

# MASINA-ELEMENDID

E. SOONVALDI  
TOIMETUSEL



II

E. SOONVALD

POLTLIITED

EESTI RIIKLIK KIRJASTUS

ÜLDTOIMETAJA

E. SOONVALD

STALINI PREEMIA LAUREAAT

*Sundeksemplar*

3 " 3 1951 a.

# MASINA-ELEMENDID

## II

E. SOONVALD

POLTLIITED



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS

TALLINN 1951

2

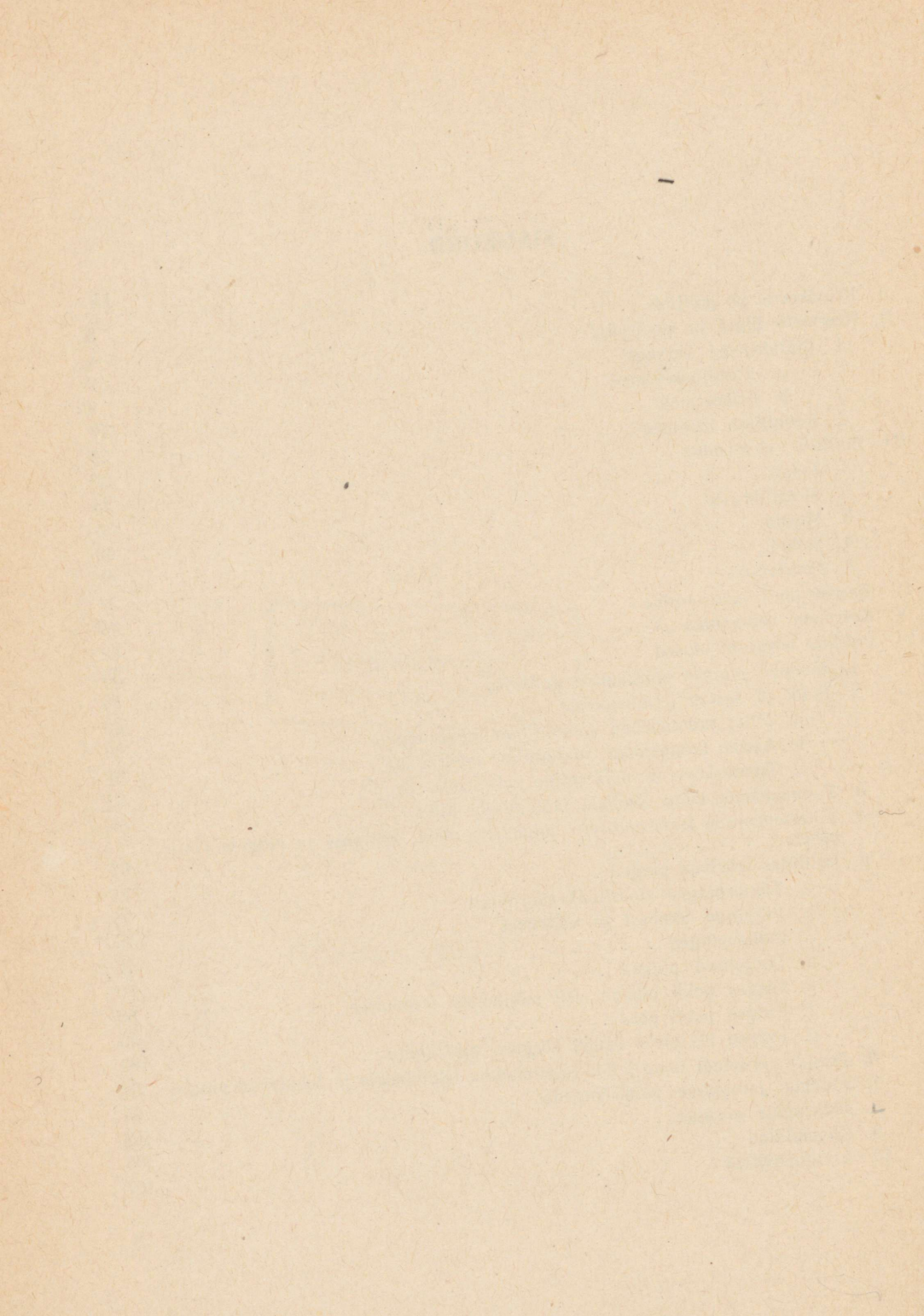
Tartu Riikliku Ülikooli  
Raamatukogu  
16879



ARHIIVKOGU

## SISUKORD.

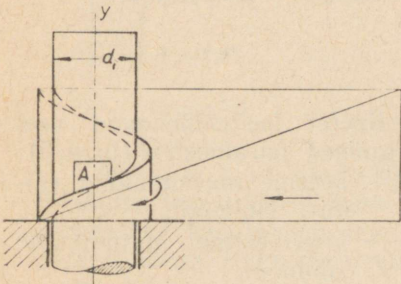
	Lk.
I. Krivikeere ja poltliide . . . . .	5
II. Keermete liigid ja süsteemid . . . . .	8
1. Silindrilised keermed . . . . .	9
a. Kinnituskeermed . . . . .	9
b. Erikeermed . . . . .	17
2. Koonilised keermed . . . . .	22
III. Poltliite elemendid . . . . .	25
1. Poldid . . . . .	25
2. Metallikruvid . . . . .	35
3. Mutrid . . . . .	38
4. Seibid . . . . .	42
5. Mutrivõtmed . . . . .	44
IV. Keermepaari lukustamine . . . . .	46
V. Keermete mehaanika . . . . .	52
VI. Poltliite arvutuse alused . . . . .	55
1. Jõudude jaotuse määramine poltliites . . . . .	55
2. Poldi ja ääriku tunnusjooned . . . . .	60
a. Poldi tunnusjoone analüütiline määramine . . . . .	60
b. Ääriku tunnusjoone analüütiline määramine . . . . .	61
c. Tunnuskõverate määramine katseliselt . . . . .	62
3. Tunnusjoonte mõju jõudude jaotumisele liites . . . . .	65
4. Liiteelementide konstruktiivse kujunduse mõju koormuse ja pingete jaotumisele . . . . .	67
5. Poltliites tekkivad pinged . . . . .	74
a. Tõmbepinged staatilisel koormusel . . . . .	75
b. Liitpinge tõmbest ja väändest . . . . .	75
c. Paindepinged . . . . .	77
d. Termilised pinged . . . . .	80
e. Pinged poldi teljega risti mõjuvatest jõududest . . . . .	83
f. Pinged poldi peas . . . . .	85
g. Pinged keermeis. Mutri kõrguse määramine . . . . .	86
6. Poltide (krivude) materjalid, valmistamise tehnoloogia ja lubatavad pinged . . . . .	88
7. Jõudude jaotumine poldirühmades . . . . .	95
8. Jõukruvide arvutus . . . . .	103
9. Klemmliited . . . . .	105
10. Arvutusnäiteid . . . . .	107



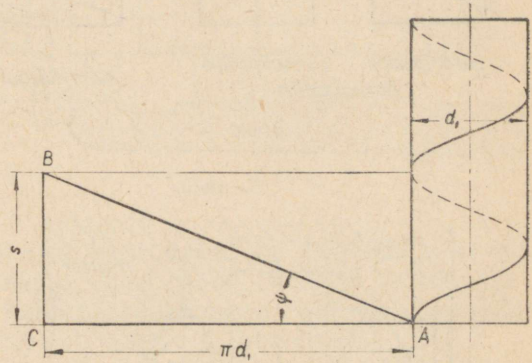
## I. KRUVIKEERE JA POLTLIIDE.

Kruvi töötamise põhimõte on oma iseloomult sarnane kiilu töötamise põhimõttega.

Kruvi kujutab samuti mingit kaldpinda, mis antud juhul ei ole mitte tasapinnaline, vaid on keritud silindrilise südamikü ümber, läbimõõduga  $d$ , (joon. 1). Kui asetada nüüd kaldpinnale mingi keha  $A$  ja anda viimasele



Joon. 1.



Joon. 2.

ainult  $y$ -telje suunaline liikumisvabadus, siis kiilu nihutamisel vasakule tõstetakse keha  $A$  üles. Keha  $A$  samasugune liikumine tekitab ka silindri pööramisega ümber  $y$ -telje.

Kruvi iseloomustavad kruvijoone ja keere. Kruvijoone tekib kaldsiru  $AB$  kerimisel ümber silindri (joon. 2). Kui mööda kruvijoont lasta liikuda mingisugusel tasapinsel geomeetrisel kujundil (kolmnurk, ruut, trapets, vms.), nii et tema tasapind läbiks kogu aeg silindri telge, saame keeme.

Olenevalt kaldsiru silindrile kerimise suunast ja viimasel liikuvaist geomeetrisel kujundil saame parempoolse või vasakpoolse, ühe- või mitmekäigulise keeme (joon. 3).

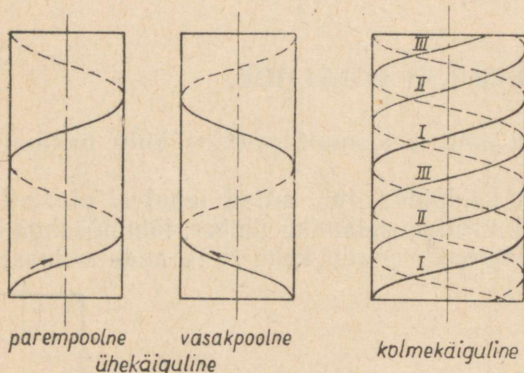
Kruvijoont iseloomustab kruvijoone tõusunurk  $\varphi$  (joon. 2), mis määrab ühtlasi keeme tõusu  $S$ :

$$S = \pi d \operatorname{tg} \varphi. \quad (1)$$

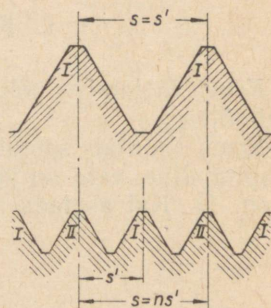
Keeme tõus  $S$  on tihedas seoses keeme sammuga, s. o. kahe naaberkeeme vahekaugusega  $s$ . Ühekäigulise keeme puhul keeme tõus  $S$  on

võrdne keermesammuga  $s$  kuna mitmekäiguliste keermete puhul tõus  $S$  oleneb käikude arvust  $n$  ja on seega (joon. 4):

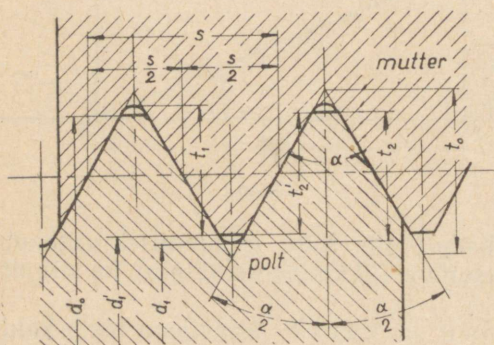
$$S = ns. \quad (2)$$



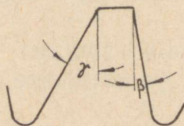
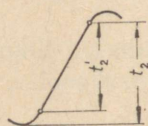
Joon. 3.



Joon. 4.



Joon. 5.



Keeret iseloomustavad veel järgmised parameetrid (joon. 5):

$d_0$  — keermes maksimaalne (nimi-) läbimõõt,

$d_1$  — krukikeermes minimaalne läbimõõt,

$d_k$  — krukikeermes keskmine läbimõõt, s. o. kujuteldava silindri läbimõõt, mille pind lõikub keermetega nii, et keermes ja keermesvahe laiused oleksid võrdsed,

$s$  — keermes samm,

$t_0$  — keermes profiili teoreetiline kõrgus,

$t_1$  — keermes profiili tegelik kõrgus mutril,

$t_2$  — keermes profiili tegelik kõrgus poldil,

$t_2'$  — keermes profiili töötav kõrgus,

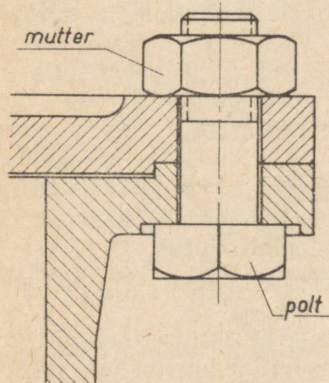
$\alpha$  — keermes profiili tipunurk sümmeetrilisel profiilil,

$\beta$  ja  $\gamma$  — mitesümmeetrilise keermes nurgad,

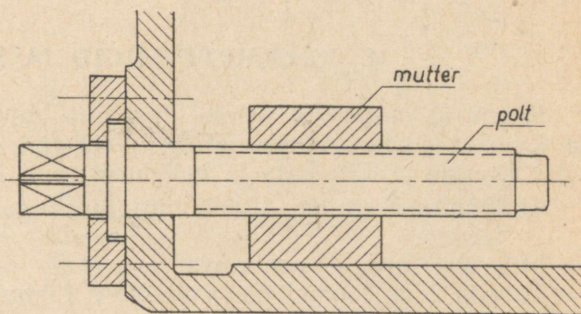
$\varphi$  — keermes tõusunurk, määratuna silindril läbimõõduga  $d_k$  ( $s = \pi d_k \operatorname{tg} \varphi$ ).

Vastavalt keerme kasutamise otstarbele jagame keermed kahte suurde rühma: 1) kinnituskeermed ning 2) jõu- ja liikumiskeermed.

Kinnituskeermeid kasutatakse kahe detaili jäigaks liitmiseks (joon. 6). Kinnituskeermetena kasutatakse ühekäigulisi parem- või vasakpoolseid kolmnurk-keermeid silindrilisel või koonilisel pinnal.



Joon. 6.



Joon. 7.

Jõu- ja liikumiskeermeid kasutatakse jõu ülekandmiseks või liikumise teostamiseks kahe masinaosa vahel (joon. 7). Jõu- ja liikumiskeermetena kasutatakse ühe- või mitmekäigulisi parem- või vasakpoolseid eriprofiilidega keermeid (ruut-, trapets-, saag- ja ümarkeere).

Poltliite saamiseks on vajalik rakendada kaks kaaskeeret, mis vastastikku teineteisest haaraksid. Seega kujundavad poltliite kaks keermetatud elementi, milledest üks on polt — keermega silindri välispinnal, ja teine mutter — keermega silindri sisepinnal.

Nagu nägime, iseloomustab keeret hulk parameetreid.

Tabel 1.

	Enne normimist	Pärast normimist	Vahekord % -des
Keermete süsteeme . . . . .	11	2	~ 18
Keermete liike . . . . .	274	74	~ 26
Valmistamis-abinõude hulk			
Kaliibrid . . . . .	548	144	~ 26
Keermepuure . . . . .	822	226	~ 28
Lõikeriistu . . . . .	548	144	~ 26
Kokku:	1918	514	~ 27

Et kindlustada praegusaegse masinaehituse nõudeid vool- ja seeria- toodangu üksikdetailide vastastikuse asendatavuse kohta ja vähendada keermete valmistamiseks vajalike tööriistade ja kontroll-mõõteriistade hulka, oli vajalik normida kõik keermete elemendid. Saavutatud olukorra iseloomustamiseks on tabelis 1 esitatud näitajad enne ja pärast keermete elementide normimist.

Tabel annab küllaltki arusaadava pildi normimise tähtsusest ja sellega saavutatud majanduslikust efektist.

## II. KEERMETE LIIGID JA SÜSTEEMID.

Keermeid jaotatakse nende aluspinna kuju järgi silindrilisteks ja koonilisteks keermeteks. Veel võib keermeid jaotada kasutamise viisi, keermete profiili kuju ja mõõdusüsteemi järgi alaliikidesse:

a) kinnituskeermed — kolmnurk-profiiliga keermed meeter- ja tollsüsteemis;

b) erikeermed — ruut-, trapets-, saag- ja ümarprofiiliga keermed.

Tabelis 2 on toodud ülevaade NSV Liidus normitud keermetest, millega tutvume alljärgnevalt:

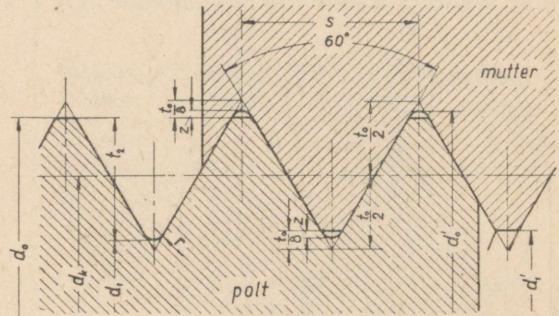
Tabel 2.

Keermete nimetus		OCT	Läbimõõdud mm-tes (või tollides)	Keermete sammud mm või keermete arv 1" kohta
Kinnituskeermed	Masinaehituse normaalkeermed	94	1—5	0,25—0,9 mm
	" " "	32	6—68	1—6 mm
	" " "	193	72—600	6 mm
	" " peenkeermed 1	271	1—400	0,2—0,4 mm
	" " " 2	272	6—300	0,5—3 mm
	" " " 3	4120	8—200	0,5—2 mm
	" " " 4	4121	9—150	0,35—1,5 mm
	" " " 5	4122	42—125	0,75—1 mm
	Tollkeere . . . . .	1260	$\frac{3}{16}$ —4"	24—3 keeret 1" kohta
	Torukeermed	Silindriline torukeere . .	266	$\frac{1}{8}$ —18"
Kooniline torukeere tüüp Whitworth . . . .		20 008	$\frac{1}{8}$ —6"	28—11 " " "
tüüp Briggs . . . . .		20 010	$\frac{1}{8}$ —2"	27—11 $\frac{1}{2}$ " " "
Erikeermed	Trapetskeere — jäme . . . . .	2409	22—300	8—40 mm
	" — normaal . . . . .	2410	10—300	3—24 "
	" — peen . . . . .	2411	10—300	3—12 "
	Saagkeere — jäme . . . . .	7739	22—400	8—48 mm
	" — normaal . . . . .	7740	22—300	5—24 "
	" — peen . . . . .	7741	10—650	2—24 "

# 1. Silindrilised keermed.

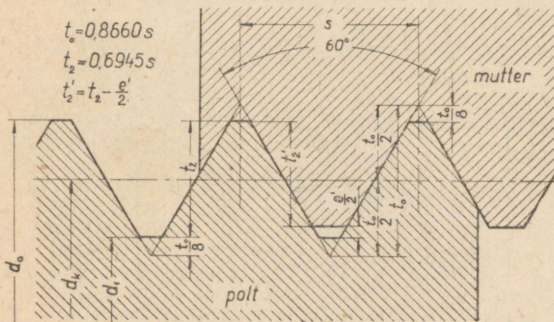
## a. Kinnituskeermed.

1. **Meeterkeermed.** Kuni aastani 1937 olid meeterkeermes NSV Liidus normitud vastavalt Zürichis 1898. a. toimunud kongressi otsusele SI (Système International) keermete järgi (joon. 8). Nimetatud keere oli kujundatud  $60^\circ$  tipunurgaga, keeme profiili tipp oli sirgelt maha lõigatud ja põhj ümardatud, seega esines lõtk kaaskeermete vahel nii keeme sise- kui ka välisläbimõõdul. Normide redigeerimisel 1937. a. tunnistati NSV Liidus meeterpõhikeermeil põhjade ümardused ja kahepoolsed lõtkud üleliigseiks, kuna need ei oma praktilist tähtsust ja samuti ei kontrollita standardsete keermekaliibritega. Kujundati uus keeme profiil, mis oma põhikujunduses omab  $60^\circ$  tipunurka ja järsult  $\frac{t_0}{8}$  maha lõigatud keeme ja keemevahe tippe (joon. 9). Kaas-



Joon. 8.

keermete-vaheline ühepoolne pilu  $\frac{e'}{2} = \frac{t_0}{16}$  ulatuses kujundati mutri siseläbimõõdu suurendamisega. Pilu  $\frac{e'}{2}$  olemasolu võimaldab ka kasutada polte, mille keemevahed on lõikeriista kulumise tagajärjel kujunenud ümardatuks pilu kõrguse piires.



Joon. 9.

Uue profiili põhikujundus pilu  $\frac{e'}{2}$  olemasolul omab veel järgmisi eeliseid:

- 1) keeme siseläbimõõt on suurenenud, seetõttu on keemevahesid võimalik kujundada suurema ümardusraadiusega, millega vähendame pingete kontsentratsiooni keeme lõikes ja suurendame poltliite tugevust, eriti dünaamilisel koormusel;
- 2)\* pikeneb keeme valmistamiseks ettenähtud lõikeriista iga;

- 3) võimaldub keerme valmistamine veeremenetlusel;
- 4) mutri keerme lõikeriistade töötingimused muutuvad paremaks, sest pole vajalik keermepuuriga valmistada mutri sisemist läbimõõtu, samal ajal aga on võimalik suurendada keermepuuri sisemist läbimõõtu lõikeriistade tugevdamiseks.

NSV Liidus on normaal-meeterkeere normitud kolmes läbimõõdu intervallis (vt. tabel 2). OCT 32 ja 94 kohaselt ( $d_0 = 1-63$  mm) on keermesamm muutuv vastavalt läbimõõdule, OCT 193 ( $d_0 = 72-600$  mm) annab

meile aga erineva põhimõtte — siin on võetud keermesamm konstantsena kogu läbimõõtude intervallis, mis tundub lihtsustab keermes valmistamise tehnoloogilist protsessi ja kontrollimist ning vähendab vajalikke lõike- ja mõõteriistade arvu. Maksimalseks normitud läbimõõduks on valitud  $d_0 = 600$  mm =  $100 \cdot s$ , mis on praktiliselt küllaldane.

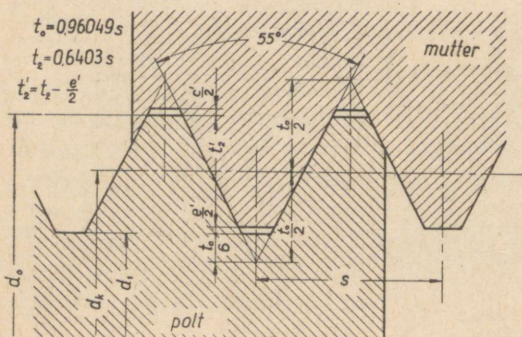
Normaal-meeterkeermes mõõted OCT 32 ja 94 järgi on toodud tabelis 3.

Normaal-meeterkeere on mõnel juhul ebasobiv, kuna ta võrdlemisi suure keermes sügavuse tõttu nõrgestab polti. Selle vältimiseks on töötatud välja ja normitud nn. peen-meeterkeermed, mis erinevad normaal-meeterkeermes ainult väiksema keermesammu, järelikult ka väiksema sügavuse poolest.

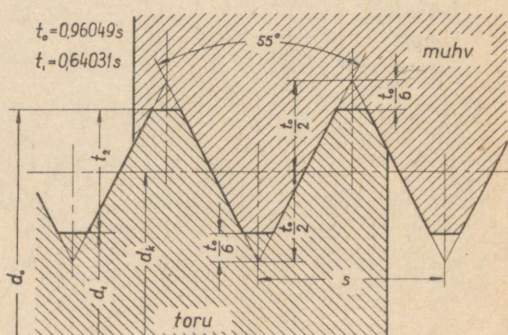
Peen-meeterkeermes iseloomustajaks on nn. keermes peenendustegur  $\lambda$ , mis näitab, mitu korda on peenkeermes samm väiksem normaal-meeterkeermes sammu  $s$  ja peenkeermes sammu  $s_1$  suhtega:

$$\lambda = \frac{s}{s_1}. \quad (3)$$

OCT 273 järgi on normitud viis peenkeeret. Seejuures on valitud ainult osa normaalkeermes sammude nomenklatuurist, mis tundub tõhustab



Joon. 10.



Joon. 11.

Tabel 3.

## Normaal-meeterkeere.

mm				Ristlõike pind
Keerme läbimõõt		Keerme samm $s$	Profiili kõrgus $t_2$	$\frac{\pi d_1^2}{4}$ cm <sup>2</sup>
väline $d$	sisemine $d_1$			
6	4,701	1	0 650	0,173
(7)	5,701	1	0,650	0,255
8	6,377	1,25	0,812	0,319
(9)	7,377	1,25	0,812	0,426
10	8,051	1,5	0,974	0,518
(11)	9,051	1,5	0,974	0,645
12	9,727	1,75	1,137	0,743
14	11,402	2	1,299	1,022
16	13,402	2	1,299	1,409
18	14 753	2,5	1,624	1,708
20	16,753	2,5	1,624	2,198
22	18,753	2,5	1,624	2,760
24	20,103	3	1,948	3,170
27	23,103	3	1,948	4,175
30	25,454	3,5	2,273	5,016
(33)	28,454	3,5	2,273	6,347
36	30,804	4	2,598	7,440
(39)	33,804	4	2,598	8,960
42	36,155	4,5	2,923	10 025
(45)	39,155	4,5	2,923	12,015
48	41,505	5	3,248	13,550
(52)	45,505	5	3,248	16,250
56	48,855	5,5	3,572	18,710
(60)	56,42	5,5	3,572	24,980
64	60,103	6	3,897	28,360
(68)	64,103	6	3,897	36,316

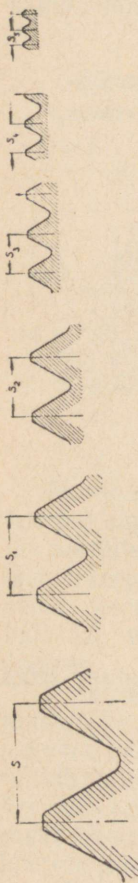
tehnoloogilise protsessi majanduslikke näitajaid vajalike tööriistade osas. Peenendustegur on valitud:

1. peenkeermel  $\lambda = 1,5$ ;
2. „  $\lambda = 2$ ;
3. „  $\lambda = 3$ ;
4. „  $\lambda = 4$ ;
5. „  $\lambda = 6$ .

Tabelites 4 ja 5 on esitatud OCT 32, 34, 193, 271, 272, 273, 4120, 4121 ja 4122 järgi normitud meeterkeermete põhiparameetreid, millede kaudu on võimalik leida arvutusteks vajalikud suurused.

2. **Tollkeermes.** Erinevalt meeterkeermest on OCT-tollkeermel lõtkud kaaskeermete vahel nii sise- kui välisläbimõõdul. Tollkeerme prototüübil — Whitworth-keermel on keerme tippude ümarused nii keerme kui ka keermevahe tippudes  $\frac{t_0}{6}$  ulatuses (vt. joon. 12). Et saavutada vastastikust

Meeterkeerne sammude koondtabel.



## Normaal- ja peen-meeterkeermed

$d_0$ mm	normaal	1. peen	2. peen	3. peen	4. peen	5. peen	$d_0$ mm	normaal	1. peen	2. peen	3. peen	4. peen
1	0,25	0,2					145	6	4	3	2	1,5
1,2	0,25	0,2					150	6	4	3	2	1,5
1,4	0,3	0,2					155	6	4	3	2	1,5
1,7	0,35	0,2					160	6	4	3	2	1,5
2,0	0,4	0,25					165	6	4	3	2	
2,3	0,4	0,25					170	6	4	3	2	
2,6	0,45	0,35					175	6	4	3	2	
3,0	0,5	0,35					180	6	4	3	2	
3,5	0,6	0,35					185	6	4	3	2	
4,0	0,7	0,5					190	6	4	3	2	
4,5	—	0,5					195	6	4	3	2	
5,0	0,8	0,5					200	6	4	3	2	
5,5	—	0,5					205	6	4	3		
6,0	1	0,75	0,5				210	6	4	3		
7,0	1	0,75	0,5				215	6	4	3		
8,0	1,25	1	0,75	0,5			220	6	4	3		
9,0	1,25	1	0,75	0,5	0,35		225	6	4	3		
10	1,5	1	0,75	0,5	0,35		230	6	4	3		
11	1,5	1	0,75	0,5	0,35		235	6	4	3		
12	1,75	1,25	1	0,75	0,5		240	6	4	3		
14	2	1,5	1	0,75	0,5		245	6	4	3		
16	2	1,5	1	0,75	0,5		250	6	4	3		
18	2,5	1,5	1	0,75	0,5		255	6	4	3		
20	2,5	1,5	1	0,75	0,5		260	6	4	3		

22	2,5	1,5	1	0,75	0,5	265	6	4	3
24	3	2	1,5	1	0,75	270	6	4	3
27	3	2	1,5	1	0,75	275	6	4	3
30	3,5	2	1,5	1	0,75	280	6	4	3
33	3,5	2	1,5	1	0,75	285	6	4	3
36	4	3	2	1,5	1	290	6	4	3
39	4	3	2	1,5	1	300	6	4	3
42	4,5	3	2	1,5	1	310	6	4	4
45	4,5	3	2	1,5	1	320	6	4	4
48	5	3	2	1,5	1	330	6	4	4
52	5	3	2	1,5	1	340	6	4	4
56	5,5	4	3	2	1,5	350	6	4	4
60	5,5	4	3	2	1,5	360	6	4	4
64	6	4	3	2	1,5	370	6	4	4
68	6	4	3	2	1,5	380	6	4	4
72	6	4	3	2	1,5	390	6	4	4
76	6	4	3	2	1,5	400	6	4	4
80	6	4	3	2	1,5	410	6	6	6
85	6	4	3	2	1,5	420	6	6	6
90	6	4	3	2	1,5	430	6	6	6
95	6	4	3	2	1,5	440	6	6	6
100	6	4	3	2	1,5	450	6	6	6
105	6	4	3	2	1,5	460	6	6	6
110	6	4	3	2	1,5	470	6	6	6
115	6	4	3	2	1,5	480	6	6	6
120	6	4	3	2	1,5	490	6	6	6
125	6	4	3	2	1,5	500	6	6	6
130	6	4	3	2	1,5	510	6	6	6
135	6	4	3	2	1,5	520	6	6	6
140	6	4	3	2	1,5	530	6	6	6
						540	6	6	6
						550	6	6	6
						560	6	6	6
						570	6	6	6
						580	6	6	6
						590	6	6	6
						600	6	6	6

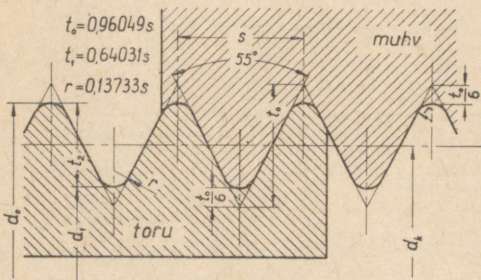
Tabel 5.

Meeterkeerme kõrgus  $t_2$  ja lõtk  $e'$  vastavalt sammule  $s$  (mm).

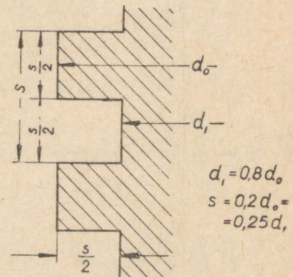
$s$	$t_2$	$e'$	$s$	$t_2$	$e'$
0,2	0,13	0,025	1,25	0,812	0,133
0,25	0,162	0,034	1,5	0,974	0,179
0,3	0,195	0,04	1,75	1,137	0,193
0,35	0,227	0,044	2	1,299	0,218
0,4	0,260	0,05	2,5	1,624	0,267
0,45	0,292	0,054	3	1,948	0,327
0,5	0,325	0,06	3,5	2,273	0,386
0,6	0,390	0,07	4	2,598	0,436
0,7	0,454	0,079	4,5	2,923	0,485
0,75	0,487	0,084	5	3,248	0,545
0,8	0,520	0,089	5,5	3,572	0,595
1	0,650	0,109	6	3,897	0,644

asendatavust OCT- ja Whitworth-keermega keermetatud detailide vahel, tuli ette näha uuele profiilile ülaltähendatud lõtkud, kuna vastasel korral esineks keermeprofiilide ülekatvus.

Tollkeere OCT 1260 järgi haarab läbimõõte  $\frac{3}{16}$ — $4''$ . Keermete samm on määratud keermete arvuga  $1''$  kohta. Keermepiir on  $55^\circ$ . Kõik tollkeermepiirid on NSV Liidus normitud millimeetrites.



Joon. 12.



Joon. 13.

Eri kohta kinnituskeermete hulgas omab nn. torukeere.

Silindrilist torukeeret kasutatakse peamiselt keermena torustiku elementide ühendamisel. Arvestades torustiku elementide rohkust ja vastastikuse asendatavuse kindlustamist on torukeerme jaoks jäänud erandlikult püsima tollsüsteemi juurde, kuna torude ja toruliitmike mõõted on tollsüsteemis.

NSV Liidus normitud torukeere (OCT 266) hõlmab läbimõõdud  $\frac{1}{8}$ — $18''$  keermete arvuga 28—8 keeret  $1''$  kohta. Torukeerme profiil OCT 266 järgi on analoogiline OCT 1260 määratud tollkeermeprofiiliga. Erandina tavalisest tollkeermest ei oma torukeere suurema tiheduse saavutamiseks kaaskeermete vahel lõtku; seejuures on ette nähtud kas lameda (joon. 11) või ümardatud (joon. 12) tipuga keermeprofiil. Kuni läbimõõduni  $6''$  val-

Tabel 6.

Keerme nimi- läbimõõt tollides	M õ õ t e d mm							
	Keerme läbimõõdud			Pilud		Samm	Keermete arv 1" kohta	Profiili kõrgus
	$d_0$	$d_k$	$d_1$	$c'$	$e'$	$s$	$n$	$t_2$
$\frac{3}{16}$	4,762	4,085	3,408	0,132	0,152	1,058	24	0,677
$\frac{1}{4}$	6,350	5,537	4,724	0,150	0,186	1,270	20	0,814
$\frac{5}{16}$	7,938	7,034	6,131	0,158	0,209	1,411	18	0,903
$\frac{3}{8}$	9,525	8,509	7,492	0,165	0,238	1,588	16	1,017
$(\frac{7}{16})$	11,112	9,951	8,789	0,182	0,271	1,814	14	1,162
$\frac{1}{2}$	12,700	11,345	9,939	0,200	0,311	2,117	12	1,355
$(\frac{9}{16})$	14,288	12,932	11,577	0,208	0,313	2,117	12	1,355
$\frac{5}{8}$	15,875	14,397	12,918	0,225	0,342	2,309	11	1,479
$\frac{3}{4}$	19,050	17,424	15,798	0,240	0,372	2,540	10	1,626
$\frac{7}{8}$	22,225	20,418	18,611	0,265	0,419	2,822	9	1,807
1	25,400	23,367	21,334	0,290	0,466	3,175	8	2,033
$\frac{11}{8}$	28,575	26,252	23,929	0,325	0,531	3,629	7	2,323
$\frac{11}{4}$	31,750	29,427	27,104	0,330	0,536	3,629	7	2,323
$(\frac{13}{8})$	34,925	32,215	29,504	0,365	0,626	4,233	6	2,711
$\frac{11}{2}$	38,100	35,390	32,679	0,370	0,631	4,233	6	2,711
$(\frac{15}{8})$	41,275	38,022	34,770	0,425	0,750	5,080	5	3,253
$\frac{13}{4}$	44,450	41,198	37,945	0,430	0,755	5,080	5	3,253
$(\frac{17}{8})$	47,625	44,011	40,397	0,475	0,833	5,644	$4\frac{1}{2}$	3,614
2	50,800	47,186	43,572	0,480	0,838	5,644	$4\frac{1}{2}$	3,614
$2\frac{1}{4}$	57,150	53,084	49,019	0,530	0,941	6,350	4	4,066
$2\frac{1}{2}$	63,500	59,434	55,369	0,530	0,941	6,350	4	4,066
$2\frac{3}{4}$	69,850	65,204	60,557	0,590	1,073	7,257	$3\frac{1}{2}$	4,647
3	76,200	71,554	66,907	0,590	1,073	7,257	$3\frac{1}{2}$	4,647
$3\frac{1}{4}$	82,550	77,546	72,542	0,640	1,158	7,815	$3\frac{1}{4}$	5,004
$3\frac{1}{2}$	88,900	83,896	78,892	0,640	1,158	7,815	$3\frac{1}{4}$	5,004
$3\frac{3}{4}$	95,250	89,829	84,409	0,700	1,251	8,467	3	5,421
4	101,600	96,179	90,759	0,700	1,251	8,467	3	5,421

mistatakse keermed nii lameda kui ka ümardatud tipuga, kuna keermed läbimõõduga üle 6" valmistatakse ainult ümardatud tipuga. Mõlemad liigid on vastastikku asendatavad. Torukeerme nimiläbimõõt ( $d_0$ ) antakse tollides vastava toru siseläbimõõdu järgi. Seega keerme läbimõõtude ja sammude suhtes esitaks torukeere peenendatud tollkeeret OCT 1260 järgi, omades vastavalt välisläbimõõdule ( $d_0$ ) väiksemat sammu ja väiksemat keerme sügavust, mis on eriti oluline toru nõrgestuse vähendamiseks keerme kohal. Enne peen-meeterkeermete normimist tarvitati torukeeret mitte üksnes torustiku liitmisel, vaid ka konstruktsioonides, kus oli vajalik keermeid valmistada peenendatud sammuga.

Torukeerme mõõted on toodud tabelis 7.

Lamedate tippudega torukeerme profiili varianti kui lihtsamini valmistatavat on soovitatav kasutada tavalistes madala survega toruliidetes, kusjuures tihendusmaterjalina tuleb kasutada mennikuga immutatud linatakku.

## Silindriline torukeere.

Keerme nimi- läbimõõt tollides	M õ õ t e d mm					Keermete arv		
	Keerme läbimõõdud			Samm	Profiili kõrgus	Ümardus- raadius	1"	127 mm
	$d_0$	$d_1$	$d_k$	$s$	$t_2$	$r$	$n$	$n_1$
$(1/8)$	9,729	8,567	9,148	0,907	0,581	0,125	28	140
$1/4$	13,158	11,446	12,302	1,337	0,856	0,184	19	95
$3/8$	16,663	14,951	15,807	1,337	0,856	0,184	19	95
$1/2$	20,956	18,632	19,794	1,814	1,162	0,249	14	70
$(5/8)$	22,912	20,588	21,750	1,814	1,162	0,249	14	70
$(3/4)$	26,442	24,119	25,281	1,814	1,162	0,249	14	70
$(7/8)$	30,202	27,878	29,040	1,814	1,162	0,249	14	70
1	33,250	30,293	31,771	2,309	1,479	0,317	11	55
$(11/8)$	37,898	34,941	36,420	2,309	1,479	0,317	11	55
$1 1/4$	41,912	38,954	40,433	2,309	1,479	0,317	11	55
$(13/8)$	44,325	41,367	42,846	2,309	1,479	0,317	11	55
$1 1/2$	47,805	44,847	46,326	2,309	1,479	0,317	11	55
$1 3/4$	53,748	50,791	52,270	2,309	1,479	0,317	11	55
2	59,616	56,659	58,137	2,309	1,479	0,317	11	55
$(2 1/4)$	65,712	62,755	64,234	2,309	1,479	0,317	11	55
$2 1/2$	75,187	72,230	73,708	2,309	1,479	0,317	11	55
$(2 3/4)$	81,537	78,580	80,058	2,309	1,479	0,317	11	55
3	87,887	84,930	86,409	2,309	1,479	0,317	11	55
$(3 1/4)$	93,984	91,026	92,505	2,309	1,479	0,317	11	55
$3 1/2$	100,334	97,376	98,855	2,309	1,479	0,317	11	55
$(3 3/4)$	106,684	103,727	105,205	2,309	1,479	0,317	11	55
4	113,034	110,077	111,556	2,309	1,479	0,317	11	55
$4 1/2$	125,735	122,777	124,256	2,309	1,479	0,317	11	55
5	138,435	135,478	136,957	2,309	1,479	0,317	11	55
$5 1/2$	151,136	148,178	149,657	2,309	1,479	0,317	11	55
6	163,836	160,879	162,357	2,309	1,479	0,317	11	55
7	189,237	185,984	187,611	2,540	1,627	0,349	10	50
8	214,638	211,385	213,012	2,540	1,627	0,349	10	50
9	240,039	236,786	238,412	2,540	1,627	0,349	10	50
10	265,440	262,187	263,813	2,540	1,627	0,349	10	50
11	290,841	286,775	288,808	3,175	2,033	0,436	8	40
12	316,242	312,176	314,209	3,175	2,033	0,436	8	40
13	347,485	343,419	345,452	3,175	2,033	0,436	8	40
14	372,886	368,820	370,853	3,175	2,033	0,436	8	40
15	398,287	394,221	396,254	3,175	2,033	0,436	8	40
16	423,688	419,622	421,655	3,175	2,033	0,436	8	40
17	449,089	445,023	447,056	3,175	2,033	0,436	8	40
18	474,490	470,424	472,457	3,175	2,033	0,436	8	40

Ümardatud tippudega torukeerme varianti (originaal Whitworth-keere) tuleks kasutada suurendatud tihendusnõudmistega toruliidetes sama tihendusmaterjaliga. Ümardatud tippudega keermeprofiil on nõutav toruliite kujundamisel kombineeritud keermetega, kus toru on kujundatud koonilise keermega ja muhv silindrilise keermega; sel viisil saadud liide on tihe ilma tihendusmaterjalita.



omab võrdseid lõtke kaaskeermete vahel nii sise- kui välisläbimõõdul, mis on ette nähtud keermete määrimiseks. Ist kaaskeermete vahel määratakse keermete keskmise läbimõõduga  $d_k$ . Trapetskeermete (joon. 14) kohta on kehtivad normid OCT 2408 kuni OCT 2411, mis hõlmavad läbimõõte 10—300 mm, sammuga 2—40 mm. Sammu järgi on kujundatavad ka keermete profiili ülejäänud mõõted (tabel 8).

