

Guntars Uzklīģis



MAŠĪNU ELEMENTI

1. DAĻA

Guntars Uzklīnģis

MAŠĪNU ELEMENTI

1. DAĻA: SAVIENOJUMI

Jelgava 2008



Mācību grāmata sagatavota un izdota ESF projekta „Inženierzinātņu studiju satura modernizācija Latvijas Lauksaimniecības universitātē” ietvaros, projektu līdzfinansē Eiropas Savienība.

Uzkliņģis G. Mašīnu elementi. 1. daļa: Savienojumi. Jelgava: LLU, 2008. – 468 lpp.

Grāmatas saturs ir pielāgots tehnisko fakultāšu mašīnu elementu studiju kursu programmām. Tajā ietverti tehniskajā literatūrā publicētie pētījumu rezultāti par mašīnu elementu savienojumiem. Teorētiskais kurss papildināts ar piemēriem. Sniegtais izziņas materiāls (tabulas, diagrammas) ļaus inženierzinātņu speciālistiem aprēķināt un projektēt drošus neizjaucamos un izjaucamos detaļu savienojumus.

ISBN 978-9984-784-71-7

© Guntars Uzkliņģis
© LLU Tehniskā fakultāte

SATURS

PRIEKŠVārds	7
IEVADS	8
1. IEVADS MAŠĪNU ELEMENTU KURSĀ	11
1.1. Ievads mašīnu elementu konstruēšanā	11
1.2. Konstruktīvo risinājuma variantu izvēle	18
1.3. Izvēlēto konstruktīvo risinājumu variantu novērtēšana	21
1.3.1. Kopējā vērtējuma nozīmīguma pētišana	22
1.3.2. Vērtējuma kritēriju noteikšana	25
1.3.3. Kopēja vērtējuma noteikšana	28
1.3.4. Risinājuma variantu salīdzināšana	28
1.3.5. Konstruktīvo variantu tuvīns salīdzinājums	30
1.3.6. Vērtējuma ticamība	33
1.3.7. Konstruktijas vājo vietu meklēšana	33
1.3.8. Vērtēšanas paņēmieni salīdzinājums	34
1.4. Jēdziens par mašīnu detaļu varbūtības aprēķiniem un drošumu	35
1.4.1. Gadījuma un determinētie lielumi	36
1.4.2. Ar drošumu saistītie termini un formulējumi	46
2. SAVIENOJUMU VISPĀRĪGS RAKSTUROJUMS	56
NEIZJAUCAMIE SAVIENOJUMI	64
3. METINĀTIE SAVIENOJUMI	64
3.1. Metināšanas veidi un to lietošana	64
3.2. Metināto šuvju un savienojumu veidi	72
3.3. Metināto savienojumu izveidojums	74
3.4. Metināto savienojumu aprēķins stiprībā	80
3.4.1. Saduršuves aprēķins	81
3.4.2. Kakta šuves aprēķins	86
3.4.3. Liecē slogoti metināti savienojumi	89
3.4.4. Liecē un stiepe (spiedē) slogoti metināti savienojumi	90
3.4.5. Kombinēto šuvju aprēķins	92

3.4.6. Metinātas sijas aprēķins	95
3.4.7. Punktmetināšana	97
3.4.8. Metinātie savienojumi metālkonstrukcijās	102
3.4.9. Pieļaujamie spriegumi	107
3.4.10. Metinātās katlu šuves	110
4. LODĒTIE SAVIENOJUMI	117
4.1. Vispārīgs raksturojums	117
4.2. Lodes	119
4.3. Lodēšanas tehnoloģija	121
4.4. Lodēto savienojumu aprēķins	125
5. LĪMĒTIE SAVIENOJUMI	133
5.1. Vispārīgs raksturojums	133
5.2. Līmes	135
5.3. Salaiduma laukuma sagatavošana	142
5.4. Konstruktīvais izveidojums	144
5.5. Līmēto savienojumu aprēķins	147
6. KNIEDĒTIE SAVIENOJUMI	156
6.1. Konstrukcija, tehnoloģija, klasifikācija un pielietošana	156
6.2. Kniedēto šuvju konstruktīvie parametri	163
6.3. Kniedēto šuvju aprēķins	167
6.4. Kniedētie savienojumi metālkonstrukcijās	179
6.5. Kniedētie savienojumi vieglmetālu konstrukcijās	181
7. SAVIENOJUMI AR GARANTĒTU UZSPĪLI	185
7.1. Vispārīgais raksturojums	185
7.2. Cilindrisku savienojumu aprēķins	189
7.2.1. Sēžas izvēle	190
7.2.2. Spriegumu kontrolaprēķins	200
7.2.3. Iepresēšanas un izpresēšanas spēks	204
7.2.4. Detaļu diametra izmaiņa pēc to savienošanas	207
7.3. Daži ieteikumi uzspīles savienojuma konstrukcijas izstrādē	208

IZJAUCAMIE SAVIENOJUMI	210
8. SKRŪVES SAVIENOJUMI	210
8.1. Vītņu veidi	211
8.1.1. Sastiprinošās vītnes	215
8.1.2. Sastiprinoši blīvējošās vītnes	216
8.1.3. Sloga un kustības skrūvju vītnes	219
8.1.4. Speciālas vītnes	222
8.2. Vītņu savienojuma ciešums	222
8.3. Materiāls	223
8.4. Sastiprināšanas skrūvju, uzgriežņu un paplākšņu veidi	228
8.5. Skrūves pievilkšanas momenta un aksiālā noslogojuma aprēķins	235
8.6. Vītnes lietderības koeficients	255
8.7. Uzgriežņa pašatskrūvēšanās un sprostierīces	256
8.8. Vītņu savienojumu pievilkšanas metodes	260
8.9. Vītņu savienojumu aprēķins	264
8.10. Nesaspriegto skrūvju aprēķins	265
8.11. Vītnes stiprība	267
8.12. Stiepē un vērpē slogota savienojuma aprēķins	271
8.13. Mazāk atbildīgu skrūvju aptuvens aprēķins	273
8.14. Saspriegto skrūvju savienojumu aprēķins	274
8.14.1. Pamatjēdzieni	274
8.14.2. Priekšslodzes diagramma	278
8.14.3. Skrūves elastīgā padevīguma noteikšana	280
8.14.4. Plātnes padevīguma noteikšana	281
8.14.5. Plastiskās deformācijas vītņu savienojumā	287
8.15. Darba slodzes iedarbības vietas ietekme	293
8.16. Ekscentriski slogoti skrūves savienojumi	298
8.17. Skrūves ilgizturība	305
8.18. Nepieciešamā montāžas priekšslodze	309
8.19. Skrūvju savienojumu aprēķinu gaita	311

8.20. Bultskrūves ar šķērsslodzi	323
8.21. Skrūvju savienojumi metālkonstrukcijās	331
8.22. Skrūvju grupas aprēķini	339
8.23. Sloga un kustības skrūves	355
8.23.1. Vispārējs raksturojums	355
8.23.2. Energo-kinemātiskie parametri	361
8.23.3. Slīdes berzes skrūves pārvada aprēķins	363
9. VĀRPSTAS UN DETAĻAS RUMBAS SAVIENOJUMI	371
9.1. Spīļsavienojums	373
9.2. Savienojumi ar pārgrieztiem koniskiem spriegredzeniem.....	376
9.3. Savienojumi ar elastīgi deformējamiem koniskiem gredzeniem	377
9.4. Savienojumi ar konusu	384
9.5. Spriegapaplāksnes	389
9.6. Spriegčaulas	392
9.7. Tolerancgredzeni	395
9.8. Koniskas spriegčaulas	396
9.9. Ķīļsavienojumi	397
9.9.1. Savienojumi ar šķērsķīli	399
9.9.2. Ķīļveida ierievji	402
9.10. Ierievju savienojumi	407
9.11. Rievsavienojumi (izciļņu savienojumi, zobsavienojumi)	416
9.11.1. Taisnstūra formas izciļņi	418
9.11.2. Evolventes formas izciļņi	421
9.11.3. Trijstūra formas izciļņi	423
9.12. Bezierievju savienojumi	430
10. SAVIENOJUMI AR TAPĀM UN TAPIŅĀM	437
10.1. Tapas	437
10.2. Tapiņas	440
11. SAVIENOJUMA VEIDA IZVĒLE	456
LITERATŪRA	466

PRIEKŠVārds

Grāmatas saturs ir pielāgots tehnisko augstskolu un tehnisko fakultāšu mašīnu elementu studiju kursu programmām. Tajā ietverti tehniskajā literatūrā publicētie pētījumu rezultāti par mašīnu elementu savienojumiem. Teorētiskais kurss papildināts ar piemēriem. Sniegtais izziņas materiāls (tabulas, diagrammas) ļaus inženierzinātņu speciālistiem aprēķināt un projektēt drošus neizjaucamos un izjaucamos detaļu savienojumus.

Ievads mašīnu elementu kursā sarakstīts kopā ar asistentu M. Šmitu, skrūves savienojumu daļa sagatavota kopā ar doktorantu J. Feldmani. Autors pateicas ilggadīgajam kolēģim profesoram K. Vārtukapteiniņam par palīdzību grāmatas rediģēšanā un sakārtošanā.

Es būšu pateicīgs visiem lasītājiem, kuri sniegs grāmatai noderīgus uzlabojumus, kā arī firmām, kas varētu nodot manā rīcībā dažādus materiālus par mašīnu elementiem.

G.Uzklīņģis

23.07.2008.

IEVADS

Klasiskais mašīnu elementu kurss ir ļoti apjomīgs un pastāvīgi paplašinās tehnikas attīstības un pētījumu ietekmē. No vienas puses daudzi mašīnu elementi un daļēji to aprēķini ir standartizēti, bet no otras puses projektēšanā plaši pielieto atbilstošas aprēķinu datorprogrammas. Šis apstāklis nosaka materiālu pretestības pielietojuma nepieciešamību normēto detaļu aprēķinu precizēšanā, kā arī jaunu mašīnu elementu pilnā aprēķinā. Ņemot vērā tehnisko izstrādājumu un speciālo zināšanu ātru novecošanos, mašīnu elementu konstruēšanā nākas pielietot modernās fundamentālās inženierzinātnes.

Grāmata noderēs tehnisko augstskolu studentiem, kā arī inženieriem mašīnu elementu aprēķinu un konstruēšanas jomā.

Jau kopš ilga laika mašīnu elementi ieņem sevišķu vietu tehniskā literatūrā. Kā mašīnu veidojošā sastāvdaļa, mašīnu elementi ietekmē drošumu un darbmūžu. Pateicoties pētījumiem, mašīnu elementu forma kļuvusi racionāla un izgatavošanā ekonomiska. Jauni pētījumi, teorijas un aprēķinu metodes sekmē mašīnu elementu pastāvīgu pilnveidošanos.

Mašīnu elementu kurss ir pirmais aprēķinu un konstruēšanas kurss, kurā apgūst mašīnu un mehānismu projektēšanas pamatus.

Mašīna ir mehānisms vai mehānismu sakopojums (tehniska ierīce), kas izdara pilnīgi noteiktas lietderīgas kustības, pārveidojot enerģiju, materiālus vai informāciju un veicot darbu. Mašīnu atvieglo vai aizvieto cilvēka fizisko, vai garīgo darbu.

Pēc darba procesa raksturojuma mašīnas iedala enerģētiskās, tehnoloģiskās, transportējošās un informatīvās. Mašīnas vērtē ne tikai pēc ārējā izskata, bet arī pēc tajās ieliktā ideju spēka. Jebkura mašīna sastāv no detaļām.

Detaļa ir mašīnas elementāra, tālāk neizjaucama daļa, kas izgatavota no viena materiāla (piemēram, uzgrieznis, ierievis, bultskrūve, vārpsta, reduktora korpus u.c.).

Detaļas iedalās:

- vispārīgās nozīmes (tipiskās) – ar vienādu uzdevumu un līdzīgu izveidojumu, kas sastopamas visās mašīnās (piemēram, skrūves, vārpstas, zobratī u.c.);
- speciālās, kas sastopamas tikai atsevišķās mašīnās (piemēram, lemesis, vērstuve, virzulis, klanis, kāsis, spole u.c.).

Mašīnu elementam piemīt empīrisks, nosacīts raksturs. Nosacītība izpaužas apstākļī, ka mašīnas elements ne vienmēr ir tālāk nedalāma mašīnas daļa, t.i., elements (detaļa) vārda tiešā nozīmē, kādi ir uzgriežņi, skrūves, ierīevji, kniedes u.c. Pie mašīnu elementiem pieder arī vispārīgas nozīmes kopsalikuma vienības ar vienādu lietošanas nolūku, lai gan tie ir izveidoti no vairākām detaļām (piemēram, ritgultnis, sajūgs, metinātie un kniedētie savienojumi u.c.). Apzīmējumu “mašīnas elements” lieto detaļu klasifikācijā un vispārīgā nozīmē.

Mašīnu elementu kursā aplūko tikai vispārīgās nozīmes detaļas un kopsalikuma vienības.

Mašīnu elementu kursa uzdevums:

- dot pārskatu par mašīnās lietojamiem vispārīgiem mašīnu elementiem;
- pamatot to racionālu izveidojumu, dibinoties uz pieredzi un teoriju;
- sniegt mašīnu elementu projektēšanai vajadzīgo aprēķinu izklāstu (metodes un normas), ievērojot mašīnu darba režīmu un darbmūžu.

Mašīnu elementu kursa īpatnības:

- kursu var uzskatīt par mašīnbūvniecības ābeci un gramatiku;
- studenti pirmo reizi veic pāreju no aprēķinu shēmas uz reālām detaļām, ievērojot faktiskos ekspluatācijas apstākļus (slodze, nodilums, korozija, materiālu nogurums, tehnoloģiskums, drošums, izmaksas u.c. faktori) un iepriekš apgūto studiju priekšmetu zināšanas;
- apgūst modernas aprēķinu un konstruēšanas metodes, kā arī jaunas tehnoloģijas;
- uz mašīnu elementu kursa veidojas speciālie kursi.

Mašīnu elementu kurss ir dibināts uz vairākām inženiertehniskām fundamentālām disciplīnām: mehāniku, mašīnu dinamiku, materiālu pretestību, metālzinību, metālu tehnoloģiju, tehniskiem mērījumiem, inženiergrafiku u.c.

Vispārīgie mašīnu elementi iedalāmi četrās grupās:

1. Savienojumi (izjaucamie un neizjaucamie).
2. Mašīnu elementi rotācijas kustībai – asis, vārpstas, gultņi, sajūgi.
3. Mehāniskie pārvadi – ar berzi un sazobi.
4. Atsperes.

Mūsdienu tehnikā nozīmīgi ir aprēķini drošumā, stiprībā, ilgzinātībā un darbmūžā. Sakarā ar mašīnām uzstādāmām prasībām (ātrgaitība, ekonomiskums, drošums, maza masa) stiprības aprēķini kļūst arvien komplicētāki, jo jāievēro darba režīms, materiālu īpašības, noslogojums, kā arī tehnoloģiskie, ekspluatācijas u.c. faktori. Veicot mašīnu detaļu un konstrukciju aprēķinus izmanto rezultātus, ko sniedz stieņu, plāksņu un čaulu teorija, kā arī elastības, plastiskuma un šķīdes teorija. Šādos gadījumos konstruktoram jāpielieto speciālas datorprogrammas, kas ļauj iegūt pietiekami pamatotus rezultātus.

Risinot sarežģītas inženierproblēmas, ne visu izdodas formalizēt. Rodas “baltie plankumi”, kuru likvidācijai vajadzīgs laiks un resursi. Nepieciešams sintezēt esošo pieredzi, meklēt jaunas idejas, modelēt analogus. Šīs īpašības attīstās strādājot pie kursa projekta mašīnu elementos. Daudzvariantu risinājums attīsta domāšanu un iniciatīvu. Pāreja no teorētisko disciplīnu formālās loģikas uz inženiera heuristisko darbību, ir grūtā kvalitatīvā lēciena iespēja, kuru nākas realizēt studentam, apgūstot mašīnu elementu kursu.

1. IEVADS MAŠĪNU ELEMENTU KURSĀ

1.1. Ievads mašīnu elementu konstruēšanā

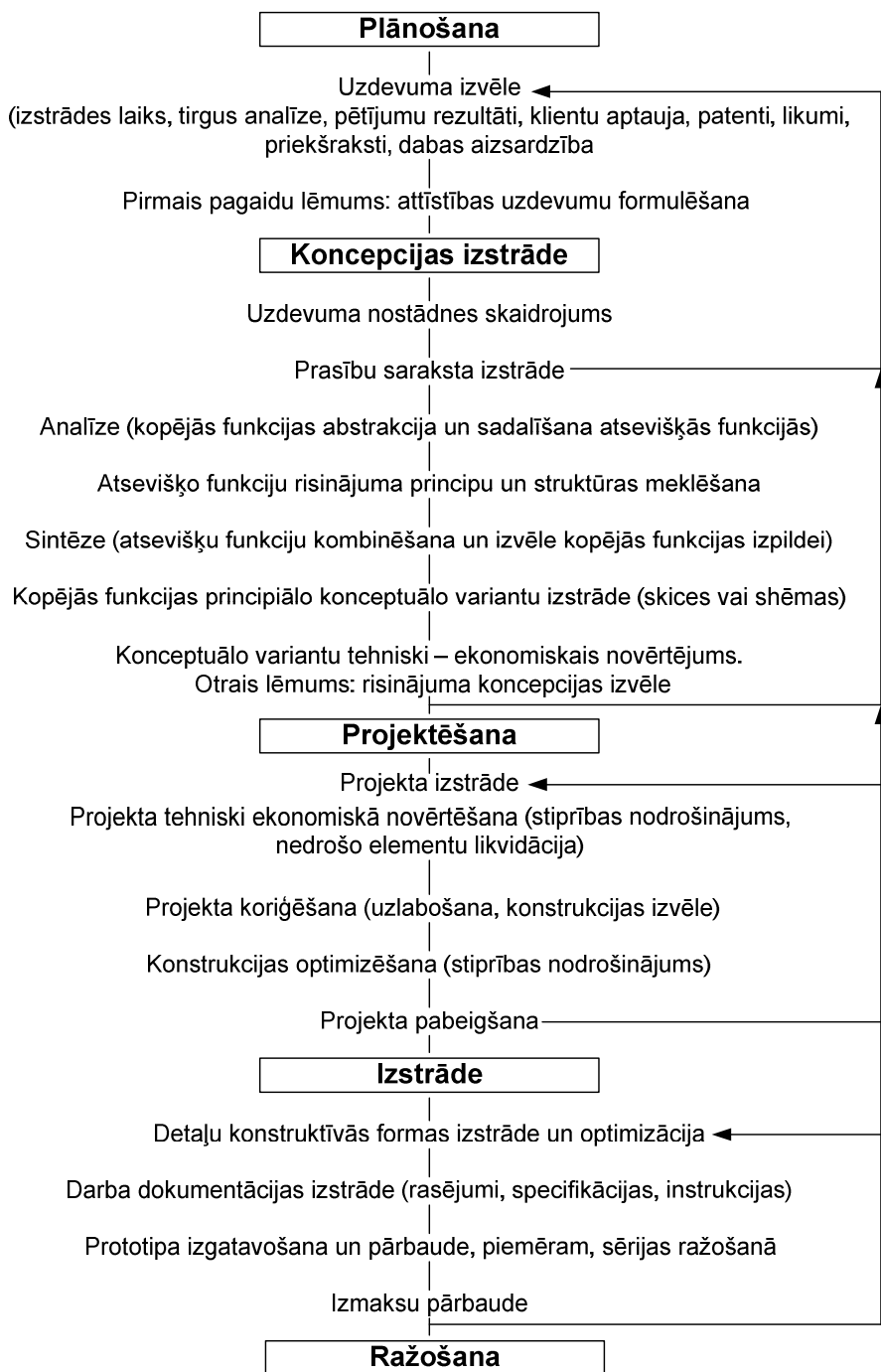
Konstruēšanas vispārīgie metodoloģiskie pamati

Mašīnu elementi ir tipiskās mašīnu detaļas vai kopsalikuma vienības ar vienādu uzdevumu un līdzīgu konstruktīvo izveidojumu. Daudzi mašīnu elementi laika gaitā ir pilnveidojušies, kļuvuši ekspluatācijā droši, ir standartizēti, kā arī aprēķini daļēji ir normēti. Standartizētās detaļas ir savstarpēji apmaināmas, garantē stiprību, nav jāaprēķina, bet konstruktoram tās pareizi jāizvēlas atbilstoši faktiskajam noslogojumam mašīnā. Taču lielākoties mašīnu detaļas un kopsalikuma vienības, projektējot mašīnu, nākas optimāli salāgot, kā arī konstruēt. Studējošie pirmās iemaņas konstruēšanā iegūst studiju priekšmetā “Mašīnu elementi”.

Konstruēšana – tehniskās iekārtas struktūras, formas, izmēru, materiālu, kopsalikuma vienību optimāla varianta meklēšanas loģiski – matemātisks radošs process, kas nodrošina iekārtas uzdoto funkciju izpildi atbilstoši tehniskā uzdevuma prasībām, ievērojot zinātnes un tehniskas sasniegumus, ekonomisko lietderību un nozares attīstības perspektīvas.

Konstruējot jaunas mašīnas un iekārtas paļaujas uz zināmām metodēm, kad konstruktīvo risinājumu meklējot, balstās ne tik daudz uz gadījumu, bet gan uz pamatotu ideju. Metodika neizslēdz intuīcijas lomu, bet tieši pretēji, pamudina uz to. Intuīcija nerodas tukšā vietā, bet gan balstās uz smadzenēs uzkrāto risinājumu informāciju, pieredzi, speciālām zināšanām, kā arī uz radošumu, iztēles spēju, kreativitāti un fantāziju.

Mašīnu elementu konstruēšanas principi un metodika sīki iztirzāti speciālā literatūrā [31...36] un VDI vadlīnijās 2221; 2222; 2225; 2801 un 2802. Priekšstatu par konstruēšanas metodisko norisi studenti iegūst risinot dažādus ar konstruēšanu saistītus uzdevumus.



1.1. att. Jauna produkta izstrādes fāzes (pēc VDI 2222, Bl 2).

Projektēšanas metodika nav ne formula, ne instrukcija, bet gan pakāpeniska notikumu secība, kas veido projektēšanas procesu, nodrošinot loģisku konstrukcijas attīstību. Jaunu tehnisko iekārtu četru fāžu konstruēšanas norise, saskaņā ar VDI 2222 Bļ 2, parādīta 1.1. attēlā.

1. Izstrādājuma plānošana ietver ideju meklēšanu un izvēli. Plānojot risina šādus jautājumus: izstrādājuma tehniski – ekonomiskais nozīmīgums, izstrādes laiks un tirgus analīze, jaunu pētījumu rezultāti un tehnoloģijas, patenti, klientu aptauja, iespējamā peļņa un izdevumi.

2. Konceptijas izstrāde. Oriģināla, novatoriska, radoša un izdomas bagāta, inovatīva un speciāli nozīmīga darbība formulēta mērķa realizācijas iespējamo alternatīvo variantu izstrāde. Šajā posmā izstrādā sākotnējās konstruktīvās skices. Variantus neizstrādā detalizēti, bet reģistrē kā iespējamās problēmas risinājumus, kurus vēlāk novērtē ar izvēlēto kritēriju palīdzību.

Uzdevuma nostādni skaidro iespējami rūpīgi, formulējot ideju un projektēšanas gala rezultātu. Lai konstrukcijā realizētu definētās īpašības un prasības, tad izstrādā **prasību sarakstu** (1.1. tab.).

Mašīnas vai mezgla kopējās funkcijas (uzdevuma) izstrādei analizē atsevišķas funkcijas (skicējot, izstrādājot konstruktīvas skices), kuras satur vajadzīgo fizikālo norisi un principiālo tēlu. Problēmas risinājuma palīg līdzekļi var būt: speciālās literatūras un katalogu pētīšana, kur atrodami jau pārbaudīti tehniski risinājumi (prototipi), dabas “konstrukciju” analīze (bionika); mērīšana un modeļu pētīšana.

Risinājuma ideju meklēšanai noderīgas vispārīgas metodes, kuras ļauj posmsecīgi vai ar domāšanas (apspriešanas) paņēmieni mērķtiecīgi meklēt problēmas atrisinājumu. Ideju rašanās etapā tiek maksimāli izmantoti dažādi paņēmieni, lai rastu pēc iespējas vairāk ideju un alternatīvu, lai radītu daudzas un oriģinālas iespējas. Šajā etapā izvēlas idejas, kuras varētu būt visnoderīgākās.

Prāta vētra – tehnika domāšanas veiklības attīstīšanai, kur grupas darbībā ideju ģenerēšana laika ziņā nošķirta no piedāvāto risinājumu vērtēšanas. Ideju ģenerētāji un risinājumu vērtētāji var būt dažādas personas vai to grupas. Metodes mērķis – stimulēt

organizētas grupas dalībnieku radošu sadarbību liela skaita jaunu, spontānu ideju ģenerēšanai īsā laika periodā.

Grupu veido 5 ... 10 cilvēki un tās vadītājs. Darba laiks 0,5 ... 1h. Idejas izsaka brīvi, nepieļaujot to kritiku darba laikā. Dalībnieki cenšas kombinēt idejas un pilnveidot jau izteiktās idejas. Visas idejas fiksē un pēc tam novērtē. Seši cilvēki pusstundas laika var izteikt ap 150 ideju.

1.1. tabula

Prasību saraksta vispārīgais saturs

Galvenā pazīme	Piemēri
Ģeometrija	Lielums, augstums, platums, garums, diametrs, telpas lielums, forma, skaits, novietojums, pievienojums, izbūve un paplašināšana
Kinemātika	Kustības veids un virziens, ātrums, paātrinājums
Statika Dinamika Elastība	Spēka virziens, lielums un raksturs, svars, krava, deformācija, stingums, atsperīgums, stabilitāte, rezonanse
Enerģija	Jauda, lietderības koeficients, zudumi, berze, vēdināšana, stāvoklis, spiediens, temperatūra, karšana, dzesēšana, pievadītā enerģija, taupīgums, darba uzsākšana, enerģijas pārveidošana, materiālu plūsma un transports
Materiāls	Fizikāli ķīmiskās īpašības, palīgmateriāli
Signāls	Ieejas un izejas vērtības, indikācija, mērierīce
Ergonomika	Cilvēks – mašīna: apkalpe, forma, pārskatāmība, komforts, apgaismojums, darba drošums, dabas aizsardzība
Ražošana un kontrole	Ražošanas vietas ierobežojumi: lieli izstrādājuma izmēri, izgatavošanas metodes prasības, iespējamā kvalitāte un pielaides, esošie darba galdi. Mērīšanas un izmēģināšanas iespējas, kā arī sevišķas metodes, ko nosaka standarti
Montāža un transports	Sevišķas montāžas, transporta un uzstādīšanas prasības, celtņa, sliežu ceļa un ceļa izmantošanas iespējas
Lietošana un apkope	Mazs troksnis, nodilumizturība, pielietojums un realizācijas apgabals, ieviešanas vieta (piemēram, tropos u.c.). Apkopju skaits un laika patēriņš, krāsojums, tīrība, apmaināmība un remonts, atteikuma sekas, pasākumi, drošums
Izmaksas	Pašizmaksa, izgatavošanas izmaksas, amortizācija, izdevumi
Termiņi	Izstrādes pabeigšana, izstrādes starptermiņi, piegāde

Piezīmes. 1. Norādītās pazīmes neaptver visus gadījumus.

2. Sastādot sarakstu, norāda obligāti ievērojamās un vēlamās pazīmes.

Sinektika – uz metaforu un analogiju balstīts domāšanas paņēmieni, apvienojot dažādus elementus jaunu ideju un risinājumu rašanā. Metodes mērķis – smadzeņu un nervu sistēmas spontānas darbības ievirze projektējamās problēmas pētīšanai un pārveidošanai. Atšķirībā no prāta vētras, meklē risinājumu, izmantojot tikai nelielu ideju skaitu (divas, trīs), pēc tam pēta detalizēti. Galveno lomu procesā spēle grupas (pieci vai seši speciālisti) vadītājs. Grupai uztic komplicētas problēmas, piešķir nepieciešamos līdzekļus un neierobežo laika patēriņu (vairākas nedēļas vai pat gadu ar pilnu darba laiku). Darba rezultātus grupa nodod pasūtītājam novērtēšanai un ieviešanai.

Morfoloģiskās sintēzes metode. Metodes mērķis – paplašināt projektējamās problēmas risinājuma ideju meklēšanas apgabalu. Metodoloģiskā metode ir idejas loģika, nevis intuitīva uz pieredzi balstīta projektēšanas organizācija. Projektēšanas mērķa sasniegšanai veic projektēšanas dažādu posmu loģisku izvēli un kombinācijas. Šī metode viegli uztverama nepieredzējušam konstruktoram. Izmantojot morfoloģisko metodi, izvēlas vairākus problēmas komponentus (parametrus), kuriem saraksta pēc iespējas vairāk atribūtu – apzīmējumu (daļējo risinājumu). Izveidojas “morfoloģiskā karte”.

Morfoloģiskā karte stimulē diverģento (izvērsto, sazaroto) domāšanu un garantē to, ka netiks aizmirsts neviens iespējamais risinājums. Metodes priekšrocība – iespējams ātri aizpildīt morfoloģisko karti (dažās stundās). Grūtības saistās ar daļējo risinājumu formulēšanu, kuriem jābūt neatkarīgiem un jāietver visi problēmas aspekti.

Aplūkosim morfoloģiskās pieejas posmus (1.2. att.).

1. posms. Pētīšanas apgabala noteikšana. Šeit formulē uzdevuma nostādni, idejas un izstrādā koncepciju parametru un iespējamo variantu veidā (1.2. tab.). Parametri saistās ar izstrādājuma raksturīgām īpatnībām un funkcijām (kādam jābūt izstrādājumam u.tml.).

Morfoloģiskā karte norāda uz visiem problēmas risinājuma variantiem un iesaka labāko risinājumu aplūkojamā apgabalā. Morfoloģiskā pieeja ļauj kartes izstrādes gaitā veikt vienlaicīgi kā analīzi, tā arī sintēzi. Analīze izpaužas parametru un variantu noteikšanā, bet sintēze – galīgā risinājuma meklēšanā (5. posms).

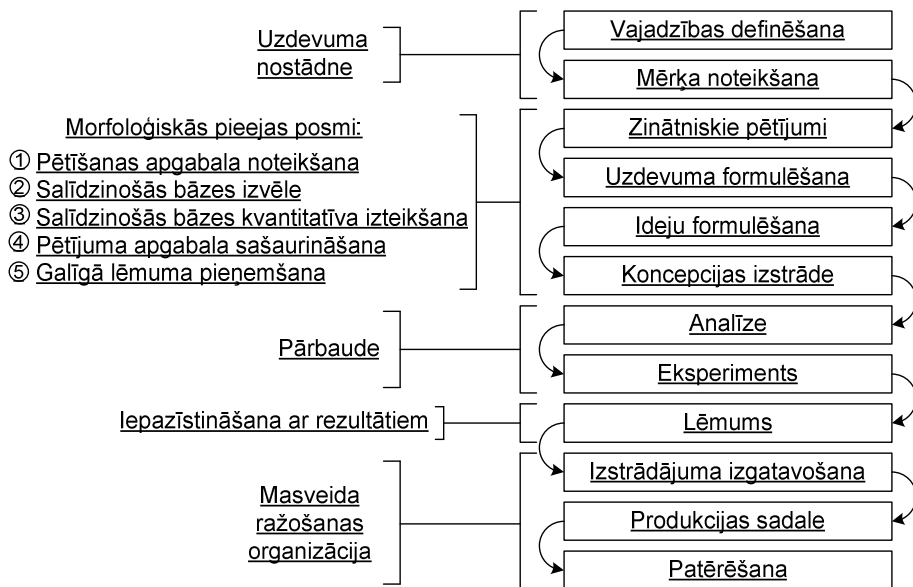
2. posms. Salīdzinošās bāzes izvēle. Par salīdzinošo bāzi var kalpot, piemēram, izmaksas, vienkāršība, stiprība, masa u.c. Ja par bāzi var būt vairāki kritēriji, tad konstruktors tos sagrupē pēc svarīguma.

1.2. tabula

Morfoloģiskās kartes piemērs

1. posms. Iespējamo variantu izvēle							
Parametri (daļējās funkcijas)		Varianti (daļējie risinājumi) (pieprasīto parametru nodrošinājuma iespējas un veidi)				Risinājumu kopējais skaits	Optimālo risinājumu skaits
		A	B	C	D		
1	Forma	Kvadrāts	<u>Aplis</u>	<u>Elipse</u>	Taisnstūris	4 x	2 x
2	Enerģijas veids	Iekšdedzes dzinējs	<u>Elektro- enerģija</u>	Saules enerģija		3 x	1 x
3	Materiāls	Misiņš	Tērauds	<u>Alumīnijs</u>	Bronza	4 x	1 x
4	Krāsa	<u>Pelēka</u>	Zila	Brūna	Zaļa	4 x	1 x
5	Ātrums	<u>Mazs</u>	<u>Vidējs</u>	Liels		3 x	2 vai 1 x
6	u.t.t.	?	?	?		?	?
7	u.t.t.	?	?	?		?	?
						576	4 vai 2
2. posms. Salīdzinošās bāzes izvēle: a) iespējami mazākas izmaksas; b) ierobežots ražošanas apjoms; c) izstrādājuma drošums mājas apstākļos. 3. posms. Salīdzinošās bāzes kvantitatīvā izteiksme: a) izstrādājuma izmaksa 18 ... 24 Ls; b) ražošanas apjoms 1500 ... 2000 vienību mēnesī; c) izstrādājuma drošums mājas apstākļos. 4. posms. Pētījumu apgabala sašaurināšana. Nepasvītroti varianti netiek vērtēti. 5. posms. Galīgā lēmuma (kopējās funkcijas) pieņemšana. Izstrādājumiem jābūt ar apaļu vai eliptisku formu, ar elektropiedziņu, jāizgatavo no alumīnija, jānokrāso pelēkā krāsā, jādarbojas ar mazu vai vidēju ātrumu.							

3. posms. Salīdzinošās bāzes kvantitatīvā izteiksme. Šeit nosaka salīdzinošās bāzes iespējamās robežas, izmantojot zinātnisko, ražošanas, noieta, pieņemto vienkāršojumu vai konsultācijā ar pasūtītāju iegūto informāciju.



1.2. att. Projektēšanas morfoloģiskās pieejas procesa shēma.

4. posms. Pētījumu apgabala sašaurināšana. Izmantojot salīdzināšanas bāzi un izslēgšanas metodi, iespējams sašaurināt pētījumu apgabalu līdz dažiem optimāliem risinājumiem (skat. 1.2. tab.). Morfoloģisko tabulu vispirms analizē pa rindiņām un tad pa kolonām.

5. posms. Galīgā lēmuma pieņemšana. Salīdzinot izvēlētos variantus pa kolonām, iegūstam vairākus risinājumus. No tiem savukārt izvēlas labāko turpmākajai analīzei un eksperimentam. Šo galīgo variantu uzskata par optimālāko, kas apmierina uzdevuma nostādni.

Metode 6 – 3 – 5 – “prāta vētras” metodes tālākā attīstība, kad seši dalībnieki izstrādā trīs idejas ik pa piecām minūtēm. 30 minūtēs var izstrādāt 108 risinājuma priekšlikumus.

Priekšrocības:

- priekšlikumus noformē rakstiski;
- ir zināms priekšlikumu autors;
- rodas ideju izstrādes stimuls;

- novērš kritisku attieksmi un saspriegumu komandā.

Plašāka informācija par ideju meklēšanas metodēm (“sešas domājošās cepures”, TRIZ u.c.) atrodama speciālā literatūrā [31, 37].

3. Projektēšana (tehniskās sistēmas kompozīcijas izstrāde) ir konstruēšanas sastāvdaļa, kas izriet no koncepcijas un nosaka tehniskas sistēmas struktūru, ievērojot tehniskos un ekonomiskos nosacījumus. Etapa noslēgumā rodas tehniskas sistēmas galīgais (ieviešamais) risinājums. Parasti šajā etapā izstrādā, optimizē un novērtē paralēli vairākus konstruktīvos variantus. Izstrādes gaitā pielieto zināšanas par materiāliem, tehnoloģijām, standartiem, normām un aprēķinu metodēm. Ieteicams izstrādāt etapa norises principiālo plānu.

4. Izstrāde saistās ar tehniskas ierīces kopsalikuma un detaļu galīgo konstruktīvo izveidojumu (forma, izmēri, virsmu raupjums, materiāls u.c. parametri), kā arī ar darba dokumentācijas izstrādi (specifikācijas, rasējumi, aprēķini u.c.). Novērtē arī izgatavošanas iespēju un izmaksas. Izstrādes gala rezultāts ir tehniskas ierīces konstruktīvā risinājuma izgatavošanas tehnisko iespēju apliecinājums.

1.2. Konstruktīvo risinājuma variantu izvēle

Bez jaunām idejām un jaunas produkcijas izlaides, ražošanas attīstība konkurences apstākļos nav iespējama. Statistika parāda, ka, lai radītu jaunu izstrādājumu ar lielu pieprasījumu, sākotnēji jābūt vismaz 55 ... 60 labām idejām [38]. Ja kāda konstrukcija satur n dažādas detaļas, kurām var būt m izpildījuma varianti, tad ir iespējamās $z = m^n$ dažādas kombinācijas (risinājuma varianti). Piemēram, ja $n = 6$ un $m = 4$, tad $z = 4^6 = 4096$. No daudzo variantu skaita detalizētai izstrādei ir jāizvēlas tikai viens vispiemērotākais konstruktīvais variants.

No plašā ideju klāsta tālākai analīzei jāatlasa tikai pašas piemērotākās idejas. Šajā etapā tiek rasti kritēriji, lai pārskatītu un izvērtētu idejas. 1.3. tabulā parādīta risinājuma variantu izvēles metode [31], izmantojot definētos risinājumu variantus (1.4. tab.) un prasību sarakstu.

Risinājuma variantu izvēles metodes veidlapas piemērs

LLU TF MI	Izvēles veidlapa Tvertnes pildījuma mērierīces devējs								Lapa: 1. Lapaspuse:
	L Ē M U M S								
Risinājuma variantu (Rv) reģistrācija	Risinājuma variantu (Rv) IZVĒLES kritēriji: (+) jā (-) nē (?) informācijas trūkums (!) pārbaudīt prasību sarakstu Saskaņotība ar uzdevumu								Risinājuma variantu (Rv) raksturojums: (+) – risinājumu turpina (-) – risinājumu neturpina (?) – iegūt informāciju (risinājumu vērtēs atkal), (!) – pārbaudīt prasību pēc saraksta izmaiņas
	Prasību saraksta izpilde								
	Principiālā realizējamība								
	Izdevumu pieļaujamība								
	priekšroka īpatnējā gadījumā								
Rv	A	B	C	D	E	F	G	Piezīmes (norādījumi, pamatojumi)	Lēmums
1	1	+	+	+	?			Mērīšanas vietu skaits	?
2	2	+	-					Masas novietojums	-
3	3	-						Radioaktivitāte	-
4	4	+	+	+	+	(+)		(Līdzšinējo variantu tālākā attīstība)	+
5	5	+	+	+	+				+
6	6	-						Šķidrums nav vadītājs	-
7	7	+	+	+	+				+
8	8	+	+	+	+			skat. Rv 7	+
9	9								
10	10								
:	:								
:	:								
:	:								
:	:								
Datums: 08.08.2008.							Izstrādāja:		

Risinājuma variantus vērtē pēc vairākiem kritērijiem A ... F ... G. Kritērijus A un B novērtē tikai ar “jā” vai “nē”. Kritēriju C un D izpildes vērtēšanai nepieciešami kvantitatīvi pētījumi (pēc tam, ja kritēriji A un B novērtēti pozitīvi). Augstāku

novērtējumu iegūst varianti, kuri apmierina arī kritēriju E un F (piemēram, inovācijas, jauni materiāli, vieglāk realizējams patents). Veidlapu var papildināt arī ar citiem nozīmīgiem vērtēšanas kritērijiem. Piedāvātā izvēles metode ir shematizēta, uzskatāma un ērta lietošanā.

1.4. tabula

Tvertnes pildījuma mērierīces devēja risinājuma varianti
(izraksts no risinājumu variantu veidlapas)

Nr.	Risinājuma princips (norādījumi)	Signāls
1. Šķidruma daudzuma mērīšana		
1.	1.1. Mehāniski (statiski) Tvertne nostiprināta trijos punktos. Mēra vertikālos spēkus un līdz ar to svaru (pietiekoši mērīt tikai vienā balsta punktā).	Spēks
2.	Divu masu pievilksnās. Spēks ir proporcionāls masai un līdz ar to arī šķidruma masai.	Spēks
3.	1.2. Atomfizikāla mērīšana. Radioaktīvo daļiņu daudzums šķidrumā.	Koncentrācija. Starojuma intensitāte
2. Šķidruma līmeņa (augstuma) mērīšana		
4.	2.1. Mehāniski (statiski) Pludiņš ar vai bez sviras. Nosaka sviras gājienu vai pagriezienu leņķi. Izmanto potenciometra pretestību.	Ceļš
5.	2.2. Mēra elektriski Pielieto pretestību (gāzē – sakarst, šķidrumā – atdziest). Šķidruma līmenis atkarīgs no kopējās pretestības; šķidruma daudzums – no temperatūras un pretestības garuma.	Omiskā pretestība
6.	Šķidrums kā omiska pretestība (atkarībā no līmeņa). Pretestība mainās atkarībā no šķidruma līmeņa augstuma maiņas (šķidrumiem ar elektrovadāmību).	Omiskā pretestība
7.	2.3. Mēra optiski Gaismas avots tvertnē. Atkarībā no šķidruma līmeņa mainās gaismas vadāmība. Gaismas signāla stiprums ir apgriezti proporcionāls šķidruma līmeņa augstumam.	Gaismas signāls (diskrēts lielums)
8.	Šķidruma kāpienveida gaismas vadāmība. Atkarībā no šķidruma esamības, norisinās pāreja no viena gaismas vadītāja uz citu gaismas vadītāju (piemēram, organiskais stikls); pie gāzes norisinās gaismas pilnīga atstarošanās.	Gaismas signāls (diskrēts lielums)

1.3. Izvēlēto konstruktīvo risinājumu variantu novērtēšana

Pēc piemērotāko variantu atlases, tālākai virzībai atzītie konstruktīvie risinājumi tiek pakļauti detalizētai kvantitatīvai un kvalitatīvai novērtēšanai. Vērtēšanas kritēriji ievēro tehniskas, drošuma, ekoloģiskas un ekonomiskas prasības, kuras iespējams pielietot arī dažādās projektēšanas fāzēs.

Risinājuma variantu vērtēšanas kritērijus izsaka ņemot vērā izvirzītā mērķa formulējumu. Tehnisku uzdevumu mērķis izriet no prasību saraksta un no vispārīgiem nosacījumiem, kuri rodas kopsakarībā ar izstrādātiem risinājumiem. Kopējā mērķa formulējums ietver parasti vairākus atsevišķus papildmērķus, kuri satur ne tikai dažus tehniskus, ekonomiskus un drošuma aspektus, bet arī vēl ietver citas atšķirīgas pazīmes.

Izvirzot mērķus ievēro:

- mērķiem iespējami pilnīgāk jāietver dažādas prasības, lai vērtējot nepaliktu bez ievērības neviens būtisks aspekts;
- atsevišķiem mērķiem jābūt savstarpēji neatkarīgiem, t.i., kāda variantā vērtības kāpināšanas pasākumi attiecībā uz vienu mērķi, nedrīkst ietekmēt vērtību attiecībā uz citu mērķi;
- iegūto informāciju novērtē kvantitatīvi vai vismaz kvalitatīvi (verbāli).

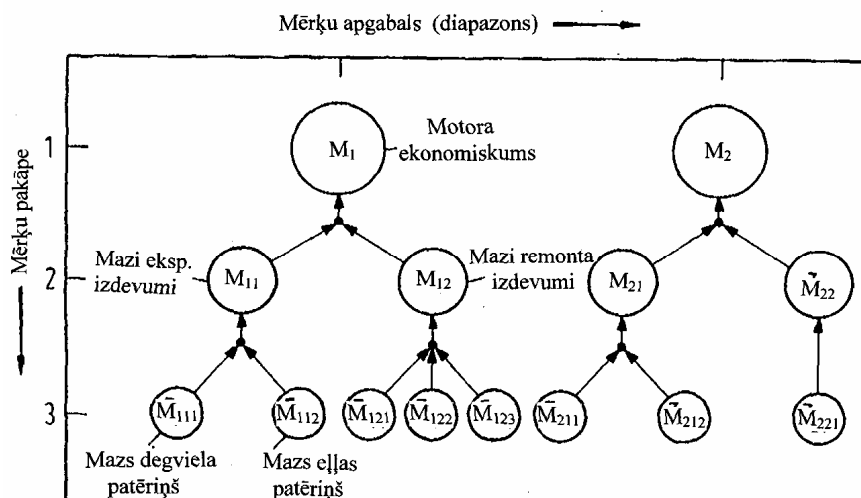
Mērķu kopsakarība atkarīga no novērtējuma nodoma, t.i., no projektēšanas fāzes un no produkta novitātes. Visi kritēriji, kas vēlāk tiek sakārtoti kā vērtību izsakoši, tiek formulēti pozitīvi, piemēram:

“klusināti” nevis “skaļi”,

“augsts lietderības koeficients” nevis “lieli zudumi”,

“bezapkopes” nevis “nepieciešama apkope”.

Mērķu sistēmas struktūru izveido tā, lai atsevišķie (daļējie) mērķi izkārtos vairākās pakāpēs vertikāli ar dilstošu nozīmību un horizontāli dažādā mērķu apgabalā, sadalot atšķirīgas nozīmes tehniskā un ekonomiskā hierarhijā (galvenie un papildmērķi) (1.3. att.).

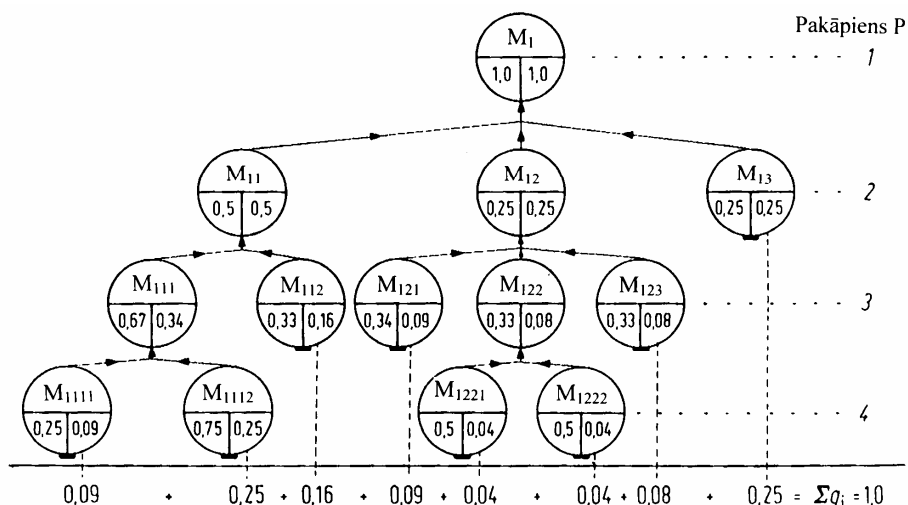


1.3. att. Mērķu sistēmas struktūras piemērs.

Ievērojot mērķu neatkarību, augstākā līmeņa daļējie mērķi saistās tikai ar nākošā zemākā līmeņa mērķiem. Šāda hierarhija atvieglo novērtēšanu un ļauj noteikt visus atšķirīgos daļējos mērķus. Šāda sistēma vienkāršo daļējo mērķu novērtējuma nozīmi risinājuma kopējā novērtējumā.

1.3.1. Kopējā vērtējuma nozīmīguma pētīšana

Nosakot atsevišķus vērtēšanas kritērijus ir svarīgi noteikt to nozīmi (svaru) kāda risinājuma kopējā vērtējumā, lai jau sākotnēji pirms vērtējuma nenozīmīgus vērtēšanas kritērijus izslēgtu. Saglabātos vērtēšanas kritērijus apzīmē kā svara faktorus, kurus tālākā darbībā (soļos) ņems vērā. Svara faktors ir reāls pozitīvs skaitlis. Derīguma analīze satur svara faktorus no 0 līdz 1 (vai 0 ... 100). Pie tam visu vērtējuma faktoru summai (ierēķinot daļējo mērķu līmeņus) jābūt 1 (vai 100). Tādējādi novērtē arī daļējo mērķu procentuālo svaru. Piemērā (1.4. att.) dota četru pakāpju daļējo mērķu sistēma, kas sakārtota vertikāli dilstošā secībā, norādot svara faktorus.



1.4. att. Mērķu sistēmas daļējo mērķu skaitliskais vērtējums, pielietojot kāpienveida svara faktoru sakārtojumu.

Otrā pakāpiena daļējo mērķu M_{11} , M_{12} un M_{13} svars mērķī M_1 ir 0,5, 0,25 un 0,25 (aplīša kreisajā pusē ierakstīts daļējā mērķa svars, bet labajā pusē šī mērķa svars attiecībā pret M_1). Atsevišķo svara faktoru g_i summai šķērsvirzienā jābūt $\Sigma g_i = 1$. Trešā pakāpiena mērķu svara M_{111} un M_{112} attiecībā uz augstākā otrā līmeņa mērķi M_{11} ievērtē skaitļi 0,67 un 0,33.

Analoģiski skaidro citus mērķus. Katra kāda pakāpiena daļējā mērķa svara faktora ietekmi uz mērķi M_1 iegūst reizinot šī daļējā mērķa svara faktoru ar augstāko pakāpienu daļējo mērķu svara faktoriem. Piemēram, daļējā mērķa M_{1111} ietekmes novērtējums mērķī M_1 būs:

$M_{1111} \cdot M_{111} \cdot M_{11} \cdot M_1 = 0,25 \cdot 0,67 \cdot 0,5 \cdot 1 = 0,09$ (rezultāts ierakstīts aplīša labajā pusē). Aplūkotā kāpienveida svara metode ļauj pamatoti sagrupēt un savstarpēji novērtēt daļējo mērķu svarīgumu vertikālā un horizontālā virzienā (sevišķi zemākos pakāpienos).

Ieteicams informāciju par izvēlētajiem raksturojošiem lielumiem, novērtējuma kritērijiem un konstruktīviem variantiem sakārtot tabulā (1.5. tab.).

Iekšdedzes motora novērtējuma kritēriju un raksturojošo lielumu (parametru) piemērs

Vērtēšanas kritērijs			Raksturojošie lielumi		Variants v_1			Variants v_2			...	Variants v_j			...	Variants v_m		
					rakst. lielums	vērtība	svērtā vērtība	rakst. lielums	vērtība	svērtā vērtība		rakst. lielums	vērtība	svērtā vērtība		rakst. lielums	vērtība	svērtā vērtība
Nr.		svars		mērvien.	e_{i1}	w_{i1}	w_{gi1}	e_{i2}	w_{i2}	w_{gi2}		e_{ij}	w_{ij}	w_{gij}		e_{im}	w_{im}	w_{gim}
1	Mazs degvielas patēriņš	0,3	Degvielas patēriņš	g/kWh	240	8	2,4	300	5	1,5	...	e_{1j}	w_{1j}	w_{g1j}	...	e_{1m}	w_{1m}	w_{g1m}
2	Mazs svars	0,15	Īpatnējais svars	kg/kW	1,7	9	1,35	2,7	4	0,6	...	e_{2j}	w_{2j}	w_{g2j}	...	e_{2m}	w_{2m}	w_{g2m}
3	Vienkārša izgatavošana	0,1	Vienkārši lēmumi	-	zems	2	0,2	vidējs	5	0,5	...	e_{3j}	w_{3j}	w_{g3j}	...	e_{3m}	w_{3m}	w_{g3m}
4	Liels darbmūžs	0,2	Darbmūžs	km	80 000	4	0,8	150000	7	1,4	...	e_{4j}	w_{4j}	w_{g4j}	...	e_{4m}	w_{4m}	w_{g4m}
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
i		g_i			e_{i1}	w_{i1}	w_{gi1}	e_{i2}	w_{i2}	w_{gi2}	...	e_{ij}	w_{ij}	w_{gij}	...	e_{im}	w_{im}	w_{gim}
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
n		g_n			e_{n1}	w_{n1}	w_{gn1}	e_{n2}	w_{n2}	w_{gn2}	...	e_{nj}	w_{nj}	w_{gnj}	...	e_{nm}	w_{nm}	w_{gnm}
		$n \sum_{i=1} g_i$				G_{w1} W_1	G_{wg1} W_{g1}		G_{w2} W_2	G_{wg2} W_{g2}			G_{wj} W_j	G_{wgj} W_{gj}			G_{wm} W_m	G_{wgm} W_{gm}

1.3.2. Vērtējuma kritēriju noteikšana

Nākošais vērtēšanas solis ir vērtējuma kritēriju piešķiršana, kuri nosaka raksturojošo lielumu nozīmīgumu (svarīgumu). Tā, kā kritērijus nosaka vērtētāji (eksperti), tad tie ir subjektīvi. Vērtējuma priekšstatu (kritērijus) parasti izsaka, piešķirot attiecīgus punktus (1.6. tab.).

1.6. tabula

Punktos izteikta vērtējuma skala

Derīguma analīzes nozīme		Vadlīniju VDI 2225 ieteikumu nozīme	
0	Absolūti nederīgs risinājums	0	Neapmierinoši (tālu zem vidējā)
1	Ļoti nepilnīgs risinājums		
2	Vājš risinājums	1	Ciešami (zem vidējā)
3	Ciešams risinājums		
4	Pietiekošs risinājums	2	Pietiekoši (vidēji)
5	Apmierinošs risinājums		
6	Labs risinājums ar niecīgiem trūkumiem	3	Labi (virs vidējā)
7	Labs risinājums		
8	Ļoti labs risinājums	4	Ļoti labi (ideāli, tālu virs vidējā)
9	Risinājums, kurš pārsniedz uzstādītās prasības		
10	Ideāls risinājums		

Punktus piešķir atbilstoši raksturojošo lielumu nozīmīgumam. Paplašinātā skala (0 ... 10) dod labāku iespēju vērtējumu izteikt arī procentos. Sašaurināto punktu skalu (0 ... 4) pielieto tad, kad vērtējumu veic sākotnēji (variantu īpašības zināmas nepietiekoši). Ekstremālos punktus 0 un 4 (vai 0 un 10) piešķir tikai tad, kad varianta īpašības atbilst šim ekstremālajam vērtējumam. Pārējos vērtējumus tad iespējams vieglāk sakārtot. Ja iespējams, pielieto arī ar formulu izteiktu sakarību (vērtējuma funkciju) starp skaitlisko vērtējumu un risinājuma īpašību ciešumu. Ieteicams izstrādāt raksturojošo lielumu vērtējuma shēmu, piešķirot konstruktīvo variantu raksturojošiem lielumiem sakārtotu skaitlisku vai verbālu vērtējumu (1.7. tab.)

Konstruktīvo variantu raksturojošo lielumu vērtējuma shēma

Novērtējuma skala		Degvielas patēriņš g/kWh	Īpatnējais svars kg/kW	Vienkārši lējumi	Nobraukums $\times 10^3$ km
Derīgums, punkti	VDI 2225, punkti				
0	0	400	3,5	sevišķi	20
1		380	3,3	komplicēti	30
2	1	360	3,1	komplicēti	40
3		340	2,9		60
4	2	320	2,7	vidēji	80
5		300	2,5		100
6	3	280	2,3	vienkārši	120
7		260	2,1		140
8	4	240	1,9	sevišķi vienkārši	200
9		220	1,7		300
10		200	1,5		500

Nosakot skaitlisko vērtējumu ar funkcionālu sakarību, kā arī pielietojot vērtējuma shēmu (tabulu), iespējams subjektīvs vērtējums. Tikai retos gadījumos izdodas noteikt pamatotu (piemēram, eksperimentāli noteiktu) sakarību starp vērtīguma priekšstatu un raksturojošo lielumu.

Katra risinājuma varianta noteikto daļējo vērtējumu w_{ij} ieraksta vērtējuma lapā (1.5. tab.). Pie vērtējuma kritēriju dažādas (atšķirīgas) nozīmes nosaka risinājuma kopējo vērtējumu, ievērojot katru atsevišķo nozīmības raksturotāju – svara faktoru. Šajā sakarībā atsevišķos daļējos vērtējumus w_{ij} reizina ar svara faktoru g_i . Tad varianta v_j svērtā daļējā starpvērtība (vērtīguma raksturotājs) būs (1.5. tab.):

$$w_{gij} = g_i w_{ij}, \quad (1.1)$$

kur i – kāda risinājuma varianta vērtējuma kritērija numurs ($i = 1 \dots n$);

j – risinājuma varianta v_j numurs ($j = 1 \dots m$);

g – apzīmējums, kas norāda, ka ņemts vērā vērtēšanas kritērija svars.

Svara faktoru nosaka kā vidējo no individuāliem vērtējumiem ekspertu (profesionāļu) grupā, ievērtējot uzdevuma specifiku, klientu vēlmes, tirgus un laika ietekmi. Četrus triecienstendū risinājuma variantu novērtējuma piemērs parādīts 1.8. tabulā.

1.8. tabula

Detalū pārbaudes triecienstendū četru variantu novērtējums

Vērtēšanas kritērijs			Raksturojošie lielumi		Variants v ₁			Variants v ₂			Variants v ₃			Variants v ₄		
					Rakst. lielums	Vērtība	Svērtā vērtība	Rakst. lielums	Vērtība	Svērtā vērtība	Rakst. lielums	Vērtība	Svērtā vērtība	Rakst. lielums	Vērtība	Svērtā vērtība
Nr.		svars		mērvien.	e _{i1}	w _{i1}	w _{gi1}	e _{i2}	w _{i2}	w _{gi2}	e _{ij}	w _{ij}	w _{gij}	e _{im}	w _{im}	w _{gim}
1	Mazs nodilums	0,056	Nodiluma lielums	-	liels	3	0,168	vidējs	6	0,336	vidējs	4	0,224	mazs	6	0,336
2	Niecīgas svārstības	0,14	Griešanās frekvence	s ⁻¹	410	3	0,420	2370	7	0,980	2370	7	0,980	< 410	2	0,280
3	Niecīga bojājumu ietekme	0,084	Bojājumu ietekme	-	liela	2	0,168	zema	7	0,588	zema	6	0,504	vidēja	4	0,336
4	Pārslodžu iespējamība	0,12	Pārslogošanas spēja	%	5	5	0,600	10	7	0,840	10	7	0,840	20	8	0,960
5	Augsts detaļu drošums	0,21	Sagaidāmais drošums	-	vidējs	4	0,840	augsts	7	1,470	augsts	7	1,470	Ļoti augsts	8	1,680
6	Maza lūzuma iespēja	0,09	Lūzumu iespēja ekspluatācijā	-	augsta	3	0,270	maza	7	0,630	maza	6	0,540	vidēja	4	0,360
7	Maza sastāvdaļu daudzveidība	0,03	Sastāvdaļu daudzveidība	-	vidēja	5	0,150	vidēja	4	0,120	vidēja	4	0,120	maza	6	0,180
8	Maza sastāvdaļu kompleksitāte	0,012	Sastāvdaļu kompleksitāte	-	zema	6	0,072	zema	7	0,084	vidēja	5	0,060	augsta	3	0,036
9	Daudz normēto pirkto detaļu	0,018	Normētas un pirktais detaļas	-	maz	2	0,036	vidēji	6	0,108	vidēji	6	0,108	daudz	8	0,144
10	Vienkārša montāža	0,04	Montāžas vienkāršība	-	zema	3	0,120	vidēja	5	0,200	vidēja	5	0,200	augsta	7	0,280
11	Viegla uzturēšana kārtībā	0,06	Apkopes izmaksas	-	vidējas	4	0,240	zemas	8	0,480	zemas	7	0,420	augstas	3	0,180
12	Parauga ātra nomaiņa	0,084	Parauga nomaiņas laiks	min	180	4	0,336	120	7	0,588	120	7	0,588	180	4	0,336
13	Labā piekļuve mērsistēmai	0,056	Piekļuve mērsistēmai	-	labā	7	0,392	labā	7	0,392	labā	7	0,392	vidēja	5	0,280
Σgi=1,0						Gw ₁ =51 W ₁ =0,39	Gwg ₁ = =3,812 Wg ₁ =0,38		Gw ₂ =85 W ₂ =0,65	Gwg ₂ = =6,816 Wg ₂ =0,38		Gw ₃ =78 W ₃ =0,60	Gwg ₃ = =6,446 Wg ₃ =0,64		Gw ₄ =68 W ₄ =0,52	Gwg ₄ = =5,388 Wg ₄ =0,54

1.3.3. Kopēja vērtējuma noteikšana

Pēc tam, kad noteikti katra varianta daļējie vērtējumi w_{ij} un w_{gij} , tad nosaka varianta kopējo (galīgo) vērtējumu. Vērtējot tehnisku produktu, izdara daļējo vērtību summēšanu, ko pielieto tad, kad vērtējuma kritēriji ir neatkarīgi lielumi. Ja šie nosacījumi it tuvīni izpildīti, tad tomēr pieņemums par vērtējumu summēšanu norišu gala vērtējumā ir vislabāk piemērots.

Kāda j-tā varianta kopējo vērtējumu aprēķina šādi:

- neievērojot parametru svaru $G_{wj} = \sum_{i=1}^n w_{ij};$ (1.2)

- ievērojot svaru $G_{wgj} = \sum_{i=1}^n g_i w_{ij} = \sum_{i=1}^n w_{gij},$ (1.3)

kur n – risinājuma varianta vērtējuma kritēriju skaits.

1.3.4. Risinājuma variantu salīdzināšana

Balstoties uz summēšanas likumu, variantus iespējams novērtēt dažādi:

- **nosakot maksimālo kopējo vērtību.** Pēc šīs metodes labāks ir tas variants, kuram būs lielāka kopējā vērtība;

$Gw_j \rightarrow \max$, resp. $Gw_{gj} \rightarrow \max$;

- **efektivitātes noteikšana.** Ja vēlas variantus salīdzināt ne tikai relatīvi, bet arī pēc absolūtās tehniskās **efektivitātes**, tad kopējo vērtējumu attiecina pret kādu iedomātu ideālu vērtību, kura atbilst maksimāli iespējamai vērtībai;

- neievērtējot svaru $W_j = \frac{Gw_j}{w_{\max} n} = \frac{\sum_{i=1}^n w_{ij}}{w_{\max} n};$ (1.4)

- ievērtējot svaru $Wg_j = \frac{Gwg_j}{w_{\max} \sum_{i=1}^n g_i} = \frac{\sum_{i=1}^n g_i w_{ij}}{w_{\max} \sum_{i=1}^n g_i}.$ (1.5)

Iegūtos rezultātus salīdzina ar punktos izteiktu vērtējumu (1.6. tab.). Atšķirība starp vērtējumu neievērojot un ievērojot svaru parādīta 1.9. tabulā.

Divu risinājuma variantu tehniskās efektivitātes piemērs neievērtējot un ievērtējot svara faktoru

Vērtēšanas kritērijs	Risinājums A	Risinājums B	Ideāls risinājums	Svars	Risinājums A	Risinājums B	Ideāls risinājums
Mazs detaļu skaits	4	3	4	1	4	3	4
Mazs tilpums	3	2	4	2	6	4	8
Augsts drošums	3	4	4	4	12	16	16
Vienkārša apkope	2	2	4	4	8	8	16
Vienkārša montāža	1	2	4	3	3	6	12
Kopā	13	13	20		33	37	56

Variantu tehniskā efektivitāte W_t :

- neievērojot svaru $W_{tA} = 13/20 = 0,65$; $W_{tB} = 13/20 = 0,65$;
- ievērojot svaru $W_{tA} = 33/56 = 0,59$; $W_{tB} = 37/56 = 0,66$.

Kā redzams, dažādu variantu vērtējums, neievērojot svaru, var sakrist. Tā kā vērtējamās īpašības parasti ir sevišķi nozīmīgas, tad jāpielieto vērtējums, ievērojot svaru.

Ja risinājumu variantu īpašības var novērtēt arī ar izmaksām, tad bez tehniskās efektivitātes W_t nosaka arī **ekonomisko efektivitāti** W_e . Ekonomisko efektivitāti nosaka izmantojot kādu ekonomisku ideālu risinājumu, piemēram, salīdzinošās izmaksas (pašizmaksu). Ekonomisko efektivitāti W_e aprēķina;

$$W_e = H_o/H_v, \quad (1.6)$$

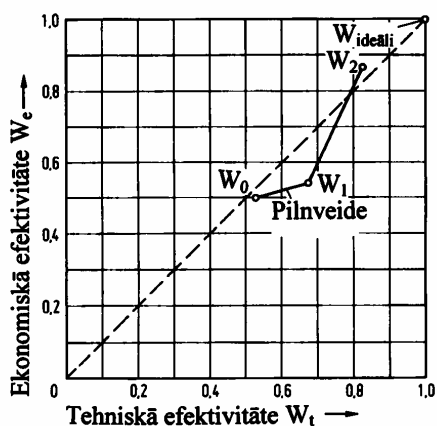
kur H_o – salīdzinošās (ideālās) izmaksas (piemēram, pašizmaksa);

H_v – vērtējumā varianta kalkulētas izmaksas.

Vadlīnijās VDI 2225 ieteikts pieņemt $H_o = 0,7[H]$ vai $H_o = 0,7H_{\min}$,

kur $[H]$ – pieļaujamās izmaksas;

$H_{\min}$ – lētākā varianta izmaksas.



1.5. att. **Novērtējuma diagramma** (W_0 , W_1 un W_2 – pakāpeniski uzlaboti risinājumi).

Tehniskā un ekonomiskā efektivitāte ir savstarpēji saistīta. Labs tehnisks risinājums parasti ir dārgs, bet lēts risinājums bieži vien ir tehniski slikts. Tā, kā abi vērtējumi ietekmē gaidāmos tirgus panākumus, tad tie abi jāpēta kopīgi. Nosakot kopējo vērtējumu, ievērojot varianta tehnisko un ekonomisko efektivitāti, VDI 2225 iesaka pielietot S – diagrammu (1.5. att.). Šāda diagramma sevišķi noderīga konstruktīvo variantu vērtēšanai to

izstrādes procesā, jo iespējams noteikt konstruktīvo pasākumu ietekmi.

1.3.5. Konstruktīvo variantu tuvins salīdzinājums

Līdz šim aplūkotas novērtēšanas metodes paredz pielietot diferencētas vērtējuma skalas. Šajā gadījumā vērtēšanas kritēriji puslīdz droši atbilst raksturīgajām konstrukcijas īpašībām. Pretējā gadījumā diferencētās vērtējuma skalas pielietojums būs kļūdains. Tādā gadījumā pielieto vienkāršotu (tuvīnu) savstarpēju divu variantu bināru (viens un nulle) salīdzināšanu, nosakot labāko variantu (1.6. att.).

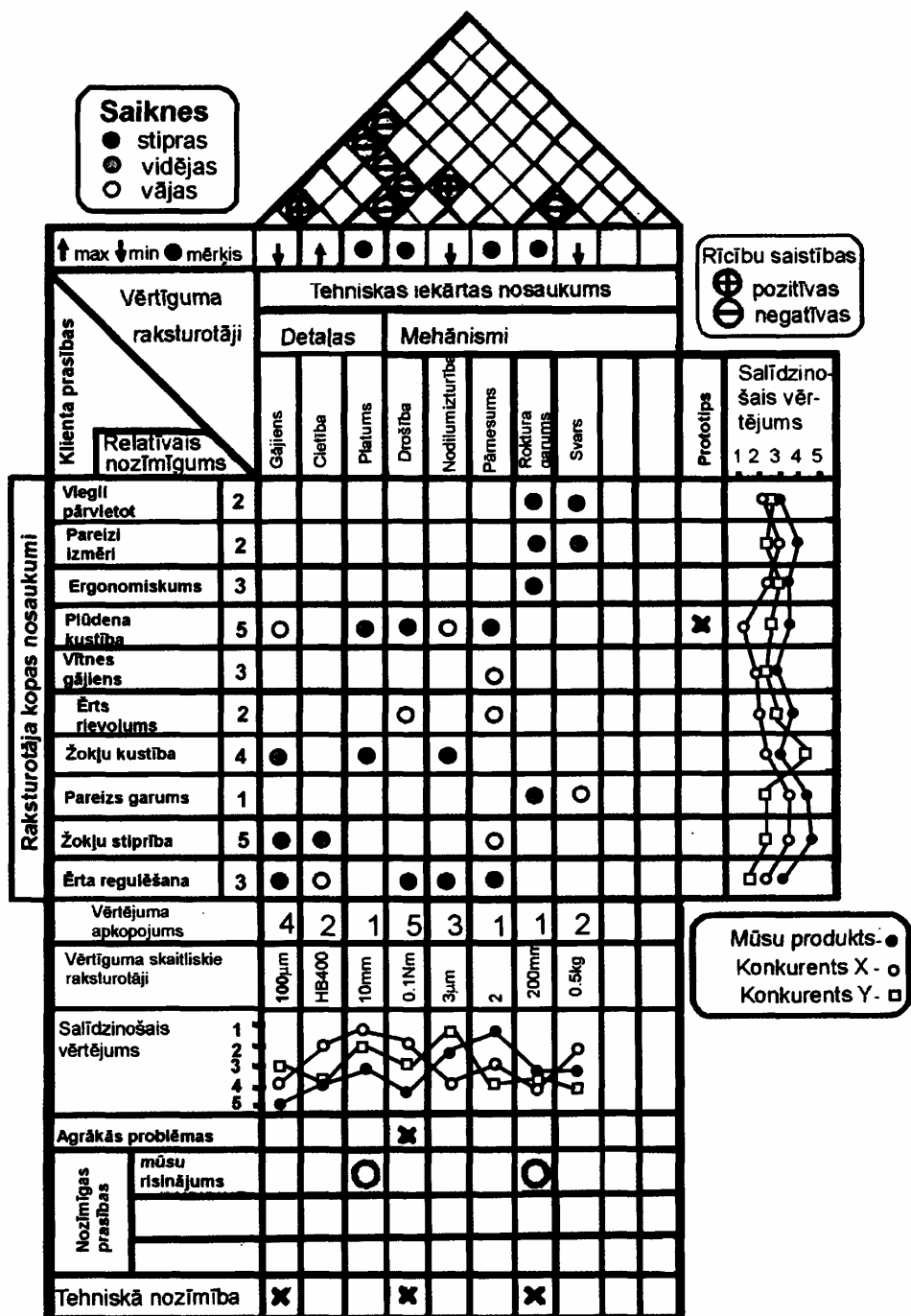
		V a r i a n t s						
		1	2	3	4	5	6	7
Salīdzinot ar variantu	1	-	1	0	1	0	1	0
	2	0	-	0	1	0	0	0
	3	1	1	-	1	0	1	0
	4	0	0	0	-	0	0	0
	5	1	1	1	1	-	1	1
	6	0	1	0	1	0	-	0
	7	1	1	1	1	0	1	-
Kopā		3	5	2	6	0	4	1
Rangs		4	2	5	1	7	3	6
1 = labāk; 0 = sliktāk.								

1.6. att. **Risinājuma variantu binārs salīdzinājums.**

Saskaitot vērtējumu pa kolonām, nosaka vērtējuma rangu. Apkopojot atsevišķas šādas novērtējuma matricas kopējā matricā un summējot rangus, nosaka galīgo vērtējumu.

Konstrukciju novērtēšanai pielieto arī tā saucamo kvalitātes māju (1.7. att.). Kvalitātes mājā norāda klienta (patērētāja) prasības, konstrukcijas tehniskos (vērtīguma) raksturotājus, raksturotāju relatīvo nozīmību, resp. svaru.

Nozīmību nosaka kā vidējo no individuāliem vērtējumiem profesionāļu grupā ar vērtībām 1...5. Kvalitātes mājā norāda raksturotāju un tehniskās iekārtas savstarpējās saiknes (stipras, vidējas, vājas), kā arī norišu (rīcību) saistību (pozitīva vai negatīva). Grafiski (līkņu veidā) dots arī salīdzinošais dažādu analogisku konstrukciju novērtējums. Noslēguma ailē parādīts vērtējuma apkopojums. Šeit nosaka individuālo vērtīguma raksturotāju (raksturo katra parametra vērtīgumu kopējā mērķī, t.i., atsevišķā parametra un mērķa saiknes ciešumu). Atsevišķa parametra relatīvo nozīmīgumu mērķa kopuma skaitījumā var izteikt arī procentuāli. Iegūto rezultātu analīze ļauj noskaidrot klienta apmierinātību, konstrukcijas konstruētspējas salīdzināšanu radniecisko tehnisko iekārtu vidē, kā arī vājās vietas un pilnveidojumu efektivitāti.



1.7. att. Tehniskās iekārtas kvalitātes funkciju sadalījums (piemēram, regulējama atslēga).

1.3.6. Vērtējuma ticamība

Vērtējuma iespējamās kļūdas var iedalīt divās grupās (1.10. tab.).

1.10. tabula

Vērtējuma kļūdu cēloņi un novēršanas paņēmieni

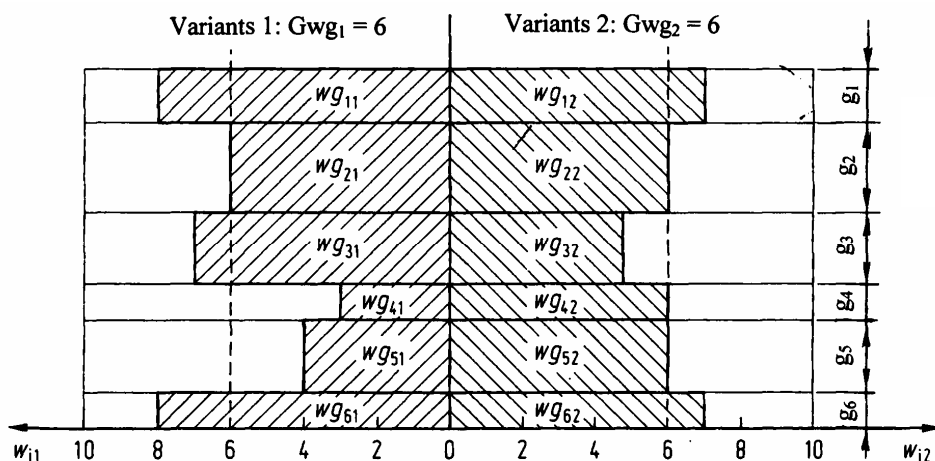
Kļūdu cēloņi	Novēršanas paņēmieni
1. Ar vērtētāja personu saistītās kļūdas: - subjektivitāte; - vērtējuma kritēriji nav piemēroti visiem risinājumiem; - kritēriji ir atkarīgi viens no otra; - neprecizitāte.	Vērtē vairāku ekspertu grupā. Šifrē ziņas par idejas iesniedzēju. Schematizē norises procedūru. Kritērijus maina vai atmet. Koncentrē kritērijus (veido klases). Pārbauda kritēriju “svaru”. Nosakot vērtēšanas kritērijus ievēro prasību sarakstu.
2. Metodes kļūdas: daļējiem un kopējiem vērtējumiem nav ticamu rezultātu	Orientējošām vērtībām norāda pieļaujamo izkliedi, pielieto verbālu vērtējumu. Pielieto līdzsvarotus kritērijus, reālu vērtējumu, nelietojot skaitļošanu. Rezultātu novērtē ar “veselo saprātu”.

1.3.7. Konstruktijas vājo vietu meklēšana

Konstruktijas vājās vietas atrod izmantojot attiecīgo vērtēšanas kritēriju vidējās vērtības G_{wi} . Šajā nolūkā daļējos vērtējumus w_{ij} attēlo grafiski (1.8. att.). Taisnstūra garums atbilst daļējā vērtējuma augstumam w_{ij} , bet taisnstūra augstums ir svara faktors g_i . Taisnstūra laukums atbilst variantā svērtai daļējai vērtībai, bet iesvītrotais taisnstūra laukums – kāda variantā daļējā vērtējuma kopējām vērtējumam ($w_{gij} = g_i \cdot w_{ij}$).

Lai konstruktīvo risinājumu uzlabotu, tad jāuzlabo daļējā vērtība, kas kāpina kopējo vērtējumu.

Minētais attiecas uz taisnstūriem ar lielu platumu (svaru), bet mazu garumu. Ir svarīgi, lai būtu augstāks ne tikai kopējais vērtējums, bet arī līdzsvarots taisnstūrīša sānu profils (vērtēšanas profils). Tādā gadījumā konstrukcijā nebūs vērā ņemamu vāju vietu. 1.8. attēlā no diviem dotajiem vērtēšanas profiliem labāks ir otrais variants, kaut gan abu variantu kopējā vērtība ir vienāda.



1.8. att. Divu konstruktīvo variantu salīdzinājums ($\Sigma g_i = 1$).

1.3.8. Vērtēšanas paņēmieni salīdzinājums

1.11. tabulā dots divu, bieži lietoto vērtēšanas metožu salīdzinājums. Lietderības analīzes metode ir diferencētāka un nepārprotamāk izveidota. Ņemot vērā obligātos svara faktoros, darba patēriņš ar šo metodi ir lielāks nekā pielietojot norisi pēc VDI 2225, kura noderīgāka pie mazāka un aptuveni līdzsvarota vērtēšanas kritēriju skaita.

Šāda situācija var rasties konceptfāzē, kā arī vērtējot kādā ierobežotā konstrukcijas izstrādes fāzē.

1.11. tabula

Lietderības analīzes un vadlīnijās VDI 2225 doto konstrukciju vērtēšanas metožu salīdzinājums

Nr.p. k.	Norises nosaukums	Lietderības analīzes metode	VDI 2225 metode
1.	Mērķa atpazīšana, t.i., vērtēšanas kritēriju formulēšana, izmantojot prasību sarakstu un vadlīnijas	Mērķu sistēmas izveidošana, balstoties uz prasību sarakstu u.c. vispārīgiem noteikumiem	Nozīmīgāko tehnisko īpašību apkopojums, ievērojot prasību saraksta vēlmes un minimālās prasības
2.	Vērtēšanas kritēriju izpēte, ievērojot to nozīmi risinājuma kopējā vērtējumā	Mērķa kritēriju sadalīšana pakāpienveida svara vērtējumā un nesvarīgo kritēriju atšķīrošana	No svara faktoriem izvēlas tikai tos, kuri saistās ar vērtēšanas kritēriju stipru atšķirību

Nr. p.k.	Norises nosaukums	Lietderības analīzes metode	VDI 2225 metode
3.	Atsevišķo risinājuma variantu raksturojošo lielumu formulēšana	Mērķu sistēmas struktūras (matricas) izstrāde	Nav paredzēts
4.	Raksturojošo lielumu vērtēšana (punkti 0...10 vai 0...4)	Mērķu vērtēšanas matricas izstrāde, izmantojot vērtēšanu pēc punktiem vai vērtējuma funkciju	Īpašību vērtējums pēc punktiem (0...4)
5.	Atsevišķo risinājuma variantu kopējā vērtējuma noteikšana (salīdzinot ar ideālu risinājumu)	Ievērojot svaru, izstrādā derīguma matricu; summējot nosaka kopējo vērtējumu	Nosaka tehnisko efektivitāti bez vai ar svara ievērošanu, salīdzinot ar ideālu risinājumu resp. nosaka ekonomisko efektivitāti pēc pašizmaksas
6.	Risinājuma variantu salīdzināšana	Salīdzina pēc kopējā vērtējuma	Salīdzina pēc tehniskās un ekonomiskās efektivitātes; konstruē novērtējuma diagrammu (S – diagramma)
7.	Novērtējums pēc vērtējuma ticamības	Novērtē pēc mērķu lieluma izklīdes un derīguma vērtības sadalījuma	Nav paredzēts
8.	Vājo vietu meklēšana; variantu uzlabošana	Konstruē derīguma vērtēšanas profilu	Nosaka īpašības ar mazāko punktu skaitu

1.4. Jēdziens par mašīnu detaļu varbūtības aprēķiniem un drošumu

Bieži vien mašīnu elementu aprēķina formulu parametriem ir liela izklīde un tie jāuzskata par gadījuma lielumiem. Tāpēc aprēķini jāveic, izmantojot varbūtības teorijas metodes. Sevišķi tas attiecas uz ilgzinātības aprēķiniem, kā arī uz savienojumiem ar spēli vai uzspīli. Varbūtības ievērošana aprēķinos iespējama, ja zināma gadījuma lielumu izklīdes funkcija. Aprēķini, ievērojot varbūtību, ir precīzāki, nekā aprēķini pēc viena parametra, jo izmanto gadījuma lielumus un ievēro to sadalījuma likuma parametrus.

Joprojām informācija par materiālu stiprību bieži vien dod tikai šķietamu drošuma vērtējumu. Materiālu standartos graužošo spriegumu un tecēšanas robežspriegumu parasti uzdod ar vienu skaitli, noklusējot šī skaitļa statistisko jēgu. Pat tad, ja informāciju par materiāla stiprību uzdod ar apakšējo un augšējo robežu, rodas iespaids, ka tieši tikai šajā intervālā atrodas visa informācija par materiāla kritiskiem stāvokļiem. Tad, kad materiāla paraugs, mašīnas detaļa vai ēka sagrūst pie slodzes, kas ir mazāka par pieļaujamo, tad parasti runā par materiālā esošiem defektiem. Šādos gadījumos jāatzīst fakts, ka stiprības novirze no visbiežāk realizējošās vērtības ir statistiska rakstura (izpaužas varbūtības likumsakarības).

1.4.1. Gadījuma un determinētie lielumi

Par gadījuma lielumu sauc lielumu, kurš mēģinājumu rezultātā var iegūt dažādas skaitliskās vērtības, bet katrā atsevišķā mēģinājumā tikai vienu vērtību. Mēģinājumus atkārtojot, katrā no tiem gadījuma lielums var iegūt citu, iepriekš nezināmu vērtību, kas ir atkarīgs no nejaušiem faktoriem.

Piemēram, ar tehniskiem nosacījumiem noteikto parametru saglabāšana ekspluatācijas laikā, darba slodzes, materiālu tehniskais raksturojums, izmēru novirze no nominālā izmēra, berzes koeficients u.c. Gadījuma lielumu likumsakarības studē varbūtības teorijas un matemātiskās statistikas kursus. Pielietojumu mašīnu elementu kursā pētījuši vairāki zinātnieki [39...43].

Pretstatā gadījuma lielumiem, **determinēto lielumu** iepriekšējai noteikšanai ir zināmi visi nepieciešamie dati. Iedalījums gadījuma un determinētos lielumos ir nosacīts ar vajadzīgo aprēķina precizitāti. Piemēram, kāda mehānisma, ar vienu kustības brīvības pakāpi, locekļa punkta kustību pie uzdota kustības likuma var pieņemt kā determinētu lielumu, ja nepieprasa pārvietojama precizitāti (zemes rakšanas mašīnas, mīklas mīcītāji, virzuļmotora kloķa – kļāņa mehānismi u.c.).

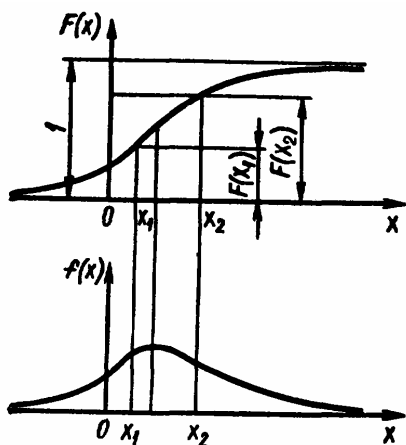
Ja kustībai jābūt precīzai, tad jāievēro izgatavošanas kļūdas un nodilums, kas ir gadījuma lielumi. Kā zināms, berzes koeficientam ir liela izkliede, kas ietekmē, piemēram, mehānisko pārvadu lietderības koeficientu. Berzes koeficienta izkliede maz ietekmē domkrata celtségju, kas apgādāts ar uzgriezni ar lodītēm. Šajā gadījumā

celtspēju var uzskatīt par determinētu lielumu. Citādi būs domkratam ar slīdes berzes vītņu pāri (uzgriezni), kad berzes koeficienta izkļiede būtiski ietekmē celtspēju (divas un vairāk reizes). Līdz ar to, celtspēju nevar uzskatīt par determinētu lielumu. Gadījuma kļūdas izslēgt nav iespējams, taču parasti tās var novērtēt.

