anumasse 6. Lange-
tuskliirust saab reguleerida ventiili 9 avamise ulatusega.

Toodetakse ka käsiajamiga hüdrotungraudu ilma ventiilita 9. Klappide avamiseks on plunžeril apetsiaalne varras ja nokk; imiklapp asetseb horisontaalselt. Lasti langetamiseks tuleb pöörata hooba paremale äärmisesse seisusse, mille tagajärjel plunžeri ees asuv varras avab klapi 2, plunžeri külge kinnitatud nokk aga klapi 7 ja vedelik pääseb silindrist anumasse 6. Langetuskliirust reguleeritakse klappide avamise ulatusega. Lasti tõstmisel on hoova kõik paremale piiratud.

Vedeliku rõhku töösilindris kontrollitakse manomeetriga, kusjuures töövedelikuna kasutatakse mittekülmuvat vee, piirituse ja glütseriini segu või värtnaõli.

Käsiajamiga hüdrotungraua hoovale rakendatav jõud

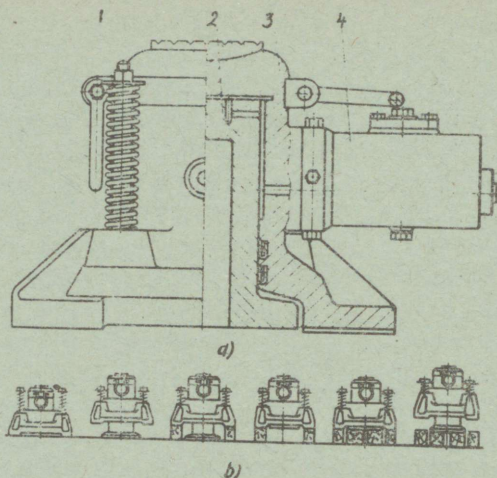
$$P = \frac{Qld^2}{LD^2\eta} \quad N \text{ (KG)}$$

kus Q - tõstetava lasti raskus N (KG),

- l - tõukuri õlg m,
- d - plunžeri läbimõõt m,
- L - hoova pikkus m,
- D - kolvi läbimõõt m,
- η - tungraua kasutegur.

Käsiajamiga hüdrotungraudu toodetakse tõstevõimega 500...
...2000 kN, tõstekõrgusega 0,180 m ja massiga 120...330 kg.

Elektriajamiga hüdrotungraua (joon. 64) kolbpumbast 4 suunatakse vedelik töösilindrisse. Vedeliku rõhu tagajärjel tõuseb silinder 3 koos vedelikuanuma, pumba ja lastiga ja surub kokku vedrud 1. Kolb 2 jääb tugielemendiks. Kui silindri



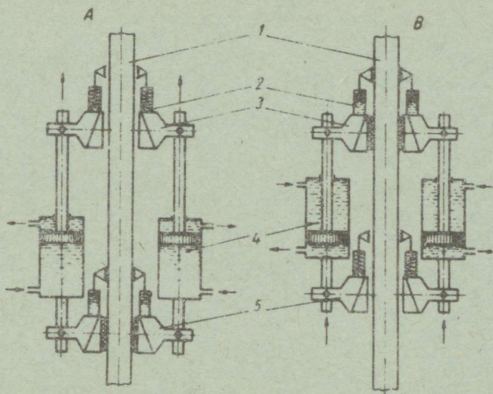
Joonis 64. Elektriagamiga hüdrotungraud:
a) üldvaade, b) tõstmise

paiknemisel ülemises asendis asetada toed silindri käppade alla ja avada ventiil, siis vedrude 1 surveel liigub kolb 2 üles (silinder 3 on antud juhul tugielemendiks) ja surub vedeliku silindrist anumasse. Nüüd asetame toed kolvi põhja alla ja tõsteoperatsioon võib jätkuda.

Kirjeldataud tungraudu toodetakse tõstevõimega 500... ..3000 kN, tõstekõrgusega 0,120...0,220 m ja massiga 125... 1400 kg.

Suuremööduliste ja ühe tungraua tõstevõimet ületava massiga lastide tõstmiseks ning ümberpaigutamiseks kasutatakse tungraudade patareisid (grupee), mis töötavad ühe elektriliselt käitatava pumba baasil.

Eriti raskete koormate tõstmisel pakuvad suurt praktilist abi ronitungraud (joon. 65). Ronitungraud koosneb töösilindrist 4 ja hüdrotõukurite 2 ning ekstsentriliste kiilhoovadega ülemisest 3 ja alumisest 5 haardurist tugisamba 1 haaramiseks. Kui alumine haardur on kinnitunud, tõstavad võimsad hüdrotungraud koos koormaga ka ülemise haarduri. Viimane pi-

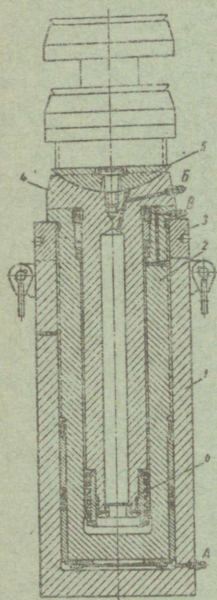


Joonis 65. Ronitungraua töötamine

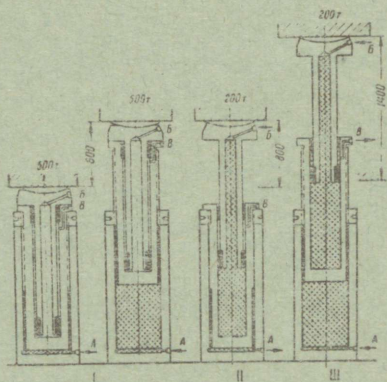
durdatakse abihüdrotõstukite poolt käitatavate kiiludega (seis A). Nüüd võetakse lahti alumine haardur, tõstetakse üles (seis B), pidurdatakse, ning uus töotsükkel võib järgneda. Ühe sammu ulatus on 0,34...0,35 m. Töö on täielikult automatiseeritud.

Kaasaegses ehitustegevuses kasutatakse ka teleskooptungraudu (joon. 66), mis koosnevad korpusest 1, peaplunžerist 2, kaitsemutrist 3 ja abiplunžerist 4. Viimase ülaosal on sfäärilise alusega pea 5, alaosal aga kolb 6. Teleskooptungraudu toodetakse tõstevõimega 2000...5000 kN, maksimaalse tõstekõrgusega 1,4 m ja massiga 3400 kg. Olenevalt lasti massist ja tõstekõrgusest töötab tungraud pea-, abi- või mõlema plunžeriga korraga. (joon. 67).

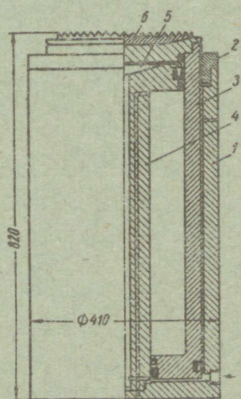
Väärrib tähelepanu Moskva trusti ЦПКБ väljatöötatud uus originaalse konstruktsiooniga hüdrotungraud (joon. 68), mis on ehituselt kompaktne ja väikese massiga. ЦПКБ tungraud koosneb hüdrotsilindrist 1 ja lihtsast kaitseesadisest - mutrist 2, mida pööratakse käsitsi olenevalt kolvi väljumisest. Silindrisse paigutatud kahest erikonstruktsiooniga kolvist on 3 liikuv, 4 aga liikumatu. Kolb 4 on ühendatud tungraua keskambaga. Selline konstruktsioon võimaldas luua tungrauas lisatööruumi 5. Liikuv kolb on suletud kaanega, millele toetub



Joonis 66. Teleskooptung-
raud



Joonis 67. Teleskooptungraua
töötamine



Joonis 68. ЦПКГ hüdrotungraud

lasti sfäärilise alusega kandepea 6. Silindri ja kolvi tihendamiseks kasutatakse standardseid kummitihendeid.