Tabel 8.

Ühekäigulise trapetskeermete profiili mõõted, olenevalt sammust  $s$  (mm).

Keermete samm $s$	Keermete kõrgus $t_1 = t_2$	Keermete töötava kõrgus $t_2$	Pilu $z$	Raadius $r$
2	1,25	1	0,25	0,25
3	1,75	1,5	0,25	0,25
4	2,25	2	0,25	0,25
5	3	2,5	0,5	0,25
6	3,5	3	0,5	0,25
8	4,5	4	0,5	0,25
10	5,5	5	0,5	0,25
12	6,5	6	0,5	0,25
16	9	8	1	0,5
20	11	10	1	0,5
24	13	12	1	0,5
32	17	16	1	0,5
40	21	20	1	0,5

Olenevalt keermete sammude suhtelisest suurusest on normitud kolm trapetskeermete seeriat: OCT 2409 — jämetrapetskeere;  
OCT 2410 — normaaltrapetskeere;  
OCT 2411 — peentrapetskeere.

Sammude suurused, vastavalt läbimõõdule, esitatud seeriatega järgi on toodud tabelis 9. Tabelid 8 ja 9 võimaldavad leida kõiki vajalikke mõõte kujundatavale trapetskeermele. Trapetskeere on reverseeritava tööviisiga ja teda kasutatakse nii jõu kui ka liikumise ülekandmiseks.

3. Saagkeere. Saagkeere (joon. 15) on kujundatud ainult jõudude vastuvõtmiseks. Kasutatakse peamiselt sellistes mehhanismides, kus kruvi peab vastu võtma suuri ühesuunalisi jõude, nagu hüdraulilised ja kruvipressid, valtspinkide pingutuskruid, konksude keermes jms.

Saagkeermete profiil on kujundatud erinevate nurkadega kummalegi keermete pinnale. Keermete kandev pind, lähtudes tehnoloogilistest seisukohtadest (freesimise võimalus), on väikese kaldega —  $\beta = 3^\circ$ . Mittetöötava pinna nurk  $\gamma = 30^\circ$ ; see on ka keermete teoreetiliseks tipunurgaks, mille järgi on määratud keermete mõõted. Tavaliselt valmistatakse saagkeere piluga 0,2 mm keermete mittetöötavate pindade vahel, mis aga eritingimustel võib

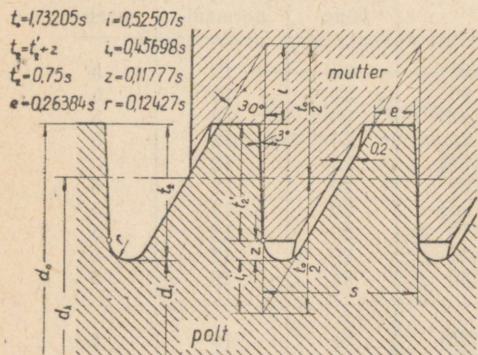
Trapetskeerme läbimõõtude ja sammude koondtabel (mm).

$d_0$	Samm (mm) Ühekäiguline trapetskeere			$d_0$	Samm (mm) Ühekäiguline trapetskeere		
	jäme-	normaal-	peen-		jäme-	normaal-	peen-
10		3	2	(88)	20	12	5
12		3	2	90	20	12	5
14		3	2	(92)	20	12	5
16		4	2	95	20	12	5
18		4	2	(98)	20	12	5
(19)		4	—	100	20	12	5
20		4	2	(105)	20	12	5
22	8	5	2	110	20	12	5
24	8	5	2	(115)	20	12	5
26	8	5	2	120	24	16	6
28	8	5	2	(125)	24	16	6
30	10	6	3	130	24	16	6
32	10	6	3	(135)	24	16	6
(34)	10	6	3	140	24	16	6
36	10	6	3	(145)	24	16	6
(38)	10	6	3	150	24	16	6
40	10	6	3	(155)	24	16	8
(42)	10	6	3	160	24	16	8
44	12	8	3	(165)	24	16	8
(46)	12	8	3	170	24	16	8
48	12	8	3	(175)	24	16	8
50	12	8	3	180	32	20	8
52	12	8	3	(185)	32	20	8
55	12	8	3	190	32	20	8
(58)	12	8	3	(195)	32	20	10
60	12	8	3	200	32	20	10
(62)	16	10	4	210	32	20	10
65	16	10	4	220	32	20	10
(68)	16	10	4	230	32	20	10
70	16	10	4	240	40	24	12
(72)	16	10	4	250	40	24	12
75	16	10	4	260	40	24	12
(78)	16	10	4	270	40	24	12
80	16	10	4	280	40	24	12
(82)	16	10	4	290	40	24	12
85	20	12	5	300	46	24	12

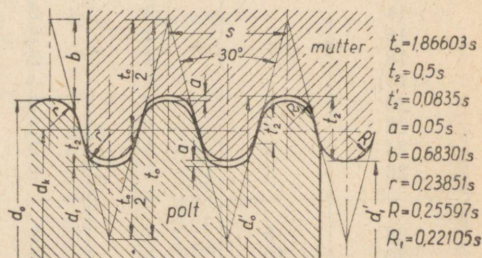
ära jääda. Kaaskeermed tsentreeritakse, vastandina trapetskeermeile, keeme välisläbimõõdule ( $d_0$ ), et hoida ära radiaalset lõtku. Suurema vastupidavuse saavutamiseks dünaamilisele koormusele on poldi keermehed põhjad poldil ümardatud.

Analoogiliselt trapetskeermega on ka saagkeere jagatud keeme sammu järgi kolme seeriasse:

- OCT/BKC 7739 — jämesaagkeere;
- OCT/BKC 7740 — normaalsaagkeere;
- OCT/BKC 7741 — peensaagkeere.



Joon. 15.



Joon. 16.

Sammude piirkond on 2—48 mm, mille järgi on ka määratud keeme ülejäänud mõõted (tabel 10). Tabelis 11 on esitatud saagkeeme läbi-mõõdud ja sammud vastavalt ülaltähendatud seeriatele.

Tabel 10.

Ühekäigulise saagkeeme profiili mõõted olenevalt sammust  $s$  (mm).

Keeme samm $s$	Keeme kõrgus $t_2$	Keeme töötav kõrgus $t_2' = t_1$	$e$	$z$	$r$
2	1,736	1,5	0,528	0,236	0,249
3	2,603	2,25	0,792	0,353	0,373
4	3,471	3	1,055	0,471	0,497
5	4,339	3,75	1,319	0,589	0,621
6	5,207	4,5	1,583	0,707	0,746
8	6,942	6	2,111	0,942	0,994
10	8,678	7,5	2,638	1,178	1,243
12	10,413	9	3,166	1,413	1,491
16	13,884	12	4,221	1,884	1,988
20	17,355	15	5,277	2,355	2,485
24	20,826	18	6,332	2,826	2,982
32	27,769	24	8,443	3,769	3,977
40	34,711	30	10,554	4,711	4,971
48	41,653	36	12,664	5,653	5,965

Saagkeermeläbimõõtude ja sammude koondtabel (mm).

$d_0$	Samm (mm)			$d_0$	Samm (mm)		
	Ühekäiguline saagkeere				Ühekäiguline saagkeere		
	jäme-	normaal-	peen-		jäme-	normaal-	peen-
10			2	100	20	12	5
12			2	(110)	20	12	5
14			2	120	24	16	6
16			2	(130)	24	16	6
18			2	140	24	16	6
20			2	(150)	24	16	6
(22)	8	5	2	160	24	16	8
24	8	5	2	(170)	24	16	8
26	8	5	2	180	32	20	8
(28)	8	5	2	(190)	32	20	8
30	10	6	3	200	32	20	10
(32)	10	6	3	220	32	20	10
34	10	6	3	250	40	24	12
36	10	6	3	280	40	24	12
(38)	10	6	3	300	40	24	12
40	10	6	3	320	48	—	12
(42)	10	6	3	350	48	—	12
44	12	8	3	380	48	—	16
(46)	12	8	3	400	48	—	16
48	12	8	3	420	—	—	16
50	12	8	3	450	—	—	16
(55)	12	8	3	480	—	—	20
60	12	8	3	500	—	—	20
(65)	16	10	4	520	—	—	20
70	16	10	4	550	—	—	20
(75)	16	10	4	580	—	—	24
80	16	10	4	600	—	—	24
(85)	20	12	5	620	—	—	24
90	20	12	5	650	—	—	24
(95)	20	12	5				

4. Ümarkeere. Ümarkeeret kasutatakse peamiselt liiteis, mis töötavad mittepuhtas, tolmuses keskkonnas, või mis on koormatud suurte dünaamiliste jõududega. Kui liiva, tolmu jms. keermel vahele sattumine tingib teravaservaliste keermel profiilide kiiret kulumist ja raskendab liite kokkupanekut, siis ümarkeere on samadel tingimustel tunduvalt eksploatatsiooni-kindlam, on pikema eaga ja kergemini käsitatav.

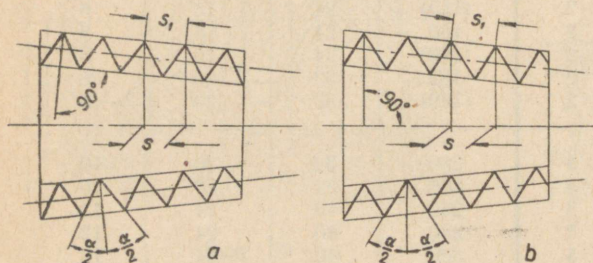
Ümarkeermel ei ole NSV Liidus üldiselt normitud, kuna nende rakenduspiirkond on väike.

Joonisel 16 on toodud mitmete NSV Liidu käitiste poolt rakendatud ümarkeermel profiil. Keermel profiili tipunurk on valitud 30° ja keermel

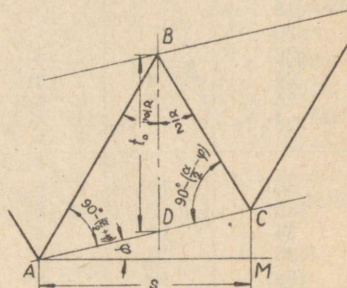
ning keermevahede tipud on tugevasti ümardatud, omades kaaskeermete vahelist tööpinda  $t_2\%$  ainult 0,0835s ulatuses. Keerme konstruktsioon on arusaadav joonisest.

## 2. Koonilised keermed.

Koonilist keeret kasutatakse laiaulatuslikult mitmesuguste toruliidete juures. Koonilise keermega saavutatakse vajalik tihedus kaasdetailide vahel keermete deformeerimisega ja igasuguse tihendusmaterjalita, ilma milleta pole mõeldav tiheduse saavutamine silindrilise keermega torulii-



Joon. 17.



Joon. 18.

teis. Tavaliselt kasutatakse koonilist keeret torul ja muhvil ainult kõrgete rõhkude ja temperatuuride juures. Madalate rõhkude ja temperatuuride puhul on soovitatav kujundada keermega toruliidete kombineerituna koonilisest ja silindrilisest torukeermest, ühendades koonilise keermega varustatud toru silindrilise keermega muhviga.

Koonilist keeret valmistatakse kahte tüüpi:

a) kooniline keere, mille kolmnurkse profiili tipunurga poolitaja on risti koonuse moodustajaga (joon. 17, a);

b) kooniline keere, mille profiili tipunurga poolitaja on risti koonuse teljega (joon. 17, b).

Kaasajal leiab kasutamist peamiselt viimane tüüp, kuna see võimaldab kaaskeermete paremat kontakti silindrilise keermega varustatud muhvi kasutamisel ja peale selle on võimalik rakendada ka lihtsustatud mõõtmistehnikat, tingituna keermeprofiili parema asetuse tõttu toru telje suhtes.

Koonilist keeret iseloomustavad põhiliselt järgmised parameetrid (joon. 17, a ja b):

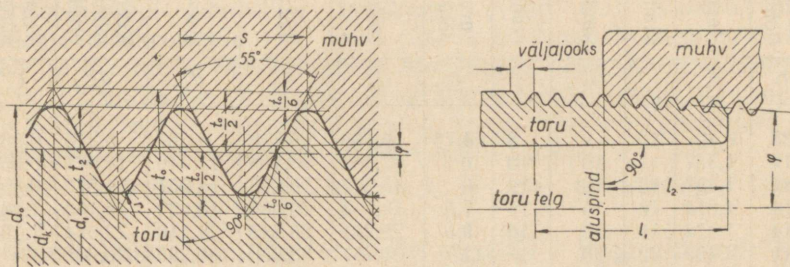
$d_k$  — keermepõõsese keskmise läbimõõt, mis antakse tavaliselt kohal, kus  $d_k$  on võrdne samasuguse toru silindrilise torukeermepõõsese keskmise läbimõõduga;

$d_0$  — keermepõõsese välisläbimõõt, mõõdetuna  $d_k$  kohal;

$d_1$  — keermepõõsese siseläbimõõt, mõõdetuna  $d_k$  kohal;

$s$  — keermesamm, mõõdetakse kahe naaberkeermes teoreetilise profiili tippude projektsiooni vahekaugusega koonuse teljel. Teljel mõõdetud samm  $s$  ja koonuse moodustajal mõõdetud samm  $s_1$  erinevus määratakse valemiga  $s = s_1 \cos \varphi$  ( $\varphi$  on koonuse kalde-nurk). Arvestades tavaliseks koonuse koonilisuseks 1 : 16, kuju-neks vahet  $s_1 = 1,0005s$ , mis annaks erinevuse umbes 12,7  $\mu$  1'' kohta;

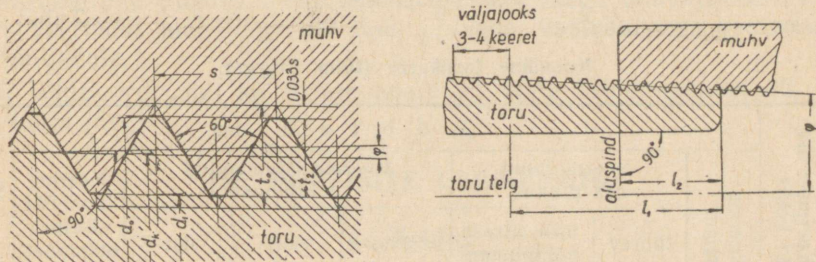
$t_0$  — koonilise keermes teoreetiline kõrgus  $t_0$  (joon. 18), määrame kolm-nurkadest  $ABC$  ja  $BDC$ :



Joon. 19.

$$t_0 = \frac{s}{2} (\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg}^2 \varphi). \quad (4)$$

Keermesprofiili tipunurga  $\alpha = 60^\circ$  ja koonuse koonilisuse 1 : 16 juures võrduks  $t_0 = 0,865743s$ , mis võrreldes silindrilise torukeermes teoreetilise kõrgusega  $t_0 = 0,866s$ , omab praktiliselt tähtsusetu erinevuse.



Joon. 20.

Koonilise keermes teoreetilise profiili külgede pikkused  $AB$  ja  $BC$  määrame valemitega:

$$AB = \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} s (1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \varphi); \quad (5)$$

$$BC = \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} s (1 - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \varphi); \quad (6)$$

Tabel 12.

## Kooniline torukeere (tüüp Whitworth).

Nimi-läbimõõt tolli- des	Keermete arv 1'' kohalt	M õ õ t e d mm										
		Keerme samm	Keermetatud osa pikkus			Toru otsast kuni põia pinnani	Keerme läbimõõdud põhipinnas			Keerme sise- läbimõõt toru otspinnas	Keerme töölav kõrgus	Ümarusraadius
			nimi-	minimaalne			keskmine	välis-	sise-			
				torul	muhvil							
<i>n</i>	<i>s</i>		<i>l</i> <sub>1</sub>		<i>l</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>k</sub>	<i>d</i> <sub>0</sub>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>r</sub>	<i>t</i> <sub>2</sub>	<i>r</i>	
1/8	28	0,907	10	9	8	4,75	9,148	9,729	8,567	8,270	0,581	0,125
1/4	19	1,337	11	10	10	6	12,302	13,158	11,446	11,071	0,856	0,184
3/8	19	1,337	13	12	12	6	15,807	16,663	14,951	14,576	0,856	0,184
1/2	14	1,814	16	15	14	7,5	19,794	20,956	18,632	18,163	1,162	0,249
3/4	14	1,814	19	18	16	9,5	25,281	26,442	24,119	23,524	1,162	0,249
1	11	2,309	22	20	18	11	31,771	33,250	30,293	29,606	1,479	0,317
1 1/4	11	2,309	25	23	20	13	40,433	41,912	38,954	38,142	1,479	0,317
1 1/2	11	2,309	25	23	22	14	46,326	47,805	44,847	43,972	1,479	0,317
2	11	2,309	28	26	24	16	58,137	59,616	56,659	55,659	1,479	0,317
2 1/2	11	2,309	32	29,5	27	18,5	73,708	75,187	72,230	71,074	1,479	0,317
3	11	2,309	35	32,5	30	20,5	86,409	87,887	84,930	83,649	1,479	0,317
4	11	2,309	41	38,5	36	25,5	111,556	113,034	110,077	108,483	1,479	0,317
5	11	2,309	44	41	38	28,5	136,957	138,435	135,478	133,697	1,479	0,317
6	11	2,309	51	47	42	31,5	162,357	163,836	160,879	158,910	1,479	0,317

Tabel 13.

## Kooniline torukeere (tüüp Briggs).

Nimi-läbimõõt tollides	Keermete arv 1'' kohalt	M õ õ t e d mm							
		Keerme samm	Keermetatud osa pikkus		Keerme läbimõõdud põhipinnas			Keerme läbimõõt sisetoru otspinnas	Keerme töötav kõrgus
			töötav	toru otsast põhipinnani	keskmine	välis-	sise-		
<i>n</i>	<i>s</i>								
1/8	27	0,941	6,700	4,572	9,519	10,272	8,766	8,480	0,753
1/4	18	1,411	10,206	5,080	12,443	13,572	11,314	10,997	1,129
3/8	18	1,411	10,358	6,096	15,926	17,055	14,797	14,416	1,129
1/2	14	1,814	13,556	8,128	19,772	21,223	18,321	17,813	1,451
3/4	14	1,814	13,861	8,611	25,117	26,568	23,666	23,128	1,451
1	11,5	2,209	17,343	10,160	31,461	33,228	29,694	29,059	1,767
1 1/4	11,5	2,209	17,953	10,668	40,218	41,958	38,451	37,784	1,767
1 1/2	11,5	2,209	18,377	10,668	46,287	48,054	44,520	43,853	1,767
2	11,5	2,209	19,216	11,074	58,325	60,092	56,558	55,866	1,767

kui  $\alpha = 60^\circ$ , siis:

$$AB = s(1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \varphi); \quad (5-a)$$

$$BC = s(1 - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \varphi). \quad (6-a)$$

Koonilised torukeermed on normitud:

a) OCT 2008 järgi — tüüp Whitworth (joon. 19, tabel 12),

b) OCT 20010 järgi — tüüp Briggs (joon. 20, tabel 13).

Whitworth-tüüpi kooniline torukeere (joon. 20) vastab profiililt silindrilisele torukeermele (vt. joon. 12), s. o. omab keerme profiili tipunurka  $55^\circ$  ja keerme ja keermevahede ümardatud tippe. Keerme läbimõõdud ( $d_0$ ,  $d_k$  ja  $d_1$ ) valitakse vastavalt silindrilisele torukeermele. Keermete ulatusel  $l_2$  toimub muhvi keeramine käsitsi, kuna edasisel keeramisel  $l_1$  ulatuses saavutatakse kaasdetailide vahel vajalik tihedus.

Keerme koonilisuus  $k = 2 \operatorname{tg} \varphi = 1 : 16$  ja moodustaja tõusunurk  $\varphi = 1^\circ 47' 24''$ .

Whitworth-tüüpi kooniline torukeere on OCT-i järgi ette nähtud torudele  $\frac{1}{8}''$  kuni  $6''$ . Kaasdetailide tihedus nimetatud keermetega toruliiteis saavutatakse keermete tihe-istuga.

Briggs-tüüpi kooniline torukeere (joon. 20) omab keerme profiili tipunurka  $\alpha = 60^\circ$  ja  $0,033s$  ulatusel sirgelt maha lõigatud keermete ja keermevahede tippe. Keerme koonilisuus, analoogiliselt Whitworth-keermele,  $k = 2 \operatorname{tg} \varphi = 1 : 16$ . OCT-i järgi on Briggs-tüüpi keere ette nähtud torudele läbimõõduga  $\frac{1}{8}'' - 2''$  ja kasutatakse torude liitmisel seal, kus ei ole ette nähtud gaasitorud (õlipaagid, karburaatorid jms.).

Kaasdetailide tihedus toruliiteis Briggs-keermega saavutatakse toru ja muhvi keermete mahalõigatud tipu pindade vastusurvega keermevahede põhjapindadele.

Nii Whitworth- kui ka Briggs-keere on kujundatud joonisel 18, b esitatud tüübi järgi.

### III. POLTLIITE ELEMENDID.

#### 1. Poldid.

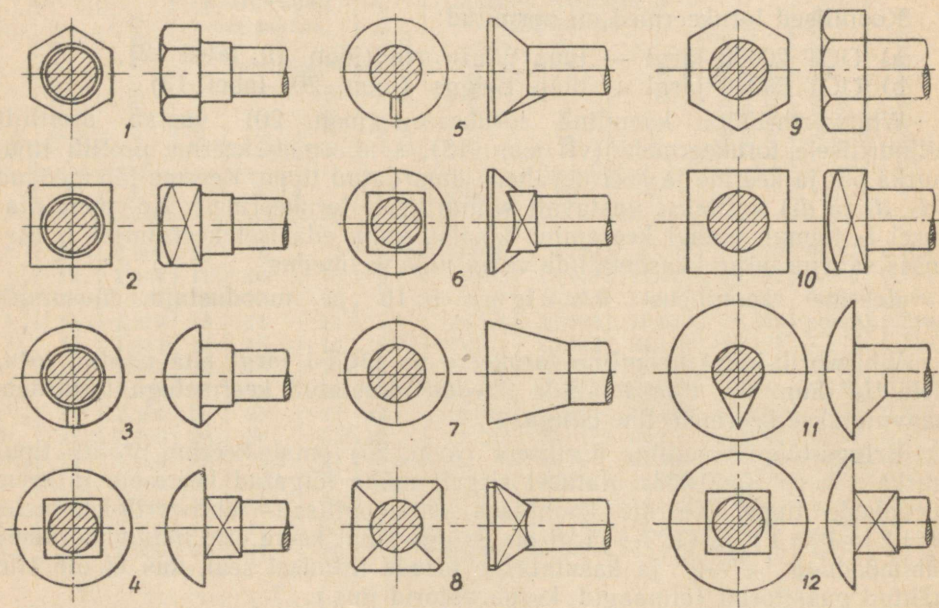
Polt on lahtivõetava poltliite element ja üldiselt koosneb silindrilisest varvast, mille ots on keermetatud, ja peast. Poldi juurde kuulub vastava keermega mutter, mille abil toimub liite liitmine. Pea, varb ja mutter võivad olla, olenevalt otstarbest, mitmesuguse kuju ja suurusega. Poldi pea ei pea alati asuma varva otsas.

OCT-i järgi on poldid normitud kolmes rühmas:

a) Mustad poldid ehk nn. turupoldid (OCT 20035-38). Mustad poldid valmistatakse külmalt või kuumalt pressimise ja sepistamise teel poldipressidel. Pea, toetuspind ja varb jäävad töötlemata. Musti polte valmistatakse normaal-meeterkeermega läbimõõdus 6—48 mm ja tollkeerme

läbimõõdus  $\frac{1}{4}$ " kuni 2". Keere on kas peale lõigatud või rullitud. Musta poldi materjaliks on Cr. 3 (OCT/HKTH 2899) ja margid 10, 15, 20 (OCT/HKTH 7123).

Olenevalt pea kujust ja mõõdetest ning poldi kaela kujust jaotatakse mustad poldid 12 tüüpi (tabel 14, joon. 21, 1–12):



Joon. 21.

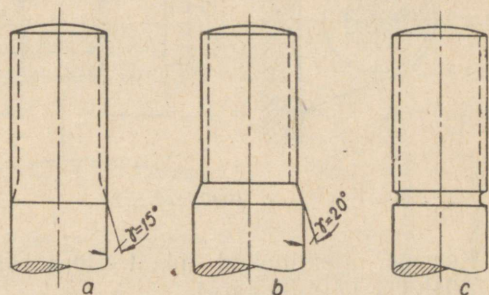
Tabel 14.

Poldi nimetus	Tüüp
<b>1. Poldid metallile</b>	
Vähendatud kuuskant-peaga poldid . . . . .	T. 1
nelikant-peaga " . . . . .	T. 2
Poolümmarguse peaga ja ninaga poldid . . . . .	T. 3
" ja nelikant-kaelaga poldid . . . . .	T. 4
Ümmarguse peidetud peaga ja ninaga poldid . . . . .	T. 5
" ja nelikant-kaelaga poldid . . . . .	T. 6
Rattavitsa poldid . . . . .	T. 7
Peidetud nelikant-peaga poldid . . . . .	T. 8
Suure kuuskant-peaga poldid . . . . .	T. 9
" nelikant-peaga poldid . . . . .	T. 10
<b>2. Poldid puidule</b>	
Poolümmarguse peaga ja ninaga poldid . . . . .	T. 11
" ja nelikant-kaelaga poldid . . . . .	T. 12

Poldi kaela või vst. varva läbimõõt kõigub keerme välisläbimõõdu tolerantsi piires. Üsikujuhtudel lubatakse suurendada krae pikkust kuni keerme alguseni.

b) Poolpuhtad poldid (OCT/HKТП 3524). Poolpuhtad poldid valmistatakse ümarterasest külvalt või kuumalt stantsimisega. Poldi pea — normaalse kuuskantpea — toetuspind ja poldi ots treitakse. Poolpuhtad poldid valmistatakse normaal- ja 1. peen-meeterkeermega läbimõõdus 6—48 mm ja tollkeermega läbimõõdus  $\frac{1}{4}$  kuni 2". Keere on kas peale lõigatud või rullitud. Poolpuhta poldi materjaliks kasutatakse terase marke 10—45 (OCT/HKТП 7123) ja legeritud teraseid 35X, 40X, 40XH (OCT/HKТП 7124).

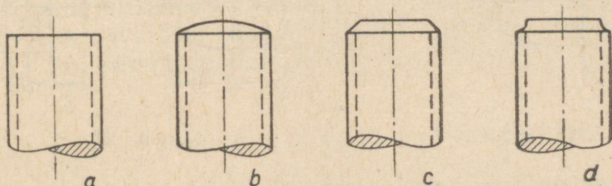
c) Puhtad poldid (OCT/HKТП 3522—3523). Puhtad poldid valmistatakse treimise teel kuuskant-terasest. Puhtad poldid valmistatakse normaal-, 1. peen- ja 2. peen-meeterkeermega läbimõõdus 2,6—48 mm (liik I) ja 6—48 mm (liik II), tollkeermega läbimõõdus  $\frac{1}{4}$  kuni 2". Liigi I moodustavad harilikud puhtad poldid keerme välisläbimõõduga võrdse varva läbimõõduga, kuna liigi II moodustavad puhtad poldid hõõritsetud aukudele. Siin on varva läbimõõt veidi suurem keerme välisläbimõõdust. Keere on treitud 2. või 3. täpsusklassi järgi. Materjalina kasutatakse automaatteraseid — (OCT/HKТП 2063) ja terasemarke OCT 7123, 7124 ja 2897 järgi.



Joon. 22.

Poldi pea kõrgus on olenev poldi läbimõõdust ja kõigub piires  $h \approx (0,65—0,75)d_0$ .

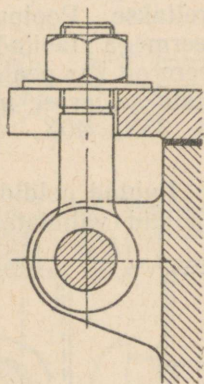
Poltide läbimõõdud on normaal-läbimõõdudena normitud OCT/HKТП 6270 järgi.



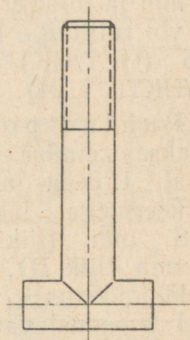
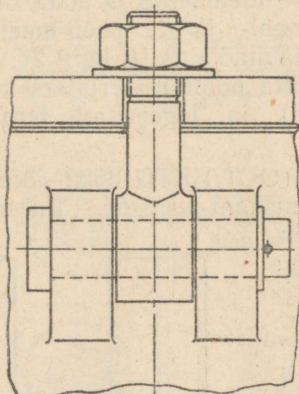
Joon. 23.

Silindrilise varva üleminek keermetatud osale on olenev keerme valmistamise viisist ja poldi täpsusklassist. Juhul, kui puudub vajadus mutri keeramiseks keermetatud osa lõpuni, võib keerme väljajooksu vardasse kujundada ettevalmistuseta nurga  $\gamma = 15^\circ$  all, kusjuures keerme välja-

jooksu pikkuseks, s. o. keerme mittetöötavaks osaks jääb 2,2—2,6 keeret (joon. 22, a). Puhtatel, eriti II liigi järgi kujundatud poltidel, valmistatakse keeme väljajooks ülemineku koonusena 20°-lise nurga all või valmistatakse treitera väljajooksuks soon (joon. 22, b, c), et keere omaks ühtlast kuju kogu keermetatud osa pikkusel.



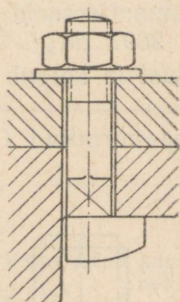
Joon. 24.



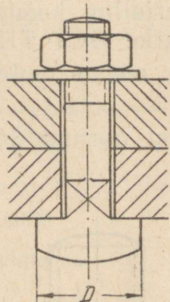
Joon. 25.

Keeme üleminekud ja treitera väljajooksu sooned on normitud OCT/HKTI 1714-39 järgi.

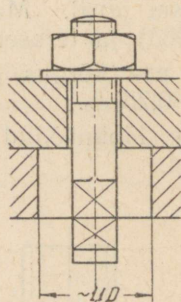
Poldi varda keermetatud osa vaba ots kujundatakse olenevalt poldi rühmast (OCT/HKTI 1713 kohaselt) järgmiselt:



Joon. 26.



Joon. 27.



a) tasapinnaline ots (joon. 23, a) on põhikujuks rullitud keermetega mustadele poltidele ja metallikruvidele;

b) sfääriline ots (joon. 23, b) — esineb variandina kõikides normides;

c) kooniline ots (joon. 23, c) — on põhikujuks puhtatele ja poolpuhtatele poltidele, tikkpoldidele ja metallikruvidele;

d) silindriline ots (joon. 23, d) — kasutatakse peamiselt puhtatel pol-

tidel (II liik), milliseid on tarvis august välja lüüa. Silindriline ots täidab ka mutri juhtimise ülesannet, eriti peenkeermega varustatud poltidel.

Peale varemtoodud normitud poltide ja normaalsete poldipeade kõrval kasutatakse masinaehituses veel tervet rida erikujulisi polte, millistega tutvume alljärgnevalt.

### 1. Aas-, T-, konks- ja vasarpeaga poldid.

Aas- ja T-peaga polte kasutatakse liigendi poltidena anumate kaante kinnitamiseks (joonised 24 ja 25). Konks- ja vasarpeaga polte kasutatakse juhtudel, kui puudub ruum normaalse poldipea paigutamiseks või kui osutub vajalikuks polti asetada auku peaga ees — näiteks ankurpoldid, laagrikaante poldid jms.

Joonistel 26 ja 27 on esitatud näited konks- ja vasarpeaga poldi sõlmede konstruktiivsest kujundamisest.

### 2. Poldid peaga varva keskosas (joon. 28).

Kasutatakse mitmest detailist koosneva liite liitmiseks juhul, kui osutub vajalikuks liite lahutamise juures eraldada ainult üks liite elementidest.

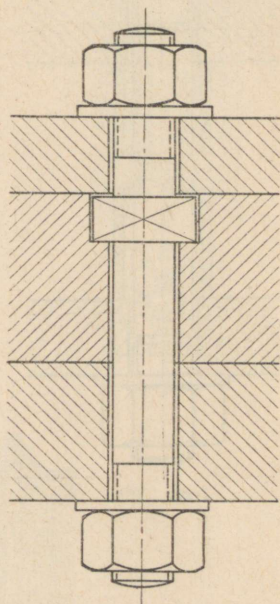
### 3. Distantspoldid.

Distantspoldide ülesandeks on tagada nõutav vahekaugus kahe detaili vahel. Joonistel 29 ja 30 on esitatud distantspoldid, kus on kasutatud tavalisi polte ja distantsi kindlustamine on korraldatud toru või mutrite abil. Viimasel juhul on võimalik vahekauguse reguleerimine. Erikujulised distantspoldid on kujundatud tugiäärikutega ja omavad sageli erinevaid kerme läbimõõte kummalgi pool otsas, viimased on tuntud ka nn. sammaspoldide nime all (joon. 31).

### 4. Kruviaasad (joon. 32).

Kruviaas koosneb kogu pikkusel keermetatud varvast ja rõngakujulisest peast. Kruviaasad keeratakse tavaliselt vastavasse detaili valmistatud keermetatud auku.

Kruviaasad keeratakse niisugustesse detailidesse, milliste tõstmiseks puudub trossiga ümberhaaramise võimalus, näit. elektrimootorid, redukto-rite kaaned jms.

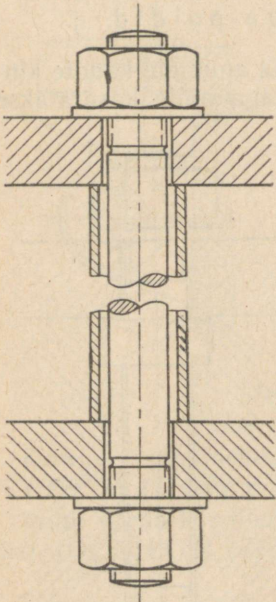


Joon. 28.

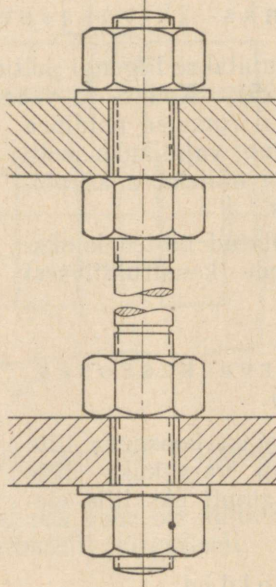
## 5. Ankurpoldid.

Ankurpolte kasutatakse masinate, tööpinkide jms. kinnitamiseks vundamendile. Ankurpoldid jaotuvad kahte suurde rühma: lühikesed ja pikad ankurpoldid.

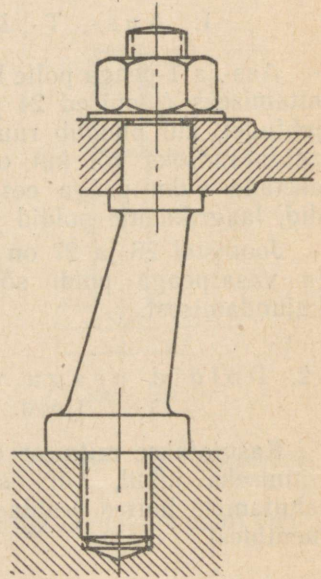
a. Lühikesed ankurpoldid on enamal juhul läbimõõduga 12



Joon. 29.



Joon. 30.



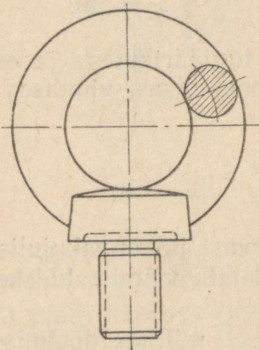
Joon. 31.

kuni 33 mm ja asetatakse keermetamata otsaga otseselt vundamendi vastavasse auku, mis pärast seda tinaga, tsemendiga, väävliga või kipsiga täis valatakse.

Lühikesed ankurpoldid on sobivad ainult väikesele ja rahulikule koormusele. Joonisel 33 on toodud lühikeste ankurpoltide konstruktiivsed lahendused viie enamlevinenud tüübi kujul:

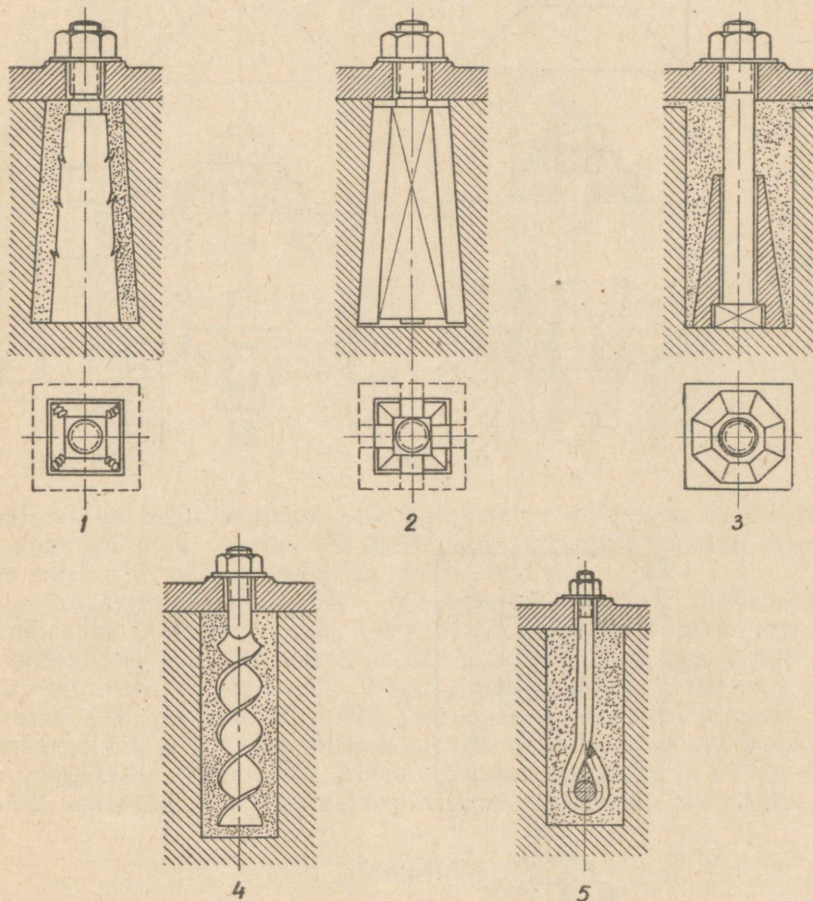
1 — neljatahulise püramiidi või koonuse kujuline ankurpolt, kusjuures külgpinnad on täitematerjaliga parema liitumise saavutamiseks varustatud kisadega.

2 — neljatahuline püramiidi kujuline ankurpolt, mis kinnitatakse auku kiilude abil. Tähen-datud ankurpoldi paremuseks on kerge eemaldamise võimalus, kuna puudub augu täisvalamise vajadus.



Joon. 32.

- 3 — tavaline nelikantpeaga polt, mida kasutatakse koos erilise malmist valatud püramiidiga,  
 4 — keerdu väänatud sabaga ankurpolt,  
 5 — silindriline polt aasaks keeratud varva otsaga, millest pistetakse läbi silindriline varras. Tähendatud polte võib kasutada grupis ühele ristvardale toetuvaina.