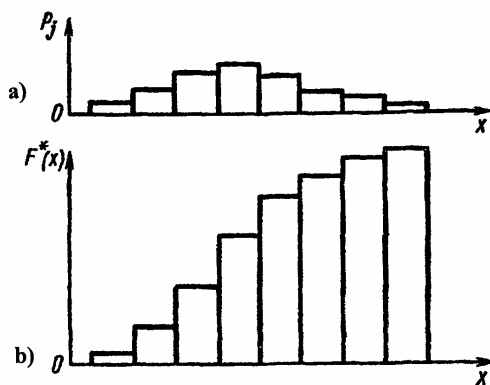
Gadījuma lieluma sadalījuma raksturojums un normālais sadalījuma likums. Jebkuru gadījuma lielumu var raksturot ar tā sadalījuma funkciju. Apzīmējot gadījuma lielumu ar X , bet ar x kādu skaitli, tad varbūtību, ka gadījuma lielums apmierina nosacījumu $X < x$, apzīmē šādi $P(X < x)$. Sakarība $P(X < x)$ ir x funkcija (1.9. att.):

$$P(X < x) = F(x).$$

Pieaugošo funkciju $F(x)$ sauc par gadījuma lieluma X sadalījuma funkciju ar izmaiņas diapazonu no 0 ... 1.



1.9. att. Gadījuma lieluma X sadalījuma funkcija $F(x)$ un varbūtības sadalījuma blīvums $f(x)$.



1.10. att. Gadījuma lieluma X statistiskā intervālu P_j varbūtība (a) un tā sadalījuma funkcija $F^*(x)$ (b).

Funkciju $f(x) = F'(x)$ sauc par gadījuma lieluma X varbūtības sadalījuma blīvumu (1.9. att.). Tā, ka $f(x) > 0$, tad $F(x) = \int_{-\infty}^x f(x)dx$. Gadījuma lieluma X atrašanās kādā intervāla no x_1 līdz x_2 varbūtība būs:

$$P(x_1 < X < x_2) = F(x_2) - F(x_1) = \int_{-\infty}^{x_2} f(x)dx - \int_{-\infty}^{x_1} f(x)dx = \int_{x_1}^{x_2} f(x)dx. \quad (1.7)$$

Acīmredzot $\int_{-\infty}^{\infty} f(x)dx = F(\infty) = 1$, t.i. figūras laukums starp abscisu asi un līkni $f(x)$, ir vienāds ar vienu.

Gadījuma lieluma sadalījuma likumu tuvīni iespējams noteikt eksperimentāli vai no ekspluatācijas pieredzes. Teikto ilustrēsim ar piemēru, kad gadījuma lielums ir paraugu graužošais spriegums σ_B . Lielumu σ_B iespējamais apgabals sadalīts k intervālos. Ar m_j apzīmēsim paraugu skaitu, kuru graužošais spriegums σ_B atrodas j -tajā intervālā, bet ar n – paraugu kopējo skaitu. Attiecību $P_j = m_j/n$ sauc par sprieguma σ_B j -tā intervāla statistisko varbūtību (biežumu). 1.10. attēlā, a atlikta P_j vērtība katram intervālam. Šādu grafiku sauc par gadījuma lieluma sadalījuma biežuma histogrammu. Sakārtojot lielumu P_j augošā secībā, iegūsim gadījuma lieluma sadalījuma statistiskās funkcijas $F^*(x) = \sum_{j=1}^v P_j$, kur $v=1, 2, \dots, k$, histogrammu (1.10. att., b).

Samazinoties intervālu garumam un palielinoties n , sadalījuma statistiskā funkcija $F^*(x)$ tuvojas sadalījuma likumam $F(x)$, bet varbūtību P_j histogramma – varbūtības blīvuma $f(x)$ grafikam.

Gadījuma lieluma nozīmīgākie raksturotāji ir vidējā vērtība (matemātiskā cerība) m_x un parametri, kuri raksturo izkliedi (novirzi) ap vidējo vērtību: dispersija D_x , vidējā kvadrātiskā novirze $\hat{\sigma}_x$ un variāciju koeficients v_x :

$$m_x = \int_{-\infty}^{\infty} xf(x)dx; \quad D_x = \int_{-\infty}^{\infty} (x - m_x)^2 f(x)dx;$$

$$\hat{\sigma}_x = \sqrt{D_x}; \quad v_x = \hat{\sigma}_x / m_x.$$

Pirmajā un otrajā piemērā (skat. 1.4.3. sadaļu) matemātiskā cerība apzīmēta ar tādu pašu burtu, kā gadījuma lielums, bet papildinot to ar svītriņu. Tā ar $\bar{H}, \bar{d}$ un $\bar{D}$ (1.16. un 1.17. att.) ir gadījuma lielumu H, d un D matemātiskās cerības.

Lai varētu gadījuma lielumus pareizi apstrādāt un izdarīt kādus paredzējumus, ir jāzina gadījuma lieluma sadalījuma veids. Reālu gadījuma lielumu raksturošanai,

praksē pielieto sadalījuma likumu matemātisko modelēšanu. Visbiežāk pielieto normālo sadalījumu (Gausa likumu), kura blīvuma funkcija ir

$$f(x) = [1/(\sqrt{2\pi}\hat{\sigma})] \exp[-(x-m)^2/(2\hat{\sigma}^2)]. \quad (1.8)$$

Normālā sadalījuma funkcija ir

$$F(x) = \left[1/(\sqrt{2\pi}\hat{\sigma})\right] \int_{-\infty}^x \exp\left[-(x-m)^2/(2\hat{\sigma}^2)\right] dx. \quad (1.9)$$

Ja gadījuma lielums X atbilst normālā sadalījuma likumam, tad $m_x = m$; $\hat{\sigma}_x = \hat{\sigma}$ un $D_x = \hat{\sigma}^2$.

Gadījuma lielumi var atbilst arī citam sadalījumu veidam (Veibulla, Releja, eksponenciālā u.c.).

Ja gadījuma lielums uzskatāms par ļoti liela skaita savstarpēji neatkarīgu gadījuma lielumu $X_1, X_2, \dots, X_n$ summu, pie tam katra atsevišķa lieluma ietekme uz visu summu ir ļoti maza, tad gadījuma lielam X ir varbūtību sadalījums, kas aptuveni vienāds ar normālo.

Normālo sadalījumu, kura matemātiskā cerība $m = 0$, bet dispersija $\hat{\sigma} = 1$, sauc par standartizētu normālo sadalījumu, apzīmē ar $\Phi(x)$ vai $\Phi^*(x)$

$$\Phi^*(x) = \left(1/\sqrt{2\pi}\right) \int_{-\infty}^x \exp(-t^2/2) dt. \quad (1.10)$$

Lielums $F(x)$ pie jebkurām m un $\hat{\sigma}$ vērtībām saistīts ar sadalījuma normālo funkciju:

$$F(x) = \Phi^*\left(\frac{x-m}{\hat{\sigma}}\right). \quad (1.11)$$

Ievērojot (1.7) iegūsim gadījuma lieluma varbūtību, ja tas atrodas starp x_1 un x_2 :

$$P(x_1 < X < x_2) = \Phi^*\left(\frac{x_2-m}{\hat{\sigma}}\right) - \Phi^*\left(\frac{x_1-m}{\hat{\sigma}}\right).$$

Rokasgrāmatās tabulē funkciju $\Phi(x)$ [46, 47]:

$$\Phi(x) = \left(1/\sqrt{2\pi}\right) \int_0^x \exp(-t^2/2) dt = \Phi^*(x) - 0.5.$$

Standartizēta normālā sadalījuma gadījumā izsaka

$$F(x) = 0,5 + \Phi\left(\frac{x - m}{\hat{\sigma}}\right);$$

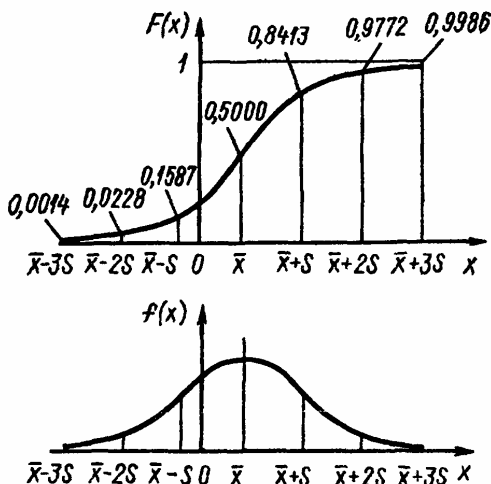
$$P(x_1 < X < x_2) = \Phi\left(\frac{x_2 - m}{\hat{\sigma}}\right) - \Phi\left(\frac{x_1 - m}{\hat{\sigma}}\right),$$

pie tam nepāra funkcijai $\Phi(-x) = -\Phi(x)$.

1.11. attēlā parādītas gadījuma lieluma X normālā sadalījuma likuma funkcijas $F(x)$ un blīvuma funkcijas $f(x)$ līknes ar matemātisko cerību $\bar{x}$ un vidējo kvadrātisko novirzi $\hat{\sigma}$.

Dažām x vērtībām norādītas $F(x)$ skaitliskās vērtības, kuras ņemtas no tabulas [44, 45], izmantojot sakarību (1.11). Varbūtība, ka X vērtība atradīsies intervālā no $\bar{x} - 3\hat{\sigma}$ līdz $\bar{x} + 3\hat{\sigma}$:

$$P(\bar{x} - 3\hat{\sigma} < X < \bar{x} + 3\hat{\sigma}) = F(\bar{x} + 3\hat{\sigma}) - F(\bar{x} - 3\hat{\sigma}) = 0,9986 - 0,00014 = 0,9972.$$



1.11. att. Normālā sadalījuma likuma funkcijas $F(x)$ un $f(x)$ ($S = \hat{\sigma}$ - vidējā vērtība).

Redzams, ka gadījuma lieluma X

novirzes, kas lielākas par $3\hat{\sigma}$ no vidējās vērtības, varbūtība ir tikai 0,28 %.

Ja gadījuma lielumam ir varbūtību normālais sadalījums, tad standartnovirzes $\hat{\sigma}$ robežās uz vienu un uz otru pusi no vidējās vērtības ir aptuveni 68,3 % visu gadījuma lieluma vērtību; divkārtotas standartnovirzes, t.i. 2σ robežās ir 95,5 %, bet trīskārtotas standartnovirzes, t.i. 3σ robežās ir 99,7 % visu gadījuma lielumu vērtību.

Līdz ar to uzskata, ka gadījuma lieluma novirze no vidējās vērtības normālajam sadalījumam nepārsniedz $3\hat{\sigma}$ (trīs sigmu likums). Kamēr vēl nav iegūti dati par vidējo

kvadrātisko novirzi $\hat{\sigma}$ un matemātisko cerību m_x , tos var noteikt pēc gadījuma lieluma X maksimālās $x_{\max}$ un minimālās $x_{\min}$ vērtības $m_x = (x_{\max} + x_{\min})/2$

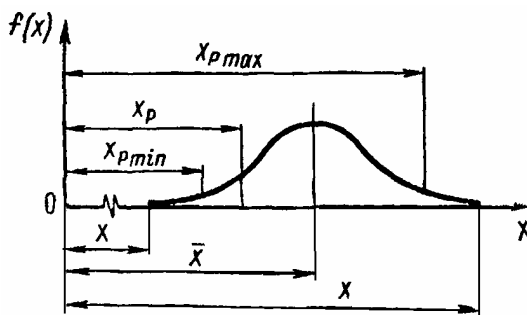
$$\hat{\sigma} = (x_{\max} - x_{\min})/6. \quad (1.12)$$

Gadījuma lielums X realizējas ar varbūtību P , ja $X < x_p$, kur x_p – gadījuma lieluma vērtība (1.12. att.). Attiecību $(x_p - \bar{x})/\hat{\sigma}$ sauc par kvantili (piemēram, laiks, līdz kuram bojājums var notikt ar varbūtību P) un apzīmē ar u_p (skat. formulu 1.11).

Tādējādi

$$(x_p - \bar{x})/\hat{\sigma}_x = u_p \quad \text{un} \quad x_p = \bar{x} + u_p \hat{\sigma}_x. \quad (1.13)$$

Par gadījuma lieluma X ar sadalījuma funkciju $F(x)$ kvantili u_p sauc vienādojuma $F(u_p) = P$ atrisinājumu. Kvantilis u_p ir tāda gadījuma lieluma X vērtība, ka $P(X \leq u_p) = p$, kur p – diskrēta gadījuma lieluma vērtību kopas vērtību varbūtība. Kvantīļa nosaukumu veido, izsakot varbūtību p procentos, piemēram, $u_{0,3}$ sauc par 30 % kvantili.



1.12. att. Gadījuma lieluma X sadalījuma blīvuma $f(x)$ varbūtība.

Kvantilis var būt pozitīvs vai negatīvs (biežāk), piemēram:

P	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999	0,9999
u_p	0	-1,28	-1,64	-2,33	-3,10	-3,72

Kvantilis u_p atbilst x vērtībai, kuru nosaka no normālā sadalījuma tabulām [44, 45] t.i. $\Phi^*(x) = \Phi^*(u_p) = P$.

X vērtības minimālo un maksimālo varbūtējo vērtību apzīmē ar $x_{p \min}$ un $x_{p \max}$, pie tam katras nevienādības $X < x_{p \min}$ un $X > x_{p \max}$ varbūtība atbilst kādam uzdotam (mazam) lielumam P . Pēc formulas (1.13) izsakām:

$$x_{p \min} = \bar{x} + u_p \hat{\sigma}_x ; \quad (1.14)$$

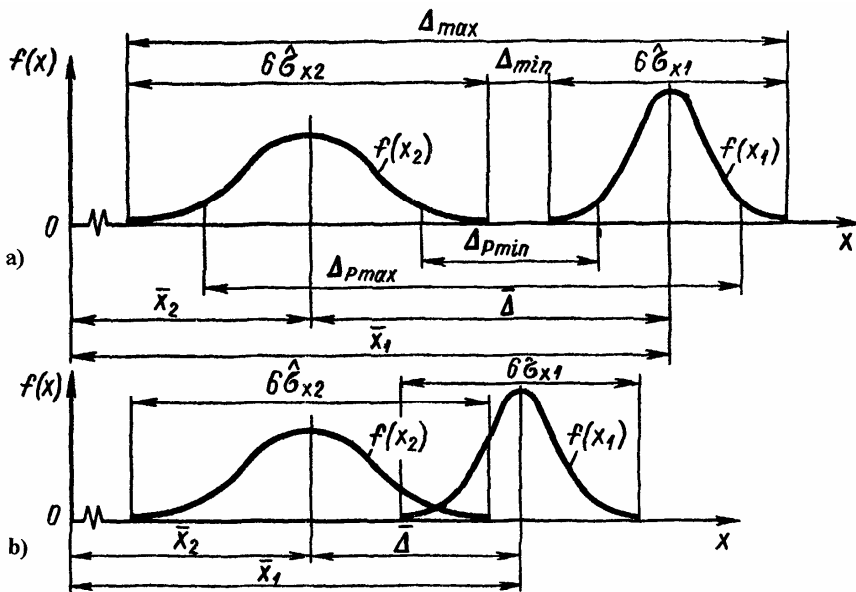
$$x_{p \max} = \bar{x} + u_{1-p} \hat{\sigma}_x . \quad (1.15)$$

Ja gadījuma lielumi X_1 un X_2 (1.13. att., a) atbilst normālajam sadalījumam likumam, tad to starpība $\Delta = X_1 - X_2$ arī pakļaujas normālajam sadalījumam ar matemātisko cerību $\bar{\Delta} = \bar{x}_1 - \bar{x}_2$ un vidējo kvadrātisko novirzi

$$\hat{\sigma}_{\Delta} = \sqrt{\hat{\sigma}_{x1}^2 + \hat{\sigma}_{x2}^2} . \quad (1.16)$$

No formulas (1.13) seko

$$\Delta_p = \bar{\Delta} + u_p \hat{\sigma}_{\Delta} . \quad (1.17)$$



1.13. att. Gadījuma lielumu X_1 un X_2 varbūtības sadalījuma blīvums $f(x_1)$ un $f(x_2)$.

Starpības minimālā un maksimālā varbūtība (skat. (1.14) un (1.15)):

$$\Delta_{p \min} = \bar{\Delta} + u_p \hat{\sigma}_{\Delta} ; \quad (1.18)$$

$$\Delta_{p \max} = \bar{\Delta} + u_{1-p} \hat{\sigma}_{\Delta} . \quad (1.19)$$

Ja $\bar{\Delta} < 3(\hat{\sigma}_{x1} + \hat{\sigma}_{x2})$ (1.13. att., b), tad nepieciešams novērtēt nevienādības $\Delta = x_1 - x_2 \leq 0$ varbūtību.

Ja $\Delta_p = 0$, tad no (1.18) iegūsim

$$u_p = -\bar{\Delta} / \hat{\sigma}_{\Delta} . \quad (1.20)$$

Tehnikā pieņem, ka stiprība tiek nodrošināta, ja faktiskā iedarbība F ir mazāka par pretestības spēju W . Agrāk šis nosacījums realizējās kā drošības koeficients $s = W/F > 1$. Mašīnu konstruktīvie parametri ir gadījuma lielumi, tāpēc tradicionālo drošības koeficientu (stiprībā, stingumā, nodilumizturībā u.c.) palielināšana attaisnojama tikai tajā gadījumā, kad to vērtības noteiktas balstoties uz izstrādājumu (analogu) lielu ekspluatācijas pieredzi. Pretējā gadījumā jāizmanto varbūtības parametri, iekļaujot $P(t)$ prasības jau projektēšanas tehniskajā uzdevumā. Pārejot uz aprēķina varbūtības aspektu, nosacījums $F < W$ realizējas ar uzdoto varbūtību. Pie 50 % varbūtības $\bar{W} - \bar{F} = 0$, kur $\bar{F}$ un $\bar{W}$ – iedarbības un pretestības spējas vidējās vērtības. Ja uzdota varbūtība P , tad starpībai $\bar{W} - \bar{F}$ jābūt lielākai par vidējās kvadrātiskās novirzes $\hat{\sigma}$ un kvantiļa u_p reizinājumu

$$\bar{W} - \bar{F} + u_p \hat{\sigma} = 0,$$

kur $\hat{\sigma} = \sqrt{\hat{\sigma}_W^2 + \hat{\sigma}_F^2}$; ($\hat{\sigma}_W$ un $\hat{\sigma}_F$ – pretestības un iedarbības spējas vidējā kvadrātiskā novirze). Pie $P > 50\%$, $u_p < 0$.

Konstruējot mašīnas, parasti veic sākotnējo orientējošo projekta aprēķinu un pēc tam precizēto pārbaudes pamataprēķinu. Šādi veicot aprēķinu nosaka sadalījuma kvantili

$$u_p = -\frac{\bar{W} - \bar{F}}{\hat{\sigma}} = -\frac{\bar{W} - \bar{F}}{\sqrt{\hat{\sigma}_W^2 + \hat{\sigma}_F^2}}$$

un pēc tā no normālā sadalījuma tabulām – bezatteikuma darba varbūtību.

Šajā aspektā kvantili var uzskatīt kā drošības koeficienta analogu. Atšķirība ir tā, ka kvantilis neraksturo attiecību W/F , bet gan starpību $\bar{W} - \bar{F}$, kuru uzdod attiecinātā

veidā, dalot ar $\hat{\sigma}$. Sakarība starp kvantili u_p (varbūtības aprēķina raksturotājs) un drošības koeficientu $\bar{s}$:

$$u_p = - \frac{\bar{s} - 1}{\sqrt{(\bar{s} \nu_w)^2 + \nu_F^2}},$$

kur drošības koeficients $\bar{s} = \bar{W}/\bar{F}$ un variācijas koeficienti

$$\nu_w = \hat{\sigma}_w / \bar{W}, \nu_F = \hat{\sigma}_F / \bar{F}.$$

Parametru izkliedi raksturo variācijas koeficienti un atstatums starp sadalījuma blīvuma līkņu zariem. Ja šis atstatums ir mazākas, jo mazāks stiprības drošības koeficienta s vērtības nodrošina detaļas drošumu.

Ilgizturības (ciklisku spriegumu) aprēķinā

$$u_p = - \frac{\bar{\sigma}_{\lim} - \sigma_a}{\sqrt{\hat{\sigma}_{\lim}^2 + \hat{\sigma}_a^2}} = - \frac{\bar{s} - 1}{\sqrt{(\bar{s} \nu_{\lim})^2 + \nu_a^2}},$$

kur $\bar{\sigma}_{\lim}$ – detaļas stiprības kritērija robežspriegumi (piemēram, ilgizturības spriegums);

σ_a – faktiskie spriegumi (piemēram, spriegumcikla amplitūdas spriegumi).

Detaļas ilgizturības robežas variācijas koeficients

$$\nu_{\lim} = \sqrt{\nu_1^2 + \nu_2^2 + \nu_3^2},$$

kur $\nu_1 = 0,03 \dots 0,08$ – viena kausējuma materiāla precīzi izgatavotas detaļas variācijas koeficients;

$\nu_2 = 0,06 \dots 0,1$ – dažādu kausējumu materiāla variācijas koeficients;

$\nu_3 = (0,3 \dots 0,45)\nu_p$ – koeficients, kas ievēro detaļas pārejas virsmu rādiusa izkliedi ν_p , virsmu raupjuma izkliedi u.c. faktorus.

Slodzes vai spriegumu σ_a variācijas koeficientu nosaka eksperimentāli. Parasti $\nu_a = 0,1 \dots 0,2$.

Ja $X = x_1^{\alpha_1} \cdot x_2^{\alpha_2} \dots x_n^{\alpha_n}$, tad

$$\nu = \sqrt{(\alpha_1 \nu_1)^2 + (\alpha_2 \nu_2)^2 + \dots + (\alpha_n \nu_n)^2}.$$

Šajos gadījumos $X = \bar{X} (1 + u_p \nu)$.

Atsevišķu grupu detaļu varbūtības aprēķinu īpatnība, salīdzinot ar parastiem aprēķiniem, saistās ar detaļu variācijas koeficientu noteikšanu. Lai novērtētu detaļu un izstrādājumu konstrukciju drošumu, jāzina metāla stiprības un sortimenta izmēru izkliedes varbūtības raksturojums. Šādu raksturojumu iegūst eksperimentāli (izlases apjoms ne mazāks par 30). Rezultātus atspoguļo grafiski (1.14. att.). Katras izlases grupas parametram x nosaka matemātisko cerību m_x un dispersiju $\hat{\sigma}_x$:

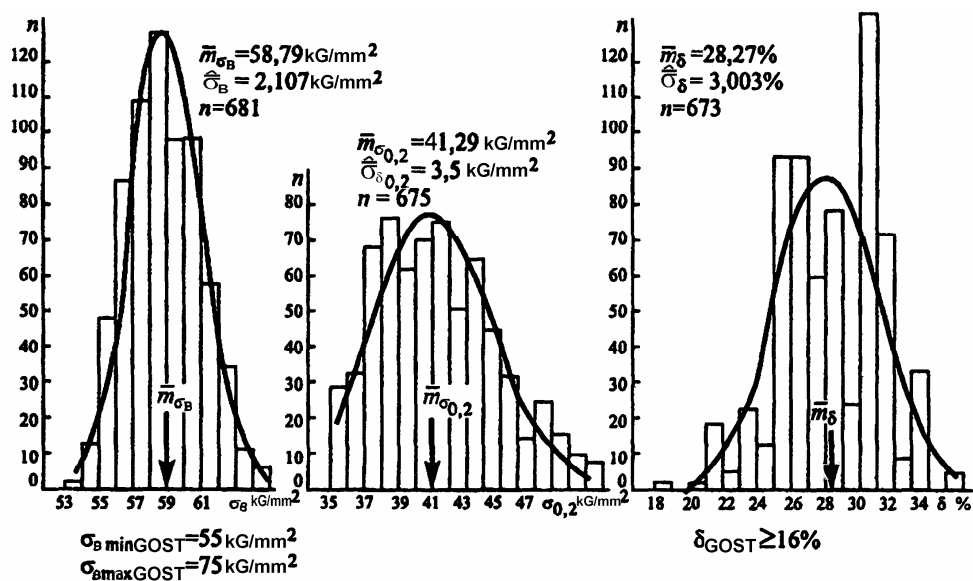
$$m_x = \frac{\sum_{i=1}^k x_i n_i}{n}; \quad \hat{\sigma}_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^k (x_i n_i - m_x)^2}{n-1},$$

kur x_i – statistiskās kopas parametra i -tās grupas svērtais aritmētiskais vidējais;

n_i – i -tās grupas statistiskais svars;

n – datu kopējais skaits;

k – grupu skaits.



1.14. att. Tērauda 30XFCA mehānisko īpašību histogrammas un biežuma līknes.

1.4.2. Ar drošumu saistītie termini un formulējumi

Ar drošību saistītie termini ir standartizēti. Paskaidrosim tikai galvenos formulējumus.

Drošums – sistēmas īpašība (spēja) dotajā laika posmā noteiktos ekspluatācijas apstākļos un darba režīmā saglabāt raksturojošos parametrus un noteicošos ekspluatācijas rādītājus uzdotās robežās, veicot visus paredzētos uzdevumus.

Remontspēja – nosaka iespēju sistēmā atklāt un novērst bojājumus.

Saglabājamība – raksturo spēju saglabāt darbību sistēmu transpore, uzglabājot.

Nostrāde – vispārīgi termina “laiks” vietā lieto “nostrāde”, ko mēra citās fizikālās vienībās: kilometri, tonnkilometri, apgriezienu skaits u.c.

Darbība – sistēmas spēja veikt paredzētos uzdevumus, tehniskiem raksturotājiem paliekot normas robežās. Darbība zūd, ja sistēmas darbības kvalitāte kļūst neapmierinoša vai tā pārstāj darboties.

Robežstāvoklis – stāvoklis, pie kura jāpārtrauc turpmākā ekspluatācija nenovēršamas bīstamības apstākļos, kā arī uzdoto parametru novirze no prasītajām robežām.

Atteikums (bojājums) – sistēmas darbības zudums. Raksturojošo parametru vai noteicošo ekspluatācijas rādītāju vērtības pārsniedz uzdotās robežas.

Nebojāmība (drošība) – raksturo spēju darboties dotajā laika posmā bez bojājumiem.

Ilgmūžība – raksturo sistēmas spēju uzturēt darbību līdz ekspluatācijas beigām ar visām paredzētām tehniskām apkopēm un remontiem.

Ilgmūžības un drošuma rādītāji. Drošuma galvenie rādītāji ir: **bezatteikuma darba varbūtība $P(t)$** t.i. varbūtība tam, ka uzdotās nostrādes laikā t atteikuma nebūs; **vidējā nostrāde līdz atteikumam $n(t)$** – objekta nostrādes matemātiskā cerība līdz pirmajam atteikumam; **atteikumu intensitāte $\lambda(t)$** – nosaka varbūtību, ka bojājums notiks laikā no t līdz $t + dt$ pie nosacījuma, ka tas nav noticis līdz laika momentam t .

Ja ar N_0 apzīmē izmēģināto objektu skaitu, ar N_t^a - objektu skaitu, kas izgāja no ierindas pētījumu laikā t , $N_0 - N_t^a = N_t$ un ar $F(t)$ atteikuma varbūtību, tad

$$P(t) = (N_0 - N_t^a) / N_0 = N_t / N_0 = 1 - F(t). \quad (1.21)$$

1.15. attēlā parādītas līknes $P(t)$, $F(t) = 1 - P(t)$ un nostrādes blīvuma līkne $f(t)$ līdz atteikumam

$$f(t) = dF(t) / dt = -dP(t) / dt. \quad (1.22)$$

Ja atteikumu skaits ΔN_t^a dots laika intervālā no t līdz $t + \Delta t$, tad $\Delta F(t) = \Delta N_t^a / N_0$.

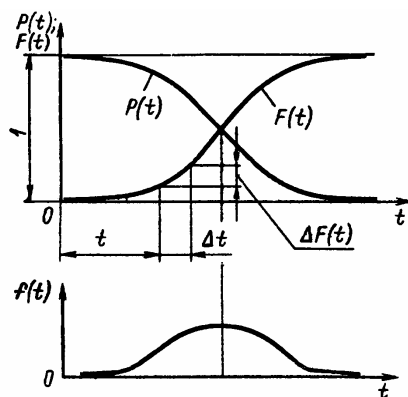
Pie $\Delta t \rightarrow 0$ iegūsim

$$dF(t) / dt = f(t) \approx \Delta N_t^a / (N_0 \Delta t). \quad (1.23)$$

Tādējādi sadalījuma blīvumu $f(t)$ tuvīni statistiski var noteikt kā atteices objektu un pēfīto objektu skaita attiecību laika vienībā.

Atteices intensitāte laikā t

$$\lambda(t) \approx \Delta N_t^a / (N_t \Delta t). \quad (1.24)$$



1.15. att. $P(t)$, $F(t)$ un $f(t)$ līknes.

Atteices intensitāti $\lambda(t)$ var tuvīni statistiski noteikt kā atteikuma skaita laika vienībā attiecību pret N_t (nevis pret N_0 , kā aprēķinot sadalījuma blīvumu $f(t)$).

PIEMĒRS

Izgatavota 500 dzinēju partija ar resursu 300 h. Bojāto dzinēju skaits atkarībā no nostrādes laika bija šāds:

Nostrāde, h		50	100	150	200	250	300
Bojāto dzinēju skaits		20	24	30	34	40	50

Noteikt varbūtības blīvumu $f(t)$ un atteikuma intensitāti $\lambda(t)$ laika periodā no 0 ... 50 h, 200 ... 250 h, kā arī resursa bezatteikuma darba varbūtību.

Atrisinājums. Ja pirmajā periodā bojāti 20 dzinēji, tad atteikuma varbūtības blīvums (1.23) būs (intervāla vidū – 25 h)

$$f(25) = \frac{20}{500 \cdot 50} \approx 0,80 \cdot 10^{-3}, \text{ h}^{-1};$$

un atteikuma intensitāte (1.24) (ja vidējais vēl strādājošo dzinēju skaits ir 490)

$$\lambda(25) = \frac{20}{490 \cdot 50} = 0,82 \cdot 10^{-3}, \text{ h}^{-1}.$$

Laika periodā no 200 līdz 250 h (bojāti 6 dzinēji):

- atteikuma varbūtības blīvums

$$F(225) = \frac{6}{500 \cdot 50} = 0,24 \cdot 10^{-3}, \text{ h}^{-1};$$

- strādājošo dzinēju vidējais skaits $500 - 0,5 (34 + 40) = 463$;
- atteikuma intensitāte

$$\lambda(225) = \frac{6}{463 \cdot 50} = 0,26 \cdot 10^{-3}, \text{ h}^{-1}.$$

Resursa bezatteikuma darba varbūtība (1.21)

$$P(300) = 1 - \frac{50}{500} = 0,9.$$

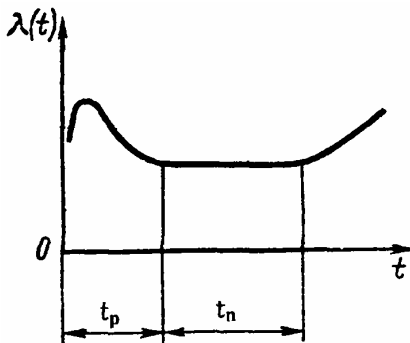
No izteiksmēm (1.21) ... (1.24) iegūst:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = - \frac{dP(t)}{dt} \frac{1}{P(t)};$$

un

$$P(t) = \exp \left[- \int_0^t \lambda(t) dt \right]. \quad (1.25)$$

1.16. attēlā parādīta sakarība $\lambda(t)$ atkarībā no laika t , kas ir raksturīga mašīnām un to mezgliem.



1.16. att. Sakarība starp atteikuma intensitāti un ekspluatācijas laiku.

Piestrādes periodā t_p atteikumu intensitāte ir lielāka nekā pēc tam, normālā ekspluatācijas laikā t_n . Atteikumi laikā t_n var būt gadījuma dēļ (pēkšņa pārslodze u.c.) un atteikumu intensitāte mainās nenozīmīgi. Bezatteikuma darba varbūtība normālā ekspluatācijas periodā $P(t) = e^{-\lambda t}$, kur $\lambda = 1/\bar{t}$ – atteikumu pastāvīgā intensitāte un $\bar{t}$ – vidējā nostrāde līdz atteikumam. Ja, kā parasti,

$\lambda t \leq 0,1$, tad $P(t) \approx 1 - \lambda t$. Ja, piemēram, $t = 1000$ h un $\lambda = 10^{-6}$ 1/h, tad bezatteikuma darba ticamība uzdotajā laikā būs $P(t) \approx 1 - \lambda t = 1 - 10^{-6}$. $1000 \approx 0,999$.

Pēc kāda laika, sakarā ar salāgojumu nodilumu, materiāla nogurumu, novecošanos u.c. faktoriem, atteikumu intensitāte $\lambda(t)$ ātri palielinās.

Normālo sadalījumu raksturo divi neatkarīgi parametri – vidējā nostrāde līdz atteikumam $\bar{t} = \Sigma t_i / N_o$ un vidējā kvadrātiskā novirze

$$\hat{\sigma} = \sqrt{\frac{(\Sigma t_i - \bar{t})^2}{N_o - 1}},$$

kur N_o – izmēģināto objektu kopējais skaits.

Laiku t , pie uzdotās bezatteikuma darba varbūtības P , nosaka ar sakarību $t = \bar{t} + u_p \hat{\sigma}$. (kvantili u_p ņem no tabulas [46, 47]).

Komplicēta objekta, kas sastāv no virknē savienotiem atsevišķiem elementiem 1, 2, 3, ..., n, (piemēram, mehāniskie pārvadi), bezatteikuma darbs ir atsevišķo elementu bezatteikuma varbūtību $P(t)$ reizinājums:

$$P(t) = P_1(t)P_2(t)...P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t). \quad (1.26)$$

Pie $P_i(t) = P(t)$ būs $P(t) = P^n(t)$.

Palielinoties virknē saslēgto elementu skaitam, ekspluatācijas drošums samazinās (viena elementa atteikums rada visas sistēmas atteikumu).

Piemēram, ja $n = 100$ un visiem elementiem ir vienāda bezatteikuma varbūtība 0,99, tad $P(t) = 0,99^{100} = 0,37$. Tāda iekārta nav darbospējīga, jo tā vairāk stāv nekā strādā. Tāpēc drošuma problēma ir kļuvusi sevišķi aktuāla mūsdienu tehnikā, jo daudzas iekārtas satur desmitiem un simtiem tūkstošu elementu.

Paralēlam elementu savienojumam bojātos elementus dublē ar rezerves elementiem. Sistēmas atteikums rodas tikai pie visu elementu atteikuma.

Ilgizturību raksturo:

- **tehniskais resurss** –objekta nostrāde no ekspluatācijas sākuma vai pēc kapitālā remonta līdz robežstāvoklim;
- **vidējais resurss** – resursa matemātiskā cerība;

- **gamma – procentuālais resurss** $t_{\gamma\%}$ - nostrāde, kuras laikā objekts nesasniedz robežstāvokli ar uzdoto varbūtību γ procentos ($\gamma = 100 P(t)$).

Mašīnbūvē parasti pieņem $\gamma = 90 \%$, t.i. izmanto 90 % resursu (varbūtība, ka detaļa sasniedz noteikto resursu, ir vismaz 90 %), kas ir raksturīgi, piemēram, ritgultņiem. Sevišķi atbildīgiem gultņiem pieņem $\gamma \geq 95 \%$. Sevišķi atbildīgām konstrukcijām (aviācijas, kosmosa un kodoltehnikai) γ sasniedz 100 %.

Mašīnu elementu nepieciešamo drošuma līmeni iedala divos tipos:

- 1) ar mazu bezatteikuma darba varbūtību, piemēram, $1-P(t) < 10^{-7} \dots 10^{-9}$ [kvantilis $u_p < (-6) \dots (-5)$]. Tādas prasības uzstāda aviācijas konstrukcijām, kosmiskiem aparātiem u.c. objektiem;
- 2) ar bezatteikuma darba varbūtību $1-P(t) \approx 10^{-2} \dots 10^{-5}$ [$u_p = (-2) \dots (-4)$]. Šajās robežās parasti atrodas plaisu vai detaļu lūzumu rašanās varbūtība (dzelzceļa, automobiļu, lauksaimniecības, celšanas – transporta u.c. mašīnas).

Vispārīgās nozīmes reduktoriem drošuma prasības noteiktas standartā GOST 50891-96 (1.12. tab.).

1.12. tabula

Reduktora drošuma prasības

Parametrs	Reduktora tips	Darbmūžs t , h
Pārvalu un vārpstu 90% resurss	Ar cilindriskiem, koniskiem, planetāriem, koniskiem-cilindriskiem zobratiem	25000
	Ar gliemeža, globoidālo vai viļņsazobes pārvalu	10000
Ritgultņu 90% resurss	Ar cilindriskiem, koniskiem, planetāriem, koniskiem-cilindriskiem zobratiem	12500
	Ar gliemežpārvalu	500
	Ar globoidālu vai viļņsazobes pārvalu	10000

Piezīmes. 1. Darbmūžs atbilst reduktora ilgstošam darbam ar pastāvīgu slodzi.
2. Bezatteikuma darba varbūtība $P(t)=0.8$ (katrs piektais zobratu vai gliemežreduktors bez remonta nenostrādās uzdoto resursu).

Drošuma rādītāju minimālās vērtības nosaka ar tehniski – ekonomisko analīzi.

1.13. tabulā norādītas izstrādājuma nosacītā, pieļaujamā bezatteikuma darba varbūtība atkarībā no drošuma klases.

Izstrādājuma drošuma līmeņa prasības

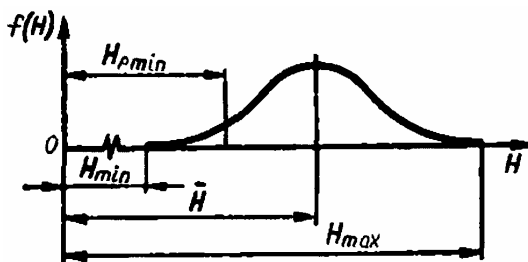
Drošuma klase	Pieļaujamās P(t) vērtības	Atteikuma sekas	Izstrādājuma piemēri
0	< 0.9	Bez būtiskām sekām	Izstrādājuma elementi neietekmē tā tehnisko raksturojumu
1	≥ 0.9	Ekonomiskie zaudējumi	Neautomatizētas ražošanas tehnoloģiskās iekārtas
2	≥ 0.99	Ievērojami ekonomiskie zaudējumi	Automatizēto sistēmu tehnoloģiskās iekārtas, lauksaimniecības tehnika
3	≥ 0.999	Morālie zaudējumi	Sadzīves mašīnas
4	≥ 0.9999	Avārija, katastrofa, atbildīga uzdevuma neizpilde	Celšanas – transporta mašīnas, lidaparāti, ķīmiskās rūpniecības mašīnas, medicīniskās iekārtas, kara tehnika

Nulles klasē ietilpst mazatbildīgās detaļas un mezgli, kuru darba atteikumus praktiski paliek bez sekām. Klases 1 .. 4 raksturojas ar paaugstinātām bezatteikuma prasībām.

1.4.3. Varbūtības metodes pielietojuma piemēri mašīnu elementu aprēķinos

1. Detaļas cietības noteikšana ar

uzdoto varbūtību. Parasti detaļas materiāla cietību norāda kādā intervālā $H_{\min} \dots H_{\max}$ (piemēram, HB 260 ... 320). Pieņemam, ka cietība seko normālā sadalījuma likumam (1.17.att.).



1.17. att. Gadījuma lieluma H varbūtības sadalījuma blīvums $f(H)$.

Noteiksim cietību H_{pmin} , pie kuras nevienādības $H < H_{pmin}$ varbūtība vienāda ar kādu uzdoto lielumu P . No formulām (1.12) un (1.14) izsakām:

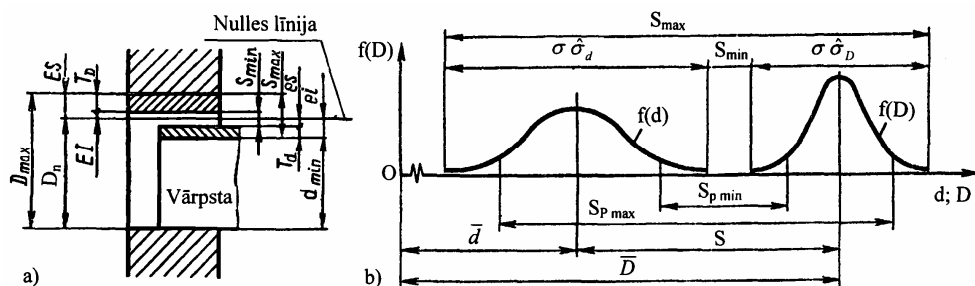
$$H_{pmin} = \bar{H} + u_p \hat{\sigma}_H = 0,5(H_{\max} + H_{\min}) + u_p (H_{\max} - H_{\min}) / 6.$$

Ja $P \approx 0,07$, tad $\Phi^*(x) \approx 0,07$ un no tabulas nosakām $u_p = x = -1,5$, tad

$$H_{P_{\min}} = H_{\min} + 0,25 (H_{\max} - H_{\min}).$$

Tādējādi $P(H > H_{P_{\min}}) = 1 - 0,07 = 0,93$.

2. Maksimālās un minimālās spraugas ticamības aprēķins detaļu cilindriskā salāgojumā. Minimālās $S_{P_{\min}}$ un maksimālās $S_{P_{\max}}$ spraugas varbūtību apmierina prasības $S_{P_{\min}} > S_{\min}$ un $S_{P_{\max}} < S_{\max}$ (1.18. att.).



1.18. att. Aprēķinu shēma:

a – salāgojums ar spraugu; b – gadījuma lielumu D un d varbūtību $f(D)$ un $f(d)$ sadalījuma blīvums.

Ja urbuma diametrs D un vārpstas diametrs d pakļaujas normālajam sadalījumam, tad vidējā kvadrātiskā novirze pēc (1.12) un (1.18. att., b) būs:

$$\hat{\sigma}_D = T_D / 6; \hat{\sigma}_d = T_d / 6,$$

kur T_D un T_d – urbuma un vārpstas pielaide.

No (1.17), (1.19) un (1.20) nosakām:

$$\hat{\sigma}_\Delta = (1/6) \sqrt{T_D^2 + T_d^2}; S_{P_{\min}} = \bar{S} + u_p \hat{\sigma}_\Delta; S_{P_{\max}} = \bar{S} + u_{1-p} \hat{\sigma}_\Delta,$$

kur $\bar{S} = 0,5 (S_{\min} + S_{\max})$, (1.18.att.).

Izmantojot dotās izteiksmes, spraugas nosaka ar šādu formulu

$$S_{P_{\max}}^{\min} = \bar{S} \mp C \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \quad (1.27)$$

Analoģiski uzspīles gadījumā

$$N_{P_{\max}}^{\min} = \bar{N} \pm C \sqrt{N_D^2 + N_d^2}, \quad (1.28)$$

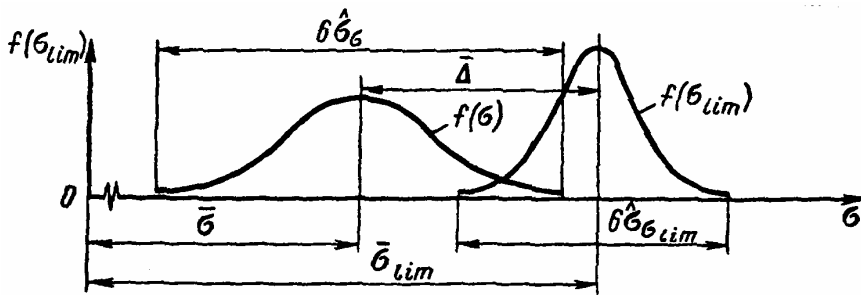
kur $\bar{N} = 0,5 (N_{\min} + N_{\max})$ – vidējā uzspīle.

Formulās (1.27) un (1.28) augšējās un apakšējās zīmes (- un +) atbilst minimālai un maksimālai spraigai (uzspīlei).

Koeficientu C atkarībā no varbūtības P, apmierinot nosacījumu $S < S_{P_{\max}}$ un $S > S_{P_{\min}}$ (kā arī $N < N_{P_{\max}}$ un $N > N_{P_{\min}}$), nosaka šādi:

P	...	0,9986	0,99	0,98	0,97
C	...	0,50	0,39	0,34	0,31

3. Stiprības aprēķins, ievērtējot varbūtību. 1.19. attēlā parādītas detaļas robežsprieguma $\sigma_{\lim}$ un faktiskā sprieguma σ varbūtību blīvuma $f(\sigma_{\lim})$ un $f(\sigma)$ normāla sadalījuma līknes. Spriegumu vidējās vērtības $\bar{\sigma}_{\lim}$ un $\bar{\sigma}$, kvadrātiskās novirzes $\hat{\sigma}_{\sigma_{\lim}}$ un $\hat{\sigma}_{\sigma}$.



1.19. att. Gadījuma lielumu $\sigma_{\lim}$ un σ varbūtību sadalījuma blīvums $f(\sigma_{\lim})$ un $f(\sigma)$.

Kvantili u_p izsaka no (1.20), kurā $\sigma_{\Delta} = \sqrt{\hat{\sigma}_{\sigma_{\lim}}^2 + \hat{\sigma}_{\sigma}^2}$ un $\bar{\Delta} = \bar{\sigma}_{\lim} - \bar{\sigma}$:

$$u_p = -(\bar{\sigma}_{\lim} - \bar{\sigma}) / \sqrt{\hat{\sigma}_{\sigma_{\lim}}^2 + \hat{\sigma}_{\sigma}^2}. \quad (1.29)$$

Pie $x = u_p$, pielietojot normālā sadalījuma tabulas, nosaka detaļas lūzuma ticamību

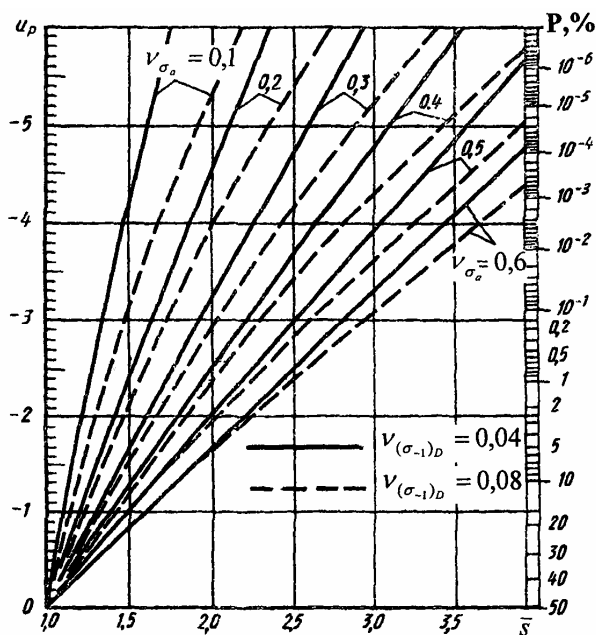
$$P(\sigma > \sigma_{\text{lim}}) = \Phi^*(x).$$

Izsakot vidējo kvadrātisko novirzi ar variāciju koeficientu ($\hat{\sigma}_{\sigma \text{ lim}} = \bar{\sigma}_{\text{lim}} v_{\sigma \text{ lim}}; \hat{\sigma}_{\sigma} = \sigma v_{\sigma}$) un ņemot vērā, ka $\bar{\sigma}_{\text{lim}} / \bar{\sigma} = s$, kur s – drošības koeficients, iegūsim

$$u_p = (1-s) / \sqrt{s^2 v_{\sigma \text{ lim}}^2 + v_{\sigma}^2} \quad (1.30)$$

Ja dots $v_{\sigma \text{ lim}}$, piemēram, detaļas ilgzturības robežas variācijas koeficients $v_{(\sigma-1)D}$ un v_{σ} , tad ar izteiksmi (1.30) var noteikt drošības koeficientu, kas atbilst dotajai lūzuma varbūtībai P . Iespējams arī noteikt lūzumu varbūtību pēc dotajiem parametriem s , $v_{\sigma \text{ lim}}$ un v_{σ} .

Pēc vienādojuma (1.30) konstruēts grafiks (1.20. att.), no kura, zinot s , var noteikt varbūtību P (vai arī otrādi).



1.20. att. Grafiks kvantiļa u_p un bojājuma varbūtības P noteikšanai pie dotajiem $\bar{s}$, $v_{\sigma \text{ lim}}$ ($v_{(\sigma-1)D}$) un v_{σ} ($v_{\sigma a}$), ka arī $\bar{s}$ noteikšanai pie zināmiem P , $v_{\sigma \text{ lim}}$ ($v_{(\sigma-1)D}$) un v_{σ} ($v_{\sigma a}$).

4. Noteikt vārpstas darba atteikuma varbūtību P , ja dots:

- kopējais stiprības drošības koeficients vārpstas bīstamā šķēlumā $s = 1,18$;
- mainīgo lieces spriegumu amplitūdas σ_a variācijas koeficients $v_a = 0,3$ (šī ir nedaudz palielināta skaitliskā vērtība, jo esošie eksperimentālie pētījumi rekomendē $v_a \approx 0,1 \dots 0,2$, bet šie skaitļi nav pietiekoši ticami);
- vārpstas materiāla tērauda 40 X vidējā ilgzturības robeža $\bar{\sigma}_{-1} = 370 \text{ MPa}$;

- ilgizturības robežas variācijas koeficients $v_{\sigma-1} = v_{\sigma\text{lim}} \approx 0,08$.

Pēc (1.30) aprēķina kvantili u_p , kas atbilst darba atteikuma varbūtībai P

$$u_p = (1 - s) / \sqrt{s^2 v_{\sigma\text{lim}}^2 + v_a^2} = (1 - 1,18) / \sqrt{1,18^2 \cdot 0,08^2 + 0,3^2} = -0,58.$$

No normālā sadalījuma blīvuma tabulas pēc u_p nosaka darba atteikuma varbūtību $P = 0,34 = 34 \%$. Kā redzams, tad no 100 detaļām līdz darbmūža beigām apmēram 30 ... 35 detaļas salūzīs.

Nepieciešams kāpināt vārpstas stiprību, pielietojot kādu tehnoloģisku paņēmieni (piemēram, uzskaldi ar skrošu strūklu). Pie ieteicamā drošības koeficienta $s = 1,5 \dots 1,7$ vārpstas darba atteikuma varbūtība $P = 2 \dots 0,5 \%$ (1.19.att.).

Mašīnu elementu (piemēram, vārpstu) aprēķina piemēri varbūtības aspektā atrodami speciālajā literatūrā [42 ...45].

2. SAVIENOJUMU VISPĀRĪGS RAKSTUROJUMS

Vispārīgie jēdzieni un mašīnu detaļu savienojumu klasifikācija. Mašīnu detaļu savienojumi var būt kustīgi (šarnīri, gultņi, sazobe u.c.) un nekustīgi (skrūvju, metinātie, ierievju u.c.). Kustīgo savienojumu (saišu) nepieciešamību nosaka mašīnas kinemātiskā shēma. Nekustīgie savienojumi (saites) vajadzīgi, lai varētu mašīnu sadalīt mazākās kopsalikuma vienībās un detaļās, kas ļauj vienkāršot ražošanu, montāžu, remontu, transportēšanu u.tml. Mašīnu detaļu savienojumus iedala izjaucamos un neizjaucamos (2.1. att.). Izjaucamie savienojumi ļauj atvienot detaļas bez to bojāšanas. Neizjaucamie savienojumi nepieļauj detaļu atdalīšanu bez to bojāšanas.

Spēku un momentu pārvadīšana ar savienojumu iespējama trejādi (2.1. un 2.2. att.):

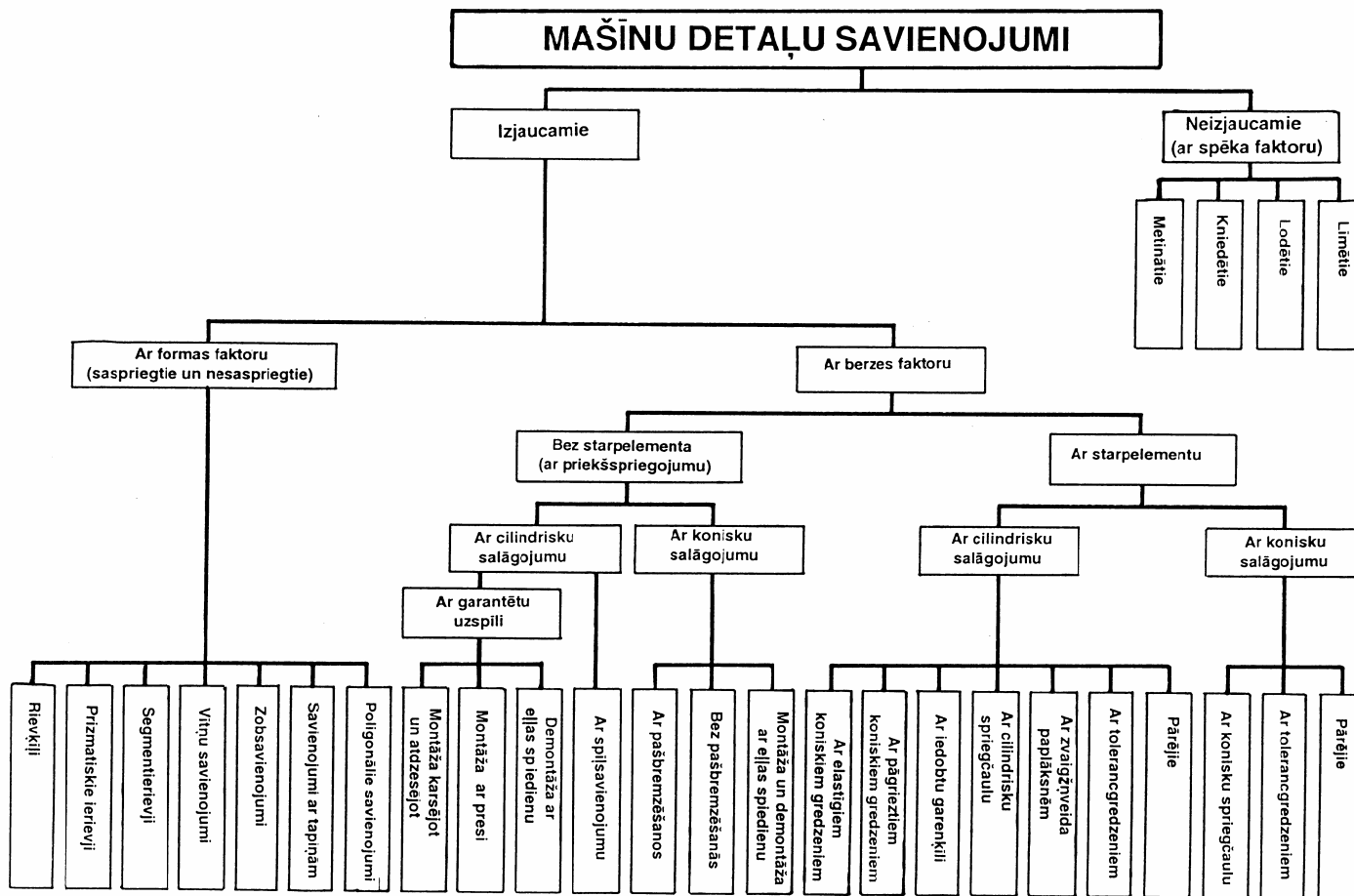
- neizjaucamie, **ar spēka faktoru**, kā starpelementu izmantojot papildu materiālu (metinātie, lodētie, līmētie), (2.2. att., a);
- izjaucamie, **ar berzes faktoru**, izmantojot berzes spēku starp savienojamo detaļu cilindriskām, koniskām vai gala virsmām, kuri rodas šo virsmu priekšslodzes rezultātā (2.2. att., b). Pie šīs grupas pieder arī savienojumi, kuros spēku pārnēs kāds saspriegts starpelements (piemēram, bultskrūves) starp perpendikulāri savienojamo detaļu saskarvirsmām (2.2. att., c);
- izjaucamie, **ar formas faktoru**, kā starpelementu izmantojot detaļu virsmu ģeometrisku formu vai kādu atsevišķu papildus stingu detaļu, kura slogojas cirpē, liecē vai virsmas spiedē (2.2. att. d).

Pielieto arī dažādu faktoru kombinējumu. Piemēram, berzes faktoru apvieno ar formas faktoru.

Savienojumi ir atbildīgi konstrukciju elementi. Galvenais darbības un aprēķinu kritērijs ir savienojuma stiprība (statiskā un cikliskā slogojumā). Projektējot savienojumu, realizē savienojamo detaļu un savienozošo elementu vienādu stiprību. Pretējā gadījumā netiks izmantota detaļu iespējamā slogošanas spēja.

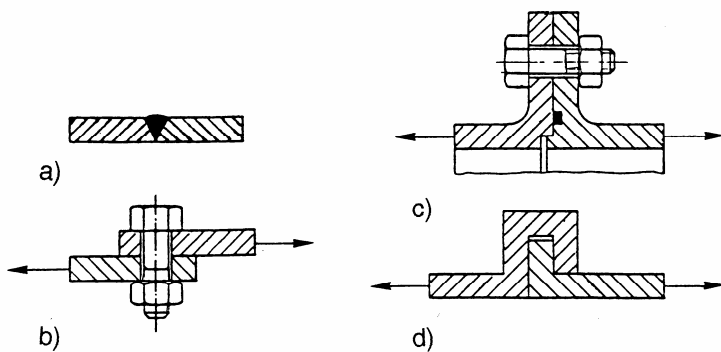
Atsevišķos gadījumos savienojuma darbības kritērijs var būt arī nodilumizturība un stingums. Cauruļvadu savienojumos jāgarantē savienojumu hermētiskums.

Dažādu savienojumu pielietojuma relatīvais biežums mašīnbūvē parādīts 2.3. attēlā.



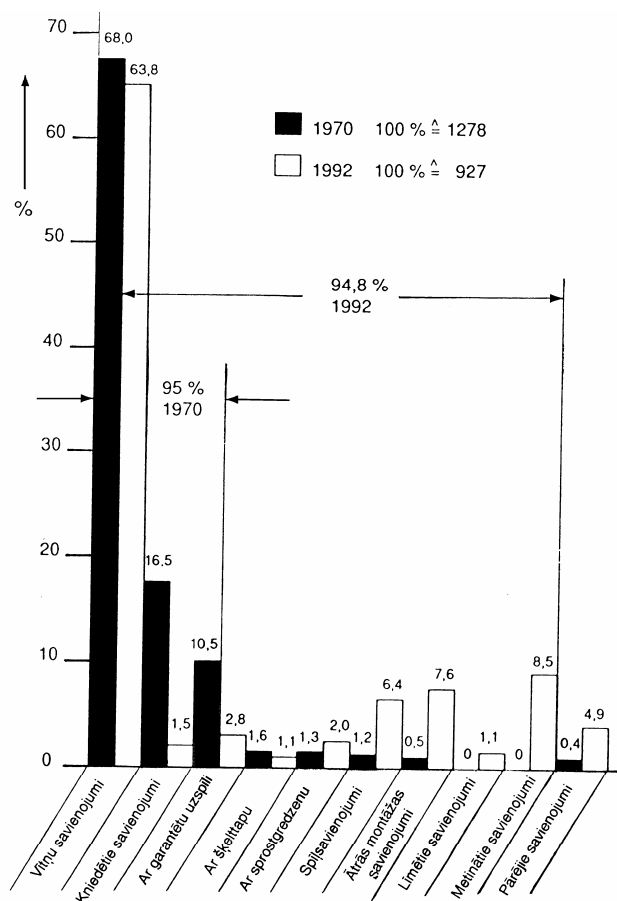
Piezīme. Savienojumi ar garantētu uzspili nosacīti atbilst izjaucamo savienojumu grupai. Pie lielas uzspīles savienojums kļūst neizjaucams.

2.1. att. Mašīnu detaļu savienojumu klasifikācija.



2.2. att. Detaļu savienojumu veidi:

a – ar papildmateriālu; b – ar berzi; c – ar priekšspriegotu starpelementu; d – izmantojot formas faktoru.



2.3. att. Dažādu savienojumu pielietojuma relatīvais biežums mašīnbūvē (automobiļu būvē) 1970. un 1992. gadā.

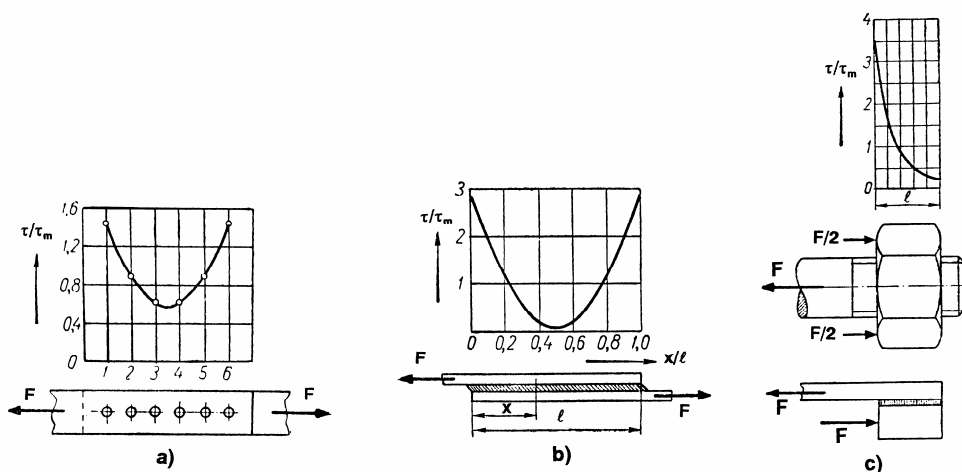
Savienojumu stiprība. Savienojuma stiprību vērtē pēc pieļaujamās robežslodzes vai pēc stiprības (izturības) koeficienta φ :

$$\varphi = \frac{\text{Savienojuma pieļaujamā robežslodze}}{\text{Savienojuma vājākā elementa robežslodze}}.$$

Projektējot savienojumu, par galveno uzdevumu uzskata panākt savienojuma un tā elementu vienādu stiprību. Ja $\varphi = 0.9$, tad savienojuma stiprība ir 90 % no vājākā elementa stiprības. Kniedētos savienojumos kniedētā šuvē kniežu caurumi vājina plāksni, tāpēc vienmēr $\varphi < 1$. Metinātos savienojumos var panākt, ka $\varphi \approx 1$.

Mainīgā slogojumā liela nozīme ir spriegumu sadalījumam detaļas šķēlumā un spriegumu koncentrācijai atsevišķās savienojuma vietās.

Pētījumi pierāda, ka spriegumu sadalījums starp kniedēm (2.4. att., a), pa metinātas šuves garumu (2.4. att., b) un pa vītnes vijumiem uzgrieznī (2.4. att., c) ir nevienmērīgs. Spriegumi koncentrējas savienojuma galos, kur tie vairākas reizes pārsniedz vidējos normālos spriegumus $\tau_m = F/A$ kur, F - slodze, A - šķēluma laukums. Spriegumu sadalījuma nevienmērība atkarīga no diviem iemesliem - savienojuma elementu deformāciju atšķirības un elementu lieces.



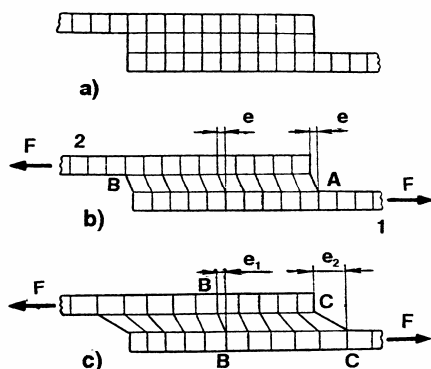
2.4. att. Savienojumu skices un spriegumu epīras:

a – kniedētais savienojums; b – metinātais savienojums; c – vītņu savienojums.

Deformāciju atšķirība. Savienojuma elementu deformāciju atšķirību var izprast salīdzinot divējādus savienojumu veidus:

- ar stingiem nedeformējamiem elementiem;
- ar stiepes deformāciju (bez lieces).

Savienojošais elements (2.5. att.) kniedētā savienojumā ir kniedes, metinātā, lodētā un līmētā - papildmateriāls (šuve, lode, līme), vītņu savienojumā - bultskrūves un uzgriežņa vijumi.



2.5. att. Savienojuma elementu ietekme uz deformāciju atšķirību:

a – neslogots savienojums; b – savienojums ar nedeformējamiem (stingiem) elementiem 1 un 2; c – savienojums ar deformējamiem elementiem.

Ja savienojuma elementi (plāksnes) ir stingi, tad slodzes F ietekmē tie pārvietojas aksiāli kā stingas sijas (2.5. att., b), bet savienojošā elementa deformācija bīdē ir konstanta visā savienojuma garumā. Savienojuma galā esošais plāksnes elements uzņem visu slodzi F un caur savienojošo elementu pakāpeniski pārnēs to uz otru plāksni.

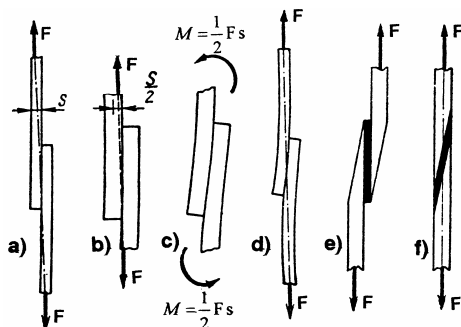
Tādējādi maksimālie spriegumi plāksnē 1 būs punktā A un

pakāpeniski samazināsies līdz nullei punktā B. Plāksnē 2 maksimālie spriegumi būs punktā B un samazināsies līdz nullei punktā A. Tāda spriegumu izmaiņa nav būtiska, ja plāksnes ir stingas. Ja plāksnes nav stingas, tad to deformācijas būs proporcionālas pieliktiem spriegumiem (2.5. att., c). Plāksnēm piederošie punkti B un B, C un C slodzes F ietekmē savstarpēji nobīdās par lielumu e_1 un e_2 ($e_2 > e_1$). Jo lielāka deformācija, jo lielāki spriegumi. Jo garāka šuve, jo spriegumu sadalījuma nevienmērīgums palielinās. Tāpēc ierobežo savienojuma garumu, ievērojot savienojošo elementu padevīguma attiecību. Piemēram, sānšuves garumu metinātā savienojumā pieņem ne vairāk kā 50 ... 60 kakta šuves biezumus ($l = 60a$, kur $a = s_{\min}$, $s_{\min}$ - plānākās plāksnes biezums), kniežu skaitu rindā spēka F darbības virzienā pieņem līdz 5 ... 6, uzgriežņa augstumu – 0.8 d, kur d - bultskrūves diametrs. Lielāks savienojuma

garums nekāpina stiprību, bet palielina izgatavošanas darbietilpību, savienojuma masu un samazina ilgzturību mainīgā slodzē. Statiskā slogojumā, spriegumiem tuvojoties tecēšanas robežai, spriegumu sadalījuma nevienmērība pa savienojuma garumu samazinās.

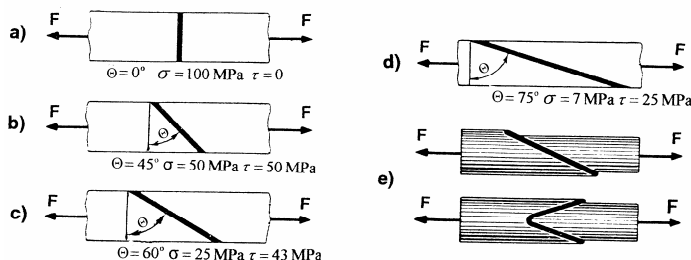
Slodzes ekscentricitāte. Pārlaidsavienojumā savienojuma elementi (plāksnes) atrodas dažādās plaknēs un ir nobīdīti par lielumu s (2.6. att.). Stiepes spēka F darbības līnija ir slīpa, iet caur savienojuma viduspunktu un rada lieces momentu $M_l = 0.5Fs$ (2.6. att., c). Ja plāksņu pārlaidums ir pietiekoši liels, tad tās vietēji deformējas (2.6. att., d), samazinās lieces plecs un līdz ar to lieces moments. Lieces momenta M_l spriegumi ir stiepes spriegumi, vērsti perpendikulāri detaļu plaknēm, un lielāko vērtību sasniedz savienojuma galos, samazinot savienojuma stiprību.

Pielietojot detaļu pārseguma daļas noslīpinājumu vai slīpu šķēlumu (2.6. att., e un f), iespējams mazināt spriegumu nevienmērīgo sadalījumu savienojumā. Pielietojot slīpu šķēlumu detaļu savienojumā (metinot, lodējot, līmējot), novērš slodzes ekscentricitāti, kāpina savienojuma nestspēju un maina normālo un tangenciālo spriegumu attiecību (2.7. att.) atkarībā no šķēluma slīpuma leņķa.



2.6. att. Slodzes ekscentricitātes ietekme:

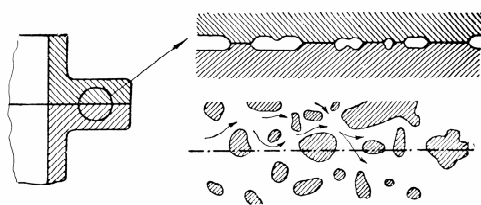
- a – spēku F savienošā līnija ir slīpa;
- b – lieces pleca veidošanās; c – slogojums ar lieces momentu; d – plāksņu vietēja deformācija; e un f – spriegumu nevienmērīga sadalījuma samazināšanas paņēmieni.



2.7. att. Šķēluma slīpuma leņķa ietekme uz spriegumu σ un τ izmaiņu:

- a – nosacīti pieņemts $\sigma = 100$ MPa; b, c un d – slīpuma leņķis $\alpha = 45^\circ$, 60° un 75° ;
- e – tipiski cauruļvadu savienojumi aviācijā.

Savienojuma hermētiskums. Hermētiskums ir obligāta prasība mašīnu daļu savienojumos, cauruļvados, katlos, tvertnēs u.c., kur atrodas šķidrums vai gāzes. Caur nehermētiskām detaļu sadurām šķidrums (gāzes) piesārņo vidi un var būt kaitīgs cilvēku veselībai. Cauruļvadu atloku darbīgās virsmas nav ideāli gludas (2.8. att.) un nesaskaras pa visu nominālo ģeometrisko laukumu. Saskare notiek tikai daļēji (iesvītrotie laukumiņi) un pa kanāliem šķidrums vai gāze nokļūst ārpusē. Causūkšanās atkarīga no šķidruma spiediena, viskozitātes un kanālu lieluma. Detaļu saduras noblīvēšanas spēja atkarīga no detaļu savstarpējā piespiešanas spēka un blīvēšanas pielietojuma.

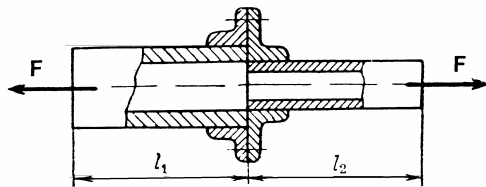


2.8. att. Detaļu saduras hermētiskuma būtību skaidrojoša shēma.

Hermētisku savienojumu aprēķina sākumparametrs ir nepieciešamais īpatnējais spiediens starp virsmām. Dažādiem blīvēšanas veidiem un starpliku materiāliem pieņem īpatnējo spiedienu starp virsmām $q = (1,5 \dots 4)p$, kur p

šķidruma (gāzes) spiediens cauruļvadā, traukā u.tml. Mazāko skaitlisko vērtību ($1,5p$) pieņem mīkstām gofrētām starplikām ar azbesta auklu, bet lielāko ($4p$) - detaļu tiešam, metāliskam kontaktam ar piešāberētiem atlokiem (virsmām).

Savienojumu stingums. Par sistēmas stingumu c sauc pieliktā spēka F (N) attiecību pret sistēmas detaļu deformāciju $\Delta\ell$ (mm), šā spēka ietekmē: $c = F/\Delta\ell$, N/mm. Ja deformācija $\Delta\ell = f(F)$ ir nelineāra, tad stingumu nosaka kādā interesējošā intervālā: $c = \Delta F/\Delta\ell$. Aplūkosim stinguma noteikšanas paņēmieni stiepē slogotu detaļu savienojumam (sadurai) ar atlokiem (2.9. att.).



2.9. att. Detaļu savienojuma stinguma aprēķina shēma.

Ja detaļu sistēmai ar garumu ℓ_1 un ℓ_2 deformācija ir $\Delta\ell_1$ un $\Delta\ell_2$, tad sistēmas kopējā deformācija $\Delta\ell$ būs lielāka par $\Delta\ell_1 + \Delta\ell_2$, bet starpība $\Delta\ell - (\Delta\ell_1 + \Delta\ell_2)$ atbilst savienojuma deformācijai. Tātad

savienojuma stingums būs:

$$c = \frac{F}{\Delta \ell \cdot (\Delta \ell_1 + \Delta \ell_2)}, \text{ N/mm.}$$

Eksperimentāli pierādīts, ka savienojuma stingums ir vairākas reizes mazāks par savienojamo elementu stingumu.

Sistēmas stingums (c_s)

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{c} + \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}$$

vienmēr ir mazāks par mazāk stingā sistēmas elementa stingumu. Tātad tieši savienojums (mazāk stingais elements) nosaka sistēmas stingumu. Nekustīgu savienojumu (piemēram, darbgaldos) detaļu saduras stinguma kāpinājumu nodrošina salāgojamo virsmu precīzāka apstrāde un īpatnējā spiediena palielinājums (piemēram, no uzspīles).

NEIZJAUCAMIE SAVIENOJUMI

3. METINĀTIE SAVIENOJUMI

3.1. Metināšanas veidi un to lietošana

Metināšana ir metālu neizjaucama savienošana, izmantojot molekulārspēku iedarbību (kohēziju) savienojuma vietā. Šim nolūkam metālu sakarsē līdz mīkstam vai šķidram stāvoklim (karstmetināšana), vai arī savienojumu iegūst bez sakarsēšanas (aukstmetināšana). Pielieto divus karstmetināšanas pamatveidus: spiediena metināšanu un kausēšanas metināšanu. Spiediena metināšanā sametināmās detaļas sakarsē līdz mīkstam stāvoklim un tad savieno ar tiecienu vai spiedienu. Kausēšanas metināšanā sametināmās detaļas karsē līdz šķidram stāvoklim tā, lai abas daļas sakustu. Aukstmetināšanā sametināmās detaļas savienojuma vietā notīra mehāniski vai ķīmiski un pēc tam ar lielu spēku saspiež. Šo paņēmieni lieto krāsaino metālu un ne visai liela šķērsriezuma detaļu savienošanai.

Ir vairāk kā 200 metināšanas veidu. Pie vecajiem metināšanas procesiem var pieskaitīt tos, kuros termiskos (siltuma) procesus var novērot tieši no ārpusēs, piemēram, metināšana ar elektrisko loku, gāzes metināšana, kontaktmetināšana u.c. Tagad metināšana no tīri metalurģiska procesa pārvērtusies par fizikāli ķīmisku procesu, kas akumulē sevī citu zinātnes un tehnikas nozaru jaunākos sasniegumus un savukārt bagātina tos.

Metināšanas veidu klasifikācija pēc fizikālām pazīmēm (enerģijas veids un avots) dota 3.1. tabulā.

Ir apgūta visu konstrukciju tēraudu metināšana, ieskaitot augsti leģētos tēraudus, krāsainos sakausējumus un plastmasas. Metināšanas procesā pielieto palīgmateriālus (pastas, pulveri, aizsarggāzes), kuri pasargā šuves materiālu no gaisa skābekļa un slāpekļa piekļūšanas.

Metināšanas metodes iedalās:

- pēc pamatmateriāla veida - metāls, mākslīgais materiāls;

- pēc metināšanas uzdevuma - savienojumu veidošana; nodilušu virsmu atjaunošana (ar uzkausēšanu) vai korozijas noturīga slāņa uznešana;
- pēc izgatavošanas veida - ar roku vai automātiski;
- pēc procesa norises - ar kausēšanu vai spiedienu.

3.1. tabula

Metināšanas veidu klasifikācija pēc fizikālām pazīmēm

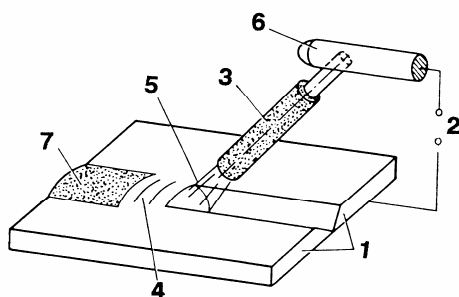
Metināšanas klase	Metināšanas veids
Termiskā (metināšanas veidi ar kausēšanu, pielietojot siltuma enerģiju)	Elektroloka zem šķidriem sārņiem Ar elektronu kūli Ar plazmas kūli Ar jonu kūli Ar lāzeru Ar gaismu Indukcijas metināšana Ar gāzi Ar termītu Ar liešanu
Termomehāniskā (metināšanas veidi, pielietojot siltuma enerģiju un spiedienu)	Elektriskā kontaktmetināšana Difūzijas metināšana Indukcijas ar spiedienu Gāzes ar spiedienu Termokompresijas Elektroloka ar spiedienu Ar šķidriem sārņiem un spiedienu Ar termītu un spiedienu Ēzes (krāsns)
Mehāniskā (metināšanas veidi, pielietojot mehānisko enerģiju un spiedienu)	Aukstā Ar sprādzienu Ar ultraskaņu Ar berzi Magnetinpulsu

Vispārīgajā mašīnbūvē plaši pielieto **elektrometināšanu**. **Elektriskā loka metināšanā** siltuma enerģiju, kas vajadzīga metāla izkausēšanai metinājuma vietā, dod elektriskais loks (3.1. att.), kurā kūst gan pamatmetāls, gan elektrods.

Lai iegūtu kvalitatīvu šuvi (pasargātu šuves metālu no gaisa piekļūšanas), lieto biezi segtus elektrodus. Šādu metināšanas veidu pielieto visu veidu šuvēm, tēraudiem un nemetālam (ar atbilstošiem elektrodiem un detaļu saduras apstrādi pirms un pēc metināšanas), detaļām ar biezumu $s = 1 \dots 100 \text{ mm}$ un šuves biezumu (kateti) $a = 3 \dots$

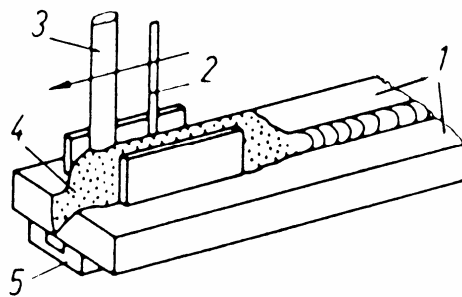
10 mm visām metināšanas pozīcijām. Garām šuvēm ($l > 250$ mm) traucējoša var būt elektrodu maiņa.

No automatiskās metināšanas paņēmieniem visizplatītākā ir **slēgtā metināšana zem kušņiem** (3.2. att.), kas izpilda šuves seguma funkcijas.



3.1. att. Atklātā metināšana ar metāla elektrodu:

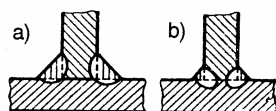
1 – pamatmetāls; 2 – elektrības avots;
3 – metāla elektrods; 4 – šuve; 5 – elektriskais loks; 6 – elektroda turētājs; 7 – kušņi.



3.2. att. Automatiskā slēgtā metināšana zem kušņiem:

1 – pamatmetāls; 2 – elektrods; 3 – kušņu (pulvera) pievadcaurule; 4 – kušņi (pulveris); 5 – slēgsluksne.

Šis paņēmiens ļauj strādāt ar ļoti stipru strāvu 1000 ... 3000 A (200 ... 500 A pie metināšanas ar roku), kas kāpina metināšanas ražīgumu (5 ... 10 reizes). Metinot ar roku, šuve veidojas galvenokārt kustot elektrodam, bet metinot zem kušņiem - galvenokārt kustot pamatmetālam (3.3. att.), kas samazina metināšanas laiku un elektrodu patēriņu. Metināšanu veic ar kailu stiepli. Šo metināšanas veidu pielieto saduras un kakta šuvēm, galvenokārt horizontālai metināšanas pozīcijai, skārdiem ar biezumu $s = (1) 2 \dots 10$ mm un šuves biezumu (kateti) $a = 3 \dots 10$ mm. Sakarā ar lielu kausēšanas jaudu ieteicams biežākiem skārdiem un garākām šuvēm. Pielietošanas piemēri: tvertnēs, metālkonstrukcijās, kuģos un spēkratos.



3.3. att. Šuves forma:

a – metinot ar roku; b – ar automatisko metināšanu.

Ar automatisko metināšanu zem kušņiem var metināt arī augstas stiprības, korozijas un karstumizturīgus tēraudus, kā arī alumīnija un titāna sakausējumus. Maza biezuma detaļu, kā arī augsti leģēto tēraudu, krāsaino metālu un to sakausējumu metināšanai pielieto **elektroloka metināšanu aizsarggāzēs** (argons,

hēlijs, ogļskābā gāze).

Sevišķi biezu (8 ... 1000 mm) mazoglekļa un mazlēģētu metālu metina **automātiski zem šķidriem sārņiem** (3.4. att.). Process sākamā ir tāds pats kā metinot zem kušņiem, t.i. tiek aizdedzināts loks, kas kausē elektrodu un kušņus. Pēc neilga laika, izkusušo sārņu kārtai palielinoties, loks nodziest un strāva plūst caur šķidriem sārņiem tos karsējot. Karstie sārņi kausē elektrodu un pamatmetālu.

Šī metināšanas metode ļauj komplicētas un smagas lietas vai kaltas detaļas aizvietot ar metinātām no vienkāršiem lējumiem, kalumiem vai loksneņiem, kas palētina ražošanu. Metināšanas veids derīgs arī čuguna detaļām.

Elektriskās pretestības jeb kontaktmetināšanā izšķir sadurmetināšanu, punktmetināšanu un šuves metināšanu.

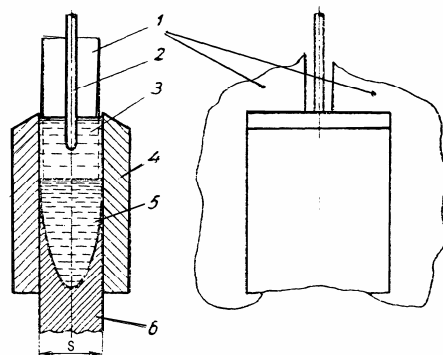
Kontaktmetināšana balstās uz detaļu sadurplaknes sakarsēšanu līdz

plastiskam (mīkstum) stāvoklim ar siltumu, kas rodas plūstot elektriskai strāvai.

Sadurmetināšanu veic divējādi: ar **spiedienu** (3.5. att.) un ar **apdedzināšanu** (3.6. att.). Pirmajā gadījumā stieņu galus viegli saspiež un tikai pēc tam pievieno spriegumu. Kad stieņu gali ir pietiekami sakarsuši (līdz mīkstum stāvoklim), tad izslēdz strāvu un stieņus stipri saspiež, iegūstot savienojumu pa visu sadurplakni.

Šo paņēmieni pielieto nelegēta tērauda stieņu (arī profilstieņu) metināšanai ar saduršuvi, ja šķērsriezuma laukums nepārsniedz 150 mm². Pielietojuma piemēri: zāglente, metināta ķēde ar kalibru $d \leq 12$ mm. Detaļām ar lielāku šķērsriezuma laukumu ($A \leq 50000$ mm²) pielieto sadurmetināšanu ar apdedzināšanu.

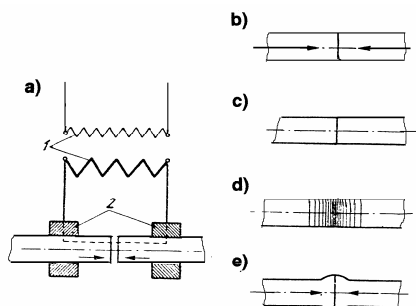
Šajā gadījumā spriegumu pievieno stieņiem pirms to saskares; tad stieņus tuvina līdz vieglai saskarei un dzirksteļu pārlēkšanai no viena stieņa gala uz otru; pēc tam



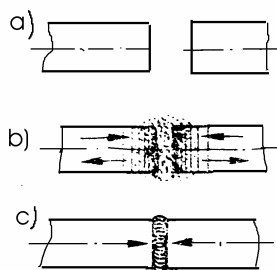
3.4. att. **Vertikālas šuves automātiskā metināšana zem šķidriem sārņiem:**

1 – pamatmateriāls; 2 – elektrodu (vairāki);
3 – šķidrie sārņi (sārņu vanna); 4 – šķidro sārņu
un šķidrā metāla saturētājpāksnes (dzesējamās
vai no keramikas); 5 – izkausētā metāla vanna;
6 – sacietējušais metāls.

stieņu galus attālina un tuvina, līdz rodas intensīva galu dzirksteļošana un galu apdegšana; kad tas noticis, stieņu galus saspiež ar triecienu un iegūst savienojumu. Sadurmetināšanu ar apdedzināšanu pielieto dažādas formas stieņu, cauruļu, ķēžu, asu, vārpstu, logu rāmju, urbju u.c. detaļu (arī no alumīnija, niķeļa un vara) sametināšanai.