ЦПКС tungraud töötab järgmiselt. Pumbast suunatakse vedelik kahte tööruumi, kus ta surub liikuva kolvi kahele tööpinnale - põhjale ja kaanele. Vedeliku rõhu tagajärjel tõuseb kolb koos temale asetatud lastiga. Kolvi 3 tagasikäiguks suunatakse vedelik kesksambas asuva kanali kaudu kolvidevahelisse ruumi.

ЦПКС hüdrotungraudu toodetakse tõstevõimega 200, 630 ja 5000 kN, tõstekõrgusega 0,3 ja 0,6 m ning massiga vastavalt 22,40 ja 75 kg.

Mehaanilise ajamiga hüdrotungraudade tõstevõime Q määratakse valemist

$$Q = Fp \quad \text{kN}$$

kus F - kolvi ristlõike pindala m^2 ,

p - vedeliku rõhk silindris kN/m^2 .



Joonis 69. Kolvita tungraua skeem

Peale kirjeldatud hüdrotungraudade kasutatakse tõstetöödel kolvita hüdrotungraudu (joon. 69). Tööpõhimõte seisneb selles, et suletud ruumi pumbatakse suure rõhu all vedelik. Selle tagajärjel tungraua seinad deformeeruvad, kusjuures deformatsiooni suurus määrabki tungraua tõstekõrguse. Kolvita tungraudade maksimaalne tõstekõrgus on 0,020 m ja tõstevõime 2,0 kN.

2. Vintsid

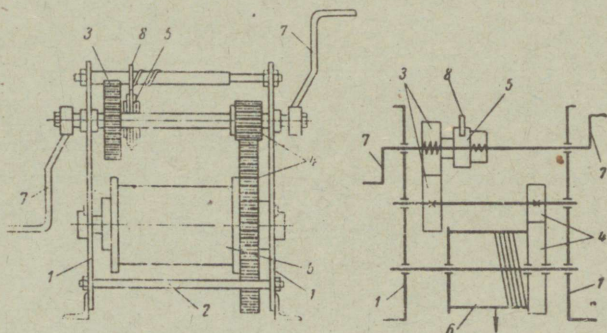
Vintsid on laialt levinud mehhanismid lastide tõstmiseks ja ümberpaigutamiseks.

Vintsid liigitatakse käitamise iseloomu järgi käsi- ja mehaanilise käitamisega vintsideks; painduva tõstelemendi järgi tross- ja kettvintsideks; ajami tüübi järgi hammasratas-, tigu-, hõõrd- (friktsioon-), rihtm- ja kombineeritud ajamiga vintsideks; liikuvuse järgi statsionaarseteks (põrandale-, seinale-, lae- ja rippvintsideks) ja teisaldatavateks vintsideks; kasutusala järgi üldkasutatavateks ja erivintsideks.

Üldkasutatavad vintsid on iseseisvad mehhanismid, erivintsid aga kraanade, ekskavaatorite ja teiste ehitusmasinate tõsteseadmed.

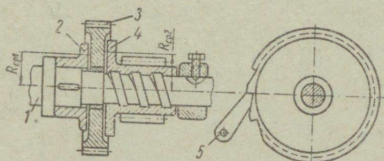
Tavaliselt koosnevad kõik vintsid raamist, ajamist, trumlist, tõkestus- ja pidurdusseadisest. Harilike vintside trumlid ei ole soonestatud ja tõstelementi võib kerida mitmekihiliselt.

K ä s i v i n t s i d on varustatud hammastõkestiga, ohutu vända ja lint- või lastipiduriga. Jõulekanne toimub peamiselt hammasajamitega, mõningatel väiksema tõstevõimega seinavintsidel kasutatakse ka mitteisepidurduvat tiguajamit. Käsivintside tõstevõime on 5...100 kN, nad kinnitatakse põrandale või seinale.



Joonis 70. Põrandale kinnitatav käsivint:
a) üldvaade, b) kinemaatiline skeem

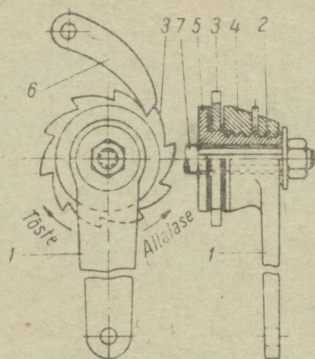
Põrandale kinnitatava käsivintsi üldvaade ja kinemaatiline skeem on joonisel 70. Vints koosneb raamist, mille moodustavad seinad 1 ja kolm ühendusvarrast 2, kahest hammasrataste paarist 3 ja 4, pidurist 5, trumlist 6 ja väntadest 7. Lastipidur 5 kindlustab lasti laskumise ning vända pööramise lakkamisel lasti automaatse peatumise lingi 8 abil.



Joonis 71. Lastipidur

Lastipidur on joonisel 71. Vedavale völli 1 on liistu abil kinnitatud piduriketask 2; piduriketask 4 võib liikuda völli keermetatud osal teljesuunaliselt ning on valmistatud vedava hammasrattaga ühtse tervikuna. Piduriketaste vahel asub hammastõkesti vabalt pöörlev ratas 3. Völli keermesuund kindlustab piduriketaste lähenemise üksteisele lasti tõstmisel, surudes tõkestiratta ketaste vahele kinni. Link 5 ei takista tõkestiratta pöörlemist lasti tõstesuunas. Tõstmise lõpetamisel või vända juhuslikul vabastamisel toetub link tõkestiratta hambale ning takistab völli pöörlemist vastupäeva. Lastipidur kindlustab pidurdusmomendi, mis on võrdeline tõstetava lasti massiga. Siinjuures on tagavarateguri väärtus vastavalt normidele 1,5.

Väikese tõstevõimega vintsidel kasutatakse ohutuid vänti, mis ei lase lasti iseenesest alla langeda. Ohutu vända üks konstruktiivsetest variantidest on joonisel 72. Vänt on oma puksiga 4, mille sisepind on keermetatud, keeratud puksile 2; see on omakorda kinnitatud kiilu abil völli 7. Ääriku 5 ja puksi 4 vahel istub vabalt tõkestiratas 3. Raskuse tõstmisel pööratakse vänta päripäeva, ta nihkub seejuures vasakule ning surub tõkestiratta ääriku 5 ja puksi 4 vahele kinni. Hõõrde-



Joonis 72. Ohutu vânt

jõududega kantakse pöördemoment üle puksile 2 ning sellelt kiilu kaudu võllile 7. Vända edasise päripäeva pööramisega tõestatakse last üles, kusjuures link 6 libiseb mööda tõkestiratta hambaid.