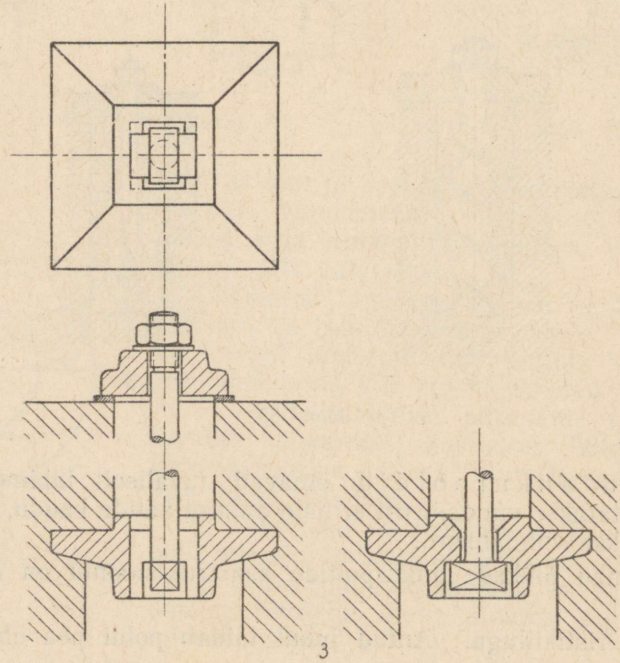
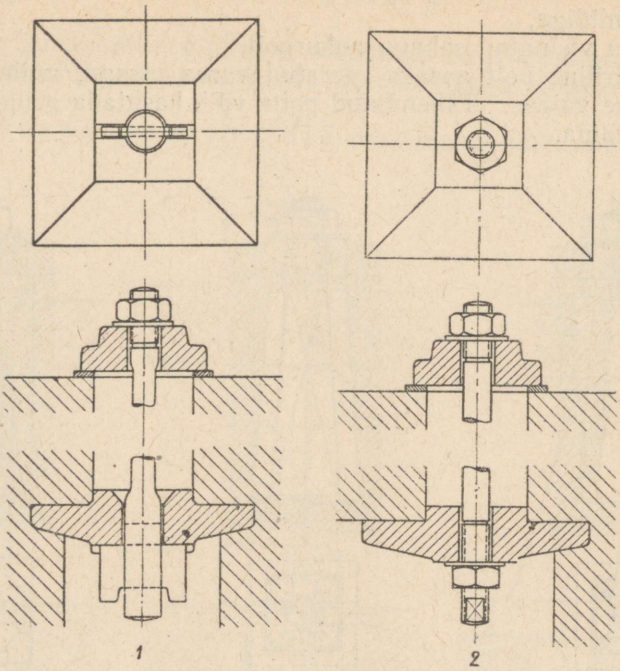


Joon. 33.

b. Pikad ankurpoldid omavad tavaliselt läbimõõtu 20 kuni 75 mm ja toetatakse vundamenti eriliste ankurplaatide kaudu, millised juba varem valatakse vundamenti.

Tüüpilisemad pikkade ankurpoltide konstruktsioonid on toodud joonisel 34.

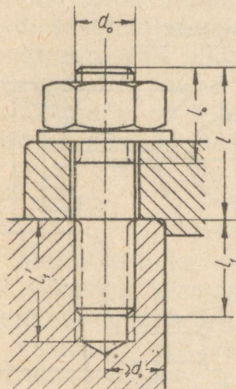
1 — polt ristikiiluga. Antud juhul täidab poldi pea ülesannet poldi



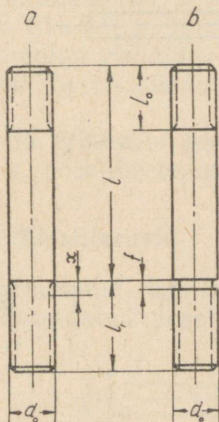
Joon. 34.

otsa asetatud paralleelsete pindadega kiil, mis asetatakse sinna enne poldi pingutamist. Konstruktsiooni kujundamisel selliste ankurpoltidega tuleb kiilu asetamiseks ette näha juurdepääsu võimalus poldi alumisele otsale.

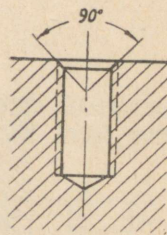
2 — poldi mõlemad otsad on varustatud keermega. Sellised poldid omavad eelisena lihtsat konstruktsiooni ja poldi pikkuse reguleerimise võimalust alumise mutriga, mis võimaldab poldi ülemise osa mutrist väljaulatuvat osa hoida normaalses kõrguses. Mutri pööramisel poldi pöörlemise



Joon. 35.



Joon. 36.



Joon. 37.

vältimiseks on poldi alumisse otsa valmistatud võtmeava, mis võimaldab poldi võtmega kinni hoida. Ka tähendatud konstruktsiooniga ankurpoldi juures tuleb ette näha juurdepääs poldi alumisele otsale.

3 — vasarpeaga ankurpoldid. Vasarpeaga ankurpolt suunatakse vundamenti auku ülevalt alla läbi ankurplaadi ristküliku kujulise ava, pärast seda pööratakse poldi 90° võrra, millises asendis poldi pea toetub ankurplaadi vastavaile tugipindadele. Nagu esitatust nähtub, ei ole vaja viimatinimetatud ankurpoltidele ette näha juurdepääsu võimalust altpoolt.

Ankurpoldid, eriti dünaamilise koormuse mõjude, venivad ja neid tuleb järele pingutada. Seda tuleb projekteerimisel arvestada ja valida seetõttu läbimõõt minimaalsest arvutuslikust läbimõödust veidi suuremana.

### Tikkpoldid.

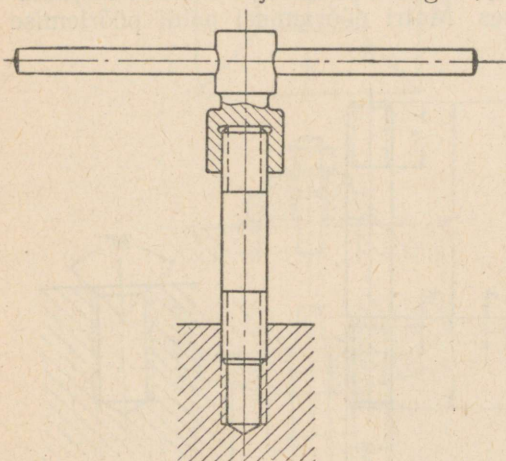
Tikkpoldiks nimetame sellist poldi konstruktsiooni, mis on kujundatud ilma peata, omades keermetatud osa mõlemas varva otsas. Tikkpolt keeratakse kindlalt ühe otsaga kogu keermetatud osa ulatuses detailisse valmistatud vastava keermega auku ja liide ise kinnitatakse mutriga (joon. 35). Detailisse keeratud tikkpolt moodustab viimasega ühe terviku.

Tikkpoldi detaili sisse keeratud keermetatud osa pikkus  $l_1$  on tavaliselt:

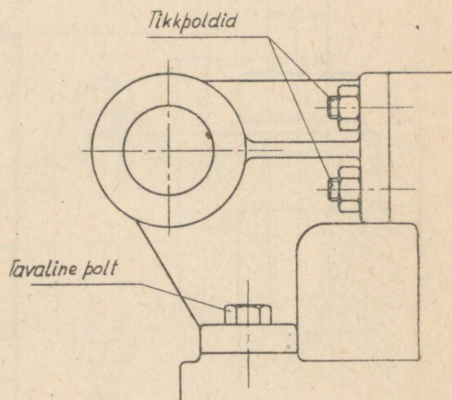
terasest ja pronksis	$(1-1,5)d_0$ ,
malmis	$(1,5-2)d_0$ ,
kergemetallides	$(2-2,5)d_0$ ,

seega on  $l_1$  pikkus olev metalli kõvadusest. Mutrialune keermetatud osa pikkus  $l_0$  (OCT 3524 järgi) on kujundatud vastavalt mutri konstruksioonile ja lukustusviisile. Keermetatud augu sügavus  $l_1'$  valitakse suurem kui  $l_1$ , lähtudes augu keerme valmistamise viisist.

Tikkpoldid on normitud OCT 20001-38 järgi: meeterkeermega läbimõõdus 6 kuni 48 mm ja tollkeermega  $\frac{1}{4}$ " kuni 2".



Joon. 38.



Joon. 39.

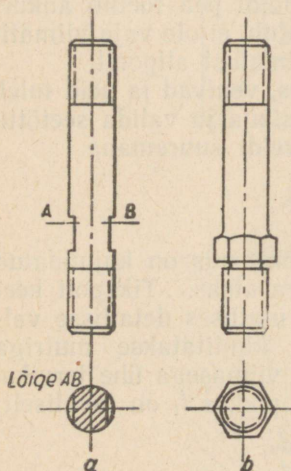
Olenevalt väliskujust jaotuvad tikkpoldid kahte gruppi: tüüp A — keermetatud osa lõpeb sooneta (joon. 36, a), tüüp B — keermetatud osa lõpeb soonega (joon. 36, b).

Sooneta tikkpoldi jaoks valmistatud keermetatud auk tuleb faasida, et kindlustada poldi keermetatud osa lõpuni keeramist (joon. 37).

Tikkpolte kasutatakse enamal juhul tugevtehdete liidete kujundamisel ja detailide asendi määramiseks. Tikkpolt on mutri pingutamisel koormatud väändepingega, seda tuleb liite arvutamisel arvestada.

Tikkpoldi sissekeeramine detaili toimub kas kaksikmutri abil, mis keeratakse poldi vabasse otsa ja mis kujundab seega ajutise poldi pea, või kasutatakse selleks otstarbeks joonisel 38 toodud erikujulist võtit.

Tikkpolt peab istuma detailis kindlalt ja liite lahutamine või kokkupanek toimub ainult mutri eemaldamisega või kinnikeeramisega. Tähtendatud tingimus nõuab seega sõlme kujundamist sellisena, et detaili eemaldamine liite lahutamisel toimub tikkpoldi telje suunas. Nii näiteks tuleb



Joon. 40.

joonisel 39 toodud nurkliitel ühe ääriku liitmiseks kasutada tavalist peaga polti, kuna vastasel korral ei saaks detaili eemaldada ilma naaberdetailide nihutamiseta.

Mittestandardseil tikkpoltidel kujundatakse sageli poldi keermetamata osale erielement, mis võimaldab polti võtmega sisse keerata (joon. 40, a ja b).

Kuigi keermetatud augu valmistamine detailisse tekitab mõningaid raskusi ja on hinnalt kallim, on tikkpolt leidnud siiski laia leviku. Tikkpoldi kasutamine nõuab peaga poldiga võrreldes vähem ruumi ja on sageli konstruktiivselt hädavajalik, kuna ta on dünaamilisele koormusele vastu pidavam kui peaga polt.

Tikkpolte on lubatud kasutada erinevate keermetega kummaski otsas, näiteks normaal-meeterkeere ja 1. peen-meeterkeere.

## 2. Metallikruvid.

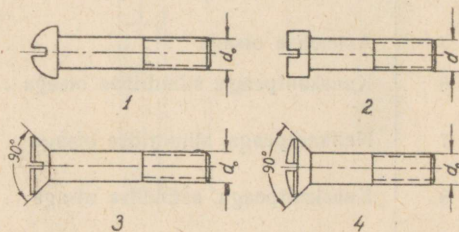
Metallikruviks nimetame keermetatud detaili, mis koosneb kruvitsaga või võtmega keeramise jaoks kujundatud osaliselt või kuni peani keermetatud silindrilisest varvast ja vastavalt otstarbele kujundatud varva otsast.

Metallikruvisid kasutatakse vähekoormatud detailide liitmiseks ja asukoha fikseerimiseks. Vastavalt tähendatud kasutusaladele jaotame metallikruvid kahte rühma:

- a) kinnituskruvid ja
- b) seadekruvid.

a. Kinnituskruvid valmistatakse tavaliselt tasapinnalise otsaga ja nad erinevad üksteisest kruvitsa jaoks kujundatud pea kuju poolest, milline valitakse vastavalt otstarbele.

Joonisel 41, 1—4 on toodud enamkasutatavate metallikruvide tüübid ja tabelis 15 andmed nende kohta.



Joon. 41.

Tabel 15.

Nr.	Kruvi tüüp	ГОСТ	Keere M, 1 M, 2 M, toll-
1	Ümarpeaga . . . . .	B-1472-42	1—20 mm 1/4" kuni 3/4"
2	Silindrilise peaga . . . . .	B-1474-42	1—30 mm 1/4" kuni 3/4"
3	Peitpeaga . . . . .	B-1473-42	1—20 mm 1/4" kuni 3/4"
4	Poolpeitpeaga . . . . .	B-1475-42	1—20 mm 1/4" kuni 3/4"

b. Seadekruvid valmistatakse peaga kruvitsa või võtmega keeramiseks ja varva erikujulise lõpuga, millega kindlustatakse kahe detaili omavaheline asetus. Seadekruvid valmistatakse terasest tõmbetugevusega 44—52 kg/mm<sup>2</sup> kuni 60—70 kg/mm<sup>2</sup>, kusjuures varva lõpposa töödeldakse termiliselt suurema kõvaduse saavutamiseks.

Enamkasutatavad seadekruvid on esitatud joonisel 42 ja andmed nende kohta tabelis 16.

Tabel 16.

Nr.	Kruvi tüüp	ГОСТ	Keere M, 1 M, 2 M, toll-
1	Koonilise otsaga . . . . .	B-1476-42	6—20 mm 1/4''—3/4''
2	Tasapinnalise otsaga . . . . .	B-1477-42	1—20 mm 1/4''—3/4''
3	Silindrilise otsaga . . . . .	B-1478-42	5—20 mm 1/4''—3/4''
4	Kärnitud otsaga . . . . .	B-1479-42	6—20 mm 1/4''—3/4''
5	Astmelise otsaga . . . . .	B-1480-42	6—20 mm
6	Kuuskantpeaga, silindrilise otsaga . .	B-1481-42	6—20 mm 1/4''—3/4''
7	Nelikantpeaga, silindrilise otsaga . .	B-1482-42	6—20 mm 1/4''—3/4''
8	Kuuskantpeaga, astmelise otsaga . .	B-1483-42	6—20 mm 1/4''—3/4''
9	Nelikantpeaga, astmelise otsaga . . .	B-1484-42	6—20 mm 1/4''—3/4''
10	Nelikantpeaga, kärnitud otsaga . . .	B-1485-42	6—20 mm
11	Nelikantpeaga, ümardatud otsaga . .	B-1486-42	8—20 mm
12	Vähendatud nelikantpeaga, astmelise otsaga . . . . .	B-1487-42	10—20 mm
13	Alusseibiga, nelikantpeaga, tasapinna- lise otsaga . . . . .	B-1488-42	5—20 mm

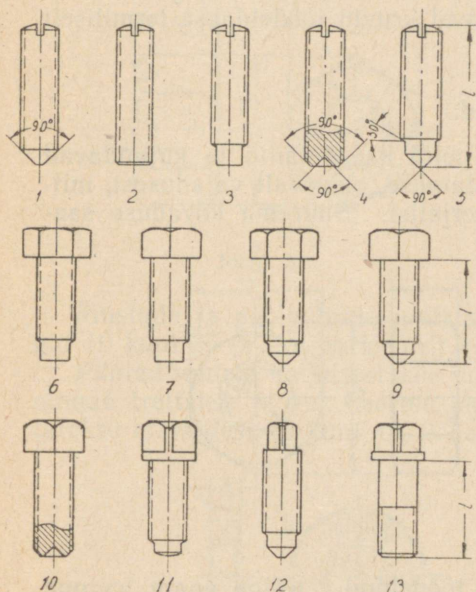
Peale käsitletud metallikruvide leiame veel silindrilise peaga võtmega keeratavaid kruvisid, kus võtme pesa on valmistatud kruvi pea sisse. Võtme pesa valmistatakse nelikandi-, kuuskandi- või ristikujulisena (joon. 43) külmalt pressimise teel. Nende kruvide paremuseks on pea minimaalne ruumitarvidus, mis aitab kaasa kogu seadme konstruktsiooni kompaktsusele ja nägususele.

#### Isekeermetavad kruvid.

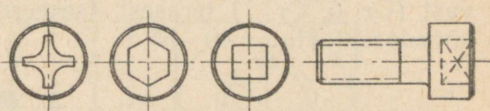
Kinnituskruvidega liite valmistamise suurimaiks puudusteks on mitte-küllaldane kontakt kruvi ja augu keermete vahel, mis on piiratud vastava

täpsusklassiga, ja augu kerme lõikamine, mis on üldiselt aeganõudev ja hinnalt kallis operatsioon.

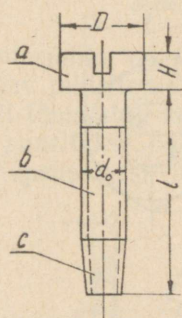
Nimetatud puudused on enamvähem kõrvaldatud nn. isekeermetavate kruvide juures, kus keeramisel võtmega või kruvitsaga või haamriga sisselöömisel kruvid ise valmistavad endale augukerme.



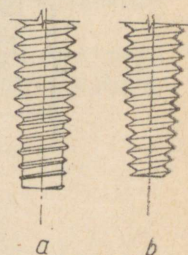
Joon. 42.



Joon. 43.



Joon. 44.



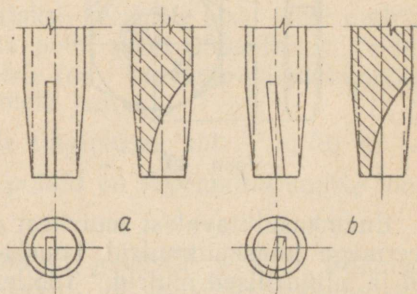
Joon. 45.

Põhiliseks erinevuseks lõikekruvidel, võrreldes tavaliste kinnituskruvidega, on see, et nende varva pikkuse võib jaotada kolme põhilisse ossa (joon. 44):

- lõikekruvi pea kruvitsaga või võtmega keeramiseks (a);
- töötav osa, mis võtab vastu koormuse peale kruvi kohale asetamist (b);
- lõpposa, mis koosneb osast kruvi juhtimiseks ja lõikeosast auku kerme valmistamiseks (c).

Isekeermetavad kruvid jaotatakse töötamise viisi järgi:

a) kruvideks, mis valmistavad vastaskerme pressimise teel ilma materjali (laastude) eraldamiseta (joon. 45, a ja b);



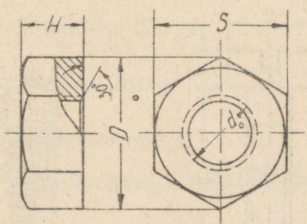
Joon. 46.

b) kruvideks, mis valmistavad vastaskeerme lõikamise teel materjali (laastude) eraldamisega (joon. 46). Antud juhul tuleb auk valmistada kruvi sisseulatava osa pikkusest  $0,2d_0$  võrra pikem, et jääks ruumi tekkiva laastupuru kogunemiseks augu põhja.

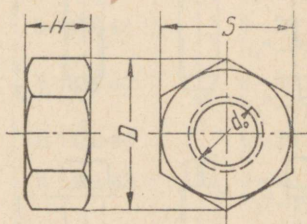
Isekeermetavate kruvide suurus on piiratud, kuna sisselõikamiseks vajalik moment suureneb kruvi läbimõõduga. Isekeermetavaid kruvisid valmistatakse läbimõõduga kuni 8 mm mittekarastuvast (Cr. 20) ja karastuvast (Cr. 6, Cr. 7) terasest. Isekeermetavad kruvid töödeldakse termiliselt kõvaduseni  $H_{RC} = 40-55$ .

### 3. Mutrid.

Mutrid, nagu tähendatud varem, on poldi kaasdetailid ja kujundavad koos poldiga kruvipaari. Mutreid valmistatakse, olenevalt vajadusest, mitmesuguse kujuga ja mitmesugusest materjalist. Suurema kõvaduse saa-

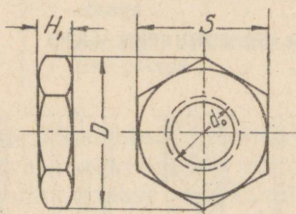


Joon. 47.

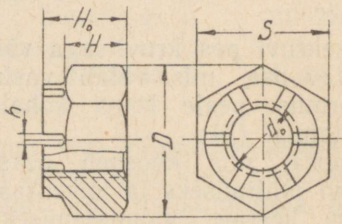


Joon. 48.

utamiseks on mutrid sageli termiliselt töödeldud. Kõige enam levinud mutri kujuks on teatava kõrgusega kuue- ja neljakandilised prismad, mille paralleelsed tahud haaratakse mutrivõtmega keeramisel. Sageli leiame ka silindrilisi mutreid, mis on varustatud soontega vastava võtme jaoks. Mutrid on faasitud kas ühelt või mõlemalt poolt.



Joon. 49.

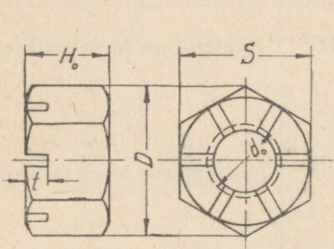


Joon. 50.

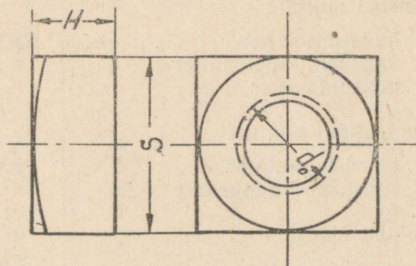
Enamkasutatavatest mutritest on OCT-i järgi normitud meeter- ja toll-keermega kuuskantmutrid, kuuskant-kroonmutrid, nelikantmutrid, tiibmutrid ja silindrilised mutrid. Töötlemise astme järgi jaotuvad mutrid mu- s- tadeks, poolpuhtateks ja puhtateks mutriteks.

Mustad mutrid on kas külmalt või kuumalt stantsitud ilma tugipindade või külgtahkude täiendava töötlemiseta.

Poolpuhtad mutrid on samuti külmalt või kuumalt stantsitud, kuid tugipinnad on treitud ja augud keeme jaoks puuritakse. Poolpuhtad mutrid valmistatakse 2. või 3. täpsusklassi järgi.



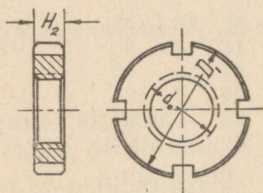
Joon. 51.



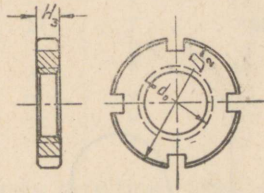
Joon. 52.

Mustade ja poolpuhtade mutrite materjaliks on Ст. 3 ning terasemargid 10 kuni 35 ja eriline fosforit sisaldav mutriteras.

Puhtad mutrid valmistatakse puhtalt tõmmatud kuuskant-lattidest, tugipinnad treitakse ja auk keeme jaoks puuritakse. Puhtad mutrid valmistatakse markidest 15 kuni 45, 2. ja 3. täpsusklassi järgi.



Joon. 53.



Joon. 54.

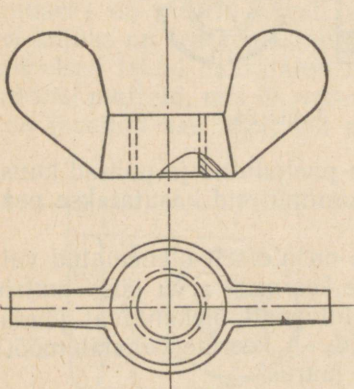
Masinaehituses kasutatavateks mutriteks on poolpuhtad ja puhtad kuuskantmutrid ühe- või kahepoolse faasiga. Nelikantmutreid kasutatakse peamiselt puitkonstruktsioonides.

Kuuskantmutrite välismõõted peale kõrguse on üldiselt olenemata valmistamise viisist. Mutri kõrgus  $H$  määratakse keemete arvu järgi mutris nii, et mutter oleks suuteline vastu võtma poldi poolt ülekantavat jõudu. OCT-i järgi on mutri kõrgus ligikaudu  $0,8d_0$  ( $d_0$  — keeme välisläbimõõt) — kasutatav ainult normaal-kinnituskeemete juures.

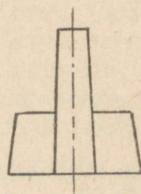
Mutri kõrgust  $H = 0,8d_0$  võib kasutada tingimusel, kui  $\frac{d_0}{s} < 36$  ( $s$  — samm). Vastutusrikkastes poltliidetes, kus poldid on koormatud suurte jõududega, vahetuseks  $\frac{d_0}{s} < 15$ .

OCT-i järgi normitud mutrid on esitatud joonistel 47—55, andmed nende kohta on toodud tabelis 17. Kuuskant- ja kuuskant-kroonmutrite põhimõõted on antud tabelis 18.

Mutrite liigid	Norm	Keere
Mustad mutrid :		
kuuskantmutter . . . . .	OCT/HKТП	Meeterkeere M ja tollkeere
kuuskant-kroonmutter . . . . .	3310	
nelikantmutter . . . . .		
Poolpuhtad mutrid :		
kuuskantmutter . . . . .	OCT/HKТП	Meeterkeere M ja tollkeere
kuuskant-kroonmutter . . . . .	3311	
Puhtad mutrid :		
kuuskantmutter . . . . .	OCT/HKТП	Meeterkeere M, 1M ja 2M ja tollkeere
kuuskant-kroonmutter . . . . .	3312	
Madalad kuuskantmutrid :		
poolpuhtad . . . . .	OCT/HKТП	Meeterkeere M ja 1M
puhtad . . . . .	7836/820 7838/820	
Silindrilised normaalmutrid . . .	ГОСТ 3104-46	Meeterkeere 1M, 2M ja 3M
„ vähendatud mutrid . . . . .	ГОСТ 3105-46	„ „
Tiibmutrid . . . . .	ГОСТ 3032-45	Meeterkeere M ja tollkeere



Joon. 55.

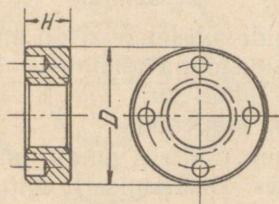


Tavaliste kuus- ja nelikantmutrite kõrval leiame normituina ka silindrilisi soontega mutreid (joon. 53 ja 54), kroonmutreid (joon. 50 ja 51) ja tiibmutreid (joon. 55). Silindrilisi mutreid kasutatakse kas konstruktsiooni nägususe huvides või juhtudel, kui pole ruumi tavalise kuuskantmutri jaoks. Normitud silindriliste, soontega mutrite kõrval leiame ka silindrilisi mutreid ristiasetatud aukudega (joon. 56 ja 57). Kroonmutreid kasu-

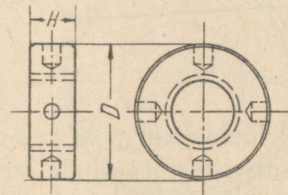
tatakse juhul, kui liite lukustuseks rakendame lõhist. Kroonmutrid valmistatakse läbimõõduga kuni 10 mm ilma krooniga (joon. 50) — läbimõõtudele üle 12 mm. Tiibmutreid kasutatakse mittevastususrikastes sõlmedes, kus on vajalik mutrite kiire käsitsi kinni- ja lahtikeeramine.

Keerme nimilabimõõd		S	$H_0$	$H_0$	$H_1$	n	t	Välja- lõigete arv
mm	toll							
2,6	—	5	—	2,6	—	—	—	}
3	—	6	—	3	—	—	—	
4	—	8	6	4	—	1,2	2,5	
5	—	9	7	4,5	—	1,2	2,5	
6	—	11	8	5	4	2	3	
8	$\frac{1}{4}$	14	9	6	5	2,5	3,5	
10	$\frac{5}{16}$	17	12	8	6	3	4	
12	$\frac{3}{8}$	22	15	10	7	3,5	5	
14	$\frac{1}{2}$	22	16	10*	—	3,5	5	
16	—	27	19	11	—	—	—	
18	—	32	20	12*	8	4,5	6	
20	$\frac{5}{8}$	32	22	13	—	4,5	6	
22	$\frac{3}{4}$	36	25	16	9	4,5	6	
24	$\frac{7}{8}$	36	27	18	—	6	7	
—	—	41	28	20	10	6	7	
27	1	41	30	20	—	6	8	
30	—	46	32	22	—	6	8	
—	—	50	35	24	12	7	9	
36	$\frac{11}{8}$	55	38	25	—	7	10	
—	—	55	38	28	14	7	10	
—	$\frac{11}{2}$	60	42	30	—	9	12	
42	—	65	46	35	—	9	12	
—	—	70	46	35	—	9	12	
48	$\frac{13}{4}$	75	52	40	—	9	12	
—	—	80	52	40	—	9	12	
—	2	80	52	40	—	9	12	

Normitud mutrite kõrval on masinaehituses tarvitusel veel rida erikujulisi mutrite tüüpe, millistest tähtsamaid vaatlеме allpool.



Joon. 56.

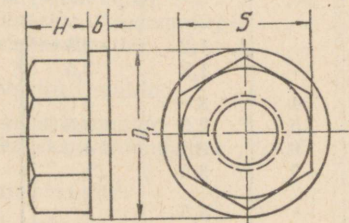


Joon. 57.

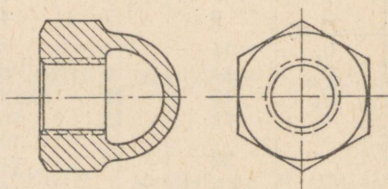
1) Kuuskant-äärikumutter (joon. 58). Tarvitatakse juhtudel, kui ei ole soovitatav kasutada lahtist alusseibi, kuid on vajalik mutri tugipinna suurendamine läbimõõduni  $D_1 = (2,1d_0 + 3 \text{ mm})$  kuni  $2,6d_0$ .

\* Murru nimetajas olevad mõõted on ainult puhtate mutrite jaoks.

2) Kuuskant-umbmutter (joon. 59). Kaitseb poldi keerme otsa vigastuste eest. Kui panna umbmutri õõnde rasva ja mutri alla tihend, siis kaitseb ta ühtlasi keeret vee ja gaaside juurdepääsu eest. Umbmutreid kasutatakse pumpade ja mitmesuguste kuumendite juures. Umbmutrid valmistatakse enamal juhul pronksist.



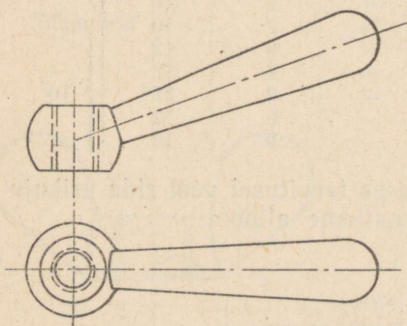
Joon. 58.



Joon. 59.

3) Käepidemega mutrid (joon. 60). Tarvitatakse seadmete juures, kus on vajalik mutrite kiire kinni- ja lahtikeeramine käsitsi.

Erikujulise mutri tüübi kujundavad endast nn. pingutusmutrid (joon. 61, 62 ja 63), mis valmistatakse sepistamise või valamise teel. Tähendatud mutrite ülesanne on mitmesuguste konstruktsioonide juures esinevate tõmmitate pingutamine.



Joon. 60.

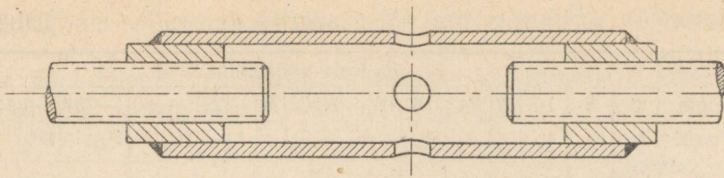
Pingutuskomplekt on kujundatud kahest mutrist, millest üks on parempoolse ja teine vasakpoolse keermega. Mutri kõrguseks antud juhul valitakse tavaliselt  $1,5d_0$  ja mutrite vahekauguseks  $(3-6)d_0$ .

#### 4. Seibid.

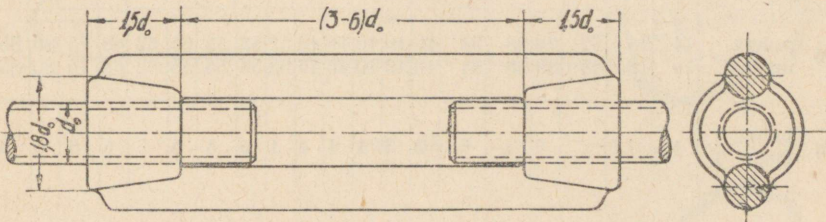
Seibide ülesandeks on mutrile nõutava toetuspinna andmine. Seibe kasutatakse juhul, kui:

- 1) mutri toetuspind pole tasane või on töötlemata;
- 2) pindsurve toetuspinna on liiga suur (näiteks puidu, mitmesuguste isoleerainete, plastmasside, alumiiniumi jms. kasutamisel); antud juhul on alusseib sageli asetatud ka poldi pea alla;
- 3) poldi auk on valmistatud suuremana poldi läbimõödust või on ovaalse kujuga;
- 4) aluspind ei ole risti poldi teljega, mis võib tekitada poldis ekstsentrilist koormust.

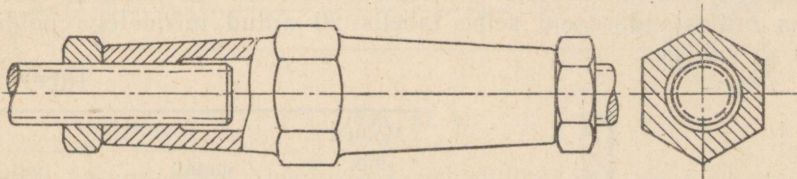
Seibid on enamal juhul rõnga või ristküliku kujulised, vastavalt otsarabele. OCT-i järgi on seibid normitud: mustad seibid — faasi-



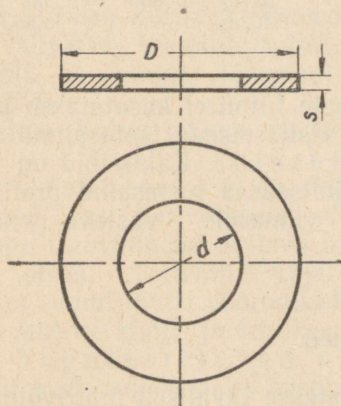
Joon. 61.



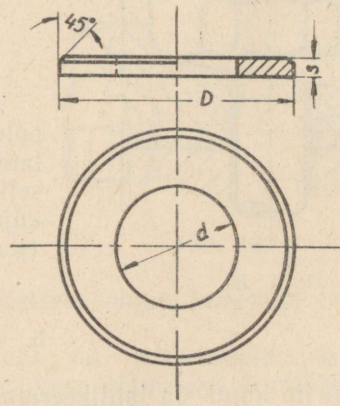
Joon. 62.



Joon. 63.



Joon. 64.



Joon. 65.

mata servadega (OCT 3100), plekist stantsitud (joon. 64) ja puhta d seibid puuritud auguga ja faasitud servaga (OCT 3223) treitud kaliibritud terasest (joon. 65). Nimetatud seibide põhimõõted on esitatud tabelis 19.

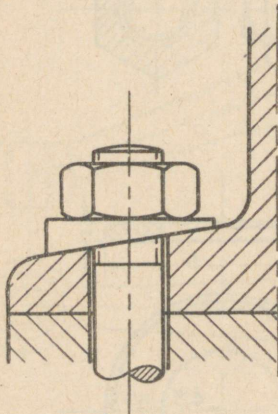
Tabel 19.

		Keerme välisläbimõõt $d_0$																					
mm		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48	—						
tolli		$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	—	$\frac{5}{8}$	—	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	—	$1\frac{1}{4}$	—	$1\frac{3}{4}$	2						
$d_1$ mm	puhas	6,5	8,5	10,5	13	14,5	16,5	19	20	21	23	25	27	28	30	31	33	38	40	44	46	50	52
	must	7	9	11	14	16	18	20	22	22	24	26	28	30	32	32	34	38	40	46	46	52	55
$D_1$ mm	puhas	14	18	22	28	28	34	40	40	40	46	46	52	52	55	55	62	68	75	80	85	90	100
	must	16	18	22	28	28	34	40	40	40	46	46	52	52	55	55	62	68	75	80	85	90	100
$S_1$ mm	puhas	1,5	1,5	2	2	3	3	3	3	4	4	4	4	5	5	5	5	6	6	6	8	8	8
	must																						

Pindsurve vähendamiseks mõeldud seibid valmistatakse suurema välisläbimõõduga, mis määratakse vastavalt olukorrale. Erijuhtudel võib kasutada ka mittestandardseid seibe tabelis 20 antud mõõdetega poldi läbimõõdu  $d_0$  suhtes.

Tabel 20.

Mõõted mm	Toetuspind	
	metall	puit
$d$	$1,1d_0$	$1,1d_0$
$D$	$2,1d_0 + \frac{3}{2}$ mm	$3d_0$
$S$	$0,2d_0$	$0,3d_0$



Joon. 66.

Profiilteraste liitmisel kasutatakse mutrile poldi teljega ristiasetseva toetuspinna saavutamiseks kaldseibe. Kaldseibid on tavaliselt ruudukujulised ja toetuspind profiilil on kujundatud viimasele vastava kaldega (joon. 66).

## 5. Mutrivõtmed.

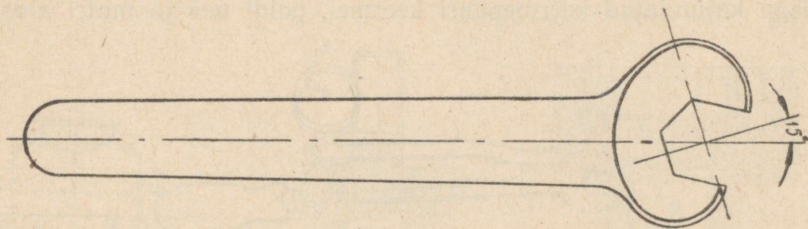
Mutrite kinni- ja lahtikeeramist toimetatakse tavaliselt mutrivõtmetega, mis on valmistatud peamiselt vormse pistamise või stantsimise teel, harvem valamise teel.

Mutrivõtmeid eristatakse nende välise kuju ja otstarbe järgi:

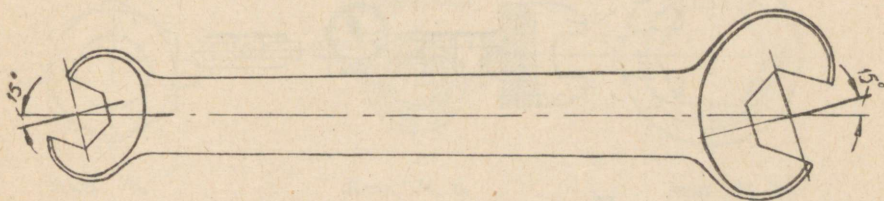
a) Lihtsad mutrivõtmed — koosnevad mutri haaramiseks ettenähtud peast ja hoovast-käepidemest (joon. 67, a). Sagedamini esinevad kahe peaga võtmed kahe eri võtmeavaga mutri pööramiseks

(joon. 67, b); see vähendab kahekordselt ühte komplekti kuuluvate võtmete arvu.

Võtme hoob-käepide ja pea kujundatakse kas teljeliselt ühel sirgel või siis  $15^\circ$  või  $30^\circ$  nurga all.



Joon. 67, a.

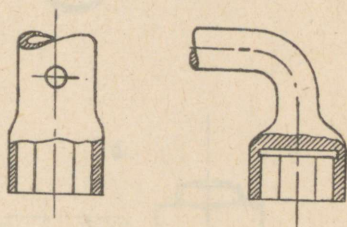


Joon. 67, b.

Sõlme kujundamisel kruviliitega on oluline ette näha vajalik ruum mutri (poldi pea) haaramiseks võtme ja viimase pööramiseks  $30^\circ$  ( $15^\circ$ -lise nurgaga võtmed) või  $60^\circ$  võrra ( $0^\circ$  ja  $30^\circ$ -lise nurgaga võtmed). Üldiselt valitakse seetõttu poltide samm  $t = 3,5d_0$  ja kaugus lähemast servast  $l = 1,75d_0$ .

Võtme hoova pikkus on keskmiselt  $15d_0$ .

b) Otsvõtmed (joon. 68) on kujundatud kas toruvõtmena või nurk-hoovaga toruvõtmena vastava mutri jäljega otsas. Toruvõti vajab minimaalset ruumi mutri pööramiseks ja on otstarbekohane kasutada eriti peidetud mutrite kinni- ja lahtikeeramiseks.



Joon. 68.