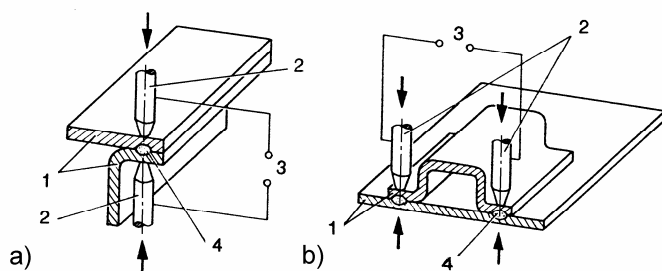


3.5. att. **Sadurmetināšana ar spiedienu:**
a – sadurmetināšanas iekārta; b – stieņu viegla saspiešana; c – strāvas ieslēgšana; d – stieņu galu sakarsēšana; e – stieņu stingra saspiešana;
1 – metināšanas transformators; 2 – stieņu saturētāji (žokļi).



3.6. att. **Sadurmetināšana ar apdedzināšanu:**

a – strāvas ieslēgšana (sprieguma pievienošana stieņiem pirms stieņu saskares); b – stieņu galu tuvināšana un attālināšana, dzirksteļošana, galu apdegšana; c – saspiešana ar triecienu.



3.7. att. **Punktmetināšanas shēmas:**
a – divpusīgā metināšana; b – vienusīgā metināšana; 1 – sametināmie skārdi; 2 – elektrods; 3 – strāvas avots; 4 – metinātais punkts.

Punktmetināšanā

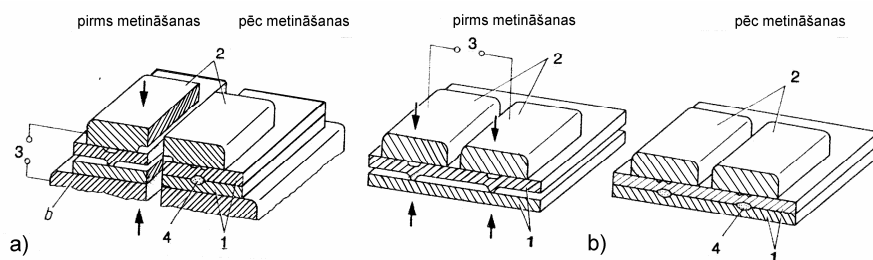
(3.7. att.) sametināmos skārdus novieto starp diviem cilindriskiem elektrodiem, kas skārdus saspiež, tad ieslēdz strāvu. Metāls strāvas plūšanas vietā sakarst un, elektrodu saspiežs, sametinās,

izveidojot punktu.

Punktmetināšanu pielieto nelegētu tērauda skārdus, vieglmetālu un nemetālu savienošanai ar biezumu $s = 2(6 \dots 30 \text{ mm})$ - tēraudam un $s = 2(3 \dots 8 \text{ mm})$ -

vieglmetālam. Var pielietot visām metināšanas pozīcijām, bieži kniežu vietā, kā arī trīs skārdu savienojumos. Precīzu punktu savienojumos skārda biezums var būt $s = 0,005 \dots 0,5 \text{ mm}$

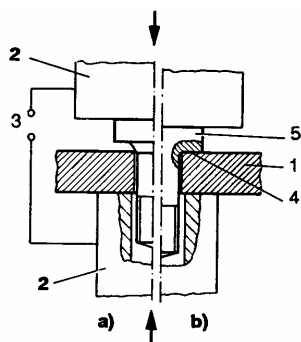
Punktmetināšanas veids ir **reljefmetināšana** (3.8. att.), kad vienai no detaļām (plānākai) tiek izspiesti izcilnīši. Detaļas saspiež starp vara plāksnēm (elektrodiem). Strāvas ietekmē izcilnīši izkūst un detaļas savienojas punktos. Reljefmetināšanu pielieto plānas detaļas pievienošanai pie biezas detaļas (apšuvumi), uzgriežņu u.c. detaļu piemetināšanai pie plāksnes, ja detaļas biezums $s = 0,8 \dots 10 \text{ mm}$.



3.8. att. **Reljefmetināšanas shēmas:**

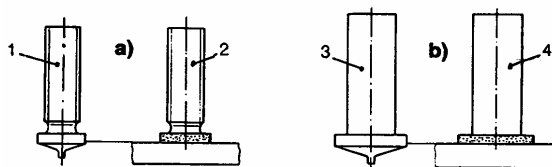
a – ar divpusīgiem elektrodiem; b – ar vienusīgiem elektrodiem; 1 – sametināmās detaļas; 2 – elektrodi; 3 – strāvas avots; 4 – metinātais punkts.

Vēl viens punktmetināšanas principa izmantojums ir **tapas (asītes) metināšana** (3.9. un 3.10. att.).



3.9. att. **Kontakmetināšana pielietojot asīti (tapu):**

a – pirms metināšanas; b – pēc metināšanas; 1 – pamatmetāls; 2 – elektrodi; 3 – strāvas avots; 4 – metinātā šuve; 5 – asīte (tapa).



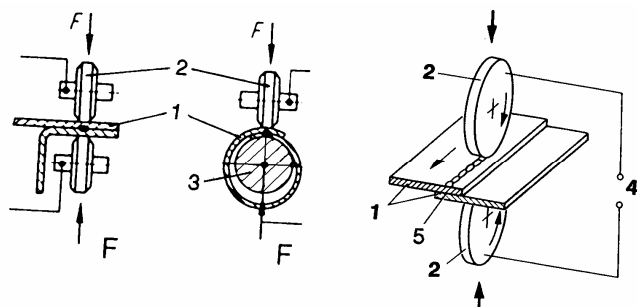
3.10. **Piemetināmās asītes (tapas) ar asu galu:**

a - vītņota tapa;

b – cilindriskā asīte; 1 un 3 – pirms metināšanas; 2 un 4 – pēc metināšanas.

Šis metināšanas veids derīgs vītņotām tapām M3 ... M24 (tēraudkonstrukciju būve) un cilindriskām asītēm ar diametru no 3 ... 16 mm, kā arī plāniem skārdiem ($s \leq 0,5 \text{ mm}$).

Izturīgi blīvo **šuvju metināšanā** (3.11. att.) elektrodu funkcijas izpilda divi ritenīši (rullīši), kas saspiež sametināmos skārdus. Caur ritenīšiem (rullīšiem) raida strāvu, iegūstot it kā nepārtrauktu punktu rindu.



3.11. att. **Šuvju metināšana:**

1 – pamatmateriāls; 2 – rullīšveida elektrods; 3 – stieņveida elektrods; 4 – strāvas avots; 5 – metinātā šuve.

Šuvju metināšanu pielieto galvenokārt nelegētu tērauda skārdus ($s_{\Sigma} \leq 10 \text{ mm}$), kā arī cinka, vara, misiņa, hromniķeļa, alumīnija ($s \leq 2 \times 1,5 \text{ mm}$) skārdus sametināšanai.

Visi aplūkotie kontaktmetināšanas veidi

tiek plaši pielietoti masveida ražošanā, izgatavojot caurules, armatūru, vilcienu un automobiļu virsbūves, lidmašīnu korpusus, plānsienu rezervuārus, benzīna tvertnes, kārbas u.c. priekšmetus.

Pielieto arī speciālus metināšanas veidus:

- **difūzijas metināšanu** (vakuumā vai neitrālu gāzu atmosfērā), kas ļauj sametināt dažādus materiālus (grūti kūstoši, karstumizturīgi, metālkeramika, keramika, korozijas noturīgi, krāsainie sakausējumi) ar metāla īpašību minimālu izmaiņu un bez plastiskas deformācijas;
- **ar elektronu kūli**, ko iegūst no volframa spirāles (vakuumā) - iegūst ļoti šauru izkausētā metāla joslu (no milimetra simtdaļām līdz 2 ... 3 mm); pielieto plānām detaļām (milimetru desmitdaļas līdz dažiem mikrometriem); var metināt rūdītas detaļas;
- **ar ultraskaņu**, ko lieto radiotēlnikā plānu detaļu (no krāsainiem sakausējumiem un nemetāliem) sametināšanai (biezums - daži mikrometri);
- **ar sprādzienu** - plāna skārda pievienošana masīvai detaļai (virsmu pārklāšanai ar speciāla sakausējuma aizsargkārtiņu);

- **aukstmetināšana** - veic saspiežot ar lielu spēku savienojamos elementus (no krāsainā metāla: Cu; Ni; Al; Zn; Cd u.c.); lieto saduras un pārlaidsavienojumus; kontaktvirsmas labi jānotīra no oksīda kārtiņas;
- **berzes metināšana** - izmanto siltumu, kas rodas savstarpēji piespiestu sametināmo detaļu relatīvās kustības (rotācijas) rezultātā.

Metināšanā pielieto arī **plazmu, lāzeru un atomenerģiju**. Detaļu nodilumizturības kāpināšanai pielieto **uzkausēšanu**. **Plastmasu metināšanā** pielieto gāzi, augstfrekvences strāvu, ultraskaņu, berzi, kā arī ķīmiskās reakcijas.

Metināšanu pielieto ne vien kā detaļu savienošanas veidu, bet arī kā tehnoloģisku paņēmieni pašu detaļu izgatavošanā.

Metināto savienojumu konstruēšana (stiprība, materiāli, izveidojums) metālbūvē, celtnos, tiltos, katlos, lidmašīnās atrunāta ar īpašām normām un priekšrakstiem.

Metināšanas priekšrocības:

- **salīdzinot ar kniedēšanu**
 - metināta konstrukcija ir par 15 ... 20 % vieglāka (atkrīt uzliktnu vai pārlaiduma tiesas un kniežu galviņu svars, metināto šuvju svars ir apmēram 1 ... 1,5 %, bet kniedēto - 3,5 ... 4 % no konstrukcijas svara);
 - lētāka un izturīgāka (nav caurumu, kas vājina šķēlumu);
 - iespēja pielietot saduršuves, kas neprasa papildelementus (uzliktnus);
 - mazāka darbietilpība (nevajag aizzīmēt caurumu stāvotni, atkrīt caurumu izveidošana);
 - metināšanas iekārta ir lētāka un darba apstākļi labāki (nav kniedēšanas trokšņa, metināšanu var automatizēt);
- **salīdzinot ar liešanu**
 - metināta konstrukcija ir līdz 50 % vieglāka, jo var pielietot plānākas detaļu sienīgas (2 ... 3 reizes plānākas) un mazākas izmēru pielaides mehāniskai pēcapstrādei (2 ... 5 mm, 15 ... 30 mm vietā);
 - rodas līdzekļu ekonomija individuālā un sīksēriju ražošanā (nav jāizgatavo liešanas modeļi);

- var izgatavot kombinētas konstrukcijas lietojot mazāk atbildīgās vietās parasto konstrukciju tēraudu, bet atbildīgās vietās speciālu - piemēram, leģēto tēraudu;
- lietas (arī kaltas) smagas un komplicētas detaļas aizstājamas ar daļēji vai pilnīgi metinātām (svara samazinājums sasniedz 50 ... 60 %);
- iespēja sametināt konstrukciju no dažādi iegūtiem - velmētiem, štancētiem, lietiem, kaltiem - elementiem, kombinējot tos savā starpā;
- izturīgi blīvas šuves katlos, tvertnēs un rezervuāros (bez pārlaiduma tiešos un uzliktņiem).

Trūkumi:

- metinot ar roku šuves kvalitāte atkarīga no metinātāja kvalifikācijas;
- šuves kvalitātes apgrūtināta kontrole (kontrolē ar rentgena stariem vai ultraskaņu);
- savienojumā jāpielieto tikai vienāda veida materiāli;
- šuves stiprības samazināšanās no pašspriegumiem, konstrukcijas deformācijām, spriegumu koncentrācijas un metāla nocietināšanās (trausluma).
- metinātās konstrukcijas deformēšanās (no pašspriegumiem).

Pašspriegumu un deformācijas var samazināt, metinot pareizā secībā (tā, lai priekšmets sakarstot varētu brīvi izplēsties). Labs līdzeklis pret plaisu rašanos, ko izsauc struktūras pārmaiņas, ir priekšmeta sakarsēšana pirms metināšanas un lēna atdzesēšana pēc metināšanas.

3.2. Metināto šuvju un savienojumu veidi

Metinātos savienojumus iedala atkarībā no sametināmo elementu savstarpējā novietojuma (3.2. tab).

Pēc sametināmo detaļu savienošanas veida izšķir **saduršuves un kakta šuves** (3.12. att.).

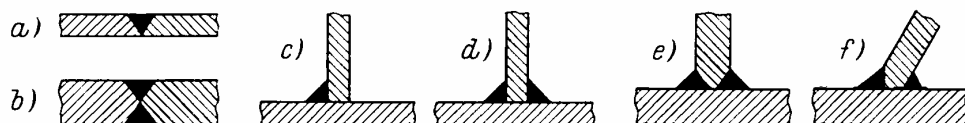
Pēc novietojuma telpā metināšanas šuves iedala apakšējās, vertikālās, horizontālās un griestu šuvēs.

3.2. tabula

Metināto savienojumu veidi

Savienojuma veids	Apzīmējums	Piezīmes
Ar saduru		Elementi atrodas vienā plaknē un saskaras ar galiem
Paralels		Elementi atrodas pareli un uzlikti viens uz otra
Pārlaid-savienojums		Elementi atrodas paraleli dažādās plaknēs un ar pārlaidumu
T - veida		Elementu savstarpējais novietojums ir perpendikulārs
Dubult - T - veida		Elementi ir savstarpēji perpendikulāri un krustojas
Slīps novietojums		Viens elements attiecībā pret otru novietots slīpi
Leņķ-savienojums		Divi elementi savienojas jebkurā orientācijā un veido kaktu
Daudzelementu savienojums		Trīs vai vairāki elementi savienojas zem jebkura leņķa
Krustveida savienojums		Divi elementi savstarpēji krustojas

Pēc izveidojuma šuves iedala nepārtrauktās un pārtrauktās šuvēs. **Pēc nozīmes** šuves iedala darba šuvēs (uzņem spēkus un ir jāaprēķina) un konstruktīvās šuvēs (izmērus pieņem).



3.12 . att. Saduršuvju (a un b) un. kakta šuvju (c, d, e, f) veidi.

3.3. Metināto savienojumu izveidojums

Konstruējot kopsalikuma vienību ar metinātiem savienojumiem, jāievēro šādi norādījumi:

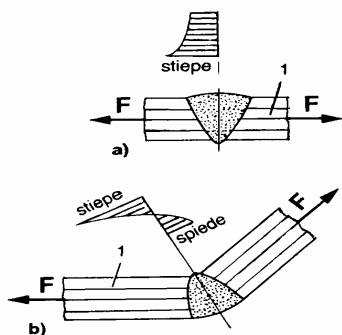
1. Izvairīties no spēka plūsmas virziena maiņas metinājuma zonā.

Spēka plūsmas virziena maiņa rada sprieguma koncentrāciju (3.13. att.). Statiskā slogojumā spriegumu koncentrācija stiprību ietekmēniecīgi, kaut gan var radīt materiāla plastisku deformāciju. Pie mainīgas slodzes samazinās materiāla ilgzturība. 3.14. attēlā ar piemēriem parādīts, kā iespējams mazināt spēka plūsmas virziena krasu izmaiņu un novietot šuvi ārpus maksimālo spriegumu zonas.

Pēc iespējas plašāk jālieto saduršuves, jo tās ir izturīgākas par kakta šuvēm, it īpaši mainīgā (dinamiskā) noslodzē. No kakta šuvēm labāka ir iedobtā šuve (3.15. att), kurai spēku plūsmas virziena maiņa ir plūdenāka.

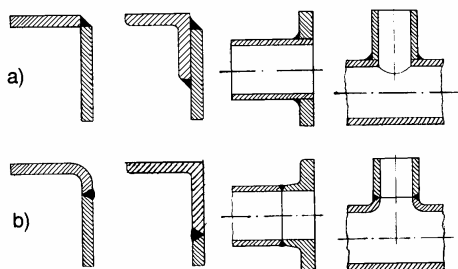
2. Izvairīties, no šuves virsotnes (saknes) stiepes slogojuma.

Šuves saknes slogojums stiepē (3.16.att.) samazina tās stiprību. Tāpēc vēlams šuves virsotni novietot spiedes spriegumu zonā.

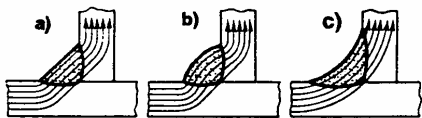


3.13. att. Spriegumu sadalījums metinātās šuvēs:

a – saduršuvē; b – saduršuvē ar slīpi novietotiem elementiem; 1 – spēka plūsmas līnijas.

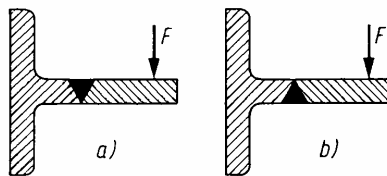


3.14. att. Nelietderīgs (a) un lietderīgs (b) sametināmo detaļu novietojums pie mainīgas slodzes.



3.15. att. **Spēka plūsmas līnijas kakta šuvēs:**

a – taisna šuve; b – izliekta šuve (neracionāla);
c – iedobta šuve.

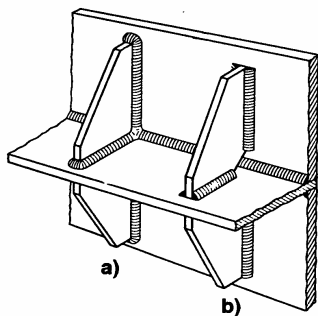


3.16. att. **Liecē slogota šuve:**

a – šuves virsotne (sakne) slogota spiedē;
b – šuves virsotne slogota stiepē

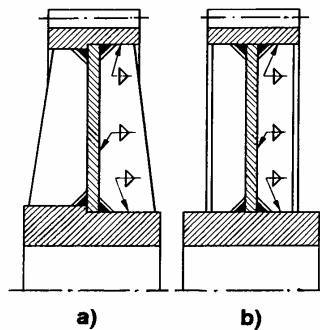
3. Izvairīties no šuvju krustošanās.

Metināšanas procesā bieži rodas pašspriegumi (paliekošie spriegumi). Tos izraisa elastīgās un plastiskās deformācijas, kas rodas, priekšmetu nevienmērīgi sakarsējot, kā arī no struktūras un fāzes pārvērtībām. Mainīgā noslodzē nozīmīgs ir šuves iekārtojums konstrukcijā. Jāizvairās no šuvju sablīvēšanās (krustošanās) vienā vietā (3.17. att.), jo tad rodas liela spriegumu koncentrācija. Pastiprināšanas ribas piemetināt ar tievām ($a = 3 \dots 4 \text{ mm}$) kakta šuvēm.



3.17. att. **T savienojums ar pastiprināšanas ribu:**

a – ar šuvju krustošanos; b – bez krustošanās (labāk).



3.18. att. **Metināts zobrats:**

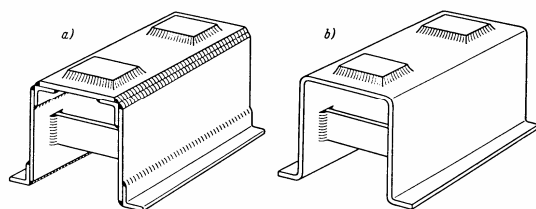
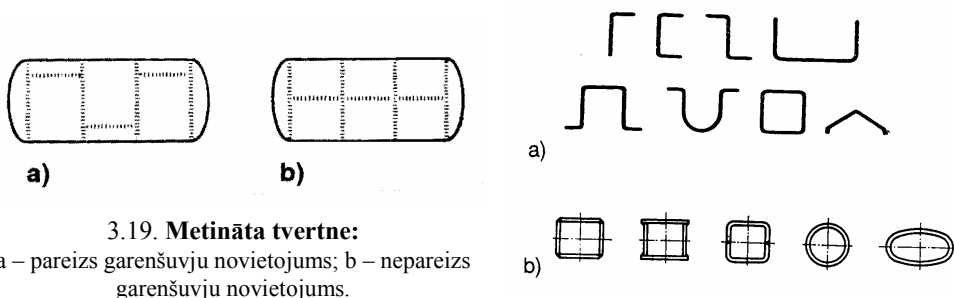
a – rumba un loks izgatavoti ar nokāpi, kas sadārdzina darbu; b – rumba un loks pirms metināšanas netiek apstrādāti.

4. Censties samazināt šuves tilpumu.

Lietot tievas un garas šuves resnu un īsu šuvju vietā, jo tā var ietaupīt elektrodu metālu un izmaksas (kakta šuves stiprība ir proporcionāla tās augstumam, bet elektrodu metāla patēriņš - augstumam kvadrātā).

5. Metinātu konstrukciju veidot no vienkāršām sastāvdaļām.

Lietot par izejmateriālu lokšņu tēraudu, sametina vai nu veselas loksnes, piemēram, izgatavojot katlus un tvertnes (3.19. att.), vai arī atsevišķas štancētas, kaltas, lietas detaļas. Parasto profilu vietā lietot, kur tas iespējams, caurules un speciālprofilus (3.20. att.), kas ļauj samazināt konstrukcijas svaru.



3.21. att. Metināts paliktnis:
a – nelieterīga konstrukcija (daudz sastāvdaļu un šuvju);
b – labāka konstrukcija.

6. Izvairīties no nevajadzīgiem detaļu pirmsmetināšanas sagatavošanas darbiem.

Labāk izgatavoto detaļu (zobratu) apstrādāt pēc sametināšanas (3.18. att.).

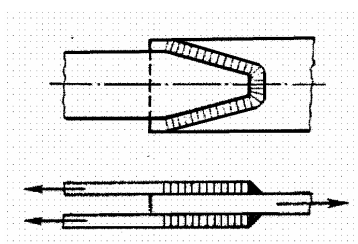
Detaļas sastāvdaļu fiksācijai

metināšanas procesā pielieto palīgierīces. Izveidot konstrukciju no mazāka detaļu skaita (3.21. att.) ar iespējami mazāku šuvju skaitu, kas palētina konstrukcijas izgatavošanu un samazina iespējamās metināšanas deformācijas.

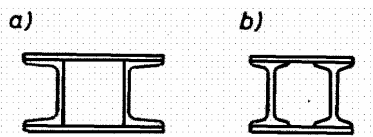
7. Metinātai konstrukcijai jābūt tādai, lai būtu iespējams piekļūt un izveidot šuvi.

Metināta savienojuma ilgziturību var kāpināt ar konstruktīviem un tehnoloģiskiem paņēmieniem:

- 1) samazināt konstrukcijas stingumu: to iegūst samazinot malējo šuvju atstatumu līdz neitrālai asij; nelietojot bez vajadzības stinguma ribas;
- 2) izveidot konstrukciju tā, lai tās stingums dotājam noslodzes veidam (liecei vai vērpei) būtu konstants. Ja darbīgie spēki vai momenti prasa mainīgu konstrukcijas stingumu tad pāreja no nestingās uz stingo daļu jāizveido pakāpeniski bez straujiem lēcieniem; piemēram, nelietot stipri slogotās vietās pārtrauktas šuves;
- 3) pārlaidsavienojumā uzliktnu galus nogriezt slīpus un metināt ar kombinētu šuvi (3.22. att.);
- 4) lietot slēgtus profilus (apaļas, ovālas, kvadrāta, taisnstūra u. tml. formas) kombinēto profilu vietā (3.23. att.);

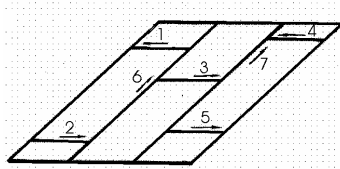


3.22. att. Savienojums ar diviem uzliktniem un kombinētu šuvi.

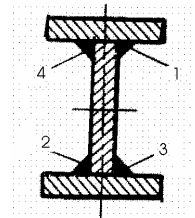


3.23. att. Neieteicami kombinēti profili.

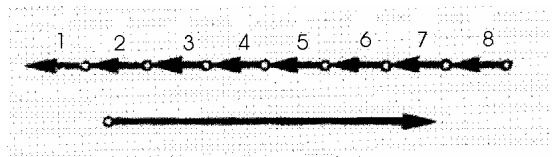
- 5) metināt tādā secībā, lai stiprāk noslogotās vietās nerastos paliekoši stiepes spriegumi (pašspriegumi) vai, lai tie būtu minimāli (3.24. un 3.25. att.); garu šuvi metina pa posmiem (3.26. att.);
- 6) lietot šuves uzkaldi (norullēšana, appūšana ar skrošu strūklu, plastiska spiedes deformācija ar veidveseri) t.i. virskārtas mehānisku nocietināšanu, ilgziturbu palielinās par 25 ... 60 %; uzkaldi nelietot triecienslodzē;
- 7) pielietojot saduršuvei pretmetināšanu un nofrēzējot valnīti, ilgziturbu palielinās apmēram divas reizes, bet termiskā apstrāde (atkvēlināšana pie 670 °C) vēl papildus kāpina ilgziturbu par 15 ... 20 %;
- 8) metināt, kur vien iespējams, automātiski zem kušņiem vai aizsarggāzes vidē;



3.24. att. Plākšņu konstrukcijas
pareiza metināšanas secība:
1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7.

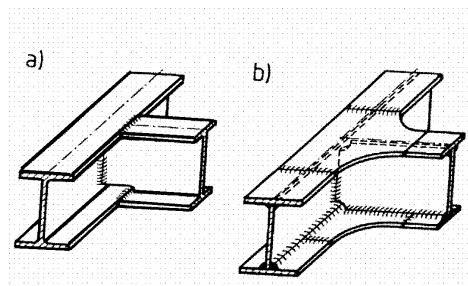


3.25. att. Sijas pareiza
metināšanas secība:
1 - 2 - 3 - 4.



3.26. att. Metināšana pa posmiem
(posmu īsās šuves metina no labās uz kreiso pusi, bet visu šuvi veido
no kreisās uz labo pusi).

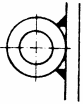
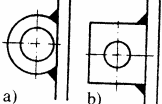
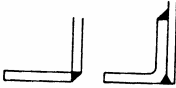
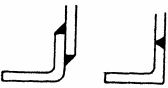
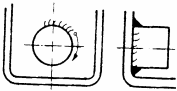
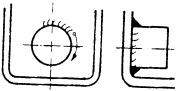
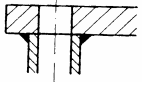
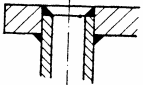
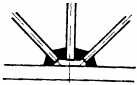
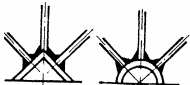
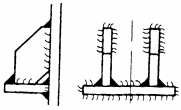
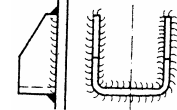
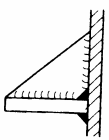
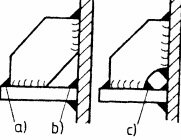
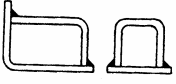
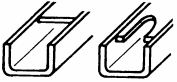
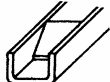
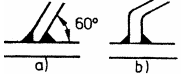
9) dinamiskā noslogojumā vispiemērotākā ir saduršuve, jo tā (ja labi sametināta) praktiski nerada sprieguma koncentrāciju (3.27. att.).

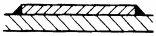
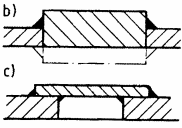
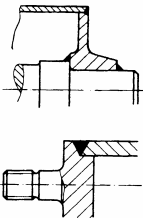
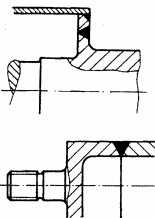
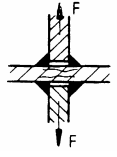
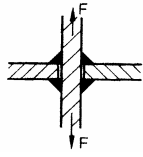
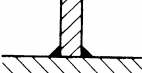
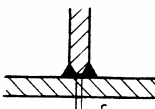


3.27. att. I veida siju savienojums:
a – statiskai slodzei; b – dinamiskai slodzei.

Dažu metinātu savienojumu izveidojums parādīts 3.3. tabulā.

Metinātu savienojumu izveidojums

		Pie maza šuves atvēruma leņķa veidojas šuves virsotnē nesakusums. Detaļai veido plakni (a) vai maina formu (b).
		Ieteicama ir saduršuve. Kakta šuvei plākšņu malas nav īpaši jāsapagatavo.
		Detaļas jānovieto tā, lai varētu piekļūt šuvei metinot apkārt pa kontūru.
		Pie stiepes, lieces vai vērpes noslogojuma cauruli ievieto urbumā un metina no abām pusēm.
		Šuvju sabiezinājums saistās ar šuves defektiem un sprieguma koncentrāciju.
		Jāsamazina konstrukcijā detaļu skaits.
		Ribas: a) neatstāt asus stūrus, kuri metinot nokūst; b) nošķēlums kaktā novērš šuvju krustošanos un sabiezinājumu; c) nošķēluma vietā labāks ir noapaļojums.
		Pie plāniem skārdiem leņķsavienojuma vietā ieteicams savienojums ar kakta šuvēm.
		Pāreja no vaļēja uz slēgtu šķēlumu ar pakāpenisku sitnguma palielinājumu.
		Abpusīgas metināšanas iespējamību T-veida savienojumos nodrošina leņķis 90° (b) vai vismaz 60° (a).

		Piemetināta plāksne: a) plāna plāksne izliecas; b) iemetināta bieža plāksne ar vienpusīgu vai divpusīgu šuvi; c) metinājums caurumā, novērš plāksnes izliekumu.
		Šuves novietojums ārpus maksimālā sprieguma zonas.
		Slogot monolīto detaļu nevis piemetinātās dalītās detaļas.
		T veida savienojums ar K šuvi: • Priekšrocības: mazāks šuves tilpums un mazāka ekscentritāte. • Trūkumi: nepieciešama šuves sagatavošana; apgrūtināta metināšana; pie mainīgas slodzes nepieciešama caurmetināšana ($c = 0$).

3.4. Metināto savienojumu aprēķins stiprībā

Metināto savienojumu aprēķina, nosakot nominālsprriegumu ar materiālu pretestības formulām. Aprēķinot metinātos savienojumus **pieņem**, ka

- slodze pa šuves garumu sadalās vienmērīgi;
- šuves bīstamajā šķēlumā nerodas spriegumu koncentrācija;
- kakta šuves sabrukumu izraisa tangenciālie spriegumi, bet saduršuves - normālie spriegumi.

Nosakot pieļaujamos spriegumus ievēro slodzes raksturu (statiska, mainīga), šuves atbildīgumu, noslogojuma veidu (stiepe, spiede, cirpe, liece, vērpe), šuves veidu,

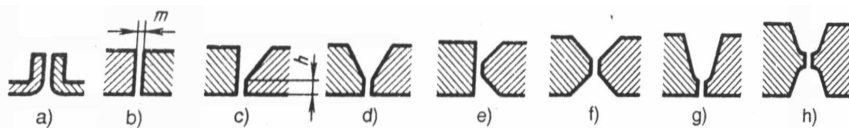
konstrukcijas elementu iespējamo deformāciju (samešanos) un spriegumu koncentrāciju.

Parasti metināto savienojumu aprēķinu veic kā kontrolaprēķinu. Šajā gadījumā jau iepriekš zināms detaļu materiāls un forma, bet to galvenos izmērus nosaka ar vienkāršiem, aptuveniem stiprības aprēķiniem. Zinot slodzi un tās raksturu, iespējams aprēķināt spriegumus šuves šķēlumos, kur var sagaidīt spriegumu lielākās vērtības. Ja stiprības nosacījums neizpildās, jāmaina šuves izmēri (garums, katete vai detaļu konfigurācija) un aprēķins jāatkārto. Vienkāršākos gadījumos iespējams tieši aprēķināt vajadzīgo šuves garumu vai tās kateti (biezumu).

3.4.1. Saduršuves aprēķins

Saduršuves ļauj izveidot vienkāršu, vieglu un ekonomisku metinātā mezgla konstrukciju ar niecīgu spriegumu koncentrāciju šuves zonā. Tā ir piemērota mainīgām (dinamiskām) slodzēm. Saduršuves iedala atkarībā no sametinamo detaļu (plākšņu) biezuma (3.28. un 3.29. att., 3.4. tab.):

Atloka šuves (3.28. att., a), ko lieto plānu ($s \leq 2$ mm) skārdu sametināšanai bez papildmetāla.

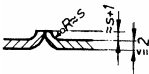
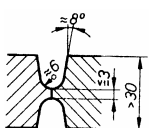
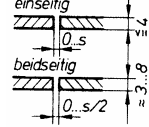
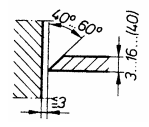
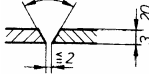
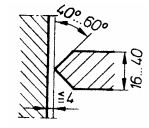
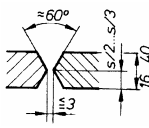
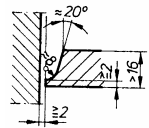
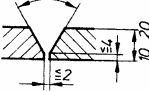
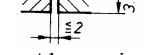
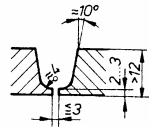
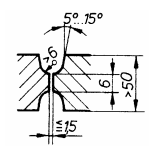


3.28. att. Saduršuvju malu apstrādes veidi:

a – atloku šuve; b – I šuve; c – 1/2 V šuve; d – V šuve; e – K šuve; f – X šuve; g – U šuve; h – dubult-U šuve.

I veida (3.28. att., b), ko lieto, ja detaļu biezums $s \leq 4$ mm (vienpusīga metināšana ar elektroloku vai aizsarggāzu vidē), bet divpusīgi metinot $s \leq 8$ mm. Pielietojot metināšanu zem pulvera $s \leq 8$ mm vienpusīgai un $s \leq 20$ mm divpusīgai metināšanai. Metināmajiem galiem jābūt savstarpēji paralēliem un perpendikulāriem pret plāksnes virsmu. Biezāku plākšņu galus mehāniski apstrādā (ēvelē, frēzē, nogriež automātiski ar gāzes liesmu).

Saduršuvju parametri (DIN 8551, tabula ir saīsināta)

Šuve	Simbols	Izmēri	Šuve	Simbols	Izmēri
G-, E-, WIG, MIG / MAG metināšana					
 Atloku šuve	 1		 Dubult U šuve	 7-7	
 I šuve	 2		 1/2 V šuve	 4	
E-, WIG-, MIG/MAG metināšana					
 V šuve ^{1), 2)}	 3		 K šuve	 4-4	
 Doppel-V-Naht X šuve	 3-3		 1/2 U šuve	 8	
			UP metināšana		
 Y šuve	 5		 I šuve ³⁾	 1	 Abpusīgi metināta
 U šuve	 7		 Dubult U šuve	 4-4	

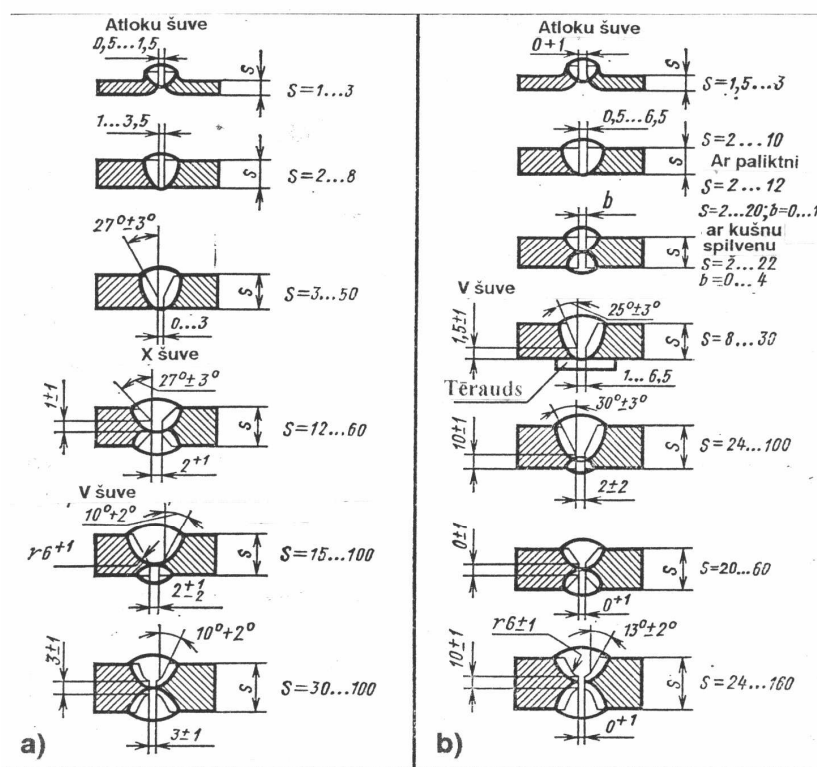
Piezīmes. 1) Šuves sakne apstrādāta un pretmetināta. 2) Gāzmetināšana lietderīga līdz $s \approx 10$ mm. 3) Pie lielāka saduras platuma jāpielieto šķidrā metāla pret iztecēšanas nodrošinājums (piemēram, vara sloksne).

V veida šuves (3.28. att., c, d) lieto 3 ... 20 mm bieza metāla sametināšanai. Šuves atvēruma leņķis $\alpha = 60^\circ \dots 70^\circ$. Šādā šuvē ar pretmetinājumu (3.29.att)

spriegumu koncentrācija pie virsotnes ir niecīga. Ja šuvi mehāniski apstrādā (nofrēzē šuves valnīti un pretmetinājuma valnīti), tad tai ir vislielākā ilgizturība, salīdzinājumā ar citiem šuvju veidiem.

Metināšanas veida apzīmējumi: G - gāzmetināšana; E - elektroloka metināšana; WIG - ar volframa elektrodu inerto gāzu vidē. UP - metināšana zem pulvera kārtas. MIG/MAG - metāla automātiskā metināšana inerto (MIG) vai aktīvo (MAG) gāzu aizsargvidē.

X veida un K veida šuvi (3.28. att., e, f) lieto, ja $s = 12 \dots 40$ mm. Pie kvalitatīva izpildījuma X šuvei noguruma izturība ir tāda pati kā V šuvei ar pretmetinājumu. K veida šuvei vajadzīga mazāka mehāniskā apstrāde un to pielieto mazāk slogotiem savienojumiem.



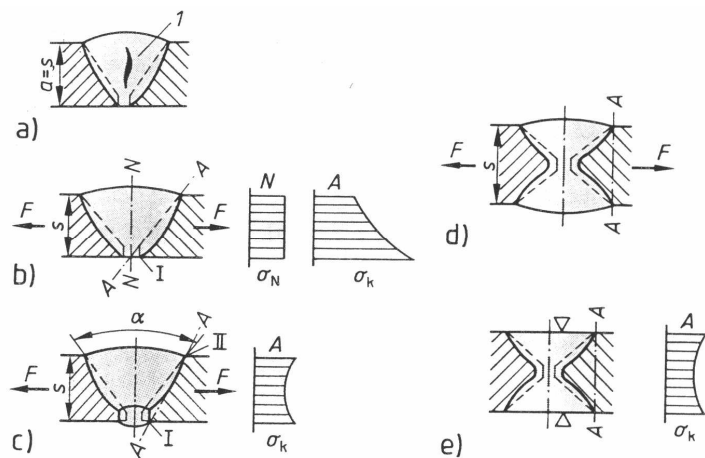
3.29. att. Saduršuvju parametri:

a – metinot ar roku (ГОСТ 5264 - 80); b – metinot automātiski, ГОСТ 8713-70 (apzīmējumi doti 3.28. att).

U veida un dubult U veida šuves (3.28. att., g, h) lieto, ja $s > 30$ mm. Šādu šuvju novērtējums ir mazāks nekā V un X šuvēm.

Sadursuves veids un uzkausētā valnīša augstums netiek ievērtēts stiprības aprēķinos.

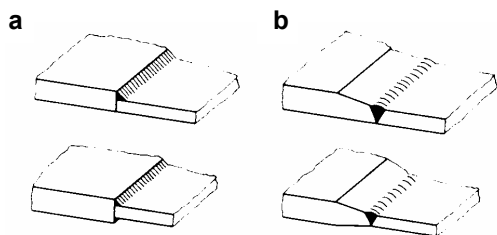
Sadursavienojums var tikt sagrauts pa šuvi (šķēlums N - N 3.30. att.), šuves pamatmetāla sakusuma zonā (šķēlums A-A 3.30. att.) vai pamatmetāla termiskās ietekmes zonā, kur metināšanas procesā izmainās metāla mehāniskās īpašības.



3.30. att. **Spriegumi sadursuvē:**

a – šuves porainība un sārgu ieslēgumi; b un c – V šuve bez un ar pretmetinājamu; d un e – X šuve bez un ar mehānisko apstrādi.

2.31. attēlā parādīts dažādu biezumu plākšņu salaidums.



3.31. att. **Dažādu biezumu plākšņu salaidums:**

a – nepareizs; b – ieteicams.

Ja metinājuma kvalitāte ir laba, tad sadursavienojums sabrūk galvenokārt termiskās ietekmes zonā. Tāpēc savienojuma stiprību nosaka šīs zonas šķēluma izmēri: a – šuves biezums un l – šuves garums. Sadursavienojumu nominālspriegumu formulas stiepei, spiedei, cirpei un liecei dotas 3.5.

tabulā.

3.5. tabula

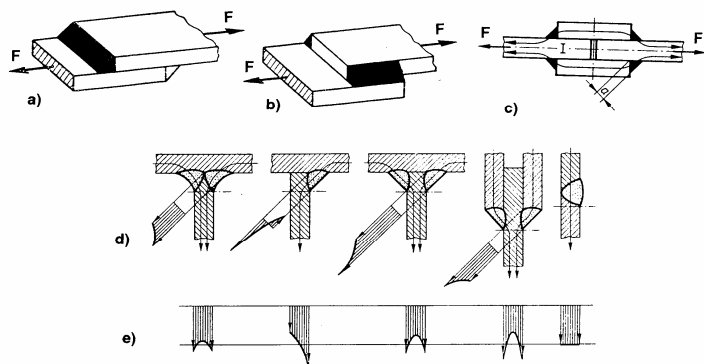
Sadursavienojumu nominālspriegumi šuves šķēlumā N - N (3.30. att)

Sloojuma veids	Novietojums	Šuves forma	Nomināl-spriegums šuvē	Šķēluma laukums A, šuves pretestības moments $W_{\text{š}}$
Stiepe Spiede			$\sigma_F = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_{st}]$ $\sigma_F = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_{sp}]$	$A = a \ell$
Cirpe			$\tau_F = \frac{F}{A} \leq [\tau'_c]$	$A = a \ell$
Liece			$\sigma_M = \frac{M}{J_{\text{š}} / Y_{\text{max}}} =$ $= \frac{M}{W_{\text{š}}} \leq [\sigma'_{\ell}]$	$W_{\text{š}} = a \ell^2 / 6$ - vertikāli $W_{\text{š}} = l a^2 / 6$ - horizontāli
Stiepe un liece			Rezultējošie spriegumi $\sigma_{\Sigma} = \sigma_F + \sigma_M \leq [\sigma'_{st}]$	
Cirpe un liece			Rezultējošie spriegumi $\sigma_{\Sigma} = 0,5 (\sigma_M + \sqrt{\sigma_M^2 + 4\tau_F^2}) \leq [\sigma'_{st}]$	

Piezīme. Apzīmējumi: $J_{\text{š}}$ - šuves inerces moments; Y_{max} - attālums no neitrālās ass līdz attālākām šuves punktam.

3.4.2. Kakta šuves aprēķins

Kakta šuvi lieto pārlaidsavienojumā, sadursavienojumā ar uzliktniem, leņķa un T veida savienojumā (3.32. att., 3.14. att., a).

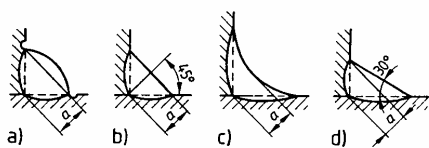


3.32. att. **Savienojumi ar kakta šuvēm:**

a un b – pārlaidsavienojums; c – sadursavienojums ar uzliktniem;
d – T-veida savienojumi un sprieguma sadalījums šuves šķēlumā;
e – sprieguma sadalījums pamatmateriāla (plāksnes) šķēlumā.

Atkarībā no kakta šuves šķērssgriezuma formas (3.15. un 3.33. att.) tās iedala normālās (taisnās), izliektās un iedobtās. Izliekta šuve nav racionāla, jo veidojas ass spēka plūsmas līniju izliekums (3.15. att., b) un līdz ar to spriegumu koncentrācija.

Spēka plūsmas līniju liekums un spriegumi (šuvē un pamatmateriālā) savienojumos ar kakta šuvēm parādīti 3.32. un 3.34. attēlā.



3.33. att. **Kakta šuvju veidi:**

a – izliekta; b – taisna (45° šuve); c – iedobta; d – ar dažādām katetēm (30° šuve).

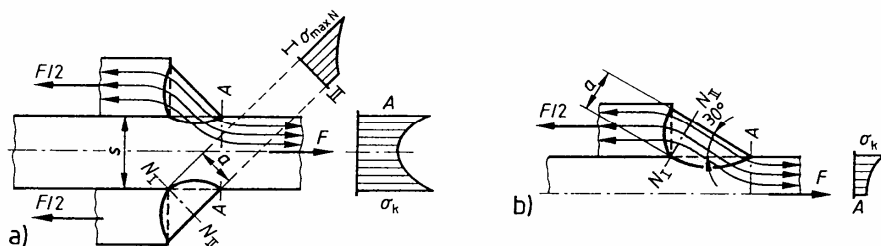
Atkarībā no kakta šuves novietojuma attiecībā pret spēka darbības virzienu tās iedala gala šuvēs (šuve perpendikulāra spēka darbības virzienam, 3.32. att., a) un sānšuvēs (šuve paralēla spēka darbības virzienam, 3.32. att., b).

Mazāka spriegumu koncentrācija ir iedobtu un dažādu katešu šuvēs, kurās spēka plūsmas līniju liekums ir vismazākai.

Kakta šuves aprēķina pēc **bīdes spriegumiem**. Bīstamais šķēlums sakrīt ar šuves taisnā leņķa bisektrises plakni.

Kakta šuves galvenie izmēri ir šuves bīstamā šķēluma biezums (augstums) a (3.33. att.) un šuves garums l . Parasti pieņem $a = s$, kur s - detaļas biezums. Ja saskaņā ar aprēķinu $a < s$, bet konstruktīvi $s \geq 3 \text{ mm}$, tad pieņem $a_{\min} = 3 \text{ mm}$. Sametināto detaļu

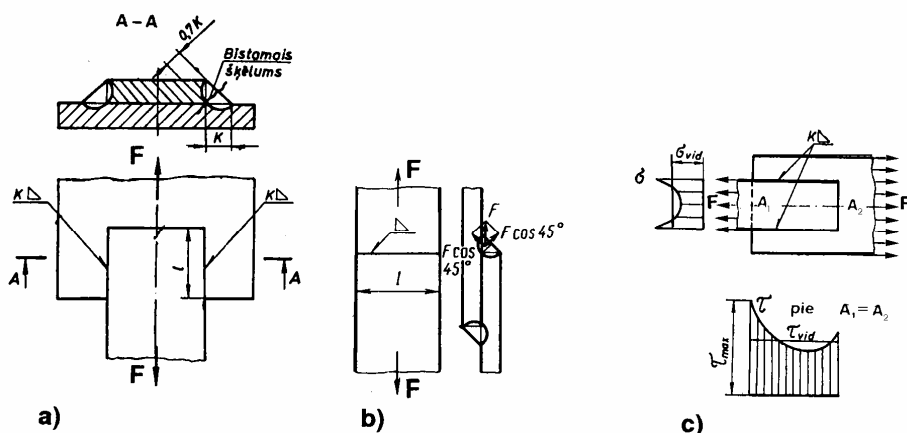
pārlaidumu ņem ne mazāku par $4 s_{\min}$. Visu veidu kakta šuvju aprēķins ir unificēts un to veic cirpē ar vienām un tām pašām formulām.



3.34. att. Spriegumi dažāda vaida kakta šuves šķēlumā NN un pamatmateriāla šķēlumā A-A:

a – taisna šuve (45°); b – šuve ar dažādām katetēm (30°).

Gala šuves bīstamajā šķēlumā rodas kā normālie, tā arī tangenciālie spriegumi (3.35. att.) no spēka $F \cdot \cos 45^\circ$.



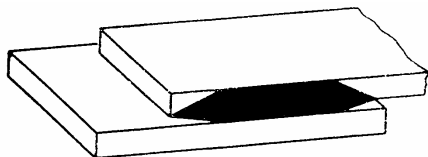
3.35. att. Kakta šuves aprēķina shēmas:

a – sānšuve; b – gala šuve; c – spriegumu sadalījums pamatmateriālā (s) un spriegumu koncentrācija sānšuvē (t).

Sānšuvi (3.35. att.) aprēķina tāpat kā gala šuvi. Tā kā spriegumi šuvē sadalās nevienmērīgi (3.35. att. c), tad nav ieteicama sānšuve garāka par $l_{\max} = (50 \dots 60)a$. Ja aprēķins prasa garāku šuvi, tad labāk veidot to pārtrauktu (ar atstarpēm).

Jo garāka šuve, jo spriegums šuvē sadalās nevienmērīgāk. Maksimālie spriegumi ir šuves galos, kur tos vēl palielina metināšanas krāteri. Ņemot vērā iespējamās šuves

defektus, pieņem $l_{\min} \geq 30$ mm. Pie statiskas slodzes sānšuves stiprība ir gandrīz tāda pati kā saduršuvei. Pie dinamiskas slodzes sānšuves ilgizturība ir ievērojami mazāka nekā gala šuvei.



3.36. att. Sānšuve ar smailiem galiem.

Spriegumu koncentrāciju var samazināt, ja šuvi izveido ar smailiem galiem (3.36. att.).

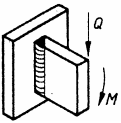
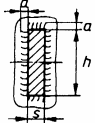
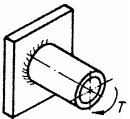
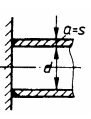
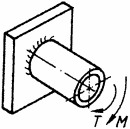
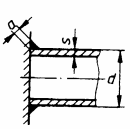
Dažādu metināto savienojumu ar kakta šuvēm aprēķinu formulas dotas 3.6. tabulā.

3.6. tabula

Spriegumu aprēķina formulas kakta šuvēs

Noslodzes veids	Savienojuma attēls	Šuves veids	Nominālie spriegumi šuvē	Šuves laukums A, pretestības moments W
Stiepe Spiede			$\tau_F = \frac{F}{A} \leq [\tau']$ $\tau_F = -\frac{F}{A} \leq [\tau']$ $\sigma_{st} = \frac{F}{A} \leq [\sigma']$	$A = a \ell$ vai $A = \Sigma a \ell$
Cirpe			$\tau_F = \frac{F}{A} \leq [\tau']$	$A = a \ell$ vai $A = \Sigma a_1 \ell_1 + \Sigma a_2 \ell_2$
Liece			$\tau_M = \frac{M}{J_s / Y_{\max}} =$ $= \frac{M}{W_s} \leq [\tau']$	$W_s = a \ell^2 / 6$ vertikāli $W_s = \ell a^2 / 6$ horizontāli

3.6. tabulas turpinājums

Noslodzes veids	Savienojuma attēls	Šuves veids	Nominālie spriegumi šuvē	Šuves laukums A, pretestības moments W
Cirpe Un liece			Rezultējošie spriegumi $\tau_{\Sigma} = 0,5(\tau_M + \sqrt{\tau_M^2 + \tau_F^2}) \leq [\tau']$	$W_s = \frac{1}{6(h+2a)} \cdot [(s+2a) \cdot (h+2a)^3 - sh^3]$
Vērpe			$\tau_T = \frac{T}{W_p} \leq [\tau']$	$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d+2a)^4 - d^4}{(d+2a)}$
Liece un vērpe			Kopsprriegumi $\tau_{\Sigma} = 0,5(\tau_M + \sqrt{\tau_M^2 + 4\tau_T^2}) \leq [\tau']$	$W = \frac{1}{r+a} \cdot \left[\frac{\pi}{64}(d+2a)^4 - \frac{\pi}{64}d^4 \right]$

Piezīme. Vācu tehniskajā literatūrā [7, 8] stiepes, spiedes, lieces un kopsprriegumi apzīmēti kā normālie spriegumi (σ), nevis kā tangenciālie (τ).

3.4.3. Liecē slogotī metināti savienojumi

Liecē slogota metināta savienojuma šuvēs rodas bīdes (cirpes) spriegumi τ_c (no šķērsspēka $F_q = F$ un lieces spriegumi σ_l (saduršuvēs) vai τ_M (kakta šuvēs) no lieces momenta Fl (3.37. att.).

Saduršuvē bīdes spriegumi τ_c pa šuves garumu l sadalās nevienmērīgi (3.37.att., a): šuves galos $\tau_c = 0$, bet vidū $\tau_c = \tau_{\max}$. Kakta šuvēs bīdes spriegumi pa šuves garumu sadalās vienmērīgi (3.37. att., b, c).

Šķērsspēka $F_q = F$ izraisītos bīdes spriegumus uzņem galvenokārt vertikālās šuves (horizontālās šuvēs šo spriegumu aprēķinā var neievērot, (3.37. att., b)).

Lieces spriegumi vertikālās šuvēs sadalās nevienmērīgi (lineāri). Šuvē virs neitrālās ass darbojas stiepes spriegumi, bet zem neitrālās ass – spiedes spriegumi.

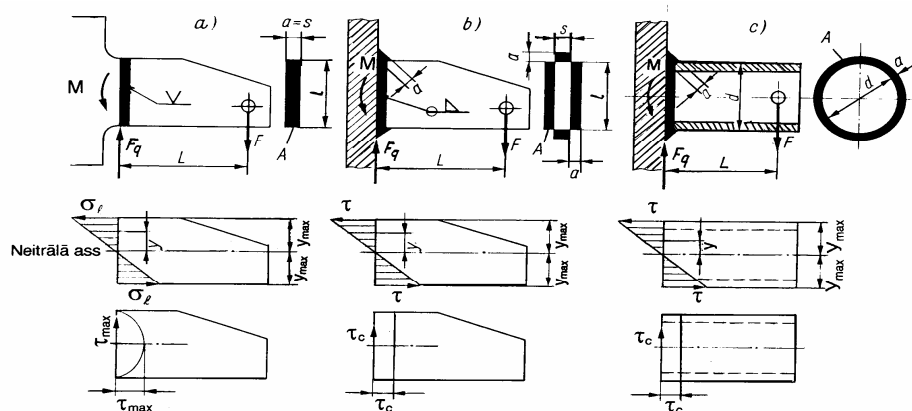
Maksimālie lieces spriegumi σ_l , MPa:

$$\tau_M (\sigma_t) = \frac{M}{J_s / Y_{\max}}, \quad (3.1)$$

kur M – lieces moments ($M = Fl$), MPa;

J_s – šuvju laukumu inerces moments, mm^4 ;

$Y_{\max}$ – attālums no neitrālās ass līdz attālākajam šuves punktam (kakta šuvēm attālums līdz šuves saknei), mm.



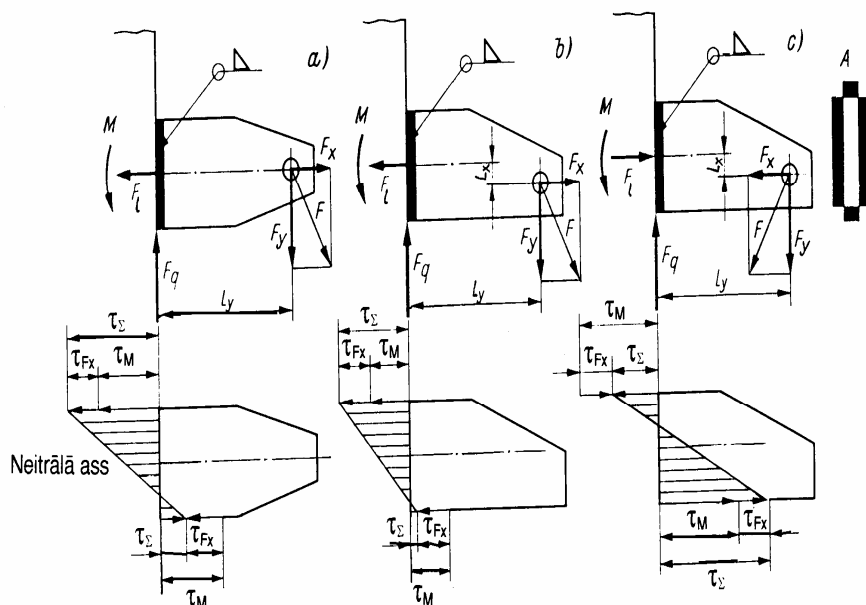
3.37. att. Liecē slogotas metinātās šuves:

a – saduršuve; b – kakta šuves; c – kakta šuves caurules piemetinājumā.

$$J_s = \begin{cases} \frac{a \ell^3}{12} & \text{– 2.37. att., a;} \\ 2 \frac{a \ell^3}{12} + 2 \frac{a \ell^2 s}{4} & \text{– 2.37. att., b;} \\ \pi \frac{(d + 2a)^4 - d^4}{64} & \text{– 2.37. att., c.} \end{cases} \quad (3.2)$$

3.4.4. Liecē un stiepe (spiedē) slogoti metināti savienojumi

3.38. attēlā parādīts ar spēku F slogots konsolsijas piemetinājums pie plāksnes. Spēka F komponentes F_Y un F_X šuvēs rada stiepes (spiedes) no komponentes F_X , cirpes (no šķērsspēka $F_q = F_Y$) un lieces spriegums no lieces momenta M . Stiepes (spiedes) slogojums rada šuvēs cirpes spriegumus τ_{Fx} .



3.38. att. Liecē un stiepē (spiedē) slogotas metinātās kakta šuves.

Lieces moments M :

$$M = \begin{cases} F_Y L_Y & \text{- 2.38. att., a;} \\ F_Y L_Y - F_X L_X & \text{- 2.38. att., b;} \\ F_Y L_Y + F_X L_X & \text{- 2.38. att., c.} \end{cases} \quad (3.3)$$

Spriegumi no lieces momenta M (τ_M) un spēka F_X (τ_{Fx}) darbojas vienā plaknē un tāpēc maksimālie kopspriegumi ir šo spriegumu ģeometriskā summa:

$$\tau_\Sigma = \tau_M \pm \tau_{Fx}. \quad (3.4)$$

Spriegums τ_M aprēķina pēc formulas (2.1), bet

$$\tau_{Fx} = F_X / A = F_X / \Sigma (a \ell). \quad (3.5)$$

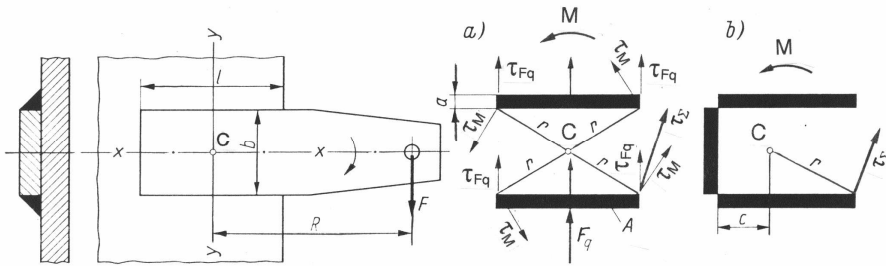
Mīnus zīme formulā (3.4) jāņem tad, kad viens no spriegumiem ir spiedes, bet otrs stiepes spriegums.

Ievērojot cirpes spriegumu no šķērsspēka $F_q = F_Y$, nosaka rezultējošos spriegumus

$$\tau_{rez} = \sqrt{\tau_{\Sigma}^2 + \tau_{Fq}^2} \leq [\tau]. \quad (3.6)$$

3.4.5. Kombinēto šuvju aprēķins

Par kombinēto šuvi sauc vairāku gala šuvju un sānšuvju apvienojumu vienā metinātā savienojumā. 3.39. attēlā parādīts ar lieces momentu $M = F \times R$ slogotas konsolsijas piemetinājums vertikālai plāksnei.



3.39. att. Konsolsijas piemetinājums pie plāksnes ar kakta šuvēm:

a – ar divām kakta šuvēm; b – ar kombinētu šuvi.

Ārējā momenta ietekmē šuves cenšas pagriezties ap savu smagumcentru C. Šuvi aprēķina tā, it kā uz to darbotos vērpes moments. Cirpes spriegumi šuvē ir proporcionāli rādiusiem, kas vilkti no smagumcentra C un vērsti šiem rādiusiem perpendikulāri. Maksimālais cirpes spriegums no momenta ir tai šuvei vietā, kas atrodas vistālāk no smagumcentra:

$$\tau_M = \frac{M}{J_{pš}} r_{max}, \quad (3.7)$$

kur $J_{pš}$ - kombinētās šuves polārais inerces moments, kas ir divu aksiālo momentu summa: $J_{pš} = J_{xš} + J_{yš}$;

r_{max} - šuves attālākā punkta (šuves saknes) atstatums no smagumcentra C.

Vienkāršoti inerces momentu $J_{pš}$ aprēķina šādi:

$$J_{pš} = \begin{cases} \frac{a}{6} \ell (3b^2 + \ell^2) & \text{2.39. att., a;} \\ \frac{a}{6} \ell (3b^2 + \frac{b^3}{2\ell} + 4\ell^2) - a(2\ell + b)c^2 & \text{2.39. att., b,} \end{cases} \quad (3.8)$$

kur c - smagumcentra C attālums no vertikālās gala šuves.

Ievērojot cirpes spriegumus no šķērsspēka $F_q = F$, rezultējošie spriegumi (pieņemta nevis ģeometriskā, bet aritmētiskā summa):

$$\tau_{\Sigma} \approx \tau_M + \tau_{Fq} = \frac{M}{J_{ps}} r_{\max} + \frac{F_q}{A} \leq [\tau'], \quad (3.9)$$

kur $A = \Sigma (a \times l)$ - šuves bīstamā šķēluma laukums.

Smagumcentra C attālums:

$$x_c = \frac{a l^2 - 0,5 b a^2}{2 l a + a b}. \quad (3.10)$$

Liecē un bīdē slogota metināta savienojuma aprēķinu shēma parādīta 2.40. attēlā.

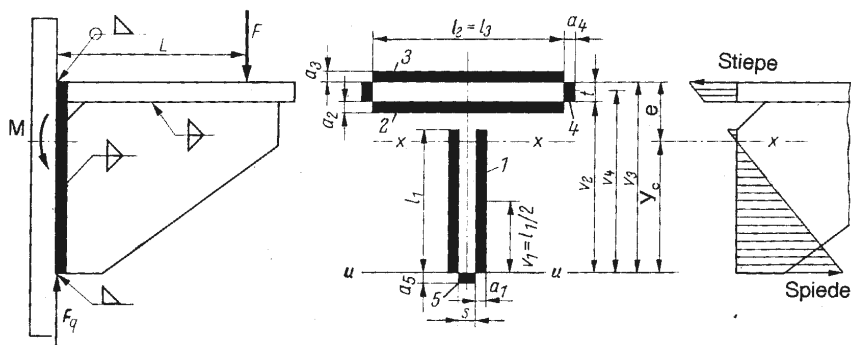
Metinātās šuves slogo lieces moments $M = F L$ un šķērsspēks $F_q = F$.

Lai aprēķinātu spriegumus šuvēs no lieces momenta (2.1), tad vispirms jānosaka kakta šuvju veidotā kontūra smaguma centra ass $x - x$ koordināte y_c :

$$y_c = \frac{\Sigma (A_i v_i)}{\Sigma A_i}, \quad (3.11)$$

kur A_i - atsevišķo šuvju laukumi ($i = 1 \dots 5$);

v_i - atstatumi no izvēlētās palīgass $u - u$ līdz katras šuves saknei.



3.40. att. Metināta kronšteina kombinētu kakta šuvju aprēķina shēma.

Kakta šuvju laukumu inerces moments pret asi x - x:

$$J_s = J_u - y_c^2 A_s, \quad (3.12)$$

kur $J_u = \Sigma J_{ui}$ – atsevišķo šuvju inerces momenti pret asi u - u

$$(a_2 \ell_2 v_2^2; a_3 \ell_3 v_3^2, 2 a_4 t v_4^2; a_1 \ell_1^3/3 \text{ un } s a_5^3/3).$$

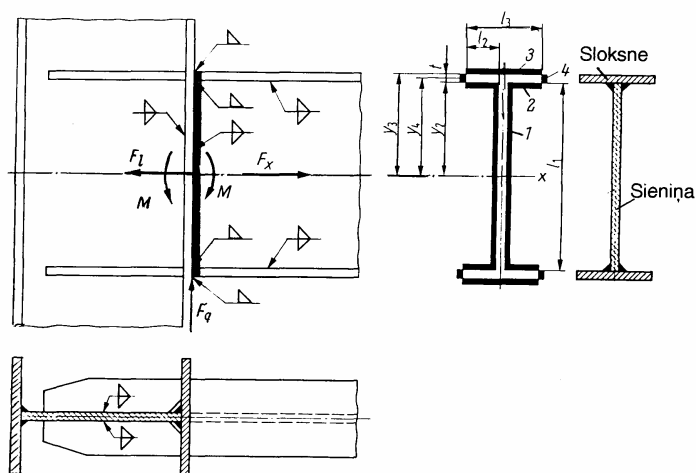
Bīdes spriegumi no šķērsspēka F_q (ievēro tikai vertikālās šuves).

$$\tau_{Fq} = \frac{F_q}{A} = \frac{F}{2 a_1 \ell_1}. \quad (3.13)$$

Kospriegumi

$$\tau_\Sigma = \sqrt{\tau_M^2 + 1,8 \tau_{Fq}^2} \leq [\tau']. \quad (3.14)$$

3.41. attēlā parādīts stingas horizontālas sijas un vertikāla balsta metināts savienojums, kuru slogo lieces moments M , aksiāls spēks F_x un šķērsspēks F_q .



3.41. att. Sijas piemetinājums balstam.

Aprēķinot šādu metināto savienojumu ar kakta šuvēm pieņem, ka lieces spriegumus uzņem tikai sijas sieniņai piemetinātās sloksnes šuves 2, spēks F_x slogo visas šuves, bet spēku F_q uzņem tikai vertikālās šuves 1.

Spriegumus no lieces momenta aprēķina pēc formulas (3.1), pieņemot šuves inerces momentu $J_s = 4 a_2 \ell_2 y_2^2 + 2 a_3 \ell_3 y_3^2 + 4 a_4 t y_4^2$.

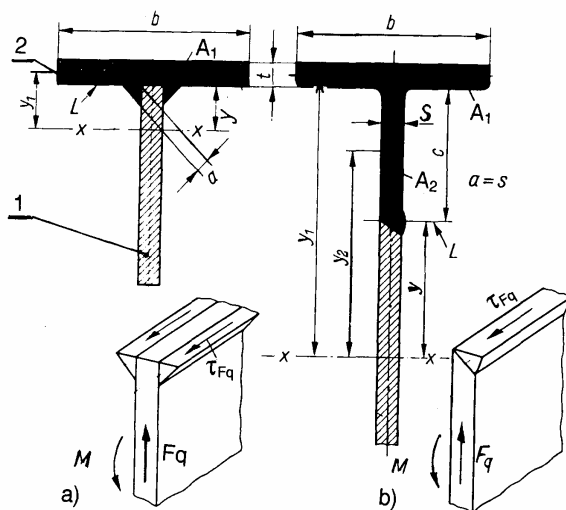
Aprēķinot cirpes spriegumus no šķērsspēka F_q , $\tau_{Fq} = F_q/A$, pieņem $A = 2 a_1 \ell_1$.
Cirpes spriegumi no spēka F_x : $\tau_{Fx} = F_x / A$, kur $A = 2 a_1 \ell_1 + 4 a_2 \ell_2 + 2 a_3 \ell_3 + 4 a_4 t$.

Rezultējošos spriegumus no lieces momenta M un aksiālā spēka F_x šuvju 3 saknē (attālumā y_3 no x ass) aprēķina pēc formulas (3.4).

Vertikālo šuvju 1 galos (atstatumā y_2 no x ass) rezultējošos spriegumus no lieces momenta M un šķērsspēka F_q aprēķina pēc formulas (3.14), nosakot šo šuvju inerces momentu pret x asi un cirpes spriegumu τ_{Fq} aprēķina (3.5) ievērojot tikai vertikālo šuvju laukumu $2 a_1 \ell_1$.

3.4.6. Metinātas sijas aprēķins

Metinātas sijas sastāvdaļas ir vertikālā sieniņa 1 un divi horizontāli plauktiņi 2, kurus sauc par joslām (3.42. att.).



3.42. att. **Spriegumi metinātā sijā:**
a – sija ar joslu kakta šuvēm; b – saduršuve vertikālā sieniņā.

Šuvēm jāuzņem bīdes spriegumi, ko rada šķērsspēks F_q :

$$\tau_{Fq} = \frac{F_q S}{J \Sigma a}, \quad (3.15)$$

kur S – joslas statiskais moments pret sijas neitrālo asi x , mm^3 ;

J – sijas šķēluma inerces moments pret x asi, mm^4 ;

Σa – visu garenšuvju biezumu summa sijas laiduma robežās, mm .

Joslas statiskais moments pret x asi un Σa .

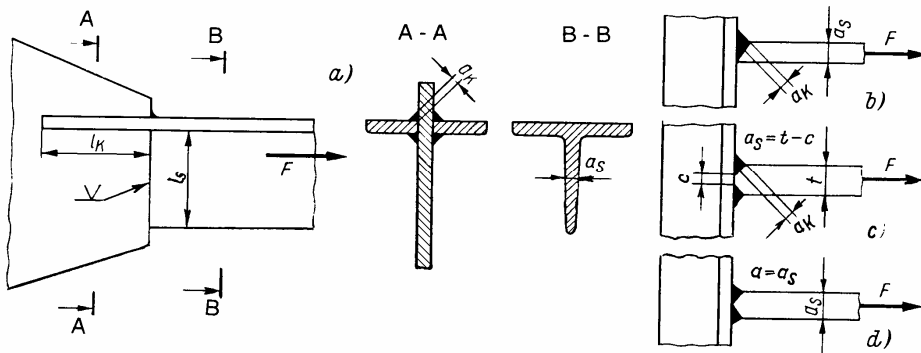
$$S = \begin{cases} A_1 y_1 = b t y_1 & \text{- 2.42. att., a;} \\ A_1 y_1 + A_2 y_2 = b t y_1 + c s y_2 & \text{- 2.42. att., b;} \end{cases} \quad (3.16)$$

$$\Sigma a = \begin{cases} 2a & \text{- 2.42. att., a;} \\ a & \text{- 2.42. att., b.} \end{cases} \quad (3.17)$$

Ja metinātā savienojumā šuve veidojas kā no saduršuves, tā arī no kakta šuves elementiem (3.43. att.), tad aprēķinu laukumu A nosaka divējādi:

a) kā saduršuves un kakta šuves elementu summu $A_\Sigma = A_s + A_k$. Šajā gadījumā pieļaujamās spriegumus ņem kā kakta šuvei;

tikai kā saduršuvei $A_\Sigma = A_s$; tad pieļaujamās spriegumus ņem kā saduršuvei.



3.43. att. Saduršuves un kakta šuves kopdarbība:

a – V šuve un kakta šuve; b – 1/2 V šuve ar kakta šuvi; c – dubult 1/2 V šuve ar dubultkakta šuvi; d – dubult 1/2 V šuve.

Parasti $c \leq 0,2 t \leq 3 \text{ mm}$ (3.43. att., c), ja t ir savienojuma plāksnes (skārda) mazākais biezums. Ja kakta šuve ir ar dažādu garumu katetēm (3.43. att., d), tad aprēķinā izmanto tikai saduršuves daļu.

3.4.7. Punktmetināšana

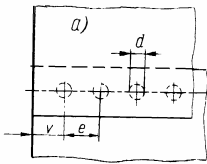
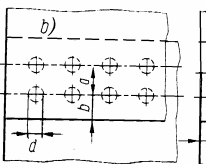
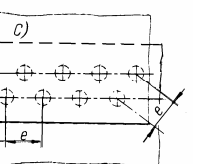
Punktmetināšanu galvenokārt pielieto plānu skārdu savienošanai (vagonu, automobiļu, lidmašīnu, lauksaimniecības mašīnu, aparātu u.c. izstrādājumu izgatavošanā). Punktmetinātā savienojuma shēmas un šuves parametri doti 2.7. tabulā

Konstruējot punktmetinājumu jāievēro:

1. Ar punktmetināšanu ieteicams sametināt ne vairāk par trim detaļām (skārdiem) kuru kopējais biezums nepārsniedz 15 mm, pie kam ārējās detaļas nedrīkst būt biežākas par 5 mm. Šodienas tehnoloģijas ļauj sametināt arī biežākas detaļas (piemēram, pie 100 mm biezas detaļas var piemetināt divus 1mm biezus skārdus vai sametināt 10 skārdus katru 1 mm biezumā).

3.7. tabula

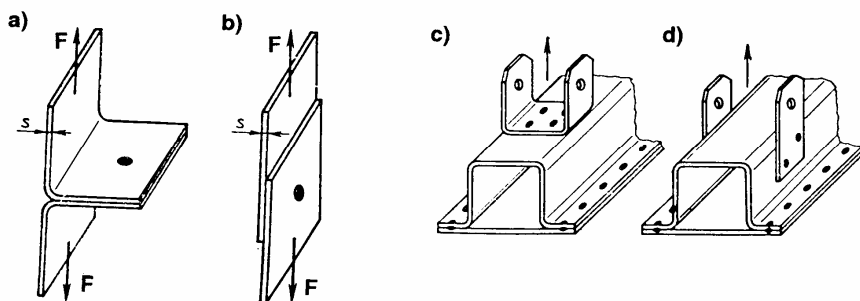
Punktmetinātā savienojuma izmēri, mm

																	
s	d	e	v	a	b	s	d	e	v	a	b	s	d	e	v	a	b
0,5	3	10...20	6...12	8...12	6	3	8	25...50	16...32	20...30	11	3	8	25...50	16...32	20...30	11
1	4	12...25	8...16	10...15	7,5	4	10	30...60	20...40	25...38	13	4	10	30...60	20...40	25...38	13
1,5	5	15...30	10...20	12...18	8	5	12	36...71	24...48	30...45	15	5	12	36...71	24...48	30...45	15
2	6	18...36	12...24	15...22	9	6	14	45...85	28...56	36...53	18	6	14	45...85	28...56	36...53	18

Apzīmējumi: a – vienrindas punktmetinātais pārlaidsavienojums; b un c – divrindu punktmetinātais pārlaidsavienojums; s – plānākā skārda biezums; d – punkta diametrs; e – punktu atstatums; v – punkta atstatums līdz detaļas malai perpendikulāri spēka virzienam; a – rindu atstatums; b – minimālais pārlaidums.

2. Sametināto daļu biezumu attiecība nedrīkst pārsniegt 1 : 3.

3. Punktmetinātā konstrukcija jāizveido tā, lai uz punktiem darbotos nevis atraušanas, bet gan cirpes spēks (3.44. att.). Cirpes slogojumā punkts iztur 2...3 reizes lielāku spēku.

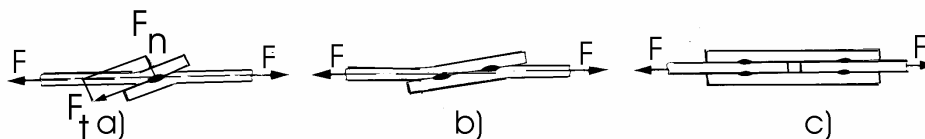


3.44. att. **Metināta punkta noslogojums:**

a – atraušana; b – cirpe; c – nepareiza osas piemetināšana; d – pareiza osas piemetināšana.

4. Plānu skārdu ($s < 2 \text{ mm}$) vienrindas punktmetinātā pārlaidsavienojumā ārējās slodzes ietekmē rodas lieces moments, kas metinājuma vietu sašķiebj (3.45. att., a). Spēks F_n cenšas punktu 1 izraut, bet spēks F_t - nocirpt. Lieces momentu var samazināt, lietojot divrindu savienojumu (3.45. att., b). Līdz ar momenta samazināšanos samazinās arī punkta izraušanas spēks F_n .

Savienojuma stiprību un ilgzituriību var palielināt, ņemot pārlaidsavienojuma vietā sadursavienojumu ar diviem uzliktņiem (3.45. att., c).



3.45. att. **Punkta noslogojuma shēmas:**

a – vienrindas savienojums; b – divrindu savienojums; c – sadursavienojums ar diviem uzliktņiem.

5. Spēka darbības virzienā vienā rindā drīkst novietot ne mazāk par diviem punktiem un ne vairāk par pieciem punktiem.

6. Lai samazinātu metināto punktu noslogojumu, tad liecē slogota savienojuma punktiem jāatrodas iespējami tuvāk neitrālajai asij (piemēram, sijas neitrālajai asij).
7. Konstruējot savienojumu, jānodrošina metināto vietu pieejamība.

Izraujot metināto punktu, izveidojas it kā tapiņas veida izcilnis (3.46. att., a, b).

Metināto punktu var uzskatīt par tapiņu (kniedi) ar diametru d , mm

$$d \approx 5 \sqrt{s_{\min}} . \quad (3.18)$$

Punktmetinātos savienojumos aprēķina cirpē un virsmas spiedē (analogiski kā kniedes).

Cirpes spriegumi:

$$\tau_c = \frac{F}{z \text{ i } A} \leq [\tau_c'] , \quad (3.19)$$

kur F - bīdes spēks, MPa;

z - punktu skaits;

i - cirpes plakņu skaits ($i = 1$ vai $i = 2$);

A - punkta cirpes laukums: $A = \pi d^2/4$, mm².

Virsmas spiedes spriegumi:

$$\sigma_{vs} = \frac{F}{z d s_{\min}} \leq [\sigma_{vs}'] . \quad (3.20)$$

Vispārīgi pie statistiska slogojuma pieļaujamais punktmetinājuma spriegums aprēķina šādi:

$$[\tau_c'] = \tau_B / s_B ,$$

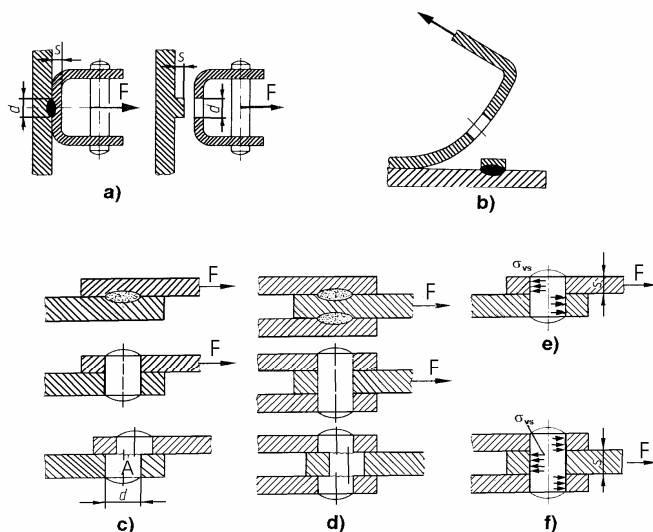
kur τ_B – šuves materiāla tangenciālie graužošie spriegumi (3.9);

$s_B = 1,5 \dots 2,0$ – drošības koeficients.

$$\text{Dinamiskā slogojumā: } [\tau_c'] = \frac{(0,3 \dots 0,5) \tau_B}{1,5 \dots 2,5} .$$

Liecē slogotu punktsavienojumu aprēķina tāpat kā analogisku kniedēto savienojumu.

Ja slogošais spēks F nav zināms vai ir tikai aptuveni zināms, tad punktsavienojumu konstruē tā, lai savienojuma un pamatmateriāla stiprība būtu vienāda.



3.46. att. **Metinātā punkta diametrs d un savienojuma aprēķina shēmas:**

a un b – shēmas metinātā punkta diametra noteikšanai; c – viencirpes punkts; d – divcirpes punkts; e un f – virsmas spiedes spriegumi viencirpes un divcirpes punktam.

Visu punktu cirpes spēks F' :

$$F' = z \frac{\pi d^2}{4} i \tau_B = A \sigma_B = F_B, \quad (3.21)$$

kur τ_B – šuves materiāla cirpes spriegumi, MPa;

A – pamatmateriāla šķērsriezuma laukums, mm^2 ;

σ_B – pamatmateriāla graužošie spriegumi stiepē, MPa;

F_B – pamatmateriāla graužošais spēks stiepē, MPa;

F' – visu punktu cirpes spēks, N.

Spriegumu τ_B orientējoši nosaka šādi:

$$\tau'_B = 0,65 \sigma_B.$$

Formulu (3.21) var izmantot, lai aprēķinātu nepieciešamo punktu skaitu z. 3.46.
a, attēlā parādītais savienojums (nav racionāls), jo slogojas uz atraušanu (stiepē).
Cirpes spriegumi būs

$$\tau_c = \frac{F}{\pi d s_{\min} z} \leq [\tau'_c], \quad (3.22)$$

kur $[\tau'_c]$ - pieļaujamie spriegumi, MPa (3.8. tab.).

3.8. tabula

Punktmetinājumu pieļaujamie spriegumi $[\tau'_c]$ un $[\sigma'_{vs}]$, MPa

Metālkonstrukcijas (DIN 18801)					Materiāls			
					St 37		St 52	
					Slogošanas gadījums			
					H	HZ	H	HZ
Ievērtējot lodzi (DIN 4114)	Viencirpes $[\tau_c]$	90	100	135	155			
	Divcirpes $[\sigma_{vs}]$	255	290	380	430			
		355	400	525	600			
Ļodze nav iespējama	Viencirpes $[\tau_c]$	105	115	155	175			
	Divcirpes $[\sigma_{vs}]$	290	325	430	485			
		400	450	600	675			
Mašīnu un aparātu būve								
Pamatmateriāla graužošais spriegums stiepē σ_B	250	300	350	400	450	500	550	600
pastāvīga $[\tau_c]$ pulsējoša simetriska	60	75	90	100	110	125	135	150
	40	50	55	65	70	80	90	95
	20	25	30	35	35	40	45	50
Vien - cir- pes $[\sigma_{vs}]$ pastāvīga pulsējoša simetriska	165	200	235	265	300	335	365	400
	110	130	150	175	195	215	240	260
	55	65	75	90	100	110	120	130
Div- cir- pes $[\sigma_{vs}]$ pastāvīga pulsējoša simetriska	275	335	390	445	500	555	610	665
	180	215	250	285	320	355	390	425
	90	110	125	145	160	180	195	215
Stie- pes $[\tau_c]$ pastāvīga pulsējoša, vai slogo- jumā simetriska	75	90	105	120	135	150	165	180
	50	60	70	80	90	100	110	120

Slogošanas gadījumu apzīmējumi: H – pamatslodžu summa; HZ – pamatslodžu un papildslodžu summa.

Punktmetinātā savienojuma ilgizturība ir 30 ... 50 % no izturības statistiskā slodzē. Palielinoties skārdu biezumam vincirpes savienojuma ilgizturība samazinās. Punkts ir vairāku spriegumu koncentratoru avots.

3.9. tabula

Šuves materiāla mazākie tangenciālie graužošie spriegumi τ_B

Skārda biezums s, mm	Punkta diametrs d, mm	Šuves materiāla mazākā stiprība τ_B , MPa		Skārda biezums s, mm	Punkta diametrs d, mm	Šuves materiāla mazākā stiprība τ_B , MPa	
		St 12; St 13	St 14			St 12; St 13	St 14
0,5	3	89	73	2,0	6	134	111
	4	65	54		7	115	95
	5	51	42		8	102	85
					9	92	76
0,8	4	110	91	2,5			
	5	80	66		8	118	98
	6	64	53		9	106	88
					10	95	78
1,0	4	115	95	3,0			
	5	89	74		8	133	110
	6	73	60		9	120	99
	7	60	50		10	109	90
1,5	5	121	101				
	6	100	81				
	7	82	68				

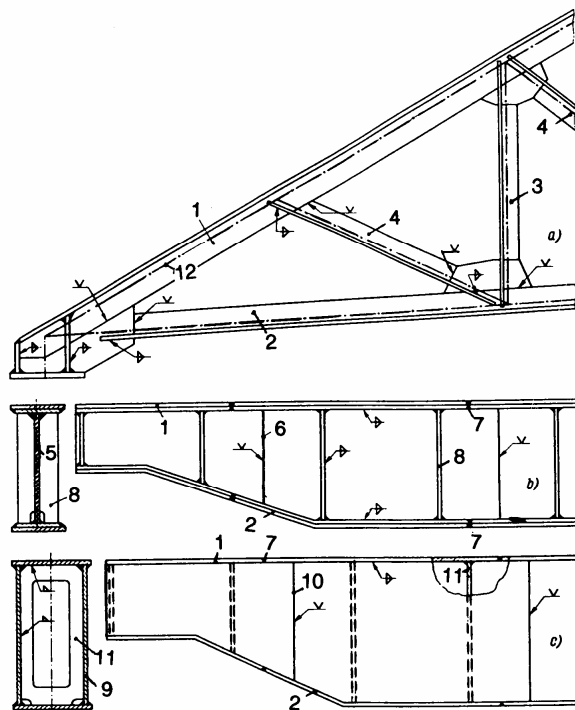
3.4.8. Metinātie savienojumi metālkonstrukcijās

Kravas celtnos, tiltos, augstceltnēs u.c. pielieto metinātas režģotas konstrukcijas (kopnes) un sijas, kas sastāv no atsevišķiem stieņiem - profilstieņi, plakandzelži, caurules, kuri savienoti mezglos (3.47. att.).