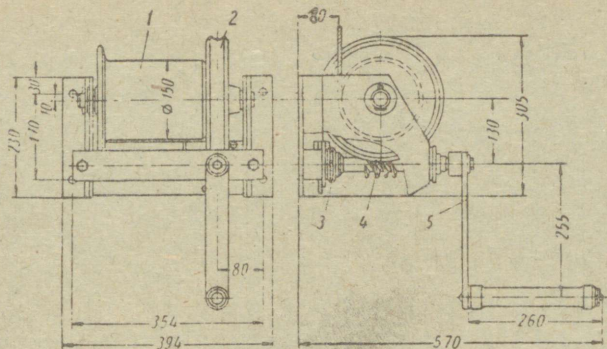
Kui lõpetada vända pööramine, pöördub kogu süsteem lasti mõjul vastupäeva, link asetub ratta hammaste vahele ning lasti allalaskmine lakkab. Lasti allalaskmiseks tuleb vânta pöörata vastupäeva, nii et ta liigub mööda keeret paremale mutrini ja vabastab tõkestiratta survest. Pärast seda hakkab võll 7 koos puksiga 4 raskuse mõjul pöörlema. Kui lõpetada vända pööramine, liigub ta uuesti mööda keeret vasakule, pigistab tõkestiratta kinni ning last peatub. On iseenesest mõistetav, et keere ei ole siin isepidurduv.

Kui vints on varustatud lintpiduriga, reguleeritakse lasti allalaskmist ja langemiskiirust kangile vajutamiseega.

Seinale kinnitatava käsivintsi üks konstruktiivseid tüüpe on joonisel 73. Vints koosneb trumlist 1, tigurattast 2, lastipidurist 3, teost 4 ja vändast 5.

Lasti tõstmisel käsivintsi vändale rakendatav jõud

$$P = \frac{QD}{2Ri\eta} \quad N \text{ (kG)}$$



Joonis 73. Seinale kinnitatav käsivints

kus Q - tõstetava lasti raskus (trossile mõjuv tõmbejõud)
 N (kG),

D - trumli läbimõõt m,

R - vända pöörlemisraadius (õlg) m,

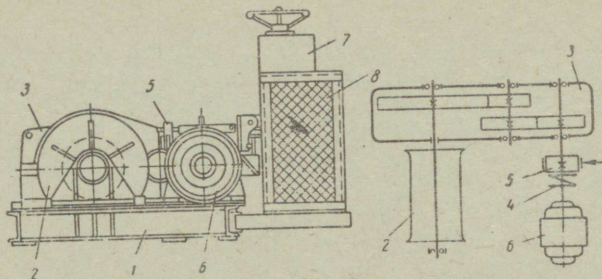
i - vintsi ajami ülekandearv,

η - vintsi kasutegur.

M e h a a n i l i s e käitamisega vintse kasutatakse nii iseseisvate tõste-transpordiseadmetena, kui ka keeruliste tõstemasinate tõstemehhanismidena. Jõuallikaks on neil vahelduvvoolu- või sisepõlemismootorid (diislid).

Toodetakse ühe- kui ka mitmetrummilisi mehaanilise käitamisega reversiiv- ja hõõrdvintse.

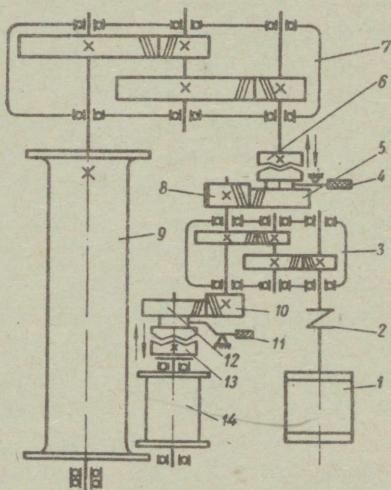
Ühe trumliga elektrireversiivvintsi üldvaade ja kinemaatiline skeem on joonisel 74. Vints koosneb raamist 1, trumlist 2, reduktorist 3, sidurist 4, pidurist 5, elektrimootorist 6, juhtimisseadme (kontrollerist) 7 ja magnetlülititest 8. Redukti vältjv völl ühendatakse trumliga hammassiduri abil. Mootori völl ühendatakse reduktori vedava völliga elastse tapp-pukssiduri või spetsiaalse hammassiduriga. Piduriks on kahepakuline elektromagnet- või siis elektrohüdrotöukuriga pidur.



Joonis 74. Elektrireversiivvints:
a) üldvaade, b) kinemaatiline skeem

Mootori lülitamine ja reverseerimine toimub elektrikäivitusseadme 7 ja 8 abil, mis asub vintsi raamil või vastaval alusel.

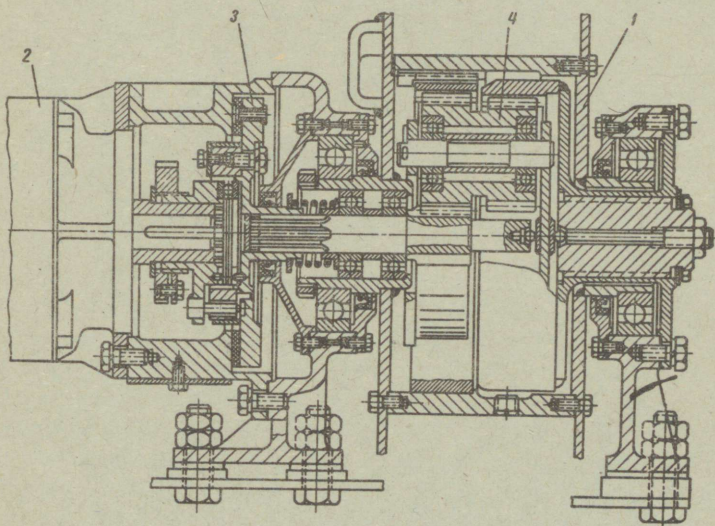
Ühe trumliga elektrireversiivvintsid on T-66, T-145, T-173, T-174, T-224 jt. tõstevõimega 1...125 kN.



Joonis 75. Kahe trumliga elektrireversiivvintsi kinemaatiline skeem

Kahe trumliga elektrireversiivvintsi T-193 kinemaatiline skeem on joonisel 75. Vints koosneb elektrimootorist 1, sõrmpukssidurist 2, reduktorist 3, elektromagnetitest 4 ja 11, hammasrattastest 5, 8, 10 ja 12, hammassiduritest 6 ja 13, peatrumli reduktorist 7, peatrumlist 9 ja abitrumlist 14.

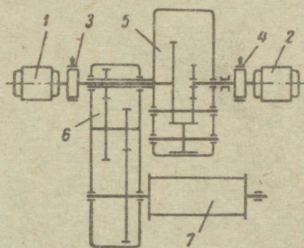
Kahe trumliga reversiivvintse kasutatakse rööbastel asuvate vagunite manööverdamiseks, kusjuures abitrumli ülesandeks on peatrumlilt jooksva trossi kerimine. Vintsi T-193 tõmbejõud on 50 kN.



Joonis 76. Planetaarreduktoriga eelektri-reversiivvints

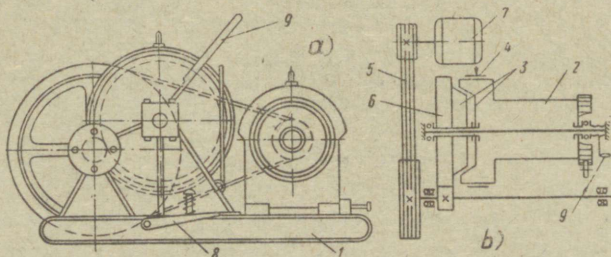
Üha enam levivad kaasaegses ehitustegevuses trumlistesse kinnitatud planetaarreduktoriga reversiivvintsid (joon. 76). Trumli 1 ja elektrimootori 2 vahel asub ketaspidur 3, mis elektrimootori käivitamise momendil automaatselt välja lülitub. Planetaarreduktori ülekandearv võib olla küllaltki suur (kuni 200).