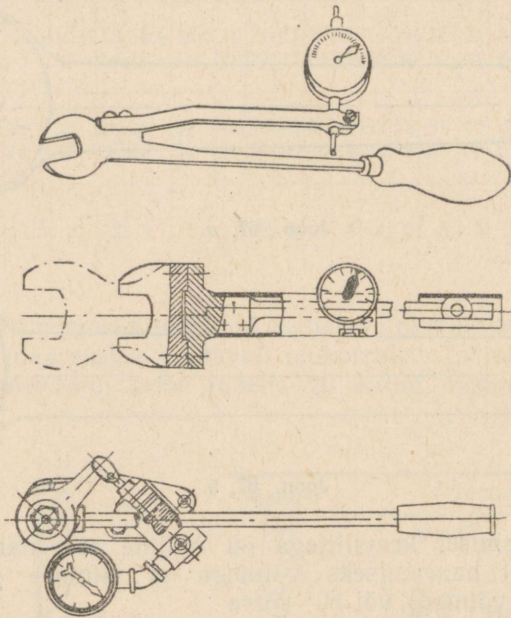
c) Reguleeritavad võtmed ehk nn. universaalmutrivõtmed. Viimaseid on võimalik kasutada mitmesuguse võtmesusega mutrite pööramiseks.

d) Haak- ja tappvõtmed — silindriliste soonmutrite ja rist-aukudega mutrite keeramiseks.

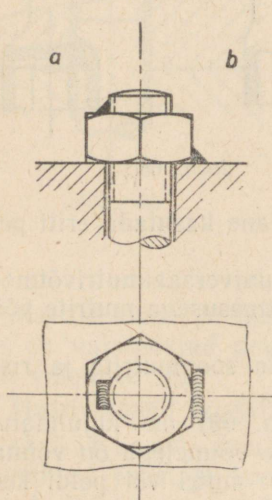
e) Dünamomeetrilised võtmed (joon. 69) on kujundatud peamiselt mutritele  $d_0 > 16$  mm. Dünamomeetriliste võtmetega on võimalik kindlustada poldi ettenähtud eelpingestust, s. o. mutri või poldi keeramist kindla pöördemomendiga.

#### IV. KEERMIPAARI LUKUSTAMINE.

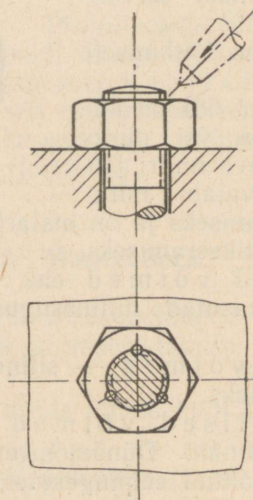
Poltliite kujundamisel on üheks tähtsamaks ja ühtlasi ka lahutamatuks nõudeks keermepaari kindlustamine lahtikeerdumise vastu. Kinnituskeermega kujundatud keermepaari keermel, poldi pea ja mutri aluspinda-



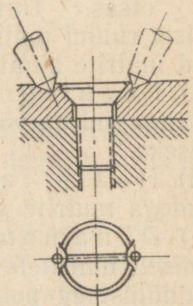
Joon. 69.



Joon. 70.

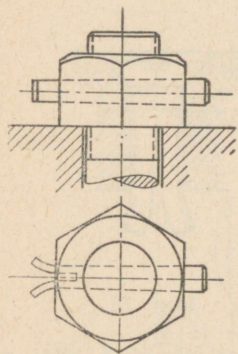


Joon. 71.

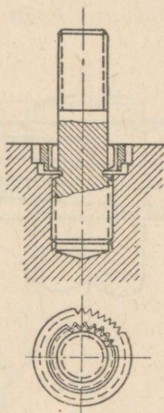


Joon. 72.

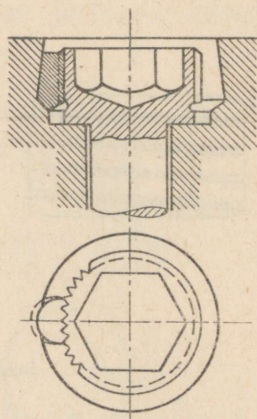
del esinevad hõõrdejõud annavad meile küllaldase tagatise ülaltähendatud nõude kindlustamiseks juhul, kui on garanteeritud eelpingestuse stabiilsus, s. t. liitele mõjuv koormus on staatilise iseloomuga. Vastasel korral, kui poltliide töötab vahelduva või dünaamilise koormuse tingimus-



Joon. 73.



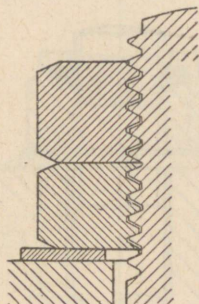
Joon. 74, a.



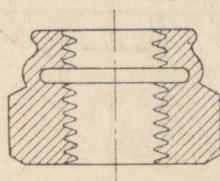
Joon. 74, b.

tes, muutuvad ka kruviliites esinevad hõõrdejõud ja võivad mõningal juhul omandada suurust, mis ei takista mutri lahtikeerdumist.

Mutri lahtikeerdumise vältimiseks on sel juhul vajalik varustada keermepaar mingi fikseeriva lisaelemendiga, keermepaar on tarvis l u k u s t a d a.



Joon. 75.



Joon. 76.

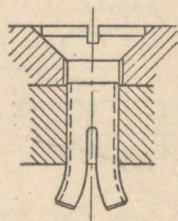
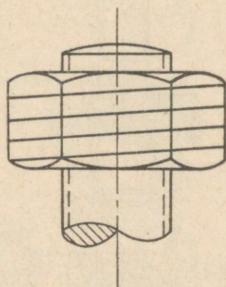
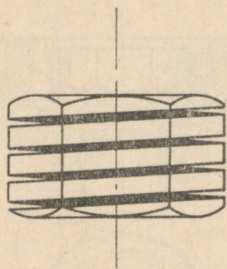
Keermepaari lukustamine on põhiliselt teostatav kas puht-mehaanilise või elastse mõjumisviisiga lukustusvahenditega. Lukustuse võime jaotada tema teostamise viisi järgi nelja gruppi:

a) umbne lukustus — liite avamine on seotud liite või lukustusvahendi purustamisega või plastilise deformatsiooniga;

b) hõõrdelukustus — on teostatav keermepaaris esinevate hõõrdejõu-

dude suurendamisega materjali elastsuse ära kasutamisel või suurema hõõrdeteguriga lisamaterjalide kasutamisel, mis kindlustaksid enam-vähem püsivad hõõrdumistingimused keermepaaris;

c) lukustus eri fiksaatoritega — kindlustavad jäiga ühenduse keermepaari elementide vahel mutri kindla asendi tõttu;

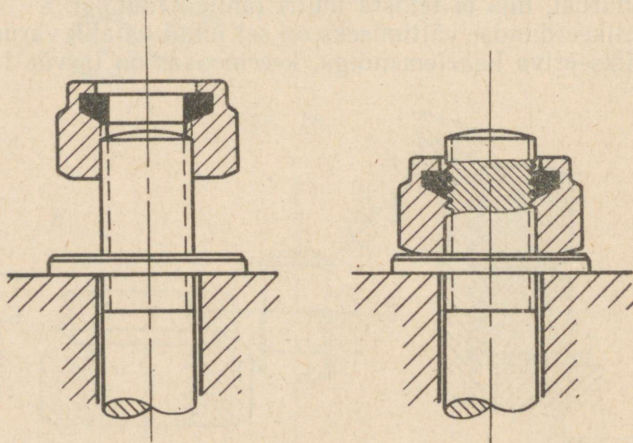


Joon. 77.

Joon. 78.

d) kombineeritud lukustus — rakendades kolme ülaltoodud viisi mitmesugustes kombinatsioonides.

Alljärgnevalt tutvume tähendatud lukustamisviiside juures rakendatavate lukustusvahenditega ja nende konstruktsioonidega.

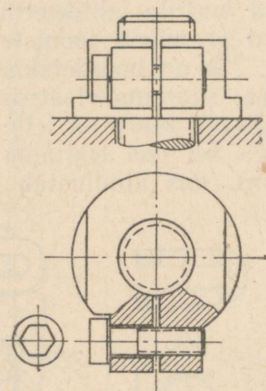


Joon. 79.

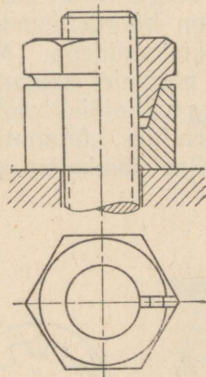
a. Umbne lukustus on kõige lihtsamini teostatav, ainult tema rakendamine piirdub harva avatavate ja järelepingutamist mitte nõudvate poldliidetega. Selle rühma iseloomustavamaiks esindajaiks oleksid järgmised: keermepaari lukustamine keevitamise (joon. 70, a ja b) ja kärnimise (joon. 71 ja 72) teel, poldi ja mutri liitmine koonilise tihtiga (joon. 73), tikkpoldi lukustamine massiivi pressitud kergemetallist rõn-

gaga (joon. 74, a). Juhul, kui on tegemist väheelastsete keermepaari või massiivi materjalidega (karastatud), annab lukustamiseks väga häid tulemusi suure elastsusega abielemendi neetimine vastavasse pessa poltliites (joon. 74, b).

b. Hõõrde- ja lukustus, mis põhineb keermepaaris esinevate hõõrdejõudude kunstlikul suurendamisel, on kõige enam levinenud lukustusviis,



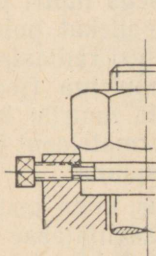
Joon. 80.



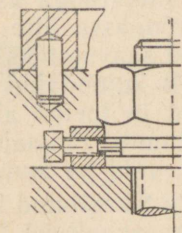
Joon. 81.

omades mitmekordset kasutamise võimalust, lihtsat käsitamist ja võimalust liite järelepingutamiseks.

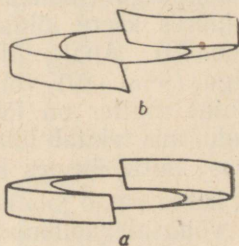
Kõige vanemaks selle grupi esindajaks tuleb lugeda vastumutri kasutamist, eriti juhul, kui polt on vähe koormatud või polti ei ole võimalik



Joon. 82.



Joon. 83.



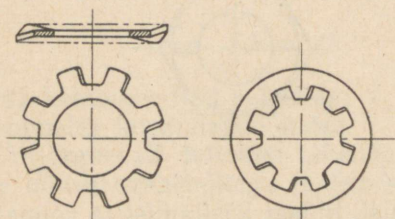
Joon. 84.

küllaldaselt eelpingestada (näiteks laagrilookade kinnituspoldid). Antud juhul suurendatakse hõõrdejõude keermes kahe mutri kõrguse ulatuses tekkiva poldi täiendava elastse deformatsiooni arvel, mis tekitatakse erinevate keermepindade haaramise teel kummagi mutri poolt. Seejuures surutakse mutrite vastaspinnad kokku (joon. 75). Seega ei ole tekkinud hõõrdejõud olenevad ülejäänud poldi osas esinevatest jõududest ja kindlustavad liite püsivuse ka juhul, kui poldivarb üldse ei ole koormatud.

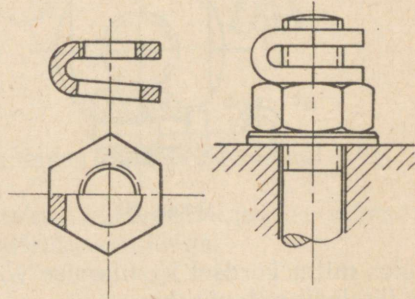
Nagu nähtub joonisest 75, võtab poldile mõjuva jõu vastu pealmine mutter, seega tema kõrgus peab olema normaalne, aga mitte väiksem, nagu sageli konstruktsioonides liame, arvamusega, et ülemise mutri ülesandeks on liite lukustamine. Tegelikult on olukord vastupidine.

Üldiselt on vastumutri rakendamine vastutusrikastes konstruktsioonis piiratud, kuna võrdlemisi väike deformatsiooni piirkond ei võimalda küllaldast täiendavate hõõrdejõudude stabiilsust, eriti dünaamilise koormuse juures, seega ei ole ka kõrvaldatud mutrite lahtikeerdumise oht.

Kaasajal on hõõrdelukustus esindatud peamiselt joonistel 76—87 esitatud konstruktsioonidega. Mutril (joon. 76) on hõõrdetakistuse suurendamine keerme pindadel saavutatud vetruva, suurema elastsusega mutriosa kujundamisega väljalõike abil, millest ülalpool keere on telje suunas veidi nihutatud, võrreldes põhimutri keermega. Sel teel tekitame mutri kinni keeramisega lisa tõmbejõu poldi lõpposas, mis kindlustab küllaltki sta-



Joon. 85.



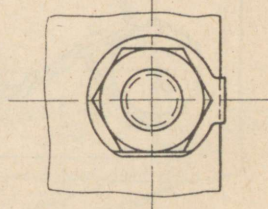
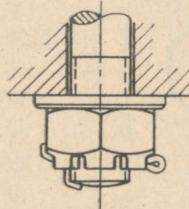
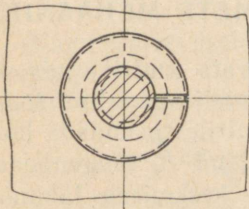
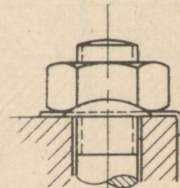
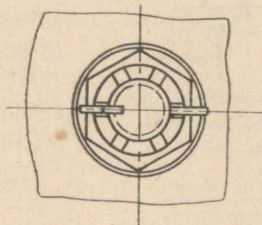
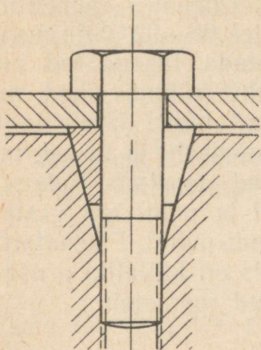
Joon. 86.

biilse hõõrdejõu keerme pindadel muutuva koormuse puhul. Hõõrdejõu suurendamine keerme pindadel on võimalik ka mutri (joon. 77) või poldi otsa lõhestamisega (joon. 78) või fiiberrõnga asetamisega mutri ülemisse ossa, kusjuures keere lõigatakse rõngasse liite kokkupanekul poldi keermega (joon. 79). Analoogiline efekt saavutatakse ka mutri radiaalse deformatsiooniga (joon. 80) või eriliselt kujundatud vastumutriga (joon. 81), kus pealmine mutter on lõhestatud ja toetub alumisele mutrile koonilise pinna kaudu, mis tekitab lõhestatud mutri radiaalse deformatsiooni ja seega ka lukustuse mitte üksnes keermel, vaid ka mutri välispinnal.

Erilist kohta omab joonistel 82 ja 83 esitatud lukustus, mida kasutatakse peamiselt võimsate kolbmootorite kepsupoltidel. Siin saavutatakse hõõrdetakistuse suurendamine nii mutri alumise osa välispinnal kui ka keermepindadel mutri radiaalse deformatsiooni tõttu, mis tekitatakse vastava kujundusega mutri suunamisega detailil valmistatud pessa (joon. 82) või rõngasse (joon. 83).

Väga levinud on hõõrdelukustuse saavutamine ka elastsete vaheelementidega nn. vedruseibidega. Joonisel 84, a ja b on esitatud tavalised nn. ühekeermelised vedruseibid, milledest tüüp b on eelistatavam, kuna omab peale elastsuse veel mehaanilise lukustuse võimaluse seibi teravikude näol, mis liite kokkupanekul tungivad mutri ja detaili tugipindadesse.

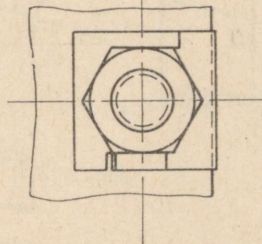
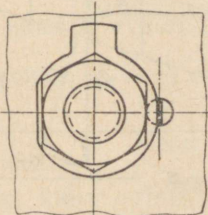
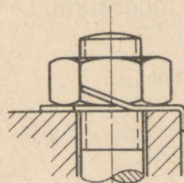
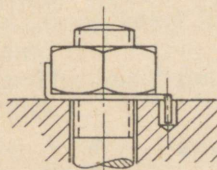
Tähendatud vedruseibide üheks suuremaks puuduseks on, et nad muudavad mõjuva jõu tsentraalsust poldi varva telje suhtes. Kaasajal on enam-



Joon. 87.

Joon. 88.

Joon. 89.



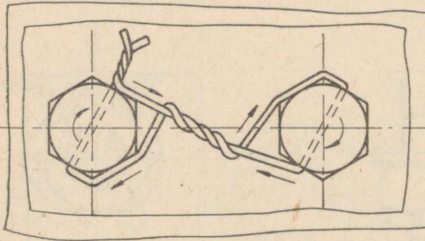
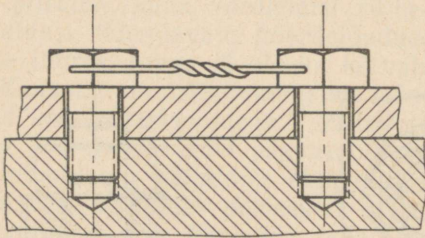
Joon. 90.

Joon. 91.

levinud joonisel 85 esitatud vedruseibid, mille juures on eemaldatud ühekeermelise vedruseibi peamine puudus. Peale selle on neid võimalus kasutada peitpeaga kruvide lukustamisel, andes neile vastava koonilise kuju.

Kasutamist leiavad ka joonistel 86 ja 87 toodud konstruktsioonid.

c) Lukustus fiksaatoritega on samuti nagu hõrdelukustuski väga laialt levinud. Ta kindlustab jäiga ühenduse keermepaari elementide vahel eriliste abielementidega, nagu näidatud joonistel 88—92. Siinjuures



Joon. 92.

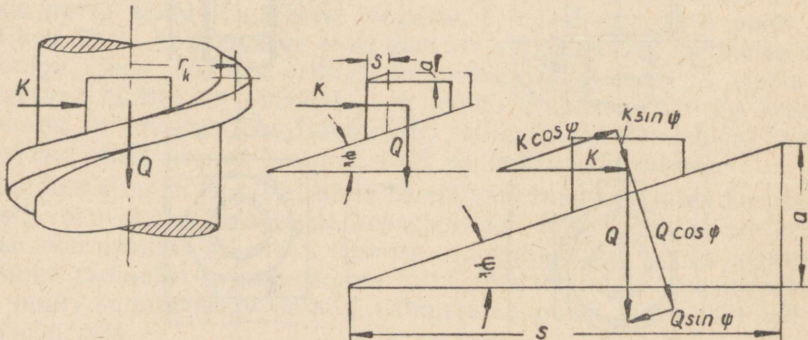
võime jaotada tähendatud elementid kahte rühma: ühed, mis võimaldavad mutri järelepingutamist astmeliselt, ja teised, mis võimaldavad teostada lukustamist mutri ja poldi iga vastastikuse asendi puhul. Fiksaatorite töötamisviis on küllaltki arusaadav esitatud joonistelt.

## V. KEERMETE MEHAANIKA.

Et pöörata mutrit, mis on koormatud teljesuunalise jõuga  $Q$ , tuleb mutrile rakendada horisontaalne jõud  $K$  tangentsiaalselt keeme keskmisele läbimõõdule  $d_k$  (joon. 93).

Arvestamata poldi ja mutri keermete vahelist hõõrdumist, võime kirjutada võrrandi tööde võrdsuse kohta:

$$K_0 \cdot s = Q \cdot a, \quad (7)$$



Joon. 93.

kus  $K_0$  on mutri keeramiseks vajalik jõud, arvestamata hõõrdumist keermetes,

$s$  —  $K_0$  poolt läbikäidud tee,  
 $a$  —  $Q$  poolt läbikäidud tee.

Kuna  $a : s = \operatorname{tg} \psi_k$  siis

$$K_0 = Q \operatorname{tg} \psi_k. \quad (8)$$

Arvestades nüüd hõõrdumist keermepinnal (ruutkeere), koostame uue võrrandi tööde võrdsuse kohta vastavalt jõudude jaotusele joonisel 93:

$$K \cdot s = Q \cdot a + fQ \cos \psi_k \frac{a}{\sin \psi_k} + fK \sin \psi_k \frac{a}{\sin \psi_k},$$

kus  $f$  on hõõrdetegur keermepindade vahel.

Peale lihtsustamist saame

$$K = Q \frac{f + \operatorname{tg} \psi_k}{1 - f \operatorname{tg} \psi_k}. \quad (9)$$

Kuna  $f = \operatorname{tg} \varrho$ ,  $1 - f \operatorname{tg} \psi_k \approx 1$  ja  $\operatorname{tg} \psi_k + \operatorname{tg} \varrho \approx \operatorname{tg} (\psi_k + \varrho)$ , siis

$$K \approx Q \operatorname{tg} (\psi_k + \varrho). \quad (10)$$

Nagu teame, iseloomustab kadusid kasutegur.

Antud juhul kasutegur

$$\eta_k = \frac{K_0}{K} = \frac{\operatorname{tg} \psi_k}{\operatorname{tg} (\psi_k + \varrho)}. \quad (11)$$

Selgub, et kruvi kasutegur oleneb ainult keermepinnal keskmisest tõusnurrgast  $\psi_k$  ja hõõrdetegurist keermepinnal vahel  $f = \operatorname{tg} \varrho$ . Seega igal keermepinnal antud hõõrdeteguri  $f$  juures on üks  $\psi_k$  väärtus, mille juures kruvi kasutegur on maksimaalne.

Diferentseerides kasuteguri avaldist  $\psi_k$  suhtes, leiame kasuteguri maksimaalse väärtuse.

$$\frac{d\eta_k}{d\psi_k} = \frac{d}{d\psi_k} \cdot \frac{\operatorname{tg} \psi_k}{\operatorname{tg} (\psi_k + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} (\psi_k + \varrho)}{\cos^2 \psi_k} - \frac{\operatorname{tg} \psi_k}{\cos^2 (\psi_k + \varrho)} = 0.$$

Lihtsustades saadud avaldist, saame:

$$\sin (\psi_k + \varrho) \cos (\psi_k + \varrho) - \sin \psi_k \cos \psi_k = 0$$

ehk

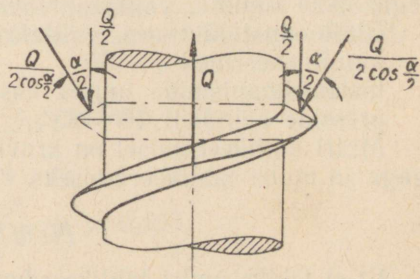
$$\sin 2(\psi_k + \varrho) = \sin 2\psi_k,$$

millest leiame, kuna  $\varrho \neq 0$ , et

$$2(\psi_k + \varrho) = \pi - 2\psi_k,$$

kust

$$\psi_k = 45^\circ - \frac{\varrho}{2} \quad (12)$$



Joon. 94.

ja

$$\eta_{max} = \frac{\operatorname{tg} \psi_k}{\operatorname{tg}(\psi_k + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varrho}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45^\circ + \frac{\varrho}{2}\right)} = \frac{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varrho}{2}\right)}{\operatorname{ctg}\left(45^\circ - \frac{\varrho}{2}\right)} = \operatorname{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\varrho}{2}\right). \quad (13)$$

Normaalse keerme puhul on hõõrdetegur  $f$  piires  $f = 0,1-0,3$ . Kui  $f = 0,1$ , siis  $\varrho = 6^\circ$  ja saame maksimaalse kasuteguri väärtuseks

$$\eta_{max} = \frac{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varrho}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45^\circ + \frac{\varrho}{2}\right)} = 0,81.$$

Keermepinna täpse töötlemise ja hea määrimise puhul võime saavutada isegi paremaid tulemusi ( $f \approx 0,06$ ,  $\eta_{max} = 0,887$ ).

Liikumis- ja jõukruvide juures, kus on tähtis kruvi kõrge kasutegur, on tõusunurga  $\psi_k$  suurendamine selles mõttes olulise tähtsusega. Tavaliste kinnituskruvide puhul ja perioodilise kasutamisega jõukruvidel, kus kasutegur pole oluline, valitakse tõusunurk isepidurdamise tagamiseks väike.

Ülaltoodust lähtudes, valitakse keerme tõusunurk  $\psi_k$ :

kinnituskeermeil  $1^\circ-5^\circ$ ;

tõstemehhanismide juures kasutatud jõukruvidel  $4^\circ-6^\circ$ ;

presside spindlil  $18^\circ-25^\circ$ .

Mutri lahtikeeramisel on kruijoon näiliselt  $\varrho$  võrra väiksema kaldenurraga ja mutri lahtikeeramiseks vajalik jõud seega

$$K' = Q \operatorname{tg}(\psi_k - \varrho). \quad (14)$$

Et ei tekiks mutri lahtikeerdumist koorma mõjumisel, peab  $K' \leq 0$ , mis on võimalik vaid siis, kui  $\psi_k \leq \varrho$ .

Vahekord  $\psi_k < \varrho$  väljendab seega isepidurdavuse tingimust.

Sel juhul kasutegur  $\eta$  on igal juhul väiksem kui 0,5:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varrho}{\operatorname{tg} 2\varrho} = \frac{\operatorname{tg} \varrho (1 - \operatorname{tg}^2 \varrho)}{2 \operatorname{tg} \varrho} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \varrho. \quad (15)$$

Kolmnurkse profiiliga keerme juures on hõõrdumine suurem (joon. 94), kuna keerme pinnaga risti mõjuv jõud on

$$P' = \frac{P}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

seega on hõõrdejõud teguri  $\frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}}$  kordselt suurem kui ruutkeermel. Näiline

hõõrdetegur kolmnurk-keerme puhul

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (16)$$

Kõik eeltoodud valemid on ka siin kehtivad, kui asendada  $f = f'$  ja  $\varrho = \varrho'$ .  
Kuna

$$\varrho' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} > \varrho,$$

siis tuleb järeldada, et kolmnurkse profiiliga keerme kasutegur  $\eta'$  on väiksem sama tõusunurgaga ruutkeerme kasutegurist  $\eta$ , s. o.

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varrho')} < \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varrho)} = \eta.$$

Tavalisel meeterkeermel  $\frac{\alpha}{2} = 30^\circ$  ja näilik hõordetegur

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f}{0,866} \approx 1,15f.$$

Nii on 24 mm läbimõõduga ruutkeermel, mille tõus  $s = 6$  mm ja keerme sügavus vastab sama läbimõõduga meeterkeermele, kasutegur hõordeteguri  $f = 0,1$  juures

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg}(5^\circ + 6^\circ)} = 0,45,$$

meeterkeermel samadel andmetel aga

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varrho')} = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg}(5^\circ + 6^\circ 34')} = 0,428.$$

## VI. POLTLIITE ARVUTUSE ALUSED.

### 1. Jõudude jaotuse määramine poltliites.

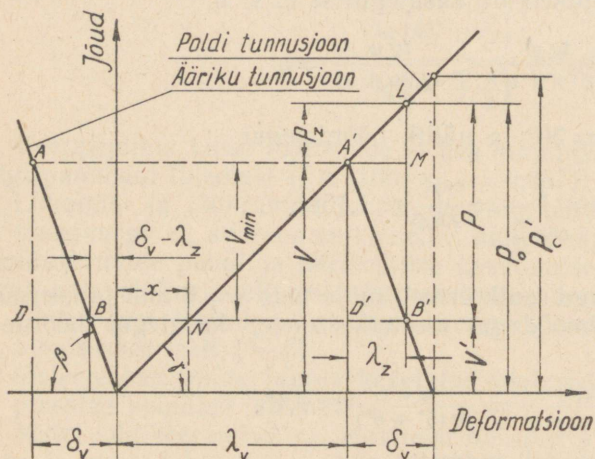
Jõudude jaotuse määramiseks poltliites võtame üldjuhuna aluseks eelpingestatud liite.

Bobarõkov, uurides 1911. a. Tomski Tehnoloogia Instituudis jõudude jagunemist eelpingestatud poltliites, tõestas eksperimentaalselt oma teoreetilise järelduse, et eelpingestatud poltliitele mõjuv välisjõud ei kandu üle poldile mitte kogu oma suuruses, vaid ainult osaliselt ja et ülekantava jõu osa suurus on olenev liiteelementide kujust, mõõteist ja kasutatud materjalide elastsusest (elastsusmoodulist). Kui tähistada  $E_p$  ja  $F_p$  — poldi materjali elastsusmoodul ja ristlõike pinda ning  $E_d$  ja  $F_d$  — vastavad suurused liidetavatele elementidele, saame Bobarõkovi järgi ülekantava jõu vähenemise teguriks järgmise avaldise:

$$a = \frac{E_p F_p}{E_p F_p + E_d F_d}$$

tingimusel, et töötavate osade pikkused on võrdsed.

Et saada selgemat ülevaadet tähendatud mõttest, on otstarbekohane jälgida liites esinevaid deformatsioone eeldusel, et viimased püsivad elast-  
suse piirides. Aluseks võttes jõu ja elastse deformatsiooni lineaarset vahe-  
korda, võime poltliites esinevad jõud piltlikult esitada nn. jõudude-pike-  
nemiste diagrammis (joon. 95). Diagrammi ordinaatteljele kanname poldi  
telje sihis mõjuva jõu ja abstsissiteljele vastava absoluutse pikennemise  
(lühenemise). Seejuures tuleb eeldada, et funktsioonid  $\lambda = f(P)$  (pikene-  
mine) ja  $\delta = f(P)$  (lühenemine) on teada.  $\lambda = f(P)$  ja  $\delta = f(P)$  nime-  
tame vastavalt poldi  
ja liidetavate elemen-  
tide tunnusoonteks  
(vt. p. 2).



Joon. 95.

Liides teatava suu-  
rusega eelpingestav  
jõud  $V$ , mis mõjub nii  
liidetud elementidele  
kui ka poldile, tekitab  
liite elementide elastse  
deformatsiooni. Liide-  
tavaid elemente nime-  
tame hiljem üldiselt  
äärikuteks. Eelpinges-  
tuse  $V$  mõjul polt pi-  
keneb  $\lambda_v$  ja äärik lü-  
heneb  $\delta_v$  võrra. Välis-  
koormuse  $P$  mõjumi-  
sel muutuvad eelpingestusest tekkinud deformatsioonid  $\lambda_v$  ja  $\delta_v$  vasta-  
valt uuele tasakaaluseisukorrale. Jõu  $P$  lisandumisel pikeneb polt veel  $\lambda_z$   
võrra, kusjuures poldile mõjuv jõud muutub  $V$ -st  $P_0$ -ni, vastavalt väheneb  
ääriku deformatsioon, omandades suuruse  $\delta_v - \lambda_z$  ja muutub eelpingestus  
ääriku suhtes, omades jääkväärtusena suurust  $V'$ , mis vastab uuele tasa-  
kaalu seisukorrale.

Liites joonisel esitatud diagrammid üheks tervikuks (tuues sirge  
 $\delta = f(P)$  paremale), saamegi liite jõudude-pikenemiste diagrammi, mis  
esitab meile jõudude ja vastavalt deformatsioonide jaotuse liites antud eel-  
pingestuse ja välisjõu  $P$  juures.

Bobarõkovi poolt tuletatud seose saame järgmisil kaalutlusil.

Kolmnurkade  $ABD$  ja  $A'B'D'$  võrdsusest:

$$V' = x C_p = (\delta_v - \lambda_z) C_d, \quad x = \frac{(\delta_v - \lambda_z) C_d}{C_p},$$

kus  $x$  on eelpingestusjäägi poolt tekitatud poldi deformatsioon ja  $C_p$  ja  $C_d$   
on poldi ja ääriku jäikustegurid (vt. p. 2):

$$C_p = \frac{V}{\lambda_v} = \operatorname{tg} \gamma \quad \text{ja} \quad C_d = \frac{V}{\delta_v} = \operatorname{tg} \beta.$$

Kuna

$$\begin{aligned}
 P &= (\lambda_v + \lambda_z - \alpha) C_p = \left[ \lambda_v + \lambda_z - \frac{(\delta_v - \lambda_z) C_d}{C_p} \right] C_d = \\
 &= (\lambda_v + \lambda_z) C_p - (\delta_v - \lambda_z) C_d = \lambda_z (C_p + C_d) + \lambda_v C_p - \delta_v C_p = \\
 &= \lambda_z (C_p + C_d) + V - V = \lambda_z (C_p + C_d)
 \end{aligned} \tag{17}$$

ja

$$P_z = \lambda_z C_p,$$

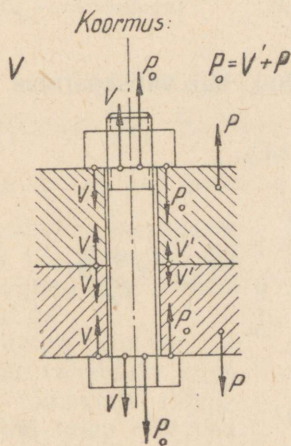
siis lähtudes kolmnurkade  $A'LM$  ja  $NLB'$  sarnasusest, saame

$$\frac{P}{P_z} = \frac{\lambda_z (C_p + C_d)}{\lambda_z C_p} = \frac{C_p + C_d}{C_p}$$

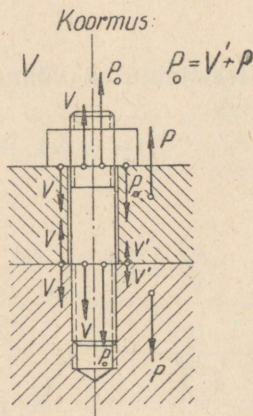
ja

$$P_z = \frac{C_p}{C_p + C_d} P = \frac{E_p F_p}{E_d F_d + E_p F_p} P. \tag{18}$$

Saadud seos on maksev senikaua, kui on olemas väliskoormus ja esineb eelpingestuse jääk  $V'$ .



Joon. 96.



Joon. 97.

Arvutuslik jõud joonise 95 kohaselt võrduks

$$P_0 = V + P_z = P + V', \tag{19}$$

kus

$V$  — eelpingestav jõud,

$P_z$  — koormuse lisa poldile väliskoormuse  $P$  mõjumisel,

$V'$  — eelpingestuse jääk,

$P$  — väliskoormus.

Nagu nähtub jõudude-pikenemiste diagrammist, on liites esinevad jõud teatavas liiteelementide tunnusjoontega määratud kindlas seoses; — see tuleb võtta aluseks liite arvutamisel.

Joonistel 96 ja 97 on esitatud diagrammi (joon. 95) kohaselt näitlik jõudude jaotus eelpingestatud poltliiteis, välisjõuga koormamafa (vasakul) ja koormatud olekus (paremal).

Jääkeeltingestuse  $V'$  olemasolu liites on vajalik järgmistel põhjustel:

a) et kindlustada liite tihedust (hermeetilisust) tööolukorras, millistel juhtudel tavaliselt valitakse  $V'$  sõltuvalt tihendusmaterjalidest;

b) et ära hoida lõtku tekkimist äärikute vahel, mis esineb juhul, kui väliskoormus  $P \geq P_0'$  (joon. 95).

Et ära hoida pilu tekkimist äärikute vahel, peab  $V > V_{min}$ . Tingimuse  $V_{min}$  suuruse kohta leiame joonise 95 põhjal:

$$V_{min} = \lambda_z \cdot C_d. \quad (20)$$

Valemist (17) saame

$$\lambda_z = \frac{P}{C_p + C_d}$$

ja asendades  $\lambda_z$  väärtuse valemisse (20), saame tingimuse  $V_{min}$  kohta

$$V_{min} = \frac{C_d}{C_p + C_d} P. \quad (20-a)$$

Lõtku tekkimine on võimalik ka sel juhul, kui väliskoormus  $P = P_0'$ , seega  $\lambda_z = \delta_v$ .

$$\text{Kuna } P_0' = C_p(\lambda_v + \delta_v) \text{ ja } V = \delta_v C_d = \lambda_v C_p,$$

siis

$$\frac{P_0'}{V} = \frac{C_p(\lambda_v + \delta_v)}{\lambda_v C_p} = \frac{\lambda_v + \delta_v}{\lambda_v} = \frac{\frac{V}{C_p} + \frac{V}{C_d}}{\frac{V}{C_p}} = \frac{C_d + C_p}{C_d},$$

millest

$$P_0' = \frac{C_p + C_d}{C_d} V.$$

Aluseks võttes liiteelementide jäikuse karakteristikat ( $C_p$  ja  $C_d$ ), võime määrata arvutusliku jõu  $P_0$  ja vajaliku eelpingestuse  $V$  suuruse:

$$P_0 = P_z + V = \frac{C_p}{C_p + C_d} P + V; \quad (19-a)$$

$$V = V' + V_{min} = V' + \frac{C_d}{C_p + C_d} P. \quad (21)$$

Praktikas enamesinevad suuruste  $\frac{C_p}{C_p + C_d}$  ja  $\frac{C_d}{C_d + C_p}$  väärtused on esitatud tabelis 21.

Tabel 21.

Poldi ja liidetavate detailide materjal	$\frac{C_p}{C_p + C_d}$			$\frac{C_d}{C_d + C_p}$		
	$F_d : F_p$			$F_d : F_p$		
	2,5	5	10	2,5	5	10
teras/teras	0,29	0,17	0,09	0,71	0,83	0,91
teras/malm $E = 10^4 \text{ kg/mm}^2$	0,46	0,30	0,17	0,54	0,70	0,83
teras/betoon $E = 1,500 \text{ kg/mm}^2$ kui $\sigma_s = 10-40 \text{ kg/cm}^2$	0,85	0,75	0,6	0,15	0,25	0,40
teras-puit $E = 1000 \text{ kg/mm}^2$ kui $\sigma_s = 20-40 \text{ kg/cm}^2$	0,9	0,81	0,68	0,10	0,19	0,32

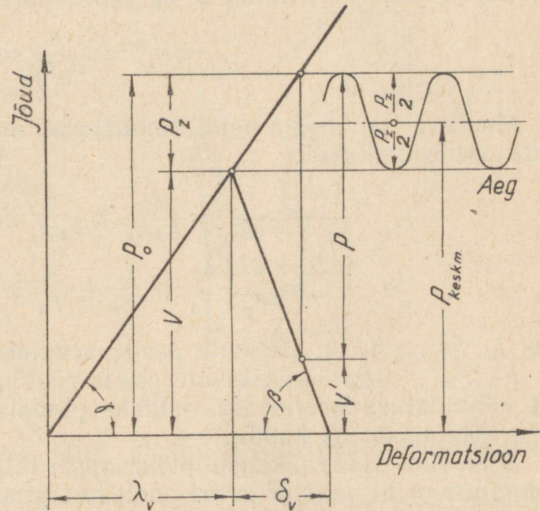
(  $\sigma_s$  — survepinge )

Juhul, kui liitele mõjub pulseeriv koormus, näiteks  $0 \rightleftharpoons P$  (jõu muutumise amplituud  $\frac{P}{2}$ ), siis poldile mõjuv jõud, joonise 98 alusel, muutub  $V \rightleftharpoons P_0$  ja annab jõu muutumise amplituudi  $\frac{P_0 - V}{2} = \frac{P_z}{2}$ , seega liitele

mõjuva välisjõu muutumise tsüklil ei ole mitte võrdne poldile mõjuva jõu muutumise tsükliga.

Tähendatud olukord on eriti oluline vahelduva koormuse all töötavatele liitele. Antud juhul tuleb liite vastupidavuse seisukohast väljuda luua konstruktsioon, kus oleks tegemist minimaalse  $\frac{P_z}{2}$  suurusega.

Selle saavutamine on võimalik vastava karakteristikaga materjalide valikuga ja konstruktsiooni kujundamisega. Liiteelementide tunnusjoonte mõju liite koormatusele on esitatud p. 3 all.



Joon. 98.

## 2. Poldi ja ääriku tunnusjooned.

Funktsioonide  $\lambda = f(P)$  ja  $\delta = f(P)$  alusel saame poldi ja ääriku tunnusjooned. Tunnusjooned olenevad otseselt detaili materjalist ja konstruktiivsest kujust ja on liite kindluse iseloomustajaiks. Tunnusjoonte määramine võib toimuda kas analüütiliselt või katseliselt.

a. Poldi tunnusjoone analüütiline määramine.

Joonise 98 järgi võib kirjutada:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{V}{\lambda_v} = \operatorname{const} = C_p \text{ kg/mm}, \quad (22)$$

kus  $C_p$  on jäikuse karakteristika (ühikjõud), s. o. jõud, mis on vajalik poldi elastseks piknemiseks 1 mm võrra.

Ühikjõudu  $C_p$  saame iseloomustada ka poldi ristlõike pindala  $F_p$  (mm<sup>2</sup>), elastsusmooduli  $E_p$  (kg/mm<sup>2</sup>) ja poldi pikkuse  $l$  (mm) kaudu, lähtudes poldi suhtelisest piknemisest  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{\lambda_v}{l} = \frac{\sigma_t}{E_p} = \frac{V}{F_p E_p},$$

kust

$$C_p = \frac{V}{\lambda_v} = \frac{F_p E_p}{l} \text{ kg/mm} \quad (23)$$

( $\sigma_t$  — tõmbepingeline).