Konstruējot metinātās konstrukcijas jāievēro sekojošais (skat. DIN 18800, 18801, 15018):

- 1. Ieteicamas** ir apakšējās (vannas pozīcijas) šuves. Jāizvairās no šuvju krustošanās.
- 2. Iespējami** jāizvairās pielietot profilstieņos saduršuves, kuras slogojas stiepē vai stiepē + liecē. Izņēmuma gadījumā tādas šuves jānovieto perpendikulāri stieņa asij.

3. Kopnes joslu vai sijas sieniņu biezuma maiņas pāreju izveido pakāpenisku (2.48. att.).



3.47. att. **Metālkonstrukciju piemēri:**

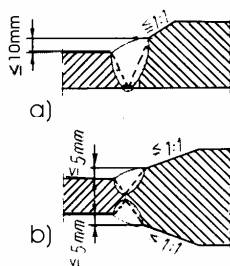
a – kopne; b – sija ar sieniņu; c – kārbveida sija; 1 un 2 – augšējā un apakšējā josla;
3 – vertikālais stienis (stats); 4 – diagonālstenis (atgāznis); 5 un 9 – sieniņa;
6 un 10 – sieniņas šuve; 7 – joslas šuve; 8 – stinguma riba; 11 – šķērssieniņa; 12 – stieņu
šķērss griezumu smagumcentra līnijas.

4. Konstruktijas sastāvdaļas jāsametina tā, lai spēka plūsmas līnijās nerastos krasa virzienmaiņa. Jāizvairās no nevēlama šķērssgriezuma laukuma izmaiņas, izgriezumiem un caurumiem.

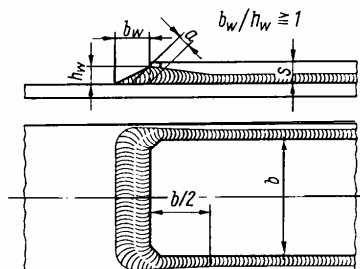
5. Joslas ar biezumu lielāku par 50 mm drīkst pielietot tikai tad, kad var garantēt nevainojamu mehānisko apstrādi. Papildus joslas slāņa galu nogriež zem taisna leņķa un piemetina kā parādīts 3.49. attēlā. lai samazinātu gala šuves biezumu, tad papildus joslas galu noslīpina plānāku (ja joslas biezums > 20 mm). Joslas šuvi novieto perpendikulāri spēka darbības līnijas virzienam. Ja josla satur divas

plāksnes, tad pirms saduršuves metināšanas plākšņu galus attiecīgi apstrādā un sametina kopā (3.50. att.).

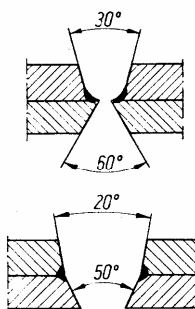
6. Ja šuve uzņem šķērsslodzi, tad nav pieļaujami saduršuves pārtraukumi un necaurmetinājums. Kakta šuve var būt ar pārtraukumiem. Vietās, kur šuves nav, jāparedz aizsardzība pret koroziju. Sevišķi korozīvā vidē pārtrauktu šuvi izveido kā parādīts 3.51. attēlā.



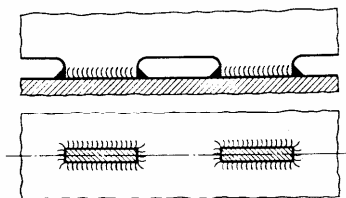
3.48. att. Dažādu biezumu skārdū saduršuve: a – joslā; b – sieniņā.



3.49. att. Pāreja no gala šuves ar nevienādām katetēm uz sānšuvi ar vienādām katetēm.



3.50. att. Joslas plākšņu saduras apstrāde un priekšmetināšana.

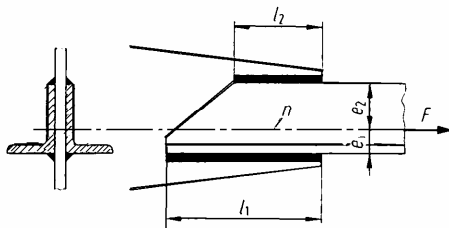


3.51. att. Pa kontūru metināta pārtraukta kakta šuve.

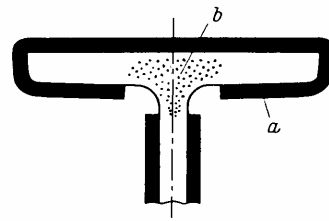
7. **Kopnes** konstruēšanu iesāk, iezīmējot elementu asis, kuras izveido konstrukcijas ģeometrisku shēmu (3.47. att.). Stingri jāievēro, lai visas vienā mezglā saejošo elementu līnijas krustotos vienā punktā - mezgla centrā, jo tikai tādā gadījumā mezglā saejošie spēki var līdzsvaroties un mezglā neradīsies papildus moments. Pēc

tam uz rasējuma uznes stieņu kontūrlīnijas tā, lai ass līnija sakristu ar šķērsriezuma smagumcentru vai būtu ļoti tuvu tam. Piestiprinot nesimetriskus elementus, piemēram, leņķprofilus (3.52. att.), sālšuvju garumi, ja šuves biezums vienāds, jāparedz pretēji proporcionāli to atstatumiem no elementa šķēluma smagumcentra, t.i., $l_1 \times e_1 = l_2 \times e_2$.

- 8. Karsti** velmētam profilstienim pārejas zonā no horizontālā plaukta uz vertikālo sienīgu kakta šuve nav vēlams (3.53. att.). Auksti velmētiem elementiem liekuma zonā drīkst metināt tad, ja šīs zonas un piemetināmā skārda liekuma rādus attiecība nepārsniedz noteiktu normu, kā arī ja detaļas pirms metināšanas ir atkvēlinātas.



3.52. att. Nesimetriska elementa piemetināšana.



3.53. att. Kakta šuve pie karsti velmēta profila:
a – kakta šuve b – likvācijas zona.

- 9. Kaktā** šuves minimālais biezums $a = 2 \text{ mm}$. Parasti $a \geq \sqrt{t_{\max}} - 0,5 \leq 0,7 t_{\min}$.
- 10. Stieņa** un veidplāksnas savienojos metinātās kakta šuves garums l nedrīkst būt mazāks par $15a$ un ne vairāk par $100a$ (3.54. att.). 3.54. attēlos b un c parādītās šuves minimālais garums ir $10a$. 3.54. attēlā, c parādītās šuves laukums ir $A = a (l_1 + l_2 + 2b)$.

Kopējais sālšuvju garums (3.54. att., c):

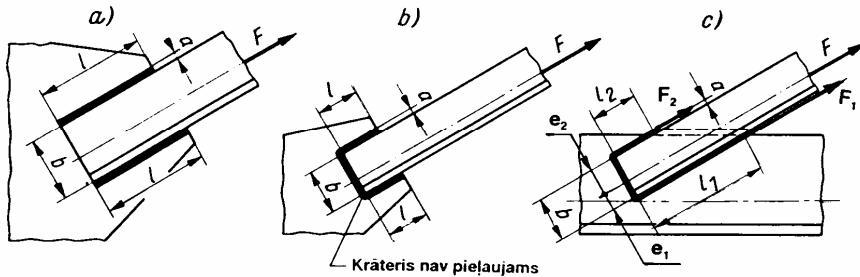
$$\ell_s = \ell_1 + \ell_2 = \frac{F - F_g}{a [\tau]}, \quad (3.23)$$

kur $F_g = a b [\tau]$ – spēks, ko var uzņemt gala šuve.

Spēks uz sānšuvēm:

$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} (F - F_g) \text{ un } F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} (F - F_g), \quad (3.24)$$

kur e_1 un e_2 – attālums no stūreņa plaukta malas līdz šķēluma smaguma centra līnijai (no velmēto profilu sortamenta tabulām).



3.54. att. **Kopnes stieņa pievienojums:**

a – ar sānšuvēm; b – ar gala un vienāda garuma sānšuvēm; c – ar gala šuvi un dažāda garuma sānšuvēm.

Šuves garumi l_1 un l_2 ir proporcionāli spēkiem F_1 un F_2 . Vienādmalu leņķprofiļiem $F_1 = 0,7 (F - F_g)$, $F_2 = 0,3 (F - F_g)$ un $l_1 = 0,7 \ell_s$, $l_2 = 0,3 \ell_s$.

11. Metinātās šuves noslogojums. Saduršuves un kakta šuves stiepē (spiedē), bīdē un liecē aprēķina tā, kā parādīts jau agrāk. Ja kakta šuvē vai $1/2$ V šuvē ar kakta šuvi (skat. 3.43. att., b) vienlaicīgi rodas kā normālie (lieces), tā arī bīdes spriegumi, tad reducētos spriegumus aprēķina ar nosacītu (empīrisku) izteiksmi

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + \tau_F^2 + \tau_{Fq}^2} \leq [\sigma'], \quad (3.25)$$

kur σ_M - lieces spriegumi garenšuvē ($s_M = MY_{max} / J_s = M / W_s$);

τ_F - bīdes spriegumi šuvē ($t_F = F / A$);

τ_{Fq} - bīdes spriegumi šuvē, ko rada šķērsspēks F_q (3.15).

12. Spiestie stieņi ir jāpārbauda lodzē.

3.4.9. Pieļaujamie spriegumi

Metinātā savienojuma stiprība ir atkarīga no detaļu materiāla, no šuves veida un novietojuma, no metināšanas paņēmiena, metinātāja prasmes (metinot ar roku), no šuves sagatavošanas veida, metināšanas secības, metinātās zonas termiskās priekš un pēc apstrādes, kā arī slodzes veida un iespējamiem šuves defektiem.

Metināšanas defekti (nesakusums, iededzes rievās, šuves virsmas negludumi, metināšanas krāteri, poras, sārņu ieslēgumi u.c.) rada spriegumu koncentrāciju, kas ievērojami vājina šuves stiprību (sevišķi dinamiskā slodzē).

Šuves noslogojumu un atbildīgumu ievēro novērtējuma grupa (DIN 8563):

AS, BS, CS - saduršuvēm;

AK, BK, CK - kakta šuvēm.

Novērtēšanas grupas ievēro:

1. Ārējo, redzamo pazīmju (defektu) tolerances (šuves valnīša augstumu, šuves virsmas ieliekumu, detaļu saduras nesakritību, šuves saknes izvirzi, šuves biezuma palielinājumu vai samazinājumu, katetu atšķirību).
2. Ārējo, redzamo pazīmju (defektu) pieļaujamību (iededzes rievās, poras, sārņu ieslēgumi, gala krāteri, šuves saknes defekti, plaisas u.c.).
3. Pieļaujamos iekšējos defektus (gāzu un sārņu ieslēgums, necaurmetinājums, iekšējās plaisas).

Šuves iekšējos defektus var konstatēt, pielietojot pārbaudi ar ultraskaņu vai rentgenkontroli.

3.10. tabulā norādīti tuvīni pieļaujamie spriegumi mašīnbūvē pielietojamām metinātām šuvēm un pamatmateriālam. K veidu šuvēm dotās vērtības derīgas tikai tad, ja atstatums starp abām šuvēm (skārda biezums) nepārsniedz $s \approx 5$ a.

Tā kā savienojuma stiprība atkarīga no tā konstruktīvā izveidojuma, tad atbildīgos gadījumos veic eksperimentālo pārbaudi.

Lai ievērtētu ekspluatācijas apstākļus, tad nosaka aprēķinu spēku F_{apr} un momentu M_{apr} (T_{apr}):

$$F_{apr} = K_A F ; \quad (3.26)$$

$$M_{apr}(T_{apr}) = K_A M(T), \quad (3.27)$$

kur K_A - dinamiskuma koeficients (3.11. tab.);

$M(T)$ - nominālais lieces (vērpes) moments.

Pieļaujamos spriegumus var arī noteikt ar aprēķinu, ievērojot robežspriegumus, drošības koeficientu, novērtējuma grupu, šuves un spriegumu veidu, kā arī detaļu deformāciju metinot [7].

3.10. tabula

Pieļaujamie spriegumi (MPa) metinātās šuvēs un pamatmateriālā (šķēlumā s)

Metinātās šuves								
Šuves veids	Spriegumu veids	Novēr- tējuma grupa	Slodzes veids					
			statiska		pulsējoša		simetriska	
			Pamatmateriāls					
			St 37	St 52	St 37	St 52	St 37	St 52
Saduršuve ar pretmetinā- jumu	Stiepe, spiede, liece	AS	160	220	110	130	55	65
		BS	130	175	85	105	45	50
		CS	110	155	75	90	40	45
	Bīde	AS	100	140	70	80	35	40
		BS	80	110	55	65	30	32
		CS	70	100	50	55	25	28
Saduršuve bez pretmetinā- juma	Stiepe, spiede, liece	AS	140	180	95	100	45	50
		BS	110	145	75	80	35	40
		CS	100	125	65	70	32	35
	Bīde	AS	90	110	60	70	30	35
		BS	70	85	50	55	25	30
		CS	60	75	40	50	20	25
Taisna kakta šuve	Jebkurš	AK	90	110	60	70	30	35
		BK	70	85	50	55	25	30
		CK	60	75	40	50	20	25
Metinātās šuves								
Šuves veids	Spriegumu veids	Novēr- tējuma grupa	Slodzes veids					
			statiska		pulsējoša		simetriska	
			Pamatmateriāls					
			St 37	St 52	St 37	St 52	St 37	St 52
Iedabta kakta šuve	Jebkurš	AK	120	150	75	90	40	45
		BK	95	120	60	70	30	35
		CK	85	100	50	60	25	30
K šuve un gredzenveida kakta šuve	Jebkurš	AK	140	190	90	120	50	55
		BK	110	150	70	95	40	45
		CK	100	130	60	85	35	40

3.10. tabulas turpinājums

Pamatmateriālam (šķēlumā s)								
Konstrukcijās ar kakata šuvēm	Stiepe, spiede	AK	180	220	120	140	60	75
		BK	145	175	95	110	50	60
		CK	125	155	85	100	40	50
	Liece	AK	240	280	155	180	75	95
		BK	190	220	125	145	60	75
		CK	170	190	110	125	50	65
	Bīde, vērpe	AK	125	155	85	100	50	65
		BK	100	125	70	80	40	50
		CK	85	110	60	70	35	45

Novērtējuma grupas raksturojums: AS un AK sevišķi lielam noslogojumam, kad šuves lūzums var radīt dzīvības briesmas (piemēram, spēkratos); pie liela dinamiskā noslogojuma un īpašos gadījumos (piemēram, katlu šuves vai atbildīgās metālkonstrukcijās); BS un AK – lielam noslogojumam, kad šuves lūzums var radīt galveno funkciju izpildes traucējumus; pie vidēja dinamiska noslogojuma (piemēram, piedziņas mehānisms, preses, sviras u.c.); CS un BK – pie vidēja noslogojuma, kad šuves lūzums nerada galveno funkciju traucējumus; DS un CK – pie niecīga noslogojuma, kad šuves lūzums gandrīz neietekmē darbību; pie niecīga dinamiska noslogojuma (piemēram, kastes, pārsegi, statnes u.c.). Burts S atbilst saduršuvēm, bet burts K – kakta šuvēm.

Metālkonstrukciju šuvēm pieļaujamie spriegumi doti 3.12. un 3.13. tabulā. Parasti šuves atbilst BS un BK novērtējuma grupai. Augstākām prasībām jāparedz šuves kvalitātes pārbaude ar ultraskaņu vai rentgenkontroli. Sevišķai kvalitātei kravas celtnos atbilst AS un AK novērtējuma grupas.

3.11. tabula

Dinamiskuma koeficients K_A

Slodzes raksturojums	Piemēri	K_A
Viegli triecieni (rotējošas detaļas)	Elektriskās mašīnas, slīpmašīnas, kompresori, tvaika turbīnas	1 ... 1,1
Vidēji stipri triecieni (detaļas ar turp - atpakaļ kustību)	Iekšdedzes dzinēji, virzuļsūkņi, virzuļkompresori, ēvelmašīnas, virpas	1,2 ... 1,5
Stipri triecieni (detaļas ar rotācijas un turp - atpakaļ kustību)	Preses, metāla šķēres, zāģgateri	1,5 ... 2
Ļoti stipri triecieni (detaļas ar rotācijas un turp - atpakaļ kustību)	Akmeņu drupinātāji, mehāniskie veseri, velmēšanas mašīnas	2 ... 3

Metālkonstrukciju elementu pieļaujamie spriegumi (MPa) pie vispārējā
spriegumstāvokļa

Metālkonstrukcijas (DIN 18800) celtņu kopnes (DIN 15018)	Materiāls					
	St 37		St 52			
Spriegumu veids	H	HZ	H	HZ		
Spiede un ekscentriskā spiede, ievērojot noturību (lodzi, stabilitāti, ieliekumu)	142	160	210	240		
Stiepe un ekscentriskā stiepe, spiede un ekscentriskā spiede	160	180	240	270		
Bīde	92	104	139	156		
Celtņa kopnes (DIN 15018)	StE 460		StE 690		StE 885	
Spriegumu veids	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Spiede un ekscentriskā spiede, ievērojot noturību (lodzi, stabilitāti, ieliekumu)	272	307	409	460	524	591
Stiepe un ekscentriskā stiepe, spiede un ekscentriskā spiede	306	345	460	518	590	665
Bīde	176	199	265	299	340	384

Izņēmuma kārtā pieļaujama stiepē vai liecē slogota profilstieņa (tērauds St 37 - 2 vai USt 37 - 2, sienīņas biezums > 16 mm) saduršuve, bet pieļaujamie spriegumi jāsamazina divas reizes (3.13. tab.).

Metālkonstrukcijās, nosakot pieļaujamos spriegumus, jāievērtē slogošanas gadījums:

slogošanas gadījums H - ievēro tikai galvenās (pastāvīgās) slodzes (pašsvars, kustīgās slodzes, inerces spēki);

slogošanas gadījums HZ - ievēro galvenās un papildslodzes (vēja un sniega slodze, slodze uz kāpnēm, podestiem, laipām un no siltuma ietekmes).

Detaļu un šuves izmērus nosaka pēc lielākā iespējamā noslogojuma.

3.4.10. Metinātās katlu šuves

Tvaika katlus, saspiesta gaisa (šķidrums) tvertnes, cauruļvadus u.c. augsta spiediena iekārtas izgatavo galvenokārt metinot. Metinātām šuvēm jābūt izturīgām un blīvām. Katlus un tvertnes izgatavo no skārda, caurulēm, lietām, štancētām vai kaltām sastāvdaļām. Katla apvalka konstruktīvais izveidojums atkarīgs no skārda lieluma un izgatavošanas iespējām. Atsevišķo sastāvdaļu garenšuves jānobīda, lai neveidotos

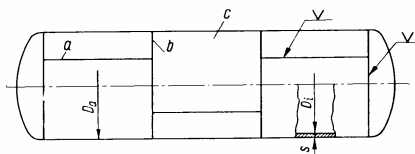
šuvju krustošanās (3.55. att.). Lielākas atveres (īsaaurulēm, lūkām) katla apvalkā ir jāpastiprina (3.56. att.).

3.13. tabula

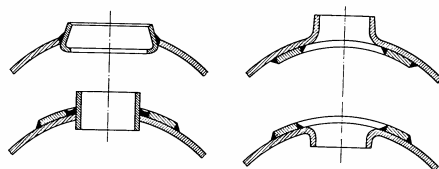
Metinātu šuvju pieļaujamie spriegumi (MPa) pie vispārējā spriegumstāvokļa

Sametinātas metālkonstrukcijas (DIN 18800)				Materiāls				
				St 37		St 52		
				Slogošanas gadījums				
Šuves veids	Šuves kvalitātes novērtējuma grupa	Spriegumu veids		H	HZ	H	HZ	
Saduršuve K šuve 1/2 V šuve K šuve ar plāknīti	Visas	Spiede un ekscentriskā spiede		160	180	240	270	
K šuve ar plāknīti	Norādītās*	Stiepe un ekscentriskā stiepe						
1/2 Y šuve Trīsskārdņu šuve	Nav norādītas			135	150	170	190	
Kakta šuve	Visas	Spiede un ekscentriskā spiede						
Trīsskārdņu šuve		Stiepe un ekscentriskā stiepe						
Visas šuves		Bīde šuves virzienā						
1/2 Y šuve Kakta šuve		Reducētā vērtība						
Celtņu kopne (DIN 15018) Materiāls	Slogošanas gadījums	Visu šuvju veidu reducētā vērtība	Stiepe pie šķērsslodzes*			Spiede pie šķērsslodzes*		Bīde pie visiem šuves veidiem
			Saduršuve,K šuve, sevišķa kvalitāte	K šuve, normāla kvalitāte	Kakta šuve	Saduršuve, K šuve	Kakta šuve	
St 37	H	160	142	113	160	130	113	
	HZ	180	160	127	180	145	127	
St 52-3	H	240	213	170	240	195	170	
	HZ	270	240	191	270	220	191	
StE 460	H	306	271	216	306	248	216	
	HZ	345	306	244	345	280	244	
StE 690	H	460	408	325	460	373	265	
	HZ	518	459	366	518	421	299	
StE 885	H	590	523	417	590	479	340	
	HZ	665	590	470	665	540	384	

* Perpendikulāri šuves virzienam

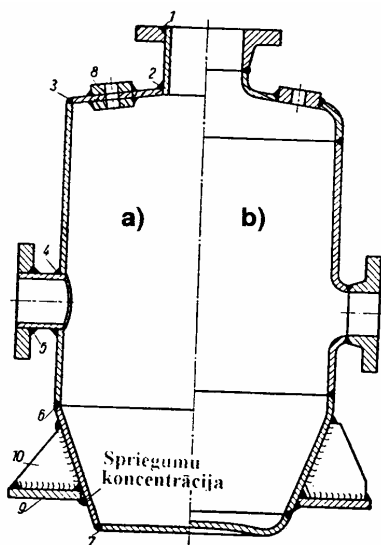


3.55. att. **Katla apvalka uzbūve:**
a – garenšuve; b – šķērsšuve; c – atsevišķa
sastāvdaļa (sametināta no lokšņu tērauda).

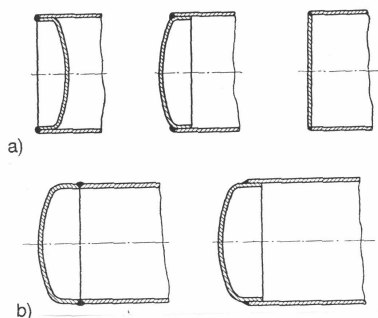


3.56. att. **Katla sienīņu pastiprinājums
apvalka atveres vietās.**

3.57. attēlā parādīta kļūdaina un ieteicama spiedvertnes konstrukcija. Šuves 1...7 atrodas spēka plūsmas virziena maiņas zonās. Uzmetinātais flancis 8 precīzi jāpielāgo virsmai, kas nav lietderīgi. Balstplāksnes 9 apakšējā šuve ir nepareiza, jo nevar pastiprināt šuves sakni. Aizsargskārda 10 ārējās šuves nav racionālas.



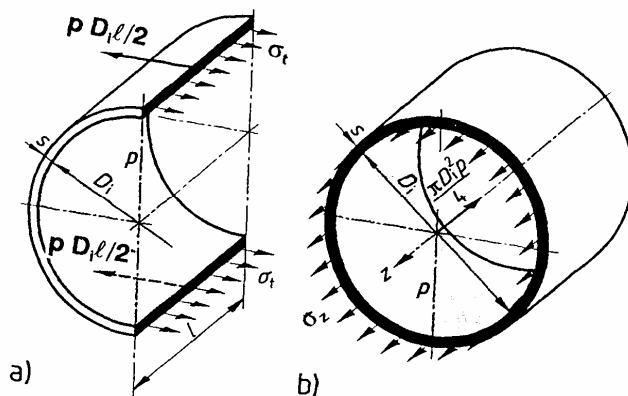
3.57. att. **Metināta spiedvertne:**
a – kļūdaina konstrukcija b – ieteicama
konstrukcija.



3.58. att. **Tvertnes dibena piestiprinājums
apvalkam:**
a – nav ieteicams; b – ieteicams.

3.58. attēlā parādīts tvertnes dibena pievienojums apvalkam. Izveidojuma (a) šuvēs rodas liela spriegumu koncentrācija, salīdzinājumā ar izveidojumu (b), kur šuvju nestspēja ir līdz trīs reizēm lielāka.

Cilindriskai plānsienu tvertnei ar iekšējo spiedienu (p) spriegumus apvalka sienīņā nosaka aplūkojot garenšuvi un šķērssuvi atsevišķi (3.59. att.).



3.59. att. Cilindriska katla sienīņas spriegumu aprēķinu shēma:
a – garenšuvei; b – šķērssuvei.

Spriegums σ_t garenšuvē noteicams no spēku līdzsvara vienādojuma:

$$p D_i \ell = 2 \ell s \sigma_t$$

$$\text{un } \sigma_t = \frac{p D_i}{2 s}, \text{ (Katla formula)} \quad (3.28)$$

kur p – iekšējais spiediens katlā, MPa;
 D_i – katla iekšējais diametrs, mm;
 ℓ – garenšuves garums, mm;
 s – sienīņas biezums, mm.

Šķērssuvei

$$p \frac{\pi D_i^2}{4} = \pi D_i s \sigma_z$$

$$\text{un } \sigma_z = \frac{p D_i}{4 s}. \quad (3.29)$$

Sienīņas biezumu s nosaka lielākais spriegums $\sigma_t = 2 \sigma_z$ (katls plīst pa garenšuvi, jo tajā veidojas divreiz lielāki spriegumi nekā šķērssuvē).

Vidējie radiālie spriegumi

$$\sigma_r = -p/2. \quad (3.30)$$

Saskaņā ar maksimālo tangenciālo spriegumu teoriju, reducētais (ekvivalentais) spriegums garenšuvē ir nosakāms ar galveno spriegumu lielāko starpību

$$\sigma_{red} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = \sigma_t - \sigma_r$$

$$\text{un} \quad \sigma_{red} = \frac{p D_i}{2s} + \frac{p}{2} \leq [\sigma]. \quad (3.31)$$

Pieļaujamie spriegumi $[\sigma]$ atkarīgi no materiāla stiprības raksturotāja K (3.14. tab.) un drošības koeficienta S (3.15. tab.):

$$[\sigma] = K/S. \quad (3.32)$$

3.14. tabula

Materiāla stiprības raksturotājs K , MPa (pēc DIN 17155)

Materiāls		H I	H II	H III	H IV	17Mn4	19Mn5	15Mo3	13CrMo44
Stiprības robeža stiepē σ_B , MPa		350 līdz 450	410 līdz 500	440 līdz 530	470 līdz 560	470 līdz 560	520 līdz 620	440 līdz 530	440 līdz 560
Minimālā tecēšanas robeža σ_T , MPa (pie 20 °C)		210	240	260	270	280	320	270	300
Stiprības raksturotājs K pie aprēķinu temperatūras t , °C	250	170	190	210	220	230	250	230	260
	300	140	160	180	190	210	230	200	240
	350	120	140	160	170	180	210	180	220
	400	100	120	125	125	160	180	170	210
	450	65	65	65	65	85	85	160	200
	500	33	33	33	33	40	40	120	170
	550							37	50
	600								20
Stiprības robeža $\sigma_{B/100000}$, MPa (pie 100 000 h)	400	135	135	135	135	180	180		
	460	60	60	60	60	77	77	213	256
	500	30	30	30	30	40	49	95	140
	560							32	41
1% tecēšanas robeža $\sigma_{T1/100000}$, MPa (pie 100000 h)	400	97	97	97	97	120	120		
	460	43	43	43	43	52	52	149	179
	500	21	21	21	21	30	30	75	100
	560							25	31

Piezīmes. 1. Ja ir zināma materiāla tecēšanas robeža σ_t , tad aprēķinam izvēlas mazāko skaitlisko vērtību no divām iespējamām: a) tecēšanas robežu σ_T vai σ_{02} pie attiecīgās aprēķinu temperatūras; b) vai stiprības robežu $\sigma_{B/100000}$. 2. Ja $\sigma_{T1/100000} < \sigma_{B/100000}$, tad aprēķinam izvēlas $\sigma_{T1/100000}$. 3. Ja materiālam nav garantēta tecēšanas robeža σ_T , tad aprēķinam pielieto graujošo spriegumu σ_B pie attiecīgās temperatūras.

Spiedtvertņu drošības koeficients S (izraksts no AD - instrukcijas BO; 1990. marts)

Materiāla stiprības raksturotājs	Materiāls	Drošības koeficients pie aprēķinu temperatūras	
		Ievērojot DIN 50049, (skat.AD - instr. w1)	pie pārbaudes spiediena $p_p = 1,3 p$
σ_T vai $\sigma_{T0,2}$ resp. $\sigma_B / 10000$	Velmēti un kalti tēraudi	1,5	1,1
	GS	2,0	1,5
	GGG 70 } GGG 60 }	5,0 ¹⁾	2,5
	GGG 50	4,0 ¹⁾	2,0
	GGG 40	3,5 ¹⁾	1,7
	GGG 40.3 } GGG 35.3 }	2,4 ¹⁾	1,2
	Alumīnijs un ar alumīnija legējumu	1,5	1,1
σ_B	GG (DIN1691)	9,0 ²⁾	3,5

Piezīmes. Apzīmējumi: ¹⁾ – atkvēlināts; ²⁾ – neatkvēlināts; $\sigma_B / \sigma_B / 100000$ – stiprības robeža atbilstoša 100000 h laikam; GG – pelēkais čuguns; GGG – čuguns ar lodveida grafitu; GS – tērauda lējums.

Ievērojot praktisko pieredzi, katla formulu (3.28) papildina ar dažiem parametriem (modificē) un aprēķina nepieciešamo sieniņas biezumu s . Cilindriskam plānsienam katlam ar iekšējo spiedienu p un ārējā D_a un iekšējā D_i diametru attiecību $D_a/D_i \leq 1,2$ (saskaņā ar AD - instrukciju B1; 6.86):

$$s = \frac{p D_a}{2 \frac{K}{S} \nu + p} + c_1 + c_2, \quad (3.33)$$

kur s – katla sieniņas biezums, mm;

p – aprēķinu spiediens katlā, MPa (0,1 MPa = 1 bārs);

D_a – katla ārējais diametrs, mm;

K – materiāla stiprības raksturotājs, MPa;

S – stiprības drošības koeficients;

ν – koeficients, kas ievērtē metināto šuvi (šuves un skārda salīdzinošo stiprību); $\nu = 0,85$ ($\nu = 1$, ja lieto cauruli);

c_1 – atlieta katla sienīgas biezuma mīnusa pielaide, mm;

c_2 – pielikums iespējamam sienīgas nodilumam un korozijai: $c_2 = 1$ mm pie $s < 30$ mm; pie stipras korozijas $c_2 > 1$ mm; austenīta tēraudiem $c_2 = 0$.

Spiedkatli (rezervuāri, tvertnes) var būt arī koniski un lodveida. Tvertnes dibens var būt izliekts vai plakans.

Pilnīgāka informācija par katlu u.c. iekārtu konstruēšanu un aprēķiniem atrodama speciālos normatīvos dokumentos (piemēram, vācu tehniskā dokumentācijā: spiedtvertnēm AD - instrukcijas; tvaika katliem TRD - priekšraksti u.c.).

4. LODĒTIE SAVIENOJUMI

4.1. Vispārīgs raksturojums

Lodētie savienojumi ir hermētiski, spēku pārvadoši, neizjaucami detaļu savienojumi.

Par lodēšanu sauc metāla daļu (detaļu)savienošanu ar papildmetāla - **lodes** palīdzību. Savienojamās daļas pieņemts saukt par pamatmateriālu. Lodējot lode ir izkausētā stāvoklī, bet pamatmateriāls - cietā. Izkausēto lodi ievada savienojamo daļu saskares vietā. Pamatmateriāla daļu savienošana notiek savstarpējas difūzijas dēļ starp izkausēto lodi un iepriekš sakarsēto pamatmateriālu, kā rezultātā starp tiem rodas starpmetāls. Lodējuma izturība ir atkarīga no pamatmateriāla un lodes savstarpējās difūzijas pakāpes.

Lai notiktu difūzija, izstrādājumu sakarsē nedaudz virs lodes kušanas temperatūras.

Sakarā ar lodēšanas procesa īpatnībām (adhēzija, difūzija), lodētās šuves stiprība ir būtiski lielāka par lodes materiāla stiprību.

Ar lodēšanu savieno ne tikai vienādus, bet arī dažādus materiālus (oglekļa tēraudus, leģētos tēraudus un krāsainos metālus, sakausējumus, keramiku, stiklu u.c.). Piemēram, tēraudam pielodē cietsakausējumu, savieno ar alumīniju, metālu ar stiklu, grafitu, porcelānu, keramiku ar pusvadītājiem, plastmasu ar koku, gumiju u.t.t. Lodēšanu pielieto spēkratu radiatoru, šķidruma reaktīvo dzinēju sadegšanas kameras, turbīnu lāpstiņu, eļļas un degvielas cauruļvadu, metāla rāmju, mazu rezervuāru, aparātu, šūnveida paneļu u.c. izstrādājumu izgatavošanā.

Praksē lodētais savienojums pilda kādu vienu vai vairākas funkcijas:

- nodrošina savienojuma stiprību;
- garantē hermetiskumu;
- ir ar labu korozijas noturību;
- nodrošina labu elektrības un siltuma vadāmību.

Priekšrocības:

- iespējams savienot dažādus materiālus;
- savieno dažāda biezuma vai divas plānas detaļas (nerodas metināšanas caurdedzinājumi);
- mazāks enerģijas patēriņš nekā metinot; viena un tā pati lode derīga dažādiem materiāliem;
- laba elektriskā un siltumvadāmība;
- iespējama detaļu lielu laukumu savienošana;
- pielieto mazu detaļu savienojumu sērijveida ražošanā;
- nav nepieciešama piekļuve lodēšanas vietai;
- nav nepieciešams ilgs šuves cietēšanas laiks;
- nerodas spriegumu koncentrācija un detaļu termiskā deformācija;
- nav nepieciešama mehāniskā pēcapstrāde;
- savienojuma hermetiskums (šķidrums, gāze);
- nerodas detaļu sajāgojumā korozija.

Trūkumi:

- ierobežota siltuma un šķīdes noturība;
- lode satur dārgmetālus (piemēram, sudrabu);
- savienojumiem ar mīkstlodi ir ierobežota stiprība (liecē, bīdē, stiepē);
- lai kāpinātu stiprību, jāpielieto cietlode un pārlaidsavienojums;
- elektrovadāmus lodētos savienojumus nedrīkst slogot mehāniski; grūti noteikt sliktas elektrovadāmības vietas lodētā savienojumā;
- elektriskās korozijas draudi (sevišķi alumīnija detaļām);
- nepieciešama lodējamo laukumu rūpīga priekšapstrāde (virsmai jābūt tīrai un gludai);
- paaugstinātas materiālu izmaksas, lietojot cinka, vara vai sudrabu saturošas lodes;
- mazāka stiprība salīdzinot ar metinātiem savienojumiem.

4.2. Lodes

Atkarībā no lodes kušanas temperatūras lodes iedala:

- mīkstlodēs (kušanas temperatūra $t^{\circ} < 450^{\circ}\text{C}$);
- cietlodēs ($450^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < 900^{\circ}\text{C}$);
- augsttemperatūras lodēs ($t^{\circ} > 900^{\circ}\text{C}$).

Mīkstlodes pielieto detaļu spraugas veida savienojumos ar mazu slogojumu un zemu ekspluatācijas temperatūru. Mašīnbūvē mīkstlodes bieži pielieto hermētisku savienojumu (arī pie punktmetināšanas un kniežu savienojumos) veidošanā (konservu kārbas, dzesētāji, ūdens cauruļvadi, elektrības kontakti u.c.), kā arī lai nodrošinātu elektrības vadāmību.

Cietlodes pielieto pie lielāka slogojuma un augstākas ekspluatācijas temperatūras kā spraugas, tā arī saduras veida lodētos savienojumos. Lodēšanu ar cietlodēm lieto tērauda, vara sakausējumu un citu atbilstīgu detaļu savienošanai (piemēram, vārpstas - rumbas savienojumos, motociklu un velosipēdu cauruļu rāmjos u.c.). Cietlodes ir vara - cinka, sudraba un citas.

Augsttemperatūras lodes pielieto karstumizturīgu materiālu (uz niķeļa bāzes ar titānu un alumīniju leģētu metālu) lodēšanai (piemēram, šūnveida paneļu izgatavošanai). Savienojuma stiprība var būt tikpat liela kā pamatmateriālam. Lodē vakuumā vai gāzu aizsargvidē (bez kušņiem), nerodas detaļu lieli saraušanās (rukuma) spriegumi un samešanās (deformācijas).

4.1. tabulā norādītas lodes, lodēšanas metodes un siltuma avoti.

4.1. tabula

Lodes materiāla veidi

Lodes grupa	DIN	Apzīmējums	Darba temperatūra, °C	Daļu materiāls	Pielietojuma piemēri	Spraugas platums h (mm) savienojumos ar			Siltuma avots, lodēšanas metode
						Vieglmetāliem	Tēraudiem	Smaigiem krāsainiem metāliem	
Augsttemperatūras lodēšana (t ³ 1000 °C)	Uz niķeļa bāzes	L-Ni	9801100	Iztur augstu temperatūru	Dzinēju degšanas kameras	-	0.00 - 0.01	0.05	Krāsns, aizsarggāzēs vai vakuumā ¹⁰⁾
	Paladiju saturoša lode	L-PdAg ⁹⁾ L-PdNi	820... ...1250	Cr-Ni-leģ. Ni-Cr-Mo-leģ. Co-leģ.	Reaktoros				
Cietlode (t > 450 °C)	Vara lode 8513 B _i 1	L-Cu L-SCu	1100	St nelegēts	Aparātu būvniecība	-	0.05 - 0.25	0.10 - 0.40	Degļa krāsns, aizsarggāzu krāsns, elektriskās pretestības lodēšana, indukcijas karsēšana, lodēšana ar iegremdēšanu
		L-Ms60 ³⁾ L-SoMs ³⁾ 4)	900	St, GT, Cu, Cu - leģ. No, Ni -leģ.	Cauruļvadi spēkratos, remontā				
		L-Ms 42	845	Galvenokārt jaunsudrabs	Rokturi, kāti				
		L-Ms 54	890	St,GT,Cu, Cu - leģ.	Aparātu būvniecībā				
	Sudrabu saturoša lode 8513 B _i 2 u.n 3	L-Ag... ¹⁾	960... ...610 ¹⁾	St,GT,Cu, Cu - leģ. Ni,Ni - leģ. Ms, cēlmetāli	Pie lieliem spriegumiem; kontaktu korozijas noturībai	-	0.02 - 0.15	0.05 - 0.25	
Lodes grupa	DIN	Apzīmējums	Darba temperatūra, °C	Daļu materiāls	Pielietojuma piemēri	Spraugas platums h (mm) savienojumos ar			Siltuma avots, lodēšanas metode
						Vieglmetāliem	Tēraudiem	Smaigiem krāsainiem metāliem	
Cietlode (t > 450 °C)	Vieglmetāla lode 8512	L- AlSi12	590	Al, Al- leģ	Tērauda lējums GAlSi12, skārdi, stieples, profili	0.15 - 0.60 no īsas līdz garai šuvei	-	-	Degļa krāsns, aizsarggāzu krāsns, elektriskās pretestības lodēšana, indukcijas karsēšana, lodēšana ar iegremdēšanu
		L- AlSiSn	560		Lējumi, izņemot GAlSi12, skārdi, stieples, profili				

4.1. tabulas turpinājums

Lodes grupa	DIN	Apzīmējums	Darba temperatūra, °C	Daļu materiāls	Pielietojuma piemēri	Spraugas platums h (mm) savienojumos ar			Siltuma avots, lodēšanas metode
						Vieglmetāliem	Tēraudiem	Smaigiem krāsainiem metāliem	
Mīkstilode (t > 450 °C)	Svinalvas lode 1707 ³⁾	L-PbSn8Sb(Ah)	305	St, Cu, Cu-leģ.	Dzesētājos	0.2	0.1	Ieteic. lodēš. metodes F ⁵⁾ F T ⁶⁾ T K ⁷⁾	Lodāmurs ⁷⁾ Gāzes deglis ⁵⁾ Lodlampa ⁵⁾
		L-PbSn20Sb(Ah)	270		Vispārīgas nozīmes lodējumi				
		LPbSn40(Sb)(Aa)	235	Zn- leģ.	Alvošana, cinkotā skārda lodēšana				Lodēšana iegremdējot Elektriskās pretestības lodēšana
	Alvas-svina lode 1707 ⁸⁾	LSn50Pb(Sb)(Aa)	215	St, Cu,	Alvošana				
		LSn60Pb(Sb)(Aa)	190	Cu- leģ.	Precīzijas lodēšana, elektrorūpniecībā				

Piezīmes: 1) Apzīmējums un temperatūra atkarīga no detaļu materiāla. 2) Lodējot detaļas ar materiālu dažādu lineārās izplešanās koeficientu, jāizvēlas lielāks spraugas platums, lai novērstu detaļu samešanos (piemēram, no tērauda St 70 cietmetālpāksnītēm s = 0,23...0,9 mm). 3) Noderīgs arī sadursavienojumiem. 4) Noderīgs arī čuguna detaļu sadursavienojumiem. 5) Lodēšana ar liesmu. 6) Lodēšana ar iegremdēšanu. 7) Lodēšana ar lodāmuru. 8) DIN 1707 norāda antimonu saturošu (Ah), ar mazu antimona saturu (Aa) un bez antimona (Af) lodes. Bez tam lieto arī alvas - svina mīkstlodes ar vara vai sudraba piedevu, kā arī sevišķas lodes elektrotehnikas un pārtikas produktu rūpniecībā. 9) Apzīmējums nav normēts (palādija lodi pielieto berilija, kobalta, volfrāma, zelta u.c. cēlmetālu lodēšanai). 10) Ievērot lodes ražotāja norādījums. Lodes apzīmējumā burts L norāda, ka tā ir lode.

4.3. Lodēšanas tehnoloģija

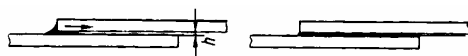
Lodēšanas process ietver:

- lodēšanas metodes izvēle atkarībā no savienojuma noslogojuma (nepieciešamā lodēšanas temperatūra, savienojuma ekspluatācijas temperatūra, lodēšanas vietas veids);

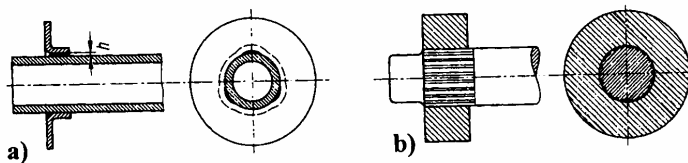
- lodes materiāla veida izvēle atkarībā no lodējamo detaļu materiāla (3.1. tab.);
- detaļu lodējamo saskares zonu pirmsapstrāde;
- lodes materiāla ievietošana lodēšanas zonā;
- lodēšanas zonas sakarsēšana līdz nepieciešamai lodēšanas temperatūrai (ievietotā lode izkust un netraucēti plūst);
- atdzesēšana;
- savienojuma notīrīšana no kušņu paliekām.

Lodēšanas vietas veidi. Atkarībā no lodēšanas vietas veida izšķir spraugas (pārlaidsavienojumos), saduras (sadursavienojumos) un virsmas lodēšanas vietas veidus.

Spraugas veida lodēšana. Izkausētā lode, pateicoties kapilārdarbībai (4.1. att.), tiek it kā ievilkta spraugā starp detaļu paralelajām virsmām. Piemēram, ja spraugas platums ir 0,05 mm, tad izkausētā vara lode var iesūkties apmēram 100 mm garā spraugā. Spraugas paplatinājums nelabvēlīgi ietekmē, bet sašaurinājums uzlabo kapilāro darbību. Ieteicamais spraugas platums 0,05 ... 0,25 mm. Pie platākas spraugas samazinās savienojuma stiprība sakarā ar izkausētās lodes vāju difūziju un sliktu kapilāro darbību.



4.1. att. Kapilārā darbība spraugā starp detaļām.



4.2. att. Kanāli spraugā:

a – savienojumā ar uzpīli izveidoti trīs kanāli; b – savienojums ar rievotu vārpstu.

Detaļu virsmām jābūt iespējami gludām un tīrām. Jānovērš virsmu risas (no mehāniskās apstrādes) virzienā, kas ir perpendikulārs šķidrās lodes plūsmas virzienam. Ja tas nav iespējams, tad risu dziļumam jābūt par 10 % mazākam par spraugas platumu (rieviņu dziļums ne lielāks par 0,05 ... 0,1 mm). Risas (ja tās nav dziļas) šķidrās lodes plūšanas virzienā sekmē kapilāro darbību. Virsmu negludumu augstumam jābūt $R_z = 10 \dots 25$ mm (atbilst precizitātes klasei N6 ... N9). Uzspīles savienojumā (vārpsta - rumba) pa aploci veido vismaz trīs risas (kanāliņus), lai veicinātu kapilāro darbību (4.2. att.). Citādi nevar pielietot vara lodi, kura iespiežas arī savienojumā ar nelielu uzspīli.

Saduras veida lodēšana. Šis lodēšanas veids analogisks sadurmetināšanai ar gāzi. Spraugai detaļu sadūrā jābūt vismaz 0,5 mm. Saduru piepilda ar izkausētu lodi. Tā kā savienojuma stiprība nav liela un ir liels lodes patēriņš, tad mašīnbūvē šo metodi pielieto reti. Paņēmiens derīgs hermētisku, korozijas noturīgu (piemēram, cinkotu cauruļu) savienojumu veidošanai.

Virsmas lodēšana. Šo metodi pielieto augstvērtīga materiāla ar sevišķām īpašībām (piemēram, nodilumizturīga vai karstumizturīga) pārklāšanai ar mazvērtīgāku materiālu.

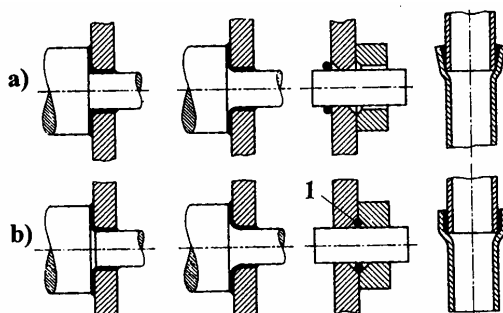
Lodēšanas temperatūra. Lai izkausētā lode varētu netraucēti plūst sasalpināt un pārklāt detaļu virsmas lodēšanas vietā, tad lodēšanas vietā jānodrošina nepieciešamā **darba temperatūra**. Šī temperatūra ir atkarīga no lodes materiāla un atrodas starp lodes apakšējo un augšējo kušanas punktu (solidus un likvidusa punkts).

Lodēšanas temperatūra ir lodēšanas vietā esošā temperatūra, kura ir augstāka par darba temperatūru.

Karsējot lodi, jāievēro arī detaļu pieļaujamā sakaršanas temperatūra, ja detaļas ir jūtīgas pret temperatūru. Pēc lodes izkuššanas vēl kādu laiku sprīdi lodēšanas vieta jāpatur pie darba temperatūras, lai lode labi sasalpinātu (pārklātu) lodējamās virsmas (mīkstlodei 15 ... 20 s, sudraba lodei 30 s, misiņa lodei Ms63 - 40 ... 60 s un elektrolītvaram - 60 s).

Detaļu lodējamo laukumu līdz darba temperatūrai sakarsē ar roku vadāmu degli. Lielu virsmu sakarsēšanai izmanto rotējošu galdu vai transportieri, kurš pārvieto

detaļas gar stacionāriem degļiem. Pirms karsēšanas detaļu savienojuma spraugā ieliek lodi (profilētu plāksnīti vai stiepli, 4.3. att.), kā arī kušņus.



4.3. att. **Spraugas izveidojums:**

a – nepareizs; b – pareizs; 1 – lodes stieple.

Detaļu saskarvirsmu pirmsapstrāde. Difūzijai nepieciešama savienojamo virsmu tīrība, tādēļ tās iepriekš notīra ar mehāniskiem līdzekļiem un pēc tam ķīmiski ar kušņu (DIN8511: šķidrums, pasta, pulveris, dabs lodes stienītis) palīdzību. Kušņi kalpo arī metāla virsmas pasargāšanai no oksidācijas, kas

notiek lodēšanas laikā gaisa skābekļa vai liesmas iedarbības rezultātā. Lodēšanas kušņi ir vielas, kas viegli kūst, šķīdina karsēšanā radušos metālu oksīdus un kopā ar tiem viegli noplūst no pārklātajām detaļu virsmām. Kušņu izvēle ir atkarīga no lodes veida un savienojamā materiāla. Lielākas problēmas ir ar korozijas un skābē noturīgiem tēraudiem, it sevišķi ar alumīniju un magniju un to leģējumiem. Šajos gadījumos pielieto agresīvus cietlodes kušņus vai lodēšanu aizsarggāzē.

Lodējot ar mīkstlodēm, par kušņiem lieto cinka hlorīdu, alumīnija hlorīdu, kolofoniju, sālsskābi, lodējot ar cietlodēm, - boraku ($\text{Na}_2\text{B}_2\text{O}_7$), borskābi un to maisījumus. Alumīnija un tā sakausējumu lodēšanai par kušņiem lieto cinka hlorīda (90 %), alumīnija hlorīda (8 %) un nātrija fluorīda (2 %) 30 - procentīgu šķīdumu un citus.

Kušņi parasti veicina koroziju. Tāpēc pēc lodēšanas kušņi jānotīra no detaļu virsmām. Bīstamās zonas no korozijas pasargā ar pārklājumiem.

Lodējuma vietas sakarsēšanai līdz vajadzīgajai temperatūrai lieto šādus paņēmienus:

- 1) pievada siltumu no sakarsēta lodāmura;
- 2) karsē ar lodlampas vai gāzes degļa liesmu;
- 3) ievieto karsēšanas krāsnī (labākās ir krāsnis ar aizsargvidi);

- 4) karsē ar elektrību;
- 5) iegremdē izstrādājumu izkausētā lodē;
- 6) karsē sāļu vannās;
- 7) karsē ar ultraskaņu, lāzeru vai elektronu kūli;
- 8) ar augstfrekvences strāvu (indukcijas kontaktlodēšana).

4.4. Lodēto savienojumu aprēķins

Lodētā savienojuma stiprība ir atkarīga no detaļu lodējamā laukuma lieluma un virsmas stāvokļa, no spraugas platuma, lodes un kušņu veida.

Stiepes spriegumi saduršuvē (4.4. att., a, b, c, d):

$$\sigma_{st} = F/A \leq [\sigma_{st}], \quad (4.1)$$

kur F – spēks, N;

$A = b \cdot s$ – šuves laukums, mm^2 ; b - šuves laukuma platums, mm; s - šuves laukuma augstums, mm.

4.4. att., d savienojuma šuves laukums $A = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)$. Pārlaidsavienojumu (4.4. att., e, f, g) lodētā šuvē rodas bīdes spriegumi:

$$\tau_c = F/A \leq [\tau_c],$$

kur $A = b\ell$ (4.4. att., e); $A = 2b\ell$ (4.4. att., f) un $A = \pi dl$ (4.4. att., g).

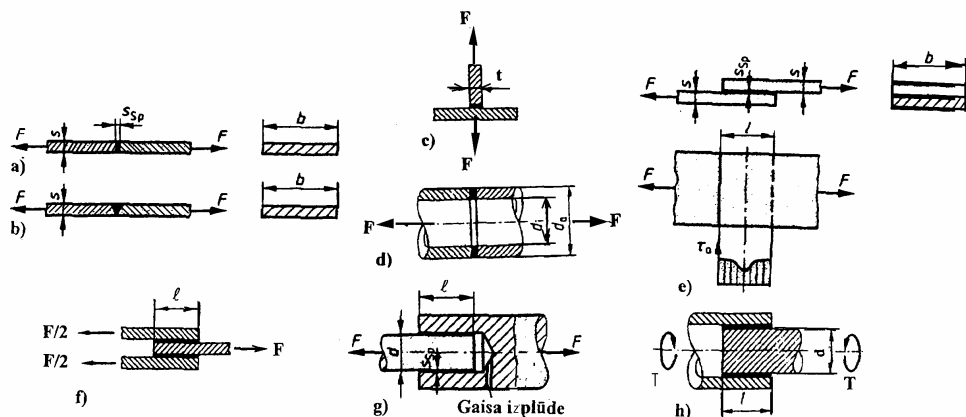
Vērpē slogotam savienojumam (3.4. att., h):

$$\tau_v = \frac{2T}{dA} \leq [\tau_v]; \quad (4.2)$$

$$A = \pi dl,$$

kur T – pārvadāmais vērpes moments;

d – salāgojuma diametrs.



4.4. att. Lodēto savienojumu aprēķina shēmas:

a, b, c un d – sadursavienojumi; e, f un g – pārlaidsavienojumi; h – vērņpē slogots pārlaidsavienojums.

Pārlaidsavienojuma pārlaiduma garumu pieņem $l = (3 \dots 6)s$, kur s - plānākā skārda biezums. Pie garāka pārlaiduma spriegumu sadalījums pa šuves garumu ir nevienmērīgs (vidusdaļa nenoslogojas pilnvērtīgi).

Lai lodētā savienojuma un detaļu stiprība būtu vienāda, tad lodes un detaļu materiāla graužošajam spēkam jābūt vienādam:

$$F_l = A_l \tau_{Bl} \approx A_d \sigma_B = F_d, \quad (4.3)$$

kur F_l – lodes graužošais spēks, N;

A_l – lodes laukums, MPa;

τ_{Bl} – cietlodes cirpes graužošais spriegums, MPa;

A_d – detaļas šķērsgriezuma laukums, mm^2 ;

σ_B – detaļas materiāla graužošais spriegums, MPa;

F_d – detaļas graužošais spēks, N.

Savienojumi ar mīkstlodi ātri zaudē stiprību (mīkstlode “tek” zem slodzes) un nav derīgi mainīgai un stiepes slodzei. Pie pastāvīgas slodzes cirpes spriegumi τ_c nedrīkst pārsniegt apmēram 2 ... 3 MPa. Šādi savienojumi noderīgi detaļu saduras blīvēšanai un mehāniski neslogotiem savienojumiem.

Pieļaujamie spriegumi lodētiem savienojumiem ir atkarīgi no lodes materiāla grauļošā sprieguma stiepē $\sigma_{B\ell}$ vai cirpē $\tau_{B\ell}$ (4.2. tab.) un pieļaujamā stiprības drošības koeficienta $[s]$:

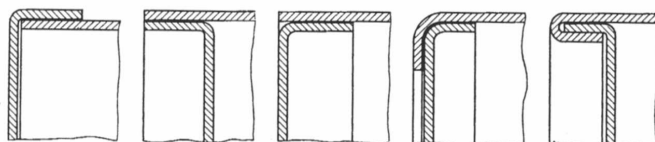
$$[\sigma_{st}] = \sigma_{B\ell} / [s]; [\tau_c] = \tau_{B\ell} / [s] , \quad (4.4)$$

$$\text{kur } [s] = \begin{cases} 3 \dots 4 - \text{stiepes slogojumā;} \\ 2 \dots 4 - \text{cirpes slogojumā.} \end{cases}$$

Pie dinamiskās slodzes nepieciešams savienojumus ar cietlodi mehāniski atslogot.

Lodētus rezervuārus aprēķina tāpat kā metinātus, ievērojot ar lodēšanu saistītās īpatnības [3].

Rezeruāra dibena pievienojuma veidi apvalkam parādīti 4.5. attēlā.



4.5. att. Rezeruāra dibena un apvalka savienojuma veidi.

4.2. tabula

Lodes materiāla mehāniskais raksturojums MPa

Lodes veids	Detaļu mate- riāls	Lode (3.1. tab.)	Lodes sprie- gums $\sigma_{B\ell}$	Lodes cirpes spriegums		Ilgizturī- bas robeža vērē (rum- ba uz vārp- stas $\tau_{1\ell}$	Ilgizturība robeža liecē σ_{-1R}
				$\tau_{B\ell}$	$\tau_{-1c, \ell}$		
Saduras veida lodējums	St 42	L-Ms60 L-Ns	230±20% 370±10%	-	-	-	-
	St 60	L-Ms60 L-Ns	400±10%	250±10% 290±10%	- -	- -	- ²⁾ - ²⁾
		L-Ag40Cd		230± 5%	30	60	50...150 ²⁾
Spraugas veida Lodējums ²⁾	St, Cu, Cu- leģ.	L-PbSn40Sb ¹⁾	40 ±10%	30 ± 10%	-	-	- ²⁾
		L-Sn60Pb(Sb) ¹⁾	Tikai pie īslaicīgas slodzes				

Piezīmes. Smago un vieglo metālu savienojumu stiprība ar lodēm L – Al Si 12 (DIN 8512) stiepē un bīdē ir tāda pati kā pamatmateriālam. ¹⁾ – savienojumu ar mīkstlodi atslogot no darbīgiem spēkiem. ²⁾ – spraugas veida lodējumi ir jūtīgi triecienveida lieces slogojumā.

4.3. tabulā doti pieļaujamie spriegumi dažādām lodēm.

4.3. tabula

Lodēto savienojumu pieļaujamie spriegumi (MPa)
pastāvīgā, pulsējošā un simetriskā slogojumā

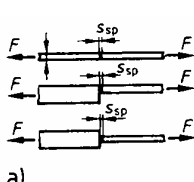
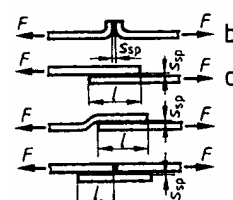
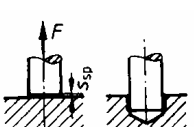
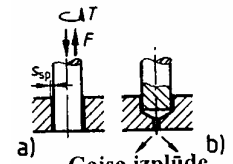
Lode	τ_{BL}	σ_{BL}	Pastāvīgs [τ_c]	Pulsējošs [τ_c]	Simetrisks [τ_c]
L – Cu	150 ... 220	200 ... 300	50 ... 70	30 ... 40	15 ... 25
L – CuZn	250 ... 300	250 ... 300	80 ... 90	55 ... 65	
L – Ag	150 ... 280	300 ... 400	50 ... 70	30 ... 40	
L – CuNi	250 ... 320	340 ... 380	80 ... 90	55 ... 65	
L – AlSi L – Ni	(0,6 ... 0,8) σ_B		0,35 $\tau_{B\ell}$	0,18 $\tau_{B\ell}$	0,1 $\tau_{B\ell}$

Piezīmes. 1. σ_B - pamatmateriāla graužoais spriegums. 2. Mazākās skaitliskās vērtības pie spraugas $h \approx 0,1$ mm, bet lielākās pie $h \approx 0,25$ mm.

Lodēto savienojumu tipveida konstruktīvās skices parādītas 4.4. tabulā.

4.4. tabula

Lodēto savienojumu konstrukcija

Nelietderīgi	Lietderīgi	Piezīmes
 a)	 b) c)	Skārdņu savienojums a) saduršuvi lietderīgi lietot tikai pie $s \geq 1$ mm, ja $s < 1$ mm jāpielieto papildus pielāgošana; b) atloku šuves saduras laukums ir lielāks. Jāpatērē papildus sagatavošanas darbs; c) pārlaidsavienojums nodrošina lielāku saskares laukumu. Pārlaidums $l = (3...6)s$ - ar cietlodi; ar mīkstlodi $l = (6...8)s$.
	 a) b) Gaisa izplūde	Savienojums ar cilindrisku stieni (tapu) a) caurejošā urbumā ievietota tapa palielina savienojuma stiprību, jo palielinās kontakta laukums; b) necaurejošā urbumā jāparedz gaisa izvades urbums

4.4. tabulas turpinājums

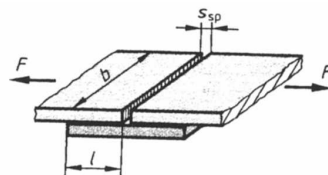
Nelietderīgi	Lietderīgi	Piezīmes
a) d)	b) c)	Cauruļu savienojums a) slīps šķēlums palielina stiprību, bet ir dārgāks nekā taisna sadure; teleskopisks (b) un ar uznavu (c) savienojums nodrošina lielu saskares laukumu; b) ar pielāgotu cauruli palielinās spraugas laukums
a)	b)	Tvertnes dibens, caurules slēgs a) nepielietot ķīļveida spraugas; b) palielināts spraugas garums l un spraugas platums piemērots attiecīgai lodei. Spraugas laukums $A = \pi d \ell$.
a)	b)	Plānsienu rezervuārs ar iekšējo spiedienu a) pārsegums savienojumu slogo uz atraušanu; b) liektais savienojums atslōgo lodējumu, kurš pilda blīvējošo lomu.
a)	b)	Lodešana profilētā savienojumā Lodes materiāls riņķa vaidā jāievieto savienojumā tā, lai lode aizpildītu spraugu kapilārās darbības rezultātā. Pie platas spraugas vai spraugas paplašinājuma rodas lodes sastrēgums.
F, T, F	F, T, F	Savienojums ar uznavu Palielinās spraugas laukums. Spēka plūsmas līniju virziena izmaiņa ir plūdena.

PIEMĒRS

Pārbaudīt lodētā savienojuma (4.6. att.) stiprību. Savienojumu veido saduršuve un uzliktna šuve.

Dots:

- skārda platums $b = 10 \text{ mm}$;



4.6. att. Skārdu sadursavienojums ar vienu uzliku.

- pārlaidums $\ell = 12 \text{ mm}$;
- spēks $F = 5000 \text{ N}$.

No 4.2. tabulas tēraudam St 60, lietojot lodi L – Ms 60, cirpes graužošais spriegums $\tau_{B\ell} = 250 \pm 10 \% \text{ MPa}$ (mazākā sprieguma vērtība $\tau_{B\ell\min} = 225 \text{ MPa}$).

Pārlaidsavienojums var uzņemt spēku

$$F_1 = \tau_{B\ell\min} \cdot b \cdot \ell = 225 \cdot 10 \cdot 12 = 27000 \text{ N}.$$

Stiprības rezerve $s = F_1 / F = 27000 / 5000 = 5,4$, kas ir pietiekoša.

Saduršuve var uzņemt spēku

$$F_2 = A \sigma_{B\ell} = b s \tau_{B\ell\min} = 10 \cdot 2,5 \cdot 360 = 9000 \text{ N},$$

kur $s = 2,5 \text{ mm}$ – skārda biezums;

$\sigma_{B\ell} = 400 \pm 10 \%$ - lodes graužošais spriegums ($\sigma_{B\ell\min} = 360 \text{ MPa}$).

Ievērojot abas šuves, stiprības rezerve

$$s = (F_1 + F_2) / F = (27000 + 9000) / 5000 \approx 7.$$

Skārds var uzņemt spēku

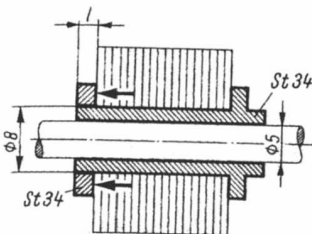
$$F = A \sigma_B / [s] = s \cdot b \cdot \frac{600}{3} = 5000 \text{ N},$$

kur $\sigma_B = 600$ – skārda materiāla graužošais spriegums, MPa;

$[s] = 3$ – pieļaujamais stiprības drošības koeficients.

Šajā gadījumā lodētais savienojums ir izturīgāks par pamatmateriālu. Var samazināt uzlikas izmērus.

PIEMĒRS



4.7. att. Rotora rumba ar pielodētu disku.

Uz nelielas jaudas elektromotora rotora ar vara lodi L – Cu jāpielodē atbalsta disks (4.7. att.). Skārda plāksnīšu paketes saspīestā stāvoklī veic lodēšanu. Pēc lodēšanas plāksnīšu pakete noslogo disku ar spēku $F = 2500 \text{ N}$.

Jāaprēķina diska un rumbas salāgojuma garums un jāsalīdzina lodētā savienojuma un

rumbas stiprība.

Vara lodes cirpes minimālā stiprība $\tau_{B\ell} = 150 \text{ MPa}$ (4.3. tab.), pieļaujamie cirpes spriegumi pie pastāvīgas slodzes $[\tau_c] = 50 \text{ MPa}$.

No šuves stiprības nosacījuma $\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d \ell} \leq [\tau_c]$ izsakām salāgojuma garumu

$$\ell = F / \pi d [\tau_c] = 2500 / \pi \cdot 8 \cdot 50 = 2 \text{ mm}.$$

Rumbas graužošais spēks stiepē

$$F_d = A_d \cdot \sigma_B = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \sigma_B = \frac{\pi}{4} (8^2 - 5^2) 340 \approx 10400 \text{ N}.$$

Lodētās šuves graužošais spēks

$$F_\ell = A_\ell \tau_{B\ell} = \pi d \ell \tau_{B\ell} = \pi \cdot 8 \cdot 2 \cdot 150 = 7540 \text{ N}.$$

Tā kā šuves spēks ir mazāks par rumbas spēku, tad pieņemam šuves garumu $\ell = 3 \text{ mm}$.

PIEMĒRS

Jāaprēķina dzeramā ūdens vara cauruļu lodēto savienojumu.

Dots: mīksta vara caurule (F22): SF – Cu (materiāla numurs 2.0090), $\sigma_B = 200 \text{ MPa}$, $\sigma_{T0,2} = 140 \text{ MPa}$ pie 20°C . Caurules ārējais diametrs $d_a = 15 \text{ mm}$, iekšējais diametrs $d_i = 13 \text{ mm}$; sienīgas biezums $s = 1 \text{ mm}$. Ūdens temperatūra 20°C , spiediens $p = 50 \text{ bāri}$ (5 MPa). Minimāli pieļaujamais stiprības drošības koeficients $[s] = 1,8$.

Izvēlas mīkstlodi L – S – S_n 97 Cu 3 (DIN EN 29453, ātri var salodēt, pietiekoša stiprība, zema darba temperatūra $t = 230^\circ \text{C}$), ilglaicīgi pieļaujamais bīdes spriegums $[\tau_c] = 3 \text{ MPa}$, īslaicīgi pieļaujamais – 30 MPa . Svinu saturoša lode neder dzeramā ūdens cauruļvadiem. Cauruļu savienojošais veidgabals pēc DIN 2856, pārsegums $\ell = 12 \text{ mm}$.

Cirpes spriegumi lodētā šuvē:

$$\tau_c = \frac{F}{\pi d_a \ell} = \frac{\pi d_a^2 / 4 p}{\pi d_a \ell} = \frac{p d_a}{4 \ell} = \frac{5 \cdot 15}{4 \cdot 12} = 1,56 \text{ MPa}.$$

Lodētā savienojuma stiprības drošības koeficients

$$s = [\tau_c] / \tau_c = 3 / 1,56 = 1,92 > [s] = 1,8.$$

Vara caurules stiprības pārbaude.

Tangenciālie spriegumi garenšuvē pie darba spiediena:

$$\sigma_t = p d_a / 2 s = 5 \cdot 15 / 2 \cdot 1 = 37,5 \text{ MPa.}$$

Stiprības drošības koeficients

$$s = \sigma_{T 0,2} / \sigma_t = 140 / 37,5 = 3,7 > [s] = 1,1 \text{ (pārbaudes spiediens cauruļvadā } p_p = 1,3 p).$$

Maksimāli pieļaujamais darba spiediens caurulē (ja $\sigma_t = \sigma_{T 0,2}$) $p_{\max} = 2 s \sigma_{T 0,2} / d_a$
 $= 2 \cdot 1 \cdot 140 / 15 = 18,7 \text{ MPa.}$ Cirpes spriegumi lodētā šuvē pie $p_{\max}$: $\tau_{c \max} = p_{\max} d_a / 4$
 $\ell = 9,38 < [\tau_{c \max}] = 30 \text{ MPa.}$

Pie īslaicīgas pārslodzes neizturēs caurule, bet lodētā šuve stiprību nodrošina.

5. LĪMĒTIE SAVIENOJUMI

5.1. Vispārīgs raksturojums

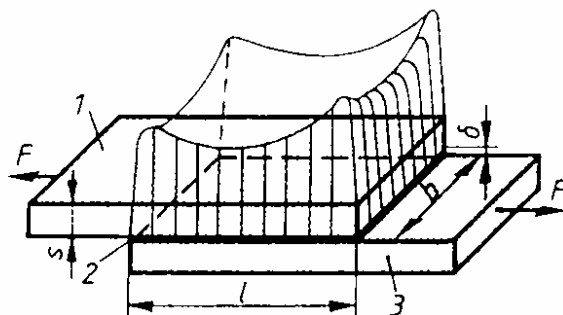
Ar līmēšanu veido neizjaucamus vienādu vai dažādu materiālu detaļu savienojumus, pielietojot nemetālisku papildmateriālu (līmi). Līmvielu izgatavo no mākslīgiem sveķiem vai mākslīgā kaučuka. Tā var būt šķidra, pastveida vai folija. Līme cietē ar vai bez detaļu savstarpējas piespiešanas istabas temperatūrā (18 ... 20 °C – aukstcietēšana) vai karsējot (~50 ... 220 °C – karstcietēšana) un veido plānu, cietu (dažkārt arī biezu, mīkstu) kārtiņu. Savienoto detaļu nekustīgumu nodrošina adhēzijas un kohēzijas spēki savienojumā starp līmi un detaļām, kuri rodas līmes cietēšanas procesā līmes kārtiņā (kohēzijas spēki) un robežslānī starp līmi un detaļu (adhēzijas spēki). Līmētais savienojums var uzņemt spiedes, stiepes, lieces, bīdes un vērpes sloojumu. Savienojums var būt bez vai ar papilddetaļām (uzliktni, čaulas). Savienojamās detaļas var būt skārdi (plāksnes), ar cilindrisku formu (stieņi, caurules) un to kombinācijas. Parasti pielieto pārlaidsavienojumus.

Līmētie savienojumi sastopami dažādās mašīnās, aparātos, cauruļvados, spēkratos, metālkonstrukcijās, precīzijas tehnikā, lidmašīnās u.c. Piemēram, skārda sieniņām pielīmē stinguma ribas, ventilatoru rotoros, mopēda rāmī, bremžu un sajūgu uzliku pielīmēšanai, gumijas – metāla atsperīgos elementos, elektrotehnikā u.c.

Priekšrocības. Salīdzinot ar metinātiem, lodētiem un skrūvju savienojumiem:

1. Samērā vienmērīgs spriegumu sadalījums pa savienojuma salaiduma laukumu (5.1. att.). Lielākie spriegumi ir laukuma malās.
2. Līmējot detaļas nekarsē vai karsē niecīgi, kas nerada detaļu termiskās deformācijas.
3. Iespējams savienot materiālus, kuri nemetinās (koks, papīrs, betons, marmors).
4. Iespējams salīmēt plānus skārdus (folijas), kurus nevar metināt un kniedēt.
5. Var salīmēt dažādus materiālus: metāls – metāls; metāls – koks, mākslīgais materiāls, stikls vai keramika.
6. Līmes kārtiņa novērš dažādu materiālu detaļu savstarpējo kontaktu.

7. Līme ir elektriskais izolators (nerodas elektrolītiskā korozija).
8. Līmētais savienojums ir ar gludu virsmu un vizuāli glīts.



5.1. att. Bīdes spriegumu sadalījums līmes kārtiņā starp augšējo skārdu 1 un augšējo līmes kārtiņas laukumu 2 : 3 – pārlaiduma beigas.

9. Var izveidot vienkāršas konstrukcijas, kas noteiktos apstākļos ļauj samazināt izgatavošanas izmaksas.
10. Iespējams ietaupīt materiālu un līdz ar to arī samazināt savienojuma svaru (šūnveida paneli).
11. Līmētie savienojumi slāpē vibrācijas un troksni. Tie ir hermetiski (gāzes, šķidrumi).
12. Līmēšanu var pielietot arī remontā.

Trūkumi:

1. Līmēto savienojumu stiprība ir relatīvi maza (sevišķi liecē un stiepē), bet palielinot detaļu līmēto laukumu (piemēram, detaļu pārsegumu), stiprību var kāpināt.

Līmēto savienojumu stiprību mazina mitruma, gāzes, ultravioletās gaismas, kā arī dažkārt līmes un pamatmateriāla savstarpējā reakcija.

2. Karstlīmēšanai vajadzīgas žāvēšanas krāsnis, preses u.c. iekārtas (līmes cietēšanai vajadzīgs karstums un spiediens), kas ir dārgi. Tāpēc līmēšanas pielietojums, izmantojot skārdu, ir apgrūtināts.

3. Ir ilgs līmes cietēšanas laiks (auksti cietējošām līmēm dažas stundas un pat dienas, bet karsti cietējošām – reizēm tikai dažas minūtes).
4. Izmaksas pieaug sakarā ar nepieciešamu rūpīgu līmējamo virsmu priekšsagatavošanu. Precīzi jāievēro līmēšanas tehnoloģiskais process (temperatūra, spiediens, cietēšanas laiks).
5. Salīdzinot ar metināšanu un lodēšanu, līmētiem savienojumiem ir mazāka siltuma noturība (parastām līmēm 80 ... 120 °C, bet speciālām līdz 450 °C).
6. Līmētie savienojumi ir korozijas uzņēmīgi (jālieto lakas pārklājums).
7. Ilglaicīgi slogotos līmētos savienojumus rodas šļūde (piemēram, pēc 10⁴ h līmes kārtiņas graužoša sprieguma samazinājums ir apmēram par 60 ... 90 %). Savienojumu remonts ir darbietilpīgs.
8. Patreiz nav gandrīz nevienas drošas līmēto savienojumu kvalitātes bezsagraušanas pārbaudes metodes.

5.2. Līmes

Detaļu savienošais elements (līme) galvenokārt ir mākslīgie sveķi (epoksīdu un fenolsveķi), kā arī mākslīgo sveķu maisījums un mākslīgais kaučuks. Līmi uz detaļu virsmām uzklāj aukstā vai karstā veidā un cietēšana notiek kāda katalizatora (cietinātāja) ietekmē.

Līmes iedala atkarībā no komponentu skaita un cietēšanas temperatūras.

- Atkarībā no līmēšanas temperatūras līmes iedala **auksti un karsti cietējošās**. Karsti cietējošās veido izturīgāku savienojumu nekā auksti cietējošās un tās izdevīgi pielietot sērijas ražošanā.
- **Ķīmiski reaģējošās līmes** iestrādes procesā maina savu molekulāro stāvokli detaļu saskares spraugā, kas pie atkārtotas karsēšanas vairs neatmieķšķējas. Atkarībā no līmes komponentu skaita šādas līmes iedala:
 - **Vienkomponentes līmēs**, kuras satur visas cietēšanai vajadzīgās sastāvdaļas un pirms līmēšanas nekas nav jāpiemaisa klāt. Jāievēro, ka dažas šīs grupas līmes to

iestrādes procesā (ar spiedienu) izdala ūdeni, bet citas (piemēram, uz epoksīdsveķu bāzes) neizdala ķīmiskās reakcijas produktus (iestrādā bez spiediena). Līme var būt izgatavota arī kā folija, kura tiek izkausēta spraugā starp detaļām.

- **Anaerobās līmes**, kuras iestrādā bez gaisa klātbūtnes. Šādas līmes izgatavo mikrokapsulu veidā, kuras, piemēram, uzklāj vītnei. Vītņu pievilkšanas procesā kapsulas pārplīst un līme sacietē nodrošinot vītņu savienojamu pret patvaļīgu atskrūvēšanos.
- **Divkomponentu līmes** satur saistvielas (poliesteri, epoksīdsveķi vai poliuretāns) un pirms līmēšanas jāsajauc ar cietinātāju. Kad līme kļūst receklveida, tad to uzklāj uz detaļu virsmām. Pie istabas temperatūras līme sacietē līdz 24 stundām, bet pie augstākas temperatūras (līdz 150 °C) – dažās minūtes.
- **Speciālās līmes**, ko pielieto īpašos gadījumos (piemēram, līme ar sevišķi īsu cietēšanas laiku – monoakrilesters, diakrilesters).
- **Fizikāli cietējoša līme** pēc sacietēšanas veido termoplastisku vidējas stiprības ($\tau_{BI} = 5...10 \text{ MPa}$) līmes kārtiņu ar noslieci uz šļūdi. Tā, kā pēc atdzesēšanas neizmainās līmes molekulārais stāvoklis, tad pie augstas temperatūras līme atkal izkūst un savienojumu var izjaukt. Pie šīs grupas līmēm pieder:
 - **Kontaktlīme**, kuru uzklāj abām virsmām un pēc izturēšanas gaisā, īslaicīgi saspiež detaļas kopā, iegūstot izturīgu savienojumu.
 - **Plastisole** – nešķīstoša līme, kuru uz virsmas uzklāj mīklveida stāvoklī un iestrādā pie 140 ... 200 °C. Noturīga eļļā un taukos.
 - **Kūstoša līme**, kuru uzklāj uz sakarsētām detaļām (parasti 150 ... 190 °C). Detaļas piespiež vienu otrai un pēc atdzišanas izveidojas izturīgs savienojums.Līmju raksturojums dots 5.1., 5.2., 5.3. un 5.4. tabulās.

Līmētā savienojuma stiprība ir atkarīga no līmes veida, cietēšanas veida un ekspluatācijas temperatūras (5.2. att.). Speciālās līmes pat pie 350 °C saglabā pietiekoši augstu nestspēju.

Līmju raksturojums

Ķīmiskā bāze	Cietēšanas nosacījumi		Savienojuma graujošais cirpes spriegums τ_{BI} , MPa	Ekspluatācijas temperatūra, °C	Detaju materiāls
	Spiediens, MPa	Temperatūra, °C			
Poliesters	Detaju piespiešana nav nepieciešama, ja tās ir savstarpēji fiksētas	18...23	Al-Al 15...20	-70... + 140	Metāls, duroplasts, stikls, keramika
Vinīls vai metānakriatsveķi		20...80	35	... + 100	Metāls, duroplasts, keramika
Epoksīdsveķi		20...250	Al-Al 7...27 ... 35 Tēr.-tēr. 18...30 ... 55	-60 ... + 80 ... + 110	Metāls, materiāli ar dažādu izplešanos (duroplasts, stikls, keramika)
Mākslīgais kaučuks		150...200	10	... + 200	Metāls, gumija, duroplasts, stikls
Epoksīdsveķi	0,2	100...260	Al-Al 25...35	-55 ... + 150	Metāls, keramika
Mākslīgais kaučuks	0,3...0,5	100...180	Bremžu uzlikām 10 (20°C) 5 (200°C) 3 ... 29	... + 250	Metāls, materiāli ar dažādu izplešanos
	1,0	160...180		- 45 ... + 260	Metāls, koks-metāls
Fenolsveķi	0,2...0,3	150...200	Al-Al 38	... + 90	Metāls, keramika, droplasts
	0,07...0,7	140...155	Al-Al 20	- 60 ... - 350	Metāls
Modificēti fenolsveķi	0,3...2,0	145...165	Al-Al 14 ... 38	- 50 ... + 90	Metāls, metāls-koks, metāls-bremžu uzlikas
Fenols – polivinilformaldehīda kopolimers	0,07...1,5	145...180	Al-Al 30	- 60 ... + 300	Metāls – gumija, duroplasts, koks, metāls–bremžu uzlikas

Piezīmes. Graujošā cirpes sprieguma τ_{BI} skaitliskās vērtības derīgas, ja līmes kārtiņas biezums $\delta = 0,05 \dots 0,25$ mm un ekspluatācijas temperatūra ir 20 °C. Stiprība ir atkarīga no cietēšanas ilguma un temperatūras. Sīkāka informācija VDI – vadošajā materiālā 2229, kā arī ražotājfirmas instrukcijā.

Aukstlīmju un karstlīmju raksturojums

Marka	Ķīmiskā bāze	Cietēšana		Graujošais cirpes spriegums $\tau_{B,}$, MPa	Temperatūras noturība līdz $^{\circ}\text{C}$	Pielietojums
		$^{\circ}\text{C}$	h			
Aukstlīmes						
Agomets M	Akrilsveķi	20 50	1524 1	39...48	80	Tērauds, vieglmetāli, mākslīgie cietmateriāli
Araldīts AY 105	Epoksīd-sveķi	20 120 150	30 1 0,3	12...20	60	Metāli, stikls, duroplasts, keramika
Bostiks 788	Poliester-sveķi	23	48...170	15...18	80	Metāli, bezporu materiāli
Sikomets 85	Akrilnitrils	20	5 s ... 5 min	26	110	Metāli, bezporu materiāli
Karstlīmes						
Araldīts AT 1	Epoksīd-sveķi	110 200	28 0,5	37...57 A1/A1 50...55 Tēr/tēr	150	Metāli, keramika, stikls, rūdīti mākslīgie materiāli
Bostiks 776	Fenol-sveķi	150	0,6	38 A1/A1	90	Metāli, keramika, duroplasts
Redukss 64	Fenolsveķu un polivinīla formaldehīda kopolimers	145 180	0,5 0,1	30...35 A1/A1 35...40 Tēr/tēr	300	Metāli, bremžu uzlikas
Līmlente AF 42	Neilon-epoksīd-sveķi	175 230	1 30 s	34 A1/A1	120	Metāli, stikli, keramika, GFK

5.3. tabula

Līmes metālu un nemetālu karstlīmēšanai (izvilkums no VDI – vadlīnijām 2229)

Ražotājs	Nosaukums	Līmēšanas temperatūra, °C	Slāņa biezums mm	Cirpes spriegums, MPa pie temperatūras °C					
				-25	25	55	80	105	155
Ciba-Geigy GmbH Postfach 7867Wehr/Baden	Araldits AT 1	150...200	0,05...0,1	32	32	32	30	17	2
	AV 8	150...180	0,1...0,2	23	25	26	26	26	20
	AW142	120...150	0,1...0,2	23	23	25	25	23	3
Henkel KGaA Postfach 1100 4000Düsseldorf 1	Metallons E2701	180	0,05...0,3	20	31	30	29	28	9
	E2706	180	0,05...0,3	30	32	31	30	23	6
	Makroplasts PV8621	165...180	0,1...5	5	2	0,8	0,6		
	PV8625	160...180	0,1...5	14	6	2	1,6		
Th.GoldschmidtAG Postfach 17 4300 Essen 1	Tegokolls 100 •	no 130	0,03...0,5						
	M12F/6 •	no 130	0,1		26				
	D02/PVF	no 130	0,15	32	35	25	14	8	
Loctite GmbH Postf. 810580 8000 München 81	307	līdz 120	0,1		23	22	18	14	5
	306	līdz 120	0,2		10	10	10	10	9
	317	līdz 120	0,1		35	29	19	12	7
Līmfilma (līmfolija)									
Ciba-Geigy GmbH	Reduks 609	100...170	0,1...0,15	30	34	30	22	12	
Beiersdorf AG Unnastr. 48 2000 Hamburg 20	Tehnikolls 8402	120...200			30	19		10	
	8410	120...200			28	16	13	10	
	8420	no 80		16	8				
Th.GoldschmidtAG Postfach 17 4300 Essen 1	Tegofilma EP 375	no 110	0,18	21	23	22	17	10	
	VP 445	no 110	0,1						
	M 12 B	130...165	0,22	31	33	24	13	7	
	MP 12 E	130...165	0,15	27	30	21	11	6	
Cyanamid B.V. Postbox 1523 NL-3000BM Rotterdam ¹⁾	CianamidsFM 123-5	120	0,05...0,25	40	40		28		
	FM 73	120	0,05...0,25	40	40		30		
	FM 1000	175	0,05...0,25	50	48		25		
	FM 300	175	0,05...0,25	32	35		35		19
	FM 400	175	0,1...0,3	26	25		23		19
Nosaukums	Ķīmiskā bāze ²⁾	Veids ²⁾	Līmē ²⁾	Komponentes	Spiediens ²⁾ MPa	Noturīgs pret ²⁾			
Araldits AT 1 AV 8 AW 142	EP	pu	Me, Ke	A	K	Mī, Kī			
	EP	pu	Me, Ke	A	K	Mī, Kī			
	EP	av	Me, Ke	A	K	Mī, Kī			
Metallons E2701 E2706 MakroplastsPV8621 PV8625	EP	pa	Me	A	K	Ūd, Oš			
	EP	pa	Me	A	K	Ūd, Oš			
	PVC	pa	Ps	A	K	Mī, Eļ			
	PVC	pa	Ps	A	K	Mī, Eļ			
Tegokolls100 M12/F6 D02/PVF	PH	šķ	Al, St, B	A	≥ 0,3	He, Bš, Tr			
	PH/PVF	vi	Mf, ar K	A	≥ 0,3	Oš, As, Sā			
	PH/PVF	šķ,ci	Al, St, K Mm	A,B	≥ 0,3	Ko, Oš, As, Sā			
Locite 307 306 317	MC	šķ	Me	A	K				
	MC	šķ	Me	A	K				
	MC	šķ	Me, St	A	K				

5.3. tabulas turpinājums

Nosaukums	Ķīmiskā bāze ²⁾	Veids ²⁾	Līmē ²⁾	Komponentes	Spiediens ²⁾ MPa	Noturīgs pret ²⁾
Līmfilma (līmfolija)						
Reduks 609	EP		Me,Ke,Km		K	Tr, Ki
Tehnikolls 8402	NK, PH		Me, siltum-		0,5	Eļ
8410	NK, PH		noturīgs Mm		0,5	Eļ
8420	NK, PH				0,5	Eļ
Tegofilma EP 375	EP		Al,Tē,Cu,K,Mm		> 0,1	As, Sā, Ko, Oš
VP 445	PE		Mf ar K, Mm		> 0,1	Oš, As, Sā, Ko
M 12 B	PH, PVF		Al,Tē,Bu		0,4...1,5	Oš, As, Sā Ko
MP 12 E	PH, PVF		Al,Tē,K,Mm		0,4...1,5	Oš, As, Sā, Ko
Cianamids FM123-5	NE		Al,Ti, Tē		0,1...0,5	Li
FM 73	NE		Al,Ti, Tē		0,1...0,5	Li
FM 1000	PEP		Al,Ti, Tē		0,1...0,5	Li
FM 300	EP		Al,Ti, Tē,Sm		0,1...0,5	Li
FM 400	EP		Al,Ti, Tē,Sm			Li

Piezīmes. 1. Atbilst lidmašīnbūves prasībām. 2. Saīsinājumu atšifrējums dots pēc 5.4. tabulas.