Montaažitööde tootlikkuse suurendamiseks peab vintside konstruktsioon võimaldama tõmbetrossil liikuda erineva kiirusega. Kaasaegsete vintside juures saavutatakse see planetaarreduktorite ja mitme mootori kasutamisega. Ühe sellise reversiivvintsi kinemaatiline skeem on joonisel 77. Vints koosneb elektrimootoritest 1 ja 2, piduritest 3 ja 4, reduktoritest 5 ja 6 ning trumlist 7.



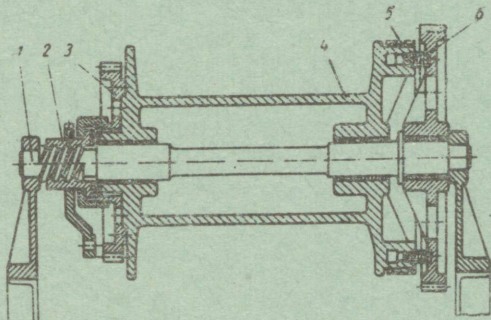
Joonis 77. Kahe mootoriga reversiivvintsi kinemaatiline skeem

See planetaarreduktori ning kahe mootoriga elektrireversiivvints võimaldab tõmbetrossil liikuda mõlemas suunas nelja kiirusega. Esimene saadakse mõlema elektrimootori samasuunalisel pöörlemisel, teine mootori 1 pöörlemisel, kolmas mootori 2 pöörlemisel ja neljas mõlema mootori vastassuunalisel pöörlemisel.



Joonis 78. Ühe trumliga hõõrdvints:
a) üldvaade, b) kinemaatiline skeem

Ühe trumliga T-109 tüüpi elektrihöõrdvintsi (joon. 78) trumli võlli käitatakse elektrimootorilt kiilrihmajamiga. Vints koosneb keevitatud raamist 1, millele on monteeritud trummel 2, hõõrdsidur 3, lintpidur 4, kiilrihmajam 5, hammas-ülekanne 6, elektrimootor 7 ja vintsi juhtimisseadis - piduri pedaali 8 ja hõõrdsiduri lülitushoob 9. Võlli on trumliga ühendatud koonussiduri abil, mille tööviis selgub jooniselt 79.

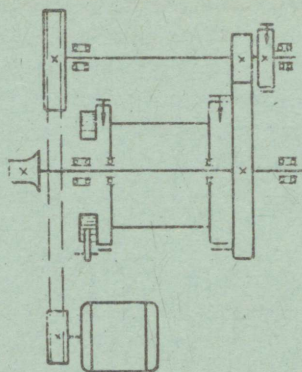


Joonis 79. Elektrivintsi trumli ühendus hõõrdsiduriga

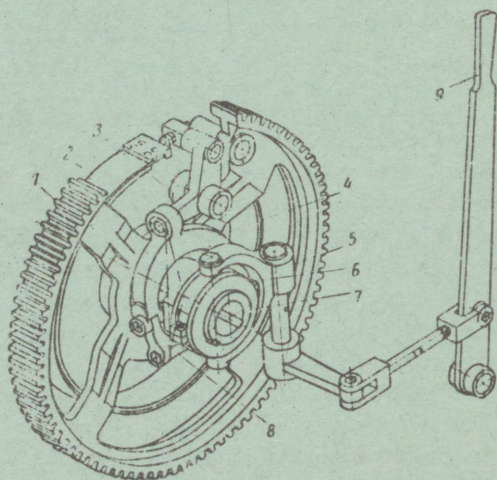
Trummel 4 toetub võllile 1 ja võib sellel vabalt pöörelda. Trumli üks äärikutest on kujundatud koonussidurina, mille välispind moodustab piduritrumli tööpinda, teise ääriku külge on kinnitatud hammastõkeste ratas 3. Piduriks on lintpidur 5. Vintsi juhtimine toimub jalg- ja käsihoobadega või automaatselt koos hõõrdsiduriga. Siduri sisse- ja väljalülitamine toimub keermetatud võlliosale asetatud muhvi 2 pööramisega, kusjuures sisselülitamisel pidur vabaneb. Surudes trumlit paremale, lülime siduri pooled.

Kaasaegne tööstus toodab veel ühe trumliga teist tüüpi hõõrdvintse (joon. 80). Neil on koonussidur asendatud lintsiduriga, sest viimane võimaldab üle kanda suuremaid pöördemomente.

Vintsi T-40 lintsiduri ehitust selgitab joonis 81. Sidur koosneb hammasrattast 1, hõõrdlindist 2, nurkhoovast 3, survekahvlist 4, hoovakahvlist 5, kaelusest 6, liugepuksist 7, survehoovast 8 ja juhtkangist 9.

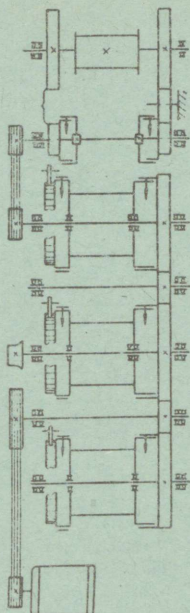


Joonis 80. Hõõrdvintsi T-40 kinemaatiline skeem



Joonis 81. Vintsi T-40 lintsidur

Peale vaadeldud hõõrdvintside kasutatakse veel kahe ja enam trumliga vintse. Kolme trumliga hõõrdvintsi T-98 kinemaatiline skeem on joonisel 82. Selliste vintsidega on varustatud peamiselt derrik- ja kaabelkraanad. Üks trumlitest on ette näh-

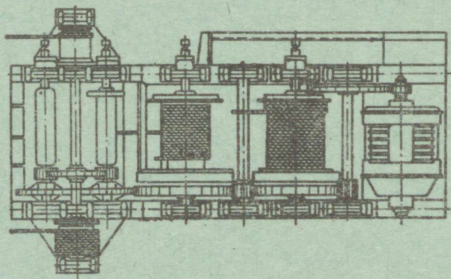
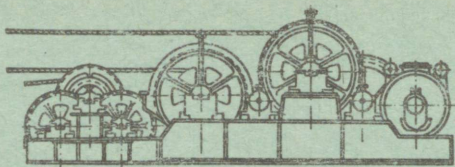


Joonis 82. Kolme trumliga hõõrdvintsi T-98 kinemaatiline skeem

tud tõstemehhanismi, teine noole, kolmas greiferi ja neljas, abitrummel, pöördeseadme käitamiseks.

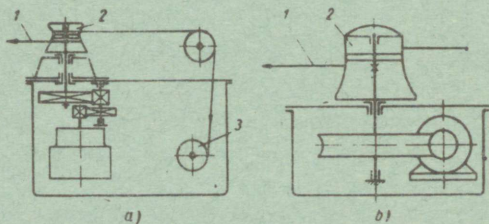
Ajutiste tõsteseadmetena kasutatakse ehitustegevuses ka kahe eraldi ja kahe koostöötava trumliga vintse, mille üldvaade on joonisel 83.

Hõõrdvintsid ei ole reversiivsed, nende mootor pöörleb alati ühes suunas. Lasti laskumine toimub lasti raskuse toimel, kusjuures sidur on välja lülitatud ja langemiskiirust reguleeritakse piduriga. Kaasajal kasutatakse hõõrdvintse üha harvemini, paljudel juhtidel asendavad neid kompaktsed ja manööverdusvõimelised reversiivvintsid.