Kuna tunnusjoon iseloomustab detaili deformatsiooni olenevalt jõust, siis on ta määratud ühikjõu  $C_p$  pöördväärtusega:

$$\frac{1}{C_p} = \frac{\lambda_v}{V} = \frac{l}{F_p E_p} \text{ mm/kg}.$$

Muutuva ristlõikega poldi tunnusjoone määramisel tuleb arvestada üksikute osade ühikjõude:

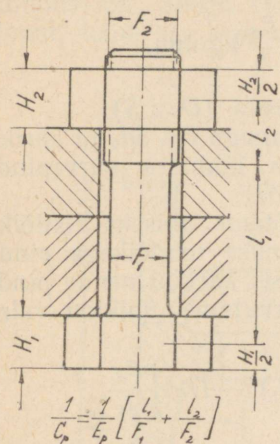
$$\begin{aligned} \frac{1}{C_p} &= \frac{l_1}{F_1 E_p} + \frac{l_2}{F_2 E_p} + \frac{l_3}{F_3 E_p} + \dots + \frac{l_n}{F_n E_p} = \\ &= \frac{1}{E_p} \left[ \frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \frac{l_3}{F_3} + \dots + \frac{l_n}{F_n} \right], \end{aligned} \quad (24)$$

kus  $l_1, l_2, \dots, l_n$  on üksikute osade arvutuslikud pikkused,

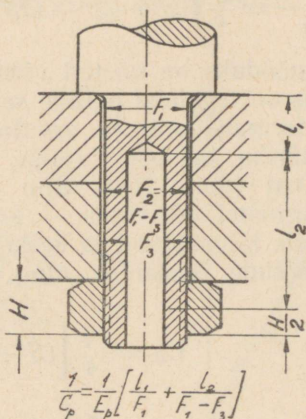
$F_1, F_2, \dots, F_n$  — vastavate osade ristlõigete pindalad, kusjuures mutri alt väljaulatava keermeosa ristlõike pindala tuleb arvutada keerme keskmise läbimõõdu  $d_k$  kaudu.

Töötavate osade pikkuste määramisel tuleb arvestada ka deformatsiooni võimalusi poldi peas ja mutri poolt haaratud poldi varvas, mille tõttu võetakse arvesse töötava pikkusena ka pool poldi pea kõrgusest ja pool mutri poolt haaratud poldi varva kõrgusest vastavate poldi läbimõõtudega.

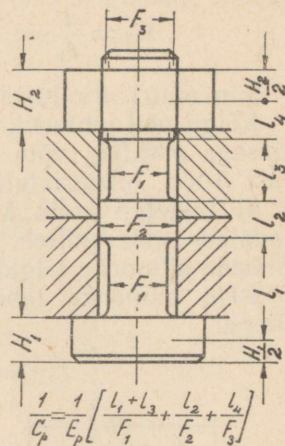
Alljärgnevalt on toodud näitena kolme erikujulise poldi tunnusjoone leidmine (joonised 99—101).



Joon. 99.



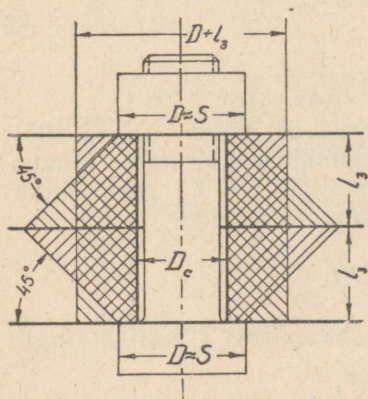
Joon. 100.



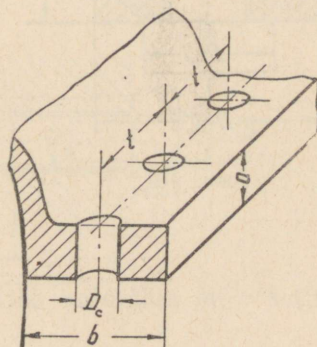
Joon. 101.

### b. Ääriku tunnusjoone analüütiline määramine.

Ääriku tunnusjoone määramine analüütiliselt ei ole nii lihtne kui poldil. Siin võib analüütilisel teel saavutada vaid ligikaudseid suurusi. Joonistel 102—104 esitatud liidetavate detailide tunnusjoone määramine toi-



Joon. 102.



Joon. 103.

mub ligikaudselt, kolme variandi järgi, olenevalt liidetavate detailide koostose arvust ja kujust.

1) Liidetud kaks äärikut (joon. 102). Oletame, et poldi poolt tekitatud jõu võtab vastu ja on elastselt deformeeritud ainult materjali osa, mis asub viirutatud koonuse piirkonnas (koonuse moodustaja nurk 45°). Asenda-

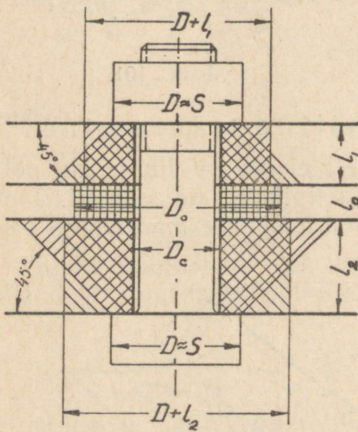
des koonuse telglõike sellega pindvõrdse ristkülikuga (vt. erisuunaliselt viirutatud pinnad), saame detaili ühikjõu arvutada silindri kaudu, mille läbimõõt on  $S + l_3$ , valemiga

$$C_d = \frac{V}{\delta_v} = \frac{F_d E_d}{l_d} = \frac{\pi}{4} \left[ (S + l_3)^2 - D_c^2 \right] \frac{E_d}{l_3} \text{ kg/mm.}$$

Siin mutri arvutuslääbimõõduks on võetud võtmeava ( $D \approx S$ ).

Kõigil neil juhtudel, kus on tegemist poltide sammuga  $t \leq 5d_0$  ja ääriku laiusega  $b \leq 5d_0$ , võib deformatsiooni  $\delta_v$  arvutada lähtudes survepindalast  $b \times t$ , olenematult ääriku paksusest (joon. 103).

2) Liidetud kolm äärikut (joon. 104). Siin võtame aluseks ristlõike pindalade määramisel: äärmistel äärikutel — koonuse telglõikega pindvõrdsete silindrite telglõigete läbimõõdud ja keskmisel äärikul nende pindvõrdsete silindrite läbimõõtude keskmise ning arvutame ühikjõu valemitega:



Joon. 104.

$$C_{d_1} = \frac{\pi}{4} \left[ (S + l_1)^2 - D_c^2 \right] \frac{E_{d_1}}{l_1},$$

$$C_{d_2} = \frac{\pi}{4} \left[ (S + l_2)^2 - D_c^2 \right] \frac{E_{d_2}}{l_2},$$

$$C_{d_0} = \frac{\pi}{4} \left( D_0^2 - D_c^2 \right) \frac{E_{d_0}}{l_0},$$

kus

$$D_0 = S + \frac{l_1 + l_2}{2},$$

$$\frac{1}{C_d} = \frac{1}{C_{d_1}} + \frac{1}{C_{d_2}} + \frac{1}{C_{d_0}}.$$

3) Toru ääriklide (joon. 105). Toru äärikute ühikjõu määramine toimub katseliselt. Analüütiline  $C_d$  määramine antud juhul toimub valemiga

$$C_d = 2 \cdot \frac{E_d l_f^3}{c}, \quad (25)$$

kus tegur  $c$  on määratav ääriku läbipainumisest  $f$  poltide ringil:

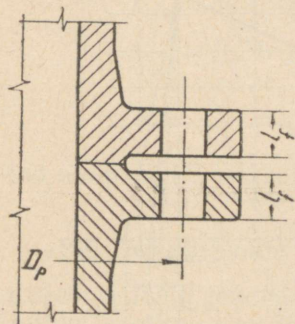
$$c = f \cdot \frac{E_d l_f^3}{P}; \quad (26)$$

$f$  on määratav katseliselt.

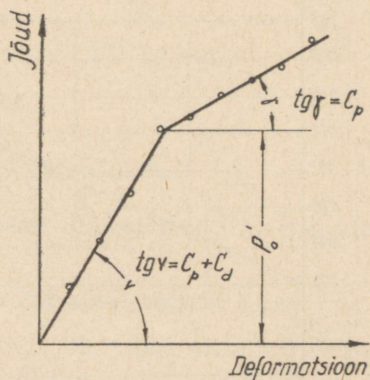
c. Tunnuskõverate määramine katseliselt.

Poltliitele antakse esialgne nõuetav eelpingestus  $V$ . Töökoormust suurendades registreeritakse poldi pikenedamine. Teatava töökoormuse  $P = P_0'$

puhul on eelpingestuse jääk  $V' = 0$ , s. o.  $P$  edasisel suurendamisel vabanevad liidetavad elemendid koormusest ja kogu jõu võtab vastu ainult polt. Diagrammis (joon. 106) tekib sel momendil murdekoht, s. o. algab poldi tunnusjoon. Seega esimene osa diagrammis kujutaks kogu liite tunnusjoont, teine osa aga ainult poldi tunnusjoont.



Joon. 105.



Joon. 106.

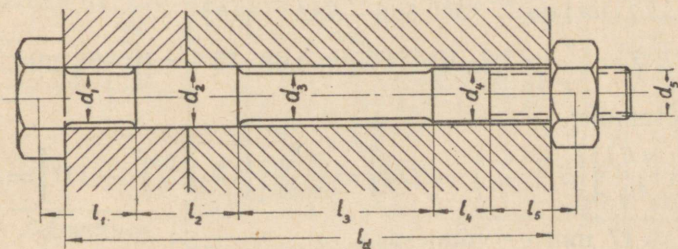
Eeltoodu põhjal võime kirjutada järgmised seosed:

$$\operatorname{tg} \gamma = C_p,$$

$$\operatorname{tg} \nu = C_p + C_d,$$

seega

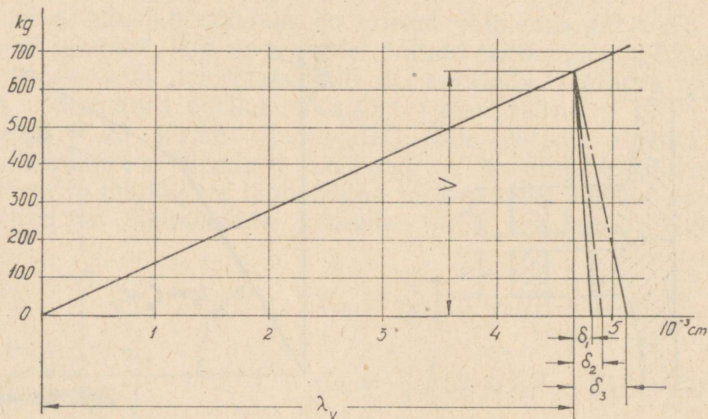
$$C_d = \operatorname{tg} \nu - \operatorname{tg} \gamma.$$



Joon. 107.

Näide. Määrata antud poltliite (joon. 107) jäikuse karakteristikad  $V = 650$  kg juures, kui polt on valmistatud terasest, mille  $E_p = 2,2 \cdot 10^4$  kg/mm<sup>2</sup> ja äärikud: a) malmist,  $E_{d_1} = 0,9 \cdot 10^4$  kg/mm<sup>2</sup>, b) Al-sulamist,  $E_{d_2} = 0,7 \cdot 10^4$  kg/mm<sup>2</sup>, c) Mg-sulamist,  $E_{d_3} = 0,42 \cdot 10^4$  kg/mm<sup>2</sup>.

Poldi mõõted:  $l_1 = 18 \text{ mm}$ ;  $l_2 = 18 \text{ mm}$ ;  $l_3 = 34 \text{ mm}$ ;  $l_4 = 10 \text{ mm}$ ;  $l_5 = 15 \text{ mm}$ .  
 $d_1 = 8 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 11 \text{ mm}$ ;  $d_3 = 8 \text{ mm}$ ;  $d_4 = 10 \text{ mm}$ ;  $d_5 = 9 \text{ mm}$ .  
 $F_1 = 50,3 \text{ mm}^2$ ;  $F_2 = 95 \text{ mm}^2$ ;  $F_3 = 50,3 \text{ mm}^2$ ;  
 $F_4 = 78,5 \text{ mm}^2$ ;  $F_5 = 63,6 \text{ mm}^2$ .



Joon. 108.

Arvutuskäik:

$C_p$  määramine:

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{E_p} \left[ \frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \frac{l_3}{F_3} + \frac{l_4}{F_4} + \frac{l_5}{F_5} \right] =$$

$$= \frac{1}{2,2 \cdot 10^4} \left[ \frac{18}{50,3} + \frac{18}{95} + \frac{34}{50,3} + \frac{10}{78,5} + \frac{15}{63,6} \right] = 7,2 \cdot 10^{-5} \text{ mm/kg.}$$

$$\lambda = \frac{V}{C_p} = 7,2 \cdot 10^{-5} \cdot 650 = 4,68 \cdot 10^{-2} = 0,0468 \text{ mm.}$$

$C_d$  määramine:

$$C_d = \frac{\pi E_d}{4l_d} \left[ \left( S + \frac{l_d}{2} \right)^2 - D_c^2 \right] = \frac{\pi E_d}{4 \cdot 88} \left[ \left( 17 + \frac{88}{2} \right)^2 - 11^2 \right] = 32,1 E_d$$

kus  $S = 17 \text{ mm}$  — võtmesus,

$D_c = 11 \text{ mm}$  — augu läbimõõt,

$l_d = 88 \text{ mm}$  — äärikute kogupaksus.

a) ääriku materjal: malm

$$C_{d_1} = 32,1 \cdot 0,9 \cdot 10^4 = 28,8 \cdot 10^4 \text{ kg/mm,}$$

$$\frac{1}{C_{d_1}} = 0,347 \cdot 10^{-5} \text{ mm/kg,}$$

$$\sigma_1 = \frac{V}{C_{d_1}} = \frac{650}{28,8 \cdot 10^4} = 0,00226 \text{ mm;}$$

b) ääriku materjal: Al-sulam

$$C_{d_2} = 32,1 \cdot 0,7 \cdot 10^4 = 22,5 \cdot 10^4 \text{ kg/mm,}$$

$$\frac{1}{C_{d_2}} = 0,445 \cdot 10^{-5} \text{ mm/kg,}$$

$$\sigma_2 = \frac{V}{C_{d_2}} = \frac{650}{22,5 \cdot 10^4} = 0,00289 \text{ mm;}$$

c) ääriku materjal: Mg-sulam

$$C_{d_3} = 32,1 \cdot 0,42 \cdot 10^4 = 13,5 \cdot 10^4 \text{ kg/mm,}$$

$$\frac{1}{C_{d_3}} = 0,74 \cdot 10^{-5} \text{ mm/kg,}$$

$$\sigma_3 = \frac{V}{C_{d_3}} = \frac{650}{13,5 \cdot 10^4} = 0,00482 \text{ mm.}$$

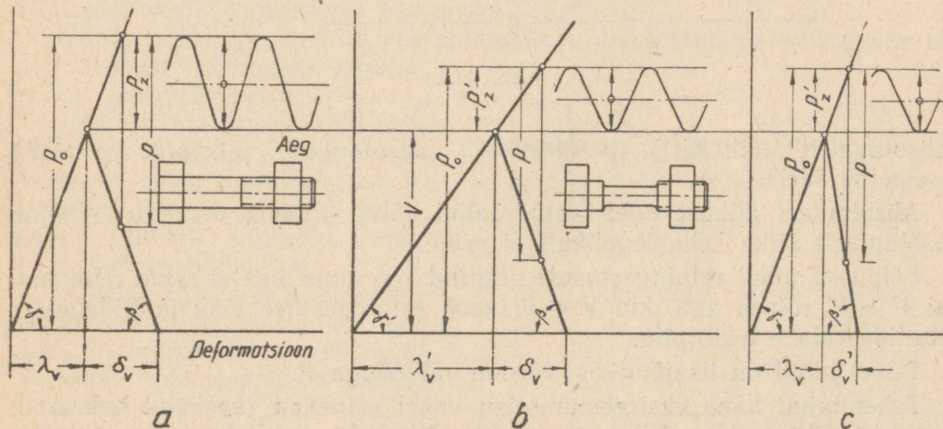
Saadud andmetele vastavalt on joonisel 108 esitatud liite karakteristika.

### 3. Tunnusjoonte mõju jõudude jaotumisele liites.

Tunnusjoonte mõju jõudude jaotumisele liites iseloomustub kõige selgemi muutliku koormuse all töötavais poldliites, kuna antud juhul on eriti oluline hoida poldile mõjuvat muutliku koormuse osa võimalikult minimaalseis piires. Selle saavutamine on põhiliselt võimalik kahel viisil:

a) poldi elastsuse suurendamisega (joon. 109, a ja b). Joonisest on

$P(V)$



Joon. 109.

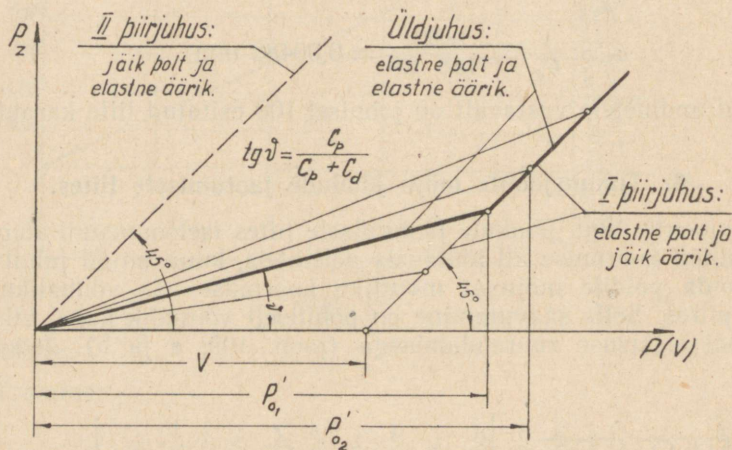
näha, et poldi elastsuse suurendamisega saavutame võrdse eelpingestuse ja väliskoormuse juures poldile mõjuva koormuse lisa  $P_z$  ja kogukoormuse  $P_0$  vähenemise. Poldi elastsuse suurendamine on võimalik poldi varva ristlõike vähendamise teel, saadakse nn. salestatud poldid (joon. 109, b). Poldi ristlõike vähendamine on võimalik ka poldivarva õõnsaks puurimise

teel. Praktiliselt on soovitamam kasutada salestatud polte, kuna viimaste juures, nagu näeme hiljem, on rohkem võimalusi ristlõigete üleminekute tõttu tekkivate pingete kontsentratsioonide vähendamiseks ja samuti ka viltusest mutrialusest tekkida võivate paindepingete vähendamiseks.

Salestatud poldid on ka suurema vastupidavusega löögilisele koormusele, kuna nad omavad suurendatud töö akkumuleerimisvõimalust.

b) ääriku jäikuse suurendamisega (joon. 109, a ja c). See viis annab üldiselt eelnevaga samad tulemused  $P_z$  ja  $P_0$  suhtes.

Lähendatult esitatud viisidele esineb praktikas mõnikord ebakonstruktsioone, kus on tegemist ekstreemumseisudega — elastne polt ja



Joon. 110.

„absoluutselt” jääk äärik ( $\beta = 90^\circ$ ) või „absoluutselt” jääk polt ( $\gamma = 90^\circ$ ) ja elastne äärik.

Absoluutset jääkust tuleb antud juhul võtta suhtelise suurusena, kuna absoluutselt jääka keha tegelikult ei esine.

Esimesel juhul eelpingestusest tingitud koormuse lisa ei esine senikaua, kui  $V > P$ , niipea aga, kui  $V < P$ , kaob eelpingestuse jääk ja liidetavate detailide vahele tekib pilu.

Teisel juhul on lisajõud  $P_z$  võrdne välisjõuga  $P$ .

Tähendatud kahe ekstreemumseisu vahel esinevad tegelikud suurused. Esitatust võib veel kord järeldada, et poldile mõjuva kogujõu  $P_0$  määramisel ei ole mitte õige lihtsalt summeerida välisjõud ja eelpingestus.

Joonisel 110 on koondatult esitatud eelpingestusele lisanduva jõu  $P_z$  suuruse muutumine mitmesugustel olukordadel olenevalt välisjõust  $P$ . Tegelikult esinev  $P_z$  muutub erinevalt ekstreemumseisudest ja omandab esimesele juhule (elastne polt — „absoluutselt” jääk äärik) sarnase muutumise alles siis, kui  $P \geq P_0'$ .

Aluseks võttes ülaltoodud, tuleb meil, lähtudes liite kindlusest ja east, valida liite karakteristikata nii, et oleks täidetud järgmised tingimused:

$$\begin{aligned} V' &\geq V'_{min}, \\ P_0 &< P_0' \text{ ja} \\ P_z &\leq P_{z min}. \end{aligned}$$

$P_z$  vähendamiseks, nagu varem nägime, on kõige tõhusam abinõu elastse poldi ja jäiga ääriku rakendus, kuid siin ei tohi minna mitte liig kaugele, sest antud juhul (joon. 109) näeme, et võrdse eelpingestuse  $V$  korral poldi elastsuse suurendamine vähendab  $P_0'$  ja et viimast hoida, tuleb suurendada eelpingestust.

Et tagada töökindlamat liidet ja ühtlasemat koormuse jaotust, tuleb valida liitesse võimalikult suur arv polte. Siinjuures tuleb aga püüda kasutada ikka sama poldi tüüpi. See on maksev samahästi kruviläbimõõdu kui ka pikkuse kohta, vastasel juhul oleks meil tegemist ühtlaselt koormatud poldidega, mis omavad erinevat karakteristikat, seega ka nende elastsed pikenemised on erinevad. Erinevate deformatsioonide tagajärjel koormatakse üle väiksema ühikjõuga poldid, mille tagajärjel viimased võivad katkeda.

#### 4. Liitelementide konstruktiivse kujunduse mõju koormuse ja pingete jaotumisele.

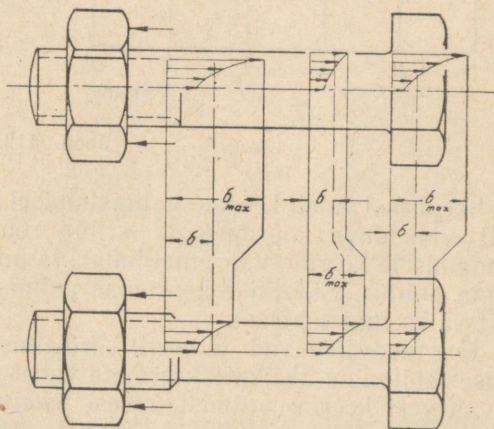
Tingituna oma spetsiifilisest konfiguratsioonist, allub polt üldiselt tugevatele pingete kontsentratsioonidele, mis avaldavad tunduvalt mõju liite vastupidavusele vahelduval koormusel.

Võrdset poldiga on liite vastupidavus ja iga seotud ka mutriga ja oleneb otseselt koormuse jagunemisest mutri keermeis.

Joonisel 111 on esitatud skeemaatiline pingete jaotus erinevais ristlõikeis tavalisel ja salestatud ehk nn. elastsel poldil. Joonis annab küllaltki selge ettekujutuse olukorrast.

Pikaajaliste laboratoorsete uurimistööde ja poltliidete ekspluatatsioonandmete süstematiseerimise tulemusena on saadud järgmised alused poltliite elementide konstruktiivseks kujundamiseks.

a. Keerme ja mutri kuju. Kõige enam levinud keerme kujuks, nagu varem nägime, on kolmnurkne meeterkeere. Poldide, tikkpoldide ja kruvide juures kasutatakse peamiselt normaal-meeterkeeret. 1. ja 2. peen-meeterkeeret kasutatakse vastutusrikkama-

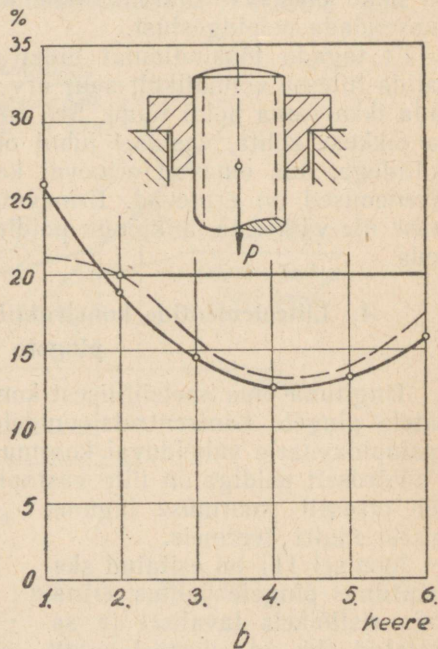
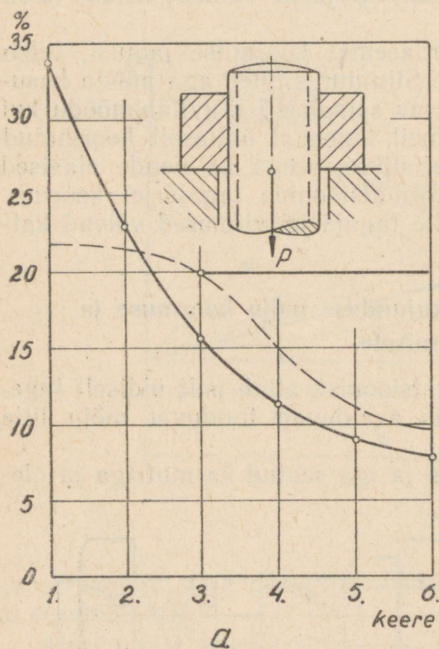


Joon. 111.

tes konstruktsioonides, kuna tähendatud keermed nõrgestavad polti vähem, kindlustavad parema isepidurduse, kuid nõuavad sealjuures ka suuremat täpsust valmistamisel.

Siinkohal olgu tähendatud, et keeme nõrgestav mõju poldile kõrgendab poldi voolavuspiiri 10–15% võrra, võrreldes poldi materjali voolavuspiiriga.

Eriti oluline on keeme konstruktsioonis keemevahe ümarus. Kõigil teistel võrdsetel tingimustel suurendab keemevahe ümarusraadiuse suurenemine poltliite vastupidavust vahelduval ja löögilisel koormusel.



Joon. 112.

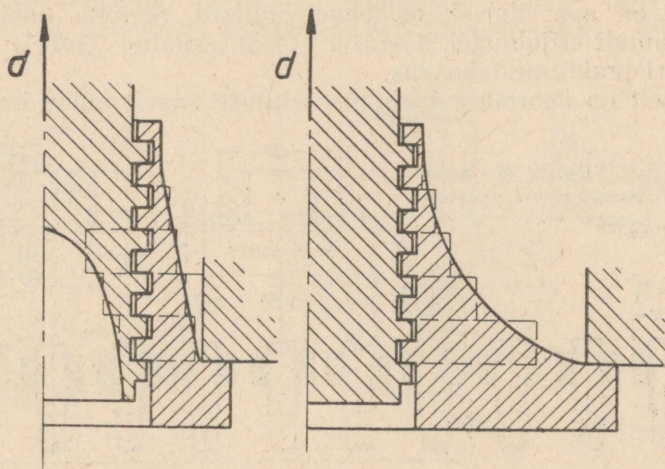
Seepärast tuleb keeme valmistamisel poltidele, mis on koormatud pidevalt vahelduva koormusega, erist rõhku panna keeme ümaruse suurenemisele keeme tolerantsi lubatava piirini. Efektiivselt mõjub ka keeme pinna puhtus. Staatilise koormuse puhul omab keemevahe ümarus tunduvalt väiksemat tähtsust.

Keermed töötavad üldiselt võrdlemisi raskeis tingimuses, kuna koormuse jaotumine üksikute keermete vahel on ebaühtlane. Ebaühtlust suurendavad veel keeme valmistamisest tekkinud ebatäpsused.

Seega keeme arvutamine survele, löikele ja paindele omab tingimuslikku iseloomu ja nimetatud arvutust võiks kasutada vast ainult võrdlevate arvutuste teostamisel ühesugustele keemelementidele katseandmete alusel.

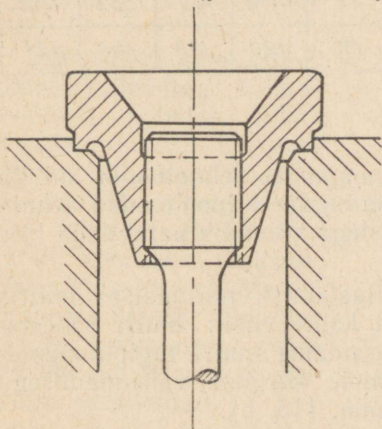
Zukovski, uurides koormuse jaotumist keermeis (1902. a.), leidis et

esimese keeme kaudu, arvates mutri tugipinnast, kandub üle 34%, teise keeme kaudu 23%, kolmanda keeme kaudu 15% ja kümnenda keeme kaudu ~ 0,9% poldile mõjuvast koormusest. Hilisemad uurimused tõendasid Žukovski tulemusi ja näitasid, et koormuse jaotumisele keermeis aval-

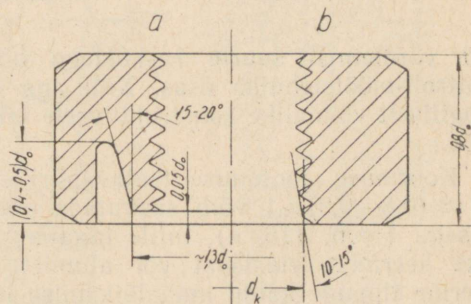


Joon. 113.

dab mõju ka mutri kuju ja mutri tugipinna asukoht. Maduška uurimuste andmeil on koormuse jaotumine keermeis erinev survele ja tõmbele töötavates mutrites (joon. 112, a ja b), kusjuures tõmbele töötavates mutrites



Joon. 114.



Joon. 115.

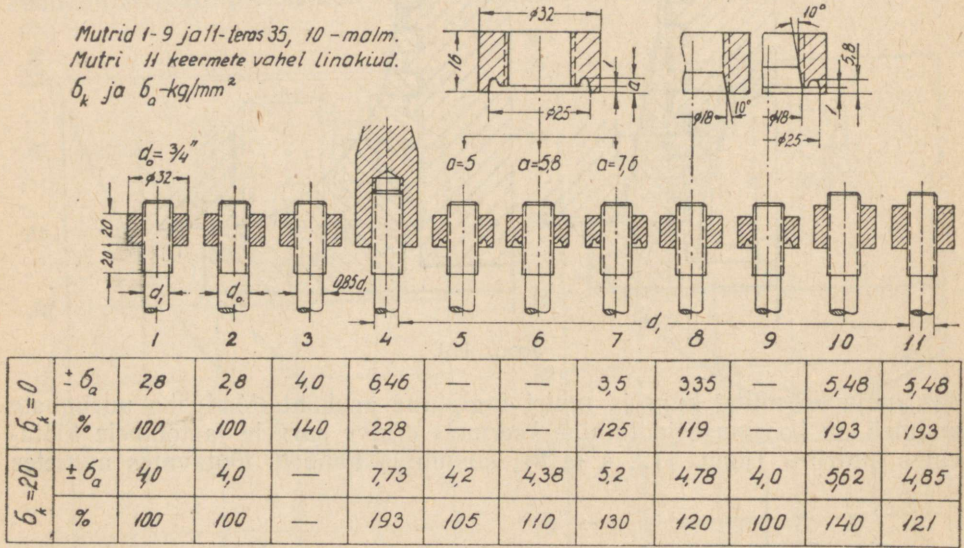
on koormuse jaotumine ühtlasem. Maduška toimetas katseid mutritega, mis omasid kuus keeret.

Enamal juhul pinge esimeses keermes ületab voolavuspiiri, mille tõttu esimene keere kannab protsentuaalselt vähem koormust üle kui elastsel deformeerumisel ja koos sellega suureneb järgnevate keermete koormuse

suurus. Joonisel 112 on kriipsjoontega tõodud koormuse jaotumise tegelik olukord.

Et saavutada koormuse ühtlast jaotumist keermete vahel, tuleks kujundada mutter teoreetiliselt nii, nagu on joonisel 113 näidatud. Tõmbele töötavad mutrid on aga üldiselt ebatehnoloogilised, seetõttu tuleb viimaseid rakendada ainult erijuhtudel. Joonisel 114 on esitatud tõmbele töötava nn. elastse mutri praktiline lahendus.

Praktiliselt on koormuse jaotumise ühtluse saavutamine keermeis seo-



Joon. 116.

tud võrdlemisi suurte raskustega nii valmistamise tehnoloogia kui ka kontroll-mõõtetehnika osas. Küll aga on mõningate allpooltoodud tehnoloogiliselt võimalike konstruktiivsete lahendustega võimalik parandada liite tööd.

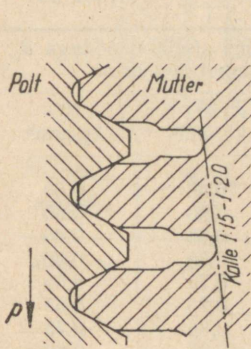
Koormuse jaotumise teatavapiirilist ühtlustamist normaalses mutris [ $h \approx (0,8-0,9)d_0$ ] võib saavutada põhiliselt kahel viisil: mutri õõnestamisega (joon. 115, a), mille tagajärjel suurendame mutri tugipinnapoolsete keermete elastsust või alumiste keermete kõrguse vähendamisega keerme tippude kaldu mahalõikamise teel (joon. 115, b).

Joonisel 116 on esitatud võrdlevad katseandmed mitmesuguse konstruktsiooniga liidete vastupidavuse kohta vahelduva koormuse tingimustes ( $\sigma_k$  — tsükli keskmine pinge,  $\sigma_a$  — amplituud). Joonisel 116 toodud tabelist selgub väsimuspiiri tõus mitmesuguste konstruktiivsete erivõtete kasutamisel.

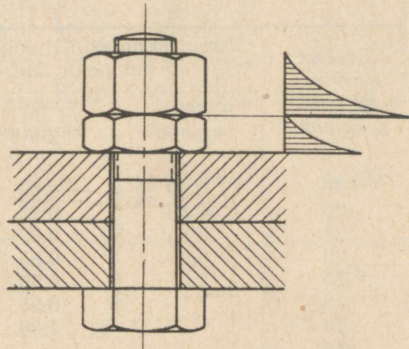
Eriti vastustusrikkastel juhtudel on ühtlasema koormuse jaotumise saavutamiseks soovitatav valmistada mutri keermed kõrgendatud elastsusega,

erineva paindetugevusega (joon. 117). Esitatud viis on sobiv ainult suurema läbimõõduga keermete puhul ( $d_0 > 80$  mm).

Siinkohal on otstarbekohane meelde tuletada ka liite lukustamiseks kasutatavat vastumutrit. Vastumutrit kasutamine (joon. 118) ühtlustab koormuse jaotust keermeis. Kui pingutada ülemist mutrit, siis alumise



Joon. 117.

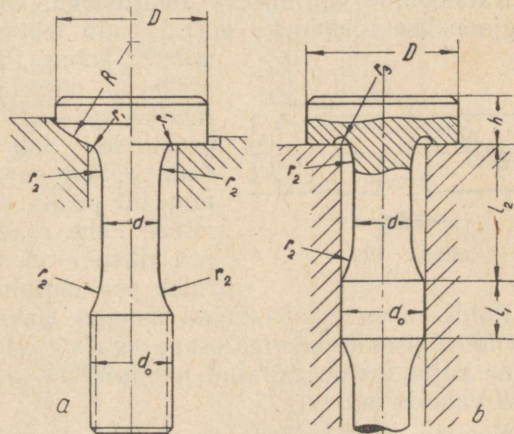


Joon. 118.

mutri kandvad keermed vabanevad eelpingest ja hakkavad tööle alles välisjõu  $P$  mõjumisel. Antud juhul oleks kõige soodsam olukord selline, kui mõlema mutri esimesed keermed kannaksid võrdselt, kuid seda pole võimalik saavutada, sest mutri pingutamine toimub tunde järgi.

Vastumutrit kasutamisel lukustusvahendina toimub tavaliselt eelmise mutri pingutamine nii, et oleks tagatud küllaldane hõõrdejõud mutrite vahel. Seega võib juhtuda, et alumine mutter koormuse ülekandmisest üldse osa ei võta või võtab osa hoopis vähe. See on õige lukustamise, mitte aga ühtlase koormuse jaotamise seisukohalt.

b. Poldi kuju. Nagu nägime p. 3 juures, on soovitatav vahelduva koormuse tingimustes töötavate poltide elastsust suurendada. Poldide elastsuse suurendamine toimub peamiselt (ahendamise) teel. Varva keermetamata osa salestamise



$$D = 1,6 d_0; h = (0,55-0,7) d_0; R = (1-1,2) d_0; r_1 = (0,2-0,3) d_0; r_2 = (1-1,5) d_0; r_3 = (0,03-0,05) d_0; l_1 = 0,4 d_0; l_2 \geq 0,8 d_0$$

Joon. 119.

nende varva keermetamata osa salestamise (ahendamise) teel. Varva keermetamata osa läbimõõtu  $d$  (joonis 119)

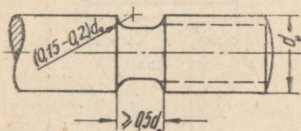
on soovitatav vähendada alla keeme siseläbimõõdu. Lähteandmeid poldi ristlõike salestamiseks on toodud tabelis 22.

Andmed on maksivad poltidele, millede elastne piknemine liites ei ole ette määratud.

Tabel 22.

Keeme välis- läbimõõt $d_0$ mm	Varva läbimõõdu $d$ suhe keeme siseläbimõõduga $d_1$ , kui poldi materjali tõmbetugevus on			
	40 kg/mm <sup>2</sup>	60 kg/mm <sup>2</sup>	80 kg/mm <sup>2</sup>	100 kg/mm <sup>2</sup>
30	0,70	0,60	0,60	0,60
27	0,80	0,70	0,60	0,60
24	0,85	0,80	0,65	0,60
22	0,90	0,85	0,70	0,60
20	1,0	0,90	0,70	0,65
18		0,95	0,75	0,65
16		1,00	0,85	0,75
14			0,95	0,80
12			1,00	0,85
10	$d = d_1$			0,95
8				1,00
6				

Kõik ristlõike üleminekul poldivarval tuleb kujundada pingete kontsentratsioonide vältimiseks ümarustega, kusjuures olgu tähendatud, et ka ringjoonelise ülemineku korral tekib teatav pingete kontsentratsioon ülemineku kohal. Pingete kontsentratsioon on seda väiksem, mida suurem on valitud ülemineku raadius ja kaob praktiliselt, kui  $r \geq 3d$ . Kuna praktiliselt pole võimalik ülemineku kujundada selliste suurte raadiustega, eriti varva üleminekul peaks, siis on soovitatav kujundada üleminek kahe raadiusega. Kui on karta, et poldi pea aluspind ei asetu poldi pikitelje suhtes risti, tuleb pea tugipind kujundada sfääriliseks.



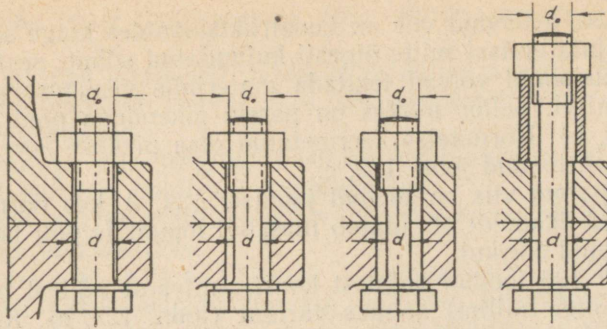
Joon. 120.

Poldi varva tsentreerivad astmed (tavaliselt läbimõõduga  $d_0$ ) ei tohi olla ühenduses ei keeme osaga ega ka poldi peaga. Poldi varva konstruktiivne kujundus on esitatud joonisel 119, a ja b, kus on antud ka empiirilised vahekorrad.

Keeme väljajooksusoon on poldi varva läbimõõdu  $d = d_0$  korral soovitatav teha võimalikult pikk —  $(0,5-0,6)d_0$ , ülemineku raadiustega  $(0,15-0,2)d_0$  (joon. 120).