- Līmes šķīdinātājs.

5.4. tabula

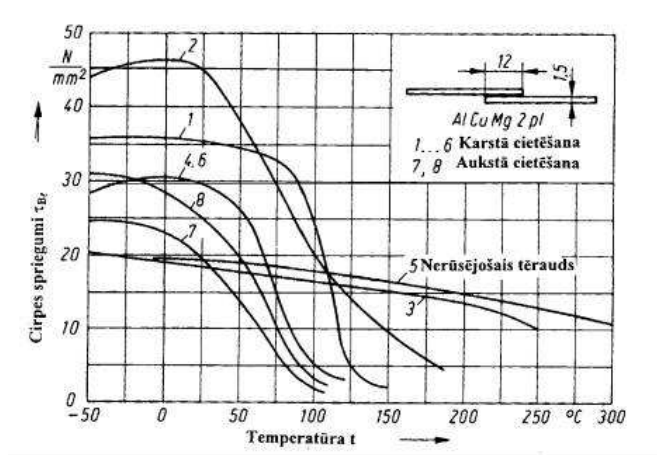
Līmes metālu un nemetālu aukstai un aukstai/karstai līmēšanai
(izvilkums no VDI – vadlīnijām 2229)

Ražotājs	Nosaukums	Līmēšanas temperatūra, °C	Slāņa biezums, mm	Cirpes spriegums, MPa pie temperatūras °C					
				-25	25	55	80	105	155
Degussa GB Postfach 602 6450 Hanau	Agomets P 76	20...50	0,05...0,4	20	21	19	6		
		410	0,05...0,4	16	27	25	18		
		M	0,05...0,4	32	37	33	22		
		R	0,05...0,4	28	26	20	10		
Ciba-Geigy GmbH Postfach 7867Wehr/Baden	Araldits AW116	20	0,1...0,5	24	28	14	3		
		AV 138	0,1...3	14	17	18	17	12	3
		AW106	0,1...0,5	18	18	10	3		
		Ureols1356 A/B	0,1...0,5	15	16	8	3		
Gussolit Hajek &Co Dachauer Str.123 8000 München 2	Gupalons normals	20...80	līdz 0,2	25	31	20	10	6	3
		express	līdz 0,2	23	31	24	16	8	3
	Gupalits 1	20	0,05	13	26	21	18	17	11
		2 un 3	0,1 un 0,2	13	28	21	17	15	9
Henkel KGaA Postfach 1100 4000 Düsseldorf 1	Makroplasts B202 ●	20			7	3	1	0,3	
		20		8	7	3	1	0,3	
		20		8	7	3	2	2	
		20		8	6				
	Patteks ●	20	0,1...0,5		20				
		20	līdz 0,1	12	25	25	18	9	
	Stabilits express	20		23	24	5	2	1	2
		20		25	25	6	2	1	
	Metallons LA 2002	20	0,05...0,2						
		20...100	0,05...0,3						
		20...100	0,05...0,2						
		20...100	0,05...0,2						

5.4. tabulas turpinājums

Nosaukums	Ķīmiskā bāze	Veids	Līmē	Kompo- nentes	Spiediens, MPa	Noturīgs pret
Agomets P 76 410 M R	EP MMC MMC VH	pa, vi av, pa vi, pa pa, pa	Me,Cm,Ko,St Me,Mm(daļēji) Al,Tē,Mm Al,Cm	A, B A, C A, C A, C	K K K K	Sh, Eļ, Tr As, Sh, Eļ As, Sh, Eļ As, Sh, Eļ
Araldīts AW 116 AV 138 AW 106	EP/AM EP/PA EP/PA	šķ, vi pa, pa vi, vi	Km, Me, Mm Me, Cm Me, Cm, Mm	A, B A, B A, B	K K K	Tr Mi, Kī Mi, As, Sā
Ureols 1356 A/B	PUR	šķ, vi	Me, Cm, Mm	A, B	K	Tr
Gupalīts normāls express 1	EP/SI EP/SI CC	šķ šķ šķ	Me, u.c Me Me, Mm, Cu, Ke	A, B A, B A	K K K	As, Sā As, Sā As, Sā
Makroplasts B 202	PC	šķ	Me, Mm	A, B	> 1	As, Sā
Pattex	PC	av	Me, Mm	A	> 1	As, Sā
Pattex speciāls	PC	av	Me, Mm	A	> 1	As, Sā
Stabilīts express	AH	vi, ci	Me, Mm St,Ke	A, B		Tr, Ta, Eļ
rasant	CC	šķ	Mm, Me	A		Oš
Metallons LA 2002	AH	av/šķ	Mm, Me	A/B ¹⁾	K	Ūd, Oš
E 2602	EP	av	Me	A, B	K	Ūd, Oš
E 2108	EP	šķ	Me, Cm	A, B	K	Ūd, Oš
Saīsinājumi						
ACC - Etils cianakrilats AH - Akrilsveķi AM - Amīns CC - Cinakrilats EP - Epoksīdsveķi MC - Metanakrilats MCC - Metilcianakrilats MMC - Metilmetanakrelats NE - Nitrilpoksīds NK - Nitrilkaučuks PA - Poliaminamīds PC - Polihroloprens PE - Poliltelens PEP - Poliamīdepoksīds PH - Fenolsveķi PI - Poliisociamets PUR - Poliuretāns PVC - Polivinilhlorīds Si - Silikons VH - Vinīlsveķi	ci - ciets šķ - šķidr av - augsti viskozs pa - pasta pu - pulveris vi - viskozs	Al - alumīnijs Be - betons Km - krāsainais metāls Cu - varš Ps - plānskārds St - stikls Cm - mākslīgais cietmateriāls K - koks Ke - keramika Mm - mākslīgais materiāls Ma - marmors Me - metāls Mf - metāla folija Bu - berzes uzlika Tē - tērauds Ti - titāns Sm - saistmateriāls K - kontakta spiediens	Ah - alkohols Sh - sārmmetāla hidroksīds Bš - bremžu šķidrums Kī - ķīmikālijas Mi - mitrums Li - lidmašīnu būvniecībai Ta - tauki He - hidrolikas eļļa Kū - karsts ūdens Ko - korozija Oū - ogļūdeņradis Sā - sārmis Oš - organiskais šķīdinātājs Eļ - eļļa, minerāleļļa As - atšķaidīta skābe Tr - triecienslodze Ūd - ūdens			

Apzīmējums: ● Līmes šķīdinātājs.



Līme:

- 1 – epoksīdu
- 2 – epoksīdu/neilona
- 3 – epoksīdu/fenola
- 4 – fenola/polivinilformaldehīda
- 5 – poliamīda
- 6 – epoksīdu/poliaminamīds
- 7 – epoksīdu/poliaminamīds
- 8 – metān akrilāts

5.2. att. Līmēta pārlaidsavienojuma īslaicīga statiska stiprība atkarībā no temperatūras.

5.3. Salaiduma laukuma sagatavošana

Pirms līmēšanas detaļu virsmas rūpīgi jānotīra (jāattauko) no krāsas atliekām, oksīdiem, rūsas, eļļas u.c. netīrumiem. Adhēzijas spēki un savienojuma stiprība būs lielāka, ja virsmas būs tīras un labi attaukotas.

Virsmu tīrīšanu var izdarīt pielietojot:

1. tvaiku vai karstu ūdeni ar piedevām (var atdalīt taukus, eļļas vai konservācijas līdzekļus);
2. mehānisko apstrādi (smirģelēšana, slīpēšana, apstrāde ar stieplu sukām vai smilšu strūklu);
3. ķīmisko tīrīšanu ar šķīdinātājiem vai ar kodināšanu.

Vēlams, lai virsma būtu raupja ($R_z = 10 \dots 40 \mu\text{m}$), kas palielina saskares laukumu un salipšanas spēku.

Pēc virsmu attaukošanas un tīrīšanas (mehāniskās apstrādes) tās skalo ar destilētu ūdeni un žāvē.

Dažkārt tērauda detaļām līmēšanu kombinē ar punktmetināšanu, kniedēšanu vai skrūvju pielietošanu. Šajā gadījumā virsmu sagatavošana vienkāršojas (pat nav vajadzīga).

Līmes ražotājs norāda arī konkrētus virsmu tīrīšanas līdzekļus (skat. VDI – vadlīnijas 2239).

Virsmu apstrādes veids un apjoms atkarīgs no līmes kārtiņas sagaidāmās nepieciešamās stiprības. 5.5. tabulā doti apstrādes veidi, kas noderīgi:

1. Mazai stiprībai ($\tau_{Bl} < 5$ MPa). Izstrādājumiem slēgtās telpās, bez kontakta ar ūdeni. Pielieto precīzā mehānikā, elektrotehnikā, modeļbūvē, rotaslietās un mēbelēs.
2. Vidējai stiprībai ($\tau_{Bl} = 5 \dots 10$ MPa). Pielieto mērenam klimatam, kā arī eļļas un degvielas klātbūtnē (mašīnbūve, spēkratu būve).
3. Lielai stiprībai ($\tau_{Bl} > 10$ MPa). Pielieto visiem klimatiem, tiešā saskarē ar šķīdinātājiem, eļļu, degvielu (spēkratu, lidmašīnu, kuģu un rezervuāru būve).

5.5. tabula

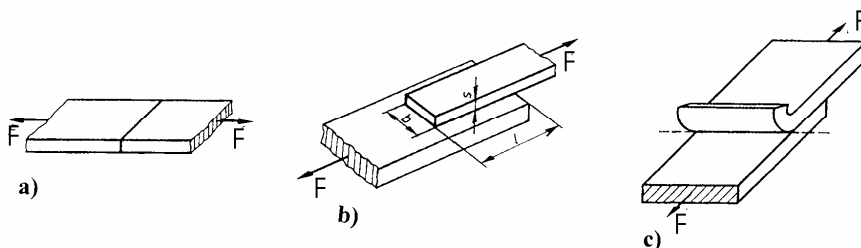
Virsmas apstrāde pēc attaukošanas (izvilkums no VDI – vadlīnijām 2229)

Materiāls	Maza stiprība	Vidēja stiprība	Liela stiprība
Leģējumi ar alumīniju	Bez tālākas apstrādes	Kodināšana-attaukošana, slīpēšana vai birstēšana	Smilšu strūkļa vai kodināšana
Čuguns			
Varš, misiņš		Smirģelēšana vai slīpēšana	Smilšu strūkļa
Tērauds (arī nerūsējošais)			
Cinkotais tērauds	Bez tālākas apstrādes		
Tērauds ar pretkorozijas pārklājumu (piemēram, ar bruneku)	Ļoti rūpīga attaukošana		Smilšu strūkļa
Titāns	Bez tālākas apstrādes	Birstēšana	Kodināšana
Magnijs		Smirģelēšana vai slīpēšana	Smilšu strūkļa vai kodināšana
Cinks	Bez tālākas apstrādes vai ar nelielu raupjumu		

Piezīme. Ātri oksidējošiem metāliem līmi uzklāj uzreiz pēc mehāniskās apstrādes.

5.4. Konstruktīvais izveidojums

Savienojuma stiprība ir atkarīga no konstruktīvā izveidojuma. Nozīmīgs ir spēku plūsmas virziens un līmes kārtiņas noslogojuma virziens. Nav ieteicams stiepes slogojums (5.3. att. a), jo līmes kārtiņas kohēzijas spēki ir mazāki par savienojamo detaļu stiprību salaiduma zonā (izmanto detaļu fiksācijai).



53. att. Līmētā savienojuma noslogojums:

a – sadursavienojums; b – pārlaidsavienojums; c – skārda atlobīšanās (atraušana).

Lielākais noslogojums pieļaujams tad, kad līmes kārtiņa slogojas bīdē (5.3. att., b). Līmes kārtiņas biezumam jābūt 0,05 ... 0,25 mm, bet līmētajam laukumam – iespējami lielākam. Jāizvairas no savienojuma slogošanas uz atraušanu (5.3. att., c).

Līmes patēriņš ir 50 ... 150 g/m² (īpašos gadījumos līdz 1000 g/m²).

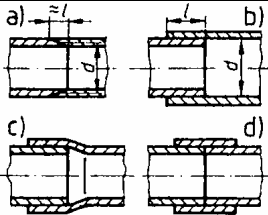
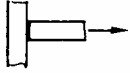
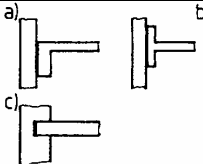
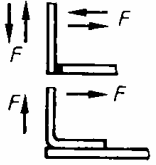
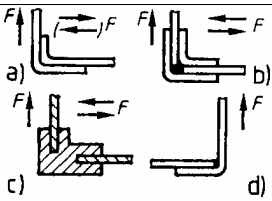
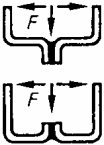
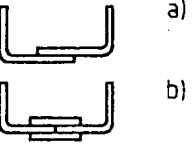
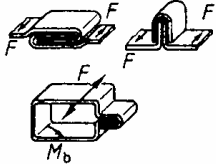
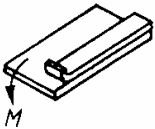
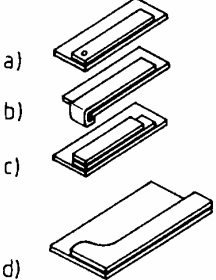
5.6. tabulā norādīts nelieterīgs un lieterīgs līmēto savienojumu konstruktīvais izveidojums.

5.6. tabula

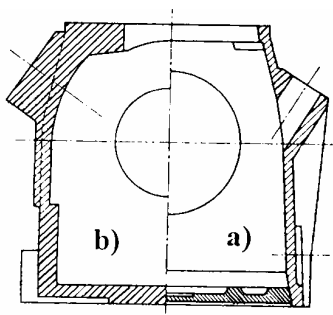
Līmēto savienojumu konstruktīvais izveidojums

Nelieterīgs	Lietderīgs	Piezīmes
		Skārdu savienojums Līmētā laukuma palielināšanas iespējas: a) pārsegums; b) slīps galu šķēlums; c) pārsegums ar skārda locījumu; d) pārsegums ar izgriezumu; e) pārsegums ar dubultu izgriezumu; f) ar vienu uzliktņi; g) ar diviem uzliktņiem. Līmētais laukums $A = bl$

5.6. tabulas turpinājums

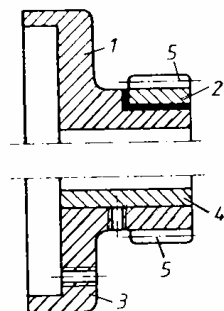
Nelietderīgs	Lietderīgs	Piezīmes
		Cauruļu savienojums Līmēta laukuma palielināšanas iespējas: a) ar galu noslīpinājumu; b) ar teleskopisku savienojumu; c) ar caurules paplatinājumu; d) ar uzmavu e) Līmētais laukums $A = \pi dl$.
		Pieres (saduras) savienojums Līmēta laukuma palielināšanas iespējas: a) ar skārda atliekšanu; b) pielietojot speciālu profilu; c) ievietojot skārdu rievā.
		Kakta savienojums Atraušānu novērš ar: a) skārdu atliekšanu; b) leņķskārda pielietojumu; c) kakta elementa rievām; d) viena skārda atliekšanu.
		Skārdu savienojums Lieces slogota līmētā salaiduma atraušānu novērš ar: a) pārsegumu; b) b) ar uzliktu pielietojumu.
		Liektie savienojumi Līmētais savienojums ir mehāniski atslogots. Līme galvenokārt pilda blīvējošu funkciju.
		Skārdu savienojums Liecē slogota līmētā salaiduma atraušānu novērš ar: a) papildus stiprinošu elementu (kniede, skrūve, metināts punkts); b) atliektu viena skārda maliņu; c) stinguma palielināšanu; d) vietēju laukuma palielināšanu.

5.4. ... 5.7. attēlos parādītas dažas līmētas konstrukcijas.



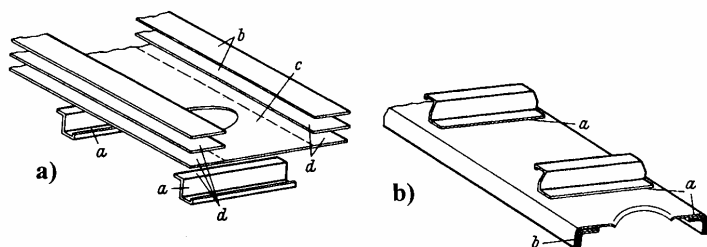
5.4. att. **Gaisa kompresora kloķvārpstas karteris:**

a – lējums kokilē; b – lējums ar spiedienu un ielīmētu dibenu.



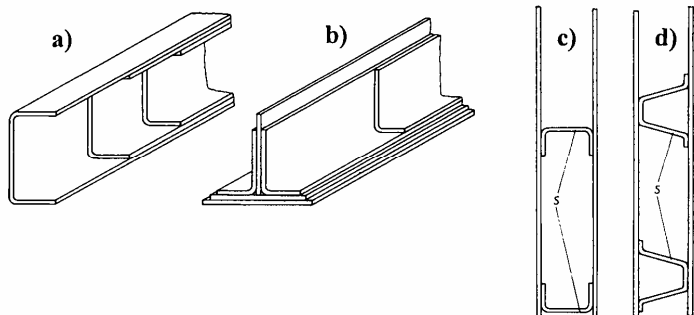
5.5. att. **Ieslēgšanas uzmava:**

apakšpusē – līdzšinējā konstrukcija; augšpusē – līmēta konstrukcija (izgatavošanas izmaksas par 50% mazākas): 1 – čuguna slīdčaula; 2 – zobrats; 3 – tērauda slīdčaula; 4 – slīdgultnis; 5 – zobrata zobi.



5.6. att. **Lidmašīnas līmēts konstruktīvais elements:**

a – pirms līmēšanas; b – pēc līmēšanas (sānu malas nolocītas pēc līmēšanas).



5.7. att. **Līmētas sijas:**

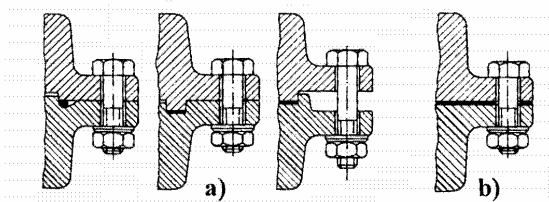
a un b – liecē slogotas; c un d paneli (s – saistelementi).

Pielietojot līmi savienojumu blīvēšanai, vienkāršojas savienojuma konstrukcija (4.8. att.).

Kombinējot līmēšanu ar kniedēšanu, punktmetināšanu, vai skrūvju izmantošanu būtiski

palielinās savienojuma nestspēja, kā arī tā hermetiskums un korozijas noturība.

Punktmetināšanu vai kniedēšanu kopā ar līmēšanu pielieto spēkratos, ierīcēs un lidmašīnu būvē. Skrūvju pielietojums noderīgs būvniecībā vietās, kur līmējumu grūti izveidot. Liektos (ieloces) savienojumus pielieto spēkratu būvē. Šeit līme kalpo savienojuma hermetiskuma nodrošināšanai, pie kam iespējams aizpildīt spraugu līdz 5 mm platumam.



5.8. att. **Dažādi virsmu blīvēšanas paņēmieni:**
a – parastās konstrukcijas; b – blīvēšana ar līmi.

5.5. Līmēto savienojumu aprēķins

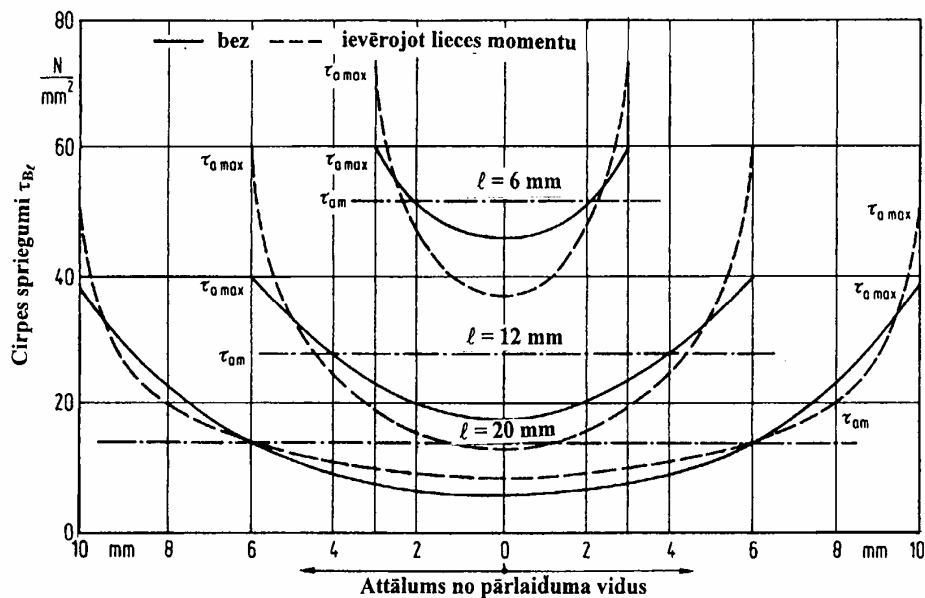
Līmēta savienojuma stiprība ir atkarīga no vairākiem gadījuma rakstura parametriem. Līmēta savienojuma stiprību ietekmē materiāla veids, ekspluatācijas temperatūra (5.2. att.), mitrums, šļūde (stiprība ar laiku krītas par apmēram 70 ... 80 %), līmes cietēšanas metode (ieteicama ir karstcietēšana), ekspluatācijas vide un slodzes raksturs. Bīdes spriegumi pa līmējuma garumu sadalās nevienmērīgi. Jo garāks līmējums, jo spriegumi sadalās nevienmērīgāk; maksimālie spriegumi ir galos (5.1. att.). Palielinoties detaļu biezumam pārlaidsavienojumā, spriegumi galos samazinās, jo detaļas spēka F ietekmē mazāk deformējas un savienojuma nestspēja pieaug. Tomēr šajā gadījumā netiek pilnīgi izmantota detaļu iespējamā nestspēja. Pieaugot līmes kārtiņas biezumam bīdes spriegumi sadalās vienmērīgāk, jo līme labāk seko (pakļaujas) detaļu stiepes deformācijai. Sacietējot biežai līmei kārtiņai, notiek līmes tilpuma samazināšanās, kas rada pašspriegumus, detaļu deformācijas (samešanos) un savienojuma nestspējas samazināšanos. No otras puses, līmes kārtiņai jābūt iespējami plānākai (teorētiski molekulas biezumā), jo adhēzijas spēki ir lielāki par kohēzijas

spēkiem līmes kārtiņā. Līmēm uz epoksīdsveķu bāzes kārtiņas optimālais biežums ir apmēram 0,1 ... 0,2 mm. Līmētā savienojuma nestspēja pieaug proporcionāli līmējuma platuma b palielinājumam (tikai ja $b > 20$ mm).

Maz elastīga līme, neskatoties uz augstu kohēzijas nestspēju, parasti ir ar mazāku stiprību cirpē nekā elastīga līme ar niecīgu kohēzijas nestspēju. To izskaidro ar maz elastīgas līmes lielākiem spriegumiem līmējuma galos nekā pie elastīgas līmes. Elastīga līme labāk seko detaļu elastīgajam pagarinājumam stiepes spēka ietekmē.

Pretēja ietekme ir detaļu elastības modulim. Jo tas ir lielāks (detaļa stingāka), jo vienmērīgāk sadalās bīdes spriegumi pa līmējuma laukumu sakarā ar mazāku līmes kārtiņas deformāciju.

5.9. attēlā parādīts pārlaidsavienojuma bīdes spriegumu τ_{BI} sadalījums pie dažāda pārlaiduma l . Kā redzams, pārlaiduma galos spriegumi pieaug, palielinoties pārlaidumam.



5.9. att. Līmēta pārlaidsavienojuma bīdes spriegumu τ_c (līmes kārtiņā) sadalījuma diagramma atkarībā no pārlaiduma garuma l .

Optimālais pārlaidums $l = (10 \dots 20) s = 0,1 \sigma_T s$, kur s – plānākās detaļas biezums, mm; σ_T – plānākās detaļas materiāla tecēšanas spriegums, MPa.

Mākslīgam materiālam (bez pastiprinājuma) $l = (2 \dots 4) s$, ar šķiedru pastiprinājumu – $l = (5 \dots 10) s$.

Attiecībai: līmes bīdes modulis / detaļu elastības modulis – pārlaidsavienojumā jābūt iespējami mazākam, lai samazinātu spriegumus pārlaiduma galos. Parasti šī attiecība metālu līmējumā $\approx 0,01$ (mīksta līme, stingas detaļas), $\approx 0,25$ (cieta, trausla līme, vidēja stinguma detaļas).

Nosakot līmējuma izmērus jāievēro, ka līmējuma stiprībai nav jābūt lielākai par savienojamo detaļu stiprību.

Ja līmētā savienojumā vismaz viena no detaļām ir plāna (skārds, caurule), tad līmes kārtiņas un detaļas graužošo spēku līdzsvara vienādojums ir:

$$F_\ell = A_\ell \tau_{Bl} \approx A_d \sigma_B = F_d, \quad (5.1.)$$

kur F_ℓ – līmes kārtiņas graužošais spēks, N;

A_ℓ – līmējuma laukums, mm^2 ;

τ_{Bl} – līmes kārtiņas graužošais bīdes spriegums, MPa (5.1. ... 5.4. tab.);

A_d – plānākās detaļas šķēsgriezuma laukums, mm^2 ;

σ_B – plānākās detaļas materiāla graužošais spriegums stiepē, MPa;

F_d – detaļas graužošais spēks, N.

Graužošā sprieguma σ_B vietā plastiskiem materiāliem pielieto tecēšanas spriegumu σ_T . Šajā gadījumā izteiksmi (5.1) izsaka šādi: $[\tau_c] A_\ell \leq \sigma_T A_d$.

Līmētā savienojuma (5.3. att.) stiprības nosacījums cirpē

$$\tau_c = F / A_\ell \leq [\tau_c], \quad (5.2)$$

kur F – slogojošais spēks, N;

$[\tau_c]$ – līmes pieļaujamie cirpes spriegumi, MPa;

$A_\ell = bl$ – līmējuma laukums, mm^2 .

Pieļaujamie cirpes spriegumi

$$[\tau_c] = \tau_{BI} / [s] = \tau_{BI} / (2 \dots 3), \quad (5.3)$$

kur $[s]$ – pieļaujamais drošības koeficients.

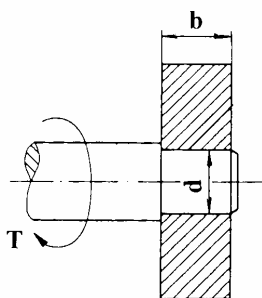
Dinamiskā slodzē

$$[\tau_c] \approx 0,3 \tau_{BI} / [s]. \quad (5.4)$$

Parasti pieļaujamais spriegums pieņem $[\tau_c] \approx (0,2 \dots 0,4) \tau_{BI}$. Mazākās vērtības der simetriskai, vidējās – pulsējošai, bet lielākās – pastāvīgai slodzei. 4.3. un 4.4. tabulā dotās sprieguma τ_{BI} skaitliskās vērtības jāsašķa ar 4.5. tabulas rekomendācijām.

Pulsējošā slodzē līmētā savienojuma stiprība samazinās apmēram par 60 %, bet pie simetriska slogojuma par 40 %. Nav ieteicams līmēto savienojumu slogot stiepē, liecē un triecienslodzē.

Līmēta savienojuma stiprības izkliedi ietekmē dažādi gadījuma faktori. Labus rezultātus var sagaidīt tikai tad, ja rūpīgi ievēro visus ar līmēšanas tehnoloģiju un konstrukcijas izstrādi saistītos ieteikumus.



Vārpstas – rumbas līmētā savienojuma (5.10. att.) garumu l aprēķina tā, lai vārpstas un līmējuma stiprība būtu vienāda:

$$l = \frac{d \tau_{vB}}{8 \tau_{BI}}, \quad (5.5)$$

kur d – vārpstas diametrs, mm;

5.10. att. Vārpstas – rumbas līmētais savienojums.

τ_{vB} – vārpstas materiāla graužošais spriegums vērpē, MPa;

τ_{BI} – līmes kārtiņas graužošais bīdes spriegums, MPa.

Ja par vārpstas robežspriegumu pieņem materiāla tecēšanas spriegumu vērpē τ_T , tad formulā (5.5) τ_{vB} vietā ievieto spriegumu τ_T .

Kombinētā savienojumā (kniedes, metinātie punkti vai skrūves un līmējums) nestspēju aprēķina atsevišķi katram savienojuma veidam:

- kniedētā savienojuma pieļaujamais cirpes spēks

$$F_{ck} = n A_k [\tau_{ck}]; \quad (5.6)$$

- punktmetinātā savienojuma pieļaujamais cirpes spēks

$$F_{cp} = n A_p [\tau_{cp}]; \quad (5.7)$$

- līmējuma cirpes spēks

$$F_{cl} = A_\ell \tau_{Bl}, \quad (5.8)$$

kur n – kniežu vai metināto punktu skaits;

A_k – kniedes šķērsriezuma laukums, mm^2 ;

A_p – metinātā punkta šķērsriezuma laukums, mm^2 ;

A_ℓ – līmējuma laukums, mm^2 ;

$[\tau_{ck}]$ – kniedes materiāla pieļaujamie cirpes spriegumi, MPa ($[\tau_{ck}] \approx 0,65 \sigma_B$);

$[\tau_{cp}]$ – metinātā punkta materiāla pieļaujamie cirpes spriegumi, MPa ($[\tau_{cp}] \approx 0,65 \sigma_B$;

τ_{Bl} – līmes kārtiņas cirpes spriegums, MPa (5.3. un 5.4. tab.);

σ_B – kniedes vai metinātā punkta materiāla stiepes stiprības robeža (graužošais spriegums), MPa.

Ja detaļas noslogojas stiepē vai to stiprība netiek pilnīgi izmantota, tad kombinēto savienojumu aprēķina cirpē (5.2). Šajā gadījumā cirpes spriegums τ_c nedrīkst būt lielāks par kombinēta savienojuma pieļaujamo spriegumu $[\tau_{ck}]$

$$[\tau_{ck}] \approx \frac{F_\Sigma}{F_{cl}} [\tau_c], \quad (5.9)$$

kur F_Σ - kombinētā savienojuma kopspēks; $F_\Sigma = F_{cl} + F_{ck}$ vai $F_{cl} + F_{cp}$, N;

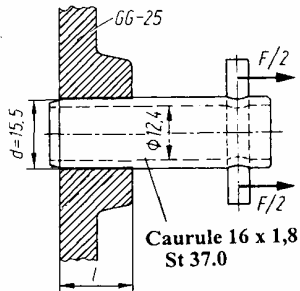
$[\tau_c]$ – pieļaujamie cirpes spriegumi (5.3), MPa.

Kniežu, metināto punktu vai skrūvju pielietojums pasargā pārlaidsavienojuma galus no skārdi atlobīšanās.

Kombinētā savienojuma statiskā un dinamiskā stiprība ir augstāka par atsevišķa (metinātā punkta, kniedes, skrūves, līmētā) stiprību.

PIEMĒRS

Aprēķināt tērauda caurules un čuguna balsta (5.11. att) auksti līmēto savienojumu. Eksploataācijas temperatūra 50 °C. Caurules salāgotā virsma apvīrpotā uz diametru $d = 15,5$ mm un apslīpēta. Sagaidāma savienojuma vidēja stiprība ($\tau_{B\ell} = 5 \dots 10$ MPa, 5.5. tab.). Līme Araldīts AV 138 (5.4. tab.), kurai pie līmes kārtiņas biezuma 0,1 ... 3 mm ir labas stiprības īpašības.



5.11. att. Ielīmēta caurule.

Aprēķināt salāgojuma garumu ℓ tā, lai līmes kārtiņas graužošais cirpes spēks un caurules graužošais stiepes spēks būtu aptuveni vienādi (caurulei $\sigma_B = 370$ MPa). Noteikt nepieciešamo salāgojuma garumu, ja spēks $F = 2000$ N ir pulsējošs.

Atrisinājums

Caurules graužošais stiepes spēks (5.1):

$$F_d = A_d \sigma_B = \frac{\pi (d^2 - d_i^2)}{4} \sigma_B = \frac{\pi (15,5^2 - 12,4^2)}{4} 370 = 25160 \text{ N} \approx F_\ell.$$

Pie temperatūras 55 °C dotajai līmei graužošais bīdes spriegums $\tau_{B\ell} = 18$ MPa (5.4. tab.), kas atbilst lielai stiprības klasei. Vidējai stiprībai pieņemam $\tau_{B\ell} \approx 9$ MPa.

No (5.2) $A_\ell = F_\ell / \tau_{B\ell}$, bet $A_\ell = \pi d \ell$, tad

$$\ell = \frac{F_\ell}{\pi d \tau_{B\ell}} = \frac{25160}{\pi \cdot 15,5 \cdot 9} = 57,4 \text{ mm}.$$

Redzams, ka garums ℓ , salīdzinot ar diametru d , ir pārāk liels.

Nosakām nepieciešamo salāgojuma garumu pie $F = 2000$ N. No (5.1), ievērojot, ka $A_\ell = \pi d \ell$:

$$\ell = \frac{F}{\pi d [\tau_c]} = \frac{F}{\pi d 0,3 \tau_{B\ell}} = \frac{2000}{\pi \cdot 15,5 \cdot 0,3 \cdot 9} = 15,2 \text{ mm}.$$

Pieņemam $\ell = 16$ mm.

PIEMĒRS

Berzes uzlikas a pielīmētas diskam b (5.12. att.). Disks ar punktmetināšanu (6 punkti pa aploci) piestiprināts sajūga rumbai c. Līmējamās virsmas attauko un apstrādā ar smilšu strūklu. Līme Metallons E 2701 (5.3. tab.). Eksploataācijas temperatūra var sasniegt 50 °C. Griezes moments ir pulsējošs. Uzlikas slogo īpatnējais spiediens $p = 0,4$ MPa; berzes koeficients $f = 0,4$.

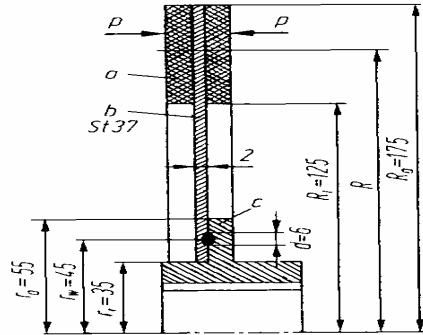
Aprēķināt:

1. Cirpes spriegumus līmes kārtiņā starp uzliku un disku.
2. Cirpes spriegumus līmes kārtiņā starp disku un rumbas atloku.

Atrisinājums

1. Uzliku līmējamais laukums.

$$A = \pi (R_a^2 - R_i^2) = \pi (175^2 - 125^2) = 47124 \text{ mm}^2.$$



5.12. att. Sajūga disks.

Normāls spēks uz vienu uzliku

$$F_N = p A = 0,4 \cdot 47124 = 18849 \text{ N}.$$

Berzes spēks starp uzliku un disku

$$F_f = f F_N = 0,4 \cdot 18849 = 7540 \text{ N}.$$

Cirpes spriegumi līmes kārtiņā starp uzliku un disku (4.2).

$$\tau_c = \frac{F_f}{A} = \frac{7540}{47124} = 0,16 \text{ MPa}.$$

Cirpes spriegumi ir tik niecīgi, ka nav nepieciešams tos salīdzināt ar pieļaujamajiem cirpes spriegumiem. Šajā gadījumā der visi berzes uzliku līmējumi.

2. Rumbas atloka līmējamais laukums.

Berzes spēki pielikti ietekmes rādiusam R . No sakarības $\pi (R_a^2 - R_i^2) = \pi (R^2 - R_i^2)$ izsākam

$$R = \sqrt{\frac{R_a^2 + R_i^2}{2}} = \sqrt{\frac{175^2 + 125^2}{2}} = 152 \text{ mm}.$$

Pārvadāmais griezes moments

$$T = i F_f R = 2 \cdot 7540 \cdot 152 = 2292160 \text{ N mm},$$

kur i – berzes uzliku skaits.

Rādiusam r_w pieliktais aploces spēks F_t

$$F_t = T / r_w = 2292160 / 45 = 50937 \text{ N}.$$

Viena metinātā punkta šķēsgriezuma laukums

$$A_p = \pi d^2 / 4 = \pi \cdot 6^2 / 4 = 28,3 \text{ mm}^2.$$

Līmējuma laukums (netto)

$$A_\ell = \pi(r_a^2 - r_i^2) - n A_p = \pi(55^2 - 35^2) - 6 \cdot 28,3 = 5485 \text{ mm}^2,$$

kur n – metināto punktu skaits.

Cirpes spriegumi līmes kārtiņā (5.2)

$$\tau_c = \frac{F_t}{A_\ell} = \frac{50937}{5485} = 9,3 \text{ MPa}.$$

Punktmetinājuma pieļaujamais cirpes spēks (5.7)

$$F_{cp} = n A_p [\tau_{cp}] = 6 \cdot 28,3 \cdot 0,65 \cdot 370 = 40837 \text{ N},$$

kur $[\tau_{cp}]$ – metinātā punkta materiāla pieļaujamais cirpes spriegums ($\tau_{cp} \approx 0,65 \sigma_B$).

Līmējuma cirpes spēks (5.8)

$$F_{c\ell} = A_\ell \tau_{Bl} = 5485 \cdot 30 = 164550 \text{ N},$$

kur τ_{Bl} – līmes kārtiņās cirpes spriegumi ($\tau_{Bl} = 30 \text{ MPa}$, 3.3. tab. pie temperatūras 55°C).

Kospēks $F_\Sigma = F_{c\ell} + F_{cp} = 164550 + 40837 = 205387 \text{ N}$.

Kombinēta savienojuma pieļaujamie cirpes spriegumi (5.9)

$$[\tau_{ck}] \approx \frac{F_\Sigma}{F_{c\ell}} [\tau_c] = \frac{205387}{164550} 9 = 11,2 \text{ N/mm}^2,$$

kur $[\tau_c]$ – pieļaujamie cirpes spriegumi pie pulsējoša noslogojuma ($[\tau_c] = 0,3 \tau_{Bl} = 0,3 \cdot 30 = 9 \text{ MPa}$).

Diska un rumbas savienojuma stiprība ir pietiekoša, jo $\tau_c = 9,3 \text{ MPa} < [\tau_{ck}] = 11,2 \text{ MPa}$.

6. KNIEDĒTIE SAVIENOJUMI

6.1. Konstrukcija, tehnoloģija, klasifikācija un pielietošana

Līdz 20. gadsimta sākumam kniedēšana bija vienīgais paņēmieni, kā izgatavot neizjaucamus elementu savienojumus no plākšņu materiāla (rezervuāri, katli u.c.) un citās inženierkonstrukcijās (profilijas, tiltu un ceļņu kopnes, automobiļu rāmji u.c.).

Patreiz kniedēšanu daudzās nozarēs aizstāj izturīgākie metinātie savienojumi. Tagad kniedētos savienojumus pielieto:

- savienojumos, kuros nav pieļaujama karsēšanas termiskā ietekme (pasliktinās metāla struktūra šuves zonā, detaļu pārkāršana, priekšspriegumu un deformāciju rašanās);
- grūti metināmu metālu savienojumos, kā arī savienojumos ar dažādu materiālu detaļām (piemēram, tērauds – krāsainie sakausējumi);
- metālisku un nemetālisku (koks, āda, tekstilmateriāli, plastikāti, sajūga disku un bremžu loku uzlikas) detaļu savienojumos;
- plānu vieglo sakausējumu plākšņu caurļveida konstrukcijās (piemēram, lidmašīnu būvniecībā, kur savienojumi pakļauti intensīvai triecienam un vibrāciju iedarbībai).

Daži kniedēto savienojumu piemēri parādīti 6.2. att.

Augstspiediena kaltus tagad izgatavo nevis kniedējot, bet gan metinot. Savienojamo elementu daļu, kur tieši izpaužas kniežu iedarbība, sauc par kniedēto šuvi.

Pēc lietošanas nolūka kniedētās šuves iedala:

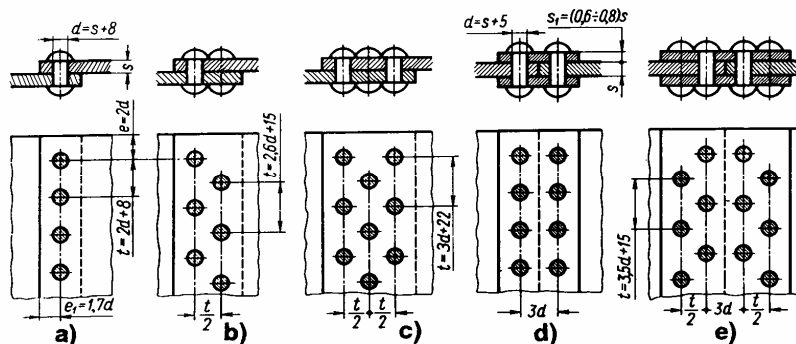
- izturīgās šuvēs. Pielieto tērauda konstrukcijās (ceļņu un tiltu kopnēs, rāmjos u.c.);
- izturīgi blīvās šuvēs. Savienojumam jābūt gan izturīgam, gan blīvam (katli, cauruļvadi ar lielu spiedienu);
- blīvās šuvēs. Nodrošina šuves blīvumu un konstrukcijas stingumu (piemēram, tvertnes ar mazu vai atmosfēras spiedienu).

Pēc savienoto detaļu savstarpējā stāvokļa kniedētās šuves iedala:

- pārlaidšuvēs (6.1. att. a, b);
- saduršuvēs ar vienu vai diviem uzliktņiem (6.1. att. d, e).

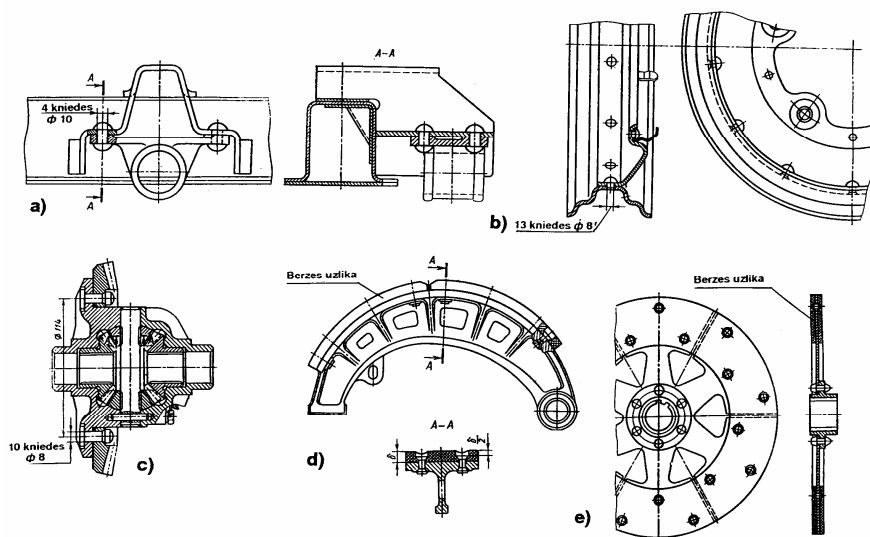
Pēc kniežu novietojuma šuves iedala:

- vienrindas;
- daudzcīņu.



6.1. att. Kniedēto savienojumu parametri:

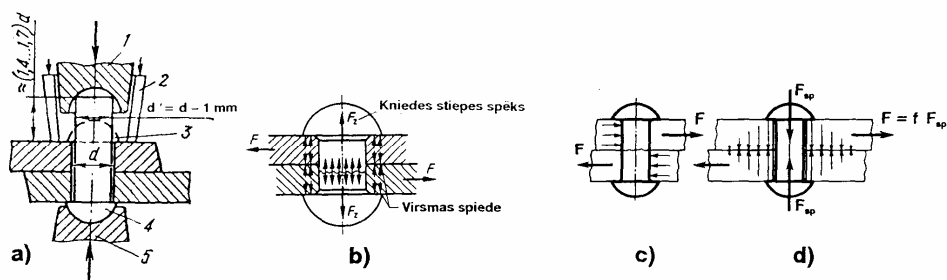
a un d vienrindas pārlaidšuve un saduršuve ar uzliktņiem; b un e – divrindu pārlaidšuve un saduršuve ar uzliktņiem; c – trīsrindu pārlaidšuve.



6.2. att. Kniedēto savienojumu piemēri:

a – automobiļa atsperes kronšteina un rāmja savienojums; b – automobiļa riteņa diska un aploka savienojums; c – zobrata vainaga piestiprināšana diferenciāla kārbai; d – automobiļa bremžu loks; e – automobiļa sajūga dzītais disks.

Kniedēto šuvi veido ar divām vai vairākām kniedēm. Šuve nav izjaucama. Kniede (6.3. att., a) sastāv no kāta un pamatgalvas 4. Kāta garumam jābūt lielākam par savienojamo plāksņu kopīgo biezumu, lai kniedi iestrādājos, varētu izveidot slēdzējgalvu 3. Plāksnēs izveidotam (urbjot vai spiežot) kniedes urbūmam jābūt nedaudz lielākam par kniedes diametru, lai kniedi iestrādājos kāts izplēstos un urbūmu pilnīgi aizpildītu. Lielākais plāksnes biezums, kurā vēl var izspiest caurumu ir 25 mm (tērauds St. 3). Caurumu izspiežot, tā sienā rīdās lielas plastiskas deformācijas, materiāls nocietinās, kļūst traušlāks un sienā rīdās sīkas plaisiņas, kas mazina savienojuma stiprību. Augstāku cauruma kvalitāti iegūst urbjot. Tāpēc spiešanu dažkārt kombinē ar urbšanu: caurumu izspiež ar diametru par 3 mm mazāku, nekā vajadzīgs, un pēc tam izurbj līdz vajadzīgajam diametram. Metālkonstrukcijās caurumu izgatavošana izspiežot ir aizliegta. Urbuma galos veido fāzītes.



6.3. att. **Kniedes iestrāde:**

a – kniedēšanas shēma; 1 – slēdzējgalvas veidnes (puansons); 2 – piespiedējs (kniedējot mehanizēti); 3 – slēdzējgalva; 4 – kniedes pamatgalva; 5 paliktis; b – karstā veidā iestrādāta kniede; c – aukstā veidā iestrādāta kniede; d – kniedes spiedes ietekmes zona.

Kniedēšana lietojama, ja kniedējamo plāksņu kopīgais biezums Σs nepārsniedz 4,5 d. Kniedes kāta garumu pieņem:

$$L = \begin{cases} 1,2 \Sigma s + 1,2 d - & \text{metālkonstrukcijās;} \\ \Sigma s + 1,4 d - & \text{vieglmetāla konstrukcijās, sfēriska galva;} \\ \Sigma s + 1,8 d - & \text{tas pats, ar lēzenu sfērisku galvu;} \\ \Sigma s + 1,7 d - & \text{tas pats, ar konisku galvu;} \\ \Sigma s + 1,6 d - & \text{tas pats, ar plakani konisku galvu.} \end{cases}$$

Karsto kniedēšanu pielieto izturīgām un izturīgi blīvām šuvēm, ja tērauda kniedes diametrs ir lielāks par 8 ... 10 mm. Krāsaino metālu kniedes iestrādājamās tikai aukstā stāvoklī. Karstā kniedēšanā kniedes iepriekš sakarsē līdz gaiši sarkanai kvēlei (1000 ... 1100 °C). Kniedēšana jānobeidz pie 500 ... 600 °C, jo pie zemākas temperatūras (350 ... 450 °C) kniede zaudē plastiskumu un pie 250 ... 300 °C iegūst nevēlamo zillūstamības īpašību. Atdziestot kniede savelkas un ar galvām saspiež plāksnes (6.3. att. b), radot starp tām lielu berzes spēku. Šāds savienojums darbojas pēc berzes faktora principa. Kniedē rodas lieli temperatūras stiepes spriegumi σ_{st} , kas var sasniegt materiāla tecēšanas robežu.

$$\sigma_{st} = E_{\alpha} (t_1 - t), \quad (6.1)$$

kur E – kniedes materiāla elastības modulis (tēraudam $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa);

α – kniedes materiāla lineārais izplēšanās koeficients (tēraudam $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$);

$t_1 - t$ - iestrādātās kniedes un plāksnes temperatūras starpība.

Kniedes stiepes spēks $F = \sigma_{st} A = \sigma_{st} (\pi d^2/4)$, kur A – kniedes šķēluma laukums, mm²; d – kniedes diametrs, mm.

Kniedes galvā rodas cirpes spriegumi, kas cenšas galvu nošķelt, bet starp galvu un plāksni darbojas virsmas spiede. Galvas izmēri pieņemti tādi, lai tā būtu izturīgāka par kniedes kātu, lai galva nenotrūktu, netiktu nocirpta vai plastiski deformēta.

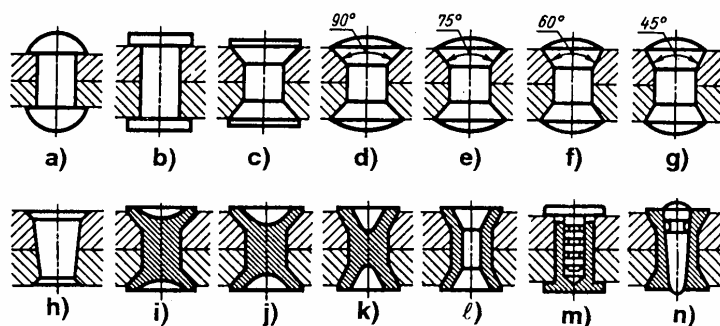
Karsti iestrādātās kniedes diametrs atdziestot vienmēr savelkas, un urbumā var rasties sprauga, kas sastāda 0,6 ... 0,7 % no kniedes diametra d. Pie lielas šķērslozdes detaļas var viena attiecībā pret otru izslīdēt un tad savienojums ar berzes faktoru kļūs par savienojumu ar formas faktoru. Kniedes slogosies cirpē un virsmas spiedē. Ja savienojums ar karsti iestrādātām kniedēm uzņem dinamisku slodzi, tad savienojumā papildus iestrādā vienu vai divas kniedes ar auksto kniedēšanu.

Maza diametra (līdz 10 mm) kniedes iestrādā **aukstā stāvoklī**. Šajā gadījumā plākšņu saspiešanas spēks būs mazāks nekā pie karstās kniedēšanas. Berzes spēks starp plāksnēm nenodrošina ārējās slodzes uzņemšanu ar berzi un kniede slogojas cirpē un virsmas spiedē kā tapa vai tapiņa (6.3. att., c).

Katrai kniedei ir spiedes deformāciju darbības zona detaļu sadurplaknē (6.3. att., d). Ja blakus esošo kniežu darbības zonas krustojas, tad savienojums būs hermētisks.

Galvenais uzdevums konstruējot savienojumus ar auksti iestrādājamām kniedēm – nodrošināt kniežu pareizu cirpes slogojumu, iestrādājot kniedi urbumā bez spēles. Kniedes ar urbumiem detaļā jāsalāgo ar uzspīli (piemēram, H9/p6). Ja kniedi urbumos ielāgo ar spraugu, tad kniedēšanas procesā kniedes plastiskai deformācijai jābūt tādai, lai detaļas savilkto kopā un kniedes kāts pilnīgi aizpildītu caurumu.

Labākas aukstai kniedēšanai ir nevis kniedes ar sfērisku vai plakanu galvu (6.4. att., a, b), bet gan ar iegremdētu galvu (6.4. att., c ... g).



6.4. att. Kniedes aukstai kniedēšanai.

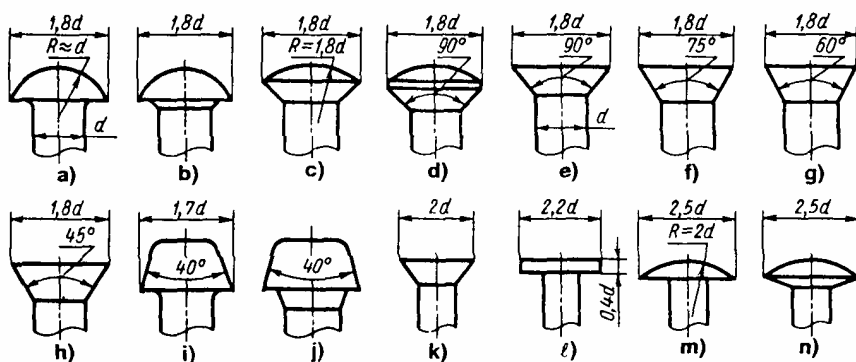
Šajā gadījumā kniedēšanas spēki pilnīgāk slogo kniedes kātu, deformējot to šķērsvirzienā. Konisku kniedi (skat. h) salāgo ar urbumu un kniedē no abām pusēm. Kāta centrālo daļu slogo puansons, ja kniedes galos ir padziļinājumi (skat. i ... k). Dobas kniedes skat. l) deformē ar puansonu. Lai palielinātu dobas kniedes stiprību puansonu atstāj kniedē (skat. m, n).

Pateicoties kniedēšanas lielam ražīgumam, vienkāršībai un siltumietekmes izslēgšanai mašīnbūvē plaši pielieto auksto kniedēšanu. Pie augstas ekspluatācijas temperatūras aukstā kniedēšana nav vēlama, jo samazinās detaļu saspiešanas spēks.

Kniedes izgatavo no oglekļa tērauda, korozijnoturīga, karstumizturīga tērauda, vara, misiņa, alumīnija, bronzas u.c. materiāliem. Materiālam jābūt plastiskam un tādām, kurš nerūdas. Plastiskums padara vieglāku kniedēšanu un veicina slodzes

vienmērīgāku sadalījumu starp kniedēm. Svarīgi, lai kniedes un detaļu materiāla lineārās izplēšanās koeficienti būtu vienādi vai maz atšķirīgi. Pretēja gadījumā mainoties temperatūrai savienojumā radīsies temperatūras spriegumi. Sevišķi bīstami, ja pielieto dažādus materiālus, kuri veido galvanisko pāri. Galvaniskās strāvas ātri bojā savienojumu (rodas elektroķīmiskā korozija). Tāpēc savienojot alumīnija detaļas pielieto alumīnija kniedes, vara detaļas – vara kniedes.

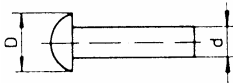
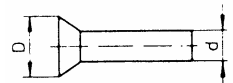
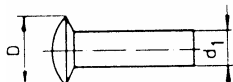
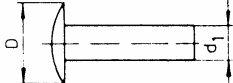
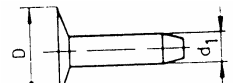
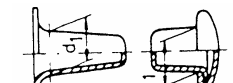
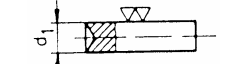
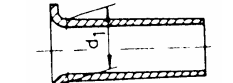
Kniedes ir standartizēti mašīnu elementi. Kniedes tiek klasificētas pēc galvas veida (6.5. att., 6.1. tab.).



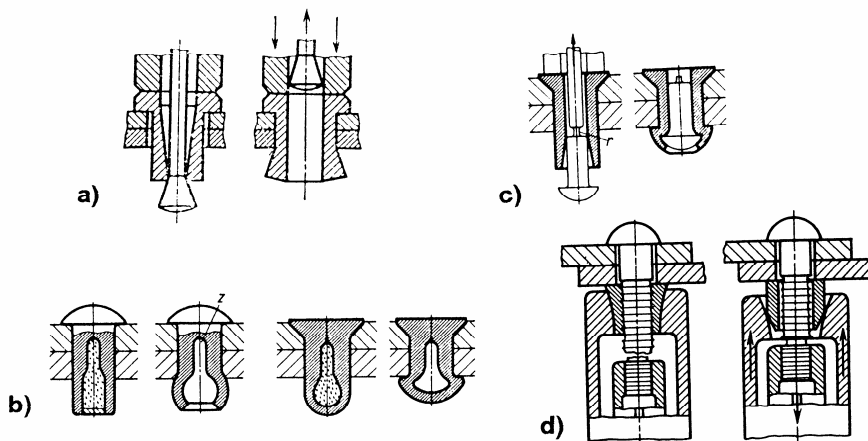
6.5. att. **Kniedžu galvu veidi:**

a ... j – kniedes izturīgi blīviem savienojumiem; i un j – kniedes, kas pakļautas karstu gāzu iedarbībai;
k ... n – sīkas krāsaino metālu kniedes Kniedes veida izvēles rekomendācijas dotas 5.1. tabulā.

Standartizētās kniedes un to pielietojums

Attēls	Nosaukums	DIN	Izmēri, mm	Pielietojuma piemēri
	Ar sfērisku galvu	123	$d = 10 \dots 36$ $D = 1,8 d$	Katlos un lielizmēru rezervuāros Metālkonstrukcijās
		124	$d = 10 \dots 36$ $D = 1,6 d$	
		660	$d = 1 \dots 9$ $D = 1,75 d$	
	Ar iegremdējamu galvu	302	$d = 10 \dots 36$ $D = 1,5 d$	Metālkonstrukcijās, Katlos, rezervuāros Skārdiem un vieglmetāla konstrukcijās
		661	$d = 1 \dots 9$ $D = 1,75 d$	
	Ar lēcas veida galvu	662	$d_1 = 1,7 \dots 8$ $D = 2d_1$	Līstēm, apšuvumiem, plāksnītēm, lai iegūtu patīkamu ārējo izskatu; vieglo metālu konstrukcijās
	Ar lēzenu sfērisku galvu	674	$d_1 = 1 \dots 8$ $D = 2,25 d_1$	Apšuvumiem, plāniem skārdiem, ādai, plastmasai, kartonam, lidmašīnām
	Ar lēzenu iegremdējamu galvu	675	$d_1 = 3 \dots 5$ $D = 2,8 d_1$	Ādai, lentei, siksnai, audumam
	Divdaļīga doba kniede	7331	$d_1 = 2 \dots 6$	Ādai
	Doba kniede	7338	$d_1 = 3 \dots 8$	Bremžu un sajūgu uzlikām Ādas precēm (kurpes, somas), rotaļlietām
		7339	$d_1 = 1,5 \dots 6$	
	Kniedes kāts	7341	$d_1 = 2 \dots 22$	Tapiņām, tapām
	Cauruļkniede	7340	$d_1 = 1 \dots 10$	Kā doba kniede, kā arī kniedes kāta vietā

Ja nav iespējams izveidot kniedes slēdzējgalvu parastā veidā (nav piekļuves iespējas), tad pielieto ieliekamas, vienpusīgi kniedējamās speciālās kniedes (6.6. att.).



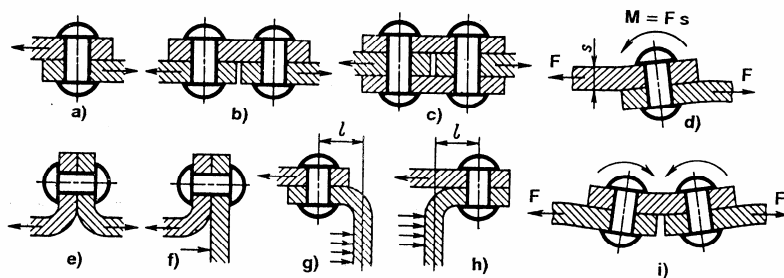
6.6. att. **Speciālas kniedes:**

a – slēdzējgalvu veido ar konisko dorni; b – sprāgstošā kniede; c – laba kniede ar paliekošu dorni; d – bultskrūve – kniede.

Izturīgu un izturīgi blīvu kniedēto savienojumu standartizēto kniežu izmēri doti 6.2. tabulā.

6.2. Kniedēto šuvju konstruktīvie parametri

Vēlams kniedēto savienojumu slogot tā, lai kniedes slogotos tikai cirpē un virsmas spiedē (nevis liecē).

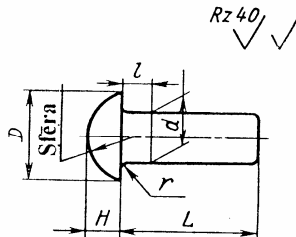
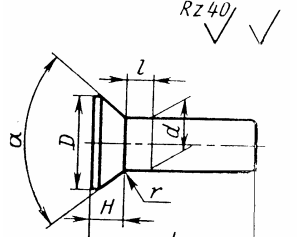


6.7. att. **Kniedētie savienojumi.**

6.7. attēlā a, b, e un f shēmās šķērsspēks kniedes sloģo arī liecē (d un i shēmas).

6.2. tabula

Kniedes izturīgiem un izturīgi blīviem savienojumiem

Kniedes nominālais diametrs, d (mērot at- statumā l)	Ar sfērisku galvu (ГОСТ 10299-80)						Ar iegremdējamu galvu (ГОСТ 10300-80)						
													
d	l	D	H	R	r	L		D	H	α°	r	L	
						no	līdz					no	līdz
5	4	8,8	3	4,7	0,4	7	60	8,8	2,0	90	0,2	8	60
6		11	3,6	6	0,5	7	60	10,3	2,4		0,25	8	58
8		14	4,8	7,5		7	70	13,9	3,2			8	58
10	6	16	6	8,3	0,6	13	100	17	4,8	75	0,3	15	70
12		19	7,2	9,8	0,8	18	110	20	5,6		0,4	18	80
(14)		22	8,4	11,4		20	140	24	6,8			22	100
16		25	9,5	13	1,0	20	140	24	7,2		60	0,5	24
(18)	8	27	11	13,8		28	140	27	8	30			120
20		30	12	15,4		34	160	30	9	36			150
(22)		35	13	18,3		38	180	33	10	36			180
24		37	16	18,7		40	180	36	11	45	0,6	38	180
(27)	10	40	18	20,1	1,2	48	180	37	12,5			42	180
30		45	20	22,7		55	180	41	14			50	180
36			55	24	27,8	1,5	55	180	49			16	

Piezīmes: 1. Tabula ir saīsināta salīdzinājumā ar norādītiem standartiem, kur sniegti kniedes ar diametriem 1 ... 36 mm. 2. Kniežu standartizēto garumu rinda: 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, (11), 12, (13), 14 (15), 16, (17), 18, (19), 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 55, 58, 60, ... , 210 mm. 3. Iekavās ietvertie skaitļi nav ieteicami. 4. Analģiski kniežu izmēri norādīti arī standartos DIN 124, DIN 660 un DIN 661.

Shēmā c parādīts sadursavienojums ar diviem uzliktņiem un divcirpes kniedēm. Šajā gadījumā kniedes neslogojas ar lieces momentu. Necīgs lieces moments slogo kniedes shēmas g un h. Jo mazāks atstatums l, jo racionālāks savienojums.

Kniedēto šuvi raksturo šādi konstruktīvie parametri (6.1., 6.8., 6.9. un 6.11. att.):

s – plāksnes biezums;

s₁ – uzliktņa biezums;

d – kniedes diametrs;

z – kniežu skaits;

t – kniežu solis;

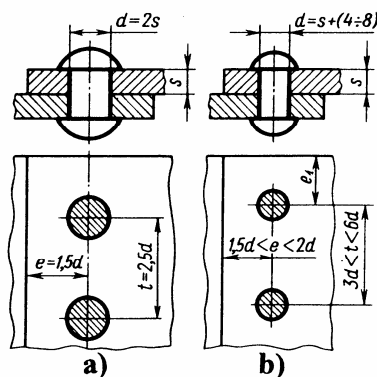
e – kniežu rindas atstatums no plāksnes malas (spēka darbības virzienā);

e₁ – atstatums no plāksnes malas līdz malējai kniedei spēkam stateniskā virzienā.

Sakarības starp šuves parametriem (6.8. att.) ir noteiktas ar nosacījumu, ka šuvei jābūt vienādizturīgai t.i. bīstamam stāvoklim šuvē visās teorētiski iespējamās sagraušanas vietās jāiestājas vienlaicīgi.

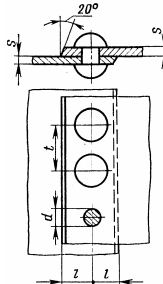
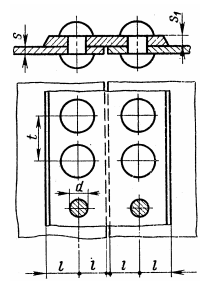
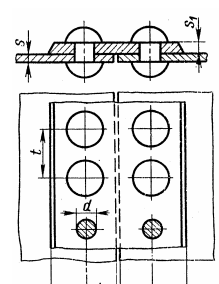
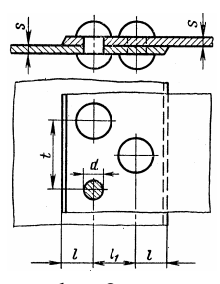
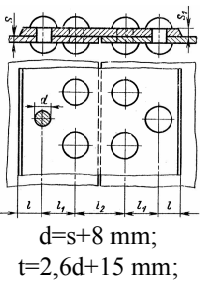
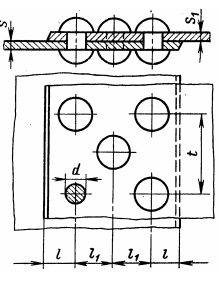
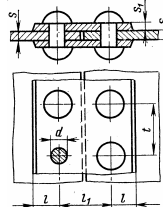
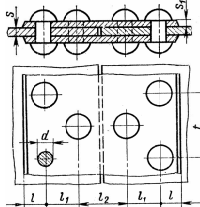
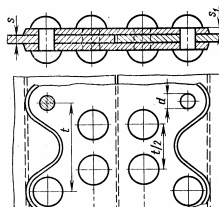
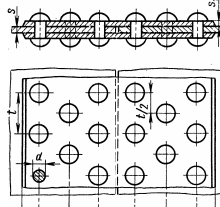
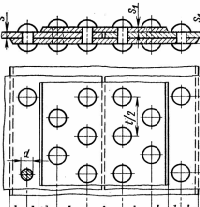
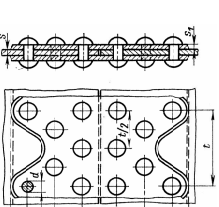
Kniedes ar mazāku diametru nekā norādīts 6.10. attēlā, b slikti kniedējas un var saliekties urbumā (6.10. att., a). Pielietojot lielāku diametru, iespējama pamatmateriāla pārslodze. Ja pamatmateriāla plāksņu biezumi nav vienādi, tad kniedes diametru aprēķina, ievērojot abu plāksņu kopējo biezumu S (6.10. att., b):

$$d = (3 \dots 3,5) \sqrt{S}.$$



6.8. att. Kniedētās vienrindas pārlaidšuves konstruktīvās sakarības:

a – izmēri, kas nodrošina kniežu un amatmateriāla vienādstiprību; b – praktiski ieteicamās sakarības.

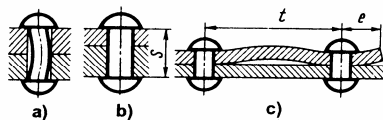
	Vienrindas		Divrindu			Trīsrindu pārlaidšuve
	pārlaidšuve	ar vienu uzliktni	pārlaidšuve (paralēla)	pārlaidšuve (šahveida)	ar vienu uzliktni	
Viencirpes kniedes	 $d=s+8\text{ mm};$ $t=2d+8\text{ mm};$ $l=1,35d$	 $d=s+8\text{ mm}; t=2d+8\text{ mm};$ $t=(1,35\div 1,5)d;$ $s_1=(1\div 1,25)s$	 $d=s+8\text{ mm}; t=2,6d+15\text{ mm};$ $l=1,35d; l_1=0,8t$	 $d=s+8\text{ mm}$ $t=2,6d+15\text{ mm};$ $l=1,35d; l_1=0,6t$	 $d=s+8\text{ mm};$ $t=2,6d+15\text{ mm};$ $s_1=(1\div 1,25)s;$ $l=1,35d; l_1=0,6t;$ $l_2=3d$	 $d=s+(6\div 8)\text{ mm};$ $t=3d+22\text{ mm}; l=1,35d;$ $l_1=0,5t$
	Divcirpes kniedes	Vienrindas ar diviem uzliktņiem	Divrindu		Divrindu-trīsrindu ar diviem dažāda platuma uzliktņiem	Trīsrindu
 $s+(5\div 6)\text{ mm};$ $s_1=(0,6\div 0,7)s;$ $t=2,6d+10\text{ mm};$ $l=1,35d; l_1=3d$		ar diviem uzliktņiem	ar figūrveida uzliktņiem		ar diviem uzliktņiem	ar figūrveida uzliktņiem
	 $d=s+(5\div 6)\text{ mm};$ $s_1=(0,6\div 0,7)s;$ $t=3,5d+15\text{ mm};$ $l=1,35d; l_1=1,5d;$ $l_2=3d$	 $d=s+(5\div 6)\text{ mm};$ $s_1=(0,6\div 0,7)s; t=5d+15\text{ mm};$ $l=1,35d; l_1=0,38t;$ $l_2=3d$	 $d=s+5\text{ mm}; t=6d+20\text{ mm};$ $s_1=0,8s;$ $l_0=1,35d; l=1,5d;$ $l_1=0,38t; l_2=3d$	 $d=s+5\text{ mm};$ $s_1=0,8s; t=3d+10\text{ mm};$ $l=1,35d;$ $l_1=0,75t; l_2=3d$	 $t=6d+20\text{ mm}; t_1=0,38t$	

6.9. att. Izturīgi – blīvās kniedētās šuves.

6.9. attēlā norādītas izturīgi – blīvo kniedēto šuvju konstruktīvās sakarības.

Kniežu solis nedrīkst pārsniegt $t \leq 6d$. Pie lielāka soļa, netiek nodrošināts šuves hermetiskums (6.10. att., c).

Pie maza soļa $t < 3d$, rodas kniežu iestrādes grūtības. Kniežu rindas atstatums līdz plāksnes malai e nedrīkst būt lielāks par $2d$, jo tad plāksnes mala var izliekties uz augšu (6.10. att., c). Ja $e < 1,5d$, tad kniedējot var tikt bojāta plāksnes mala.



6.10. Kniedes diametra d un kniežu soļa t pareiza noteikšana:

a – kniedes diametrs ir par mazu; b – plākšņu kopējais biezums S ; c – plākšņu savstarpējā stāvotne pie liela kniežu soļa t un liela izmēra e .

Konstruējot kniedēto šuvi priekšroka dodama mazāka diametra un biežāk novietotām kniedēm, nevis liela diametra un retāk izvietotām kniedēm (jāizmanto 6.8. attēlā, b norādītie mazākie t un e izmēri).

Norādītās izmēru izvēles rekomendācijas ir orientējošas. Konstruējot kniedētos savienojumus, jāizmanto attiecīgās nozares pieredze un izstrādātās normas.

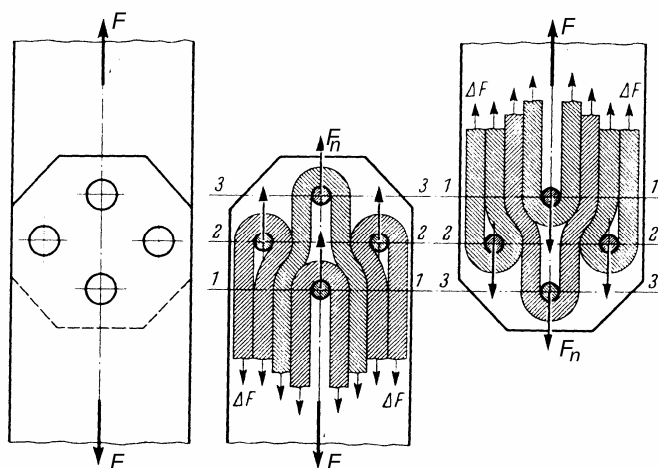
6.11. attēlā dotas rekomendācijas izturīgu kniedēto savienojumu konstruēšanai.

6.3. Kniedēto šuvju aprēķins

Izturīgo šuvju aprēķinos plākšņu biezumi ir jau iepriekš noteicami ar aprēķinu vai pēc konstruktīviem apsvērumiem.

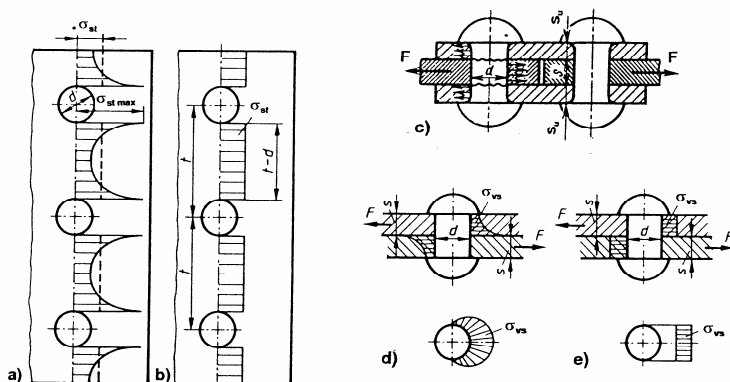
Aprēķinot daudzrindu kniedēto savienojumu jānosaka katras kniedes un plāksnes šķēlumu noslogojums. Vienmērīgs kniežu noslogojums ir iespējams tikai tad, ja kniedes novietotas vienā rindā stateniski spēka virzienam. Ja kniedes novietotas vairākās rindās, tad materiāla elastīgo īpašību dēļ kniedes ārējās rindas uzņem lielāku slodzi nekā iekšējās rindās. Tomēr šis slodzes sadalījums nav iepriekš aprēķināms un ir atkarīgs no gadījuma faktoriem. Tādēļ, ja savienojumam pieliktais spēks F iet caur savienojuma smaguma centru (6.12. att.), pieņem vienmērīgu slodzes sadalījumu t.i $F_z = F / z$, kur z – kniežu skaits.

Var iedomāties, ka katru kniedi aptver lente, kuras zara noslogojums ir $\Delta F = F / 2$ z. Tad plāksnes noslogojums šķēlumā 1 – 1 būs $F = 8 \Delta F$, šķēlumā 2 – 2: $6 \Delta F$, bet šķēlumā 3 – 3: $2 \Delta F$. Tātad pirmajā kniežu rindā plāksnes noslogojas visvairāk. Lai nebūtu pārāk atšķirīgs plākšņu dažādu šķēlumu noslogojums, kniežu rindu skaitu ierobežo ar trīs vai četrām rindām.



6.12. att. Slodzes sadalījums daudzrindu kniedētā savienojumā.

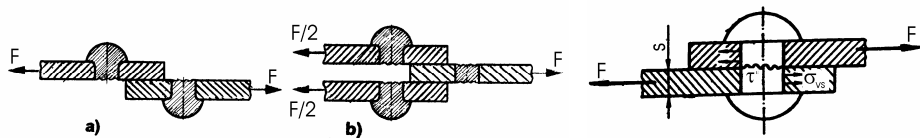
Kniedētās šuves elementu (plāksnes, kniedes) faktiskais nevienmērīgais noslogojums (6.13. att., a, d) atšķiras no aprēķinos pieņemtā vienmērīgas slodzes sadalījuma (6.13. att., b, c, e).



6.13. Kniedētā savienojuma pamatmetāla (a), (b) un kniežu (c), (d) un (e) faktiskais un aprēķinos pieņemtais noslogojuma sadalījums.

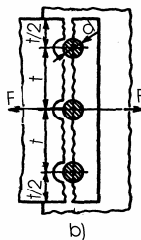
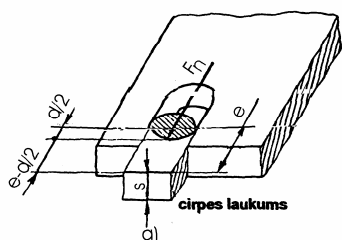
Kniedētās šuves sagraušanas iespējas:

- visu kniežu vienlaicīga cirpe (6.14. att.);
- virsmas spiede starp kniedi un urbuma virsmu (6.15. att., a);
- plāksnes malas izrāvums pret kniedēm (6.16. att., a), plāksnes pārtrūkšana ar kniežu caurumiem vājinātā šķēlumā (6.16. att., b);



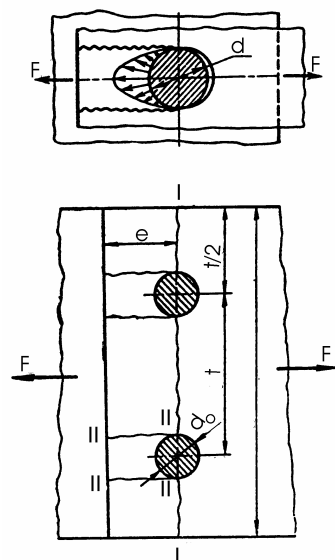
6.14. att. **Kniedes cirpe:**

a – vienreiz cirpta kniede; b – divreiz cirpta kniede.



6.16. **Pamatmetāla (plākšņu) sagraušanas iespējas:**

a – plāksnes malas izrāvums pret kniedī; b – plāksnes pārtrūkšana ar kniežu caurumiem vājinātājā šķēlumā.



6.15. att. **Pārlaidšuves aprēķinu shēma.**

Katrā kniedētā šuvē kniežu caurumi vājina plāksni. Šo apstākli aprēķinos ievērtē ar šuves stiprības koeficientu φ :

$$\varphi = \frac{\text{šuves novājinātais šķēluma laukums (neto)}}{\text{plāksnes novājinātais šķēluma laukums (bruto)}} = \frac{t - d}{t} < 1.$$

Koeficients φ ir atkarīgs no šuves veida. Piemēram, vienrindas pārlaidšuvei $\varphi = 0,58 \dots 0,67$, bet divrindu – $\varphi = 0,66 \dots 0,75$.

Izturīgos kniedētos savienojumos galvenais aprēķins ir cirpē un virsmas spiedē, bet blīvos kniedētos savienojumos (katlu šuves) – slīdes berze, bet praktiski tomēr aprēķina nosacīti cirpē, jo nav iespējams precīzi noteikt berzes spēku starp kontakta virsmām. Ja pretestība slīdei nav pietiekoša, plāksnes nedaudz pārbīdās un kniedes tiek noslogotas cirpē.

Kniedēta savienojuma minimālais kniežu skaits ir divas kniedes. Pēc kniežu skaita pieņemšanas tās pārbauda cirpē, virsmas spiedē un salīdzina ar pieļaujamiem spriegumiem. Dažos gadījumos aprēķina vajadzīgo kniedes diametru vai kniežu skaitu.

Virsmas spiedes spriegumi starp kniedi un urbumu virsmu, MPa

$$\sigma_{vs} = \frac{F}{sd_0 z} \leq [\sigma_{vs}] , \quad (6.2)$$

kur s – sakniedēto detaļu mazākais biezums vai vienā virzienā bīdīto detaļu (plāksņu) mazākais kopbiezums, mm;

d_0 – urbuma diametrs, mm;

$[\sigma_{vs}]$ – kniedes pieļaujamā virsmas spiedes spriegumu mazākā vērtība no kontaktā esošajām detaļām, MPa (6.3. tab.);

z – kniežu skaits ($z \geq 2$).

Kniedes aprēķins cirpē:

$$\tau_c = \frac{F}{i \frac{\pi d_0^2}{4} z} \leq [\tau_c] , \quad (6.3)$$

kur i – cirpto šķēlumu skaits kniedei (6.14. att.);

$[\tau_c]$ – kniedes pieļaujamie cirpes spriegumi, MPa (6.3. tab.).

Sloksnes pārrāvums šķēlumā I – I (6.15., b)

$$\sigma_{st} = \frac{F}{s(t - d_0)m} \leq [\sigma_{st}] . \quad (6.4)$$

Sloksnes pārrāvums kniežu soļa slejas platumā

$$\sigma_{st} = \frac{F_t}{s(t - d_0)} \leq [\sigma_{st}] , \quad (6.5)$$

kur F – spēks pārbaudāmā šķēlumā, N;

F_t – spēks uz sloksni soļā t platumā ($F_t = F/t$), N;

t – šuves solis, mm;

m – urbumu skaits šķēlumā ($m = 2$);

σ_{st} un $[\sigma_{st}]$ – faktiskie un pieļaujamie stiepes spriegumi konstrukciju materiālam, MPa.

Sloksnes gala izrāvums

$$\tau_c = \frac{F}{2zs(e - \frac{d_o}{2})} \leq [\tau_c], \quad (6.6)$$

kur τ_c un $[\tau_c]$ – faktiskie un pieļaujamie spriegumi konstrukciju materiālam, MPa;

e – kniežu rindas atstatums no plātnes malas (spēka F darbības virzienā, 6.16. att., a).

Aprēķinot spriegumus kniedētas konstrukcijas elementos (piemēram, leņķprofilā, 6.17. att.) jāievēro spēka F pielikšanas veids (spiests vai stiepts stienis):

- stiepes spriegumi leņķprofilā (6.17. att., a)

$$\sigma_{st} = \frac{F}{A_\phi} = \frac{F}{A - d_o s} \leq [\sigma_{st}]; \quad (6.7)$$

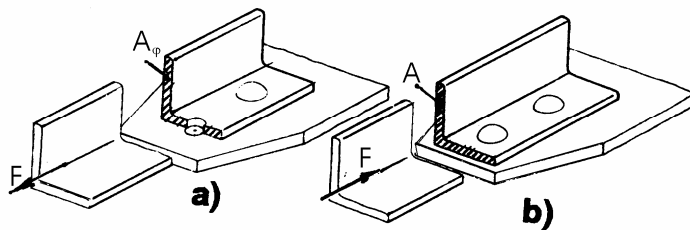
- spiedes spriegumu leņķprofilā (6.17. att., b)

$$\sigma_{sp} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{sp}], \quad (6.8)$$

kur A_ϕ – leņķprofila vājinātā šķēluma (ar kniežu urbumiem) laukums, mm²;

A – leņķprofila šķēluma laukums (no sortamenta tabulām), mm².

Spiestos stieņus aprēķina, ievērojot lodes. Lai garantētu stieņa stingumu metālkonstrukcijās pieņem leņķprofilu ar izmēriem ne mazākiem par 45 x 45 x 5 mm, bet kravas celtnu konstrukcijās vismaz 50 x 50 x 5 mm.



6.17. att. Stiepts (a) un spiests (b) stienis.

Ja spēka F darbības līnija neiet caur kniežu šķērssgriezumam kopējo smagumcentru c (6.18. att.), tad šķērsspēku F_{qi} un katru kniedi aprēķina atsevišķi:

$$\bar{F}_{qi} = \frac{\bar{F}}{Z} + \bar{F}_i, \quad (6.9)$$

kur F_i – spēka F ekscentritātes r dēļ izraisītais šķērsspēks kniedē (no spēka F_e momenta).