Joonis 83. Kahe eraldi ja kahe koostöötava trumliga hõõrdvints

Tavaliste vintside kõrval, mille tross keritakse trumlile, kasutatakse ka hõõrdtrumluga vintse, nn. spille (joon. 84). Selliste vintside trumlid paigutatakse kas rõhtsalt või



Joonis 84. Hõõrdtrumluga vintsid:
a) hammasajamiga, b) tiigujamiga

püsti. Trossi 1 üks ots kinnitatakse teisaldatava eseme külge, paar keerdu keritakse ümber trumli 2, teist otsa tõmmatakse kas käe (joon. 84,b) või abivintsi (joon. 84,a). Trossi va-

jalik tõmbejõud saadakse trumli ja trossi vahelise hõõrdejõu toimel (arvutatav Euleri valemitega). Trossi keerdude arv trumli ümber on lasti teisaldamise ajal püsiv.

Mehaanilise ajamiga vintsi elektrimootori võimsus

$$N = \frac{QV}{\eta} \quad W$$

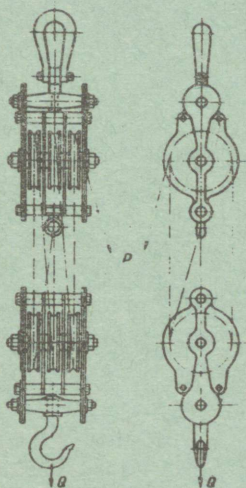
kus Q - trossiharu koormus N ,

V - lasti tõstekiirus (trumli ringkiirus) m/s ,

η - ajami kasutegur.

3. Talid

Talideks nimetatakse käsiajamiga tõstemehhanisme, millega saab väikese massiga laste tõsta piiratud kõrgusele. Talid liigitatakse köis-, hammasratas- ja tigutalideks.



Joonis 85. Kõistali

Erinevalt lihtpolüspastist on k ö i s t a l i l (joon. 85) mitu plokiratast nii liikumatu kui ka liikuva ploki telgedel. Painduvaks tõsteslemendiks on enamikul juhtudel kanepköis.

Kõistali tõsteväime

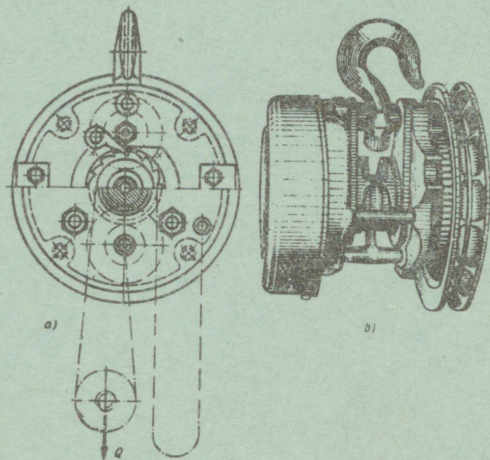
$$Q = Pz\eta \quad N \text{ (kG)}$$

kus P - kõiele rakendatud jõud N (kG),

z - kandvate kõieharude arv,

η - tali kasutegur.

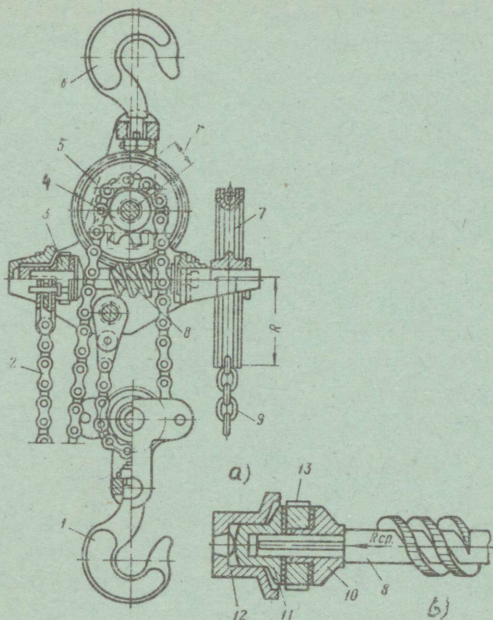
H a m m a s r a t a s t a l i (joon. 86) veetav ketiratas käitatakse veoratta ja lõputu kaliibritud lülüketi abil planetaarhammasajami kaudu. Painduva tõstelemendina kasuta-



Joonis 86. Hammasratastali:
a) lõige, b) kül-
vaade

takse veetava ketirattaga haarduvat kaliibritud lülüketti või liigendketti. Piduriks kasutatakse muutuva aksiaaljõuga lastipidurit.

T i g u t a l i l (joon. 87) on planetaarhammasajam asendatud tiguajamiga ja piduriks kasutatakse püsiva aksiaaljõuga koonus- või ketas-lastipidurit. Tigutali riputatakse üles konksuga 6. Külgseinte vahel teljel asub tiguratas 5, olles alalises hambumises teoga 8. Tigurattale kinnitatud ketiratas 4 haardub tõsteketiga 2. Keti üks ots kinnitatakse külg-



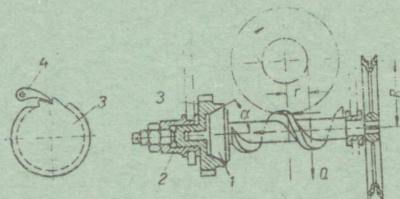
Joonis 87. Tigutali: a) üldvaade, b) ketaslastipidur

seinale, teine aga ripub vabalt või kinnitatakse nagu joonisel 87, a. Keti pikkusest oleneb tali tõstekõrgus. Tiguvõlli otsale kinnitatud veeratast 7 pööratakse lõputu ketiga 9. Lasti hoitakse nõutaval kõrgusel ketaslastipiduriga 3, mis asub tiguvõlli teisel otsal. Ketaspidur (joon. 87, b) koosneb tiguvõllile kinnitatud kahest pidurikettast 10 ja 11, mille vahel ketta 10 puksil asub vabalt tõkestiratas 13. Ketas 11 toetub liikumatule korpusele 12, kuhu on kinnitatud ka tõkestilink.

Lasti tõstmisel pöörlevad pidurikettad koos tõkestirattaga ja link libiseb vabalt viimase hammastel. Tõstmise lakkamisel püüab lasti raskus pöörata ketiratta 4 vahendusel tiguratast vastassuunas. Tigupaaris tekkiv aksiaal jõud nihutab

teo vasakule ning tõkestiratas 13 surutakse ketaste 10 ja 11 vahele kinni. Tõkestilink toetub seejuures ratta hambale ning last hoitakse tõstetud kõrgusel. Lasti allalaskmiseks on vaja ketile 9 rakendada vastavat jõudu.

Analoogilise tööpõhimõttega on ka aksiaaljõul töötav koonuspidur (joon. 88). See koosneb tiguvõllile kinnitatud sisekoonusel 1 ja koonusekujulise süvendiga tõkestirattast 3,



Joonis 88. Koonus-lastipidur

mis toetub oma tapiga liikumatule toele 2. Kuna lasti tõstmisel ja allalaskmisel tigupaaris tekki aksiaaljõud on samasuunaline, on piduri koonilised tööpinnad surutud vastu teineteist. Tigutali kasuteguri suurendamiseks tehakse ajamitteisepidurdur, siinjuures tigukeerme tõusunurk on $15...20^\circ$. Tigutalide tõstevõime on $5...100$ kN ja tõstekõrgus kuni 3 m.