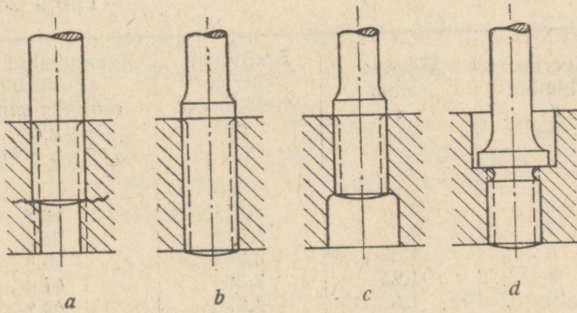
Millist efekti on võimalik saavutada vahelduva ja löögilise koormuse juures elastsete poltidega, on selgitatud joonisel 121. Võrdluse aluseks on võetud, et normaalne, salestamata polt võtab vastu koormust 100%.

Joonisel 122 on toodud mõned näited tikkpoldile vajaliku keermetatud augu kujundamiseks massiivi juhul, kui on tegemist läbiulatava auguga.

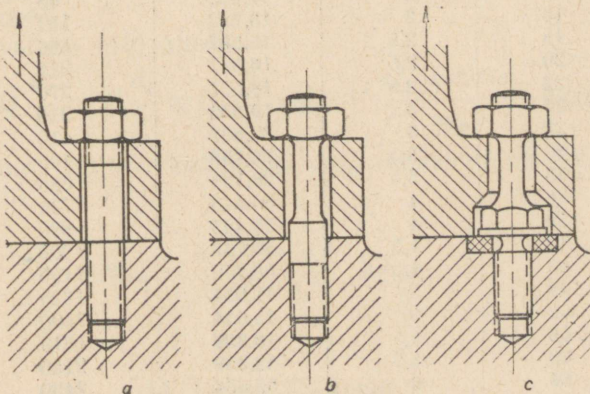


<i>Koormus:</i>	$d=d_0$	$d=d_1$	$d=0,8d_0$	$d=0,8d_0$
<i>vahelduv</i>	100	123	143	271
<i>lõugiline</i>	100	155	209	778

Joon. 121.



Joon. 122.



Joon. 123.

Joonisel 122, a toodud viis on konstruktsioonides kõige sagedamini esinev, kuid ei kujuta endast mitte õigesti kujundatud sõlme, sest tekkivad pingete kontsentratsioonid võivad tekitada materjalis väsimuspragusid, nagu näidatud joonisel. Selles mõttes on parem pikendada poldi keermetatud osa (joon. 122, b). Normaalse keermetatud otsa pikkuse korral tuleb kasutada viisi, mis on toodud joon. 122, c.

Kõige parem viis on toodud joonisel 122, d, kus normaalse pikkusega keermetatud tikkpoldi ots ulatub massiivi lõpuni ja polt ise pidurdub poldivarvale tehtud äärikul.

Joonisel 123 toodud kolmest konstruktiivselt näitest on kõige kindlam (kuid ka kõige kallim) kolmas variant (joon. 123, c). Kõige enamlevinumat varianti (joon. 123, a) ei ole soovitatav kasutada vahelduva koormuse ja võimaliku painde esinemisel.

### 5. Poltliites tekkivad pinged.

Oma põhiolemuselt töötab polt tõmbele, s. o. teljesuunalisele jõule. Sõltuvalt liite teostamise viisist (eelpingestamata või eelpingestatud), liitele mõjuvatest jõududest, liite konstruktsioonist ja töötamistingimustest

Tabel 23.

Keerme läbimõõt $d_0$ mm	Keerme samm $s$ mm	Arvutuslik keerme siseläbimõõt $d_1'$ mm	Keermetatud osa arvutuslik ristlõike pind $F_1 = \frac{\pi d_1'^2}{4}$ mm <sup>2</sup>
6	1	4,611	16,7
7	1	5,611	24,7
8	1,25	6,264	30,8
9	1,25	7,264	41,4
10	1,5	7,916	49,2
11	1,5	8,916	62,4
12	1,75	9,569	71,8
14	2	11,222	98,
16	2	13,222	137
18	2,5	15,527	166
20	2,5	16,527	215
22	2,5	18,527	270
24	3	19,832	310
27	3	22,832	410
30	3,5	25,138	495
33	3,5	28,138	620
36	4	30,443	730
39	4	33,443	880
42	4,5	35,749	1000
45	4,5	38,749	1180
48	5	41,054	1325
52	5	45,054	1600
56	5,5	48,359	1840
60	5,5	52,359	2150
64	6	55,664	2430
68	6	59,664	2800

võivad poldis esineda peale tõmbepingete veel väände-, painde-, löike- ja termilised pinged.

Väändepinged tekivad peamiselt poltliite eelpingestamisel, eelpingestatud liite järelepingutamisel tööolukorras või eelpingestamata poltliites jõu ja liikumise ülekandmisel.

Paindepinged võivad olla tingitud äärikute läbipaindumisest või siis mitteparalleelsetest mutri ja poldi pea tugipindadest.

Termilised pinged tekivad poltliites temperatuuri erinevusest liite kokkupanekul ja tegelikus tööolukorras.

a. Tõmbepinged staatilisel koormusel. Puht-tõmbepinge olukord tekib ainult eelpingestamata poltliites tööolukorras, poldi telje sihis mõjuva väliskoormuse tagajärjel. Tõmbepinge  $\sigma_t$  määratakse poldis keerme poolt nõrgestatud ristlõikes:

$$\sigma_t = \frac{P}{F_1} = \frac{4P}{\pi d_1^2} \leq R_t,$$

kus  $d_1$  on keerme siseläbimõõt; viimane on võetud arvutusliku siseläbimõõduna, mis on väiksem tegelikust;

$R_t$  — lubatav tõmbepinge;

$d_1$  ja  $F_1$  arvulised suurused normaal-meeterkeermetele, läbimõõduga 6—68 mm, on toodud tabelis 23.

b. Liitpinge tõmbest ja väändest. Liitpinge tõmbest ja väändest tekib poltliite eelpingestamisel ja eelpingestatud poltliite järelepingutamisel tööolukorras.

Poltliite eelpingestamisel tekkiv väändemoment on tingitud hõõrdumisest kaaskeermete vahel ja mutri tugipinnal. Hõõrdumine mutri tugipinnal asendub seadekruvidel hõõrdumisega varva otspinnal.

Seega kogu väändemoment  $M_v$  on

$$M_v = M_{vk} + M_{vm}, \quad (25)$$

kus  $M_{vk}$  on mutri keeramisel keermete vahelise hõõrdumise ületamiseks vajalik väändemoment;

$M_{vm}$  — tugipindade vahelise hõõrdumise ületamiseks vajalik väändemoment.

$M_{vk}$  leiame valemi (10) alusel:

$$M_{vk} = Q \frac{d_k}{2} = V \frac{d_k}{2} \operatorname{tg}(\psi_k \pm \varrho) = V \frac{d_k}{2} \cdot \frac{s \pm f\pi d_k}{\pi d_k \mp fs} \text{ kgcm}. \quad (26)$$

$M_{vm}$  määramine toimub kummalgi eespooltähendatud juhul erinevalt (joon. 124, a ja b).

Juhul (a):

$$M_{vm} = \frac{Vf_1(D^3 - d_c^3)}{3(D^2 - d_c^2)} \text{ kgcm}; \quad (27)$$

juhul (b):

$$M_{vm} = Vf_1 \frac{d_t}{3} \text{ kgcm}. \quad (28)$$

Valemities (26) — (28):

$V$  on eelpingestav jõud kg;

$d_k$  — keermete keskmine läbimõõt cm;

$D$  — mutri tugipinna läbimõõt cm ( $D$  võib võtta võrdseks võtme-  
susega  $S$ );

$d_c$  — augu läbimõõt cm;

$d_t$  — seadekruvi tugiotsa läbimõõt cm;

$\psi_k$  — keermete tõusunurk,  $\operatorname{tg} \psi_k = \frac{s}{\pi d_k}$ ;

$s$  — keermete samm cm,

$f = \operatorname{tg} \varrho$  — keermete materjalide vaheline hõõrdetegur ( $f$  suurus tuleb  
kolmnurk-keermete puhul võtta 12—15% suurem);

$f_1 = \operatorname{tg} \varrho_1$  — tugipindade vaheline hõõrdetegur.

Erialalises kirjanduses esinevad hõõrdetegurite  $f$  ja  $f_1$  suurused kõiguvad kaunis suurtes piirides (0,05—0,36). Uuemate uurimuste alusel võib keskmiste pindsurvete ( $\approx 20 \text{ kg/cm}^2$ ) juures võtta  $f = 0,15$ —0,30, kusjuures  $f = f_1$ .

Väändepinge määrame valemiga

$$\tau = \frac{M_v}{W_p} = \frac{16M_v}{\pi d_1^3} \text{ kg/cm}^2,$$

kusjuures  $M_v = M_{vk}$  — esimesel juhul (joon. 124, a) ja

$M_v = M_{vk} + M_{vm}$  — teisel juhul (joon. 124, b).

Eelpingestuse  $V$  tekitab poldis tõmbepinge

$$\sigma_t = \frac{4V}{\pi d_1^2} \text{ kg/cm}^2.$$

Asendades valemis (26)

$$M_{vk} = \frac{\pi d_1^3}{16} \cdot \tau \quad \text{ja} \quad V = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_t,$$

leiame väände- ja tõmbepingete vahekorra poldi keermetatud osas:

$$\frac{\tau}{\sigma_t} = 2 \cdot \frac{s + f\pi d_k}{\pi d_k - fs} \cdot \frac{d_k}{d_1}.$$

$f = 0,2$  puhul on suhte väärtus piires 0,49—0,56, kusjuures väiksemad  $\frac{\tau}{\sigma_t}$  väärtused kuuluvad suurema läbimõõduga peenkeermetele ja suuremad

$\frac{\tau}{\sigma_t}$  väärtused väiksema läbimõõduga normaalkeermetele. Seega poldide eelpingestamisel tekib väändemomendi tagajärjel poldis väändepinge, mille väärtus moodustab tõmbepingest ligikaudu 50%.

Määrates nüüd liitpinge neljanda tugevusteorია alusel, saame:

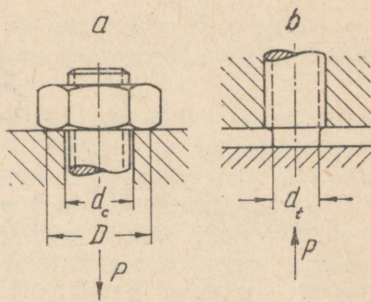
$$\sigma_l = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2} = \sigma_t \sqrt{1 + 3 \cdot 0,5^2} = 1,32\sigma_t. \quad (29)$$

Siit järgneb, et liitpinge olukorras (tõmbest ja väändest) suureneb poldis esinev pinge väändemomendi tagajärjel ligikaudu 32% võrra. Arvestades saadud tulemust, võib eeltingestatud poldi tugevusarvutuse liitpingetele asendada arvutusega tõmbele, võttes lubatava pinge suuruseks  $0,75R_t$  ( $\frac{\sigma_t}{\sigma_1} = \frac{1}{1,32} \cdot 100\% \approx 75\%$ ), mida ka praktikas laialt kasutatakse.

Väändemomentide  $M_{vk}$  ja  $M_v$  määramiseks võib kasutada ka alljärgnevat lihtsustatud valemeid, mis on tuletatud normaal-meeterkeerme andmete alusel.

$$\left. \begin{aligned} M_{vk} &= m_1 V d_0 \\ M_v &= m_2 V d_0 \\ M_v &= m_3 V d_0 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{(joon. 124, a),} \\ \text{(joon. 124, b),} \end{array} \quad (30)$$

kus  $m_1$ ,  $m_2$  ja  $m_3$  on tegurid, mille suurused on toodud tabelis 23a.



Joon. 124.

Tabel 23 a.

Kontaktpindade iseloom	$f = f_1$	$m_1$	$m_2$	$m_3$
Puhtalt töödeldud määratud pinnad . . . . .	0,15	0,10	0,20	0,15
Puhtalt töödeldud määramata pinnad; mittepuhtalt töödeldud määratud pinnad . . . . .	0,20	0,13	0,26	0,18
Mittepuhtalt töödeldud määramata pinnad . . . . .	0,30	0,18	0,37	0,27

Juhul, kui poldi on vajadus järele pingutada tööolukorras, tuleb võtta arvutuse aluseks tegelikult poldile mõjuv väliskoormus  $P_0 = P + V' = V + P_z$  (vt. p. 1).

Mutrite pingutamisel tavaliste mutrivõtmetega tuleb olla ettevaatlik, eriti väikese läbimõõduga keermete puhul, kuna võime tekitada väändemomendi, mille tagajärjel ületame lubatavad pinged poldis.

c. Paindepinged. Paindepinged tekivad poldis peamiselt valmistamise vigade (mitteparalleelsed või mittepuhtad toetuspinnad, viltulõigatud keere, kaldu puuritud auk jms.) ja liidetavate osade deformeerumise tõttu töötamisel.

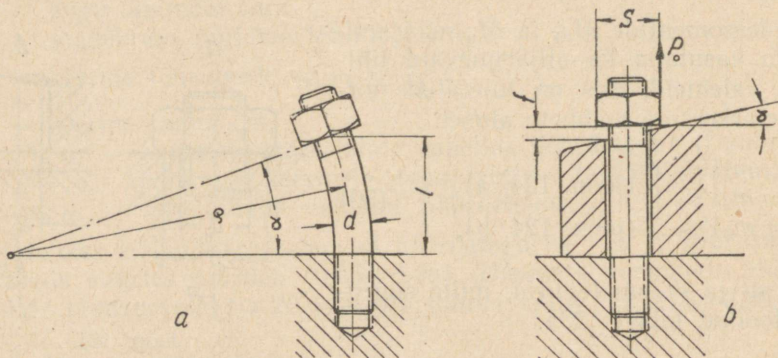
Joonise 125, a najal on võimalik arvutada poldis esinevaid teoreetilisi paindepingeid poldi elastse joone võrrandi

$$M_{pQ} = E_p J \quad (31)$$

abil, kus

- $M_p$  on paindemoment;
- $\rho$  — poldi telje kõverusraadius;
- $E_p$  — poldi materjali elastsusmoodul;
- $J$  — poldi ristlõike inertsmoment.

Kuna siin on tegemist väikeste  $\alpha$  (vt. joon. 125) väärtustega, siis võib võtta, et  $\text{arc } \alpha \approx \frac{l}{\rho} = \frac{f}{S}$ ;  
 siin  $f$  on poldi läbipainumine,  
 $S$  — võtmesus.



Joon. 125.

Asendades saadud väärtuse valemisse (31) saame:

$$M_p = \frac{E \cdot J}{\rho} = \frac{EJ \text{ arc } \alpha}{l} = \frac{EJf}{S \cdot l}. \quad (32)$$

Kuna  $M_p : J = 2\sigma_p : d$ , siis paindepinge

$$\sigma_p = \frac{Ed \text{ arc } \alpha}{2l}. \quad (33)$$

Vahelduva koormuse puhul paindepingete muutumise amplituud on olev nurga  $\alpha$  muutumisest:

$$\sigma_\alpha = \pm \left[ \frac{E_p d (\text{arc } \alpha_1 - \text{arc } \alpha_2)}{4l} \right].$$

Poldi keermetamata osas mõjuva summaarse pinge kõikumise amplituud on seega:

$$\sigma_{z\alpha} = \pm (\sigma_{p_z} + \sigma_\alpha), \quad (34)$$

kus

$$\sigma_{p_z} = \pm \frac{P_z}{2F_0}, \quad P_z \text{ — koormuse vahelduva osa suurus liites (vt. joon. 95).}$$

Pinge arvutamisel tuleb lähtuda poldi keermetamata osa tegelikust läbimõõdust ja ristlõike pindalast.

Kui valida näiteks:  $\alpha = 0,5^\circ$ ;  $d = 14$  mm;  $l = 60$  mm, siis tekkinud teoreetiline paindepinge poldis on

$$\sigma_p = \frac{2,2 \cdot 10^6 \cdot 1,4 \cdot 0,00672}{2 \cdot 6} = 2230 \text{ kg/cm}^2.$$

Valemi (33) abil leitav teoreetiline paindepinge on tunduvalt suurem kui tegelikult esinev, kuna nurk  $\alpha$  väheneb keermete lõtku, mutri ja mutri aluse, samuti ka keermete eneste plastiliste deformatsioonide tõttu.

Mitteküllaldase eelpingestuse korral, s. t. kui mutri aluspind ei satu täies ulatuses kontakti toetuspinnaga (joon. 125, b), on poldis esinev paindemoment  $M_p = P_0 \cdot 0,5S$ , mis on proportsionaalne mutri võtmesusega, suureneb mutri läbimõõdu suurenedes.

Paindepinged poldis võivad liites tekkivate plastiliste deformatsioonide tagajärjel täiesti kaduda — sel juhul on liide koormatud ainult muutuva tõmbepingega.

Plastilise deformatsiooni tekkimine poltliites on olenev keermepaari, alusseibi ja liidetavate detailide materjalide tõmbe- ja survetugevusest. Madala tõmbetugevusega poldid on plastilisele deformatsioonile järeleandlikumad ja seega sobivamad kasutamiseks ebapuhtate pindadega ja töötamisel läbipainduvate detailide liitmiseks. Suure tõmbe- ja survetugevusega materjalide juures toimub elastne deformatsioon, seega tekkivad paindepinged lisanduvad tõmbepingeile ja vähendavad tunduvalt väsimuspiiri. Selle vältimiseks tuleb suure tõmbetugevusega poltidele kindlustada tasased ja paralleelsed tugipinnad, samuti olgu ka augu telg risti tugipinnaga.

Kuna tekkivate töötlemise ebatäpsuste tõttu tähendatud nõuete rahuldamine pole kunagi täielikult kindlustatud, tuleb leida konstruktiivseid võimalusi tekkida võivate paindepingete vähendamiseks. Need võimalused selguvad põhiliselt valemist (33) ja nad oleksid:

- 1) valida võimalikult väike poldi läbimõõt või võimaluse korral vähendada keermetamata varda osa läbimõõtu;
- 2) valida võimalikult suur mutri ja pea vaheline kaugus;
- 3) luua võimalikult jäik liidetavate elementide konstruktsioon, et hoida ära äärikute läbipaindumine, seega ka nurga  $\alpha$  tekkimine.

Viimane nõue on maksev ainult poltliidetele, mis omavad võrdset töötemperatuuri nii poldis kui ka detailides.

Esitatud kolm nõuet on mitte ainult paindepingete ärahoidmiseks, vaid nagu juba eespool selgus, ka liite ea seisukohalt vajalikud.

Ääriku tikkpoldid murduvad vahelduva koormuse mõjul tihti keeme väljajooksu kohalt (joon. 123, a). Sellistel juhtudel on soovitatav kasutada joonisel 123, b ja c toodud tikkpolte, kus paindekindlust keeme väljajooksu kohal on suurendatud kogu varva osa juhtimisega detaili (joon. 123, b), et viia poldi paindumine kaugemale keeme väljajooksu kohalt, või kujundada konstruktsioon nii, et kindlustame keemes aksiaalse koormuse abielemendiga — elastse seibiga (joon. 123, c).

Paindepinged poldis võivad tekkida ka tingituna poldi konstruktiivsest kujust, näiteks konkspeaga poltide juures. Ekstsentrilise tõmbekoormuse tagajärjel tekivad antud juhul poldis paindepinged, mille suurus on olenev ekstsentrilisusest  $\xi$  (joon. 126).

Pinge poldis koosneb antud juhul tõmbe- ja paindepingest:

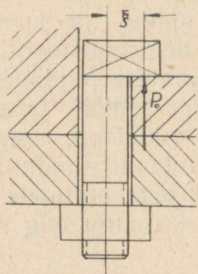
$$\sigma = \sigma_t + \sigma_p = \frac{kP_0}{\pi d^2} + \frac{P_0 \xi}{\pi d^3} = \frac{4P_0}{\pi d^2} \left( k + 8 \frac{\xi}{d} \right), \quad (35)$$

kus tegur  $k = 1,3$  — arvestab väände mõju poldi järelepingutamisel.

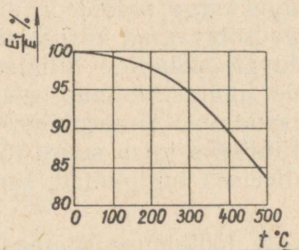
Paindepingete mõju vähendamiseks tuleb ekstsentrilisuse  $\xi$  suurus valida võimalikult väike.

Analoogiline juhus võib esineda ka T- ja vasarpeaga poltidel, juhul, kui pea toetub ainult ühel poolel.

d. Termilised pinged. Temperatuuri erinevus poltliite kokku-



Joon. 126.



Joon. 127.

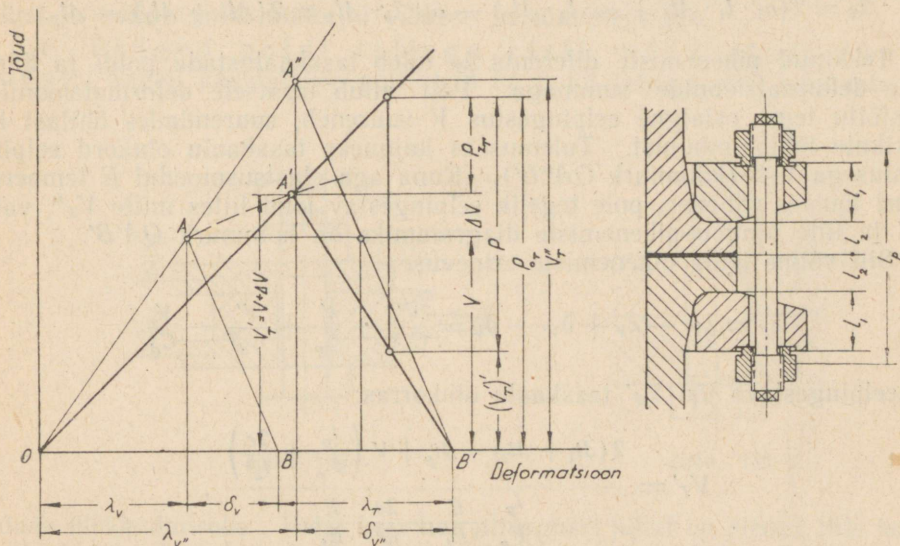
panekul ja tegelikul töötamisel tingib poldis esinevate jõudude muutumise nii eelpingestuse kui ka arvutusliku jõu osas. Temperatuuri mõju on võrdlemisi oluline, kuna selle tagajärjel muutuvad materjalide elastsusmoodulid ja liite osade paisumise tagajärjel tekivad liitesse lisepinged. Temperatuuri mõju tuleb arvestada teraskonstruktsioonidel temperatuuril  $t \geq 300^\circ\text{C}$  ja kergemetall-sulamitel temperatuuril  $t \geq 100^\circ\text{C}$ . Elastsusmooduli vähenemine olenevalt temperatuurist on toodud joonisel 127.

Tavaliselt on kuuma auru või vedelikuga täidetud toru või anuma sise-seina ja välisseina vahel olemas teatav temperatuuri diferents, mis on seda väiksem, mida paremini on isoleeritud toru või anuma välispind. Samuti omavad erinevat temperatuuri ka äärik ja polt. Nimetatud temperatuuride diferents poldi ja ääriku vahel on kõige suurem ülekuumen-datud auru torustikes, kus poldi temperatuur võib olla ääriku temperatuurist kuni  $165^\circ$  madalam. Temperatuuride diferents omab suurimat väärtust seadme ettesoojendamise perioodil ja väheneb seadme püsival, s. o. töötemperatuuril.

Temperatuuride erinevuse tõttu on poldi ja ääriku paisumised, ka ühesuguse paisumisteguri juures, erinevad. Kuna ääriku paisumine on suurem kui poldil, siis viimases tekivad nn. termilised tõmbe pinged, mis lisanduvad juba olemasolevatele pingetele poldis. Juhul, kui summaarne pinge poldis ületab elastsuspääri, tekivad poldis jäävad deformatsioonid ja seadme jahtumisel poltide esialgne pikkus, võrreldes endise pikkusega, on suurenenud. Selle tagajärjel on vähenenud liite eelpingestuse suurus. Seega võib kujuneda liide, mis omab vajalikku hermeetilisust küll esialg-

sel ettesoojendamisel ja pideva töötamise perioodil, kuid kaotab hermeetilisuse seadme mahajahtumisel. Analoogiline olukord võib esineda ka juhul, kui poldid pideva töötamise perioodil omavad suuremat paisumist kui äärikud; tulemuseks on jälle eelpingestuse vähenemine ja ebatihe liide.

Erilist tähtsust omab ka kõrgetel temperatuuridel töötavatel liidetal ääriku tunnusjoone ja läbipaindumise määramine, kus sageli, eriti vastu-



Joon. 128.

tusrikastel juhtudel, tuleb kindlate andmete saamiseks kasutada katseandmeid tegeliku töö olukorrast. Kõrgetel survetel ja temperatuuridel töötavatel toruliidetal on kõige levinumad nn. lahtised äärikonstruksioonid (joon. 128), kuna viimaste arvutus on tunduvalt lihtsam.

Üldiselt toimub kõrgetel temperatuuridel töötavate poltliidete arvutus kolmel alusel:

- 1) arvutus staatilisele koormusele;
- 2) arvutus muutuvale koormusele;
- 3) arvutus materjali roomavuse järgi.

Vaatleme joonisel 128 esitatud äärikliidet. Poldis esinevate jõudude määramisel rakendame varemtoodud meetodikat (joon. 95). Olgu joonisel kujutatud kolmnurk  $OAB$  pingete-pikenemiste diagramm liite kokkupanekutemperatuuril  $t_0$ , millele vastab liite kokkupanekul antud eelpingestus  $V$ .

Liite pideva töötamise perioodil omavad nii polt kui ka äärik erinevaid temperatuure, millele vastavalt tekivad ka üksikute detailide pikened:

- 1) lahtine äärik:  $\Delta l_1 = a_1 l_1 \cdot \Delta t_1$ ,
- 2) toru äärik:  $\Delta l_2 = a_2 l_2 \cdot \Delta t_2$ ,
- 3) polt:  $\Delta l_p = a_p l_p \cdot \Delta t_p$ ,

kus  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  ja  $\alpha_p$  on toru, ääriku ja poldi joonpaisumistegurid;  $l_1$ ,  $l_2$  ja  $l_p$  — vastavad pikkused;  
 $\Delta t_1$ ,  $\Delta t_2$  ja  $\Delta t_p$  — temperatuuri diferentsid võrreldes liite kokkupaneku temperatuuriga  $t_0$ .

Seega poldi ja äärikute pikenemiste erinevus:

$$\lambda_T = 2(\alpha_1 \cdot l_1 \cdot \Delta t_1 + \alpha_2 \cdot l_2 \cdot \Delta t_2) - \alpha_p \cdot l_p \cdot \Delta t_p = 2(\Delta l_1 + \Delta l_2) - \Delta l_p.$$

Tekkinud pikenemiste diferents  $\lambda_T$  tuleb tasakaalustada poldi ja äärikute deformatsioonide summaga. Poldil allub elastsele deformatsioonile, mistõttu tema esialgne eelpingestus  $V$  suureneb, suurendades ühtlasi ka äärikute läbipainumist. Tulemuseks kujuneks tasakaalu olukord eelpingestusega  $V_T''$  (kolmnurk  $OA'B'$ ). Kuna aga elastsusmodul  $E$  temperatuuri tõustes väheneb, pole tegelik eelpingestav jõud liites mitte  $V_T''$ , vaid  $V_T'$  ja liite pingete-pikenemiste diagrammiks on kolmnurk  $OA'B'$ .

Siit võime leida pikenemiste erinevuse:

$$\lambda_T = \lambda_{V'} - \lambda_V + \delta_{V'} - \delta_V = \frac{V'}{C_p T} - \frac{V}{C_p} + \frac{V'}{C_d T} - \frac{V}{C_d};$$

ja eelpingestava jõu  $V_T'$  tasakaalu olukorras:

$$V_T' = \frac{2(\Delta l_1 + \Delta l_2) - \Delta l_p + V \left( \frac{l_p}{F_p} + \frac{2c}{l_2^3} \right)}{\frac{l_p}{F_p} \cdot \frac{E}{E_t} + \frac{2c}{l_2^3} \cdot \frac{E}{E_t}},$$

kus  $E_p = E_1 = E_2 = E$  — teraskonstruksioonil;  $c$  on määratav ääriku paindest  $f = \frac{c \cdot P}{E l_2^3}$  töö rõhust tekitatud jõu  $P$  kaudu.

Poldi arvutusliku jõu  $P_{0T}$  määrame  $P$  ja nõutava eelpinge jäägi ( $V_T'$ )' kaudu:

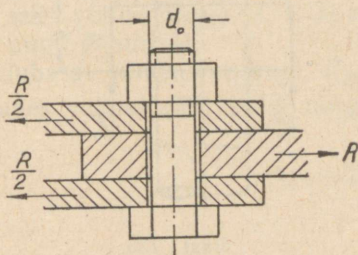
$$P_{0T} = V + \Delta V + P_{zT} = (V_T')' + P. \quad (36)$$

Analüüsidest nüüd valemist (36), püüame leida põhimõtted temperatuuri mõju all töötava poltliite konstruktiivseks kujundamiseks, et hoida ära liigsete termiliste pingete tekkimist poldis. Valemist (36) näeme, et  $V_T'$  suurus on olemas äärikute paksusest ja poldi pikkusest. Suurendades poldi pikkust nii, et  $l_p > 2(l_1 + l_2)$ , väheneb  $V_T'$ , siinjuures peame aga mutri ja ääriku vahele asetama mingisuguse puksi jõu ülekandmiseks. Poldi pikkuse suurenedes väheneb aga viimase keskmine temperatuur, s. o. suureneb temperatuuride diferents ääriku ja poldi vahel, mistõttu tähendatud võttega täit efekti ei saavutata. Poldi elastsuse suurendamine poldi keermetamata varvaosa läbimõõdu vähendamisega annab selles mõttes paremaid tulemusi, kuid veel mõjukam on ääriku paksuse  $l_2$  vähendamine, kuna viimane esineb valemis kolmandas astmes. Seega tuleks ääriku paksus valida tugevustingimuste nõudeid rahuldades minimaalsena ja samal ajal kujundada konstruktsioon, mis vähendaks ka ääriku ühikjõudu  $C_d$ .

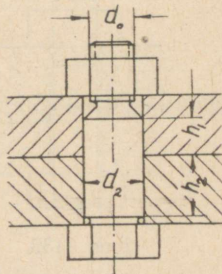
Siin annavad kõige paremaid tulemusi lahtised äärikud, mis võimaldavad vabamat läbipainumist, võrreldes kinniste äärikutega. Elastsemate äärikute rakendamisel tuleb polt painde mõju vähendamiseks kujundada elastse poldina.

Sellistel juhtudel, kus polt omab tööolukorras kõrgemat temperatuuri kui liidetud detailid, tuleb liite kokkupanekul suurendada poldi eelpingetust ja valida poldi materjal väikese paisumisteguriga.

e. Pinged poldi teljega risti mõjuvatest jõududest. Sageli kasutatakse poltliiteid ka poldi teljega risti mõjuvate jõu-



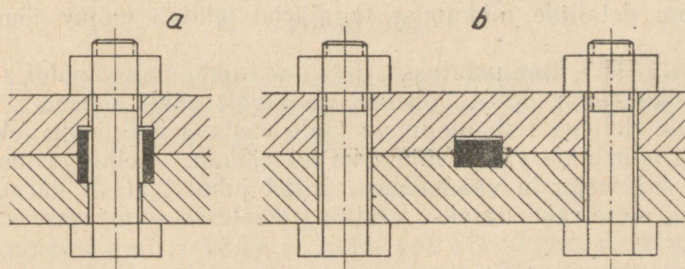
Joon. 129.



Joon. 130.

dude ülekandmiseks. Poldi koormus niisugusel juhul on olenev liite konstruktsioonist ja kokkupaneku viisist. Võime eristada kolme juhtu:

- 1) polt asub augus lõtkuga;
- 2) polt asub augus tihedalt;
- 3) liide omab erielemente poldi teljega risti mõjuvate jõudude vastu võtmiseks.



Joon. 131.

1. juhtum (joon. 129) on sageli esinev konstruktsioon. Kuna tavaline polt on mõeldud peamiselt tõmbele töötavana, siis antud juhul tuleb poldi teljega risti mõjuvast jõust  $R$  tingitud koormus detailide nihkumise vältimiseks tasakaalustada kontaktis olevate pindade hõõrdumisega. Seega

polti eelpingestav jõud  $V$  peab olema küllaldane selleks, et tekitada jõule  $R$  vastavat hõõrdejõudu, s. t. et

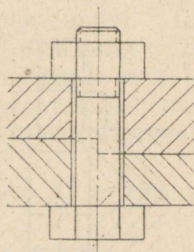
$$R \leq i f_1 V,$$

millest  $V \geq \frac{R}{i f_1}$ ,

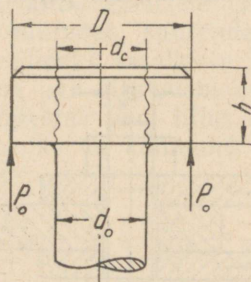
kus  $i$  on kontaktipindade arv,

$f_1$  — hõõrdetegur,  $f_1 = 0,1-0,2$ .

Tähenähtud tingimuse mittetäitmisel tekib detailide nihkumine, mille



Joon. 132.



Joon. 133.

tõttu poldi asetus liites muutub ja poldile lisanduvad peale tõmbepinge veel löike- ja paindepinged.

Selline liide ei ole üldiselt vastuvõetav, kuna isegi võrdlemisi suure hõõrdeteguri, näit.  $f_1 = 0,2$  juures on vajalik eelpingestava jõu suurus, mis ületaks poldi teljega risti mõjuva jõu viiekordselt:

$$V = \frac{R}{0,2} = 5R.$$

Seetõttu oleks vajalik suurem poldi läbimõõt või siis suurem arv polte.

Selline liide ei ole aga üldse vastuvõetav vahelduva koormuse tingimustes, kuna detailide nihkumise tagajärjel tekitab mõjuv jõud  $R$  lööke poldile.

2. juhul, kus kindlustatakse detailide nihkumatus poldi täpse sobitamisega auku (joon. 130), väheneb tunduvalt poldi koormus, kuna pole vajadust poldi teljega risti mõjuvale jõule vastava hõõrdejõu tekitamiseks, sest polt on võimeline vastu võtma ka löikejõudu. Eelpingestuse tagajärjel tekkivat hõõrdejõudu vaadeldakse antud juhul teatava varuna.

Sobitatud polte rakendatakse vastutusrikkastes sõlmedesse vahelduval koormusele.

Tugevustingimus poldi dimensioneerimiseks ühe poldi puhul:

$$R = \frac{\pi d_2^2}{4} R_t, \quad (37)$$

kus  $R_t$  — lubatav löikepinge.

3. juhul, kus liite valmistamine on eelmise juhuga võrreldes odavam ja seetõttu ka enam kasutatav, on liide kujundatud lisaelementidega, mis vabastavad poldi löikekoormusest.

Joonistel 131—132 on toodud enamlevinumad tüübid nimetatud juhul. Liite lisaelementide valmistamise täpsus peab kindlustama detailide nihkumatus, vastasel korral ei ole lisaelementidest mingit kasu.

f. Pinged poldi peas. Poldi pea dimensioneerimine toimub viimase tugipinna ja kõrguse määramisega.

Poldi pea tugipinna suurus peab olema valitud nii, et kontaktpindadel ei tekiks jäävat deformatsiooni. Seega peab olema täidetud tingimus (joon. 133):

$$P_0 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_c^2) R_{ps}, \quad (38)$$

kus

$D$  on poldi pea välisläbimõõt, mis kuuskantpea puhul võetakse võrdseks võtmesusega, s. t.  $D = S$ ;

$d_c$  — augu läbimõõt;

$R_{ps}$  — lubatav pindsurvepinge,  $R_{ps} \approx R_t$ .

Võrrutades valemi (38) poldi nõrgestatud ristlõike tugevustingimusega tõmbel

$$P_0 = \frac{\pi d_1^2}{4} R_t, \quad (39)$$

saame:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d_c^2) R_{ps} = \frac{\pi d_1^2}{4} R_t,$$

millest

$$D^2 - d_c^2 = d_1^2$$

ja

$$D = \sqrt{d_1^2 + d_c^2}. \quad (40)$$

Normaal-meeterkeerme puhul, kus  $d_1 \approx 0,8d_0$  ja  $d_c = 1,1d_0$ , saame tingimuse poldi pea läbimõõdu kohta:

$$D = 1,36d_0.$$

Poldi pea kõrguse määramise arvutusega lõikele ja paindele.

Poldi pea lõikele arvutamisel võtame aluseks, et lõikumine toimub läbimõõdul  $d_c$  poldi pea kõrguse  $h_1$  ulatusel, seega

$$P_0 = \pi d_c h R_t. \quad (41)$$

Poldi nõrgestatud ristlõike ja poldi pea võrdtugevuse tingimusest lähtudes saame:

$$P_0 = \frac{\pi d_1^2}{4} R_t = \pi d_c h R_t,$$

millest

$$h = \frac{R_t}{4R_t} \cdot \frac{d_1^2}{d_c}. \quad (42)$$

Võttes  $R_t = 0,5R_t$ , saame avalduse  $h$  määramiseks järgmisel kujul:

$$h = 0,5 \frac{d_1^2}{d_c}. \quad (42-a)$$

Kuumalt pressitud või külge keevitatud poldipea puhul  $R_t < 0,3R_t$ .  
Normaal-meeterkeerme kasutamisel

$$h \approx 0,29d_0. \quad (42-b)$$

Poldi pea arvutamisel paindele tuleb hädahohtlikuks lõikeks lugeda üleminekut silindrilisest varvast peaks. Ülemineku kohal tekkivad pingete kontsentratsioonid on otseselt olenevad ümarusraadiuse suurusel.

Võttes poldi pea paindele arvutuse aluseks kõige raskema koormuskeemi, kus jõud  $P_0$  on ühtlaselt jaotunud poldi pea välisringjoonel läbimõduga  $D$ , saame:

$$M_p = P_0 \frac{D - d_0}{2} = \frac{\pi d_0 h^2}{6} R_p,$$

millest

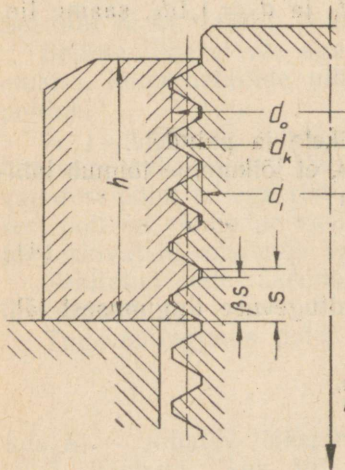
$$P_0 = \frac{\pi d_0 h^2}{3(D - d_0)} R_p. \quad (43)$$

Võrdtugevuse tingimuse alusel poldi nõrgestatud ristlõikega

$$P_0 = \frac{\pi d_1^2}{4} R_t = \frac{\pi d_0 h^2}{3(D - d_0)} R_p$$

saame, et

$$h^2 = 0,75 \cdot \frac{d_1^2 (D - d_0)}{d_0} \cdot \frac{R_t}{R_p}. \quad (44)$$



Joon. 134.

Normaal-meeterkeerme:  $D \approx 2d_0$ ,  $d_1 \approx 0,8d_0$  ja  $R_t = R_p$ ; saame:

$$h^2 = 0,75 \cdot 0,64d_0^2$$

ja

$$h \approx 0,69d_0. \quad (44-a)$$

OCT-i järgi

$$h = 0,7d_0. \quad (44-b)$$

g. Pinged keermeis. Mutri kõrguse määramine. Poldi telje sihhi mõjuva jõu tagajärjel tekivad mutri ja poldi kaaskeermeis lõike-, pindsurve- ja paindepinged.

Ohtliku ristlõikeks keermel arvutamisel lõikele võtame: mutril — silindri pinna läbimõõduga  $d_0$  ja poldil — läbimõõduga  $d_1$ , kõrguseks — mutri kõrguse  $h$ . Mutri kõrguse määrame keermete arvu ja keermel tõusu korrutisega  $h = z \cdot s$ , kusjuures tuleb arvestada töötava pinna tegelikku vähenemist teguri  $\beta$  kordselt (joon. 134). Olenevalt keermel liigist:  $\beta = 0,875$  — kolmnurkkeermel,  $\beta = 0,65$  — trapetskeermel ja  $\beta = 0,5$  — ruutkeermel.