Spēku F_i skaitlisko vērtību nosaka, sastādot visu spēku momentu summu pret kniežu šķērssgriezumam kopējo smagumcentru C un pieņemot, ka spēki F_i ir proporcionāli kniežu attālumiem r_i līdz kopējam smaguma centram C (6.18. att., b):

$$\sum M_{i(c)} = 0; \sum F_i r_i + F_e = 0. \quad (6.10)$$

6.19. attēlā parādītajam savienojumam:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2}; \quad \frac{F_2}{F_3} = \frac{r_2}{r_3}; \quad \frac{F_3}{F_4} = \frac{r_3}{r_4} \quad \text{un} \quad \frac{F_4}{F_1} = \frac{r_4}{r_1}. \quad (6.11)$$

Ja $r_1 = r_3 = b/2$ un $r_2 = r_4 = a/2$, tad

$$F_1 = F_2 \frac{r_1}{r_2} = F_3 \quad \text{un} \quad F_2 = F_1 \frac{r_2}{r_1} = F_4.$$

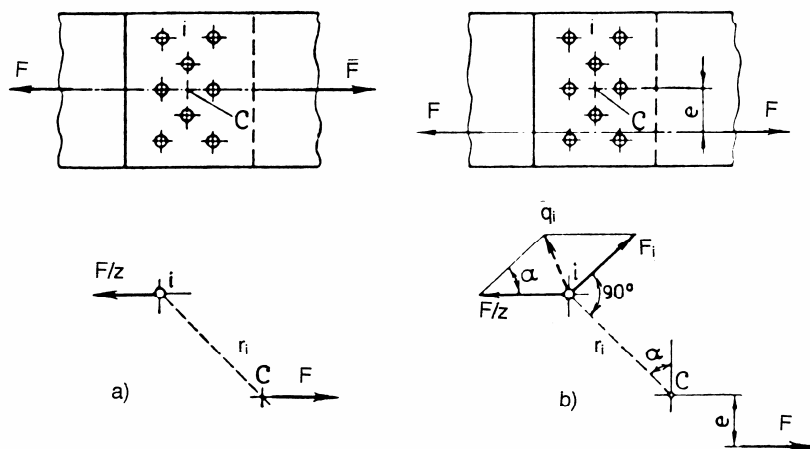
No visu spēku momentu summas pret punktu C :

$$\sum M_{i(c)} = 0; \quad F_1 r_1 + F_2 r_2 + F_3 r_3 + F_4 r_4 - F \left(\frac{h}{2} + c \right) = 0,$$

$$F_1 r_1 + F_1 \frac{r_2}{r_1} + F_1 r_1 + F_1 \frac{r_2}{r_1} r_2 - F \left(\frac{h}{2} + c \right) = 0$$

atrodam, ka

$$F_1 = \frac{F \left(\frac{h}{2} + c \right)}{2 \left(r_1 \frac{r_2^2}{r_1} \right)}; \quad F_2 = F_1 \frac{r_2}{r_1} = F_1 \frac{a}{b}. \quad (6.12)$$



6.18. att. Kniežu slogojums:

a – ar simetriski pieliktu spēku F; b – ar ekscentriski pieliktu spēku F.

Šķērsspēks uz kniedēm 1 un 3:

$$F_{q1} = F_{q3} = \sqrt{\left(\frac{F}{Z} \right)^2 + F_1^2}, \quad (6.13)$$

uz kniedi 2:

$$F_{q3} = F_2 - \frac{F}{Z},$$

uz kniedi 4:

$$F_{q4} = \frac{F}{Z} + F_2.$$

Visvairāk noslogotās kniedes būs tās, uz kurām darbojas lielākais šķērsspēks. Vispārīgā gadījumā vienas ārējās (tālāk stāvošās) kniedes maksimālo noslogojumu no spēka momenta $F \times l$ aprēķina:

$$F_1 = \frac{F l r_1}{2m(r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 \dots)} = T \frac{r_{\max}}{2m \sum r_i^2}, \quad (6.14)$$

bet spēku visvairāk noslogotā kniedē pēc formulas (6.13),

kur T – spēka moments;

l – spēka F plecs;

m – vertikālo rindu skaits vienai sloksnei;

$r_{\max} = r_1$ – tālāk stāvošās kniedes lielākais atstatums līdz savienojuma smaguma centram.

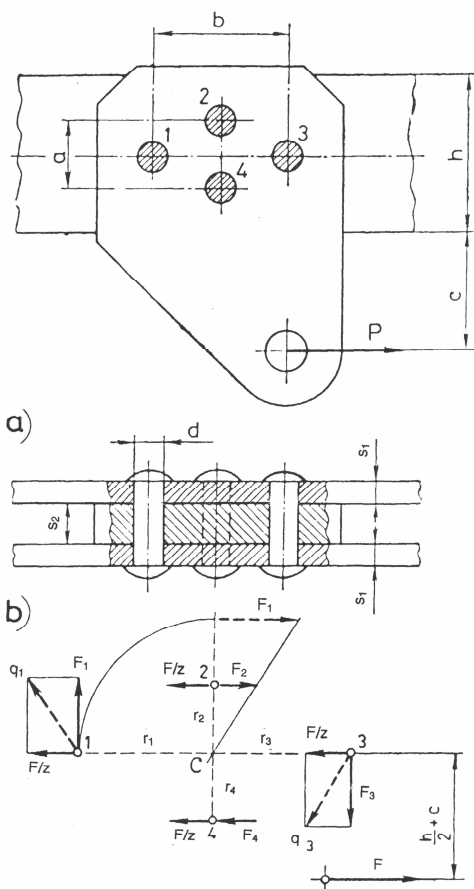
Grafiski kniežu noslogojums parādīts 6.20., 6.21. un 6.22. attēlos.

Ar lieces momentu slogota savienojuma aprēķinam pielieto dažādas metodes. Visās metodēs norāda kniežu novietojuma shēmu un tad veic stiprības pārbaudes aprēķinu.

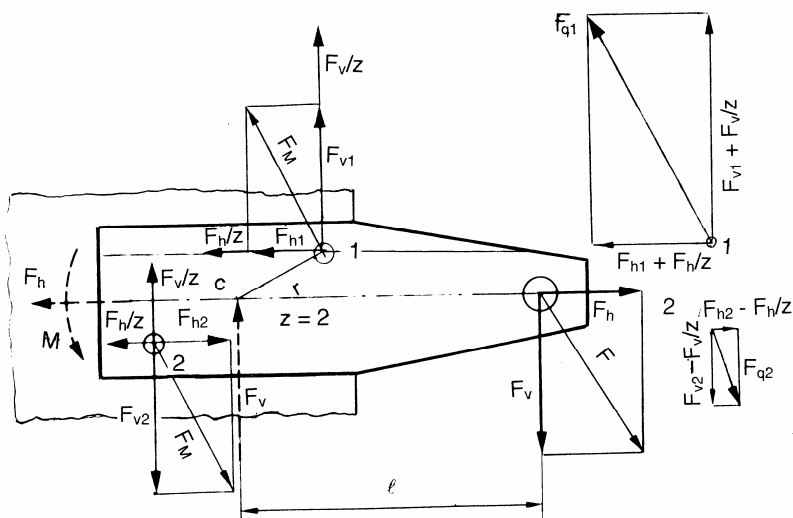
6.20. attēlā parādītajam divkniežu savienojumam vienas kniedes maksimālais šķērsspēks:

$$F_{q\max} = F_{q1} = \sqrt{(F_{v1} + F_v/z)^2 + (F_{h1} + F_h/z)^2}, \quad (6.15)$$

kur F_{v1} un F_{h1} – momenta $F_v \cdot l$ radītā kniedes spēka F_M vertikālā un horizontālā komponente.



6.19. Ekscentriski slogots kniedētais savienojums.



6.20. att. Divkniežu savienojums.

Spēku F_M aprēķina:

$$F_M = \frac{F_v \cdot \ell}{z \cdot r}, \quad (6.16)$$

kur z – kniežu skaits ($z = 2$);

r – atstatums līdz smaguma centram.

Ja savienojumā būs vairāk par divām kniedēm un atstatumi līdz smaguma centram būs dažādi, tad ārējo momentu M līdzsvaro kniežu iekšējo spēku momenti:

$$M = F_{M1} \cdot r_1 + F_{M2} \cdot r_2 + \dots,$$

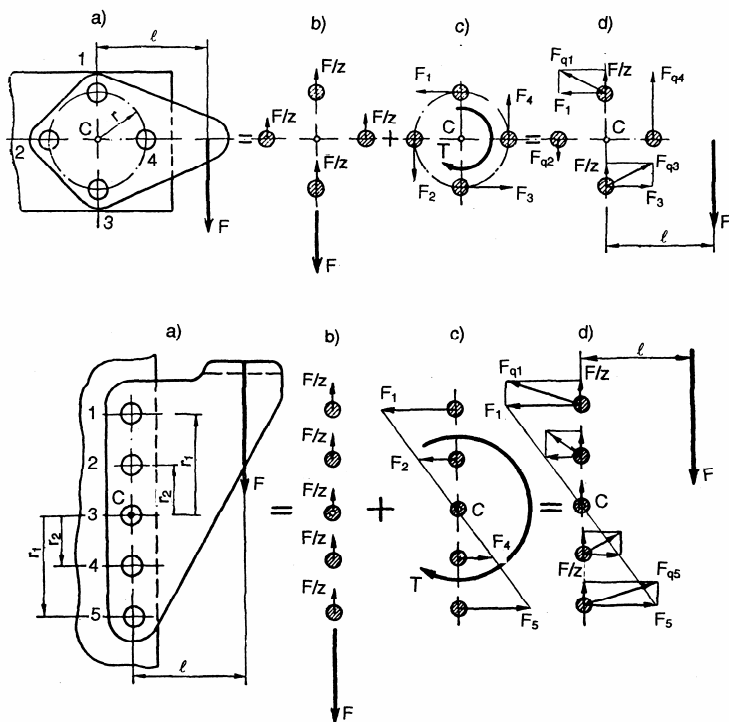
kur $F_{M1} \cdot F_{M2} = r_1 \cdot r_2$.

6.22. attēlā parādīts kniedētais savienojums (kopnes mezgls) ar divām kniežu grupām. Kniežu reakciju spēki $F_1 \dots F_n$ sadalās lineāri apmēram tāpat kā lieces spriegumi. Pieliktais moments M līdzsvarojas ar kniežu spēku momentiem.

$$M \approx F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2 + F_3 \cdot r_3 + \dots,$$

kur $F_1, F_2, \dots$ - kniežu spēki;

$r_1, r_2, \dots$ - atstatums starp divām kniedēm kniežu grupā simetriski pret smaguma centru C.



6.21. att. Ekscentriski slogoti savienojumi:

a – aprēķinu shēmas; b – spēks kniedēs no šķērsspēka F; c – spēks kniedēs no griezes momenta $T = F \cdot l$; d – kopspeks F_{qi} kniedēs.

Tā kā

$$F_2 = F_1 \frac{r_2}{r_1}, \quad F_3 = F_1 \frac{r_3}{r_1} \quad \text{u.t.t., tad} \quad M = \frac{F_1 r_1^2}{r_1} + \frac{F_1 r_2^2}{r_1} + \frac{F_1 r_3^2}{r_1} + \dots = \frac{F_1}{r_1} (r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + \dots) = \frac{F_1}{r_1} \sum r_i^2,$$

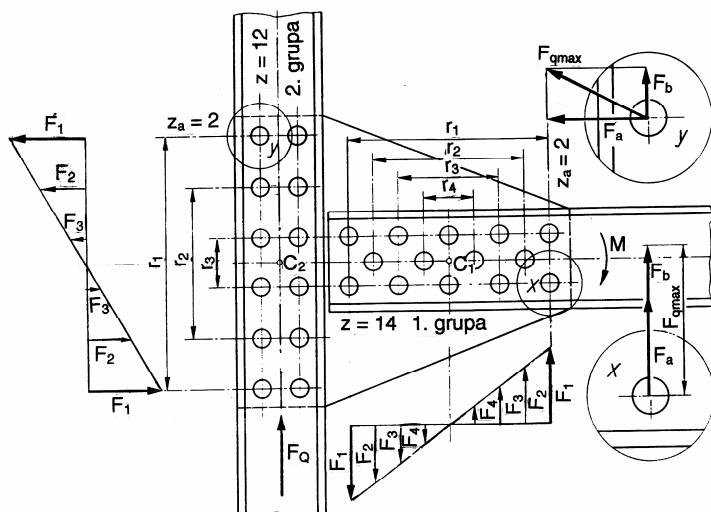
kur $i = 1, 2, 3 \dots n$.

Lielākais spēks, kas darbojas uz kniežu grupas ārējām kniedēm:

$$F_1 = M \frac{r_1}{\sum r_i^2}, \quad (6.17)$$

kur M – moments pret kniežu grupas smagumcentru C , Nmm;

r_1 – lielākais atstatums starp kniežu grupas kniedēm, mm.



6.22. att. Kopnes mezgla kniedētā savienojuma aprēķinu shēma.

Uz vienu ārējo kniedi darbīgais spēks

$$F_a = F_1 / z_a,$$

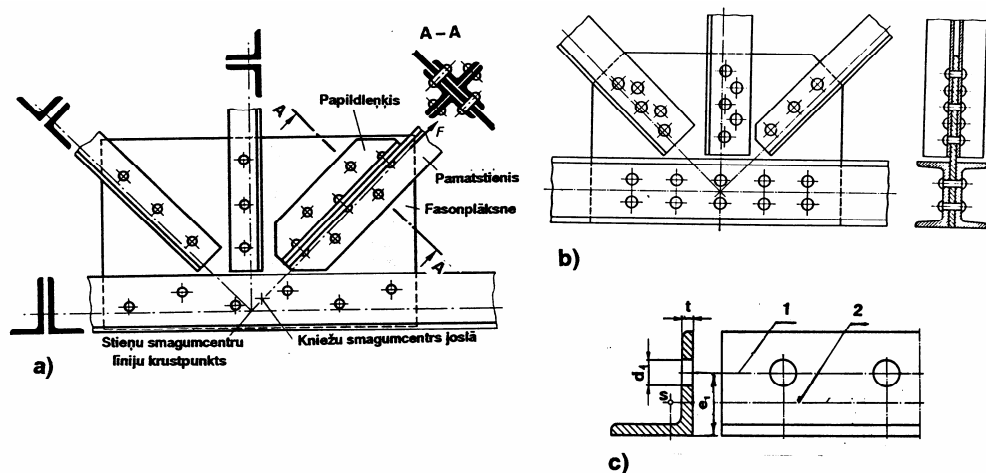
kur z_a – ārējo kniežu skaits savienojumā.

Ja pirmajā kniežu grupā $F_2 > F_1/2 = F_1/z_a$, tad par aprēķinu spēku pieņem spēku F_2 . Katra kniežu grupa slogojas arī ar šķērsspēku F/z . Spēku F rada moments M . Lielākais spēks 1. kniežu grupā $F_q = F_a + F_b = F_1/z_a + F_q/z$. 2. kniežu grupā: $F_q = \sqrt{F_a^2 + F_b^2}$. Spēku F_q izmanto kniežu pārbaudei cirpē un virsmas spiedē. Pamatmateriāla stiprību pārbauda liecē, ievērojot vājinājumu ar kniežu caurumiem.

6.4. Kniedētie savienojumi metālkonstrukcijās

Projektējot dažādas metālkonstrukcijās (augstceltnes, ceļamkrānus, tiltus, kopnes, sijas u.c.) jāievēro sekojošais:

1. Jāpielieto kniedes ar sfērisku galvu (6.2. tab.). Ar iegremdējamu galvu – tikai izņēmuma gadījumos. Pieļaujamie spriegumi norādīti 6.3. tabulā.
2. Jāievēro 6.9. attēlā norādītie izmēri.
3. Katru kopnes stieni mezgla fasonplāksnei pievieno vismaz ar divām kniedēm. Vienā rindā (paralēli spēka darbības virzienam) novietotu kniežu skaits nedrīkst pārsniegt piecas kniedes. Ja stiprības aprēķins pieprasa lielāku kniežu skaitu, tad mezgla konstrukcijā paredz papildleņķi (6.23. att.), kurš savienojumā ar fasonplāksni uzņem pamatstieņa spēku, bet savienojumā ar pamatstieni – 1,5 reizes lielāku spēku nekā pamatstienis. Šāda konstrukcija samazina fasonplāksnes izmērus, kā arī kompensē lieces momenta ietekmi.
4. Vienā kopnes mezglā pielieto vienāda diametra kniedes.
5. Fasonplāksnes biezumam jābūt apmēram vidējam no tam pievienoto detaļu elementu biezumiem, bet ne mazāk par 4 mm (celtņos ne mazāk par 5 mm).
6. Projektējot metālkonstrukcijas jāparedz, ka vienā mezglā saejošo stieņu (mezgla elementu) vai kniežu līniju asis krustojas vienā punktā – mezgla centrā (6.23. att., b). Ne vienmēr (piemēram, stieņiem no leņķprofila) iespējama leņķprofila smaguma centru līnijas un kniežu izvietojuma līnijas sakrišana (6.23. att., c). Šajā gadījumā ar kopnes elementu smaguma centru līnijām (tīkla līnijām) jāsakrīt vai nu atsevišķu stieņu smagumu centru līnijai, vai kniežu izvietojuma līnijai.
7. Ja saliktu stieni veido divi kopā salikti vai ar starpliku (plāksni) atdalīti velmētā sortimenta profili (piemēram, leņķprofili, 6.24. att.), tad tie slogojas kā viens vesels stienis. Stieņa spēka F darbības līnija iet caur fasonplāksnes vidusšķēlumu un stienis slogojas tikai stiepē vai spiedē.



6.23. att. Kopnes mezgla konstrukcija:

a – ar papildleņķi; b – stieņu smaguma centru līnijas sakrīt ar kopnes tīkla līnijām; c – kniežu izvietojuma līnijas un leņķprofila smagumcentru līnijas nesakrišana.

6.3. tabula

Pieļaujamie spriegumi izturīgām kniedētām šuvēm

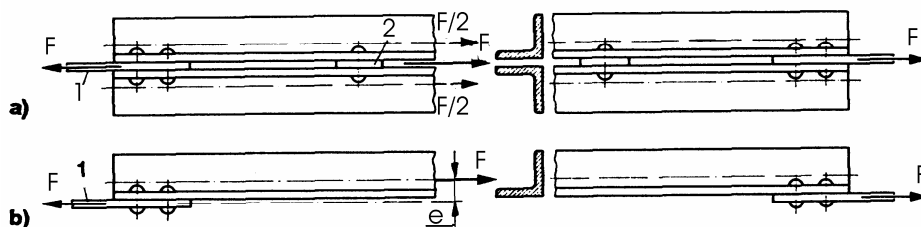
Spriegumu veids	Metālkonstrukcijās DIN 18 800				Kravas celtnī DIN 15018				Kniedes mate- riāls
	St 37		St 52		St 37		St 52		
	Slogošanas gadījums								
	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	
Cirpe (viencirpes kniedes) [τ_c]	140	160	140 210	160 240	84	96	84 126	96 144	USt 36 RSt 44
Cirpe (divcirpes kniedes) [τ_c]	140	160	140 210	160 240	113	128	113 168	128 192	USt 36 RSt 44
Virsmas spiede (viencirpes kniedes) [σ_{vs}]	320	360	320 480	360 540	210	240	210 315	240 360	USt 36 RSt 44
Virsmas spiede (divcirpes kniedes [σ_{vt}]	320	360	320 480	360 540	280	320	280 420	320 480	USt 36 RSt 44
Stiepe [σ_{st}]					30	30	30 45	30 45	Ust 36 RSt 44

Piezīmes. * - ja kniedē darbojas stiepes spriegumi. Slogošanas gadījumi: H – ievēro tikai pamatslodžu summu (pastāvīgās slodzes – pašsvars; kurtīgās slodzes, inerces spēki); HZ – pamatslodzes un papildslodzes (vēja un sniega slodze, bremzēšanas slodze, perpendikulārās sānslodze un siltuma ietekme).

8. Kniedes diametru nosaka šādi: $d \approx \sqrt{50 s} - 2$ mm, kur s – plānākā pamatmateriāla biezums, mm.

9. Kniedējamo detaļu (plākšņu) kopīgais biezums nedrīkst pārsniegt $\Sigma s = 0,2 \text{ mm}^{-1} d^2$.

6.24. att., b parādīts ekscentriski slogots stienis, kurš jāaprēķina arī liecē.



6.24. att. **Kopnes stienis no leņķprofiliem:**

a – ar diviem kopā saliktiem leņķprofiliem; b – ar vienu ekscentriski slogotu leņķprofilu;
1 – fasonplāksne; 2 – starplika.

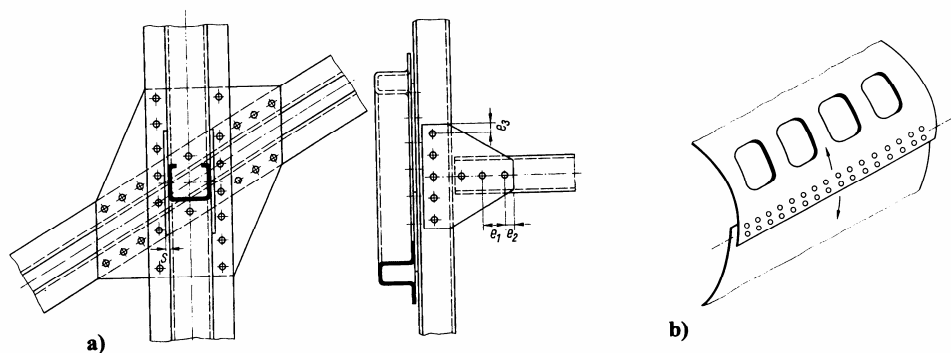
6.5. Kniedētie savienojumi vieglmetālu konstrukcijās

Vieglmetālu (alumīnija sakausējumi) pielietošana konstrukcijās ļauj samazināt izstrādājuma svaru un labāk pasargā metālu pret koroziju. Kā trūkums ir lielākas izmaksas un mazāks elastības modulis ($E = 7 \cdot 10^4$ MPa), salīdzinot ar tēraudu. Metinot vieglmetālu, pasliktinās metāla īpašības (samazinās stiprība karsēšanas zonā). Konstrukciju izgatavošana, pielietojot auksto kniedēšanu, izplatīta spēkratu, kuģu un lidmašīnu būvniecībā. Pielieto arī augstceltņu karkasiem, kravas celtniem un tiltos. Vieglmetālu konstrukcijās plaši pielieto speciāla šķēluma profilstieņus (6.25. att.).



6.25. att. **Vieglmetāla stieņu šķēluma laukuma veidi.**

Kniedētas konstrukcijas piemēri parādīti 6.26. attēlā. Lidmašīnu būvniecībā kniedes ielāgo urbumos ar uzspīli. Kniedi atdzesē, iepresē urbumā un atdziestot kniede veido izturīgu, ciešu un vibronoturīgu savienojumu.



6.26. Viegļmetāla konstrukciju piemēri:
a – kopnes mezgls; b – lidmašīnas korpusa garenšuve.

Projektējot konstrukcijas no viegļmetāla **ievēro sekojošo:**

1. Alumīnija materiāla konstrukcijās pielieto alumīnija kniedes (6.4., 6.5. tab.).

6.4. tabula

Alumīnija kniežu materiāls un pieļaujamie cirpes spriegumi [τ_c] MPa (DIN 4113).

Materiāls	Stāvoklis	Diametrs, mm	Slogošanas gadījums	
			H	HZ
AlMgSi1 F 20 F 21 F 25	auksti rūdītas	līdz 12	50	55
	auksti rūdītas	līdz 8	50	55
	auksti rūdītas un vilktas	līdz 10	60	70
AlMg5 W 27 F 31	mīkstas	līdz 15	65	75
	vilktas	līdz 15	75	85

Piezīmes. 1. Burti F, W apzīmē materiāla stāvokli (piemēram, pēc termiskās apstrādes). 2. Skaitlis aiz burtiem F, W un G norāda materiāla stiepes stiprības σ_B 1/10 daļu. Piemēram, materiāla Al Mg 5 F 31 graužošais spriegums $\sigma_B = 310$ MPa. 3. Pielieto arī cita materiāla kniedes (piemēram, Al Cu Mg 1 F40, Al Cu Mg 0,5 F 28 u.c. 6.5. tab.).

6.5. tabula

Pieļaujamie spriegumi MPa dažādiem kniedes materiāliem (DIN 4223)

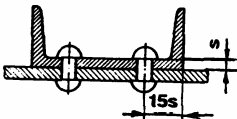
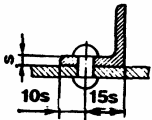
Kniedes materiāls	Slogošanas gadījums [τ_c]		Slogošanas gadījums [σ_{vs}]	
	H	HZ	H	HZ
A1 Cu Mg 1 F 40	105	120	264	300
A1 Cu Mg 0,5 F 28	84	95	208	236
A1 MgSi 1 F 23	64	73	160	182
A1 Mg 3 F 23	64	73	160	182

2. Kniedējamo detaļu kopīgais biezums Σs nedrīkst pārsniegt 5 d. Mazākais kniedes diametrs $d = 6$ mm. Pārējie šuves parametri doti 6.6. tabulā.

6.6. tabula

Kniežu solis un atstatums līdz plāksnes malai (DIN 4113)

Atstatums līdz plāksnes malai			Kniežu solis		
Mazākais atstatums	Spēka darbības virzienā	2d	Mazākais solis	Visos gadījumos	3d
	Spēkam stateniskā virzienā	1,5d			
Lielākais atstatums	Abos virzienos	10 s	Lielākais solis	Spiedes zonā un garām šuvēm ar šķērsslodzi	15s
Stieņiem ar speciālu stingumu kāpinošu formu pieņem 15 s (10 s vietā), kad stieņa malas stingums ir palielināts				Mazslogotas kniedes	40s



3. Kniedes diametru d izvēlas atkarībā no plānākā materiāla biezuma s :

s	2,5...4	3...4,5	3,2...5	4...6	4,5...7	5...8	6...9	7...10	8...11	8...12	9...14
d	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22

Materiāla (plāksnes) mazākais biezums ir 2 mm. Piekniedējamās daļas mazākais platums – 25 mm.

4. Kniežu skaits spēka darbības virzienā $z = 2...5$, izņemot apšuvumu piekniedēšanu, kā arī mazslogotas detaļas.

5. Detaļu materiāls un pieļaujamie spriegumi doti 6.7. tabulā.

6.7. tabula

Alumīnija sakausējuma detaļu (pamatmateriāla) pieļaujamie spriegumi
MPa (DIN 4113) atkarībā no sloģošanas gadījuma (H vai HZ)

Materiāls	Sortaments	[σ_{st}], [σ_{sp}]		[τ_c]		[σ_{vs}]	
		H	HZ	H	HZ	H	HZ
Al/Zn4,5Mg1 F35(F 34)	Skārds, caurule, profili	160	180	95	110	240	270
AlMgSi1F32 F31(F30)	Skārds, caurule, profili	145	165	90	100	210	240
AlMgSi1 F28	Skārds, caurule, profili	115	130	70	80	160	180
AlMgSi 0,5 F32	Caurule, profili	95	105	55	60	145	165
AlMg4,5 Mn G31	Skārds	120	135	70	80	190	215
AlMg4,5 Mn F27/W28	Skārds	70	80	45	50	115	130
AlMg4,5 Mn F 27	Caurule, profili	80	90	50	55	125	140
AlMg2Mn0,8F24,F25,G24	Skārds, caurule	95	105	55	60	145	165
AlMg3 F24, F25, G24	Skārds, caurule	95	105	55	60	145	165
AlMg2Mn0,8 F20	Caurule, profili	55	65	35	40	90	100
AlMg 3 F18	Caurule, profili	45	50	30	35	80	90
AlMg2Mn0,8W18,W/F19	Skārds	45	50	30	35	80	90
AlMg3W18, W19, F19	Gaurule	45	50	30	35	80	90

6. Alumīnija konstrukcijas parastā atmosfērā neaizsargā pret koroziju, ja tās labi vēdinās un nekur neuzkrājas mitrums. Korozīvā vidē pielieto aizsardzību pret koroziju (piemēram, pārklāj ar bitumu). Savienojumos ar tēraudu liek starplikas.
7. Ja alumīnija elementus savieno ar tērauda kniedēm (vai skrūvēm), iestrādājot tās aukstā vai karstā veidā, tad zem kniedes galvām liek ar kadmiju pārklātas paplāksnes. Šajā gadījumā jālieto arī aizsardzība pret koroziju.
8. Spiestos stieņus pārbauda lodzē, nosakot lodzes koeficientu ϕ alumīnija detaļai atkarībā no stieņa slaiduma λ .

7. SAVIENOJUMI AR GARANTĒTU UZSPĪLI

7.1. Vispārīgais raksturojums

Savienojumus ar garantētu uzspīli lieto, lai bez papildu sastiprināšanas detaļām iegūtu neizjaucamus (vai reti izjaucamus) savienojumus spēka vai momenta pārvešanai no vienas detaļas uz otru, izmantojot tikai berzi detaļu saskarvirsmā.

Savienojumu priekšrocības:

- spēj uzņemt lielas statiskas mainīgas un triecienvēdas slodzes, kā arī vibrācijas;
- savienojumi ar cilindrisku vai konisku saskarvirsmu vienkārši izgatavojami, tehnoloģiski, labi centrējas un nav vajadzīgas papildu sastiprināšanas detaļas (skrūves, ierīevji, tapīņas u.c.);
- ietaupās materiāls, samazinās izgatavošanas operāciju skaits un saīsinās ražošanas laiks.

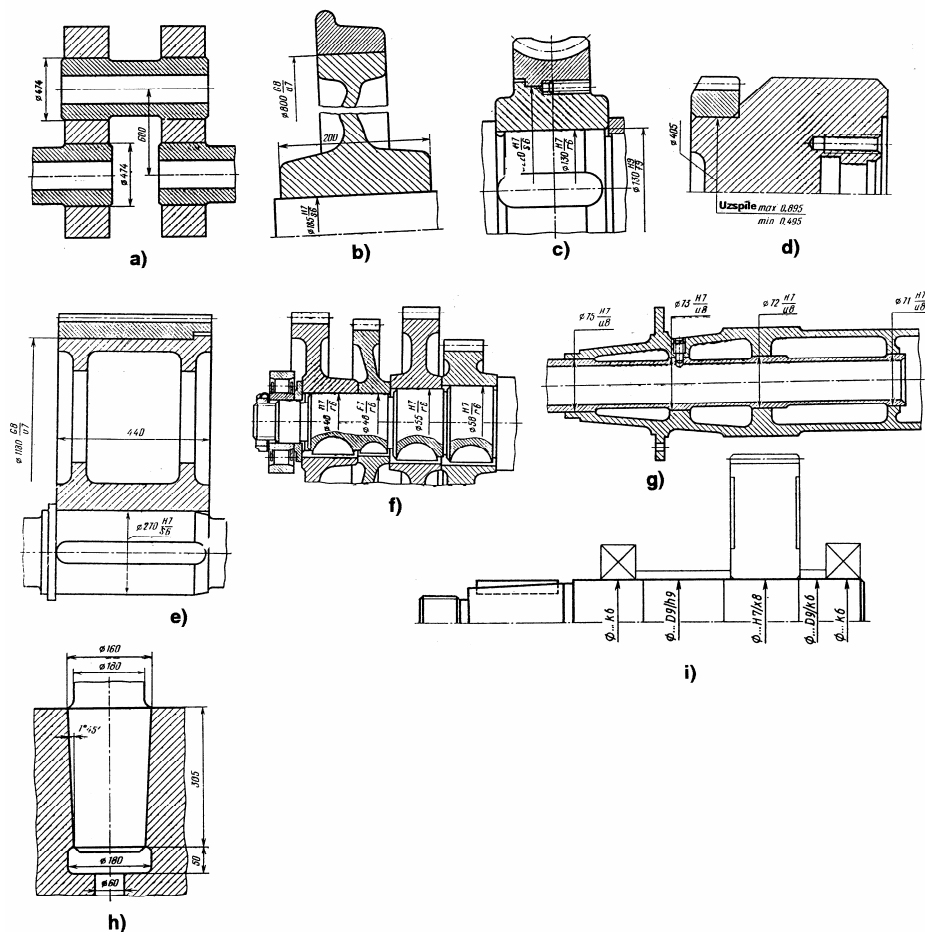
Trūkumi:

- savienojuma slogošanas spēja atkarīga no gadījuma lielumiem – uzspīles un berzes koeficienta;
- uzspīles vājināšanās un iespējamā salāgoto virsmu bojāšana pie demontāžas;
- rodas spriegumu koncentrācija (samazinās detaļu nogurumizturība);
- nav pieļaujama pat vienreizēja pārslodze;
- vajadzīga salāgojamo virsmu precīza apstrāde;
- salāgoto virsmu bojāšanās korozijas – mehāniskā nodiluma rezultātā.

Savienojumus iedala divās grupās:

- detaļu savienojumi ar cilindrisku vai konisku salāgoto virsmu (7.1. att.);
- savienojumi pa plakānu salāgojamo virsmu, pielietojot savilcējplāksnītes (enkurus) vai gredzenus (7.2. att.).

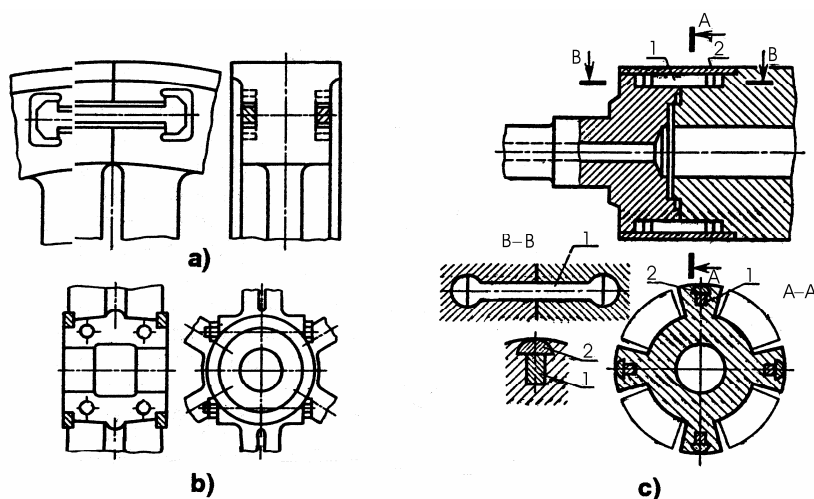
Galvenokārt pielieto pirmās grupas savienojumus. Otrās grupas savienojumus pielieto smagajā mašīnbūvē, piemēram, dalītiem spararatiem, statnēm u.c.



7.1. att. Savienojumi ar uzspīli pa cilindrisku vai konisku salāgojamo virsmu:
a – dīzeļdzinēja kloķvārpstas kloķis; b – vagona ritenis; c – gliemežrats; d – zobu vainaga un spararata savienojums; e – salikta zobrata savienojums ar vārpstu; f – zobratu savienojums ar vārpstu; g – automobiļa pusass čaulas nostiprinājums; h – kalšanas mašīnas (1,5 T) zveltņa un kāta savienojums; i – reduktora lēngaitas vārpstas savienojums ar gultņiem un zobratu.

Lai savienojumā rastos uzspīle un līdz ar to elastīgas (pieļaujamās arī nelielas plastiskas) salāgojamo virsmu deformācijas, kas rada starp virsmām īpatnējo spiedienu un berzes spēku, tad aptverošās detaļas (rumbas) urbums jāizveido ar nedaudz mazāku

diametru, nekā aptveramās detaļas (vārpstas) ārējais diametrs. Berzes spēkam jābūt pietiekoši lielam, lai nodrošinātu savienojuma detaļa nekustīgumu ārējo spēku darbības rezultātā.



7.2. att. Savienojumi pa virsmu:

a – ar enkuriem; b – ar gredzeniem; c – ģenerators enkura savienojums ar vārpstu; 1 – savilce (enkurs ievietots sakarsētā stāvoklī); 2 – vāciņš.

Savienojuma montāža. Detaļu savienojumu var izveidot trejādi: ar presēšanu, ar termisku operāciju, vienu detaļu sakarsējot vai atdzesējot.

Presēšana ir izplatīts un vienkāršs savienojuma montāžas veids, kad ar spēku uzdzen vienu detaļu otrai pie normālas apkārtējās vides temperatūras. Ir iespējama presēšanas spēka kontrole. Tomēr šai metodei ir trūkumi: virsmu negludumi detaļu savienošanas procesā tiek daļēji plastiski noplacināti un samazinās salāgojuma uzspīle; iespējama plānsienu detaļu deformēšanās un galu bojājumi, kā arī samazinās virsmu pārklājuma efektivitāte. Pirms montāžas detaļu galos izveido fāzītes. Vairākkārtīga savienojuma montāža – demontāža samazina berzes spēku salāgojumā līdz 25 %.

Uzspīli var iegūt, izmantojot materiāla termisko izplēšanās īpašību. Uzsēdināmo aptverošo detaļu iepriekš **sakarsē** eļļā, gāzes vai elektriskā krāsnī līdz noteiktai temperatūrai (parasti, $t \leq 400\text{ }^{\circ}\text{C}$). Pie lielas temperatūras var izmainīties materiāla

struktūra. Karsējot detaļu, tā var deformēties, un uz virsmas var izveidoties oksīdu kārtiņa. Karsēšana ir efektīva savienojumiem ar lielu garumu.

Vismazāk trūkumu un ekonomiskāka ir termiskā montāža ar aptvertās detaļas (vārpstas) **atdzesēšanu**. Atdzesēšanai lieto cieto ogļskābi ($t = -79\text{ }^{\circ}\text{C}$), šķidro skābekli ($t = -183\text{ }^{\circ}\text{C}$), slāpekli ($t = -196\text{ }^{\circ}\text{C}$), vai ūdeņradi ($t = -252\text{ }^{\circ}\text{C}$). Oglekļa tēraudi atdzesētā stāvoklī kļūst trausli, bet alumīnijs, vara un niķeli saturoši tēraudi nemaina savas mehāniskās īpašības. Pielietojot termisko montāžu, berzes koeficients detaļu salāgojumā 1,3 ... 2,5 reizes, bet nestspēja 1,2 ... 1,5 reizes lielāka nekā montējot ar presi. Šo metodi parasti pielieto mazu detaļu atdzesēšanai.

Sakarsēšanas (atdzesēšanas) temperatūra, kas vajadzīga savienojuma brīvai montāžai

$$\pm t = \frac{\delta_{\max} + \delta_0}{\alpha d} \cdot 10^{-3} \pm t_0, \quad (7.1)$$

kur $\delta_{\max}$ – salāgojuma lielākā uzspīle, μm ;

δ_0 – minimāli nepieciešamā spīle salāgojumā, kas nodrošina detaļu brīvu savienošana (pieņem sēžas H7/g6 minimālo spraugu, vai aprēķina

$\delta_0 = 0,01 \sqrt{d}$, μm); diametriem $d = 30 \dots 180$, $\delta_0 \approx 10 \dots 15\text{ }\mu\text{m}$;

α – lineārās izplēšanās koeficients, ja sakarsē(atdzesē), $\text{mm} / \text{m}^{\circ}\text{C}$ (7.1. tab.);

d – salāgojuma diametrs, mm ;

t_0 – montāžas ceha gaisa temperatūra (mīnusa zīme – atdzesēšanai).

Pēc (7.1) aprēķināto temperatūru koriģē (par $30 \dots 50\text{ }^{\circ}\text{C}$), ņemot vērā temperatūras maiņu, kamēr detaļa nonāk montāžas vietā un saskaras ar otru detaļu.

Pielieto arī kombinēto metodi: vārpstu atdzesē, bet rumbu sakarsē.

Katrā atsevišķā gadījumā salikšanas metodi izvēlas ņemot vērā salāgojamo detaļu formu un izmērus, prasītās uzspīles lielumu, esošo prešu jaudu utt.

Savienojumus ar konisku salāgojumu dažkārt montē, pielietojot eļļas spiedienu.

7.2. Cilindrisku savienojumu aprēķins

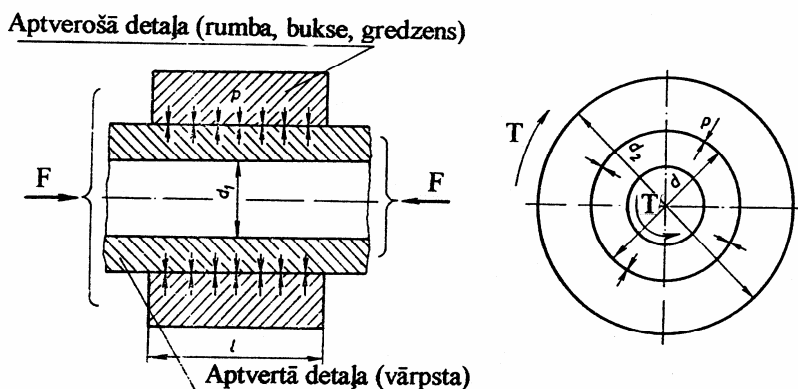
Aplūkosim cilindrisku savienojumu aprēķinu pie statiskas slodzes, ja detaļas deformējas tikai elastīgi (Huka likuma robežās).

Aprēķinot savienojumu:

- izvēlas standarta spiedsēžu;
- pārbauda savienojamo detaļu stiprību;
- aprēķina iepresēšanas un izpresēšanas spēku;
- nosaka detaļu diametra izmaiņu pēc to savienošanas;
- nosaka nepieciešamo sakarsēšanas vai atdzesēšanas temperatūru spiedsēžas realizēšanai.

Veicot savienojumu ar garantētu uzspīli aprēķinu, parasti jau zināmi (no iepriekšējiem stiprības aprēķiniem detaļu ģeometriskie izmēri, salāgojuma garums un materiāla mehāniskais pamatraksturojums.

Aprēķina shēma savienojumam ar garantētu uzspīli parādīta 7.3. attēlā. Turpmāk sauksim aptveramo detaļu par vārpstu, bet aptverošo – par rumbu. Indeksi 1 un 2 norāda dotā parametra piederību vārpstai un rumbai.

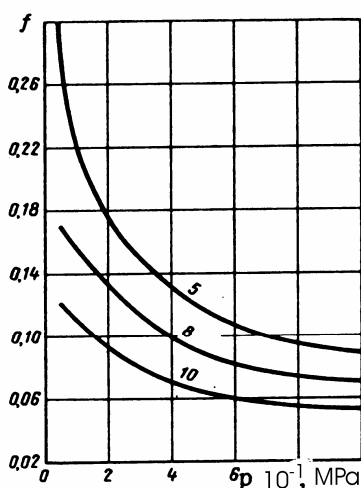


7.3. att. Savienojums ar garantētu uzspīli.

Uzspīles savienojuma nestspēja ir tieši proporcionāla berzes koeficientam (gadījuma lielums) detaļu salāgojumā. Berzes koeficients ir atkarīgs no īpatnējā

virsmas spiediena p , temperatūras, mikronelīdzenumu augstuma un profīla, presēšanas ātruma, detaļu materiāla un salāgoto virsmu stāvokļa (piemēram, eļļas klātbūtne), kā arī no savienojuma montāžas paņēmiena. Berzes koeficients pieaug palielinoties virsmu negludumam, bet samazinās palielinoties spiedienam p (7.4. att.). Ne vienmēr noderīga liela uzspīle, kas samazina vārpstas un rumbas stiprību. Precīzi berzes koeficientu var noteikt tikai eksperimentāli.

Uzspīles savienojuma aprēķins ļauj novērtēt detaļu ģeometrisko parametru un stinguma ietekmi uz savienojuma nestspēju un detaļu stiprību, kā arī saskatīt nestspējas kāpinājuma iespējas.



7.4. att. Berzes koeficients f atkarībā no virsmas mikronelīdzenumu augstuma (negludumu klases) un īpatnējā spiediena p (tēraudam pa tēraudu).

7.2.1. Sēžas izvēle

Pēc detaļu savienošanas saskares virsmā rodas īpatnējais virsmas spiediens p un berzes spēks F_f , kas pretojas ārējo spēku iedarbībai

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (7.2)$$

kur δ – aprēķinu uzspīle, μm ;

p – īpatnējais virsmas spiediens, MPa;

d – salāgojuma diametrs, mm;

C_1 un C_2 – koeficienti;

E_1 un E_2 – materiālu elastības moduļi, MPa (7.1. tab.).

Virsmas spiediens MPa pie kura savienojamo detaļu deformācijas ir tikai elastīgas:

$$\text{vārpstai} \quad p_1 < 0,58 \sigma_{1T} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right], \quad (7.3)$$

$$\text{rumbai} \quad p_2 < 0,58 \sigma_{2T} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (7.4)$$

kur σ_{1T} un σ_{2T} – vārpstas un rumbas materiāla tecēšanas robežspriegums, MPa;
 d , d_1 un d_2 – detaļu diametri, mm.

Savienojuma stiprības nosacījums slogojot ar aksiālu spēku F_a (7.5.att. b);

$$s F_a \leq \pi d \ell p f, \quad (7.5)$$

kur s – drošības koeficients pret detaļu izslīdi;

ℓ - salāgojuma garums, mm;

f – berzes koeficients (7.2. tab.).

Savienojuma stiprības nosacījums slogojot ar griezes momentu T (7.5. att., a):

$$sT \leq \pi d^2 \ell p f / 2. \quad (7.6)$$

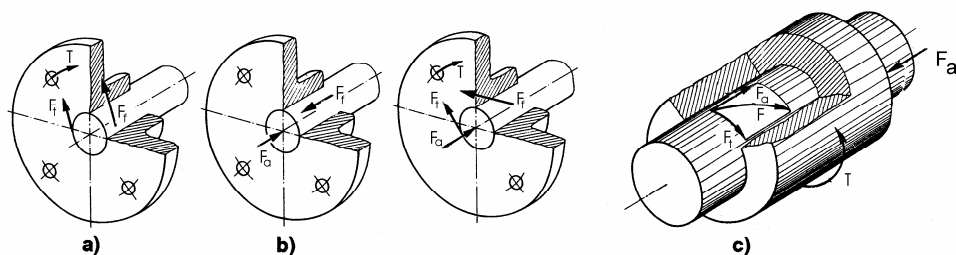
Ja savienojumu slogo aksiāls spēks F_a un griezes moments T (7.5. att., c)

$$s \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq \pi d \ell p f, \quad (7.7)$$

kur $F_t = 2 T/d$ – aploces spēks, N.

Drošības koeficients s :

$$s = \begin{cases} 1,5 & \text{- pie nemainīgas slodzes;} \\ 1,8 & \text{- pie pulsējošas slodzes;} \\ \leq 2,2 & \text{- pie simetriskas slodzes.} \end{cases}$$



7.5. att. Uzspīles savienojuma slogošanas veidi:

a – ar griezes momentu T ; b – ar aksiālu spēku F_a ; c – ar aksiālu spēku F_a un griezes momentu T .

7.1. tabula

Dažu materiālu elastības moduļi, Puasona un lineārās izplešanās koeficienti

Materiāls	Elastības modulis $E \cdot 10^5$, MPa	Puasona koeficients μ	Lineārās izplešanās koeficients, $\alpha \cdot 10^{-6}$, mm/m°C	
			karsēšana	atdzesēšana
Tērauds un tērauda lējumi	1,960 ... 2,060	0,30	11 ... 12	- 8,5
Čuguna lējumi	0,736 ... 1,030	0,25	9 ... 11	- 8
Alvas bronza	0,885	0,33	17 ... 18	- 15
Misiņš	0,785	0,38	18 ... 20	- 16
Magnija sakausējumi	0,638 ... 0,736	0,32 ... 0,36	20 ... 26	- 18
Varš	1,280	-	16 ... 17	- 14
Kaļamais čuguns	0,885 ... 1,470	-	9 ... 11	- 8
Tekstolīts, voloknīts	0,050 ... 0,100	-	25 ... 35	-
Poliamīdsveķi	0,050 ... 0,625	-	100 ... 110	-

7.2. tabula

Berzes koeficients f uzspīles savienojumos (DIN 7190)

Savienojot ar presēšanu (vārpsta no hromtērauda)					
Rumbas materiāls	Virsmas		Rumbas materiāls	Virsmas	
	sausa	eļļota		sausa	eļļota
St 60, GS - 60	0,11	0,08	G-CuPb 10Sn	0,07	-
St 37	0,10	0,07	GG - 25	0,12	0,06
G-Al Si 12 Cu	0,07	0,05	GGG - 60	0,1	0,06
Savienojot ar termisku operāciju vai pielietojot eļļas spiedienu					
Tērauds – tērauds:					
Montējot ar eļļas spiedienu (minerāleļļa)					0,12
Montējot attaukotas virsmas ar eļļas spiedienu (glicerīns)					0,18
Sakarsējot rumbu elektrokrāsnī līdz 300°C					0,14
Sakarsējot attaukotas virsmas elektrokrāsnī līdz 300°C					0,20
Tērauds – čuguns:					
Montējot ar eļļas spiedienu (minerāleļļa)					0,10
Montējot ar eļļas spiedienu attaukotas virsmas					0,16
Tērauds - vieglmetāls, sauss (0,1...0,15)				Tērauds-smagais metāls, sauss (0,17 ... 0,25)	

Piezīme. Savienojot detaļas ar presēšanu berzes koeficients ir aptuveni 2/3 no berzes koeficienta montējot savienojumu ar termisku operāciju.

Nepieciešamais īpatnējais spiediens, ja uz savienojumu darbojas tikai aksiāls spēks F_a

$$p = s F_a / \pi d \ell f, \text{ MPa}, \quad (7.8)$$

ja uz savienojumu darbojas tikai griezes moments T

$$p = 2 s T / \pi d^2 \ell f, \text{ MPa}, \quad (7.9)$$

ja uz savienojumu darbojas griezes moments T un aksiāls spēks F_a

$$p = s \sqrt{F_t^2 + F_a^2} / \pi d \ell f, \text{ MPa}. \quad (7.10)$$

Aprēķinu uzspīli δ_a nosaka ievietojot (7.11) nepieciešamo īpatnējo virsmas spiedienu p no formulām (7.8), (7.9) un (7.10):

$$\delta_a = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) 10^3, \quad (7.11)$$

kur p - īpatnējais virsmas spiediens no formulām (7.8), (7.9) vai (7.10).

Koeficienti C_1 un C_2 :

$$C_1 = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d)^2} - \mu_1, \quad (7.12)$$

$$C_2 = \frac{1 + (d / d_2)^2}{1 - (d / d_2)^2} + \mu_2, \quad (7.13)$$

kur d – salāgojamo virsmu nominālais diametrs, mm;

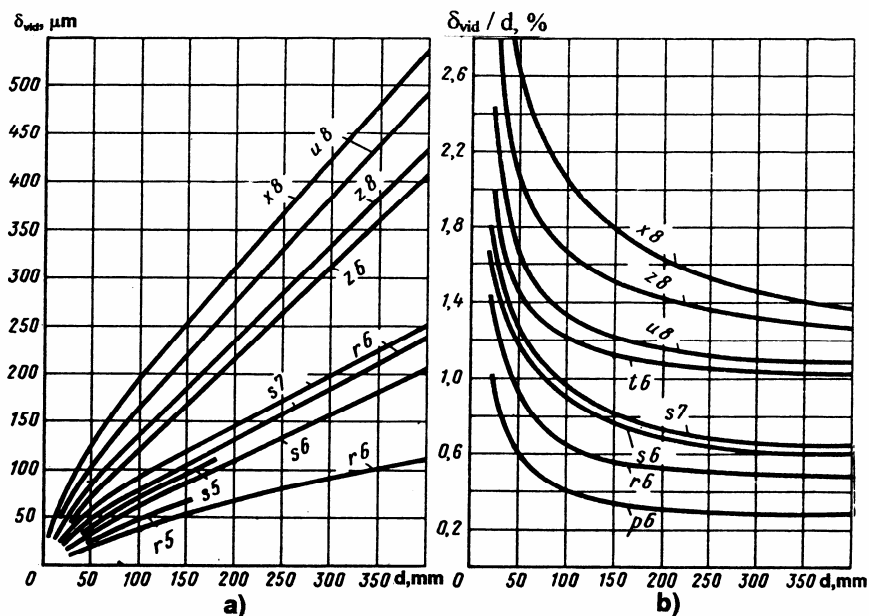
d_1 – vārpstas iekšējais diametrs (masīvai vārpstai $d_1 = 0$), mm;

d_2 – rumbas ārējais diametrs (korpusam $d_2 = \infty$), mm;

μ_1 un μ_2 – Puasona koeficienti (7.1. tab.).

Virsmas spiediens p (7.6.), kā arī savienojuma nestspēja proporcionāla relatīvai diametrālai uzspīlei δ/d (7.6. att.), pieaug palielinoties elastības modulim E un samazinās palielinoties koeficientiem C_1 un C_2 .

Relatīvā uzspīle ievērojami pieaug mazu diametru apgabalā, kas jāievēro veicot maza diametra uzspīles savienojumu aprēķinu.



7.6. att. Vidējā δ_{vid} (a) un relatīvā uzspīle δ_{vid}/d (b).

Tā, ka izveidojot nekustīgas sēžas zem preses virsmu negludumi (ko atstāj griezējinstrumenti) detaļu savienošanas procesā tiek noplacināti (7.7. att.) un salāgojuma faktiskā uzspīle, kas izveidojas pēc iepresēšanas, ir vienmēr mazāka nekā izmērītā pirms iepresēšanas, tad vajadzīgo sākotnējo minimālo aprēķinu uzspīli palielina par lielumu:

$$\delta_{\min} = \delta_a + u \quad (7.14)$$

$$u \approx 0,8(R_{z1} + R_{z2}) \mu m, \quad (7.15)$$

kur $\delta_{\min}$ – minimāli nepieciešamā uzspīle, μm ;

u – koeficients, kurš ievērtē to, ka faktiskais uzspīlējums ir par virsmas nelīdzenumu virsotņu deformācijas lielumu mazāks nekā izmērītais;

δ_a – minimālais aprēķinu uzspīlējums, μm ;

R_{z1} un R_{z2} – salāgojamo virsmu vidējais mikroizciļņu augstums pirms iepresēšanas μm (DIN 4766, DIN 4768, 7.3. tab.).

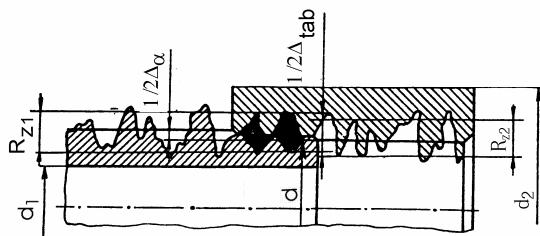
Uzspīles samazinājuma korekciju u var izteikt arī ar virsmas negludumu profila vidējo aritmētisko novirzi R_a (μm):

$$u = 5,5 (R_{a1} + R_{a2}). \quad (7.16)$$

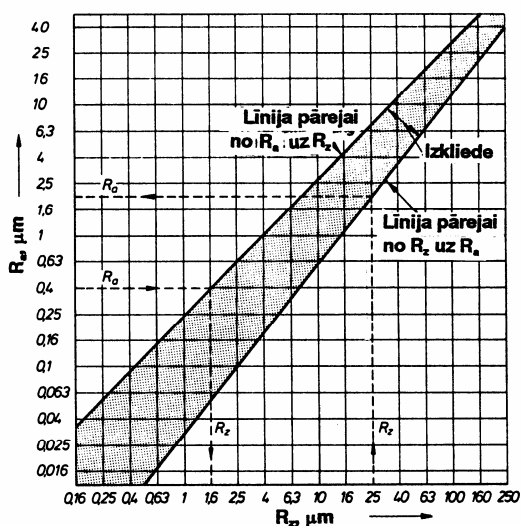
Sakarība starp R_a un R_z parādīta 7.8. attēlā.

Maza diametra salāgojumam ($d < 30 \dots 40 \text{ mm}$) nav piemērojama virsmu apstrāde zemāk par 9 virsmu gluduma klasi ($R_a \approx 0,2 \mu\text{m}$), jo mikronelīdzenumu augstums kļūst samērojams ar uzspīli $\delta_{\min}$. Uzspīle tādos savienojumos būtiski samazinās vai pat izzūd mikronelīdzenumu noplacinājuma rezultātā. Lielāka diametra ($d > 50 \text{ mm}$) vārpstas praktiski apstrādā pēc 8. ... 10. negludumu klases ($R_a \approx 0,1 \dots 0,4 \mu\text{m}$), bet urbumus pēc 7. ... 9. klases ($R_a \approx 0,2 \dots 0,8 \mu\text{m}$).

Palielinoties negludumu klasei (augstāk par 11, $R_a \approx 0,05 \mu\text{m}$), pazeminās savienojuma nestspēja, jo samazinās berzes koeficients detaļu salāgojumā.



7.7. att. Virsmas negludumu noplacināšana, izveidojot uzspīles savienojumu ar presi (δ_a un δ_{ab} attēlā pielikts nosacīti).



7.8. Sakarība starp virsmas negluduma raksturojošiem parametriem R_z un R_a (virsmas apstrāde ar skaidu atdalīšanu, pēc DIN 4768 T1 Bb l. 1).

Ekonomiski sasniedzamais virsmas vidējais mikroizciļņu augstums (raupjums) R_z atkarībā no apstrādes paņēmiena (DIN 4766)

Izgatavošanas metode		Ekonomiski sasniedzamais virsmas vidējais raupjums R_z , μm																							
Pamatgrupa	Nosaukums	0,04	0,06	0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	
Bez skaidas atdalīšanas	Tilpumstancēšana																								
	Glūda velmēšana																								
	Skārda dziļa izvilkšana																								
	Izspiešana, profilpresēšana																								
	Štancēšana																								
	Fason detaļu velmēšana																								
Ar skaidas atdalīšanu	Materiāla sagriešana																								
	Apvirpošana																								
	Gala virsmas virpošana																								
	Nodurvirpošana																								
	Ēvelēšana																								
	Tēšana																								
	Piekasīšana																								
	Urbšana																								
	Izvirpošana																								
	Gremdēšana																								
	Izrīvēšana																								
	Frēzēšana ar cilindrisku frēzi																								
	Gala virsmu frēzēšana																								
	Caurvilkšana																								
	Vilēšana																								
	Apalslīpēšana ar garenpadevi																								
	Plakanslīpēšana																								
	Slīpēšana ar iegriezi																								
	Plakanslīpēšana ar cilindr. virsmu																								
	Plakanslīpēšana ar gala virsmu																								
	Pulēšana ar lenti																								
	Honēšana																								
	Superfīnišs																								
	Cilindrisku virsmu lepēšana																								
	Plakanu virsmu lepēšana																								
	Apstrāde ar ultraskaņu																								
	Pulēšana ar auduma disku																								

Mikronelīdzenumu virsotņu noplacināšanās presējot atkarīga no uzspīles lieluma, mikronelīdzenumu augstuma, formas, profila un sadalījuma blīvuma, materiāla cietības un stiprības, kā arī no vārpstas un rumbas cietību attiecības.

Tā, kā R_z nav atkarīgs no savienojamo detaļu diametra, bet tikai no apstrādes un režīma, tad nelīdzenumu ietekme ir lielāka pie mazāka diametra un lielāka nelīdzenumu augstuma.

Ja vārpstas un rumbas materiāls ir dažāds, ar dažādu lineārās izplešanās koeficientu, tad, ja ir ievērojamas darba temperatūras atkāpes no normālās (20 °C), uzspīlējums var izmainīties un neapmierināt salāgojuma darba prasības. Ātri rotējošām detaļām ($n > 1000$ apgr/min) arī centrālās spēki mazina uzspīli. Minētie faktori ņemami vērā veicot atbilstīgu savienojumu aprēķinu [1, 5].

Salāgojamo detaļu temperatūras deformācijas korekcija

$$\delta_t = 10^3 d (\Delta t_2 \alpha_2 - \Delta t_1 \alpha_1), \quad (7.17)$$

kur $\Delta t_2 = t_2 - t_0$; $\Delta t_1 = t_1 - t_0$;

α_1 un α_2 – materiāla lineārās izplešanās koeficients;

t_1 un t_2 – detaļu darba temperatūra;

t_0 – montāžas temperatūra.

Sēžu izvēlas pēc minimāli nepieciešamās uzspīles tā, lai standartizētās sēžas (7.4. tab.) mazākā uzspīle, būtu vienāda vai lielāka par $\delta_{\min}$

$$\delta_{\min} = \delta_a + u + \delta_t. \quad (7.18)$$

Sēžas iegūst kombinējot jebkurus urbuma un vārpstas pielaižu laukus. Vēlams izvēlēties ieteicamo sēžu (piemēram, H7/p6, H7/r6, H7/s6, H8/u8, H8/x8, P7/h6), kura ļauj unificēt izstrādājumus un tehnoloģisko aprīkojumu. Kā labākā praktiskai izmantošanai atzīta urbuma sistēma (7.9. att.)

7.4. tabulā norādīta salāgojuma uzspīlējuma tabulu pielaiide T (7.10. att. a). Pielaidi veido vārpstas un urbuma robežnovirzes (7.10. att. b):

$$t_D + t_d \leq T \leq \delta_{\max} - \delta_{\min},$$

kur t_D un t_d – urbuma un vārpstas pielaiide;

$\delta_{\max}$ un $\delta_{\min}$ – aprēķinātā maksimālā un minimālā nepieciešamā uzspīle.

Tā kā vārpstas pielaiides laukam pie vienādas precizitātes kvalitātes jābūt mazākam, tad pieņem: $t_D \geq T/2$ un $t_d \leq T/2$.

Vispirms nosaka urbuma precizitātes kvalitāti un robežnovirzes, pēc tam – vārpstai: $t_d \leq T - t_D$; $ES \leq |\delta_{\max}|$ un $EI \geq ES + |\delta_{\min}|$.

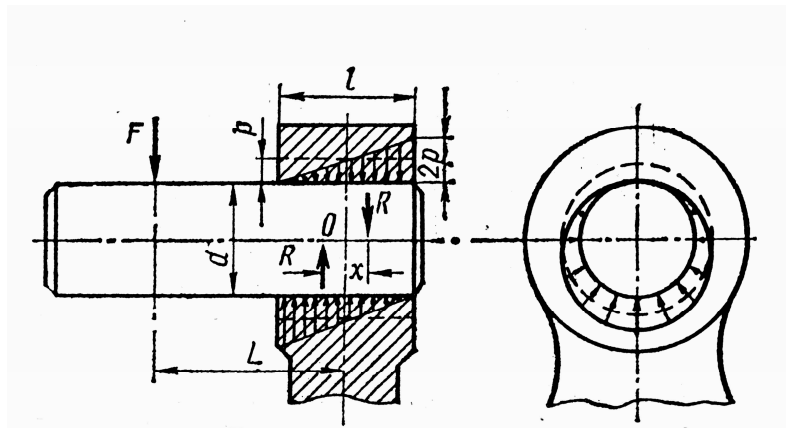
Sēžas izvēle

Salāgojuma diametrs d, mm	Uzspīle $\delta_{\min}$ / $\delta_{\max}$, μm										
	H7/p6	H7/r6	H8/s7	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H8/u8	H7/u7	H8/x8	H8/z8	H8/za8
30 ... 40	<u>7</u> 36	<u>15</u> 44	<u>13</u> 59	<u>24</u> 53	<u>25</u> 61	<u>29</u> 58	<u>32</u> 88	<u>42</u> 78	<u>52</u> 108	<u>84</u> 140	<u>120</u> 175
40 ... 50	<u>7</u> 36	<u>15</u> 44	<u>13</u> 59	<u>24</u> 53	<u>25</u> 61	<u>35</u> 64	<u>42</u> 98	<u>52</u> 88	<u>69</u> 125	<u>108</u> 164	<u>152</u> 207
50 ... 65	<u>9</u> 44	<u>18</u> 53	<u>18</u> 72	<u>30</u> 65	<u>32</u> 74	<u>43</u> 78	<u>55</u> 119	<u>66</u> 108	<u>90</u> 154	<u>140</u> 204	<u>193</u> 258
65 ... 80	<u>9</u> 44	<u>20</u> 55	<u>24</u> 78	<u>36</u> 71	<u>38</u> 80	<u>52</u> 87	<u>70</u> 134	<u>81</u> 123	<u>114</u> 178	<u>178</u> 242	<u>241</u> 306
80 ... 100	<u>10</u> 51	<u>24</u> 65	<u>29</u> 93	<u>44</u> 85	<u>46</u> 96	<u>64</u> 105	<u>86</u> 162	<u>99</u> 149	<u>140</u> 216	<u>220</u> 296	<u>297</u> 373
100 ... 120	<u>10</u> 51	<u>27</u> 68	<u>37</u> 101	<u>52</u> 93	<u>54</u> 104	<u>77</u> 118	<u>106</u> 182	<u>119</u> 169	<u>172</u> 248	<u>272</u> 348	<u>362</u> 438
120 ... 140	<u>12</u> 59	<u>32</u> 79	<u>43</u> 117	<u>61</u> 108	<u>64</u> 120	<u>91</u> 138	<u>126</u> 214	<u>142</u> 193	<u>204</u> 292	<u>320</u> 410	<u>425</u> 514
140 ... 160	<u>12</u> 59	<u>34</u> 81	<u>51</u> 125	<u>69</u> 116	<u>72</u> 128	<u>103</u> 150	<u>155</u> 243	<u>171</u> 227	<u>236</u> 324	<u>370</u> 460	<u>490</u> 579
160 ... 180	<u>12</u> 59	<u>37</u> 84	<u>59</u> 133	<u>77</u> 124	<u>80</u> 136	<u>115</u> 162	<u>166</u> 254	<u>182</u> 238	<u>266</u> 354	<u>420</u> 510	<u>555</u> 644
180 ... 200	<u>14</u> 69	<u>41</u> 95	<u>66</u> 152	<u>86</u> 140	<u>89</u> 155	<u>130</u> 184	<u>185</u> 287	<u>203</u> 269	<u>299</u> 401	<u>469</u> 571	<u>619</u> 721
200 ... 225	<u>14</u> 69	<u>44</u> 98	<u>74</u> 160	<u>94</u> 148	<u>97</u> 163	<u>144</u> 198	<u>207</u> 309	<u>225</u> 291	<u>334</u> 436	<u>524</u> 626	<u>689</u> 791
225 ... 250	<u>14</u> 69	<u>47</u> 101	<u>84</u> 170	<u>104</u> 158	<u>107</u> 173	160 214	<u>233</u> 335	<u>251</u> 317	<u>374</u> 476	<u>589</u> 691	<u>769</u> 871
250 ... 280	<u>15</u> 77	<u>53</u> 115	<u>95</u> 191	<u>117</u> 179	<u>121</u> 195	<u>177</u> 239	<u>258</u> 372	<u>278</u> 352	<u>418</u> 532	<u>653</u> 767	<u>863</u> 977
280 ... 315	<u>15</u> 77	<u>57</u> 119	<u>107</u> 203	<u>129</u> 191	<u>133</u> 207	<u>199</u> 261	<u>293</u> 407	<u>313</u> 387	<u>468</u> 582	<u>733</u> 847	<u>943</u> 1057

Nav vēlams sēžas ar lielu uzspīli, jo samazinas detaļu stiprība. Savienojuma nestspēju var kāpināt palielinot diametru d. Tā, ka nestspēja, slogojot ar griezes momentu, proporcionāla diametra kubam (d^3), tad, lai iegūtu nelielu uzspīli salāgojuma diametrs jāpalielina niecīgi.

Ja savienojumu sloga lieces moments M (7.11. att.), tad salāgojums neatveras, ja

$$M = F L = p d \ell^2 / 3 \leq 0,2 p d \ell^2. \quad (7.19)$$

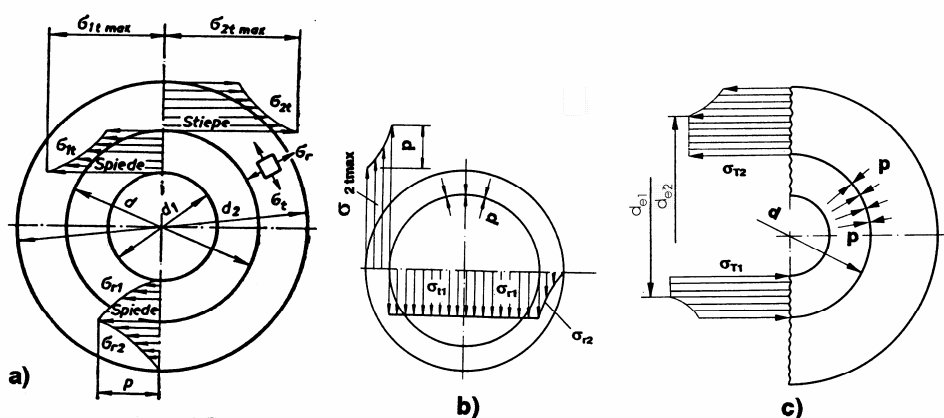


7.11. att. Ar lieces momentu slogota uzspīles savienojuma aprēķinu shēma.

7.2.2. Spriegumu kontrolaprēķins

Spriegumus, kas rodas savienojamās detaļās, nosaka pēc lielākās uzspīles, bet pārnesto spēku F_a vai griezes momentu T – pēc mazākās uzspīles.

Spriegumu epīras detaļās parādītas 7.12. att.



7.12. att. Spriegumu epīras uzspīles savienojumā:

a – savienojums ar dubu vārpstu, ja detaļu deformācijas ir tikai elastīgas; b – savienojums ar masīvu vārpstu; c – savienojums ar detaļu elastīgi – plastisku deformāciju.

Uzspīles savienojumu aprēķinos pielieto formulas, kas iegūtas no franču matemātiķa Gabriēla Lamē (1795–1870) dotajām sakarībām par spriegumiem un deformācijām biezsienas cilindrā, ja uz to darbojas iekšējais un ārējais spiediens. Uzspīles savienojumā uz katru no cilindriem darbojas tikai viens spiediens: uz rumbu – iekšējais, bet uz vārpstu – ārējais spiediens (7.12. att.). Teorija aplūko uzspīli elastības robežās.

Cilindra sienās rodas plaknes spriegumstāvoklis un darbojas divi normālie spriegumi: radiālais σ_r un tangenciālais σ_t (7.12. att.).

Lielākā aprēķinu uzspīle $\delta_{a \max}$, μm

$$\delta_{a \max} = \delta_{\max} - u, \quad (7.20)$$

kur $\delta_{\max}$ – lielākā izraudzītās sēžas uzspīle, μm .

Ievērojot (7.2), nosaka lielāko aprēķinu virsmas spiedienu detaļu stiprības kontrolaprēķinam

$$p_{a \max} = \frac{\delta_{a \max} \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \text{MPa} . \quad (7.21)$$

Uzspīles savienojuma stiprību parasti ierobežo rumba.

Lielākie spriegumi uz rumbas iekšējās virsmas:

$$\text{lielākais radiālais spiedes spriegums } \sigma_{2r \max} = -p, \text{MPa} \quad (7.22)$$

$$\text{lielākais tangenciālais stiepes spriegums } \sigma_{2t \max} = p \left[\frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} \right], \text{MPa} . \quad (7.23)$$

Pēc 3. stiprības teorijas reducētais spriegums

$$\sigma_{red} = \sigma_{2t \max} + \sigma_{2r \max} = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq [\sigma_2] . \quad (7.24)$$

Mazākie spriegumi:

$$\sigma_{2t \min} = p \frac{2(d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} ; \quad (7.25)$$

$$\sigma_{2r \min} = 0.$$

Vārpstai:
$$\sigma_{1t \max} = \frac{2p}{1 - (d_1/d)} \leq [\sigma_1]; \quad (7.26)$$

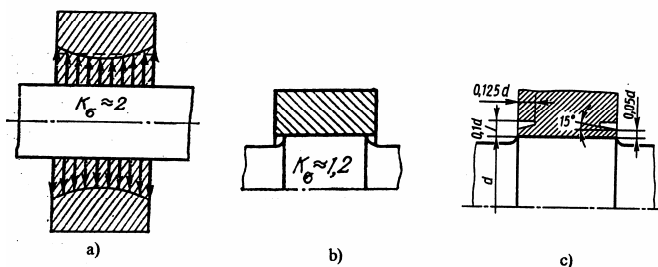
$$\sigma_{1r \max} = -p; \quad (7.27)$$

$$\sigma_{1t \min} = -p \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2}; \quad (7.28)$$

$$\sigma_{1r \min} = 0. \quad (7.29)$$

Formulās (7.22 ... 7.28) ievietojam $p = p_{a \max}$, MPa no (7.21).

G.Lamē risinājums
(pieņemts, ka garums
ir bezgalīgi liels)
paredz vienmērīgu
virsmas spiediena p
sadalījumu pa salāgo-
juma garumu ℓ . Savie-
nojumā ar ierobežotu
garumu virsmas
spiediens p nesadalās



7.13. Virsmas spiediena p koncentrācija rumbas galos un konstruktīvi paņēmieni vārpstas nogurumizturības kāpināšanai savienojumos ar uzspili:

a – rumbas galos liela spriegumu koncentrācija; b – rumba garāka par sēdvirsmas garumu; c – ar ievirpojumu rumbas galos.

vienmērīgi. Rumbas galos rodas virsmas spiediena koncentrācija (7.13. att.).

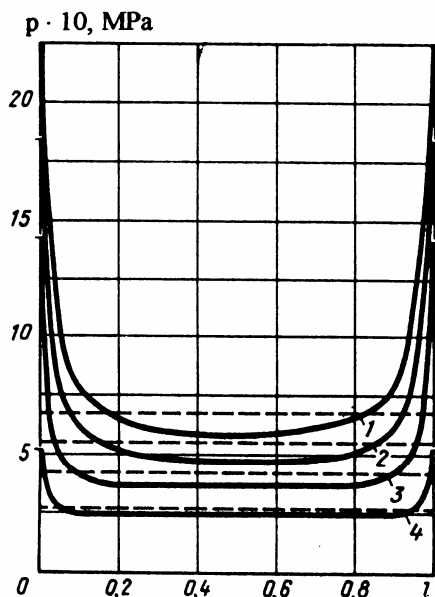
Maksimālais virsmas spiediens rumbas galos pārsniedz nominālo virsmas spiedienu 2 ... 3,5 reizes (7.14. att.).

Spriegumus detaļās būtiski ietekmē salāgojuma diametru attiecība, skat. formulas (7.24) un (7.26). Apzīmējot ar $a_1 = d_1/d$ un $a_2 = d/d_2$, pie $a_1 = a_2 = 0$ vārpsta un rumba ir masīva, bet, ja a_1 un a_2 ir tuvu vienam, tad detaļas ir plānsienas.

Ieteikumi detaļu stiprības kāpināšanai:

- lai kāpinātu vārpstas stiprību, tad lietderīgi palielināt vārpstas sieniņas biezumu un samazināt rumbas (korpusa) sieniņas biezumu (**masīva vārpsta – plānsienas korpuss**);

- lai kāpinātu korpusa stiprību, tad lietderīgi palielināt korpusa sienas biezumu un samazināt vārpstas sienas biezumu (**masīvs korpuss – plānsienas vārpsta**).



7.14. att. **Virsmas spiediena p sadalījums pa salāgojuma garumu ℓ**

(relatīvā uzspīle $\delta/d = 1\%$; $\ell/d = 1$; vārpsta un rumbas no tērauda, vārpsta masīva). Rumbas sienas relatīvais biezums $a_2 = d/d_2$: 1 – 0,7; 2 – 0,75; 3 – 0,8; 4 – 0,85 (pārtrauktās līnijas atbilst Lamē risinājumam).

Būtiska spriegumu samazināšanās notiek palielinoties a_1 un a_2 tikai virs 0,5. Pie mazākām a_1 un a_2 skaitliskām vērtībām spriegumi necīgi atšķiras no spriegumiem masīvās detaļās.

Drošības koeficients pret materiāla tecēšanu rumbai

$$s = \frac{\sigma_{2T}}{\sigma_{red}} \geq [s]. \quad (7.30)$$

Vēlams, lai σ_{red} un σ_{1tmax} nepārsniegtu detaļu materiāla tecēšanas robežspriegumus - σ_{2T} un σ_{1T} . Elastīgai uzspīlei pieļauj $[\sigma] = 0,9 \sigma_T$.

Rumbas stiprības nosacījumu $\sigma_{red} \leq [\sigma_2]$ var pieņemt par sēžas izvēles kritēriju, ja vienlaicīgi nodrošināta arī savienojuma nestspēja.

Nelielas plastiskas deformācijas (7.12. att. c) salāgojuma saskarvirsmā kāpina savienojuma izturību. Speciālajā literatūrā [1, 2, 7, 10, 11] aplūkots šādu savienojumu aprēķins. Virsmas spiediens, kad iesākas plastiskā deformācija

rumbai
$$p_{2T} = 0,58 \sigma_{2T} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \text{ N/m}^2, \quad (7.31)$$

vārpstai
$$p_{1T} = 0,58 \sigma_{1T} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right], \text{ N/m}^2. \quad (7.32)$$

Plastiskās deformācijas rodas plānā gredzenveida joslā: rumbas iekšējā virsmā $d_{e2} > d$ un vārpstas kanālā, ja $d_{e1} < d$. Ja spriegums σ_t visā detaļas šķēlumā sasniedz tecēšanas robežu, tad savienojuma stiprība samazinās, kas nav pieļaujams. Plastiskā deformācija drīkst izpausties apmēram 30 % tilpumā.

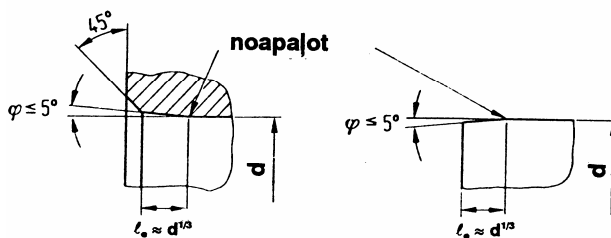
Nekustīgo salāgojumu stiprība atkarīga no vairākiem gadījuma rakstura parametriem: uzspīles lieluma, savienojamo detaļu materiāla, spiedsēžu izpildīšanas metodes, aptverošās detaļas sienībus biezuma un garuma, negluduma, viļņainības un detaļu formas kļūdu lieluma, virsmu eļļainības, berzes koeficienta utt. Šos nekustīgo salāgojumu stiprības ietekmētājus faktoros grūti normalizēt, tāpēc spiedsēžu standarti ir uzskatāmi par rekomendācijām. Masveida ražošanā, katrā konkrētā gadījumā izvēloties spiedsēžu, to ieteicams aprēķināt un salāgojuma stiprību eksperimentāli pārbaudīt.

Lielsēriju un masveida savienojumu ar garantētu uzspīli izgatavošanas apstākļos ieteikta [3, 4] metode savienojumu aprēķinā, kuras teorētiskā bāze ir varbūtības teorija. Metodes priekšrocība – samazinās savienojuma izmēri, svars un montāžai var pielietot mazākas jaudas preses.

7.2.3. Iepresēšanas un izpresēšanas spēks

Veidojot uzspīles savienojumu ar presi, salāgojamo detaļu saskarvirsmas ieejas pusē izveido ar nelielu konisku noslīpinājumu (7.15. att.), kas atvieglo montāžu un mazāk bojā virsmas. Nofāzējumu veido detaļai no cietāka materiāla.

Lai samazinātu iepresēšanas spēku un virsmu negludumu plastisko noplacināšanu, salāgojamās virsmas parasti saeļļo, kaut gan līdz ar to samazinās berzes koeficients salāgojumā.



7.15. att. Salāgojamo detaļu ieejas puses izveidojums (pēc DIN 7190).

Iepresēšanas spēks izvēlētai sēžai

$$F_{ie} = \pi d \ell p f_{ie}, \text{ N}; \quad (7.33)$$

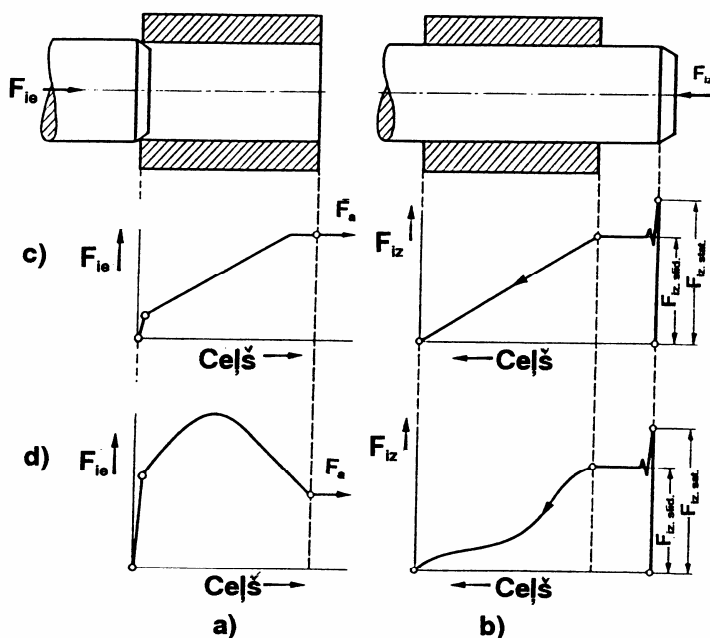
izpresēšanas spēks izvēlētai sēžai

$$F_{iz} = \pi d \ell p f_{iz}, \quad (7.34)$$

kur f_{ie} un f_{iz} – berzes koeficienti (7.2. tab.);

$$p = p_{\text{amax}}, \text{ MPa}. \quad (7.21).$$

7.16. attēlā parādīta iepresēšanas un izpresēšanas spēka izmaiņa. No diagrammu salīdzinājuma redzams, ka uzspīles savienojuma drošības rezerves koeficients ekspluatācijā palielinās, jo miera (statiskais) berzes koeficients ir lielāks par slīdes berzes koeficientu ($F_{iz, \text{stat.}} > F_{iz, \text{slīd.}}$).



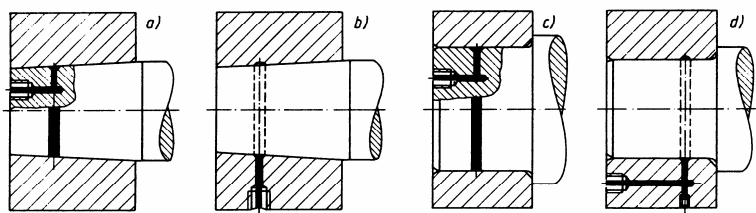
7.16. att. Iepresēšanas un izpresēšanas spēka izmaiņas diagramma:

a – iepresēšana; b – izpresēšana; c – deformācijas elastīgas; d – elastīgi – plastiskas deformācijas.

Lielākais berzes spēks savienojumā attīstas apmēram pēc 24 stundām no iepresēšanas beigām (tūlīt pēc iepresēšanas tikai 70 %).

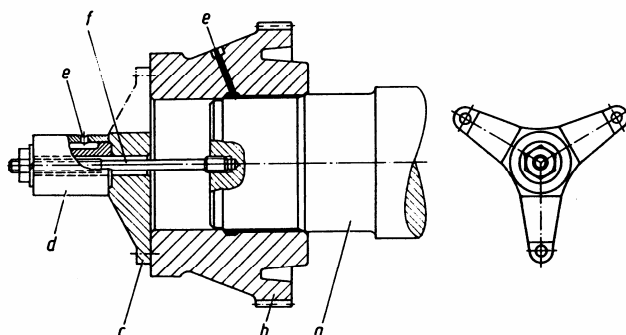
Spriegumu un iepresēšanas spēka aprēķins, izejot no Lamē uzdevuma noteikumiem, derīgs tikai tad, ja spriegumi nepārsniedz materiāla tecēšanas robežu.

Lai pasargātu salāgojamās virsmas no ieēšanās un citiem bojājumiem daudzkārtīgas montāžas – demontāžas laikā, kā arī, lai samazinātu montāžas laiku un spēku, tad detaļu salāgojuma kontakta virsmā zem liela spiediena ($p = 150 \dots 200 \text{ MPa}$) ievada eļļu (7.17. - 7.19. att.).



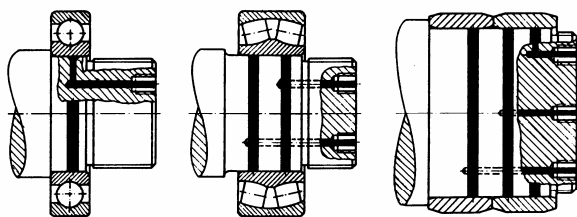
7.17. att. Eļļas spiediena izmantošana detaļu salāgojuma montāžā – demontāžā (pēc DIN 15055):

a – konisks salāgojums (koniskums 1:30) ar eļļas padevi caur vārpstu; b – ar eļļas padevi caur rumbu; c – cilindrisks salāgojums ar eļļas padevi caur vārpstu; d – ar eļļas padevi caur rumbu.



7.18. att. Cilindriska salāgojuma veidošana ar kāpienveida vārpstu (pēc DIN 15055):

a – vārpstas gals; b – sajūga rumba; c – eļļas padeves ierīce; d – hidrocilindrs; e – eļļas padeves urbums; f – vilcējstiepnis.



7.19. att. **Ritgultņu montāža (demonāža) ar eļļas spiediena palīdzību** (pēc DIN15055).

7.2.4. Detaļu diametra izmaiņa pēc to savienošanas

Dažām detaļām (piemēram, ritgultņu gredzeniem) sēžās uzspīli ierobežo nesalāgotā diametra izmaiņa. Pārāk liela uzspīle var būtiski samazināt spēli ritgultnī, kas nav pieļaujams.

Elastīgam uzspīlējumam vārpstas diametra d_1 (mm) samazinājumu izsaka pēc formulas

$$\Delta d_1 = \frac{2 p d_1}{E_1 [1 - (d_1 / d)^2]} \approx \frac{\sigma_{lt \max}}{E_1} d_1; \quad (7.35.)$$

rumbas ārējā diametra palielinājums (mm)

$$\Delta d_2 = \frac{2 p d_2}{E_2 \left[\left(\frac{2 p d_2}{d} \right)^2 - 1 \right]} \approx \frac{\sigma_{2t \max}}{E_2} d. \quad (7.36)$$

Ja ir norādītas pieļaujamās Δd_1 un Δd_2 vērtības, tad no (7.35) un (7.36) izsaka lielāko pieļaujamo virsmas spiedienu un tad izvēlas piemērotu uzspīli. Ja deformāciju ierobežojums nenodrošina salāgojuma nestspēju, tad detaļu virsmu galīgo apstrādi veic pēc montāžas.