Lasti tõstmisel tõmbeketile rakendatav jõud

$$P = \frac{Qr}{m i R \eta} \quad N \text{ (kG)}$$

kus Q - lasti raskus N (kG),

r - ketiratta raadius m ,

m - polüspasti kordsus,

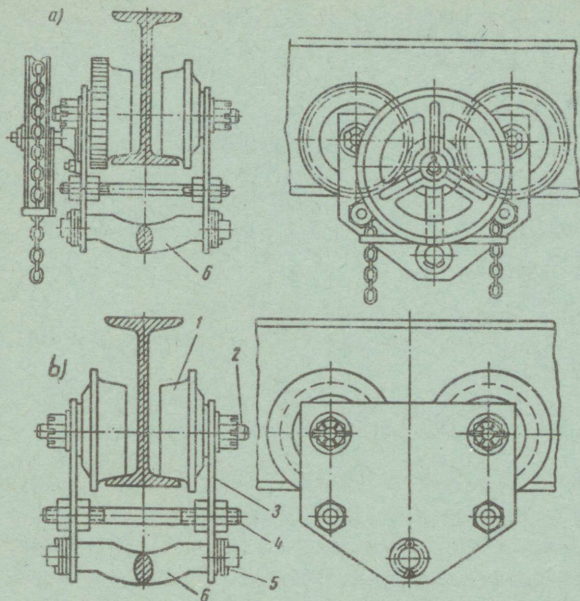
i - tali ülekandearv,

R - veoratta raadius m ,

η - tali kasutegur.

Kui koos tõstmisega on vaja lasti ka horisontaalselt ümber paigutada, riputatakse tali talivankri külge, mis liigub lakke kinnitatud rõopal.

Talivanker on kas käsikäitamismehhanismiga (joon. 89,a) või ilma (joon. 89,b). Tavaline talivanker koosneb neljast käigurattast 1, telgedest 2, omavahel varrastega

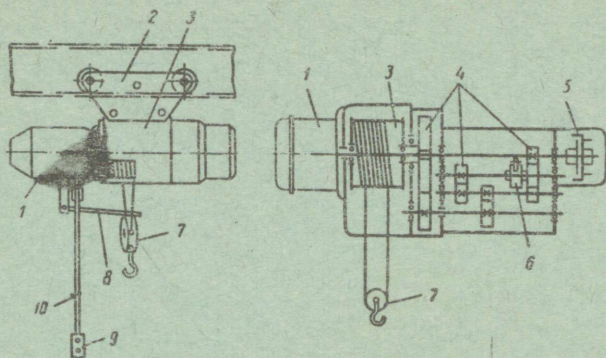


Joonis 89. Talivanker: a) käsikäitamisega, b) käitamismehhanismiga

4 ühendatud külgeisest 3, reguleerimiselibidest 5 ja lastitraaversist 6. Käsikäitamisega talivankrid on lisaks varustatud käitamismehhanismiga, mis koosneb hammasülekandest, veeketist ja ketirattast. Talivankrid liiguvad mööda monorelssi e. üksikrööbast (I-tala).

E l e k t r i t a l i on kompaktne tõstemehhanism, mis riputatakse paikse konstruktsiooni või talivankri külge. Kui elektritali on kinnitatud mehaanilise ajamiga talivankri külge, nimetatakse teda elektritelferiks.

T e l f e r i sõiduteeks on I-tala alumine vöö. Telfer (joon. 90) koosneb elektrimootorist 1, vankrist 2, trumlist 3, reduktorist 4, elektromagnetilisest ketaspidurist 5, lastipidurist 6, tõstepöluspastist 7, kõrguspiirelist 8 ja surunupplütist 9, mis on ühendatud telferiga kaabli 10 abil.



Joonis 90. Elektritelfer: a) üldvaade, b) kinemaatiline skeem

Telferid seeriast TB valmistatakse tõstejõuga 2,5... ..50 kN. Äärikuga vahelduvvoolumootorit toidetakse kaablite või trollidega. Tali tõstemehhanism paikneb piki vankrit.

Telferid seeriast T3 valmistatakse tõstevõimega 1,5... ..7,5 kN. Telferitel 1,5...2,5 kN ei ole mehaanilist sõidumehhanismi, kuid neil võib olla eriline elektriveduk.

Peale elektritalide kasutatakse ka p n e u m o t a l i s i d tõstevõimega 2,5...50 kN, tõstekõrgusega 3...4 m ja rõhuga 4...6 baari.

II p e a t ü k k

EHITUSTÖSTUKID

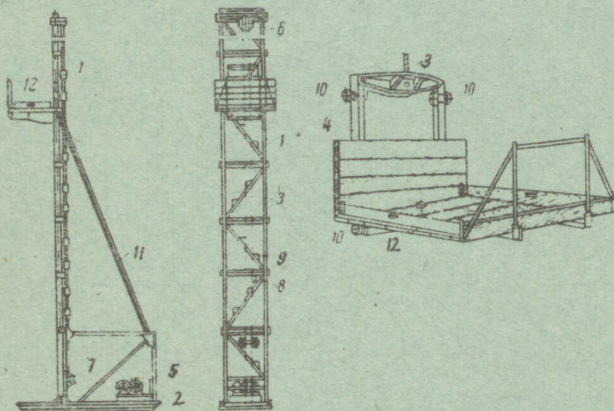
Ehitustõstukid kujutavad endast seadmeid lastide tõstmiseks ühelt tasapinnalt teisele. See toimub spetsiaalsete tõsteseadistega (kabiinid, kelgud, vankrid, kopad, anumad, platvormid jne.), mis liiguvad mööda tõstuki suunureid (juhtpinde). Tõsteseadised käitatakse reversiiv- ja hõõrdvintsidega.

Sõltuvalt liikuvusastmest jagunevad ehitustõstukid stationaarseteks ja iseliikuvateks. Esimese rühma moodustavad mast-, šaht-(kaev-), tross- ja kopptõstukid, teise aga auto- ja traktortõstukid. Eri rühma kuuluvad montaažimastid ning fermi- ehk sõrestikutõstukid.

1. Masttõstukid

Tuntakse nii ühe kui ka kahe juhtmastiga tõstukeid. Vastavalt sellele liigitatakse masttõstukid ühe- ja kahetoeliseks.

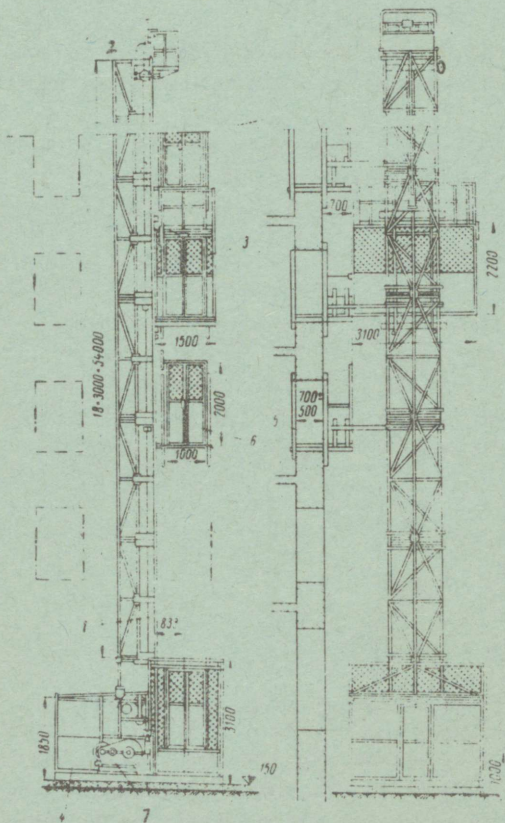
Kahetoeline masttõstuk T-37 on joonisel 91. Tõstuki mast koosneb kahest karprauast, mis on omavahel põik- 8 ja kaldraudadega 9 ühendatud. Mast koostatakse



Joonis 91. Kahetoeline masttõstuk T-37

üksikutest lülidest poltide abil ja kinnitatakse keevisraamile 2. Viimasele on asetatud ka vints 5. Vertikaalasendis hoitakse masti kaldtugedega 11. Kui masti kõrgus ületab 10 m, kinnitatakse ta ehitatava hoone seina külge trossidega või siis ankrute abil kandepinnale. Mööda suunureid (karpraudu),

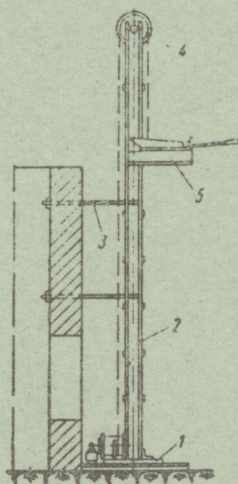
toetudes ratastega 10 viimase äärtele, liigub vanker 4, millele on konsooliselt kinnitatud lastiplatvorm 12. Vankrit veab vintsitross 3, mis jookseb üle juhtplokkide 7 ja 6. Kahetoelise masttõstuki asetatakse vastu ehitatava hoone seina. Tõstuki asukohta muudetakse käsivintside või siis seadme oma vintsiaga. Kahetoeliste masttõstukite tõstevoime on 2...10 kN, tõstekõrgus 5...18 m.