Aluseks võttes ülaltähendatu, võime koostada tugevustingimused keermel töötamisel lõikele (mutri materjalide pinged on eristatud ülakomaga): mutril

$$\tau'_i = \frac{P_0}{\pi d_0 \beta h} \leq R'_i, \quad (45)$$

poldil

$$\tau_i = \frac{P_0}{\pi d_1 \beta h} \leq R_i. \quad (46)$$

Poldi ja keermel võrdtugevuse tingimuse kohaselt, ja võttes  $R_i = 0,5R_t$ , saame:

$$P_0 = \frac{\pi d_1^2}{4} R_t = \pi d_1 \beta h R_t,$$

millest

$$h_{\text{poldi}} = \frac{d_1}{2\beta} \quad (47)$$

ja mutri ning poldi materjalide erinevuse korral ( $R'_i < R_t$ ):

$$h_{\text{mutri}} = \frac{d_1^2 R_t}{2d_0 \beta R'_i}. \quad (47-a)$$

Eriti tugevasti pingestatud poldidel tuleb mutri kõrgust kontrollida keermel arvutusega pindsurvele. Lubatava pindsurve ületamise korral toimub kaaskeermel sööbimine ja keermel võivad puruneda. Tähtsatu on eriti oluline jõukruvide juures. Arvutuse aluseks võtame mutri kõrguse ulatusel olevate keermel tugipinna:

$$\sigma_{ps} = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4}(d_0^2 - d_1^2)z \cdot \gamma} \leq R_{ps}', \quad (48)$$

kus

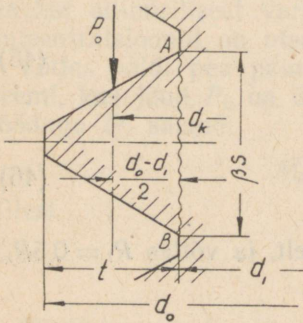
$R_{ps}'$  on lubatav pindsurve (tabel 24);

$\gamma$  — pinnategur, mis on keermel servade ümaruste suurusest,  $\gamma = 0,8-0,85$ ;

$z$  — keermel arv.

Tabel 24.

Poldi ja mutri materjal	$R_{ps}$ kg/cm <sup>2</sup>
Malm / malm . . . . .	30–35
Teras / malm . . . . .	50–60
Teras / antifriktsoonmalm . . . . .	100–130
Teras / teras (termiliselt töödeldud) . . . . .	100–130
Teras / pronks . . . . .	70–130
Kinnituskruvidel . . . . .	250–300



Joon. 135.

Jõu ülekandmisel töötab keere konsoolina. Eeldades, et ülekantav jõud on jaotunud ühtlaselt kõigile keermeile, saame keeme vastupidavust kontrollida tingimusliku arvutusega paindele, lugedes jõu rakenduspunktiks keeme keskmise läbimõõdu  $d_k$ . Seega paindemoment (joon. 135)

$$M_p = P_0 \cdot \frac{d_0 - d_1}{4}$$

Vastupidavusmomendi  $W_k$  määramise ohtlikus lõikes:

$$W_k = \frac{\pi d_1 (\beta \cdot s)^2}{6} z$$

Tugevustingimus paindele arvutamisel: poldil

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_k} = \frac{1,5P_0(d_0 - d_1)}{\pi d_1 (\beta s)^2 z} \leq R_p; \quad (49)$$

mutril

$$\sigma_p' = \frac{1,5P_0(d_0 - d_1)}{\pi d_0 (\beta s)^2 z} \leq R_p'. \quad (50)$$

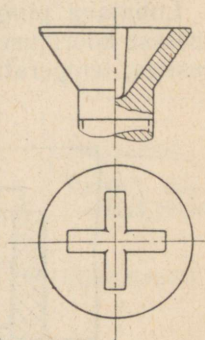
Nagu nähtub valemeist (49) ja (50), on keeme paindetugevus keeme kõrgusest  $\frac{d_0 - d_1}{4}$  ja suuruselt  $h' = \beta s$ .

Kuna kolmnurk-keermete juures  $h_{max}' = 0,875s$ , siis on ka seletatav viimaste suurem paindetugevus.

## 6. Poldide (kruvide) materjalid, valmistamise tehnoloogia ja lubatavad pinged.

Poldide, kruvide ja mutrite materjali valik on paljudest teguritest, mis ühelt poolt on seotud liite iseloomuga ja teiselt poolt valmistamise tehnoloogiaga, peamiselt keeme kujundamise osas ja materjali lõplike omadustega viimases. Poldliite koormuse iseloomust tingitud kõrgendatud

nõudmised poldi materjali mehaaniliste omaduste suhtes, eriti vahelduval ja löögilise iseloomuga koormusel ja kõrgeil temperatuuridel, on tinginud vähese ja keskmise süsinikusisaldusega teraste kõrval poldliite pikema ea kindlustamiseks ka legeeritud teraste kasutamist. Vähesed ja keskmise süsinikusisaldusega terastest valmistatakse kaasajal veel ainult mustad poldid ja mutrid (kuni M 24), mida kasutatakse peamiselt mittevastutusrikastes sõlmedes. Madalama kvaliteediga teraste kasutamine tähendatud poldide valmistamiseks ei ole tingitud mitte üksnes majanduslikust seisukohast, vaid ka nende masstoodangu iseloomust tingitud valmistamise tehnoloogiast. Ikka enam ja enam rakendatakse antud juhul külmtootlemise menetlusi poldi pea kujundamisel ja mutrite valmistamisel. Ka suurema läbimõõduga poldidel ( $> M 24$ ) püütakse kuumtootlemist vältida — sel juhul on kõige otstarbekam asendada peaga pold tikkpoldiga, mis mõlemas otsas on varustatud mutriga. Mutrite massiline valmistamine on samuti otstarbekohane mehaanilise löökamise teel kuuskantterasest.



Joon. 136.

Keermete kujundamiseks poldile on eelistatumaks viisiks keermete valmistamine rullimise teel, mis kindlustab keerme küllaldase kvaliteedi, nii kuju, mõõdete kui ka pinna puhtuse poolest ja peale selle tihendab materjali keerme pinnas, mis aitab tõsta keerme vastupidavust vahelduval koormusel. Tähendatud paremuste kõrval tugevustehnilisest seisukohast saavutame keermete külmalt pressimisel ka tootlikkuse tõusu ja parendame märksa tööliste töötingimusi. Poldi peade kujundamine külmalt pressimise teel tingib aga ka viimaste aastaid püsinud konfiguratsiooni muutmist suunas, mis vastaks enam töötlemisele suure plastilise deformatsiooniga külmas olekus. Kuna kaasaegses tehnikas valmistatakse poldiaugud puurimise teel võrdlemisi väikese läbimõõdu erinevusega poldi läbimõõdust, siis on metalli hulk poldi peas vähendatud ja kujundatud vähendatud peaga poldid (võttes ühe astme võrra väiksem). Külmtootlemine on tinginud ka rea täiesti uusi poldi (kruvi) pea vorme, nagu silindrilised poldi pead sisemise võtmesusega, ristikujulise kruvitsa avaga (joon. 136) pead metallikruvidele ja rida teisi.

Tähendatud poldi peade kujud omavad valmistamise hõlbustamise kõrval ka suurt konstruktiivset tähtsust poldliite-sõlme mõõdete ja välimuse suhtes. Sisemise võtmeavaga poldipea keeramiseks on vajaliku ruumi suurus tunduvalt väiksem kui tavalistele kuuskantpeaga poldidele (joon. 137).

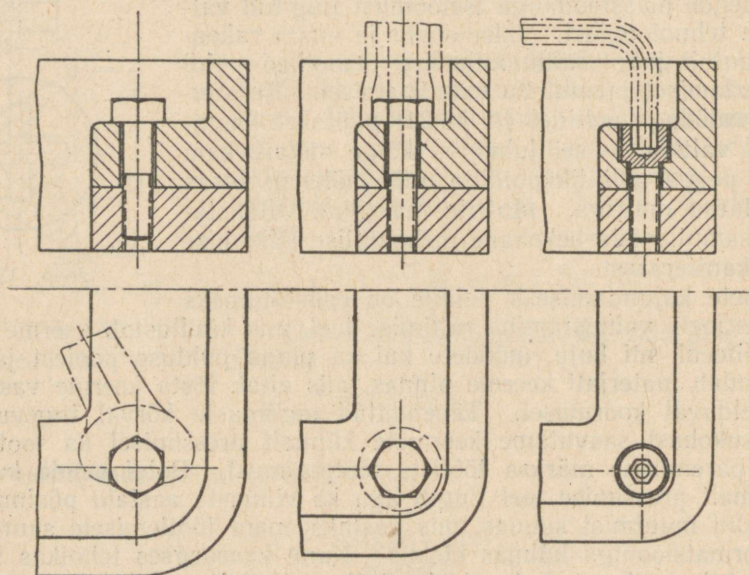
Tunduvalt väiksem rühm polte, kruvisid ja mutreid valmistatakse mehaanilistel löikepinkidel. Siia rühma kuuluvad peamiselt puhtad poldid ja poldid, millede keermed, tingitult koormuse iseloomust, tuleb kõrgema pinnapuhtuse saavutamiseks veel täiendavalt töödelda (lihvimine, poleerimine). Tehnilistele nõuetele vastavad mehaanilised omadused saavutatakse termilise töötlemise teel ja korrosioonikindlus vastavate katetega.

Enamkasutatavad terasemargid poldide ja kruvide valmistamiseks on toodud tabelis 25.

Mutri materjaliks valitakse kas sama materjal, mis poldile või ka veidi madalamate tugevusomadustega, arvestades asjaolu, et mutter on keerme osas vähem koormatud kui polt.

Sageli lahtivõetavates liidetes on vajalik keerme kõvadust suurendada kuni  $H_B = 200$ . Seadekruidede lõpposa kulumise vältimiseks omavad viimased kõvadust  $H_B = 300-350$ .

Lubatava pinge määramine antud terasele ei sõltu mitte ainult poldi otsesest koormusest, s. t. kas on tegemist staatilise või dünaamilise koormusega, temperatuuridega jms., vaid ka poldi montaaži- ja ekspluatatsioo-



Joon. 137.

ningimustest. Nii on reale liiteile, mida iseloomustavad ühesugused konstruktiivsed vormid, koormustingimused montaaži- ja ekspluatatsiooni tingimused kujunenud praktiliselt välja lubatavate pingete normid. Näiteks torustiku äärikliiteis kasutatavatele poldidele, mida iseloomustab eriti kõrge eelpingestus ja sageli ka järelepingestamise vajadus hermeetilisuse saavutamiseks, valitakse lubatav pinge staatilisel ja sellele lähedastel koormustel  $R_t \leq 0,8\sigma_T$  — karastamata poldidele ja  $R_t \leq 0,6\sigma_T$  — karastatud poldidele, kus  $\sigma_T$  on materjali voolavuspiir.

Ka siinkohal on otstarbekohane meelde tuletada koormuse õige määramise tähtsust poldi nõrgestatud ristlõike arvutamisel staatilisel koormusel:

eelpingestamata liidetes arvutuslik jõud —  $P$ ,

eelpingestatud liidetes väliskoormuse puudumisel —  $1,3V$ ,

eelpingestatud liidetes väliskoormusega  $P$  ja järelepingestamise vajadusel —  $1,3P_0$ .

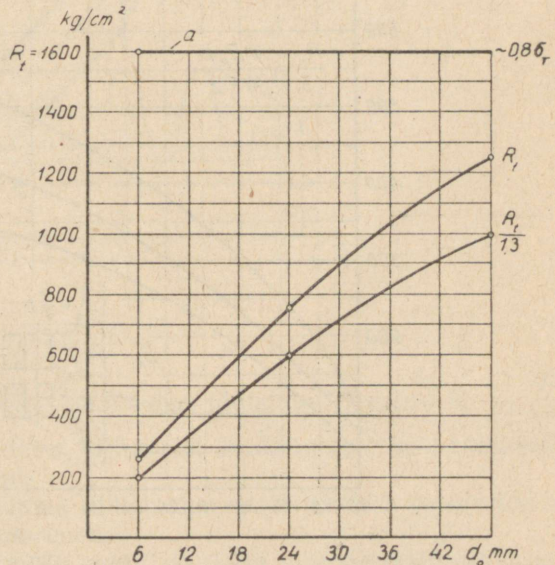
Tegur 1,3, nagu mäletame, võtab arvesse väändepinge suurust poldis.

Tabel 25.

Teras e mark	Tõmbe- tugevus $\sigma_b$	Voolavus $\sigma_T$	Arvutuslik väsimuspiir tõmbel va- helduval sümm. koormusel $\sigma_{-1}$	Kasutamine
	kg / mm <sup>2</sup>			
Cr. 3 . . . . .	38—47	22	13	} Turupoldid Raskelt koor- matud poldid
Cr. 4 . . . . .	42—52	24	15	
Cr. 5 . . . . .	50—52	27	17	
Automaatteras 12 . . . . .	45—60	24	16	} Metallikruvid " " " " " ja poldid
"    tsüaneeritud . . . . .	75—100	50	25	
Teras 35 — normaliseeritud . . . . .	50—60	30	18	
Teras 35 — tsüaneeritud . . . . .	75—100	50	25	
Teras 45 — normaliseeritud . . . . .	60—70	34	21	
Teras 40 X — parendatud . . . . .	90—100	70	34	} Poldid ja metallikruvid Vastutusrikkad poldid
Teras 30 XH . . . . .	90—100	70	42	
Teras 30 XH 3 . . . . .	90—100	80	45	

Tabel on kehtiv poldide M 10 ja M 36 materjalidele

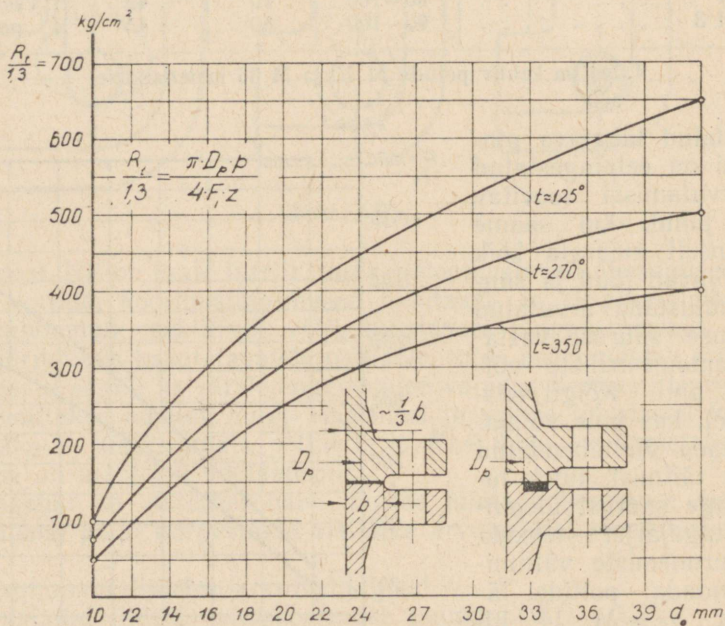
Tähendatud lubatava pinge suurusi on eelpingestatud liidete arvutamisel soovitatav kasutada juhul, kui saame küllalt täpselt määrata kõik poldile mõjuvad jõud ja suudame kindlustada arvutatud eelpingestuse suuruse vastavate dünamomeetriliste võtmete vms. abil. Kõigil teistel juhtudel, kus pole võimalik saavutada ülaltähendatud tingimuste täitmist, tuleb lubatava pinge suurust ülepingsestuse tagajärjel tekkida võivate purunemiste vältimiseks vähendada: poldidel läbimõõduga  $d_0 > M 14$  1,5 korda ja väiksema läbimõõduga poldidel ja kruvidel 2,5—3 korda.



Joon. 138.

Tabel 26.

Keerme läbimõõt $d_0$ mm	Lubatud piirkor- mus ilma eel- ja järelpingesteta kg ( $R_t = 2400$ kg/cm <sup>2</sup> )	Lubatud piirkor- mus eelpingesta- tud liiteis kg ( $R_t = 1900$ kg/cm <sup>2</sup> )	Mutri keeramiseks rakendatava mo- mendi piirväärtus võtme pikkuse $L$ juures	Võtme pikkus $L$ mm	Võtmele rakenda- tava jõu piirvää- rtus võtme pikkuse $L$ juures	Võtmele rakendatud jõud kg, mis tekitab	
						jääl- deforma- tsiooni	poldi purune- mise
6	420	300	40	100	4	5,4	9,5
8	760	500	95	125	7,5	10,3	18
10	1 220	970	190	140	13,5	18,6	32
12	1 780	1 340	340	170	20	27,6	48
14	2 450	1 860	520	210	30	42	73
16	3 400	2 600	840	240	40	58	96
18	4 100	3 150	1 160	240	48	67	116
20	5 800	4 050	1 900	270	67	93	160
22	6 600	5 150	2 250	270	85	118	204
24	7 600	6 000	2 700	270	100	142	246
27	10 000	7 900	4 100	300	136	189	330
30	12 200	9 500	5 500	330	165	230	400
36	18 000	13 800	9 600	400	240	330	570

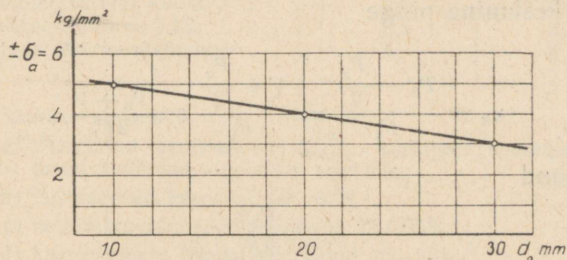


Joon. 139.

Kõrgemate mehaaniliste omadustega materjalide puhul on ülepingestuse oht väiksem.

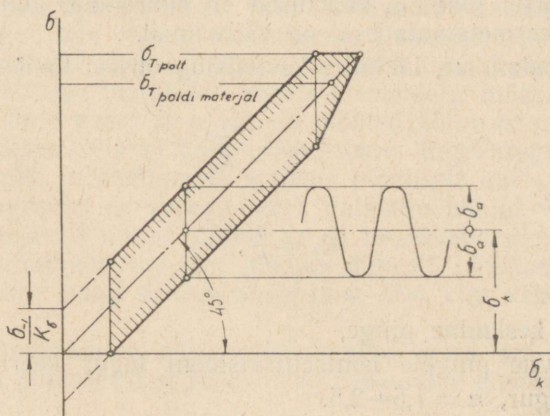
Joonisel 138 esitatud graafikus on toodud lubatava pinge suurused Cr. 3-st valmistatud mustadele ja poolpuhtatele poltidele M 6 — M 48, eelpingestatud liiteis temperatuuril  $t < 100^\circ$ . Graafikus esitatud sirge  $a$ , mis vastab pingele  $R_t = 0,8\sigma_T$ , on lubatavate pingete piiriks.

Tabelis 26 on antud andmed terasest 35 valmistatud poltide (kruvide)



Joon. 140.

vastupidavuse kohta ja samas ka normaalsele võtmele rakendatava jõu suurus, mille juures võib tekkida poldis jäävaid deformatsioone või pold katkeda.



Joon. 141.

Joonisel 139 esitatud graafikus on toodud üldistatud normid  $R_t' = \frac{R_t}{1,3}$  kohta poltidele torude äärikliidetes erinevatel keskkonna temperatuuridel (poldi temperatuur on madalam).

Pingete hindamisel tuleb silmas pidada ka ettekirjutatud proovirõhku, mille tagajärjel pinged poldis suureneb.

Vähelduva ja löögilise koormuse puhul on poldi nimiläbimõõtu otstarbekohane määrata pingete muutumise amplituudi  $\sigma_a$  järgi (joon. 140). Kestvus-

tugevuse diagrammides (antud poldi läbimõõdu kohta) on toodud  $\sigma_a$  suurused keskmise pinge  $\sigma_k$  muutumisel.  $\sigma_a$  jääb  $\sigma_k$  muutumisel peaaegu muutmatuks, ainult väheneb poldi läbimõõdu suurenedes. Joonisel 141 on toodud  $\sigma_a$  muutumine (maksev keermetatud osa kohta) süsinik- ja legeeritud terastest valmistatud poldidele ( $\sigma_b = 45-55 \text{ kg/mm}^2$ ). Konstruktiivseid võimalusi  $\sigma_a$  suurendamiseks on esitatud joonisel 116.

Vahelduval koormusel töötava poldi mõõteid võib lugeda vastuvõetavaks, kui tsükli keskmine pinge

$$\sigma_k = \frac{P_0' - \frac{P_z}{2}}{F_1} = \frac{V + \frac{P_z}{2}}{F_1} = \frac{P_0 + V}{2F_1}$$

ja pinge amplituud

$$\sigma_a = \frac{P_z n}{2F_1}$$

ei ületa katseliselt saadud diagrammides antud piirväärtusi (varutegur  $n = 1,5-2,5$ ).

Analoogiliselt poldi keermetatud osa ristlõike arvutamiseks toimub ka poldivarva keermetamata osa ristlõike määramine vastavate kestvustugevuse diagrammide alusel, mis on koostatud vastava läbimõõduga siledatele varrastele. Viimasel juhul  $\sigma_a$  väärtused on suuremad, kuna pingete kontsentratsioonid keermetamata osal on väiksemad.

Arvutuste teostamisel, lähtudes kestvustugevusest tõmbel, on poldis esinev piirpinge

$$\sigma = \sigma_k + \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}$$

ja lubatav pinge

$$R_t = \frac{\sigma}{n},$$

kus

$\sigma_k$  on tsükli keskmine pinge,

$K_\sigma$  — efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur keermes või poldis,

$n$  — varutegur,  $n = 1,5-2,5$ .

$K_\sigma$  suurused on esitatud tabelis 27.

Poldi teljega risti mõjuvate jõudude korral võetakse staatiliselt koormatud liiteil:

lubatav lõikepinge  $R_l \leq (0,2-0,3) \sigma_T$

lubatav pindsurve  $R_{ps} \leq (0,3-0,4) \sigma_T$  — terasele,

$R_{ps} \leq (0,25-0,3) \sigma_T$  — malmile,

$R_{ps} \leq (0,2-0,25) \sigma_T$  — pronksile.

Vahelduva jõu puhul tuleb  $R_l$  ja  $R_{ps}$  suurused võtta 1,25—1,5 korda väiksemad.

Tabel 27.

Lõigatud keermed	Materjal	
	Süsinikteras	Legeeritud teras, karastatud
Keerme süvendi ümarusega:		
meeterkeermel $r \approx 0,7s$ . . .	4,5	5,5
tollkeermel $r \approx 0,13s$ . . .	3,5	4,2
Lameda keermesüvendiga . . .	5	6

$K_G$  suurus väheneb:

- veeretatud keermeil 15–20%, kusjuures suuremad väärtused kuuluvad legeeritud terastele;
- tsüaneeritud keermeil 30–40%;
- metallikruvidel ja tikkpoltidel 25–35%;
- kaaskeermete tiheda istu puhul 15–20%.

## 7. Jõudude jaotumine poldirühmades.

Enamal juhul on praktikas tegemist poltliidetega, kus liide on teostatud mitme poldi abil. Liidet koormavad jõud ja momendid ei jaotu aga alati ühtlaselt kõikidele poltidele, vaid tekitavad viimastes erinevaid tõmbe- ja nihkekoormusi, mis võivad tööolukorras lisakoormuste tagajärjel veelgi muutuda. Et lähtuda siiski kindlatest alustest liite dimensioneerimisel, on poldirühmade arvutus taandatud kahele ülesandele: määrata koormuse jaotumine liite poltide vahel ja arvutada mõõdet kõige enam koormatud poldile, valides hiljem liitese kõik poldid sama tugevusega.

Seega kujuneb poldirühmade arvutus põhiliselt ühele poldile mõjuvate jõudude määramiseks ja varemtoodud valemite põhjal viimase dimensioneerimiseks vastavalt antud olukorrale ja koormusviisile.

Kuna poldirühmade arvutus toimub üldiselt lähendusarvutusena, siis on otstarbekohane poldi dimensioneerimist läbi viia vähendatud lubatava pingega.

Koormuse määramine üksikpoldile antud juhul on seda tõepärasem, mida lihtsamat geomeetrilist kuju omab liidetavate elementide kokkupuutepind.

Liidetavate elementide kokkupuutepinna suurus on soovitav valida parema kontakti saavutamise eesmärgil võimalikult minimaalne, milleks on väga sobiv nn. ribakujundus. Viimase kujunduse kasutamine vähendab ka töötlemiskulusid.

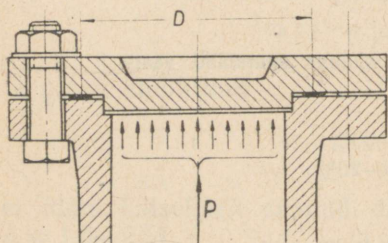
Alljärgnevalt on toodud kõige enam levinumate liitetüüpide põhimõtteline arvutus.

a. Liited, mis on koormatud liitepinnaga risti mõjuva tsentraalse koormusega. Tähendatud liitetüüp esineb peamiselt surveanumate ja -silindrite kaante kinnitamisel. Kaane geomeetiline kuju võib olla kas ümmargune, neljakandiline või elliptiline.

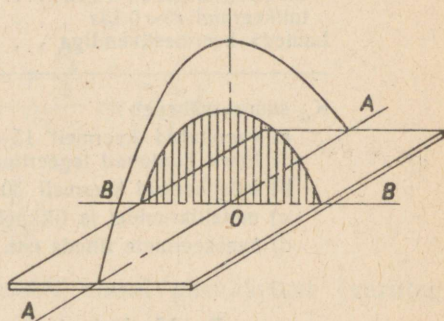
Olenevalt kaane geomeetrisest kujust määratakse ühele poldile mõjuv koormus järgmiselt:

1) Silindriliste kaante puhul oletatakse, et koormus siserõhust jaotub poldidele ühtlaselt (joon. 142):

$$P = \frac{Q}{z} = \frac{P\pi D^2}{4z}, \quad (51)$$



Joon. 142.



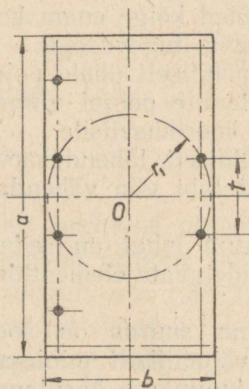
Joon. 143.

kus  $Q$  on siserõhu  $p$  tagajärjel mõjuv kogukoormus,

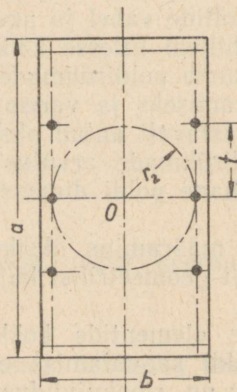
$P$  — ühele poldile mõjuv koormus,

$z$  — poldide arv liites,

$D$  — kaane arvutuslik läbimõõt.



Joon. 144.



Joon. 145.

2) Tunduvalt ebatäpsem ja raskem on koormuse jaotumise määramine neljakandiliste ja elliptiliste kaante poldidele, kuna siin kaas ise omab erinevat pingestust telgede  $AA$  ja  $BB$  suhtes (joon. 143), mida peale selle mõjutab veel kaane konstruktiivne kujundus (ribitatud, kumerdatud). Kuna kaane rõhukeskmele lähemal asuvad poldid on üldiselt enam koor-

matud kui kaugemal asetuvad, siis kasutatakse sageli arvutusliku koormuse määramiseks valemit

$$P = Q \frac{t}{2\pi r_1}, \quad (52)$$

kus  $t$  on poldi samm (joon. 144),

$r_1$  — rõhukeskmele  $O$  lähimaid polte läbiva ringjoone raadius.

Nagu näha jooniste 144 ja 145 võrdlemisel, on jõu  $P$  väiksema väärtuse saamiseks otstarbekohane jaotada poldid nii, et saavutatakse võimalikult suur  $r_1$  väärtus; joonisel 145 näidatud poltide asetuse juures on aga  $r_2 < r_1$ .

Olgu siinjuures veel juhitud tähelepanu nõudele poltide asetamisel kaane nurga lähedusse. Poldid kaane nurgal tuleksid asetada nii, et poltide tsentreid ühendav joon ei lõikaks läbi nurka  $O$  ( $AB$  joonisel 146), vaid võtaks mingi asendi  $CD$  (vt. joonis). See teeb kaane nurga liitumise tihedaks.

Peale töörohust tingitud koormuse tuleb siserõhu all töötavate anumate ja silindrite kaanepoltide arvutamisel võtta arvesse veel vajalikku tihendusurvet eelpingestuse jäägina  $V'$ , mille määrame olenevalt tihendusmaterjalist ja liitepindade töötlemisastmest, ja tekkida võivaid lisapingeid temperatuuri erinevusest liite kokkupaneku- ja tööolukorras. Üldiselt tuleb kaane konstruktsioon kaane läbipaindumise vältimiseks kujundada võimalikult jäigana, sest vastasel korral tekivad poltides mittesoovitavad paindepinged.

b. Liited, mis on koormatud liite pinnas mõjuvate jõududega ja momentidega, rakenduspunktiga liite keskmes. Siia rühma kuuluvad kõik liited, mis on koormatud liitepinnas mõjuva jõuga või väändemomendiga või ka mõlemaga korraga. Poltide koormus antud juhul määratakse olenevalt sellest, kas poldid töötavad lõikele või kas on küllaldase eelpingestusega kindlustatud vajalik hõõrdejõud liitepindades. Olenevalt liitepindade geomeetrisest kujust eristame põhiliselt kahte varianti:

1) Liitepind kujutab rõngast läbimõõtudega  $D_1$  ja  $D_2$ . See variant esitab kõige enam rakendatavat liitetüüpi väändemomentide ülekandmiseks (joon. 147, a).

Väändemomendi ülekandmiseks hõõrdejõuga peame andma igale poltile eelpingestuse

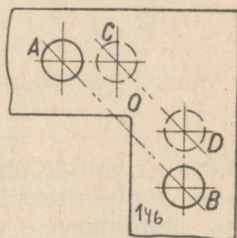
$$V = \frac{3M_v(D_2^2 - D_1^2)}{zf(D_2^3 - D_1^3)}, \quad (53)$$

kus  $M_v$  on ülekantav väändemoment,

$D_2, D_1$  — liitepindade välis- ja siseläbimõõt,

$z$  — poltide arv liites,

$f$  — hõõrdeegur liitepindade vahel.

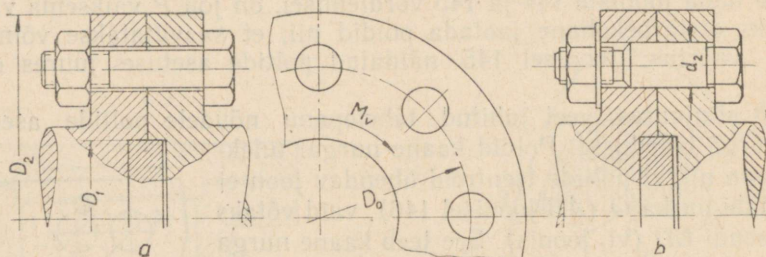


Joon. 146.

Poltide lõikele töötamisel (joon. 147, b) on iga polt koormatud lõikejõuga

$$R = \frac{2M_k}{zD_0} \quad (54)$$

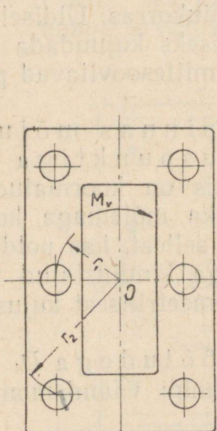
2) Liitepind on kujundatud neljakandiliseks. Siin annab jõudude määramine poltidele tunduvalt tingimuslikumat iseloomu.



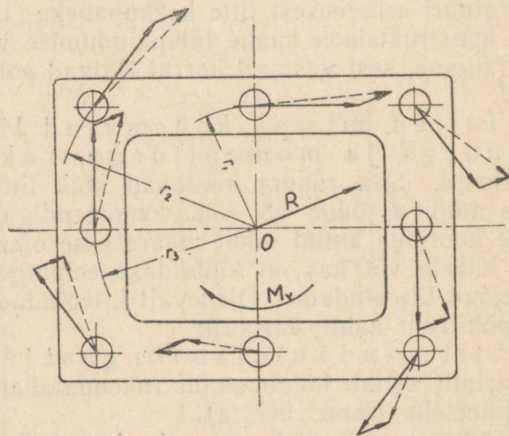
Joon. 147.

Oletades, et poltide ühtlasel eelpingestamisel liitepindadel tekkivad hõõrdejõud on kontsentreeritud iga poldi juurde, saame koostada jõudude tasakaalu tingimuse väändmomendi ülekandmiseks hõõrdejõududega (joon. 148):

$$M_v = Vf(r_1z_1 + r_2z_2 + r_3z_3 + \dots + r_nz_n),$$



Joon. 148.



Joon. 149.

vajalik eelpingestus igas poldis on

$$V = \frac{M_v}{f(r_1z_1 + r_2z_2 + r_3z_3 + \dots + r_nz_n)} \quad (55)$$

kus  $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$  on poltide kaugused tsentrist  $O$ ,

$z_1, z_2, z_3, \dots, z_n$  — tsentrist kaugustel  $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$  olevate poltide arv.

Lõikele töötavate poltide korral määratakse jõud tsentrist  $O$  kõige kaugemal asuvale kui kõige enam koormatud poldile:

$$R_n = \frac{M_v r_n}{(z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + z_3 r_3^2 + \dots + z_n r_n^2)} \quad (56)$$

Liite koormamisel ainult poldi teljega risti mõjuva jõuga eeldatakse arvutusel ühtlast jõudude jaotumist poltide vahel ja määratakse poldi koormus: jõu ülekandmisel hõõrdejõuga

$$V_1 = \frac{R}{z_f}; \quad (57)$$

jõu ülekandmisel lõikele töötavate poltidega:

$$R_1 = \frac{R}{z}. \quad (58)$$

Juhul, kui liide on koormatud jõu ja väändemomendiga, leiame ühele poldile mõjuva koormuse:

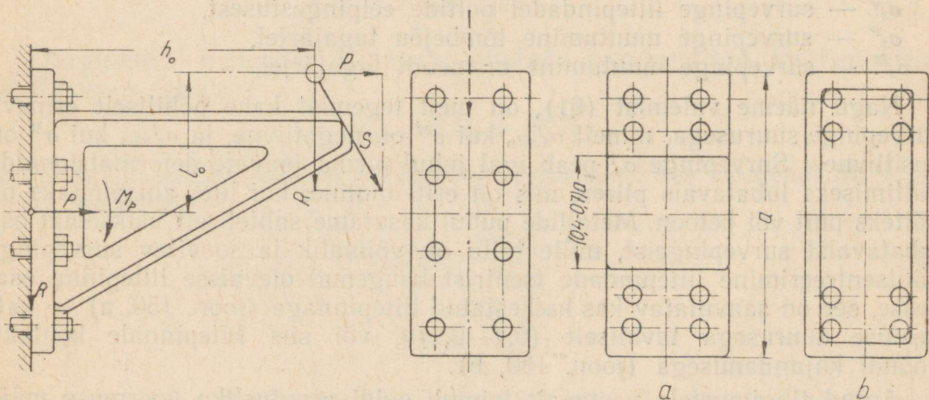
väliskoormuse tasakaalustamisel hõõrdejõududega

$$V_0 = V + V_1 \quad (59)$$

kus  $V$  on ühe poldi eelpingestus väändemomendi ülekandmiseks,

$V_1$  — ühe poldi eelpingestus teljega risti mõjuva jõu ülekandmiseks;

$V_0$  — ühe poldi tarvilik eelpingestus;



Joon. 150.

lõikele töötavate poltide korral leiame enamkoormatud, s. o. tsentrist  $O$  kõige kaugemal asuva poldi koormuse, liites geomeetriselt koormused väändemomendist ja jõust (joon. 149)

$$\bar{R}_0 = \bar{R}_n + \bar{R}_1, \quad (60)$$

kus  $R_0$  on arvutuslik lõikejõud kõige enam koormatud poldil,

$R_n$  — kõige enam koormatud poldile mõjuv jõud väändemomendi ülekandmisel;

$R_1$  — ühele poldile langev koormus poldi teljega risti mõjuvast jõust. Tavaliselt kujundatakse väändemomendile ja poldi teljega risti mõjuvale jõule töötavad liited abielementidega lõikejõudude vastuvõtmiseks (vt. p. 5; c). See väldib sobitatud poltide kasutamist või poltide suurt arvu (resp. läbimõõtu) küllaldaste hõõrdejõudude tekitamiseks.

c. Liited, mis on koormatud jõududega ja momentidega liite kokkupuutepinnaga risti ja ühte sümmeetria telge läbival tasapinnal (joon. 150). Koormuse määramiseks poltide asendame jõu  $S$  jõudude ja momentide süsteemiga rakenduspunktiga liite keskmes  $O$ : jõuga  $R$ , tõmbejõuga  $P$  ja momendiga  $M_p = R h_0 + P \cdot l_0$ .

Liite kindluse tagamiseks peame poldid eelpingestama jõuga, mis kindlustab liitepindade kontakti välisjõudude mõjumisel, s. t. peame kindlustama jääkeelpingestuse liitepinna igas osas. Vastuvõetav on veel piirjuhust, kus survepinge liitepindadel eelpingestuse jäägist omab väärtust 0. Kuna survepinge liitepindadel on olemas tõmbejõust  $P$ , momendist  $M_p$  ja eelpingestusest  $V$ , siis võime koostada üldtingimuse survepinge suuruse kohta liitepindadel:

$$\sigma_s^I = \sigma_s^V - \sigma_s^P \mp \sigma_s^M \geq 0, \quad (61)$$

kus

$\sigma_s^I$  on survepinge liitepindadele,

$\sigma_s^V$  — survepinge liitepindadel poltide eelpingestusest,

$\sigma_s^P$  — survepinge muutumine tõmbejõu tagajärjel,

$\sigma_s^M$  — survepinge muutumine momendi tagajärjel.

Nagu näeme valemist (61), on meil tegemist kahe põhiliselt erineva survepinge suurusega, nimelt  $\sigma_s^I_{min}$  kui  $\sigma_s^M$  on negatiivne, ja  $\sigma_s^I_{max}$  kui  $\sigma_s^M$  on positiivne. Survepinge  $\sigma_s^I$  peab igal juhul olema jäävate deformatsioonide vältimiseks lubatavais piires, mis on eriti oluline, kui liite aluspinnaks on näiteks puit või betoon. Metallide puhul kasutame suhteliselt väiksemat osa lubatavaist survepingest, mille tõttu on võimalik ja soovitatav survepinge kontsentreerimine liitepindade tseñtrist kaugemal oleva liitepinna osadesse, see on saavutatav kas katkestatud liitepinnaga (joon. 150, a) — katkestuse suurusega tavaliselt  $(0,4-0,7)a$ , või siis liitepinnale kontaktvõõndi kujundamisega (joon. 150, b).

Antud tingimustele vastavalt toimub poldi arvutusliku koormuse määramine eraldi igast mõjuvast jõust ja momendist.

Momendist tingitud koormuse määramisel tuleb lähtuda ekstsentrilisest tõmbe-surve juhust, kus tõmbekoormuse võtavad vastu poldid, survekoormuse aga liitepinnad. Seega tuleb määrata nulljoone asukoht. Nulljoone asukoha määrame arvutuse teel, võttes aluseks tingimuse, et tõmbele töötavate poltide ristlõigete pindade staatiline moment nulljoone  $s$  suhtes on võrdne surutud pinna osa staatilise momendiga  $s$  suhtes. Mittevõrdsete elastsusmoodulite korral (näit. vundamendipoltide kasutamisel) staatiliste momentide võrrandeid tuleb täiendada teguritega  $\frac{1}{E}$ .

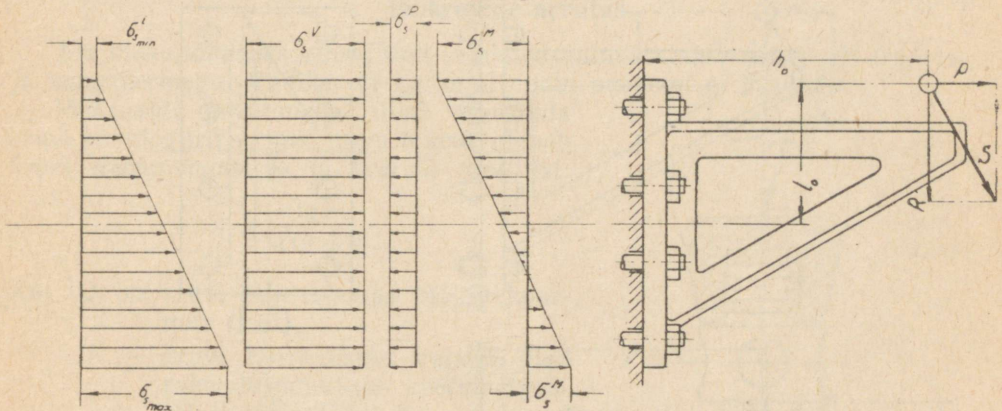
Seega

$$\int \sigma_t dF = \int \sigma_s dF' \quad (62)$$

või arvestades erinevaid elastsusmooduleid:

$$\frac{1}{E_p} \int \sigma_t dF = \frac{1}{E_d} \int \sigma_s dF', \quad (62-a)$$

kus  $dF$  on survele töötav elementaarpinnake,  
 $dF'$  — tõmbele töötav elementaarpinnake.