7.3. Daži ieteikumi uzspīles savienojuma konstrukcijas izstrādē

Neatkarīgi no aprēķinu rezultātiem, pielietojot dažādus konstruktīvus paņēmienus, kāpina uzspīles savienojuma nestspēju un stiprību [1, 3, 5]:

- samazinot virsmas spiedienu salāgojumā palielinot salāgojuma garumu ℓ vai diametru d (efektīvāks paņēmiens);
- ierobežojot uzspīles izkliedi (lietot augstāku precizitātes kvalitāti);
- pareizi izvēloties detaļu sienīgas biezumu (palielinot tikai vienas detaļas sienīgas biezumu, tajā spriegumi samazināsies, bet toties otrā detaļā spriegumi pieaugs);
- samazinot spriegumus rumbas gala plaknēs (7.13. att.);
- nostiprinot sēdvirsmas (termiskā apstrāde – rūdīšana ar zemo atlaidināšanu, rūdīšana ar augstfrekvences strāvu, apstrāde ar skrošu strūklu, vārpstas apvelšana ar rullīti, urbuma dornēšana u.c.);
- pielietojot montāžu ar termisku operāciju;
- pielietojot sēdvirsmu galvanisko pārklājumu ar mīkstu metālu (kadmijs, varš, cinks).

Konstruējot uzspīles savienojumus, iespējams variēt ar izmēriem d , d_1 , d_2 un ℓ . Lai samazinātu savienojuma masu, ieteicams pieņemt $d_2 \leq 1,8d$, bet savienojuma nestspēju kāpināt ar salāgojuma garuma ℓ palielināšanu. Minimālo salāgojuma garumu pieņem $\ell_{\min} = a \cdot d^{2/3}$,

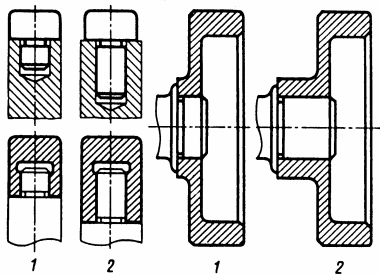
kur d – salāgojuma diametrs, mm;

a – koeficients,

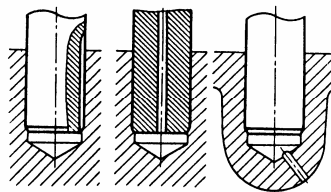
$$a = \begin{cases} 4 & \text{- tēraudam;} \\ 5 & \text{- čugunam;} \\ 6 & \text{- vieglajiem sakausējumiem.} \end{cases}$$

Konstruējot uzspīles savienojumus ar mazu noslogojumu, nenozīmē, ka drīkst pieņemt mazu salāgojuma garumu un plānsieniņu detaļu (7.20. att.). Šādi savienojumi ātri zaudē darbību.

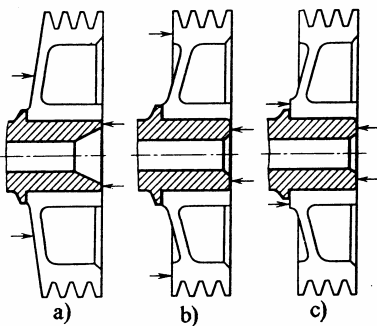
Iepresējot detaļu necaurejošā urbumā, jāparedz gaisa izplūdes iespēja (7.21. att.).
Konstruējot jāparedz arī savienojuma demontāžas iespēja (7.22. att.).



7.20. Uzspīles savienojumi:
1 – nepareiza konstrukcija; 2 – pareiza konstrukcija.



7.21. Gaisa izplūdes iespēja iepresējot detaļu necaurejošā urbumā.



7.22. att. Demontāžas nodrošinājums:
a un b – neveiksmīgs risinājums; c – pareizs risinājums.

IZJAU CAMIE SAVIENOJUMI

8. SKRŪVES SAVIENOJUMI

Skrūve ir visplašāk lietotais mašīnu elements divu vai vairāku mašīndaļu izjaucamai savienošanai. Skrūves pielieto arī mašīndaļu regulēšanai – iestatīšanai, mērīšanai un spriegošanai. Sastiprināšanas skrūves uzņem ārējo slodzi un skrūve un uzgrieznis paliek relatīvi nekustīgi. Ja darba laikā skrūve un uzgrieznis atrodas relatīvā kustībā, tad veidojas skrūves pāris, kas pārvērš rotācijas kustību virzes kustībā. Šādas skrūves sauc par darba skrūvēm, kas iedalāmas slogskrūvēs (domkratos, presēs) un kustības skrūvēs (piemēram, vadskrūves virpās).

Skrūves (vītnes) savienojuma **priekšrocības** ir šādas:

1. Iespēja savienojumu atkārtoti izjaukt un salikt. Nav nepieciešamas īpašas montāžas – demontāžas iekārtas.
2. Precīzi nodrošināms savienojuma nepieciešamais ciešums, piemēroti izvēloties vītnes sēžu.
3. Vienkārša vītnes izgatavošanas tehnoloģija, piemērota masveida ražošanai (piemēram, ievelmēšana, frēzēšana u.c.).
4. Piemērota materiāla un atbilstoša konstruktīvā izveidojuma savienojums var darboties dažādā temperatūrā.
5. Skrūves, uzgriežņi, paplāksnes, kā arī vītne, ir plaši standartizēti elementi. Nav nepieciešama vītņoto detaļu un pārējā aprīkojuma konstruēšana.
6. Sastiprinošās vītnes pie maza aploces spēka attīsta lielu aksiālu spēku, izmantojot slīpās plaknes principu.

Trūkumi:

1. Pie dinamiska slogojuma iespējami vītņoto detaļu materiāla noguruma lūzumi sakarā ar lielu spriegumu koncentrāciju vītņēs.
2. Pie dinamiska slogojuma un vibrācijām, kā arī temperatūras deformācijām, pastāv priekšlodzes mazināšanās iespēja, kas rada vītņu savienojuma pašatskrūvēšanos.

3. Nepieciešamais pievilkšanas moments ir tieši proporcionāls vītnes diametra kubam (d^3). Maza diametra skrūves ($< M6$) pievelkot var viegli pārraut, bet liela diametra ($> M16$) skrūves grūti pietiekoši pievilkt ar uzgriežņu atslēgai pielikto rokas spēku. Skrūvi M8 ar rokas spēku var pievilkt līdz $120 \% \sigma_T$, M16 – $80 \% \sigma_T$, bet M24 – $60 \% \sigma_T$ (šeit σ_T – materiāla tecēšanas robeža). Daudzskrūvju savienojumā visas skrūves jāpievelk vienādi, citādi vieglmetāla konstrukcijas var samesties.
4. Skrūvju savienojumi ir dārgāki par kniežu un metinātiem savienojumiem.

Atzīmētie trūkumi ir nosacīti. Ar dažādiem konstruktīviem un tehnoloģiskiem paņēmieniem iespējams mazināt minēto faktoru negatīvo ietekmi.

Atkarībā no vītņu pielietojuma tām uzstāda pašbremzēšanās, lietderības koeficienta vai spēka pārnese attiecības ierobežojošās prasības.

8.1. Vītņu veidi

Metriskās vītnes parametri parādīti 8.1. attēlā.

Vītnes veidu noteic tās **profils**, kas ir ģeometriskā figūra, ko iegūst, vītņi aksiāli pāršķeļot. Vītnes profili ir trijstūris, taisnstūris un trapece – vienādsānu un nevienādsānu.

Ja skrūves kāta diametrs ir vienāds ar vītnes ārējo diametru (8.1.att., a), tad tādas skrūves sauc par **stingām** skrūvēm. Ja kāta diametrs d_T ir mazāks par vītnes iekšējo diametru d_3 (parasti $d_T \approx 0,9d_3$, 8.1. att., d) tad tādas skrūves sauc par **elastīgām** skrūvēm. Atbilstoši vītnes diametriem d_s , d_3 , d_T un d (8.1. att.) aprēķina attiecīgos šķēluma laukumus (8.1. tab.).

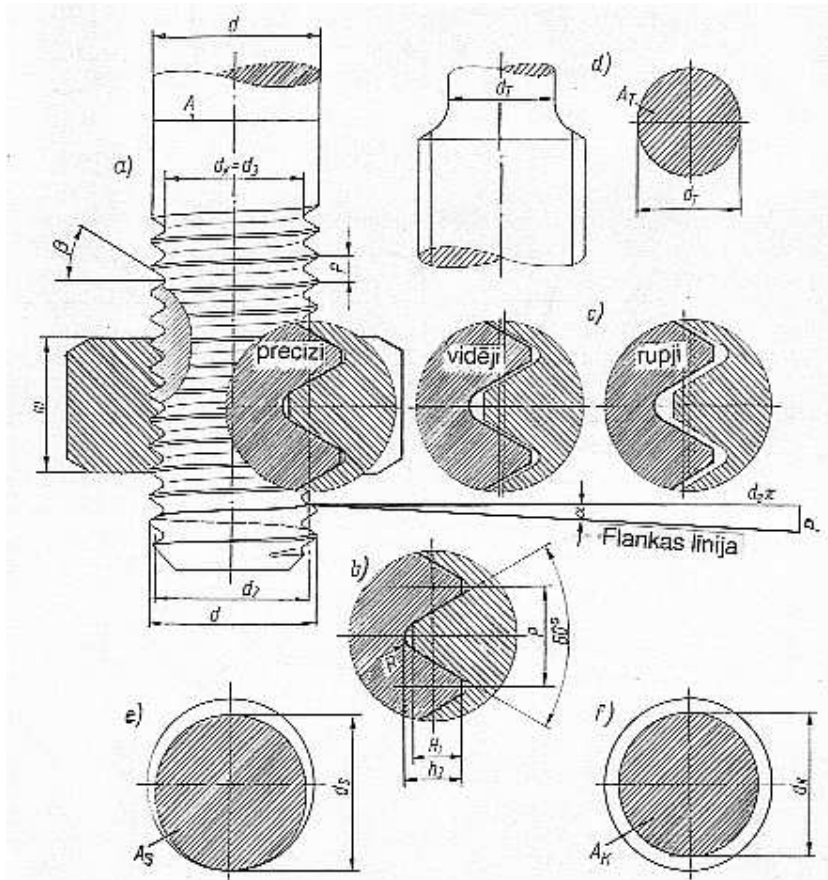
Metriskā pamatvītne dažkārt ir par rupju, piemēram, dobu plānsienu un īsu detaļu savienošanai, kad detaļas šķēlums ir vājināts vai vijumu skaits ir nepietiekošs. Metriskais smalkvītnei salīdzinājumā ar pamatvītņi ir mazāks solis un līdz ar to mazāks vītnes dziļums h_3 , bet lielāks šķēluma laukums (8.1. tab.).

Pie vītnes parametriem pieder arī vītnes kāpes leņķis, kurš ir atkarīgs no diametra. Aprēķinos lieto vidējo kāpes leņķi

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_h}{\pi d_2}, \quad (8.1)$$

kur P_h – vītnes kāpe.

Vairākgājienu vītnei $P_h = n \cdot P$, kur n – vītnes gājienu skaits. Viengājienu vītnei $P_h = P$.



8.1. att. **Metriskā vītne** (DIN 13):

- a – bultskrūves un uzgrieznis, iztatsnots vijums un kāta šķērsgriezuma laukums A ; b – vītnes profils; c – toleranču klases (precīza 4H, vai 5H/4h vai 4e; vidēja (6H/6g); rupja (7H/8g); d – elastīgas skrūves elements, šķērsgriezuma laukums A_T ; e – šķērsgriezuma laukums A_S spriegumu aprēķinam; f – serdes šķērsgriezuma laukums A_K .

Apzīmējumi attēlā: d – ārējais (nominālais) diametrs; P – vītnes kāpe; $d_2 = d - 0,64953P$ – vidējais diametrs; $H_1 = 0,54127P$ – vītnes darbīgais augstums; $R = 0,14434P$ – vītnes kājas noapaļojuma rādiuss; $\beta = 30^\circ$ – vītnes profila pusleņķis; $d_3 = d$

– $1,22687P$ – serdes diametrs; $h_3 = 0,61343P$ – vītnes dziļums; m – uzgriežņa augstums; $d_s = 0,5 (d_2 + d_3)$ – iekšējais diametrs; $d_T \approx 0,9 d_3$ – elastīgas skrūves kāta diametrs.

8.1. tabula

Metriskās vītnes izmēri un šķēluma laukumi (DIN 13)

P a m a t v ī t n e											
1. rinda	2. rinda	3. rinda	P mm	d ₂ mm	A mm ²	d _s mm	A _s mm ²	d _k mm	A _K mm ²	d _T mm	A _T mm ²
M4			0,7	3,545	12,6	3,343	8,78	3,141	7,75	2,8	6,1
	M4,5		0,75	4,013	15,9	3,797	11,3	3,580	10,0	3,2	8,0
M5			0,8	4,480	19,6	4,250	14,2	4,019	12,7	3,6	10,2
M6			1,0	5,350	28,3	5,062	20,1	4,773	17,9	4,3	14,5
		M7	1,0	6,350	38,5	6,062	28,9	5,773	26,2	5,2	21,2
M8			1,25	7,188	50,3	6,827	36,6	6,466	32,8	5,8	26,4
		M9	1,25	8,188	63,6	7,827	48,1	7,466	43,8	6,7	35,2
M10			1,5	9,026	78,5	8,593	58,0	8,160	52,3	7,3	41,9
		M11	1,5	10,026	95,0	9,593	72,3	9,160	65,9	8,2	52,8
M12			1,75	10,863	113	10,358	84,3	9,853	76,3	9	63,6
	M14		2,0	12,701	154	12,124	115	11,546	105	10	78,5
M16			2,0	14,701	201	14,124	157	13,546	144	12	113
	M18		2,5	16,376	254	15,655	192	14,933	175	13	133
M20			2,5	18,376	314	17,655	245	16,933	225	15	177
	M22		2,5	20,376	380	19,655	303	18,933	282	17	227
M24			3,0	22,051	452	21,185	352	20,319	324	18	254
	M27		3,0	25,051	573	24,185	459	23,319	427	21	346
M30			3,5	27,727	707	26,717	561	25,706	519	23	415

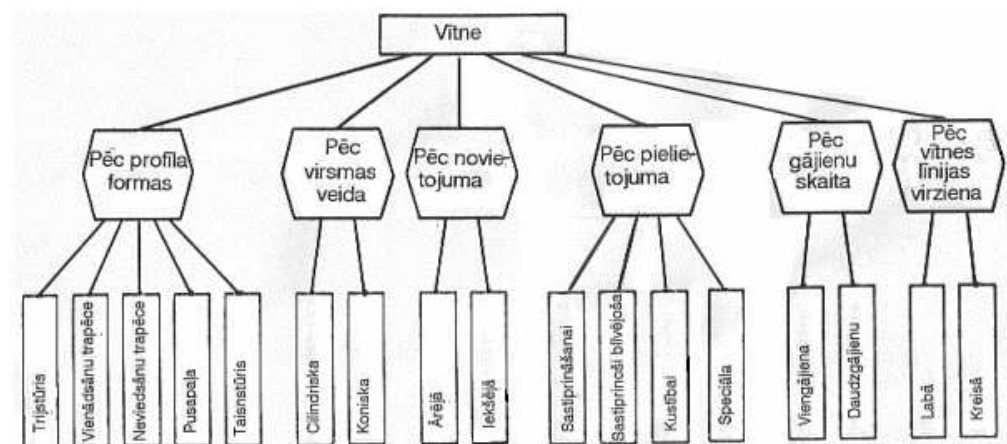
8.1. tabulas turpinājums

S m a l k v ī t n e										
1. rinda	2. rinda	3. rinda	d ₂ mm	A mm ²	d _S mm	A _S mm ²	d _k mm	A _K mm ²	d _T mm	A _T mm ²
M8x1			7,350	50,3	7,061	39,2	6,773	36,0	6,0	28,3
M10x0,75			9,513	78,5	9,296	67,9	9,080	64,7	8,2	52,8
x1,25			9,188	78,5	8,827	61,2	8,466	56,3	7,6	45,4
M12x1			11,350	113	11,061	96,1	10,773	91,1	9,7	73,9
x1,25			11,188	113	10,827	92,1	10,466	86,0	9,4	69,4
	M14x1		13,350	154	13,061	134	12,773	128	11,5	104
	x15		13,026	154	12,593	125	12,160	116	11	95
		M15x1	14,350	177	14,061	155	13,773	149	12,5	123
M16x1			15,350	201	15,061	178	14,773	171	13	133
x1,5			15,026	201	14,593	167	14,160	157	12,5	123
		M17x1	16,350	227	16,061	203	15,773	195	14	154
	M18x1		17,350	254	17,061	229	16,773	221	15	177
	x1,5		17,026	254	16,593	216	16,160	205	14,5	165
M20x1			19,350	314	19,061	285	18,773	277	17	227
x1,5			19,026	314	18,593	271	18,160	259	16	201
	M22x1		21,350	380	21,061	348	20,773	339	18,5	269
	x1,5		21,026	380	20,593	333	20,160	319	18	254
M24x1,5			23,026	452	22,593	401	22,160	386	20	314
x2			22,701	452	22,123	384	21,546	365	19	283
		M25x1,5	24,026	491	23,593	437	23,160	421	20,5	330
	M27x1,5		26,026	573	25,593	514	25,160	497	22,5	398
	x 2		25,701	573	25,123	496	24,546	479	22	380
M30x1,5			29,026	707	28,593	642	28,160	623	25	491
x 2			28,701	707	28,123	621	27,546	596	24,5	471

Piezīme. Priekšroka dodama 1. rindas vītņēm $d_k = d_3$.

Vītņes veidu nosaka vītņes profils (8.3. att.). Profila izvēle ir atkarīga no vairākiem faktoriem (piemēram, no stiprības, tehnoloģiskuma, berzes spēka vītņē). Sastiprināšanas vītnei jābūt ar augstu stiprību un lielu berzes spēku vītņē, kas kavē uzgriežņa pašatskrūvēšanos.

Skrūves mehānismā (pārvadā) vītnei jābūt ar mazu berzes spēku, lai paaugstinātu mehānisma lietderības koeficientu un mazinātu vijumu nodilumu. Vītņu klasifikācija parādīta 8.2. attēlā.



8.2. att. Vītņu klasifikācijas shēma.

Visi skaitliskie dati par standartizētām vītnēm ietverti tabulās un atrodami rokasgrāmatās.

Aplūkosim plašāk lietojamās vītnes.

8.1.1. Sastiprinošās vītnes

Metriskā pamatvītne un smalkvītne. Teorētiskais profils – vienādmalu trijstūris ar nošķeltu virsotni un profila leņķi 60° (8.1. att., b; 8.1. tab.).

Metrisko pamatvītņi (DIN13, T1) pielieto sastiprināšanas skrūvēm. Vītne ir izturīga (parasti $8 \leq d/P \leq 9$) un pietiekoši ilgizturīga (vītnes kājas noapaļojuma rādiuss $r = H/6$, kas mazina spriegumu koncentrāciju).

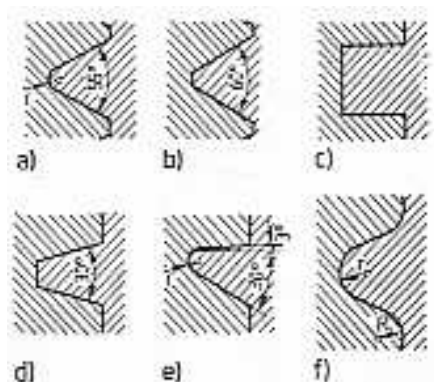
Metriskā smalkvītne (DIN13, T2 līdz T11 un T21 līdz T27) ir ar mazāku soli un augstumu. Smalkvītņi parasti pielieto augsti slogotām un sīkām detaļām (aviācijā, precīzos mehānismos, elektriskās mašīnās u.c.).

Korķskrūvēm un eļļošanas nipeļiem pielieto konisku metrisko vītņi (DIN158) ar profila leņķi 60° un koniskumu 1:16.

8.1.2. Sastiprinoši blīvējošās vītnes (8.2. tab.)

Cilindriskā cauruļvītne (8.3. att., a, 8.3. tab.). Cilindriskā cauruļvītne ir smalkvītne collu sistēmā; to lieto cauruļu (ūdens, gāzes) savienojumos cauruļu armatūrā un fitingos (DIN ISO 228). Cauruļvītnes klasificē pēc caurules iekšējā diametra. Vītnes profila leņķis $2\beta = 55^\circ$. Vitvorta – cauruļvītne (DIN 2999 un DIN 3858), ko pielieto nelieliem spiedieniem, ir ar cilindrisku iekšējo un konisku ārējo vītņi.

Pievelkot detaļu ar konisko vītņi, iespējams kompensēt vītnes nodilumu un iegūt vajadzīgo uzspīli. Bez tam, šīs vītnes nadošina ātru saskrūvēšanu un atskrūvēšanu.



8.3. att. **Vītņu profili** (parādīts bez spraugas):

a – Vitvorta vītne; b – metriskā vītne;
c – taisnstūra vītne; d – trapecvītne;
e – atturvītne; f – apaļvītne.

8.2. tabula

Vītnes caurulēm, fitingiem un cauruļu armatūrai

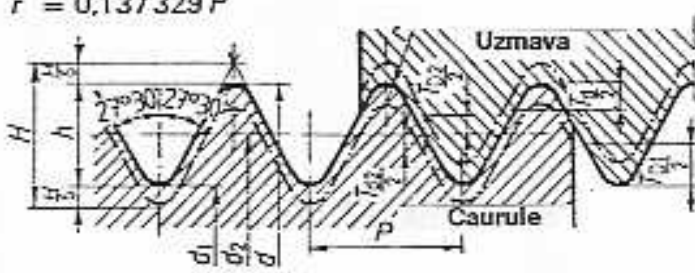
Vītnes nosaukums	Profila skice	Apzīmējums	Apzīmējuma piemērs	Vītnes diametrs	Standarts	Pielietojums
Cilindriska Vitvorta cauruļvītne		G	G $1\frac{1}{2}$ A G $1\frac{1}{2}$ B	$\frac{1}{16}$ līdz 6	DIN ISO 228 T1	Ārējā vītne cauruļu savienojumos
			G $1\frac{1}{2}$			Iekšējā vītne cauruļu savienojumos
Cilindriskā iekšējā cauruļu Vitvorta vītne		R	DIN 2999-Rp $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{16}$ līdz 6	DIN 2999 T1	Caurulēm un fitingiem
			DIN 3858 – R $\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$ līdz $1\frac{1}{2}$	DIN 3858	Cauruļu savienošanai
Koniska cauruļu ārējā		R	DIN 2999 – R $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{16}$ līdz 6	DIN 2999 T1	Caurulēm un fitingiem
Vitvorta vītne			DIN 3858 – R $\frac{1}{8}$ - 1	$\frac{1}{8}$ līdz $1\frac{1}{2}$	DIN 3858	Cauruļu savienošanai

Koniskā cauruļvītne (8.4. tab.) Koniskā vītne nodrošina savienojumos blīvumu (piemēram, cauruļvados, armatūras pieslēgumos, degvielas un eļļas tvertnēs, karburatoros u.c.) bez īpašiem blīvējumiem. Vītnes konusa virsotnes leņķis ir $3^{\circ}35'$ un koniskums 1:16. Vītnes profila leņķis $2\beta = 55^{\circ}$, profila bisektrise stateniska konusa asij, kas ļauj konisko vītņi lietot kopā ar cilindrisko. Vītnes pamatparametrs – caurules iekšējais diametrs ir izteikts collās.

Vītne (DIN 2999 T1) blīvējošo spēju iegūst saskrūvējot konisku ārējo vītņi ar cilindrisku iekšējo vītņi. Standarts DIN ISO 228 T1 paredz kā iekšējo, tā arī ārējo vītņi cilindrisku, kas negarantē vītnes pašblīvēšanas spēju.

8.3. tabula

Vitvorta cilindriskā iekšējā un ārējā cauruļvītne (DIN ISO 228 T1)

$H = 0,960491 P$ $h = 0,640327 P$ $r = 0,137329 P$ 						
Apzīmējums (collas)	Izmēri, mm				Vijumu skaits uz 1", z	Vītnes dziļums, h
	ārējais $d = D$	vidējais $d_2 = D_2$	iekšējais $d_1 = D_1$	Kāpe, P		
$G \frac{1}{16}$	7,723	7,142	6,561	0,907	28	0,581
$G \frac{1}{8}$	9,728	9,147	8,566	0,907	28	0,581
$G \frac{1}{4}$	13,157	12,301	11,445	1,337	19	0,856
$G \frac{3}{8}$	16,662	15,806	14,950			
$G \frac{1}{2}$	20,955	19,793	18,631	1,814	14	1,162
$(G \frac{5}{8})$	22,911	21,749	20,587			
$G \frac{3}{4}$	26,441	25,279	24,117	2,309	11	1,479
$(G \frac{7}{8})$	30,201	29,039	27,877			
$G 1$	33,249	31,770	30,291			
$(G 1 \frac{1}{8})$	37,897	36,418	34,939			
$G 1 \frac{1}{4}$	41,910	40,431	38,952			
$(G 1 \frac{3}{8})$	44,323	42,844	41,365			
$G 1 \frac{1}{2}$	47,803	46,324	44,845			
$(G 1 \frac{3}{4})$	53,746	52,267	50,788			
$G 2$	59,614	58,135	56,656			

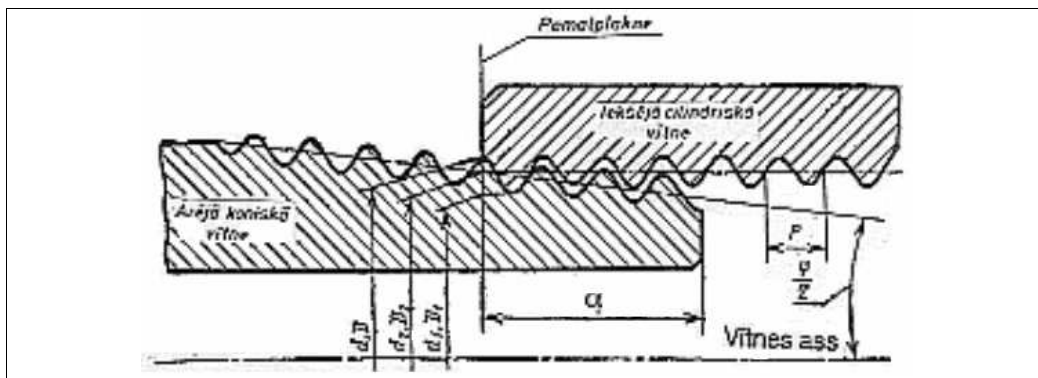
8.3. tabulas turpinājums

Apzīmējums (collas)	Izmēri, mm				Vijumu skaits uz 1 ^{//} , z	Vītnes dziļums, h
	Vītnes diametrs					
	ārējais d = D	vidējais d ₂ = D ₂	iekšējais d ₁ = D ₁	Kāpe, P		
(G 2 ¹ / ₄)	65,710	64,231	62,752	2,309	11	1,479
G 2 ¹ / ₂)	75,184	73,705	72,226			
(G 2 ³ / ₄)	81,534	80,055	78,576			
G 3)	87.884	86.405	84.926			

Piezīmes. 1. Vītne nav pašblīvējoša. 2. Vītņi lieto vecās vītnes (DIN 259 T1) vietā. 3. Vītņi drīkst slogot tikai aksiāli. 4. Vītnes apzīmējumā norādītais skaitlis atbilst caurules (piemēram, DIN 2440) iekšējām diametram. 5. Apzīmējuma piemērs: iekšējā vītne ISO 228/1 – G 1 ½; ārējā vītne ISO 228/1 – G 1 ½ A vai ISO 228/1 – G 1 ½ B, kur A un B apzīmē ārējās vītnes precizitātes klasi. 6. Tabula ir saīsināta.

8.4. tabula

Vitvorta koniska ārējā un cilindriskā iekšējā cauruļu vītne (DIN 2999)



Apzīmējums (collas)	Caurules (DIN2440) iekšējais diametrs, mm	Atstatums α līdz pamatplaknei		Vītnes diametri pamatplaknē				Izman- tojamais vītnes garums ℓ_1	Ar darba rīku ieskrūvējamais vidējais vītnes garums		Iekšējās vītnes diametra robežno- virze $\pm$
		a	$\pm a$	ārē- jais $d = D$	vidē- jais $d_2 = D_2$	iekšē- jais $d_1 = D_1$	Vijumu skaits uz 1"		$\approx b$	Viju mu skaits	
R 1 ¹ / ₁₆	3	4,0	0,9	7,723	7,142	6,561	28	6,5	2,5	2 ³ / ₄	0,071
R 1 ¹ / ₈	6	4,0	0,9	9,728	9,147	8,566	28	6,5	2,5	2 ³ / ₄	0,071
R 1 ¹ / ₄	8	6,0	1,3	13,157	12,301	11,445	19	9,7	3,7	2 ³ / ₄	0,104
R 3 ¹ / ₈	10	6,4	1,3	16,662	15,806	14,950	19	10,1	3,7	2 ³ / ₄	0,104
R 1 ¹ / ₂	15	8,2	1,8	20,955	19,793	18,631	14	13,2	5,0	2 ³ / ₄	0,142
R 3 ¹ / ₄	20	9,5	1,8	26,441	25,279	24,117	14	14,5	5,0	2 ³ / ₄	0,142
R 1	25	10,4	2,3	33,249	31,770	30,291	11	16,8	6,4	2 ³ / ₄	0,180
R 1 ¹ / ₄	32	12,7	2,3	41,910	40,431	38,952	11	19,1	6,4	2 ³ / ₄	0,180

8.4. tabulas turpinājums

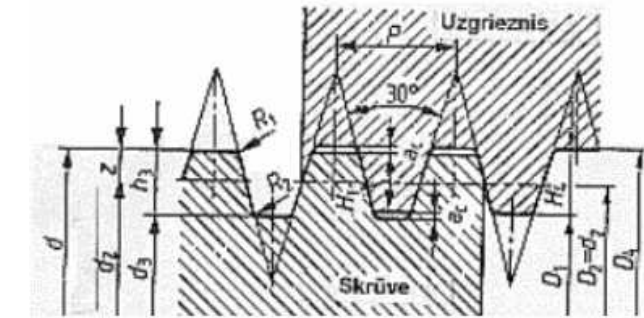
Apzīmējums (col-lās)	Caurules (DIN2440) iekšējais diametrs, mm	Atstatums α līdz pamatplaknei		Vītnes diametri pamatplaknē				Izman- tojamais vītnes garums ℓ_1	Ar darba rīku ieskrūvējamais vidējais vītnes garums		Iekšējās vītnes diametra robežno- virze $\pm$
		a	$\pm a$	ārē- jais $d=D$	vidē- jais $d_2=D_2$	iekšē- jais $d_1=D_1$	Vijumu skaits uz l''		$\approx b$	Viju mu skaits	
R 1 $\frac{1}{2}$	40	12,7	2,3	47,803	46,324	44,845	11	19,1	6,4	2 $\frac{3}{4}$	0,180
R 2	50	15,9	2,3	59,614	58,135	56,656	11	23,4	7,5	3 $\frac{1}{4}$	0,180
R 2 $\frac{1}{2}$	65	17,5	3,5	75,184	73,705	72,226	11	26,7	9,2	4	0,217
R 3	80	20,6	3,5	87,884	86,405	84,926	11	29,8	9,2	4	0,217
R 4	100	25,4	3,5	113,030	111,551	110,072	11	35,8	10,4	4 $\frac{1}{2}$	0,217
R 5	125	28,6	3,5	138,430	136,951	135,472	11	40,1	11,5	5	0,217
R 6	150	28,6	3,5	163,830	162,351	160,872	11	40,1	11,5	5	0,217

8.1.3. Sloga un kustības skrūvju vītnes

Trapecvītne (DIN 103). Teorētiskais profils ir vienādsānu trijstūris ar nošķeltu virsotni un profila leņķi 30° (8.3. att., d.; 8.5. tab.).

8.5. tabula

Trapecvītnes (DIN 103 T2) galvenie parametri (izmēri mm)

 $D_3 = d - 2H_1 = d - P$ $H_1 = 0,5P$ $H_2 = H_1 + a_c = 0,5P + a_c$ $H_3 = H_1 + a_e = 0,5P + a_e$ $z = 0,25P = H_1/2$ $D_4 = d + 2a_c$ $d_3 = d - 2h_1$						
Nominālais diametrs d	Solis ¹⁾ P		Vidējais diametrs ²⁾ $d_2 = D_2$	Serdes diametrs ²⁾ d_3	Darbīgais augstums ²⁾ $H_1 = 0,5 \cdot P$	Serdes šķē- luma laukums ²⁾ A_3, mm^2
8	1,5		7,25	6,2	0,75	30,2
10	1,5	2	9	7,5	1	44,2
12	2	3	10,5	8,5	1,5	56,7
16	2	4	14	11,5	2	104
20	2	4	18	15,5	2	189

8.5. tabulas turpinājums

Nominālais diametrs d	Solis ¹⁾ P			Vidējais diametrs ²⁾ $d_2 = D_2$	Serdes diametrs ²⁾ d_3	Darbīgais augstums ²⁾ $H_1 = 0,5 \cdot P$	Serdes šķē- luma laukums ²⁾ A_3, mm^2
24	3	5	8	21,5	18,5	2,5	269
28	3	5	8	22,5	22,5	2,5	398
32	3	6	10	29	25	3	491
36	3	6	10	33	29	3	661
40	3	7	10	36,5	32	3,5	804
44	3	7	12	40,5	36	3,5	1018
48	3	8	12	44	39	4	1195
52	3	8	12	48	43	4	1452
60	3	9	14	55,5	50	4,5	1963

Piezīmes. 1) vidējai soļu rindai dodama priekšroka. 2) parametri atbilsts vidējai soļu rindai. Tabula ir saīsināta.

Trapecvītņi pielieto darba (kustības, celšanas) skrūvēs (virpas vadskrūve, pressēs, ventīļos u.c.). Vītne neuzņem šķērsslodzi. Daudzgājienu vītne nav pašbremzējoša, tās lietderības koeficients ir augstāks.

Atturvītne (zāģvītne, 8.3. att., e; 8.6. tab.). Profils ir nevienādsānu trapece, ko iegūst no teorētiska trijstūra profila ar virsotnes leņķi 30° , bet praktiski ar leņķi 33° , jo atbalsta flanks slīpums ir 3° . Pielieto slogskrūvēm darbos, kur jāattīsta liels spiediens vienā virzienā (piemēram, spiednēs, presēs, kravu kāšos u.c.).

Atturvītne centrējas pa ārējo diametru ($H/8$). Hidrauliskām presēm pielieto atturvītņi (DIN 2781) ar profila leņķi 45° un slodzi uzņemošo flanku, kura ir perpendikulāra skrūves asij. Šajā gadījumā uzgrieznis neslogojas radiālā virzienā.

Pie kustības skrūvēm pieder arī taisnstūra vītne (8.3. att., c), bet to maz pielieto un tā nav standartizēta.

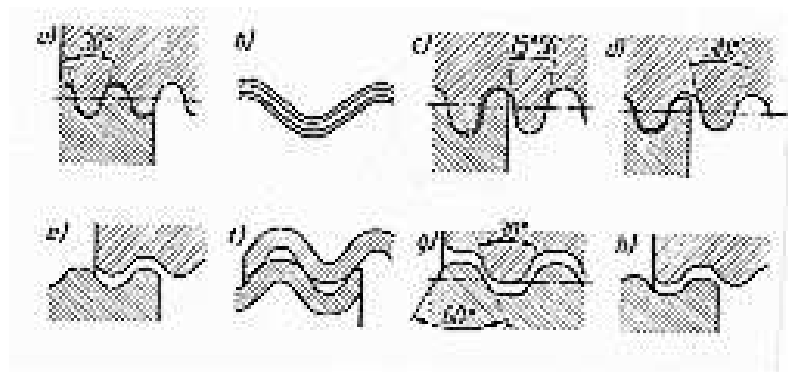
Atturvītnes (DIN 513 T2) galvenie parametri (izmēri mm)

					$H_1 = 0,75 P$ $h_3 = H_1 - a_c = 0,86777 P$ $a = 0,1 \sqrt{P}$ $a_c = 0,11777 P$ $w = 0,26384 P$ $e = 0,26384 P - 0,1 \sqrt{P} = w - a$ $R = 0,12427 P$ $D_1 = d - 2 H_1 = d - 1,5 \cdot P$ $d_3 = d - 2 h_3$ $d_2 = D_2 = d - 0,75 P$					
Nominālais diametrs		P	d ₂	d ₃	P	d ₂	d ₃	P	d ₂	d ₃
1	2									
8	9				1,5	7,25	6,2			
						2	8,0	6,5	1,5	8,25
10					2	9,0	7,5	1,5	9,25	8,2
12	11	3	9,5	7,5	2	10	8,5			
	14				3	10,5	8,5	2	11,0	9,5
16	18				3	12,5	10,5	2	13,0	11,5
					4	14,0	11,5	2	15,0	13,5
18					4	16,0	13,5	2	17,0	15,5
					4	18,0	15,5	2	19,0	17,5
24	22	8	18,0	13,0	5	19,5	16,5	3	20,5	18,5
		8	20,0	15,0	5	21,5	18,5	3	22,5	20,5
	26	8	22,0	17,0	5	23,5	20,5	3	24,5	22,5
28	30	8	24,0	19,0	5	25,5	22,5	3	26,5	24,5
		10	25,0	19,0	6	27,0	23,0	3	28,5	26,5
32		10	27,0	21,0	6	29,0	25,0	3	30,5	28,5
36	34	10	29,0	23,0	6	31,0	27,0	3	32,5	30,5
		10	31,0	25,0	6	33,0	29,0	3	34,5	32,5
	38	10	33,0	27,0	7	34,0	30,0	3	36,5	34,5
40	42	10	35,0	29,0	7	36,5	32,0	3	38,5	36,5
		10	37,0	31,0	7	38,5	34,0	3	40,5	38,5
44		12	38,0	31,0	7	40,5	36,0	3	42,5	40,5
48	46	12	40,0	33,0	8	42,0	37,0	3	44,5	42,5
		12	42,0	35,0	8	44,0	39,0	3	46,5	44,5
	50	12	44,0	37,0	8	46,0	41,0	3	48,5	46,5

Piezīmes. 1. Tabulā norādīti parametri viengājiena vītnem. 2. Tabula ir saīsināta.

8.1.4. Speciālas vītnes

Apaļvītne (8.3. att., f). Apaļvītne ir pārveidota trapecvītne, tās virsotne un kāja ir noapaļota ar lielu rādiusu. Pielieto savienojumos, kas atrodas kustībā ar bieziem pārtraukumiem, kā arī apstākļos, kad var rasties abrazīvais nodilums (darbs netīrā vidē, piemēram, cauruļvadu armatūrā - (ventiļos, aizbīdņos, ūdens krānos), vagonu sakabēs u.c. (8.4. att.). Apaļvītne piemērota velmēšanai uz plānsienu caurulēm.



8.4. att. **Apaļvītnes:**

a – vispārīgās nozīmes (DIN 405); ar lielu vijuma darbīgo augstumu (DIN 20400); kravas kāšiem (DIN 15403); b – detaļām no skārda (DIN 7273); c – sliežu ceļu ritošajam sastāvam (DIN 262); d – sliežu ceļu ritošajam sastāvam (DIN 264); e – gāzmaskām (DIN 3182); f - spēkratiem (DIN 70156); g – stikla rezervuāros (DIN 168); h – elektroierīcēm (DIN 49689).

Pie **speciālām vītnēm** pieder pulksteņa vītne, okulāra vītne (gajienu skaits 1 ... 20), vītne skrūvēm no skārda (DIN 7975), koniskā apaļvītne (naftas vadiem) velosipēdiem (DIN 79012), gāzu ventiļiem (DIN 477 T1), kokskrūvju vītne (DIN 7998), vītne uzgriežnim ar lodītēm (nav standartizēta).

8.2. Vītņu savienojuma ciešums

Vītņu standartos norāda nominālos diametrus un profila leņķi. Šiem izmēriem ir noteiktas noviržu robežas – tolerances (pielaides), lai nodrošinātu vajadzīgo savienojuma ciešumu. Novirzes lielums noteic skrūves un uzgriežņa vijumu saskares

ciešumu – sēžu (ar uzspīli, pārejas, ar spēli). Galvenais parametrs, kas nosaka vītnes pāra sēžas raksturu ir vidējais diametrs.

Uzspīle savienojumos ir nepieciešama tapskrūvēm, kas ieskrūvējamas čuguna vai alumīnija sakausējuma detaļās. Mazatbildīgiem un bieži demontējamiem savienojumiem lieto sēžu ar spēli. Tāpat ar spēli izveido trapecveida darba skrūves, lai starp vītņu flankām saglabātos eļļas kārtiņa.

Uzgriežņu un skrūvju diametriem pielieto šādas precizitātes klases: $d - 4, 6, 8$; $d_2 - 4, 6, 7, 8$; $D_1 - 5, 6, 7$; $D_2 - 4, 5, 6, 7$. Diametriem d_1 un D pielaižu nenosaka. Diametru pielaižu atkarīga no precizitātes klases un vītnes soļa.

Vītņu pielaižu (DIN 13, T14, T15) nodrošina:

1. Vītņu savstarpējo apmaināmību.
2. Vēlamo vītņu salāgojuma ciešumu.
3. Vītņu savienojuma kvalitāti.
4. Vītņu savienojuma stiprību un nestspēju.
5. Vītņu ekonomisku izgatavošanu.

ISO standartu sistēmā vītņiem paredz šādas trīs toleranču klases: precīza, vidēja, vidēji rupja, rupja (8.1. att., c):

Toleranču klase	Precīza	Vidēja	Rupja
Skrūve	4 h	6h;6*g;6e;6d	8h; 8*g
Uzgrieznis	4H; 5H	5H6; H;6H*;6G	7H*; 7G

* - ieteicamais pielaižu lauks.

DIN 267 apzīmē skrūves un uzgriežņus pēc izgatavošanas kvalitātes (precizitātes) šādi:

- A** – (agrāk m – vidēji precīzi),
- B** – (agrāk mg – vidēji rupji),
- C** – (agrāk g – rupji),
- F** – (agrāk f – precīzi).

Biežāk pielieto A klasi.

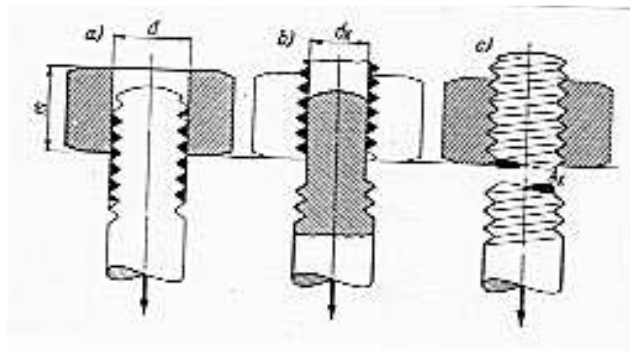
8.3. Materiāls

Sastiprināšanas skrūvju materiālam jābūt sīkstam ar dažādām stiprības un deformācijas īpašībām. Parasti pielieto oglekļa vai mazlēģētu tēraudu, kuram nav jāatbilst speciālām prasībām (piemēram, nav jābūt ar labu metināmību, korozijas noturību, temperatūras noturību virs 300 °C vai aukstlūstamību zem – 50 °C. Tēraudam jābūt ar labu aukstformēšanas spēju. Tērauda skrūvju stiprību norāda divi, ar punktu atdalīti, skaitļi (7.7. tab.). Pirmais skaitlis saistās ar materiāla minimālo stiepes stiprību σ_B : 1. skaitlis = $\frac{\sigma_B}{100}$. Piemēram stiprības klasei 8.8 skrūves materiāla minimālais graužošais stiepes spriegums būs: $\sigma_B = 8 \cdot 100 = 800$ MPa. Otrais skaitlis apzīmē desmitkārtīgu tecēšanas robežas σ_T un graužošā sprieguma σ_B attiecību: 2. skaitlis = $(\sigma_T/\sigma_B) \cdot 10$; no šejienes iepriekšējām piemēram $\sigma_T = \frac{\sigma_B}{10} \cdot 8 = 640$ MPa. Pirmā un otrā skaitļa reizinājums atbilst skrūves materiāla tecēšanas robežai σ_T dalītai ar skaitli desmit ($\sigma_T/10$): 1. skaitlis x, 2. skaitlis = $\sigma_T/10$; piemēram, $\sigma_T = (8 \cdot 8) \cdot 10 = 640$ MPa. Skrūves savienojuma iespējamie sagraušanas veidi pārslodzes rezultātā parādīti 8.5. attēlā.

Pirmie divi sagraušanas veidi iespējami tad, ja slodzi uzņemošo vijumu skaits ir pārāk mazs, respektīvi, uzgriežņa augstums m ir nepietiekošs. Pēc augstuma uzgriežņus iedala:

1. Uzgriežņi ar lielu nestspēju (augstums $m \geq$

$\geq 0,8d$ un atslēgas izmērs $S \geq 1,45d$). Uzgriežņu stiprības klasi apzīmē ar vienu skaitli (viencipara vai divciparu – 4 ... 14, 8.7. tab.), kurš apzīmē materiāla pārbaudes sprieguma vienu simto daļu: skaitlis = pārbaudes spriegumi MPa/100. Uzgriežņa



8.5. att. **Skrūves savienojuma sagraušanas veidi:**
 a – uzgriežņa vītnes norāvums; b – skrūves vītnes norāvums;
 c – skrūves pārrāvums.

materiāla pārbaudes spriegumi sakrīt ar skrūves minimālo stiepes stiprību σ_B . Šādi komplektējot skrūvi ar uzgriezni, uzgriežņa vītne netiks nocirpta. Tātad skrūves un uzgriežņa stiprības klasei ir jābūt vienādai.

8.7. tabula

Skrūvju un uzgriežņu stiprības klases (DIN ISO 898)

Skrūves stiprības klase		3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	8,8	10,9	12,9	14,9
Stiepes stiprība σ_B , MPa	min	340	400	400	500	500	600	800	1000	1200	1400
	max	490	550	550	700	700	800	1000	1200	1400	1600
Tecēšanas robeža σ_{T_2} , MPa		200	240	320	300	400	480	-	-	-	-
Tecēš. robeža pie paliekoš. deform. 0,2% $\sigma_{0,2}$, MPa		-	-	-	-	-	-	640	900	1080	1260
Cietība pēc Brineļa, HB	max	90	110	110	140	140	170	225	280	330	390
	min	150	170	170	215	215	245	300	365	425	-
Cietība pēc HRC	min	47	68	63	78	78	88	-	-	-	-
	max	82	88	88	97	97	102	-	-	-	-
Rokvela HRC	min	-	-	-	-	-	-	18	27	34	40
	max	-	-	-	-	-	-	31	38	44	49
Cietība pēc Vikersa HV30	min	90	110	110	140	140	170	225	280	330	400
	max	150	170	170	215	215	245	300	370	440	510
Relatīvais pagarinājums δ_5 , %		25	22	14	20	10	8	12	9	8	7
Skrūvju materiāls (piemēri)		S185 9S2	S 235 9 S20	C35 E295 35S20			C35 E295 10S20	C35 C45 34Cr4	41Cr4 34Cr-Mo4	42Cr-Mo4 30Cr-NiMo8	-
Uzgriežņa stiprības klase		4 (04, 11 H)			5 (0,5, 14 H)		6 (17H)	8 (22H)	10	12	14
Pārbaudes spriegums σ_L , MPa		400			500		600	800	1000	1200	1400
Uzgriežņu materiāls (piemēri)		S235 9S20			C35 E295		C35 E295	C35 C45 35s20	C45		-
Cietība pēc Brineļa HB		302			302		302	302	353	353	375
Cietība pēc Rokvela HRC		30			30		30	30	36	36	36

Piezīme. 1. Iekavās ietvertie skaitļi norāda uz uzgriežņiem ar ierobežotu vai nenormētu nestspēju. 2. Pēc ISO normām spriegumi σ_B un σ_T ir nedaudz lielāki, bet praktiski tas ir nenozīmīgi.

2. Uzgriežņi ar ierobežotu nestspēju ($m = 0,05d \dots < 0,8d$). Šādiem uzgriežņiem normētas tikai 04 un 05 stiprības klases (8.7. tab.). Nulle norāda uz to, ka vēl nesasniedzot pārbaudes spriegumu, uzgriežņa vītne tiks norauta.
3. Uzgriežņi ar nenormētu nestspēju. Šādu uzgriežņu stiprības klasi apzīmē ar skaitļa un burta kombināciju. Skaitlis apzīmē 1/10 daļu no minimālās cietības pēc Vikersa, bet burts H norāda uz vārdu „cietība”.

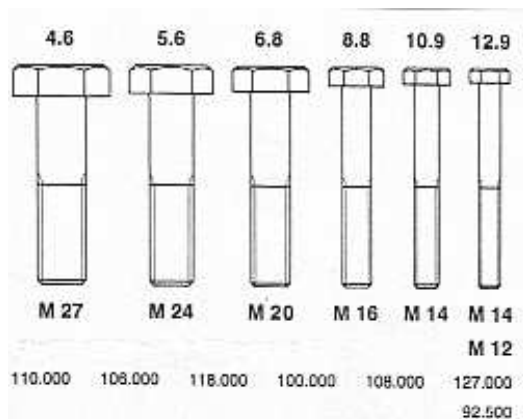
Skrūves ar lielāku stiprības klasi ir ar mazāku diametru. 8.6. attēlā parādītas skrūves ar apmēram vienādu nestspēju, bet dažādu vītnes diametru atkarībā no stiprības klases.

Stiprības klase norāda materiāla mehānisko raksturojumu jau izgatavotai skrūvei. Skrūves izgatavošanas procesā materiāla īpašības var izmainīties (piemēram, materiāla nostiprināšanās to deformējot aukstā veidā). Tāpēc ražotājs sākotnēji materiālu izvēlas ņemot vērā izgatavošanas tehnoloģiju (8.8. tab.).

8.8. tabula

Skrūvju un uzgriežņu materiāls

	Izgatavošanas tehnoloģija			Stiprības klase
	Karstformēšana	Aukstformēšana	Ar griešanu	
Skrūves	St 34	St 34	St 34 KG	3.6
	St 37, C 15	St 34, St 37	St 37 KG, 9 S 20 KG	4.6
	St 50, C 35	Cq 22, Cq 35	C 35 KG, 35 S 20 KG	5.6
			St 50 K, C 35 K	6.8
	C 35, C 45	Cq 35, Cq 45	C 35, C 45	8.8
	41 Cr 4	41 Cr 4		10.9
	42 Cr Mo 4	42 Cr Mo 4		12.9
Uzgriežņi	St 37		St 37 KG, 9 S 20 KG	4
	St 50, C 35		St 50 KG, 35 S 20KG	5
		Auksti sēdināmais tērauds	St 50 K, C 35 K	6
	C 35, C 45		C 35, C 45, 35 S 20	8

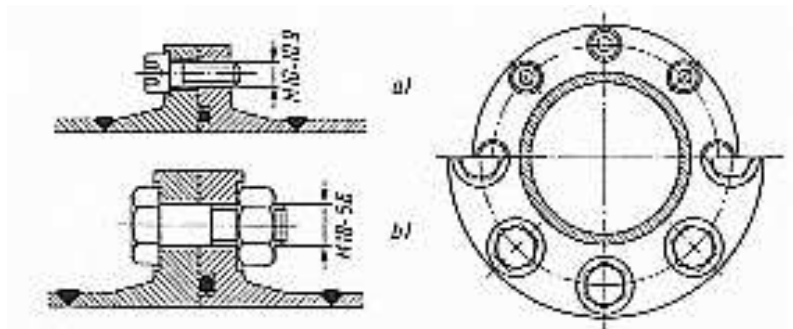


8.6. att. Vienādas nestspējas skrūvju diametra salīdzinājums atkarībā no stiprības klases (skaitļi norāda stiepes spēku skrūvē ņūtonos pie materiāla tecēšanas robežsprieguma $\sigma_{0.2}$).

iespējamo pašatskrūvēšanos.

Uzgriežņu augstumu ar smalkvītņi pieņem 1,3 reizes lielāku nekā uzgriežņiem ar pamatvītņi (ja $d/P = 15 \dots 20$ un $d = 15 \dots 40$ mm).

Lielākas stiprības skrūves un uzgriežņi ļauj samazināt skrūvju savienojuma svaru un izmērus (8.7. att.), bet iegūst praktisku vērtību tikai tad, ja uzgriežņa pievilkšanu var kontrolēt un noteikt, kad ir sasniegta vajadzīgā priekšslodze. Šādas skrūves jānodrošina arī pret



8.7. att. Svara un gabarītu samazinājums, pielietojot augstas stiprības skrūves: a – savienojums ar augstas stiprības skrūvēm; b – savienojums ar parastajām bultskrūvēm.

Augstām un zemām temperatūrām pielieto, piemēram, šādus materiālus:

≤ 300 °C: Materiāli no 8.7. tabulas.

≤ 400 °C : 24CrMo5
 ≤ 500 °C : 40CrMoV47

} karstumizturīgi materiāli.

$$\begin{aligned}
 & \left. \begin{aligned} & \leq 600\text{ }^{\circ}\text{C} : \text{X22CrMoV12 1} \\ & \leq 700\text{ }^{\circ}\text{C} : \text{NiCr20TiAl} \end{aligned} \right\} \text{sevišķi karstumizturīgi materiāli.} \\
 & \geq -50\text{ }^{\circ}\text{C} : \text{Materiāli no 8.7. tabulas.} \\
 & \left. \begin{aligned} & \geq -70\text{ }^{\circ}\text{C} : \text{26CrMo4} \\ & \geq -140\text{ }^{\circ}\text{C} : \text{12Ni19} \\ & \geq -250\text{ }^{\circ}\text{C} : \text{X12CrNi18 9} \end{aligned} \right\} \text{aukstumizturīgi materiāli.}
 \end{aligned}$$

Skrūvēm un uzgriežņiem pielieto arī misiņu, termoplastisku mākslīgo materiālu (piemēram, poliamīdu PA 66), kā arī lieto dažādus pārsegumus (aizsardzība pret koroziju). Ieteicamais ieskrūvēšanas dziļums norādīts 8.9. tabulā.

8.9. tabula

Ieteicamais minimālais ieskrūvējuma dziļums

Skrūves stiprības klase Attiecība d/P	8.8 < 9	10.9 ≥ 9 < 9	10.9 ≥ 9
	Ieskrūvējuma dziļums		
Leģējums ar alumīniju AlCuMg 1 F 40	1,1 d	1,4 d	-
Pelēkais čuguns GG-20	1,0 d	1,2 d	1,4 d
Tērauds St 37	1,0 d	1,25 d	1,4 d
Tērauds St 50	0,9 d	1,0 d	1,2 d
Tērauds C 45 V	0,8 d	0,9 d	1,0 d

Vieglmetālā un poliamīdā ieskrūvēšanas dziļumu pieņem 2,5 d (skrūves stiprības klase 3.6 ... 4.6). Dinamiskā slogojumā ieskrūvēšanas dziļumu palielina par 20 %.

8.4. Sastiprināšanas skrūvju, uzgriežņu un paplākšņu veidi

Skrūve – vispārīgs, kopīgs (ietver arī bultskrūvi un tapskrūvi) termins, kā arī ar specifisku nozīmi (skrūve, kas ieskrūvējama detaļā).

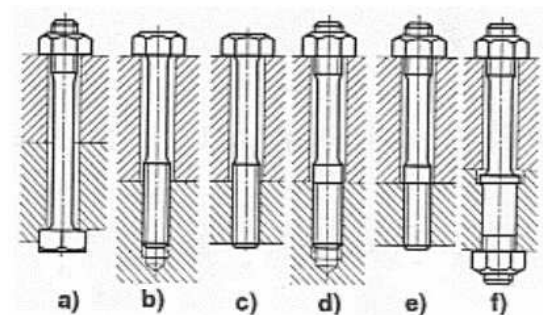
Sīks pārskats par skrūvēm, uzgriežņiem un pārējiem sastiprināšanas elementiem (paplākšnes u.c.) atrodams tehniskās rokasgrāmatās.

Četri galvenie mašīnbūvē lietojamo skrūvju veidi ir šādi:

1. **Bultskrūves.** Tās ir skrūves ar galvu un lieto kopā ar uzgriezni (8.8. att., a). Bultskrūves pielieto ja savienojamajās detaļās var izveidot caurejošu urbumu un bultskrūvi var iebīdīt tajā no viena gala, kā arī ja galvu var noturēt nekustīgi un nav kavēkļa uzgriežņa pagriešanai.

Savienojuma ar bultskrūvi galvenā priekšrocība ir tā, ka savienojamās detaļās nav jāveido vītne. Tas ir nozīmīgi gadījumos, kad detaļas materiāls nevar nodrošināt vītnes stiprību un ilgzturību.

2. **Galvskrūves.** Tā ir skrūve ar galvu (ieskrūvējama bultskrūve) ko lieto bez uzgriežņa (8.8. att., b un c). Uzgriežņa lomu pilda, piemēram, mašīnas korpuss, kurā izveidots vītņots urbums. Detaļa ar vītņoto urbumu jāizgatavo no materiāla, kas labi tur vītņi (piemēram, tērauds, titāna sakausējums, kaļamais vai augstas stiprības čuguns, bronza).



8.8. att. Galvenie sastiprināšanas skrūvju veidi:

a – bultskrūve; b un c – galvskrūve; d un e tapskrūve;
f – tapskrūve detaļā nostiprināta ar uzgriezni.

3. **Tapskrūves.** Tapskrūvi ar vienu galu ieskrūvē pamatnē kā uzgriezni (8.8. att., d un e) un šis savienojums paliek nekustīgs visā lietošanas laikā. Tapskrūves otrā galā skrūvē uzgriezni. Savienojumu ar tapskrūvēm parasti

pielieto gadījumos, ja kāda detaļa

vairākkārt jāpievieno un jāatvieno

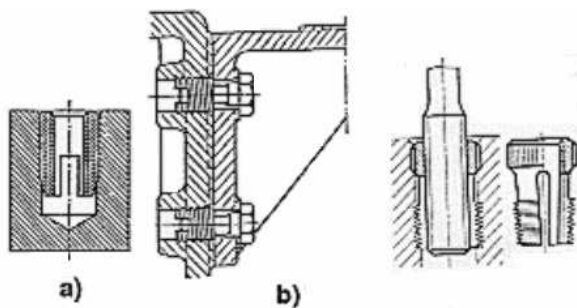
detaļām no mīksta (alumīnija un

magnija sakausējumi) vai trausla (pelēkais čuguns) materiāla, kā arī caurejošos un necaurejošos urbumos. Savienojuma montāžas un demontāžas īpatnība ir tā, ka detaļas vajag pārvietot perpendikulāri sadurai tapskrūves augstumā.

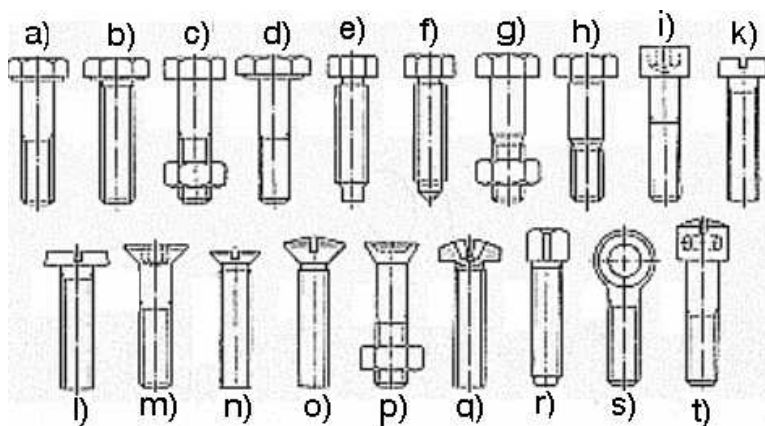
Galvskrūvju un tapskrūvju pielietojums ļauj dažādēt savienojamo detaļu konstrukciju (8.11. att.).

Vieglmetāla sakausējuma (alumīnija, magnija, cinka u.c.) detaļās pielieto vītņotas bukses no cietāka materiāla (8.9. att.).

Šādas bukses pielieto arī pelēkā čugunā, plastmasā un kokā. Vītņotas bukses lietošana vienkāršojas, ja urbumā nav iepriekš jāveido vītne. To panāk ar pašvītņojošām buksēm, kas urbumā pašas izveido vītņi (8.9. att., b). Daži galvskrūvju (bultskrūvju) veidi parādīti 8.10. attēlā.

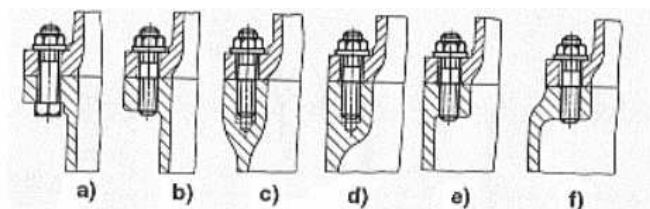


8.9. att. **Vītņotas bukses pielietošana:**
a – vītņota buksē ar ārējo un iekšējo vītņi; b – pašvītņojošas bukses pielietošana.



8.10. att. **Standartizētu galvskrūvju (bultskrūvju) veidi (iekavās norādīta izgatavošanas klase un stiprības klase):**

a – DIN 931 (A, B, 5.6, 8.8, 10.9); DIN 601 (C); DIN 960 (A, B, 5.6, 8.8, 10.9 – ar smalkvītņi); b – ar vītņi līdz galvai: DIN 933 (A, B, 5.6, 8.8, 10.9); DIN 558 (C, 3.6, 4.6); DIN 961 (A, B, 5.6, 8.8, 10.9 – ar smalkvītņi); c – DIN 7990 ar uzgriežņi, metālkonstrukcijām; d – DIN 6914 (C, 10.9), ar lielāku atslēgas izmēru, augsti spriegotiem savienojumiem metālkonstrukcijās; e – DIN 561 (A, 5.6, 5.8, 8.8), ar cilindrisku gala rēdzi, mazu seškanti un ar vītņi līdz galvai; f – DIN 564, ar pagarinātu galu, mazu seškanti un vītņi līdz galvai; g – DIN 7968, ielāgojamā bultskrūve, ar uzgriežņi, metālkonstrukcijām; h – DIN 609 (A, B, 5.6), ielāgojama bultskrūve ar garu vītņes daļu; DIN 610 ar īsu vītņes daļu; i – DIN 912 (A, 8.8), ar cilindrisku galvu un iekšējo seškanti: DIN 6912 (A, 8.8), ar zemu galvu, iekšējo seškanti un atslēgas vadotni; DIN 7984, ar zemu galvu; k – DIN 84 (A, 4.8, 5.8), ar cilindrisku galvu un rievu; l – DIN 85, ar plakanu galvu un rievu; m – DIN 7991, ar iegremdējamu galvu un iekšējo seškanti; n – DIN 963 (A, 4.8, 5.8), ar iegremdējamu galvu un rievu; o – DIN 964 (A, 4.7, 5.8), ar iegremdējamu lēcas veida galvu un rievu; p – DIN 7969, ar iegremdējamu galvu un rievu, ar vai bez uzgriežņa, metālkonstrukcijām; q – DIN 7985 (A, 4.8), ar lēcveida galvu un krustveida rievu; r – DIN 479 (A, 5.6, 5.8, 8.8), ar kvadrātveida galvu un cilindrisku gala pagarinājumu; s – DIN 444 (A, B, C), acsskrūve; t – DIN 404 (A, 5.8), ar krustveida urbumiem un rievu galvā.



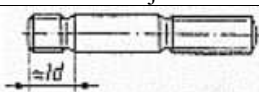
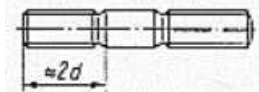
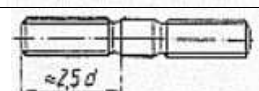
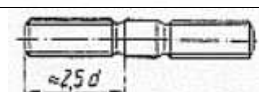
8.11. att. **Korpasa detaļas formas izmaiņas iespējas lietojot galvskrūves un tapskrūves:**

a – savienojums ar bultskrūvi; b – detaļas ar atloku ; c - f – detaļu formas izmaiņa (palielinās stingums).

Mīksta materiāla korpusā starp tapskrūvi un korpusu pielieto vītņotu tērauda buksi. Dažu veidu tapskrūves parādītas 8.10. tabulā.

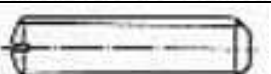
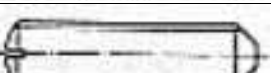
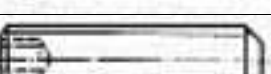
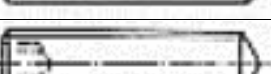
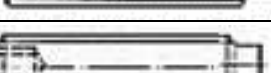
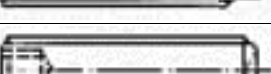
8.10. tabula

Tapskrūvju raksturojums

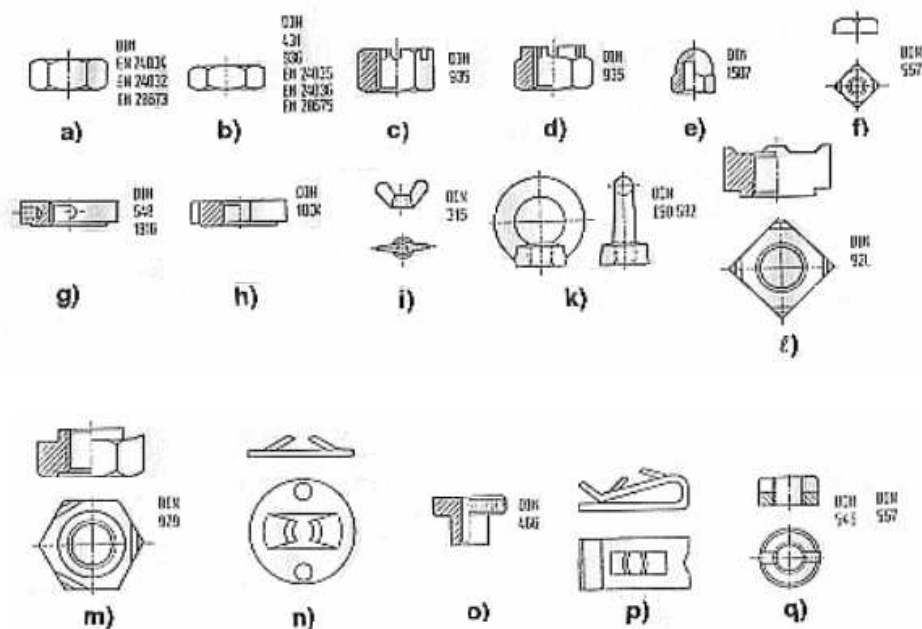
DIN	Konstruktīvais izveidojums	Toleranču klase	Izmēri	Stiprības klase	Piezīmes
938		A	M3 - M52	5.6, 8.8, 10.9	Tēraudam
939		A	M3 - M52	5.6, 8.8, 10.9	Čugunam
835 836		A	M8x1 – M20x1,5	5.6, 5.8, 8.8	Alumīnija sakausējumam
940		A	M3 - M52	5.6, 5.8, 8.8	Vieglmetālam

4. **Sprostskrūves.** Sprostskrūves (vai ieregulēšanas skrūves) nepieļauj savienojamo detaļu patvaļīgu pārbīdi un uzņem bīdes spēku. Atšķirībā no vispārīgās nozīmes galvskrūvēm, sprostskrūves neslogojas stiepē, bet gan spiedē un pārnēs spēku no detaļas, kurā ir vītne, uz salāgto detaļu nevis ar galvas starpniecību, bet gan ar galu. Sprostskrūves ir īsas un parasti ar vītņi visā garumā (8.11. tab.). Skrūves gala forma ir plakana, cilindriska, koniska vai ar iedobumu. Nekustīgu detaļu savienojumā, skrūves galvu veido kvadrātisku, sešskaldņu vai cilindrisku. Kvadrātiska galva ļauj pārvadīt lielāku griezes momentu un samazina skaldņu nolietojumu pie biežas skrūvēšanas (piemēram, metālapstrādes darbgaldos).

Sprostskrūvju raksturojums

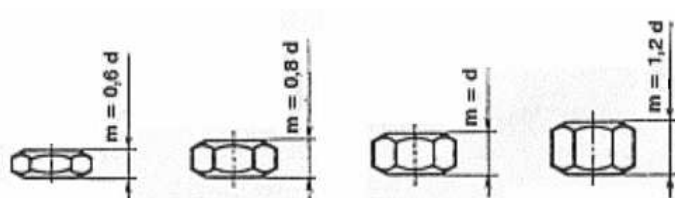
DIN	Izveidojums ar:		Lielums	Stiprības klase
417		rēdži	M2 – M20	4.6, 5.8
438		padziļinājumu	M3 – M10	5.8, 8.8
551		konisku galu	M1 – M20	4.6, 5.8
553		smailu galu	M1 – M24	4.6, 5.8
913		Konisku galu	M1,4 – M24	10.9, 12.9, 14.9
914		smailu galu	M3 – M24	10.9, 12.9, 14.9
915		rēdži	M3 – M24	10.9, 12.9, 14.9
916		padziļinājumu	M1.4 – M24	10.9, 12.9, 14.9

5. **Uzgriežņi.** No lielās uzgriežņu dažādības šeit atzīmējami tikai daži (8.12. att.). Mašīnbūvē biežāk sastopamais uzgriežņa veids ir sešstūris. Uzgriežņu augstums var būt (0,6 ... 1,5)d (8.13. att.).



8.12. att. Normētie uzgriežņi:

a un b – sešstūra uzgriežnis; c un d – vainaguzgriežņi (d no M12); e – slēgtais; f – četrstūra; g – krusturbumu; h – apaļuzgriežnis; i – spārnuzgriežnis; k – riņķuzgriežnis; l un m – četrstūru un sešstūru piemetināmais uzgriežnis; n – skārda uzgriežnis punktpiemetināšanai; o – rievinātais; p – uzsēdināmais no skārda; q – apaļuzgriežnis ar radiālu rievību.

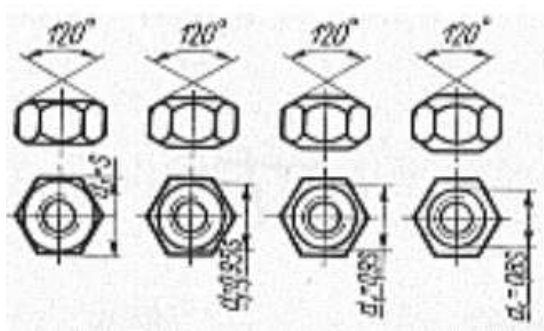


8.13. att. Sešstūra uzgriežņu augstums.

Lieliem pievilkšanas momentiem paredzēti augstāki uzgriežņi: $(0.84 \dots 1.03)d$.

Ja uzgriežnis bieži pagriežams, tad vajadzīgs lielāks augstums $(1 \dots 1.6) d$. Uzgriežnim viena vai abas atbalsta virsmas ir nofāzētas (8.14. att.).

Zemos uzgriežņus pielieto kā kontruzgriežņus vai mazslogotos savienojumos. Ja augstums ir $(0.8 \dots 1.0)d$, tad uzgrieznis un skrūve būs apmēram vienādstipri. Slēgtos (pogas) uzgriežņus pielieto vītņu savienojuma hermetizācijai, kā arī, lai aizsargātu skrūves galu no apkārtējās vides korozīvās



8.14. att. Sešstūra uzgriežņu fāzītes izmēri.

iedarbības vai lai novērstu rokas saskāršanos ar skrūves galu (mājturības ierīcēs). Ar apaļuzgriežņiem nostiprina detaļas (piemēram, ritgultņus) uz liela diametra vārpstām. Skārda konstrukcijām piemetina speciālus uzgriežņus, kas atvieglo montāžu grūti pieejamās vietās.

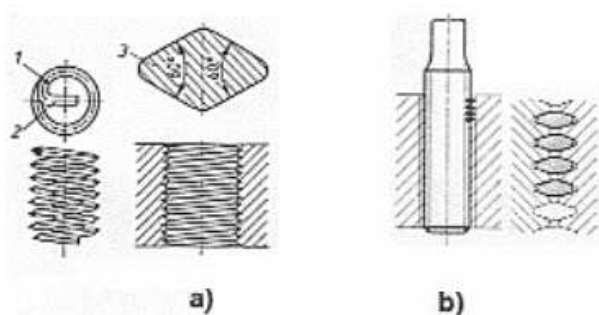
Vītņotas bukses vietā pielieto arī rombveida šķēluma hromniķeļa tērauda vītņu atsperi (8.15. att.), kuru ieskrūvē speciālā iekšējā vītņē. Savienojums ar šādu ieliktni uzņem lielu slodzi, ir nodilumizturīgs, noturīgs pret koroziju un karstumu. Slodzes sadalījums pa vījumiem ir vienmērīgs.

6. Paplāksnes.

Paplāksnes zem uzgriežņa lieto:

1. Lai novērstu detaļas atbalsta virsmas bojājumus (ieskrambāšana, pulēta virsma, bieža skrūvēšana).

2. Lai palielinātu uzgriežņa atbalsta virsmu, ja materiāla zem tā vāji pretojas spiedei (koks, krāsainie metāli, plastmasa).

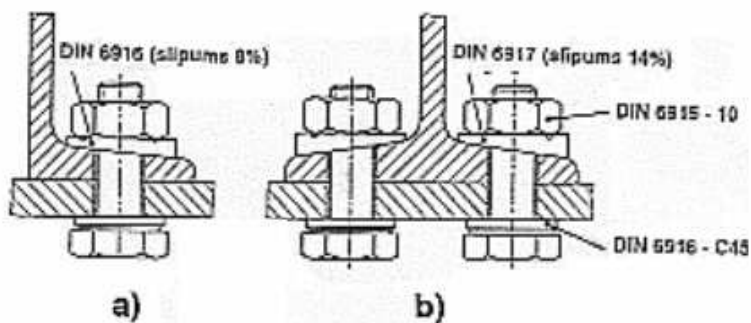


8.15. att. Vītņots atsperveida ieliktnis:

a – ieliktnis un iekšējā vītņē; b – savienojums (līdzņēmējs atdalīts); 1 – iegriezums; 2 – līdzņēmējs; 3 – rombveida stieples šķēluma laukums.

3. Lai pārsegtu bultskrūves caurumu, ja tas ir lielāks par normālo (neapstrādāti caurumi) vai ir ovāls.
4. Ja savienojamā elementa virsma zem uzgriežņa ir nelīdzena (lējums, kalums, velmējums) vai slīpa (velmētām profilsijām). Ja uzgriezni pievelkot, tas balstas pret nelīdzenu virsmu, tad palielinās berzes spēks uzgriežņa atbalsta plaknē un nepieciešams lielāks pievilkšanas moments.

Paplāksnes parasti ir gredzenveida (retāk kvadrātveida – koka konstrukcijās). Velmēto un profilsiju augsti saspriegtu savienojumu konstrukcijās lieto slīpās paplāksnes (8.16. att.).



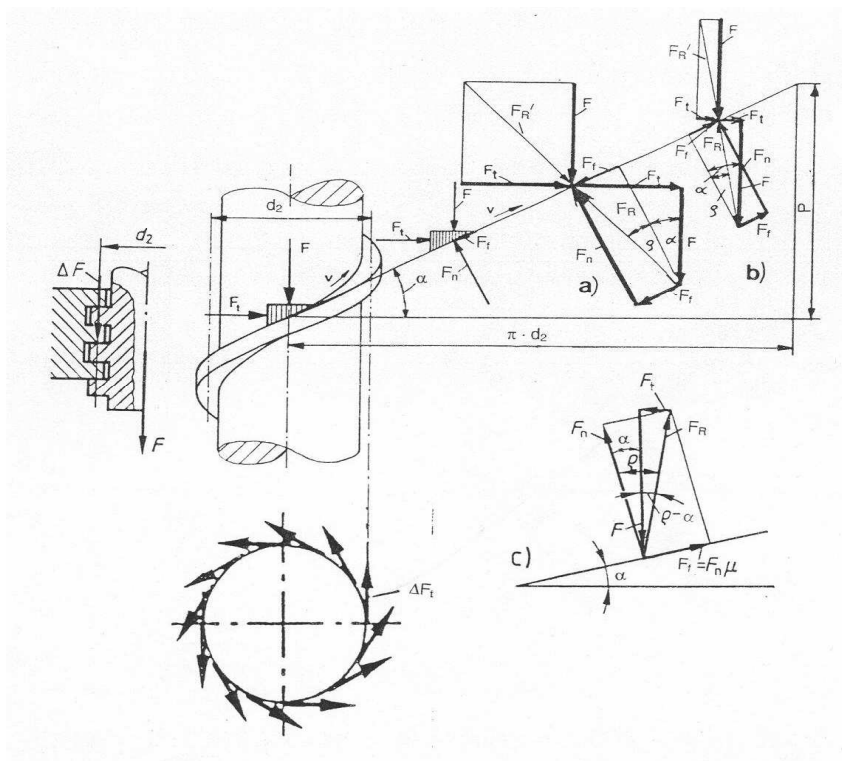
8.16. att. Savienojums ar bultskrūvi (DIN 6914 – 10.9) metālkonstrukcijās ar U – profilu (a) un I – profilu (b).

8.5. Skrūves pievilkšanas momenta un aksiālā noslogojuma aprēķins

Spēki vītņū savienojumā. Skrūves teorija dod sakarības, kas darbojas skrūves savienojumā. Teorija pamato skrūves vītnes elementu izvēli un izveidojumu. Skrūves teorija klasiskā veidā ir dibināta uz slīpās plaknes teoriju, ņemot vērā berzi.

Iedomājamies slīpu plakni (viena taisnstūra vītnes vijuma izklājums), uz kuras novietots slīdnis (uzgriežņa elements) zem aksiāla sloga F (spēks skrūvē) (8.17. att.).

Uz slīdni darbojas horizontāli vērsts spēks F_t (aploces spēks), kas slīdni vienmērīgi pārvieto pa plakni uz augšu (pievelk uzgriezni).



8.17. att. **Spēki taisnstūra vītņu savienojumā:**

a – pievelkot uzgriezni; b – atskrūvējot nepašbremzējošu uzgriezni; c – atskrūvējot pašbremzējošu uzgriezni.

Uz slīdni darbojas plaknes normālā reakcija F_n un berzes spēks $F_t = f_v F_n$, kur $f_v = \tan \rho$ - berzes koeficients vītņē, ρ - berzes leņķis. Berzes spēka virziens ir pretējs slīdņa kustības virzienam. Spēku sistēma, kuru iedomājamies pieliktu vienā slīdņa punktā, atrodas līdzsvarā. Sakarība starp spēkiem izteicama konstruējot spēku vektoru četrstūri $\vec{F}_t + \vec{F} + \vec{F}_t + \vec{F}_n = 0$ (8.17. att., a). Reakcijas $\vec{F}_n$ un berzes spēka $\vec{F}_t$ rezultante: $\vec{F}_R = \vec{F}_n + \vec{F}_t$. Leņķis starp spēku $\vec{F}_n$ un $\vec{F}_R$ ir berzes leņķis ρ . No spēku vektoru summas trīsstūra $\vec{F}_t$, $\vec{F}$ un $\vec{F}_R$ iegūstama sakarība:

$$F_t = F \cdot \tan(\alpha + \rho). \quad (8.1)$$

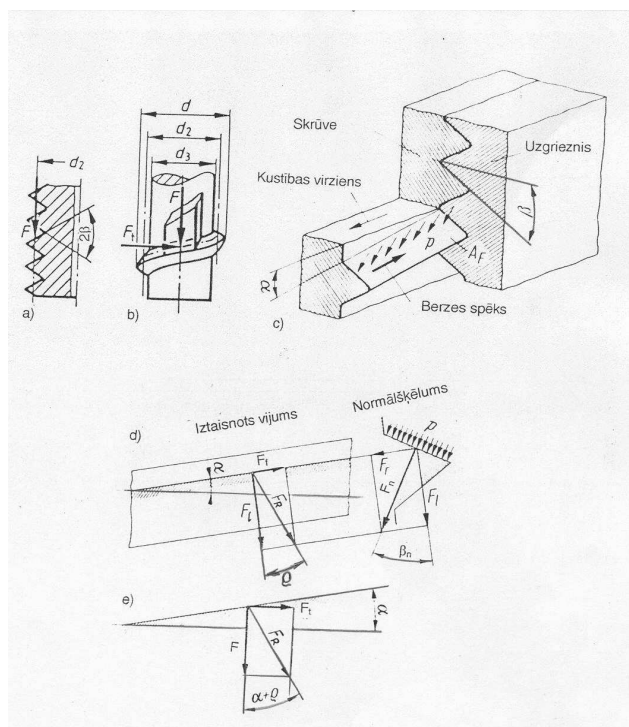
Ja iespējama slīdņa kustība uz leju spēka F darbības rezultātā (vītne nav pašbremzējoša, $\alpha > \rho$) tad berzes spēks maina virzienu un no spēku vektoru $\vec{F}_t + \vec{F} + \vec{F}_f + \vec{F}_n = 0$ četrstūra (8.17. att., b) iegūsim:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho). \quad (8.2)$$

Ja vītne ir pašbremzējoša ($\alpha < \rho$), tad (8.17. att., c):

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\rho - \alpha). \quad (8.3)$$

Slīpās plaknes teoriju var attiecināt arī uz trīsstūra vai trapeces vītnes profiliem, ievērojot profila leņķi 2β (8.18. att., a). Pievelkot vītņu savienojumu (piemēram, uzgriezni) ar spēku F_t , ārējās un iekšējās vītnes vijumi piespiežas viens otram (rodas īpatnējais spiediens p), skrūvē attīstās aksiālais stiepes spēks F un starp vijumiem berzes spēks F_f .



8.18. att. Spēki trijstūrā vītņēs:

a – vītnes profils; b – ārējie spēki; c – īpatnējais spiediens p starp vijumiem un berzes spēks; d – normālais spēks F_n un berzes spēks

$F_f = f_v \cdot F_n$; e – aksiālais spēks skrūvē F un aploces spēks F_t .

Lai izteiktu sakarību starp spēkiem trijstūrā vītņē, tad aplūkosim pa diametru d_2 iztaisnotu vijumu (8.18. att., d, e). Vijums atgādina slīpu plakni (kāpes leņķis α), kuras augšējā plakanā virsma papildus sašķiebtā par leņķi β_n . Sakarā ar vijuma kāpi, vijuma normālšķēluma flankas leņķis β_n ir mazāks par leņķi β aksiālajā šķēlumā (8.18. att., c un d):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \approx \frac{0,32 P}{d_2} \text{ un } \operatorname{tg} \beta_n = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha.$$

Tā kā vītnes vijuma kāpes leņķis α ir mazs, tad var pieņemt, ka $\cos \alpha \approx 1$ un $\beta_n = \beta$.

Vijuma normālšķēlumā attīstas normālspēks F_n (balsta reakcija):

$$F_n = \rho \cdot A_F, \quad (8.4)$$

kur p – īpatnējais spiediens starp vijumiem, N/mm^2 ;

A_F – saskares laukums, mm^2 .

Spēks F_n attīsta vītnē berzes spēku F_f :

$$F_f = f_v \cdot F_n, \quad (8.5)$$

kur f_v – berzes koeficients vītnē (8.12. tab.).

Berzes spēka vektors $\vec{F}_f$ ir perpendikulārs normālspēkam F_n . Spēku F_n sadalām divās komponentēs: radiālā komponente F_r un aksiālā komponente $F_\ell = F_n \cdot \cos \beta_n \approx F_n \cdot \cos \beta$. Spēku F_ℓ un F_f rezultējošais spēks ir F_R (8.18. att., d). Starp spēkiem F_R un F_ℓ ir berzes leņķis ρ :

$$\operatorname{tg} \rho \approx \frac{F_f}{F_\ell} = \frac{f_v}{\cos \beta}. \quad (8.6)$$

Pie $\beta = 30^\circ$, $\operatorname{tg} \rho \approx 1,16 f_v$.

Rezultējošo spēku F_R , savukārt, var sadalīt divās komponentēs (8.18. att., e): skrūves aksiālajā spēkā (montāžas priekšslodzē) F un aploces spēkā $F_t = F \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$.