Joonis 92. Kahetoeline sõidutõstuk

Joonisel 92 esitatud kahetoeline masttõstuk on tööliste ja ehitusmaterjalide tõstmiseks paljukorruseliste hoonete ehitamisel. Ta koosneb sektsioonmastist 1, mastipeast koos juhtplokkidega 2, kabiinist 3, masinaruumist 4 ja korruseplatvormidest 5, mis on varustatud kaitseustega 6. Masinaruumis asuvad vints 7, elektriaparatuur ja kiiruspiirel. Tõstuk asetatakse ehitatava hoone seinast 0,5...0,7 m kaugusele, mast kinnitatakse seina külge kronsteinidega. Kirjeldatud tõstukeid saab kasutada hoonete kolmandast korrusest alates. Masti kasvatatakse sektsioonide kaupa kabiinil asetseva vastava seadme abil. Ohutuks tööks on tõstuk varustatud püüduritega, mis takistavad kabiini langemist trossi katkemisel, ning valgustus- ja helisignalisatsiooniga. Tõstevõime on 8 kN ja tõstekiirus 0,5 m/s.

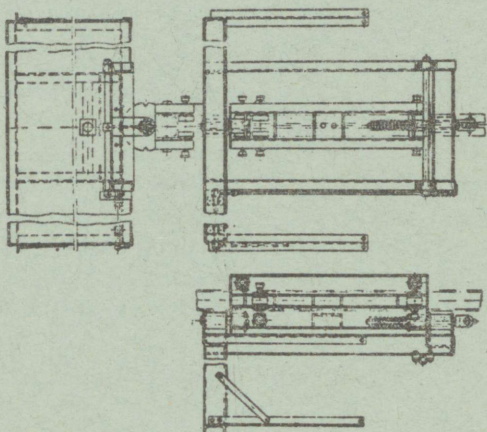
Ühetoelise masttõstuki (joon. 93) sektsioonmast ja tõstevints toetuvad tugialusele 1. Kronstei-



Joonis 93. Ühetoeline masttõstuk T-41

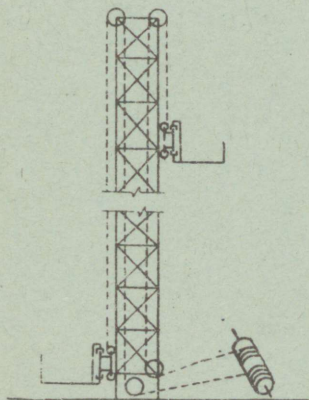
nide 3 abil kinnitatakse mast seina külge. Vintsitruumliit jookseb tõmbetross üle alumise ja ülemise juhtploki 4 ning on

ühendatud lastiplatvormi 5 vankriga. Šarniirkinnitus (joon.94) võimaldab platvormi pöörata horisontaaltasapinnas vankri ja masti suhtes 180° ulatuses. Vanker, mis liigub mööda masti



Joonis 94. Ühetoelise masttõstuki pöördplatvorm

(mast on vankri suunuriks), haarab viimast oma tugi- e. sõidurullidega neljast küljest. Tõstuk varustatakse ka piireliga.



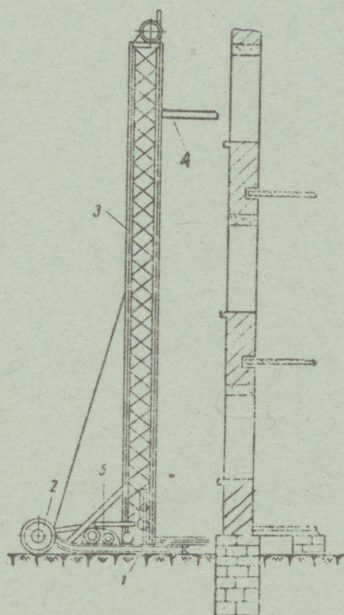
Joonis 95. Kahe platvormiga ühetoeline masttõstuk

Mõnikord varustatakse ühetoelised masttõstukid kahe tõsteplatvormiga (joon. 95), mis liiguvad vastassuunaliselt kahel pool masti. Ühe platvormi tõstmisel laskub teine oma raskuse mõjul. Platvormide niisuguseks liikumiseks suunatakse üks tros-siharudest trumlile ülevalt, teine alt. Kahe platvormiga tõstuki eelisteks, võrreldes üheplatvormilistega on suurem tootlikkus ja väiksem energiakulu.

Ühetoeliste masttõstukite tõstevoime on 5...10 kN ning tõstekõrgus 10...70 m.

Peale kirjeldatud statsionaarsete tõstukite toodetakse teisaldatavaid ja iseliikuvaid masttõstukeid. Peamiselt kasutatakse neid hoonete välisseinte krohvimis-, värvimis- ja viimistlustöödel.

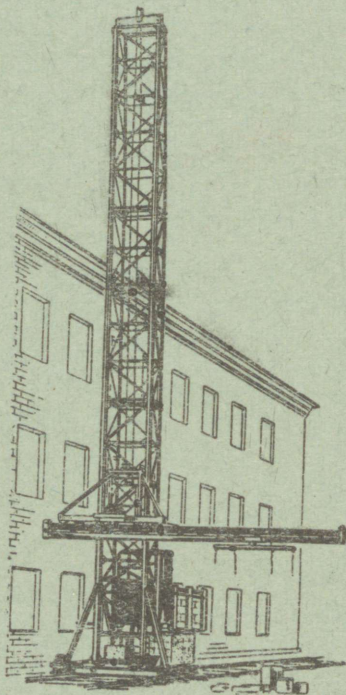
Tõstuk joonisel 96 erineb varem kirjeldatud masttõstuki-



Joonis 96. Ehitustõstuk C-598

test sellega, et ühelt objektilt teisele viimiseks haagitakse ta auto või traktori taha. Koosneb kahe pneumorattaga 2 ühendatud tugiraamist 1 (tõstuki kande- ja käiguosa), raamiga 1 šarniirselt ühendatud sõrestikmastist 3, tõsteplatvormist 4 ja elektrivintsist 5. Sõidu- e. tugiratastega platvorm on kinneitatud tõstetrossi külge.