Joon. 151.

Järgmiseks määrame töötavate pindade redutseeritud inertsmomenti nulljoone  $s$  suhtes:

$$J_p = \Sigma (J_0 + F \xi_s^2),$$

mille kaudu saame juba määrata pingete jaotuse liites momendi  $M_p$  mõju-  
 mise tagajärjel:

$$\sigma_t^M = \frac{M_p \cdot e_1}{J_p}; \quad (63)$$

$$\sigma_s^M = \frac{M_p e_2}{J_p}; \quad (64)$$

$e_1$  ja  $e_2$  on nulljoonest  $s$  kummalgi pool kõige kaugemal asuvate punk-  
 tide kaugused.

Tekki pingete epüür on toodud joonisel 151.

Tõmbekoormuse  $P$  tagajärjel oletame ühtlast koormuse jaotumist kõiki-  
 dele poldidele, seega

$$\sigma_t^P = \frac{P}{z F_{polt}},$$

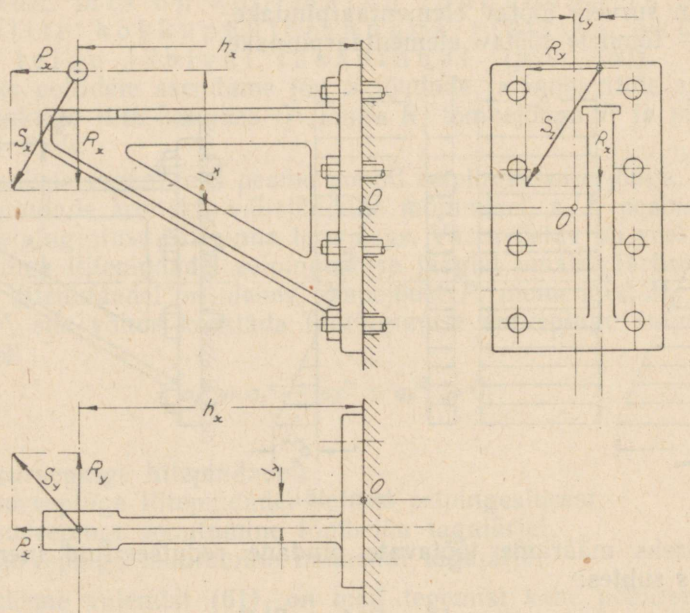
kus  $\sigma_t^P$  on tõmbepinge poldis tõmbekoormuse tagajärjel,  
 $z$  — poldide arv.

Jõud  $R$  tasakaalustatakse tavaliselt eelpingestuse jäägiga poltides

$$f\Sigma V' \geq R,$$

või vastasel korral, kui  $f\Sigma V' < R$  asetatakse liitesse lisaelement jõu  $R$  vastuvõtmiseks.

Varemtehendatud tingimuse täitmiseks kontaktpindade suhtes valime



Joon. 152.

nüüd poltide eelpingestuse  $V$  sellisena, et eelpingestuse jääk oleks kindlustanud kontakti liitepindadel väliskoormuse tagajärjel tõmbele töötavate poltide tsoonis, s. t. andes ette eelpingestuse jäägi  $V'$ , leiame eelpingestuse  $V$ :

$$V = V' + \frac{C_d}{C_p + C_d} P,$$

kus  $P$  on ühe poldi maksimaalne koormus:

$$P = (\sigma_{t_{max}}^M + \sigma_t^P) F_{polt},$$

$V'$  — eelpingestuse jääk  $(0,1-0,2)P$ .

d. Üldjuht, kus liide on koormatud ruumis asetseva jõuga (joon. 152). Antud juhul taandub liite arvutus varemtehtud juhtudele vastavalt ruumis mõjuva jõu  $S$  komponentidele liite keskme suhtes tasapindades  $x$ ,  $y$  ja  $z$  (joon. 150). Poltides tekkivad pinged määratakse iga mõjuva komponendi järgi eraldi ja hiljem liidame. Ka siin mak-

sab tingimus liite kindluse kohta, s. t. tõmbele kõige enam koormatud pol-  
dis peab esinema eelpingestuse jääk, mis kindlustab kontakti liitepindades.

Lõikejõudude tasakaalustamine, nagu tähendatud varem, toimub eel-  
pingestuse jäägi või lisaelementide kaudu, suurendamata selleks otstar-  
beks eelpingestust  $V$ , seega poltide koormuse määramisel võtame arvesse  
ainult liitepinnaga risti mõjuvaid tõmbejõude ja liitepinnaga risti ja süm-  
meetriatelgi läbivail tasapindadel asuvaid momente.

## 8. Jõukruvide arvutus.

Jõu ülekandmiseks ettenähtud seadmed valmistatakse peamiselt trapets-  
ja saagkeermega. Ruutkeeret kaasajal enam peaaegu ei kasutata.

Jõukruvide arvutamisel tuleb arvestada kruvi kasutegurit  $\eta$ , mis, nagu teame, oleneb kruvi tõusunurgast  $\psi$  ja kerme profiilist:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varrho)}$$

Kui:  $Q$  on kruvi telje suunas mõjuv koor-  
mus (last),

$K$  — kruvi keeramiseks vajalik jõud  
rakenduspunktiga kerme kes-  
kmisel läbimõõdul  $d_k$ ,

$f = \operatorname{tg} \varrho$  — hõõrdetegur keermepinnal,  
siis

$$K = Q \operatorname{tg} (\psi \pm \varrho),$$

kus märk (+) on maksev lasti  $Q$  tõstmisel  
ja märk (—) lasti  $Q$  langetamisel.

Jõukruvide juures omab olulist tähtsust  
isepidurdavus, s. t. tingimuse  $\psi \leq \varrho$  täit-  
mine. Piirjuhul, kui  $\psi = \varrho$ , on kasuteguri  
suurus

$$\eta = 0,5(1 - \operatorname{tg}^2 \psi).$$

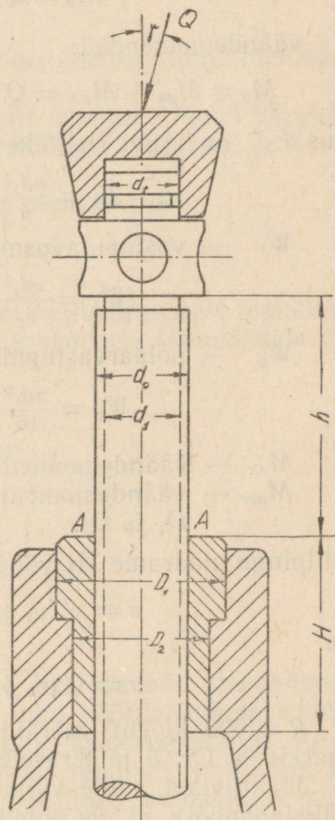
Seega kasutegur isepidurdavusega kruvides  
on alati väiksem kui 0,5.

Tabelis 28 on toodud hõõrdetegurid ja vii-  
mastele vastavad hõõrdenurgad ja lubatavad  
kontaktpinged jõukruvidele, olenevalt kruvi  
ja mutri materjalist ja hõõrduvate pindade  
määrimisest.

Joonisel 153 esitatud koormusskeemi kohaselt tekivad kruvi ohtlikus  
lõikes  $A-A$  pinged:

survejõust:

$$Q' = Q \sin \gamma, \quad \sigma_s = \frac{Q'}{F_1};$$



Joon. 153.

Hõõrduvate pindade iseloomustus	Hõõrde- tegur $f$	Hõõrde- nurk $\rho$	Pindsurve kg/cm <sup>2</sup>
Teras/pronks — hea määrimine . . . . .	0,07	4° 0'	≤ 120
Teras/pronks — tavaline määrimine . . . . .	0,09	5° 10'	≤ 80
Teras/malm . . . . .	0,11	6° 20'	≤ 60
Teras/malm — halb "määrimine", tolmurikas ümbrus	0,14	8° 0'	≤ 40

paindemomendist:

$$M_p = Q'h = Qh \cdot \sin \gamma, \quad \sigma_p = \frac{M_p}{W_1};$$

väändemomendist:

$$M_v = M_{vk} + M_{vm} = Q \frac{d_k}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho) + Qf_1 \frac{(D_1^3 - D_2^3)}{3(D_1^2 - D_2^2)}, \quad \tau = \frac{M_v}{W_v};$$

kus  $F_1$  on kruvi ristlõike pindala,

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} (d_1 - \text{keerme siseläbimõõt});$$

$W_1$  — vastupidavusmoment,

$$W_1 = \frac{\pi d_1^3}{32};$$

$W_p$  — polaarvastupidavusmoment,

$$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16};$$

$M_{vk}$  — väändemoment hõõrdumisest keerme pindadel;

$M_{vm}$  — väändemoment mutri hõõrdumisest tugipinnal läbimõõtudega  $D_1$  ja  $D_2$ .

Liitpinge määramise III või IV tugevusteooria järgi

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_p)^2 + 4\tau^2}, \quad \text{kui } (\sigma_s + \sigma_p) > \tau$$

ja

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_p)^2 + 3\tau^2}, \quad \text{kui } (\sigma_s + \sigma_p) < \tau.$$

$R \leq 600$  kg/cm<sup>2</sup> markidele Ct. 3 ja terasele 20 ning  $R \leq 800$  kg/cm<sup>2</sup> markidele Ct. 5 ja terasele 40.

Jõukruvisid, mille väljaulatava osa pikkus on üle  $5d_0$  ( $d_0$  — keerme välisläbimõõt), ei ole soovitatav koormata paindemomendiga.

Pikalt väljaulatuvaid jõukruvisid tuleb kontrollida nõrkele, mis vähendab lubatavat survepinget:

$$\sigma_s' = \sigma_s \cdot \varphi,$$

kus  $\varphi$  — tegur mille kordselt väheneb lubatav survepinge nõrke tagajärjel kruvi telje suunas mõjuval koormusel.  $\varphi$  suurused on esitatud tabelis 29 olenevalt varva saledusest  $\lambda$  ja materjalist.

Tabel 29.

$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{2l}{r_1}$	K r u v i m a t e r j a l		
	Cr. 3, teras 20	Cr. 5, teras 40	Legeeritud terased
0	1	1	1
10	0,99	0,93	0,97
20	0,96	0,95	0,94
30	0,94	0,92	0,90
40	0,92	0,89	0,87
50	0,89	0,86	0,83
60	0,86	0,82	0,79

$r_1$  — keermesiseraadius.

Esitatud arvutuse kaudu valime OCT-i kohase keermes nimiläbimõõdu, millega on ka määratud keermes teised mõõted.

Peale keermes mõõdetes valikut määrame mutri kõrguse. Mutri kõrguse arvutamisel lähtume lubatavast pindsurvest koostöötavail keermesil ja keermes vastupidavusest paindele:

a) keermes arv mutris olenevalt lubatavast pindsurvest:

$$z = \frac{4Q}{\pi(d_0^2 - d_1^2)R_{ps}}$$

b) keermes arv mutris olenevalt keermes vastupidavusest paindele, oletades, et koormus jaotub ühtlaselt keermes keskmisele läbimõõdule  $d_k$ :

$$z = \frac{1,5Q(d_0 - d_1)}{\pi d_0 (\beta_s)^2 R_p}$$

Mutri kõrguse määrame suuremast  $z$  väärtusest:

$$H = z \cdot s,$$

kus  $s$  on keermes samm (ühekäiguline keere).

Kontrollida tuleb ka kruvi vastupidavust paindele.

## 9. Klemmliited.

Klemmliited on lahtivõetavate liidete erijuht, kus jõudude ülekandmine ei toimu mitte abielementide (kiilud, liistud), vaid hõõrdejõudude kaudu, mis tekitatakse kahe detaili liitepinna viimaste kokkusurumisel. Kuna klemmliiteis kasutatakse detailide kokkusurumiseks tavaliselt polte, siis on otstarbekohane esitatud liitetüüpidega tutvuda poltliidete valdkonnas.

Klemmliiteid rakendatakse peamiselt võllidele, viimastega koos pöörlevate hoovade, balanssiiride jms. kinnitamiseks, konsoolide kinnitamiseks sambaile jne.

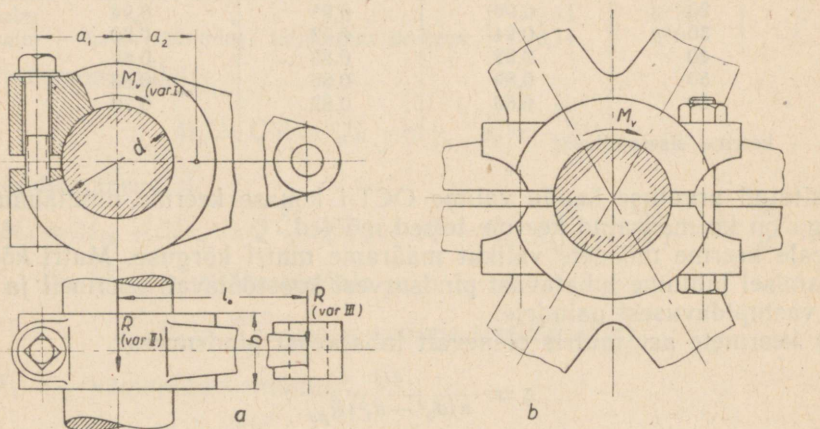
Klemmliidete on vastutusrikas liide just tehnoloogilisest seisukohast, kuna ta nõuab täpset osade valmistamist ja kokkupanekut.

Klemmliite heaks omaduseks loetakse tema kiiret kokkupaneku ja ümberasetamise võimalust ilma seadet lahti võtmata ning lisaelementide

puudumist sõlmes. Klemmliite laiemaualatuslik juurutamine on otseselt seotud täpsuse tõusuga detailide mehaanilisel töötlemisel.

Klemmliide koosneb lõhestatud või poolitatud rummust, mis peale võlli asetamist liidetakse poltidega (joon. 154). Poltide poolt tekitatud jõud peab kindlustama võlli ja detaili liitepinnas hõõrdejõu, mis tagab liite kindluse välisjõu rakendamisel.

Poltide arvutuse aluseks klemmliites on viimase silindrilisel kokku-



Joon. 154.

puute pinnal poltide eelpingestuse tagajärjel tekkivate hõõrdejõudude ja väliskoormuse tasakaalu tingimus.

Hõõrdejõududest tingitud moment onoleb poltide eelpingestusest  $V$ , võlli läbimõõdust  $d$ , hõõrdetegurist liitepindades  $f$ , klemmi jäikusest ja liitepindade puhtusest, lubatavast tolerantsist ja poltide arvust  $z$ . Klemmi laius  $b$  on soovitatav valida olenevalt poltide arvust  $(0,6-1,2)d$ , kus  $d$  on võlli läbimõõt. Poltide asetus klemmis on soovitatav valida nii, et  $a_1 \approx a_2$  (joon. 152, a) ja et poldid asuksid võimalikult võllile lähemal.

Tähendatud tingimuste kohaselt leitakse vajalik poldi koormus eelpingestuse näol järgmiselt:

1. variant (joon. 154, a):

$$2zfVd < M_v < \pi z f V d; \quad (65)$$

2. variant (joon. 154, a):

$$4zfV < R < 2\pi z f V; \quad (66)$$

3. variant (joon. 154, a):

$$\frac{R \left(1 - \frac{12l}{\pi b} f\right)}{\pi z f \left(1 + \frac{2a}{d}\right)} < V < \frac{R \left(1 - \frac{12l}{\pi b} f\right)}{2z f \left(1 + \frac{2a}{d}\right)}; \quad (67)$$

4. variant (joon. 154, b):

$$z f V d < M_v < \frac{\pi}{2} z f V d. \quad (68)$$

## 10. Arvutusnäiteid.

1. Arvutada lastikonksu ( $P = 6000$  kg) normaal-meeterkeermega keermetatud osa mõõted. Konksu materjaliks on Cr. 3.

Antud juhul on tegemist eelpingestamata kinnitatud liitega. Arvestades lasti tõstmisel tekkivat lööki, valime  $R_t = 650$  kg/cm<sup>2</sup>.

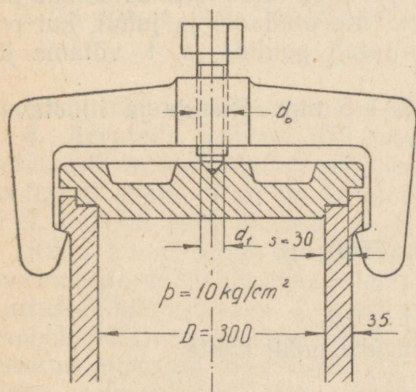
Arvutuskäik:

$$F_1' = \frac{P}{R_t} = \frac{6000}{650} = 9,23 \text{ cm}^2.$$

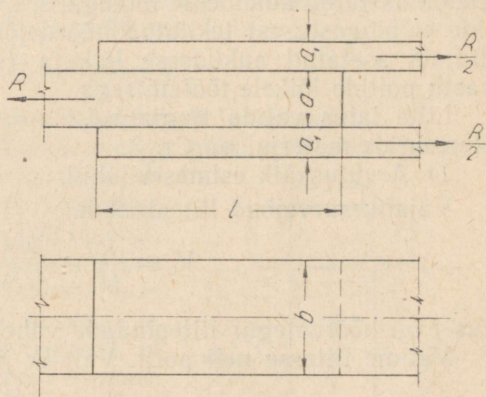
Tabelist 23 leiame leitud  $F_1'$  suurusele vastava lähima arvutusliku ristlõike pindala  $F_1 = 10,0$  cm<sup>2</sup>, millele vastab keere M 42.

2. Arvutada autoklaavi (joon. 155) kaane kinnituspolt, kui siserõhk autoklaavis  $p = 10$  kg/cm<sup>2</sup>. Autoklaavi kaane ja looga konstruktsioon on kujundatud jäigana. Tihendusurve kaane liitepindadel autoklaavi kerega  $R_{ps} \geq 2$  kg/cm<sup>2</sup>. Lubatav pingepoldis (Cr. 5)  $R_t = 1200$  kg/cm<sup>2</sup>.

Polti tuleb järele pingutada tööolukorras.



Joon. 155.



Joon. 156.

Arvutuskäik:

1) Poldi arvutusliku koormuse määramine

$$P_0 = P + V' = \frac{\pi D^2}{4} P + \pi D s R_{ps} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} 10 + \pi \cdot 30 \cdot 3 \cdot 2 = 7633 \text{ kg}.$$

2) Poldi ristlõike pindala  $F_1$  määramine, arvesse võttes poldi pingutamisel tekkivaid lisapingeid väändest, koormusega  $1,35P_0$ , seega

$$F_1' = \frac{1,35P_0}{R} = \frac{1,35 \cdot 7633}{1200} \approx 8,6 \text{ cm}^2.$$

Tabelist 23 lähim arvutuslik  $F_1 = 8,8$  cm<sup>2</sup>, mis vastab keermele M 39. Järgnevalt kontrollime tekkivate pingete suurust.

Survepinge

$$\sigma_s = \frac{P_0}{F_1} = \frac{7633}{8,8} = 867 \text{ kg/cm}^2.$$

## Väändepinge

$$\begin{aligned}
 M_v &= M_{vk} + M_{vm} = P_0 \cdot \frac{d_k}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varrho) + P_0 f \frac{d_t}{3} = \\
 &= 7633 \cdot \frac{3,64}{2} \operatorname{tg}(2^\circ + 7^\circ) + 7633 \cdot 0,15 \cdot \frac{3}{3} = \\
 &= 7633 \cdot 1,82 \cdot 0,158 + 7633 \cdot 0,15 \cdot 1 = \\
 &= 2200 + 1143 = 3343 \text{ kgcm.} \\
 \tau &= \frac{M_v}{W_p} = \frac{3343}{0,2 \cdot 3,3^3} \approx 465 \text{ kg/cm}^2.
 \end{aligned}$$

## Liitpinge

$$\sigma = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau^2} = \sqrt{867^2 + 3 \cdot 465^2} \approx 1180 \text{ kg/cm}^2 < R_t.$$

3. Arvutada põikjõule ( $R = 3000 \text{ kg}$ ) töötav liide (joon. 156), kui poltid on asetatud aukudesse lõtkuga, s. t. mõjuv jõud tuleb tasakaalustada poltide eelpingestusest tekitatud hõõrdejõuga liite pindadel ja juhul, kui poltid on asetatud aukudesse lõtkuta (sobitatud poltid), s. t. võtame jõu vastu poltide lõikele töötamisega.

Liite laius valida tingimusest  $b = 2d_0 + 5 \text{ mm}$ . Poltide ja liidetavate elementide materjal on Cr. 3.

1) Arvutuskäik esimesel juhul.

Vajalik survejõud liitepindadel

$$V_0 = \frac{R}{if} = \frac{3000}{2 \cdot 0,2} = 7500 \text{ kg,}$$

kus  $f$  on hõõrdetegur liitepindade vahel,  $f = 0,2$ .

Valime liitesse neli polti. Vajalik jõud ühe poldi kohta

$$V = \frac{V_0}{z} = \frac{7500}{4} = 1875 \text{ kg.}$$

Leiame poldi läbimõõdu, kui lubatav tõmbepinge poldis  $R_t = 700 \text{ kg/cm}^2$ .

Arvestades poldi eelpingestamisel tekkivat väändepinget, võtame poldi koormuseks  $1,3V$ .

$$F_1' = \frac{1,3V}{R_t} = \frac{1,3 \cdot 1875}{700} = 3,48 \text{ cm}^2.$$

Tabelist 23 vastav  $F = 4,1 \text{ cm}^2 - M 27$ .

Liite mõõdete määramine.

Liite laius  $b$ :

$$b = 2d_0 + 5 \text{ mm} = 2 \cdot 27 + 5 \approx 60 \text{ mm.}$$

Liidetavate osade paksused  $a$  ja  $a_1$ :

$$R = a(b - d_c)R_t; \quad a = \frac{R}{(b - d_c)R_t} = \frac{3000}{(6 - 2,9)700} = 1,38 \text{ cm,}$$

kus  $d_c$  on augu puurimisläbimõõt  $d_c = d_0 + 2 \text{ mm}$ ,

$R_t$  — lubatav tõmbepinge,  $R_t = 700 \text{ kg/cm}^2$ .

Valime  $a = 15 \text{ mm}$  ja  $a_1 = 8 \text{ mm}$ .

Liite pikkus, kui valime poltide sammuks  $t \approx 2,5d_0 \approx 70 \text{ mm}$ ,

$$l = 4t = 4 \cdot 70 = 280 \text{ mm.}$$

2) Arvutuskäik teisel juhul.

Jõu  $R$  vastuvõtmiseks vajalik ristlõike pindala poltidel:

$$F_1^0 = \frac{R}{R_t} = \frac{3000}{600} = 5 \text{ cm}^2.$$

Valides liitesse kaks polti, saame:

$$F_1' = \frac{F_1^0 l}{2 \cdot 2} = 1,25 \text{ cm}^2.$$

Tabelist 23 vastav  $F_1 = 1,37 \text{ cm}^2$  — M 16.

Jättes liidetavate osade paksused endiseks, saame laiuks  $b = 65 \text{ mm}$ .

Liite pikkus, kui  $t \approx 2,5 \cdot d_0 = 2,5 \cdot 16 = 40 \text{ mm}$ .

$$l = 3t = 3 \cdot 40 = 120 \text{ mm.}$$

Nagu näeme, kujuneb teisel juhul liide tunduvalt lühemaks.

4. Arvutada joonisel 157 toodud konkspeaga poldi võimalik koormus.

Poldivarb on kujundatud neljakandiliseks ja on sobitatud auku. Pold on kujundatud keermega M 27. Lubatav poldi tõmbepinge  $R_t = 750 \text{ kg/cm}^2$ .

Kuna antud juhul on tegemist ekstsentrilise koormusega, tuleb kõigepealt leida ekstsentrilisuse suurus. Ekstsentrilisuse  $\xi$  määrame survele ja tõmbele töötavate pindaosade kaudu oletusel, et surutud pindaosa koormuskeskter asub viimase pinda raskuskeskmes. Seega ekstsentrilisus antud juhul on määratud survele töötava pindaosa raskuskeskme kaugusega poldi pikiteljest.

Surutud pindaosa raskuskeskme kauguse (ekstsentrilisuse) määrame pinda staatiliste momentide kaudu (joon. 157)  $y$ -telje suhtes.

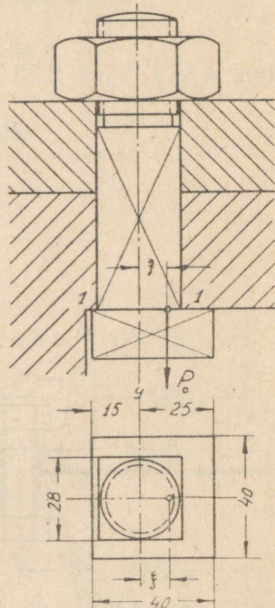
$$4^2 \cdot 0,5 - (4^2 - 2,8^2) \xi = 0;$$

$$8 - 8,16 \xi = 0;$$

$$\xi = \frac{8}{8,16} = 0,98 \text{ cm.}$$

Poldi keermetatud osa arvutuslik ristlõike pindala (tabel 23)  $F_1 = 4,1 \text{ cm}^2$ , seega poldi võimalik tsentreeritud koormus  $R_t = 750 \text{ kg/cm}^2$  juures oleks (ilma poldi järele pingutuse võimaluseta)

$$P_0^1 = F_1 \cdot R_t = 4,1 \cdot 750 = 3070 \text{ kg.}$$



Joon. 157.

Kuna antud juhul on tegemist ekstsentrilise koormusega ja sobitatud poldivarvaga, siis määrame võimaliku koormuse lõike 1—1 tugevuse kaudu.

$$R_t = \frac{P_0}{F} + \frac{P_0 \cdot \xi}{W} = P_0 \left( \frac{1}{F} + \frac{\xi}{W} \right)$$

ja

$$P_0 = \frac{R_t}{\frac{1}{F} + \frac{\xi}{W}} = \frac{750}{\frac{1}{7,84} + \frac{0,98}{3,66}} = \frac{750}{0,396} = 1900 \text{ kg,}$$

kus  $F$  on poldi ristlõike pindala lõikes 1—1,  $F = 2,8^2 = 7,84 \text{ cm}^2$ ;

$W$  — vastupidavusmoment lõikes 1—1,  $W = \frac{2,8^3}{6} = 3,66 \text{ cm}^3$ .

Seega ekstsentrilise koormuse tõttu saame antud juhul rakendada poldile vaid 62% võimalikust koormusest, kui jõud mõjuks poldi telje sihis.

Sobitamata poldivarva korral saaksime veelgi väiksemat lubatavat koormust, mille määrame valemiga (35):

$$R_t = \frac{4P_0}{\pi d_1^2} \left( k + 8 \frac{\xi}{d_1} \right)$$

ja

$$P_0 = \frac{R_t \cdot \pi d_1^2}{4 \left( k + 8 \frac{\xi}{d_1} \right)}$$

Võttes  $k = 1$ ,  $d_1 = 2,28 \text{ cm}$  ja  $R_t = 750 \text{ kg/cm}^2$ , saame:

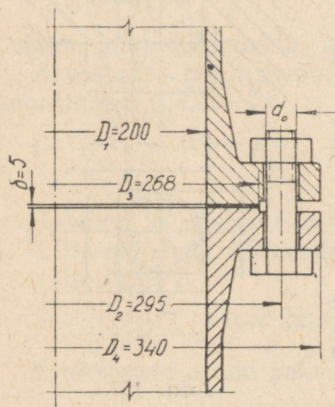
$$P_0 = \frac{750 \cdot \pi \cdot 2,28^2}{4 \left( 1 + 8 \cdot \frac{0,98}{2,28} \right)} = 690 \text{ kg,}$$

mis moodustab vaid 22,5% mitte-tsentraalselt koormatud poldi võimalikust koormusest.

5. Arvutada veetorustiku ääriklite (joon. 158) poldid, kui veerõhk torustikus  $p = 10 \text{ kg/cm}^2$  ja äärikite vahele on asetatud nahkühend paksusega  $\delta = 5 \text{ mm}$ . Liite järelepingutamist tööolukorras ei teostata.

Leida vajalik eelpingestuse jääk ja poltide mõõted.

Tihendussurve määramisel eriti suure elastsusega tihendusmaterjalide puhul tuleb lähtuda viimase vajalikust deformatsioonist liites. Vajaliku deformatsiooni suurus oleb liidetavate pindade töötlemise täpsusest ja äärikute deformatsiooni vähenemisest tööolukorras.



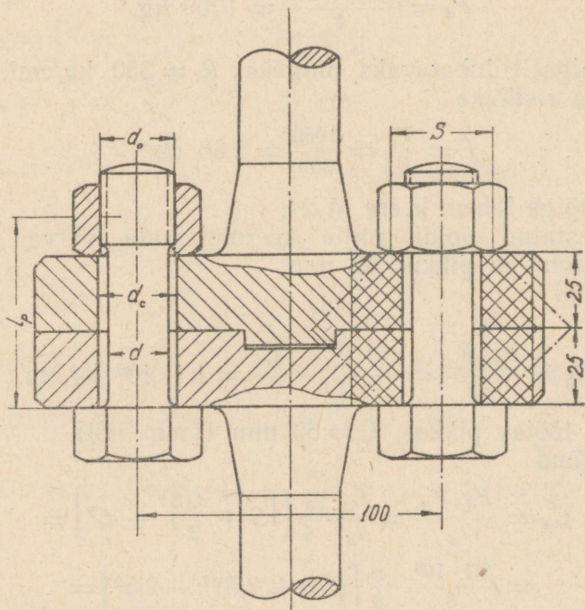
Joon. 158.

Olgu ääriku liitepinna ebatasasus 0,006 mm, siis vajalik tihendi defor-  
matsioon

$$\Delta = 2 \cdot 0,006 = 0,012 \text{ mm.}$$

Tihendi paksuse  $\delta = 5 \text{ mm}$  ja naha elastsusmooduli  $E = 20 \text{ kg/mm}^2$   
kaudu leiame vajaliku survepinge deformatsiooni  $\Delta$  järgi:

$$\sigma_s = \frac{\Delta E}{\delta} = \frac{0,012 \cdot 20}{5} = 0,048 \text{ kg/mm}^2 = 4,8 \text{ kg/cm}^2$$



Joon. 159.

ja vajalik eelpingestuse jääk

$$V' = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_1^2) \cdot \sigma_s = \frac{\pi}{4} (26,8^2 - 20^2) 4,8 = 1200 \text{ kg.}$$

Töörõhu arvutame läbimõõdu  $D_3$  kaudu:

$$P = p \frac{\pi}{4} D_3^2 = 10 \frac{\pi}{4} \cdot 26,8^2 = 5641 \text{ kg.}$$

Seega kogu poltidele mõjuv koormus

$$P_0 = P + V' = 5641 + 1200 = 6800 \text{ kg.}$$

Valime liitesse kaheksa polti. Lubatava pinge  $R_t = 400 \text{ kg/cm}^2$  puhul  
saame poldi keermetatud osa ristlõike pindalaks

$$F_1' = \frac{P_0}{z \cdot R_t} = \frac{6800}{8 \cdot 400} = 1,81 \text{ cm}^2.$$

Tabelist 23 saame vastava keermena M 20 ( $F_1 = 2,15 \text{ cm}^2$ ).

Saadud tulemus vastab ka OCT 1237-41 andmetele toruäärikute suhtes.

6. Arvutada pumbavarda ääriklide (joon. 159). Varras on koormatud omakaaluga 600 kg ja pulseeriva koormusega 3400 kg. Poltide arv liites  $z = 4$ . Poltide ja detailide materjaliks on Cr. 5 voolavuspiiriga  $\sigma_{\tau} = 2700 \text{ kg/cm}^2$ , kestvustugevusega  $\sigma_{-1} = 1700 \text{ kg/cm}^2$  (tabel 25).

Antud andmete kohaselt on üksikpoldi töökoormus

$$P_1 = \frac{3400 + 600}{4} = 1000 \text{ kg.}$$

Valides esialgselt lubatavaks pingeks  $R_t = 350 \text{ kg/cm}^2$ , leiame poldi keermetatud osa ristlõike

$$F = \frac{P_1}{R_t} = \frac{1000}{350} = 2,86 \text{ cm}^2,$$

millele vastab kõige lähem keere M 24.

Valime saalestatud poldi, mille keermetamata varva osa läbimõõt  $d \approx 0,8d_0 \approx 20 \text{ mm}$ , ja pikkus 53 mm.

Poldi ühikjõud

$$C_p = \frac{E_p \cdot F_p}{l_p} = \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi d^2}{4}}{6} = 1,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm,}$$

kus  $l_p$  on poldi töötav pikkus,  $l_p = 60 \text{ mm}$  (joon. 159).

Ääriku ühikjõud

$$\begin{aligned} C_d &= \frac{E_d \cdot F_d}{l_d} = \frac{E_d}{l_d} \cdot \frac{\pi}{4} \left[ \left( S + \frac{l_d}{2} \right)^2 - d_c^2 \right] = \\ &= \frac{2,1 \cdot 10^6}{5} \cdot \frac{\pi}{4} \left[ (3,6 + 2,5)^2 - 2,5^2 \right] = \\ &= \frac{2,1 \cdot 10^6}{5} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 30,96 = 10,2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm.} \end{aligned}$$

$C_p$  ja  $C_d$  kaudu määrame koormuse kasvu, ühtlasi ka muutuva koormuse osa poldile:

$$P_z = P \cdot \frac{C_p}{C_p + C_d} = 1000 \cdot \frac{1,1 \cdot 10^6}{1,1 \cdot 10^6 + 10,2 \cdot 10^6} \approx 98 \text{ kg.}$$

Minimaalne vajalik eelpingestus

$$V_{min} = P \cdot \frac{C_d}{C_d + C_p} = 1000 \cdot \frac{10,2 \cdot 10^6}{10,2 \cdot 10^6 + 1,1 \cdot 10^6} = 905 \text{ kg.}$$

Valime eelpingestuse  $1,5V_{min}$ :

$$V = 1,5V_{min} = 1,5 \cdot 905 = 1360 \text{ kg.}$$

Poldi arvutuslik koormus

$$P_0 = V + P_z = 1360 + 98 = 1458 \text{ kg.}$$

Väändemoment poldi pingutamisel

$$M_{vk} = V \frac{d_k}{2} \cdot \frac{s + f' \pi d_k}{\pi d_k - f' s} = 1360 \frac{2,2}{2} \cdot \frac{0,3 + 0,2 \cdot \pi \cdot 2,2}{\pi \cdot 2,2 - 0,2 \cdot 0,3} =$$

$$= 1360 \cdot 1,1 \cdot 0,25 = 374 \text{ kgcm.}$$

Pinged poldis tõmbest:

$$\sigma_{max} = \frac{P_0}{F_1} = \frac{1458}{3,14} = 452 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_{min} = \frac{V}{F} = \frac{1360}{3,14} = 432 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_k = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{452 + 432}{2} = 442 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{452 - 432}{2} = 10 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\tau = \frac{M_{vk}}{W_p} = \frac{374}{0,2 \cdot 2^3} = 244 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_l = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{452^2 + 3 \cdot 244^2} = 618 \text{ kg/cm}^2.$$

Maksimaalne võimalik pinge vahelduval koormusel

$$(\sigma_{max})_k = \sigma_k + \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma} = 442 + \frac{1700}{4,5} = 442 + 378 = 820 \text{ kg/cm}^2.$$

Varutegur:

$$\frac{1}{n^2} = \left[ \frac{\sigma_{max}}{(\sigma_{max})_k} \right]^2 + \left( \frac{\tau}{\tau_T} \right)^2 = \left( \frac{452}{820} \right)^2 + \left( \frac{244}{1900} \right)^2 = 0,55^2 + 0,128^2 = 0,320;$$

siin  $\tau_T$  on voolavuspiir väändel.

$$n = \sqrt{\frac{1}{0,320}} = 1,77.$$

Nõutav varutegur löökideta koormusel  $n = 1,5$ .

7. Määrata 8000 kg tõstejõuga tungraua (joon. 153) spindli ja mutri põhimõõted. Mutter (pronks) on kinnitatud kindlalt tungraua kerre, last toetub pööratava pea kaudu spindlile. Lasti tõstmine toimub spindli pööramiseega. Tungraua spindli materjal Ст. 5,  $R_s = 750 \text{ kg/cm}^2$ . Tungraua tõstekõrgus  $h = 200 \text{ mm}$ . Koormus võib olla spindlile rakendatud kaldu kuni  $10^\circ$ .

Valime spindli keermeks normaaltrapetskeerme ja kuna võib oletada spindli läbimõõtu  $d_0$  piires 48—60 mm, siis korraldame arvutuse kolmele läbimõõdule: 48, 55 ja 60 mm.

Pinged määrame valemitega

$$\sigma_s = \frac{Q \cdot \cos \gamma}{F_1} = \frac{8000 \cdot \cos 10^\circ}{F_1} = \frac{7850}{F_1};$$

$$\sigma_p = \frac{Q \cdot \sin \gamma \cdot h}{0,1d_1^3} = \frac{8000 \cdot 20 \cdot \sin 10^\circ}{0,1d^3} = \frac{2720}{0,1d^3};$$

$$\tau = \frac{M_{vk} + M_{vm}}{W_p} = \left[ Q \cdot \frac{d_k}{2} \cdot \frac{s + f' \pi d_k}{\pi d_k - f' s} + Qf \frac{d_t}{3} \right] : 0,2d_1^3.$$

Keerme välisläbimõõt	$d_0$ mm	48	55	60
„ siseläbimõõt	$d_1$ „	39	46	51
„ keskm. läbimõõt	$d_k$ „	44	51	56
„ samm	$s$ „	8	8	8
Spindli ristlõige	$F_1$ cm <sup>2</sup>	11,94	16,62	20,42
Hõõrdetegur keermeil	$f$	0,1	0,1	0,1
„ spindli peas	$f_1$	0,1	0,1	0,1
Survepinge	$\sigma_s$ kg/cm <sup>2</sup>	657	474	385
Paindepinge	$\sigma_p$ kg/cm <sup>2</sup>	457	270	207
Väändepinge	$\tau$ kg/cm <sup>2</sup>	305	196	148
Liitpinge	$\sigma_l$ kg/cm <sup>2</sup>	1270	841	662

Seega osutub sobivaks spindel  $d_0 = 60$  mm.

Vajalik keermete arv mutris:

a) lubatavast pindsurvepingest keermete vahel —  $R_{ps} = 70$  kg/cm<sup>2</sup>:

$$z = \frac{4 \cdot Q}{\pi [d_0^2 - (d_0 - s)^2] R_{ps}} = \frac{4 \cdot 8000}{\pi [6^2 - 5,2^2] 70} = \frac{32000}{28,2 \cdot 70} \approx 17;$$

b) keermete paindetugevusest

$$z' = \frac{3Q(d_0 - d_1)}{2\pi \beta^2 s^2 d_0 \cdot R_b} = \frac{3 \cdot 8000(6 - 5,1)}{2 \cdot \pi \cdot 0,63^2 \cdot 0,8^2 \cdot 6 \cdot 400} = \frac{21600}{3860} \approx 6.$$

Valime keermete arvuks mutris  $z = 17$ , siis mutri kõrgus

$$H = z \cdot s = 17 \cdot 0,8 \approx 13,5 \text{ cm.}$$

*Vastutav toimetaja A. Mutt.  
Tehniline toimetaja H. Kõhu.*

Ladumisele antud 14. XI 1950. Trükkimisele antud 6. II 1951. Trükiarv 1500. Paber  $67 \times 95, \frac{1}{16}$ . Trükipoognaid 7,25. Formaadile  $60 \times 92$  kohaldatud trükipoognaid 8,34. Arvutuspoognaid 8,32.  
MB-01095.

Trükikoda „Hans Heidemann“, Tartu,  
Vallikraavi 4. Tellimise nr. 3315.

На эстонском языке.  
Э. Соонвальд. Детали машин II.

*Hind rbl. 2.90*

Rbl. 2.90

A-18534

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00454207 4