Iseliikuv kraanatõstuk (joon. 97) monteeritakse sõiduvankrile, mis liigub rööbastel. Sõiduvankrile on paigutatud



Joonis 97. Kraanatõstuk $\text{C}\Pi -0,6$

ka kraana tõste- ja sõidumehanismid. Tõstuk $\text{C}\Pi -0,6$ võib olla 10, 15 ja 20 m kõrgune, masti koosnedes vastavalt ühest, kahest ja kolmest sektsioonist. Mast varustatakse suunuritega,

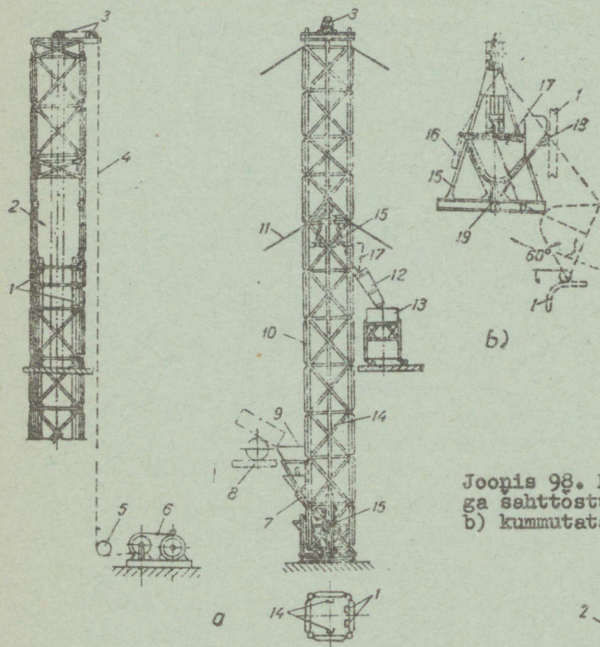
mida mööda liigub tõstevanker. Viimasele on kinnitatud mono-
relss (I-tala) liikuva lastivankriga. Tõstuki $C\bar{N}$ -0,6 tõste-
võime on 6 kN, nooleulatus (I-tala pikkus) 6,3 m.

2. Šaht- e. kaevtõstukid

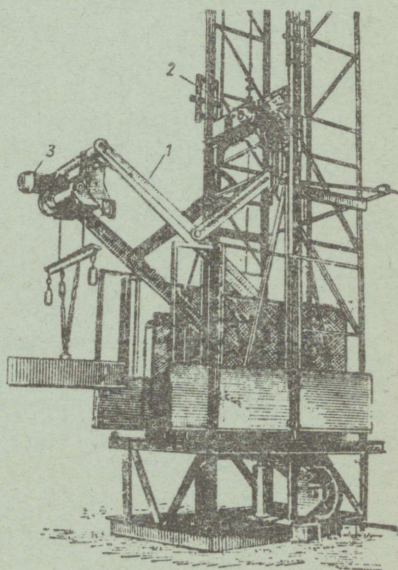
Šahttõstukeid kasutatakse tükk- ja puistmaterjalide, mör-
di- ning betoonisegude tõstmiseks. Tõstevõime on 2...20 kN,
tõstekõrgus 40...150 m. Šahttõstukid paigutatakse ehitatava
hoone sisse või välja hoone seina äärde. Iseärasuseks on see,
et nende mast kujutab endast sõrestikšahti (-kaevu), milles
mööda suunureid liigub tõsteseade - puur, sulg, kabiin, plat-
vorm või tõstekong.

CAC-tüüpi k u m m u t a t a v a k o p a g a šahttõs-
tuk on joonisel 98. Mööda suunureid (karpraudu) 14, mis asu-
vad kabel pool šahti siseseina, liigub koos kopaga tõstesea-
dis 15. Viimase paneb liikuma vints 6 väljaspool šahti. Tross
4 jookseb üle juhtplokkide 5 ja 3 ning on kinnitatud tõstesea-
dise traaversi külge. Kopa tühjenduskohtades on šahtil vasta-
vad aknad 2. Tõstuk kinnitatakse trosstõmbidega (vantidega) 11.
Alumises osas paiknevad punker 9 ja renn 7. Tõsteseadise pos-
tile 19 on šarniirsel kinnitatud isekalduv kopp 17. Kinnitus-
šarniir on kopa raskuskeskme suhtes nihutatud nii, et koorma-
tud kopp püüab kalduda alati ettepoole. Tõstmisel takistavad
seda kaks šahti sisepinnal paiknevat tugilatti 1, millel lii-
guvad kopa esiossa kinnitatud tugirullid 18. Kopp kummutatak-
se läbi akna 2, sest siin lõpevad tugilatid. Väljunud materjal
suunatakse renni 12 kaudu punkrisse 13. Kopa kummutusnurka re-
guleeritakse keti 16 pikkusega. Laskumisel pöördub kopp oma
algasendisse.

Kaasaegses ehitustegevuses kasutatakse ka teise konst-
ruktsiooniga tõstukeid. T-143 tüüpi tõstukeil (joon. 99) on
lasti laadimis- ja lossimismehhanism ning puurikujuline tõste-
seadis. T-143 koosneb raamist, mastist, noolest 1, noolevint-
sist 2 ja tõstevintsist 3.



Joonis 98. Kummutatava kopa-
ga šahtostuk: a) üldvaade,
b) kummutatav kopp



Joonis 99. Šahtostuk T-143

S i s u k o r d

Sissejuhatus		4
A. ÜLDANDMEID EHTUSMASINATEST		
I p e a t ü k k .	Klassifikatsioon, põhielemendid ja tootlikkus	
	1. Klassifikatsioon	7
	2. Ehitusmasinate põhielemendid	8
	3. Ehitusmasinate tootlikkus	10
II p e a t ü k k .	Ehitusmasinate jõuseadmed	
	1. Jõuseadmete klassifikatsioon	12
	2. Elektriagam	13
	3. Sisepõlemismootoriga ajam	14
	4. Hüdroagam	21
	5. Pneumoagam	25
B. EHTUSMASINATE PAINDELEMENDID, ERISÖLMED, -MEHCHANISMID JA -SEADMED		
I p e a t ü k k .	Painduvad tõste- ja vecelemendid	
	1. Trossid	33
	2. Köied	37
	3. Traaversid ja tropid	37
	4. Ketid	39
II p e a t ü k k .	Flokid, polüspastid ja trumlid	
	1. Trossiplokid ja polüspastid	42
	2. Trumlid	46
	3. Lüliketiplokid	51
	4. Liigendketiplokid	52
III p e a t ü k k .	Haardseadised	
	1. Tõstekonksud	54
	2. Sääklid	55
	3. Konksuplokid	55
	4. Tükk- ja puistmaterjali haardseadised	57
IV p e a t ü k k .	Tõkestid ja pidurid	
	1. Hammastõkestid	61
	2. Rullitõkestid	62
	3. Pakkpidurid	64

4.	Ühepakulise piduri arvutus	68
5.	Pikakäigulise elektromagnetiga kahepakulise piduri arvutus	69
6.	Lintpidurid	71
7.	Aksiaalpidurid	77
8.	Ketas- e. lamellpidurid	77
V p e a t ü k k . Ehitusmasinate mehhanismid ja käiguosa		
1.	Töstemehhanismide skeemid	78
2.	Elektrimootori valik	81
3.	Pöördemehhanismi ehitus	83
4.	Elektrimootori valik	83
5.	Naoleetõsteseade	86
6.	Liikumismehhanism ja käiguosa	88
7.	Kandekonstruksioonide arvutuskõormused	92
C. TÖSTE-TRANSPORDIMASINAD		
I p e a t ü k k . Tungrauad, vintsid ja talid		
1.	Tungrauad	96
2.	Vintsid	105
3.	Talid	117
II p e a t ü k k . Ehitustõstukid		
1.	Masttõstukid	123
2.	Šaht- e. kaevtõstukid	129

Hind 16 kop.

A

31267

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 01021855 2