Ievērojot to, ka leņķi α un ρ ir mazi, ar pietiekošu precizitāti var pieņemt, ka $\operatorname{tg} (\alpha + \rho) = \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta$ un pie $\beta = 30^\circ$ iegūst:

$$F_t \approx F \left(\frac{0,32 P}{d_2} + 1,16 f_v \right). \quad (8.7)$$

Skrūves aprēķinos svarīga nozīme ir spēkam un momentam, kas jāattīsta uzgriezni pievelkot. No spēka F_t veidojas griezes moments uz vītnes vidējās aploces:

$$T_v = F_t \frac{d_2}{2} \approx F \left(\frac{0,32 P}{d_2} + 1,16 f_v \right) \frac{d_2}{2}. \quad (8.8)$$

Spēks F skrūvē izraisa stiepes spriegumus

$$\sigma_{st} = \frac{F}{A}, \quad (8.9)$$

kur A – skrūves šķērsriezuma laukums (8.1. att.), mm^2 .

Neelastīgām (stingām) skrūvēm:

$$A = A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{\pi [0,5 (d_2 + d_3)]^2}{4}, \quad (8.10)$$

kur d_2 un d_3 vītnes vidējais un iekšējais diametrs (8.1. tab.), mm.

Elastīgām skrūvēm (skrūves kātu izveido tievāku):

$$A = A_T = \frac{\pi d_T^2}{4}, \quad (8.11)$$

kur $d_T \approx 0,9d_3$ – skrūves kāta diametrs, mm.

Vītņu izmēri un šķērsriezuma laukums norādīti 8.1. tabulā.

Pievelkot uzgriezni, skrūve slogojās arī vērpe (no berzes vītne). Vērpes spriegumi:

$$\tau_v = \frac{T_v}{W_p}, \quad (8.12)$$

kur $W_p = \pi \cdot d^3 / 16$ – polārais pretestības moments, mm^3 (d vietā ievieto d_s vai d_T).

No ceturtās izturības teorijas (formas maiņas enerģijas teorija) reducētie spriegumi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{st}^2 + 3 \tau_v^2}, \quad (8.13)$$

kur σ_{red} – reducētie spriegumi, MPa;

σ_{st} – stiepes spriegumi skrūvē, MPa;

τ_v – vērpes spriegumi skrūvē, MPa.

Skrūve netiks sagrauta, ja reducētais spriegums nepārsnies pieļaujamā sprieguma vērtību.

Izteiksim no (8.13) stiepes spriegumus, abas puses dalot ar σ_{st} :

$$\frac{\sigma_{red}}{\sigma_{st}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{st}}{\sigma_{st}}\right)^2 + 3\left(\frac{\tau_v}{\sigma_{st}}\right)^2}, \text{ tad } \sigma_{st} = \frac{\sigma_{red}}{\sqrt{1 + 3\left(\frac{\tau_v}{\sigma_{st}}\right)^2}}. \quad (8.14)$$

$$\text{Tā, kā } \tau_v = \frac{T_v}{W_p} = \frac{F\left(\frac{0,32 P}{d_2} + 1,16 f_v\right)}{\pi d^3 / 16} \text{ un } \sigma_{st} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d^2 / 4}, \text{ tad}$$

$$\frac{\tau_v}{\sigma_{st}} = \frac{F\left(\frac{0,32 P}{d_2} + 1,16 f_v\right) 16 \pi \cdot d^2 \cdot d_2}{\pi \cdot d^3 \cdot F \cdot 4 \cdot 2} = \frac{\left(\frac{0,32 P}{d_2} + 1,16 f_v\right) 2 d_2}{d}.$$

Iegūstam maksimāli pieļaujamo montāžas priekšspriegumu:

$$\sigma_{st} = \frac{\sigma_{red}}{\sqrt{1 + 3\left[\frac{2 d_2}{d} \left(\frac{0,32 P}{d_2} + 1,16 f_v\right)\right]^2}}. \quad (8.15)$$

kur σ_{st} – maksimāli pieļaujamie stiepes spriegumi skrūvē, MPa;

σ_{red} – pieļaujamie reducētie spriegumi skrūvē (parasti $\sigma_{red} = 0,9 \sigma_T$), MPa;

P – vītnes solis, mm (8.1. tab.);

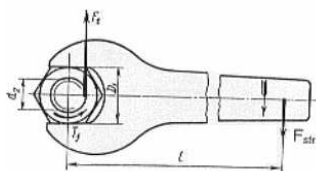
d – skrūves diametrs (neelastīgām skrūvēm d_s , elastīgām d_T), mm.

Spēks skrūvē F uzgriežņa pievilkšanas beigās (montāžas spēks), N:

$$F = A \cdot \sigma_{st}. \quad (8.16)$$

Spēku F uzskata par pieļaujamo savienojuma montāžas priekšslodzi, ja pieņemta minimālā berzes koeficienta f_v vērtība.

Gredzenveida atbalsta laukumā starp uzgriežni un pamatni (detaļu) attīstās berzes moments, jo spēks F piespiež uzgriežni atbalsta plaknei (8.19. att.). Uzgriežni pievelkot, jāpārspēj arī šis berzes moments.



8.19. att. Spēki, pievelkot uzgriezni.

Berzes moments uzgriežņa atbalsta plaknē:

$$T_u = f_u \cdot F \cdot r_m, \quad (8.17)$$

kur f_u – berzes koeficients uzgriežņa atbalsta plaknē (8.12. tab.);

r_m – uzgriežņa atbalsta laukuma vidējais rādiuss, mm.

8.12. tabula

Berzes koeficients vītnes f_v un uzgriežņa atbalsta plaknē f_u dažāda materiāla virsmām un eļļošanas apstākļiem (no VDI vadlīnijām 2230)

f_v	Vītne				Ārējā vītne (skrūve)										
Vītne	materiāls				tērauds										
	materiāls	virsmas			uzlabota vai fosfatizēta								cinkota (Zn6)	kadmiēta (Cd6)	līme
		virsmas	vītnes	izgat.											
					vītnes izgat.	eļļo-šana	ievelmēta		uzgriežta	uzgriežta vai ievēlmēta					
							sausā	eļļota		M _o S ₂	eļļota	sausā	eļļota	sausā	eļļota
Iekšējā vītne (uzgriežnis)	tērauds	gaīša	iegriežta	sausā	0.12 līdz 0.18	0.10 līdz 0.16	0.08 līdz 0.12	0.10 līdz 0.16	-	0.10 līdz 0.18	-	0.08 līdz 0.14	0.16 līdz 0.25		
					0.10 līdz 0.16	-	-	-	0.12 līdz 0.20	0.10 līdz 0.18	-	-	0.14 līdz 0.25		
					0.08 līdz 0.14	-	-	-	-	-	0.12 līdz 0.16	0.12 līdz 0.14	-		
		-			0.10 līdz 0.18	-	0.10 līdz 0.18	-	0.10 līdz 0.18	-	0.08 līdz 0.16	-			
		-			0.08 līdz 0.20	-	-	-	-	-	-	-			
		-			-	-	-	-	-	-	-	-			
	GG/GTS	gaīša			-	0.10 līdz 0.18	-	0.10 līdz 0.18	-	0.10 līdz 0.18	-	0.08 līdz 0.16	-		
					-	-	-	-	-	-	-	-	-		
	AIMg	gaīša			-	0.08 līdz 0.20	-	-	-	-	-	-	-		
					-	-	-	-	-	-	-	-	-		

8.12. tabulas turpinājums

F _e	Atbalsta virsma				Skrūves galva									
Atbalsta virsma	materiāls				tērauds									
	materiāls	virsma			melna vai fosfatizēta						cinkota		kadmiēta	
		virsma	vītņēšanas											
			vītņēšanas	vītņēšanas	vītņēšanas									
						presēta	virpota	slīpēta	presēta					
sausā	elļota	M _o S ₂	elļota	M _o S ₂	elļota	sausā	elļota	sausā	elļota					
Detalās virsma	tērauds	gaiša	slīpēta	sausā	-	0.16 līdz 0.22	-	0.10 līdz 0.18	-	0.16 līdz 0.22	0.10 līdz 0.18	-	0.08 līdz 0.16	-
					0.12 līdz 0.18	0.10 līdz 0.18	0.08 līdz 0.12	0.10 līdz 0.18	0.08 līdz 0.12	-	0.10 līdz 0.18		0.08 līdz 0.16	0.08 līdz 0.14
		kadmiēta vai cinkota	griežot skaidu		0.10 līdz 0.16		-	0.10 līdz 0.16	-	0.10 līdz 0.18	0.16 līdz 0.20	0.10 līdz 0.18	-	-
					0.08 līdz 0.16						-	-	0.12 līdz 0.20	0.12 līdz 0.14
	GG/GTS	gaiša	slīpēta		-	0.10 līdz 0.18	-	-	-	0.10 līdz 0.18			0.08 līdz 0.16	-
					-	0.14 līdz 0.20	-	0.10 līdz 0.18	-	0.14 līdz 0.22	0.10 līdz 0.18	0.10 līdz 0.16	0.08 līdz 0.16	-
	AlMg	gaiša	griežot skaidu		-	0.08 līdz 0.20				-	-	-	-	-

Piezīmes. Materiālu apzīmējumi: GG – pelēkais čuguns; GTS – kaļamais čuguns; M_oS_2 – molibdena disulfāts.

Pieņemot, ka berzes spēks uzgriežņa atbalsta plaknē ir koncentrēts pa gredzenveida atbalsta laukuma vidējo aploci, iegūstam:

$$r_m = 0,25 (D_k + d_o), \quad (8.18)$$

kur D_k – uzgriežņa atbalsta laukuma ārējais diametrs (8.13. tab.);

d_o – skrūvei paredzētā urbuma diametrs (8.14. tab.), mm.

Pilnais moments (N·m), kas nepieciešams uzgriežņa pievilkšanai (ja $\beta = 30^\circ$):

$$T = T_v + T_u \approx F (0,16 P + 0,58 f_v d_2 + f_u r_m), \quad (8.19)$$

kur T_v – berzes moments vītņē, N · m;

T_u – berzes moments uzgriežņa atbalsta plaknē, N · m;

F – montāžas spēks, kN;

P – vītnes solis (8.1. tab.), mm.

Uzgriežņa atskrūvēšanai nepieciešamais griezes moments:

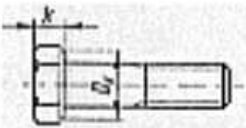
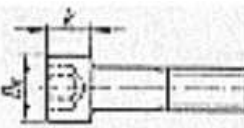
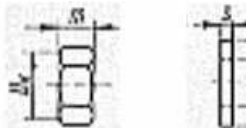
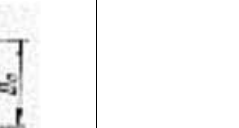
$$T_{atskr} \approx F (0,58 f_v d_2 - 0,16 P + f_u r_m). \quad (8.20)$$

Uzgriežnim pieliktā spēka lielākā daļa (apmēram puse) tiek patērēta berzes spēku pārvarēšanai starp uzgriežņa atbalsta virsmu un sastiprināmo detaļu.

Ievietojot (8.19) minimālos berzes koeficientus f_v un f_u , iegūsim pieļaujamo skrūves pievilkšanas momentu [T].

8.13. tabula

Galvskrūvju, uzgriežņu un paplākšņu izmēri, mm

DIN 931					DIN 912					DIN 934			DIN 125 un 9021		
															
DIN	Iz- mēri	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14)	M16	M18	M20	M22)	M24	M27)	M30
931	D_k k	7 2.8	8 3.5	10 4	13 5.3	17 6.4	19 7.5	22 8.8	24 10	27 11.5	30 12.5	34 12.5	36 15	41 17	46 18.7
912	D_k k	7 4	8.5 5	10 6	13 8	16 10	18 12	21 14	24 16	27 18	30 20	33 22	36 24	40 27	45 30
934	D_k m	7 3.2	8 4	10 5	13 6.5	17 8	19 10	22 11	24 13	27 15	30 16	32 18	36 19	41 22	46 24
125	D_i	4.3	5.3	6.4	8.4	10.5	13	15	17	19	21	23	25	28	31
	D_a	9	10	12.5	17	21	24	28	30	34	37	39	44	50	56
	s	0.8	1	1.6	1.6	2	2.5	2.5	3	3	3	3	4	4	4
9021	D_i	4.3	5.3	6.4	8.4	10.5	13	15	17	19	21				
	D_a	12	15	18	25	30	40	45	50	56	60				
	s	1	1.6	1.6	2	2.5	3	3	3	4	4				

Tā kā berzes koeficients mainās plašās robežās (8.12. tab.), tad montāžas spēku F aprēķina pie f_{vmin} un pilno momentu T – pie f_{umin} . Pie maksimālajām berzes koeficientu skaitliskajām vērtībām pilnais aprēķina moments T būtu vislielākais. Gadījumā, ja faktiskie berzes koeficienti būtu mazāki par pieņemtajiem maksimālajiem, tad montāžas spēka F radītie spriegumi skrūvē var pārsniegt materiāla tecēšanas robežu σ_T .

Urbuma diametrs d_0 skrūvēm, mm (DIN ISO 273)

Vītne diametrs	Urbuma diametrs			Vītne diametrs	Urbuma diametrs		
	Precīzi	Vidēji	Rupji		Precīzi	Vidēji	Rupji
3	3.2	3.4	3.6	27	28	30	32
3,5	3.7	3.9	4.2	30	31	33	35
4	4.3	4.5	4.8	33	34	36	38
5	5.3	5.5	5.8	36	37	39	42
6	6.4	6.6	7	39	40	42	45
7	7.4	7.6	8	42	43	45	48
8	8.4	9	10	45	46	48	52
10	10.5	11	12	48	50	52	56
12	13	13.5	14.5	52	54	56	62
14	15	15.5	16.5	56	58	62	66
16	17	17.5	18.5	60	62	66	70
18	19	20	21	64	66	70	74
20	21	22	24	68	70	74	78
22	23	24	26	72	74	78	82
24	25	26	28	76	78	82	86

Savienojuma montāžā, piemēram, instrukcijā, jānorāda tikai viens uzgriežņa vai skrūves pievilkšanas moments. Tomēr, atkarībā no pievilkšanas metodes precizitātes, faktiski realizētais griezes moments atradīsies robežās no $T_{\min}$ līdz $T_{\max}$. Īsti nezinot faktiskos berzes koeficientus f_v un f_u , realizētais montāžas spēks F mainīsies vēl plašākās robežās (nekā moments T) starp $F_{\min}$ un $F_{\max}$. Robežspēku attiecība (pievilkšanas faktors) α_A norādīta 8.15. tabulā:

$$\alpha_A = \frac{F_{\max}}{F_{\min}}. \quad (8.21)$$

Paskaidrosim pievilkšanas faktora α_A lomu savienojumu aprēķinā. Skrūvju savienojumu aprēķini nebūs efektīvi ja montāžas procesā netiks nodrošināta vajadzīgā aprēķinu priekšslodze. Kā pārslodze, tā arī nenoslodze ir galvenie skrūves lūzuma cēloņi. Pielietojamās pievilkšanas metodēs izmanto netiešu pievilkšanas slodzes kontroli (piemēram, kā griezes momenta, līdz materiāla tecēšanas robežai, elastīgā pagarinājuma vai pagrieziņa leņķa funkciju) ar dažādu precizitāti, kas realizē faktisko priekšslodzi kādā izkliedes apgabalā. Ja pieņem, ka vieglajā automobīlī ir 3000 skrūvju savienojumi un 300 no tiem ir kritiski no drošuma viedokļa, tad pie 95 % nepieciešamā

pievilkšanas spēka realizācijas ticamības nevienā automobīlī nebūtu visi 300 savienojumi droši. Pat ja ticamība būtu 99,99 %, tad ceturtdaļā automobiļu būtu savienojumi, kuri pievilkti ar lielāku vai mazāku kļūdu.

8.15. tabula

Pievilkšanas faktora α_A skaitliskās vērtības (izvilkums no VDI – vadlīnijām 2230)

N ^o p.k.	Pievilkšanas metode	Spēka F izklide, $\pm \%$	Pievilkšanas faktors α_A
1.	Pagrieziena leņķa vai materiāla tecēšanas robežas sasniegšanas novēršanas metode	5 ... 12	1.0
2.	Ar griezes momenta kontroli (dinamometriskās atslēgas) vai ar precīzijas skrūvēm (ar griezes momenta mērīšanu). Mazākās α_A vērtības pie mazāka pagrieziena leņķa	17 ... 23	1.4 ... 1.6
3.	Ar dinamometriskām atslēgam, mazākās α_A vērtības pie vienmērīgas pievilkšanas vai ar precīzijas skrūvēm	23 ... 28	1.6 ... 1.8
4.	Ar griezes momenta kontroli, pielietojot rotācijas skrūvgriezi, ieregulējot iekārtu uz vajadzīgo pievilkšanas momentu; mazākās α_A vērtības pie lielākiem skaitļiem (ap 10), izdarot kontrolmēģinājumus vai pielietojot iekārtu ar drošības sajūgu	26 ... 43	1.7 ... 2.5
5.	Impulsveida pievilkšana, ieregulējot iekārtu uz vajadzīgo pievilkšanas momentu, mazākās α_A vērtības pie lielākiem skaitļiem, kas iegūti kontrolmēģinājumos	43 ... 60	2.5 ... 4.0
6.	Pievilkšana ar roku (pēc izjūtas)	-	4.0

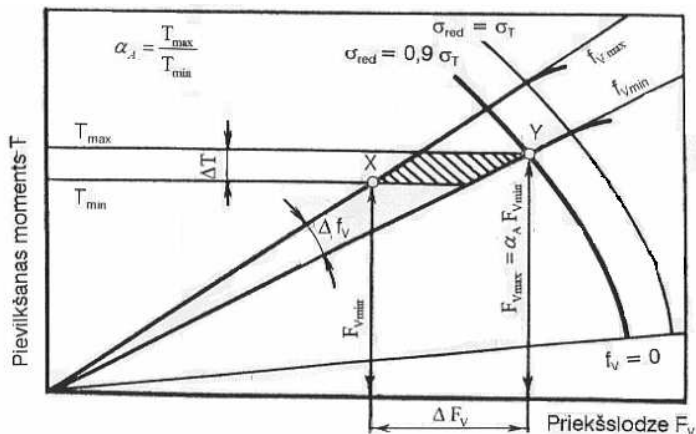
Berzes koeficienta f_v un f_u nezināšana, tā izklide, pievilkšanas paņēmieni atšķirīga precizitāte, instrumenta precizitātes un operatora kļūda u. tml. rada skrūves sākotnējās priekšslodzes izkliedi. Sevišķi tas attiecas uz netieši kontrolējamu pievilkšanas spēka metodi (piemēram, ar griezes momentu).

8.20. attēlā parādīts kā mainās skrūves pievilkšanas moments $T_{\min}$ un $T_{\max}$ atkarībā no sākotnējās priekšslodzes ($F_{v\min} \dots F_{v\max}$) un berzes koeficienta vītnē f_v izkliedes.

Attēlā iezīmētas arī reducēto stiepes spriegumu σ_{red} līknes. Savienojuma drošumu vēl garantē minimālā priekšslodze $F_{v\min}$. Ņemot vērā maksimālo berzes koeficientu

vītņē f_{vmax} , spēku F_{vmin} nodrošina pievilkšanas minimālais griezes moments T_{min} (punkts x 8.20. attēlā). Lielākā priekšslodze F_{vmax} būs pie minimālā berzes koeficienta f_{vmin} un maksimālā pievilkšanas momenta T_{max} .

Tādējādi pie dotās minimālās priekšslodzes F_{vmin} , kurai jārealizējas arī nelabvēlīgos montāžas apstākļos, skrūvei jābūt aprēķinātai tā, lai arī pie maksimālās iespējamās priekšslodzes F_{vmax} spriegumi nepārsniegtu uzdotos reducētos spriegumus σ_{red} .



8.20. att. Berzes koeficienta vītņē izkliedes ietekme uz skrūves pievilkšanas momenta un sākotnējās priekšslodzes izkliedi.

Aprēķinot skrūves diametru, iespējamo pievilkšanas momenta un berzes momenta izkliedi ievēro ar attiecību $\alpha_A = F_{vmax}/F_{vmin}$, ko sauc par pievilkšanas koeficientu (faktoru). Koeficienta α_A palielinājums (samazinās montāžas precizitāte) nozīmē, kā pie vienas un tās pašās minimāli nepieciešamās priekšslodzes un materiāla stiprības, skrūve jāaprēķina ar lielāku aprēķinu spēku, jo parametru T un f_v izkliede sagaidāma lielāka.

Pievilkšanas metodes ietekmi uz skrūves diametru var ilustrēt ar šādu piemēru. Salīdzināsim pievilkšanas metodi, kurai koeficients $\alpha_{A1} = 2.5$ (piemēram, parastais rotācijas skrūvgriezis) ar metodi, kurai $\alpha_{A2} = 1$ (piemēram, pievilkšana līdz materiāla tecēšanas robežai σ_T).

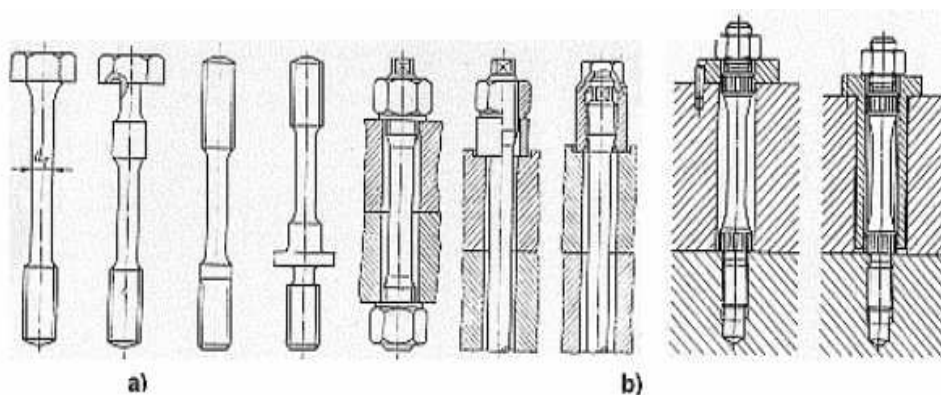
Attiecība $\alpha_{A1}/\alpha_{A2} = \frac{F_{vmax1}}{F_{vmax2}}$. Ja abām metodēm spriegumi σ_{red} vienādi, tad

$$\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}} = \frac{d_1^2}{d_2^2} \text{ vai } \frac{d_1}{d_2} = \sqrt{\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}}} = \sqrt{\frac{2,5}{1}} \approx 1,6.$$

Tātad, ja $\alpha_A = 2.5$, tad skrūvei jābūt ar diametru, kas ir par 60 % lielāks, nekā, ja $\alpha_A = 1$ (piemēram, skrūves M10 vietā vajadzīga skrūve M16).

Konstruktoram jānovērtē, kas ir labāk. Vai pielietot vienkāršāku un lētāku pievilkšanas metodi, kas prasa lielāka diametra skrūvi, vai izvēlēties precīzāku un dārgāku montāžas metodi, iegūstot mazāku skrūves diametru, mazākus pārējos konstrukcijas elementu izmērus un masu.

Lai, pievelkot uzgriezni, atslogotu bultskrūvi no vērpes momenta, pielieto speciālas bultskrūves (8.21. att.). Bultskrūves vērpes kustību novērš, pieturot to aiz gala ar papildus atslēgu.



8.21. att. Elastīgās skrūves (a) un vērpes kustības novēršanas paņēmieni (b).

Starp „praktiķiem” valda uzskats, ka uzgriežņa pievilkšanas rezultātā radušos vērpes spriegumus skrūvē var novērst, pēc pievilkšanas par pāris grādiem pagriežot uzgriezni atpakaļ. Tas nav tehnisks ieteikums, jo pievelkot atbildīgus vītņotos savienojumus nevar vadīties tikai pēc subjektīvas izjūtas.

PIEMĒRS

Jāpievelk galvskrūve DIN 912-M10-10.9 (ar iekšējo seškanti), skrūves vītne velmēta (melna), saeļļota, termiskā apstrāde – uzlabošana. Iekšējā vītne iegriezta, gaiša. Skrūves galva presēta, melna, saeļļota. Savienojamās detaļas no tērauda, salāgotās virsmas slīpētas, sausas. Urbuma diametrs detaļā $d_o = 11$ mm. (DIN ISO 273, 8.14. tab.).

Aprēķināt pieļaujamo montāžas slodzi F un pieļaujamo pievilkšanas momentu T . No 8.1. tabulas atrodam: $P = 1,5$ mm, $d_2 \approx 9,03$ mm, $d_s = 8,59$ mm, $A_s = 58$ mm², $\sigma_T = 940$ MPa (pēc ISO normām, $f_v = 0.10 \dots 0.16$ (aprēķinam pie $f_v = 0.10$, 8.12. tab.).

Pie nosacījuma, ka priekšspriegums $\sigma_v = 0.9 \sigma_T$, iegūstam, ka $\sigma_v = 0.9 \cdot 940 = 846$ MPa.

Aprēķinam pieļaujamo montāžas spriegumu (8.15):

$$\sigma_{st} = \frac{\sigma_v}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{2d_2}{d_s} \left(\frac{0.32P}{d_2} \right) + 1.16 f_v \right]^2}} = \frac{846}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{2 \cdot 9.03}{8.59} \left(\frac{0.32 \cdot 1.5}{9.03} + 1.16 \cdot 0.1 \right) \right]^2}} = 720.3 \text{ MPa.}$$

Maksimāli pieļaujamais montāžas spēks (8.16):

$$F_{\max} = A_s \cdot \sigma_{st} = 58 \cdot 720.3 = 41777 \text{ N} \approx 42000 \text{ N.}$$

Minimāli pieļaujamais montāžas spēks (8.21):

$$F_{\min} = \frac{F_{\max}}{\alpha_A} = \frac{42000}{1.6} \approx 26000 \text{ N,}$$

kur α_A – pievilkšanas faktors; $\alpha_A = 1.6$, vienmērīgi pievelkot ar dinamometrisko atslēgu (8.15. tab.).

Vidējais montāžas spēks:

$$F = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{42000 + 26000}{2} = 34000 \text{ N.}$$

Faktiskais pievilkšanas spēks būs robežās no $F_{\min}$ līdz $F_{\max}$, tātad no 26 kN līdz 42 kN.

Uzgriezni raksturojošie parametri: $f_u = 0.16 \dots 0.22$ (pieņem $f_u = 0.16$, 8.12. tab.), $d_o = 11 \text{ mm}$, $D_k = 16 \text{ mm}$ (8.13. tab.), $r_m = 0.25 (D_k + d_o) = 0.25 (16 + 11) \approx 6.8 \text{ mm}$.

Maksimāli pieļaujamais montāžas moments (8.19):

$$T_{\max} = F_{\max}(0.16P + 0.58 f_v d_2 + f_u r_m) = 42(0.16 \cdot 1.5 + 0.58 \cdot 0.1 \cdot 9.03 + 0.16 \cdot 6.8) = 77.773 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 78 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

8.16. tabulā norādīts $T_{\max} = 80 \text{ N} \cdot \text{m}$. Atšķirība rodas no tā, ka tabulas vērtības aprēķinātas pie $f_v = 0.12$.

Minimāli pieļaujamais montāžas moments (8.19):

$$T_{\min} = F_{\min}(0.16P + 0.58 f_v d_2 + f_u r_m) = 26 (0.16 \cdot 1.5 + 0.58 \cdot 0.1 \cdot 9.03 + 0.16 \cdot 6.8) = 48,15 \text{ N} \cdot \text{m} = 48 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Vidējais montāžas moments:

$$T = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} = \frac{78 + 48}{2} = 63 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Faktiskais pievilkšanas moments būs robežās no $T_{\min}$ līdz $T_{\max}$, tātad no $48 \text{ N} \cdot \text{m}$ līdz $78 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Pieļaujamais montāžas spēks $[F]$ (8.16) un pieļaujamais griezes moments $[T]$ (8.19) pie 90 % materiāla tecēšanas robežas σ_T izmantošanas norādīti 8.16 un 8.17 tabulā, kā stingām, tā arī elastīgām skrūvēm. Iegūtie aprēķinu rezultāti tuvīni noder arī smalkvītnei. Tā kā berzes koeficienti f_v un f_u parasti ir dažādi, tad iegūsim vairākus iespējamus pievilkšanas momentus T . Pēc VDI – Vadlīnijām 2230 aprēķini izdarīti pie dažādiem berzes koeficientiem. Taču ja berzes koeficients f_v vai / un f_u nav zināms, tad pieņem $f_v = 0.12$, respektīvi, $f_u = 0.12$.

8.16. tabula

Pieļaujamā montāžas priekšslodze [F] un pievilkšanas moments [T] (pie $f_v = 0.12$) stingām skrūvēm ar metrisko pamatvītni (DIN 13 T13) un sešstūru galvu (DIN 931), kā arī ar cilindrisku galvu (DIN 912) (pēc VDI 2230)

Vīt- ne	Kla- se	Montāžas priekšslodze [F, N], ja $f_v =$							Pievilkšanas moments [T, N · m], ja $f_u =$						
		0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24
M4	8.8	4400	4200	4050	3900	3700	3400	3150	2.2	2.5	2.8	3.1	3.3	3.7	4.0
	10.9	6400	6200	6000	5700	5500	5000	4600	3.2	3.7	4.1	4.5	4.9	5.4	5.9
	12.9	7500	7300	7000	6400	6400	5900	5400	3.8	4.3	4.8	5.3	5.7	6.4	6.9
M5	8.8	7200	6900	6600	6400	6100	5600	5100	4.3	4.9	5.5	6.1	6.5	7.3	7.9
	10.9	10500	10100	9700	9300	9300	8200	7500	6.3	7.3	8.1	8.9	9.6	10.7	11.6
	12.9	12300	11900	11400	10900	10500	9600	8800	7.4	8.5	9.5	10.4	11.2	12.5	13.5
M6	8.8	10100	9700	9400	9000	8600	7900	7200	7.4	8.5	9.5	10.4	11.2	12.5	13.5
	10.9	14900	14300	13700	13200	12600	11600	10600	10.9	12.5	14.0	15.5	16.5	18.5	20.0
	12.9	17400	17400	16100	15400	14800	13500	12400	12.5	14.5	16.5	18.0	19.5	21.5	23.5
M7	8.8	14800	14200	13700	13100	12600	11600	10600	12.0	14.0	15.5	17.0	18.5	21.0	22.5
	10.9	21700	20900	20100	19300	18500	1700	15600	17.5	20.5	23.0	25	27	31	33
	12.9	25500	24500	23500	22600	21700	19900	18300	24.0	24.0	27	30	32	36	39
M8	8.8	18500	17900	17200	16500	15800	14500	13300	18	20.5	23	25	27	31	33
	10.9	27000	26000	25000	24200	23200	21300	19500	26	30	34	37	40	45	49
	12.9	32000	30500	29500	28500	27000	24900	22800	31	35	40	43	47	53	57
M10	8.8	29500	28500	27500	26000	25000	23100	21200	36	41	46	51	55	62	67
	10.9	43500	42000	40000	38500	37000	34000	31000	52	60	68	75	80	90	98
	12.9	50000	49000	47000	45000	43000	40000	36500	61	71	79	87	94	106	115
M12	8.8	43000	41500	40000	38500	36500	33500	31000	61	71	79	87	94	106	115
	10.9	63000	61000	59000	56000	54000	49500	45500	90	104	117	130	140	155	170
	12.9	74000	71000	69000	66000	63000	58000	53000	105	121	135	150	160	180	195
M14	8.8	59000	57000	55000	53000	50000	46500	42500	97	113	125	140	150	170	185
	10.9	87000	84000	80000	77000	74000	68000	62000	145	165	185	205	220	250	270
	12.9	101000	98000	94000	90000	87000	80000	73000	165	195	215	240	260	290	320

8.16. tabulas turpinājums

Vīt- ne	Kla- se	Montāžas priekšslozde [F, N], ja $f_v =$							Pievilkšanas moments [T, N · m], ja $f_u =$						
		0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24
M16	8.8	81000	78000	75000	72000	70000	64000	59000	145	170	195	215	230	260	280
	10.9	119000	115000	111000	106000	102000	94000	86000	215	250	280	310	340	380	420
	12.9	139000	134000	130000	124000	119000	110000	101000	250	300	330	370	400	450	490
M18	8.8	102000	98000	94000	91000	87000	80000	73000	210	245	280	300	330	370	400
	10.9	145000	140000	135000	129000	124000	114000	104000	300	350	390	430	470	530	570
	12.9	170000	164000	157000	151000	145000	133000	122000	350	410	460	510	550	620	670
M20	8.8	131000	126000	121000	117000	112000	103000	95000	300	350	390	430	470	530	570
	10.9	186000	180000	173000	166000	159000	147000	135000	420	490	560	620	670	750	829
	12.9	218000	210000	202000	194000	187000	171000	158000	500	580	650	720	720	880	960
M22	8.8	163000	157000	152000	146000	140000	129000	118000	400	470	530	580	630	710	780
	10.9	232000	224000	21600	208000	200000	183000	169000	570	670	750	830	900	1020	1110
	12.9	270000	260000	250000	243000	233000	215000	197000	670	780	880	970	1050	1190	1300
M24	8.8	188000	182000	175000	168000	161000	148000	136000	510	600	670	740	800	910	990
	10.9	270000	260000	249000	239000	230000	211000	194000	730	850	960	960	1140	1300	1400
	12.9	315000	305000	290000	280000	270000	247000	227000	850	1000	1120	1120	1350	1500	1650
M27	8.8	247000	239000	230000	221000	213000	196000	180000	750	880	1000	1100	1200	1350	1450
	10.9	350000	340000	330000	315000	305000	280000	255000	1070	1250	1400	1550	1700	1900	2100
	12.9	410000	400000	385000	370000	355000	325000	300000	1250	1450	1650	1850	2000	2250	2450
M30	8.8	300000	290000	280000	280000	270000	260000	218000	1000	1190	1350	1500	1600	1800	2000
	10.9	430000	415000	415000	400000	385000	370000	310000	1450	1700	1900	2100	2300	2600	2800
	12.9	500000	485000	485000	465000	450000	430000	365000	1700	2000	2250	2500	2700	3000	3300
M33	8.8	375000	360000	350000	335000	320000	295000	275000	1400	1600	1850	2000	2200	2500	2700
	10.9	530000	520000	520000	480000	460000	420000	390000	1950	2300	2600	2800	3100	3500	3900
	12.9	620000	600000	600000	560000	540000	495000	455000	2300	3000	3000	3400	3700	4100	4500
M36	8.8	440000	425000	410000	395000	380000	350000	320000	1750	2100	2350	2600	2800	3200	3500
	10.9	630000	600000	580000	540000	540000	495000	455000	2500	3000	3300	3700	4000	4500	4900
	12.9	730000	710000	680000	660000	660000	580000	530000	3000	3500	3900	4300	4700	5300	5800

8.17. tabula

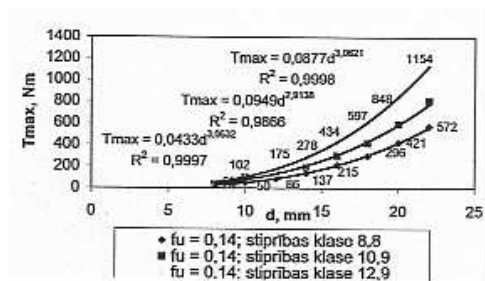
Pieļaujamā montāžas priekšslodze [F] un pievilkšanas moments [T] (pie $f_v = 0.12$) elastīgām skrūvēm ($d_T = 0.9 d_3$) ar metrisku pamatvītņi (DIN13 T13) ar sešstūru galvu (DIN 931), kā arī ar cilindrisku galvu (DIN 912) (pēc VDI 12230)

Vīt- ne	Kla- se	Montāžas priekšslodze [F, N] pie f_v vērtībām							Pievilkšanas moments [T, N·m] pie f_v vērtībām						
		0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24
M4	8.8	2900	2760	2630	2500	2370	2150	1950	1.6	1.7	1.9	2.0	2.2	2.5	2.8
	10.9	4260	4060	3860	3670	3490	3150	2860	2.3	2.5	2.8	3.0	3.2	3.7	4.2
	12.9	6040	4750	4520	4290	4080	3690	3350	2.7	3.0	3.2	3.5	3.8	4.3	4.9
M5	8.8	5000	4750	4500	4300	4100	3700	3350	3.0	3.4	3.8	4.1	4.4	4.8	5.2
	10.9	7300	7000	6600	6300	6000	5400	4900	4.4	5.0	5.5	6.0	6.4	7.1	7.6
	12.9	8600	8200	7800	7400	7000	6400	5800	5.1	5.8	6.5	7.0	7.5	8.3	8.9
M6	8.8	7000	6700	6300	6000	5700	5200	4700	5.1	5.8	6.5	7.0	7.5	8.2	8.8
	10.9	10200	9800	9300	8800	8400	7600	6900	7.5	8.6	9.5	10.3	11.0	12.1	13.0
	12.9	12000	114000	10900	103000	9800	8900	8000	8.8	10.0	11.1	12.0	13.0	14.0	15.0
M7	8.8	10400	10000	9500	9100	8600	7800	7100	8.5	9.8	10.9	11.9	12.5	14.0	15.0
	10.9	15300	14700	14000	13300	12700	11500	10400	12.5	14.5	16.0	17.5	18.5	20.5	22.0
	12.9	18000	17200	16400	15600	14800	13400	122000	14.5	17.0	18.5	20.5	22.0	24.0	26.0
M8	8.8	12900	12300	11800	11200	10600	9600	8700	12.4	14.0	16.0	17.0	18.5	20.5	21.5
	10.9	19000	18100	17300	16400	15600	14100	12800	18.0	21.0	23.0	25.0	27.0	30.0	32.0
	12.9	22200	21200	20200	19200	18300	16500	15000	21.5	24.5	27.1	30.0	32.0	35.0	37.0
M10	8.8	20700	19800	18900	18000	17100	15400	14000	25	29	32	35	37	41	44
	10.9	30500	29000	27500	26500	25000	22700	20600	37	42	47	51	55	60	65
	12.9	35500	34000	32500	31000	29500	26500	24100	43	49	55	60	64	71	76
M12	8.8	30500	29000	27500	26500	25000	22600	20500	43	49	55	60	64	71	76
	10.9	44500	42500	40500	38500	36500	33000	30000	63	73	81	88	94	104	112
	12.9	52000	50000	47500	45000	43000	39000	35500	74	85	95	103	110	122	130
M14	8.8	42000	40000	38000	36000	34500	31000	28500	69	79	85	96	103	114	122
	10.9	61000	59000	56000	53000	51000	46000	41500	101	116	130	140	150	165	180
	12.9	72000	69000	65000	62000	59000	54000	48500	118	135	150	165	175	195	210

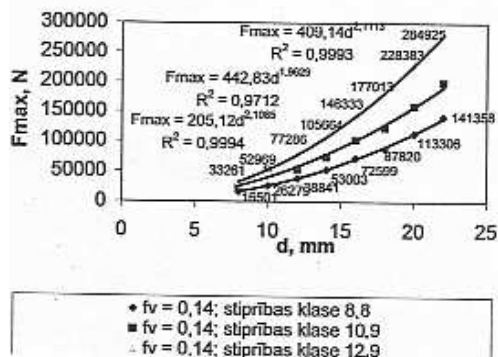
8.17. tabulas turpinājums

Vīt- ne	Kla- se	Montāžas priekšslodze [F, N] pie f_v vērtībām							Pievilkšanas moments [T, N·m] pie f_v vērtībām						
		0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24
M16	8.8	58000	56000	53000	51000	48500	44000	40000	106	123	135	150	160	180	195
	10.9	86000	82000	79000	75000	71000	65000	59000	155	180	200	220	235	260	280
	12.9	100000	96000	92000	88000	83000	76000	69000	185	210	235	260	280	319	330
M18	8.8	72000	69000	66000	63000	60000	54000	49000	150	175	195	210	225	250	270
	10.9	103000	99000	94000	89000	85000	77000	70000	215	245	280	300	320	360	380
	12.9	121000	115000	110000	105000	100000	90000	82000	250	290	320	350	380	420	450
M20	8.8	94000	90000	86000	82000	78000	71000	64000	215	250	280	300	330	360	390
	10.9	134000	128000	123000	117000	111000	101000	92000	310	350	400	430	460	520	560
	12.9	157000	150000	144000	137000	130000	118000	107000	360	410	460	510	540	610	650
M22	8.8	119000	114000	109000	104000	99000	90000	82000	290	340	380	420	450	500	540
	10.9	169000	162000	155000	148000	141000	128000	116000	420	480	540	590	640	710	770
	12.9	198000	190000	182000	173000	165000	150000	136000	490	560	630	690	740	830	900
M24	8.8	136000	130000	124000	118000	113000	102000	93000	370	430	480	520	560	620	670
	10.9	193000	185000	177000	168000	160000	145000	132000	530	610	680	740	800	890	960
	12.9	226000	216000	207000	197000	188000	170000	154000	620	710	800	870	940	1040	1120
M27	8.8	181000	173000	166000	158000	151000	137000	124000	550	640	720	790	850	940	1020
	10.9	255000	247000	236000	225000	215000	195000	177000	780	910	1020	1120	1200	1350	1450
	12.9	300000	290000	275000	265000	250000	228000	207000	920	1060	1190	1300	1400	1550	1700
M30	8.8	218000	209000	200000	191000	182000	165000	150000	740	860	970	1060	1140	1250	1350
	10.9	310000	300000	285000	270000	260000	235000	214000	1060	1230	1400	1500	1600	1800	1950
	12.9	365000	350000	335000	320000	305000	275000	250000	1240	1450	1600	1750	1900	2100	2300
M33	8.8	275000	265000	250000	241000	230000	208000	189000	1010	1180	1300	1450	1550	1750	1900
	10.9	390000	375000	360000	345000	325000	295000	270000	1450	1700	1900	2050	2250	2500	2700
	12.9	460000	440000	420000	400000	385000	345000	315000	1700	1950	2200	2400	2600	2900	3100
M36	8.8	320000	310000	295000	280000	270000	243000	221000	1300	1500	1700	1850	2000	2250	2400
	10.9	460000	440000	420000	400000	380000	345000	315000	1850	2150	2400	2600	2800	3200	3400
	12.9	535000	510000	490000	470000	445000	405000	370000	2150	2500	2800	3100	3300	3700	4000

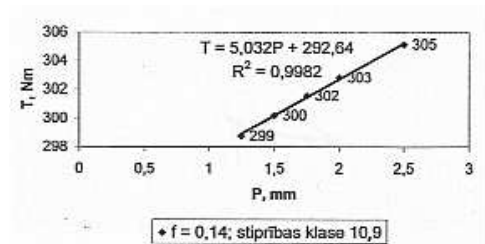
Izmantojot 8.16. tabulas datus grafiski parādīta pievilkšanas momenta un spēka izmaiņa atkarībā no skrūves diametra (8.22. un 8.23. att.) un vītnes soļa (8.24. un 8.25. att.). Iegūtās empīriskās sakarības var izmantot praktiskiem aprēķiniem dotajā parametru apgabalā.



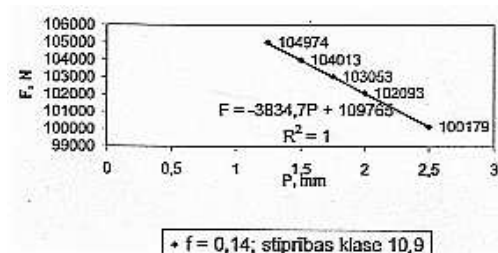
8.22. att. Pievilkšanas momenta atkarība no skrūves diametra.



8.23. att. Pievilkšanas spēka atkarība no skrūves diametra.



8.24. att. pievilkšanas momenta atkarība no vītnes soļa (vītnei M16).



8.25. att. Pievilkšanas spēka atkarība no vītnes soļa (vītnei M16).

Skrūves pievilkšanas momentu T un spēku F būtiski ietekmē berzes koeficients vītņē f_v un uzgriežņa atbalsta virsmā f_u , vītnes diametrs un stiprības klase. Vītnes soļa ietekme ir niecīga.

Savā bakalaura darbā: “Vītņoto savienojumu pievilkšanas normēšana un kontrole” J.Feldmanis eksperimentāli pētīja minēto faktoru ietekmi uz momentu T un spēku F .

8.6. Vītnes lietderības koeficients

Vītnes lietderības koeficients izteicams ar lietderīgā darba A_ℓ un visa patērētā (pievadītā) darba A attiecību:

pievelkot uzgriezni - griezes momentu pārveido skrūves aksiālajā spēkā (8.26. att.)

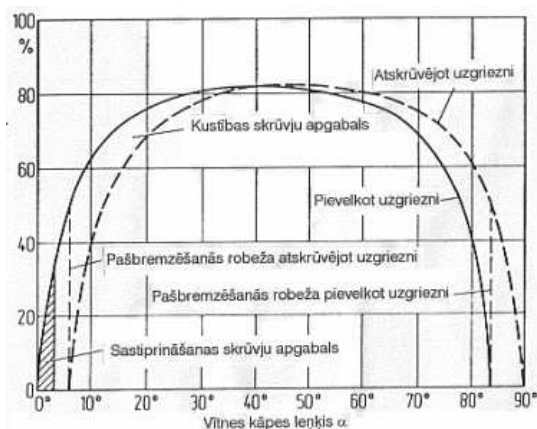
$$\eta = \frac{A_\ell}{A} = \frac{F P}{F_t \pi d_2} = \frac{F \cdot \pi d_2 \operatorname{tg} \alpha}{F \operatorname{tg} (\alpha + \rho') \pi d_2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho')} ; \quad (8.22)$$

atskrūvējot uzgriezni – skrūves aksiālo spēku pārveido uzgriežņa rotācijā (8.26. att.)

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} (\alpha - \rho')}{\operatorname{tg} \alpha} , \quad (8.23)$$

kur $\rho' = \rho \cos \beta \approx 1,16 \cdot \rho$ - metriskās vītnes reducētais berzes leņķis.

Ja metriskās vītnes kāpes leņķis $\alpha \approx 2^\circ 30'$, tad pašbremzēšanās ($\alpha < \rho'$), pat neievērojot berzi uzgriežņa atbalsta plaknē, iestājas pie berzes leņķa $\rho' \geq 2^\circ 30'$, t.i., pie reducētā berzes koeficienta vītnē $f_v' = f_v / \cos \beta = 0.045$.



8.26. att. Lietderības koeficienti pie dažādiem kāpes leņķiem un berzes koeficienta vītnē $f_v = 0.08$.

Berzes pieaugums sastiprināšanas vītnēs ir lietderīgs, jo uzlabojas uzgriežņa pašbremzēšanās spēja. No formulas (8.22) redzams, ka lietderības koeficients pieaug, palielinoties kāpes leņķim un samazinoties reducētajam berzes leņķim ρ' . Lai palielinātu kāpes leņķi, tad kustības skrūvēm pielieto vairākgājienu vītņi. Praksē parasti pielieto vītņes ar lielu kāpes leņķi ($\alpha \leq 20^\circ \dots 25^\circ$), jo η pieaugniecīgi,

bet vītņes izgatavošana kļūst apgrūtināta. Lietderības koeficienta palielināšanai kustības skrūvēs pielieto paņēmienus, kas samazina berzi vītnē: antifrikcijas

materiālus; precīzu izgatavošanu un eļļošanu; liek gultni zem uzgriežņa vai skrūves atbalsta gala; lodīšuzgriežņus u.c.

Lielākais teorētiski iegūstamais lietderības koeficients ($\eta_{\max} = 0.81$, ja $f_v = 0.1$ un $\rho = 6^\circ$) ir pie vītnes kāpes leņķa $\alpha = 45^\circ - (\rho/2)$.

8.7. Uzgriežņa pašatskrūvēšanās un sprostierīces

Skrūvju savienojumam jābūt izveidotam un samontētam tā, lai visos ekspluatācijas apstākļos skrūvē saglabātos priekšslodze. Tādā gadījumā nebūtu nepieciešamas papildus sprostierīces un uzgriežņi (galvskrūves) paši neatskrūvētos. Berze vītņēs un uzgriežņa atbalsta virsmā garantē uzgriežņa neatskrūvēšanos pat pie mainīgas un triecenslodzes. Uzgriežni atskrūvējošais moments:

$$T_{at} \approx \underbrace{F_{v\min} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \alpha}_{\text{iekšējais atskrūvējošais moments}} - \underbrace{F_v \left(\frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \rho' \right)}_{\text{bremzējošais moments vītņē}} + \underbrace{\frac{D + d_o}{4} f_v}_{\text{bremzējošais moments uzgriežņa atbalsta plaknē}}. \quad (8.24)$$

Sastiprinošās vītņēs pie statiska slogojuma izpildas pašbremzēšanās nosacījums ($\rho' > \alpha$) un tāpēc bremzējošais (noturošais) moments ir lielāks par iekšējo atskrūvējošo momentu. Kamēr savienojumā darbojas priekšslodze F_v , uzgriežņa pašatskrūvēšanās nav iespējama. Priekšslodzes izzušana saistas ar diviem iespējamiem cēloņiem: ar savienojuma ciešuma mazināšanos un vītņu pašatskrūvēšanos.

Saskares ciešuma (priekšslodzes) starp skrūves un uzgriežņa vītņēm samazināšanos, neatskrūvējoties uzgriežnim, **sauc par savienojuma atslābšanu**. Bultskrūves spiediens pret savienotām detaļām samazinās un var rasties savienojuma neblīvums (saduras atvēršanās), kas pie mainīgas slodzes samazina detaļu ilgizturību un ievada pašatskrūvēšanos. Savienojuma ciešumu mazina arī saskares virsmu piestrāde, plastiskas deformācijas, negludumu samazināšanās, savienojamo detaļu maza stiprība un liels skrūves stingums.

Uzgriežņa patvaļīgu atgriešanos vai galvas skrūves izskrūvēšanos ietekmē:

- mainīga slodze, satricinājumi, vibrācijas;

- paliekošās deformācijas skrūves serdē un vītņēs;
- mainīgas elastīgās deformācijas, kas īslaicīgi maina saskares ciešumu starp skrūves un uzgriežņa vītņēm (var samazināties līdz nullei – izzūd berzes spēki) un līdz ar to pašbremzēšanās nosacījums netiek izpildīts;
- mainīgas šķērsdeformācijas, kas rada vītņu virsmu relatīvu kustību radiālā virzienā un tangenciālais spēks uz slīpās virsmas tad darbojas uzgriežņa atskrūvēšanās virzienā.

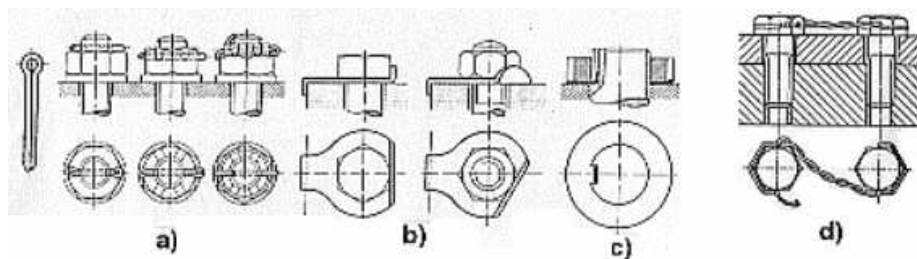
Ja slodze mainīga (sevišķi, ja vērsta perpendikulāri skrūves asij), statistiskais pašbremzēšanās nosacījums nav pietiekošs, lai novērstu uzgriežņa pašatskrūvēšanos, un ir nepieciešams speciāls uzgriežņa nodrošinājums ar sprostierīcēm. Sevišķi bīstami ir savienojumi ar plānām detaļām un īsām skrūvēm, kad priekšslodze ātri samazinās.

Arī pie lielas aksiālas mainīgas slodzes trījstūra vītņēs rodasniecīgi aksiāli slīdes pārvietojumi (vītne “elpo”), kas samazina berzi vītņēs.

Sprostierīces iedala trijās grupās atkarībā no darbīgā faktora rakstura:

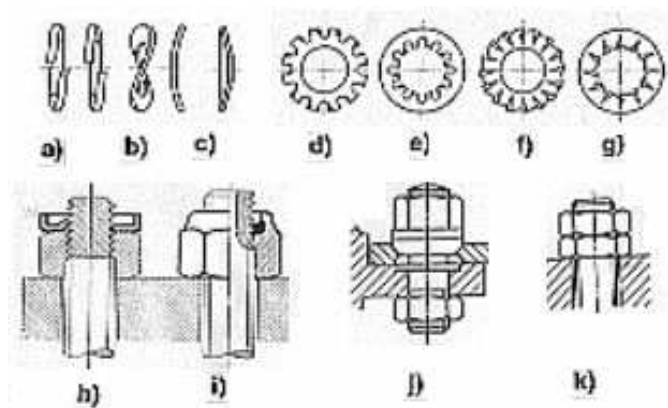
1. ar formas faktoru (8.27. att.);
2. ar spēka (berzes) faktoru (8.28. att.);
3. ar papildmateriāla (līmes) faktoru (8.29. att.).

Sprostierīces ar formas faktoru nepieļauj uzgriežņa atskrūvēšanos un pazušānu, ar spēka (berzes) faktoru – kavē pašatskrūvēšanos, jo ar aksiālu elastīgu darbību palielina berzes spēku vītnes un labāk saglabā priekšslodzi.



8.27. att. **Uzgriežņa sprostierīces ar formas faktoru:**

a – ar šķelttapiņu; b – ar fasonpaplāksni ar atradziem; c – paplāksne ar iekšēju atradzi; d – ar stiepli.



8.28. att. **Uzgriežņa sprostierīces ar spēka (berzes) faktoru:**

a – atspērīgās paplāksnes; b – izliekta atspērpaplāksne; c – spriegumpaplāksne; d – zobpaplāksne ar ārējiem zobiem; e – zobpaplāksne ar iekšējiem zobiem; f – vādekļveida paplāksne ar ārējiem zobiem; g – vādekļveida paplāksne ar iekšējiem zobiem; h – ar atspēriņu pretuzgriezni no tērauda skārda; i – ar uzgrieznī iemontētu fibras gredzenu; j – ar uzgriežņa konisku atbalsta virsmu; k – ar kontruzgriezni.

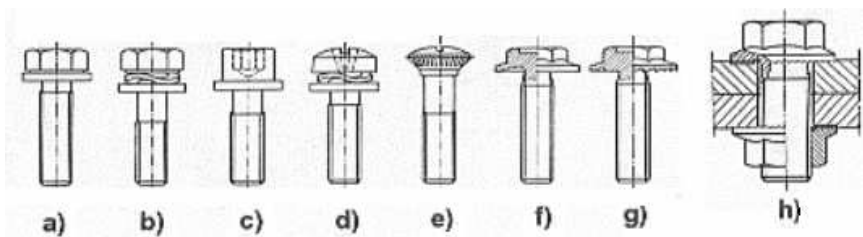
Skrūves vijumus pārklāj ar līmi (piemēram, šķidrie mākslīgie sveķi) pirms montāžas. Pēc līmes sacietēšanas uzgriežņa pašatskrūvēšanās nav iespējama. Izgatavo arī tādas skrūves, kuru vītņē jau iestrādātas divkomponentu līmes mikrokapsulas. Uzskrūvējot uzgriezni, kapsulas pārplīst un ne tikai novērš pašatskrūvēšanos, bet arī pasargā pret koroziju un blīvē vītņi (šķidrums, gāzes). Firma Loctite Deutschland GmbH (Minhene) piedāvā šādas līmes:

- ar nelielu stiprību (demonē ar parastiem instrumentiem);
- ar vidēju stiprību (vēl iespējama demontāža ar parastiem instrumentiem);
- ar lielu stiprību (ar parastiem instrumentiem demontāža nav iespējama; skrūves un uzgriežņi nav atkārtoti izmantojami).

Lai atvieglotu savienojuma montāžu un demontāžu, samazinātu detaļu skaitu izgatavo skrūves kombinējot tās ar paplāksnēm un sprostelementiem (8.30. att.).

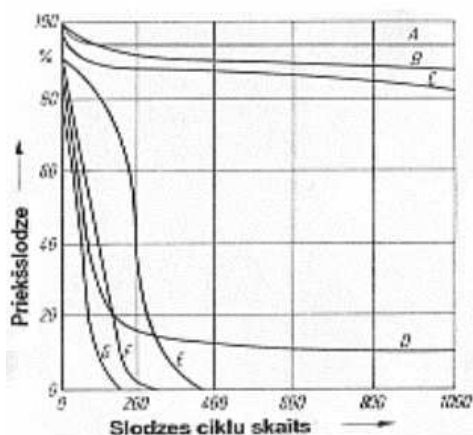


8.29. att. **Skrūves ar vītņē iestrādātām līmes mikrokapsulām.**



8.30. att. **Kombinētas skrūves ar nepazaudējamiem sprostelementiem (DIN 6900) un atsperīgām galvām:**

a – sešstūru galvskrūve (DIN 933) ar paplāksni (A DIN 6902); b – sešstūru galvskrūve (DIN 931) ar paplāksni (B DIN 6902 un atsperpaplāksni (DIN 6904); c – skrūve (DIN 912) ar paplāksni (B DIN 6902); d – skrūve ar lēcveida galvu (DIN 7985), ar paplāksni (B DIN 6902) un atsperpaplāksni (DIN 6904); e – skrūve ar lēcveida galvu (DIN 7988) un speciālu paplāksni (V DIN 6907); f – skrūve ar atsperīgu galvu; g – skrūve ar atsperīgu galvu un rievotu atbalsta virsmu; h – savienojums ar elastīgu un rievotu skrūves galvu un uzgriezni.



8.31. att. **Dažādu pretatskrūvēšanās sprostierīču efektivitāte pie mainīgas slodzes:**

A – normēta skrūve ar firmas LOCTITE sprostierīci; B – skrūve ar atsperīgu galvu (8.30. att., f); C – skrūve ar atsperīgu galvu un rievotu atbalsta virsmu (7.30. att., g) D – uzgrieznis ar poliamīda gredzenu; E – skrūve ar zobpaplāksni (8.28. att., d; DIN 6797 A); F – skrūve ar atsperpaplāksni (8.28. att., a; DIN 1271); G – normēta skrūve bez sprostierīces.

Oriģinālas ir skrūves ar atsperīgu galvu (8.30. att., f un g), kuras attīsta aksiālu papildspēku savienojumā, aizkavējot pašatskrūvēšanos. Šādas skrūves komplektē ar analogiskas formas uzgriežņiem (8.30. att., h). 8.31. attēlā parādītas līknes, kas raksturo dažādu sprostierīču efektivitāti mainīgā slodzē.

Pielietojot līmi mikrokapsulās, noturība pret atskrūvēšanos atbilst apmēram A līknei.

Lielas stiprības skrūves ar augstu materiāla tecēšanas robežu parasti tiek montētas ar lielu priekšslodzi, kas garantē tās ilgstošu saglabāšanos ekspluatācijā. Tāpēc skrūves ar stiprības klasi sākot ar 8.8 un augstāk drīkst

pielietot bez pretatskrūvēšanās sprostierīcēm. Vairākums vienkāršo sprostierīču dažādas atsperpaplāksnes, pat fasonpaplāksnes, stieples, kontruzgrieznis un

vainaguzgriežņi ar šķelttapiņu) ir neefektīvas kā pret savienojuma atslābšanu, tā arī pret patvaļīgu atskrūvēšanos. Šādas sprostierīces pielieto skrūvēm ar stiprības klasi ≤ 6.8 .

8.8. Vītņu savienojumu pievilkšanas metodes

Priekšslodzes F_v aprēķini iegūst praktisku vērtību tikai tad, ja uzgriežņa pievilkšanu var kontrolēt un noteikt, kad ir sasniegta vajadzīgā priekšslodze.

Priekšslodzes lielumu nevar noteikt tieši, bet gan, izmantojot kādu ar to netieši saistītu lielumu (griezes momentu, skrūves elastīgo pagarinājumu, uzgriežņa pagrieziena leņķi u.c.). Faktiski realizētās priekšslodzes izkliede atkarīga no pievilkšanas metodes un netiešo faktoru noteikšanas precizitātes.

1. Pievilkšana ar roku, pielietojot sviras vai rotācijas tipa atslēgas. Cilvēka izjūta dod tikai subjektīvu un nedrošu spriedumu par uzgriežņa atslēgai pielikto spēku un vēl mazāk par attīstīto griezes momentu, kas ir atkarīgs no muskuļu spēka un atslēgas pleca garuma. Prakse rāda, ka skrūves M12 ... M16 ar stiprības klasi 5.6, 6.8, kā arī M8...M12 ar stiprības klasi 8.8 un 10.9 iespējams pievilkt pareizi. Sevišķi neprecīzi tiks pievilktas lielāka diametra skrūves, bet mazāka diametra – var tikt viegli norautas. Ar roku, pēc izjūtas, pievelk tikai mazatbildīgas, ar pastāvīgu slodzi slogotas skrūves, kuru stiprības klase mazāka par 8.8.

2. Pievilkšanas spēka kontrole pēc skrūves pagarinājuma. Skrūves pievilkšanas spēks ir tieši proporcionāls tās elastīgajam pagarinājumam. Skrūves garumu izmēra pirms montāžas un montāžas laikā. Pievilkšanu turpina tik ilgi, kamēr, spriežot pēc nepieciešamā, iepriekš aprēķināta pagarinājuma, ir iegūta vajadzīgā priekšslodze. Sasniedzamā precizitāte $\pm 5 \%$. Metode piemērotāka garām bultskrūvēm ($\ell > 6d$). Mērinstrumenta precizitātei jābūt ap $\pm 1 \mu\text{m}$. Ja mērīšanas precizitāte būs $\pm 5 \mu\text{m}$, tad īsas ($\ell = 10 \text{ mm}$) 12.9 stiprības klases bultskrūves montāžas priekšslodzes izkliede palielinās (ap $\pm 10 \%$). Liela diametra skrūves ($d = 30 \dots 200 \text{ mm}$) montē, sākotnēji sakarsējot vai elastīgi izstiepjot (deformējot) aukstā stāvoklī (piemēram, ar speciālu hidrodomkratu). Šajā gadījumā uzgriežņi uzskrūvē blīvi ar parasto uzgriežņu atslēgu.

Pēc atdzišanas vai stiepes slodzes noņemšanas, skrūvē attīstas aprēķinātā priekšslodze. Skrūves pagarinājumu var kontrolēt arī ar skrūves kāta urbumā ievietotu stienīti (deformāciju indikators) vai ar optisku indikatoru (interferences krāsu plāksnīti). Visprecīzākā, bet visdārgākā skrūves elastīgā pagarinājuma mērīšanas metode ir tenzometriskā metode. Šo metodi parasti izmanto eksperimentālos pētījumos.

3. Pievilkšanas spēka kontrole pēc uzgriežņa pagriešanas leņķa. Pēc sākotnējās uzgriežņa pievilkšanas, uzgriezni vēl pagriež par iepriekš aprēķinātu leņķi φ , kas atbilst savienojamo detaļu nepieciešamai deformācijai un nodrošina vajadzīgo montāžas priekšslodzi. Pievilkšanas precizitāti ietekmē aprēķinā grūti ievērtējami gadījuma parametri savienojuma detaļu padevīgums, plastiskā nosēde un detaļu izmēri. Šī metode neder īsām skrūvēm ($\ell < 4d$), jo uzgriežņa pagriešanas leņķis būs mazs un gadījuma parametru ietekme liela. Parasti uzgriezni pievelk līdz skrūves materiāla tecēšanas robežai.

4. Ar skrūves materiāla tecēšanas robežas kontroli. Šī metode izmanto sakarību starp pievilkšanas momentu T un uzgriežņa pagriešana leņķi φ . Ar gradientu G saprot attiecību $\Delta T/\Delta \varphi$. Kad vītņu savienojumā izsmelta spēle un vijumi cieši sakļāvušies, tad sakarība $T = f(\varphi)$ kļūst lineāra, bet $G = \text{const}$. Spriegumiem skrūvē tuvojoties materiāla tecēšanas robežai, sakarība $T = f(\varphi)$ kļūst nelineāra, bet gradients $G \neq \text{const}$. Un sāks strauji samazināties. Ierīces elektroniskā aparatūra pārtrauc uzgriežņa pievilkšanu tad, kad $\Delta T/\Delta \varphi \approx 0.5 (\Delta T/\Delta \varphi)_{\max}$. Šajā stāvoklī spriegumi skrūvē sasniedz nosacīto tecēšanas robežu $\sigma_{0.2}$, t.i., skrūves paliekošais pagarinājums būs apmēram 0.2 %. Eksperimentālie pētījumi rāda [28], ka pielietojot šo metodi, berze vītnē (ja $f_v = 0,08 \dots 0.125$) rada kļūdu $\pm 4,3$ %. Ievērojot materiāla tecēšanas robežas izkliedi, pievilkšanas spēka izkliede skrūvēm ar stiprības klasi 8.8 bija ± 11.9 %, bet skrūvēm ar stiprības klasi 12.9 - ± 8.8 %. Palielinājās arī savienojuma ilgizturība. Samazinot graužošu sprieguma pielaidi divas reizes (līdz $\sigma_B = 1200 \dots 1300$ MPa), pievilkšanas spēka izkliede bija tikai ± 5.9 %.

Gradienta metode ir noderīga arī īsu skrūvju pievilkšanai, skrūves var izmantot atkārtoti.

5. Pievilkšanas spēka kontrole pēc pievilkšanas momenta. Sakarība starp skrūves pievilkšanas momentu T un radušos aksiālo stiepes spēku F skrūvē (montāžas priekšslodzi) norāda formula (8.19). Teorētiskā sakarība starp parametriem T un F ir aptuveni lineāra. Ne visai lielā pievilkšanas precizitāte ($\pm 25\%$) saistīta ar berzes koeficienta vītņē f_v un uzgriežņa atbalsta plaknē f_u lielu izkliedi, kura atkarīga no vairākiem faktoriem: materiāla cietības, salāgoto virsmu raupjuma, eļļas klātbūtnes, pārklājuma veida, īpatnējā spiediena, pievilkšanas reižu skaita, pievilkšanas ātruma u.c. Pievilkšanu pēc griezes momenta realizē ar dinamometriskām uzgriežņu atslēgām, kas uzrāda pielikto griezes momentu vai to ierobežo (robežatslēga).

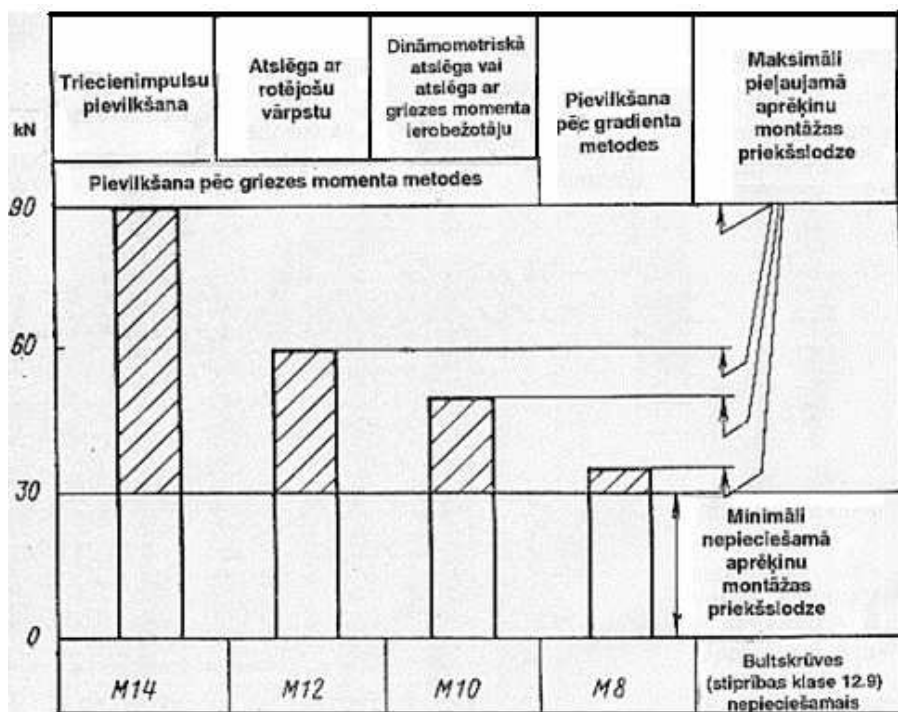
6. Pievilkšana ar mehānisko, elektrisko, pneimatisko vai hidropiedziņu.

Dažādās, ar motoru darbināmās ierīces, ir ar regulējamu griezes momentu vai ar griezes momenta ierobežotāju. Pielieto arī ierīces, kuras attīsta rotācijas triecienimpulsus. Triecienpievilkšana nodrošina ātru un ciešāku vītņu savienojuma veidošanu pie nelielas dzinēja jaudas, kā arī ierīces mazu masu un izmērus. Pievilkšanas momentu iepriekš nevar ieregulēt.

Pievilkšanas metodes precizitāte ietekmē skrūves izmērus, kurus nosaka ne tikai darba slodze, bet arī iegūtā montāžas slodze. Minimāli nepieciešamo montāžas slodzi (pie $\sigma_{st} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_T$) parasti nosaka savienojamo detaļu saduras blīvuma prasība, bet maksimālo (pie $\sigma_{st \max} \leq (0,8 \dots 0,9)\sigma_T$) – skrūves stiprība (atkarīga no pievilkšanas metodes precizitātes).

8.32. attēlā [18] parādīta montāžas slodzes (priekšslodzes) izkliede atkarībā no vītņu savienojuma pievilkšanas metodes. Ja metode nav precīza (iespējama liela priekšslodzes izkliede), tad vītņu savienojumā jāparedz lielāka diametra skrūves, kurām jāgarantē minimālais pievilkšanas spēks un savienojuma detaļu stiprība.

Pielietojumā pievilkšanas metode (8.18. tab.) ietekmē arī montāžas izmaksas [19].



8.32. att. Montāžas priekšslodzes izklike atkarībā no vītņu savienojuma pievilksanas metodes.

8.18. tabula

Dažādu pievilksanas metožu salīdzinājums pēc precizitātes un izmaksām

Pievilksanas metode	Precizitāte, % ($\pm$)	Relatīvās izmaksas
Pievelkot ar roku	35	1
Ar dinamometrisku atslēgu	25	1,5
Pēc uzgriežņa pagrieziena leņķa	15	3
Ar deformējamām paplāksnēm	10	7
Pēc skrūves pagarinājuma	5	15
Ar tenzometriem	1	20

8.9. Vītņu savienojumu aprēķins

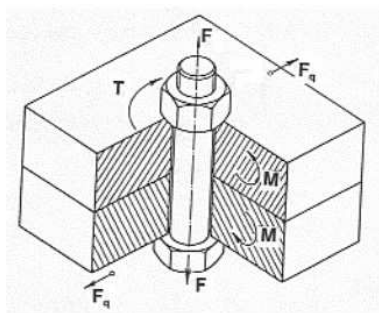
Vītņu savienojumu (ar galvskrūvi, bultskrūvi vai tapskrūvi) aprēķina metodika atkarīga no pieliktās slodzes rakstura (statiska vai mainīga), virziena, savienojuma konstrukcijas un montāžas tehnoloģijas īpatnībām.

Vītņu savienojumu aprēķina gadījumus iedala:

1. Savienojumi bez sākotnējās priekšslodzes (nesaspriegotie, viegli pievilktie):
 - a) uzgriežni pievelk līdz gala stāvoklim pirms darba slodzes pievilkšanas (savienojuma detaļas sloģo tikai aksiāls spēķs);
 - b) savienojumu sloģo aksiāls spēķs un griezes moments, bet slodze ir ierobeģota (piemēram, vītņu savilce; sloģa, kustības un regulēšanas skrūves).
2. Savienojumi ar sākotnēģo priekšslodģi (augst saspriegotie), kad jau pirms darba slodzes pievilkšanas skrūvē darbojas priekšslodģe un rodas priekšspriegums (piemēram, iekšdedzes dzinēģu bloķa galvas un klaņu skrūves).
3. Pārēģie aprēķinu veidi:
 - bultskrūves ar šķērsslodģi;
 - skrūvēģu grupas aprēķini (ar simetrisku un nesimetrisku izvietoģumu);
 - skrūvēģu aprēķins, ja savienojums pakļauts augstai temperatūrai;
 - sloģa un kustības skrūvēģu aprēķins;
 - liecē un stiepē (ekscetriski) sloģotu skrūvēģu aprēķins.

Ar vārdu “skrūvē” saprot vispārīgu, kopīgu (ietver arī bultskrūvi un tapskrūvi) terminu, kā arī specifisku (skrūvē, kas ieskrūvējama detaļā) terminu. Savienojamo detaļu urbumos skrūves var ievietot brīvi (ar spraugu) vai cieši (bez spraugas vai ar uzspīli). Skrūvju pamatslogojums ir stiepes spēks. Vītņoto savienojumu aprēķins var būt projekta (vienkāršots) vai pārbaudes (precizēts).

8.33. attēlā parādīti iespējamie pieliktās slodzes virziena varianti savienojumam ar bultskrūvi.



8.33. att. Darba slodzes virziena varianti savienojumam ar bultskrūvi:

F – aksiālais spēks; F_q – šķērsspēks;
M – lieces moments; T – griezes moments.

Skrūves asij perpendikulāros spēkus (F_q un T) parasti neuzņem skrūve, bet berzes spēki savienojamo detaļu sadurplaknē. Aksiālais spēks F un lieces moments M darbojas skrūves garenas virzienā. Šo slogojumu uzņem skrūve.

Vītņotie savienojumi var būt ar vienu skrūvi vai ar vairākām skrūvēm.

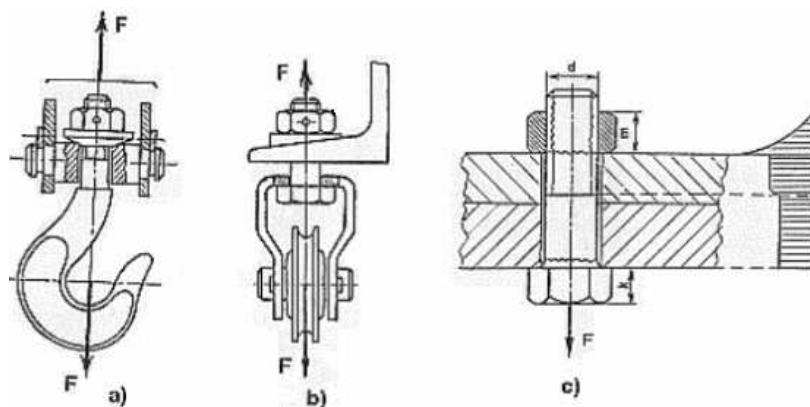
Vispilnīgāk skrūvju savienojumu aprēķins izstrādāts vācu standartos:

- VDI – direktīva 2230;

- DIN 15080 (T_1 līdz T_3), DIN 18800 un DIN 18801 – metālkonstrukcijām;
- DIN 2505 – atloku savienojumiem;
- DIN ISO 898, T1 un T5, kā arī DIN 267, T3, T4 un T9 – vispārīgie norādījumi.

8.10. Nesaspriegto skrūvju aprēķins

Nesaspriegtās skrūves aksiālo darba slodzi F uzņem pēc uzgriežņa piegriešanas (8.34. att.). Šādu konstrukciju nav daudz (piemēram, kravas kāša kāta vītņotā daļa, reduktora osas skrūve).



8.34. att. Nesaspriegto vītņu savienojumu piemēri:

a – kravas kāša savienojums ar šķērssiiju; b – troses trīša pievienojums sijai; c – aprēķinu shēma.

Spēka F darbības rezultātā iespējami šādi bultskrūves bojājumi (8.34. att., c):

- bultskrūves kāta pārrāvums uzgriežņa atbalsta plaknes šķēlumā (pa pirmo noslogoto vītnes vijumu);
- vītnes bojājumi (cirpe, liece, virsmas spiede, nodilums);
- bultskrūves kāta pārrāvums pārejā uz galvu.

Stiepes spriegumus bultskrūves vītņotajā daļā aprēķina, ņemot vērā vijumu ietekmi (izmantojot diametru d_s nevis d_3 , 8.1.att., 8.1. tab.)

Metriskās vītnes profils parādīts 8.35. attēlā.

Skrūves kāta stiprības nosacījums stiepē:

$$\sigma_{st} = \frac{4 F}{\pi d_s^2} \leq [\sigma_{st}].$$

No stiprības nosacījuma izsaka diametru d_3 (mm):

$$d_s = \sqrt{\frac{4 F}{\pi [\sigma_{st}]}}. \quad (8.25)$$

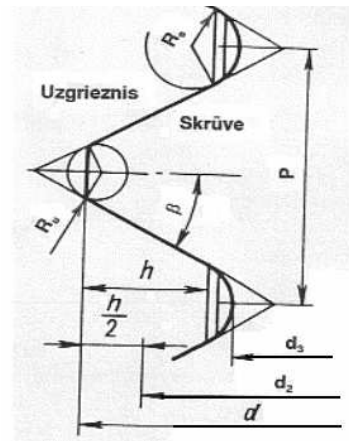
Ja neievēro vītnes vijuma ietekmi (zaudē ap 10 % nestspējas), tad aprēķina skrūves serdes diametru d_3 .

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 F}{\pi [\sigma_{st}]}}. \quad (8.26)$$

Ja vītne ir bez kājas noapaļojuma R_s , bet ar plakanu pamatni (neracionāli), tad par skrūves serdes diametru uzskata diametru $d_1 = D_1$, kur D_1 ir uzgriežņa iekšējais diametris.

Pieļaujamais stiepes spriegums pieņem $[\sigma_{st}] = 0,6 \sigma_T$, kur σ_T – skrūves materiāla tecēšanas robeža.

Zinot diametru d_s (vai d_3), nosaka vītnes standartizētos izmērus un soli (8.1. tab.).

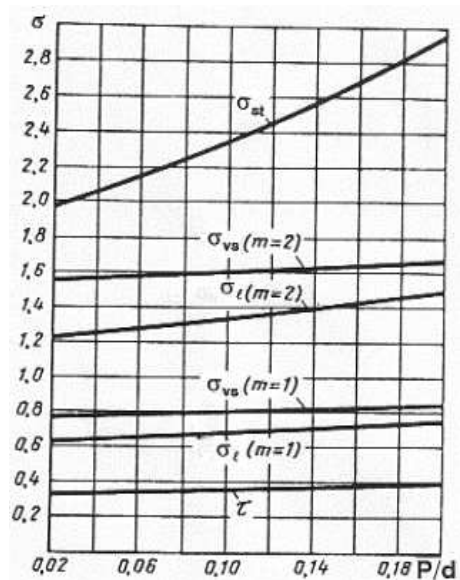


8.35. att. **Metriskās vītnes profils**

($R_s \approx 0.144 P$; $R_u \approx 0.072 P$;
 $h \approx 0.54 P$; $d_s = 0.5 (d_2 + d_3)$;
 $d_3 \approx d - 1.23 P$).

Skrūves vītne aprēķins stiprībā (cirpē, liecē, virsmas spiedē) nav nepieciešams, jo standartizētas vītne elementu izmēri garantē skrūves kāta, galvas, kā arī tērauda uzgriežņa (ar augstumu $m = 0.8d$) vienādstiprību.

8.36. attēlā [3] parādīti stiepes, lieces, cirpes un virsmas spiedes spriegumi vītnē atkarībā no soļa P un diametra d attiecības. Ja slodze pa vijumiem sadalās vienmērīgi, tad $m = 1$, ja slodze pa vijumiem sadalās pēc trijstūra likuma, tad $m = 2$.



8.36. att. Attiecības P/d ietekme uz spriegumiem vītnē.

Kā redzams, stiepes spriegumi skrūvē σ_{st} būtiski atkarīgi no attiecības P/d (1.5 reizes, ja $P/d = 0.2 \dots 0.02$), jo samazinoties solim P , palielinās diametrs d_3 .

Lieces spriegumi vītnē σ_ℓ mainās niecīgi. Pie $m = 1$ tikai $0.25 \dots 0.30$, bet pie $m = 2 - 0.5 \dots 0.6$ no stiepes spriegumiem σ_{st} . Vītnei ar uzspīli $\sigma_\ell \approx (0.13 \dots 0.15) \sigma_{st}$.

Virsmas spiedes spriegumi pie $m = 1$ ir $(0.3 \dots 0.45) \sigma_{st}$ un pie $m = 2 - (0.55 \dots 0.8) \sigma_{st}$.

Cirpes spriegumi, mainoties attiecībai P/d no $0.02 \dots 0.20$ izmainās tikai 1.25 reizes.

Smalkvītne ir izturīgāka par pamatvītnēm. Pie $P/d = 0.15 \dots 0.05$ stiprība stiepē palielinās par $15 \dots 20 \%$. Ieteicamā attiecības P/d vērtība ir $0.12 \dots 0.06$ (augšējā robeža derīga mazākiem diametriem, bet mazākā – lielākiem).

8.11. Vītne stiprība

Uzgriežņa vītne ir izturīgāka par skrūves vītni, jo tās trijstūrveida pamats novietojas uz lielākā cilindra virsmas ($D > d_3$) un tāpēc uzgriežņa vītne vijuma cirpes spriegumi būs mazāki par skrūves vītne vijuma cirpes spriegumiem. Ja skrūves un

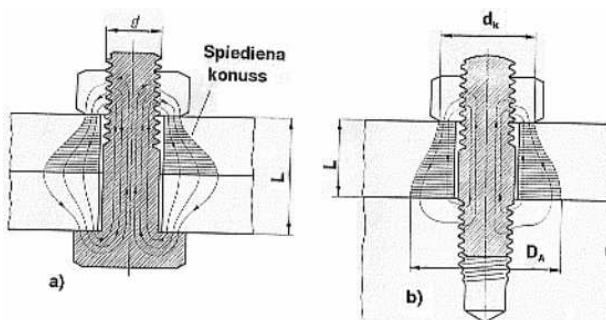
uzgriežņa materiāli ir vienādi, tad cirpē aprēķina tikai skrūves vijumus. Krāsainā metāla uzgriežņa augstums vai ieskrūvējuma dziļums ir jāpalielina.

Aksiālais spēks F pa vijumiem sadalītos vienmērīgi tikai tad, ja vītne būtu izgatavota absolūti precīza un vītnes padevīgums būtu ievērojami lielāks nekā skrūvei un uzgriežnim. Īstenībā šie nosacījumi neizpildās.

Uzgriezni pievelkot, detaļas attīsta spiedienu pret bultskrūves galvu un uzgriezni. Detaļas elastīgi deformējas un to biezums nedaudz samazinās, bet bultskrūve elastīgi pagarinās.

Spēku pārnese no bultskrūvu uz savienojamām detaļām var iedomāties kā spēku plūsmu, kas vērsta pa galveno spriegumu trajektorijām (8.37. att.).

Skrūves uzgriežņa (galvas) spiediena izpausmes laukuma lielums detaļās atkarīgs no savienojuma konstrukcijas un detaļu biezuma L . Ja $L \geq 8d$ un detaļas nav čaulas veida, tad ietekmes konusus (spēku plūsmas izplatās koniskā tilpumā) lielākais diametrs



8.37. att. Spēku plūsma no skrūves caur uzgriezni un savienojamām detaļām:

a – savienojums ar bultskrūvi; b – savienojums ar tapskrūvi.

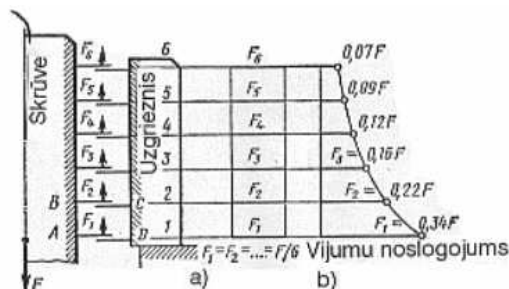
D_A var būt $D_A \approx 3d_k$ (8.37. att., b), ja to pieļauj detaļu izmēri (d_k – uzgriežņa vai skrūves galvas atbalsta laukuma ārējais diametrs).

8.38. attēlā parādīta vītnes pāra shēma. Skrūves aksiālais spēks F caur vītņi tiek pārņemts uzgriežnim un līdzsvarojās ar uzgriežņa balsta reakciju. Vijumi slogojas ar spēku $F_1, F_2, \dots, F_z$, kur z – uzgriežņa vijumu skaits.

Summa $\sum_1^z F_i = F$, bet atsevišķie spēki F_i nav savstarpēji vienādi. Pieņemsim, ka

skrūve un uzgrieznis ir absolūti stingri, bet vijumi padevīgi. Šajā gadījumā pēc spēka F pielikšanas visi skrūves punkti (piemēram, A un B) attiecībā pret atbilstošiem

uzgriežņa punktiem (piemēram, C un D) pārvietosies vienādi. Visi vijumi deformēsies vienādi un uzņems vienādu spēku (8.38. att., a).



8.38. att. **Vijumu noslogojums saskrūvējuma zonā:**

- a – ja skrūve un uzgrieznis ir absolūti stingi;
- b – vijumu noslogojums standartizētā ($m = 0.8 d$) sešu vijumu uzgrieznī.

Ja skrūve būs elastīga, bet uzgrieznis stings, tad punktu A un D relatīvais pārvietojums būs lielāks par punktu B un C relatīvo pārvietojumu par lielumu, kas atbilst skrūves stiepes deformācijai starp punktiem A un B. Tā, ka vijumu noslogojums ir proporcionāls to lieces deformācijai (atbilstošo punktu relatīvajam pārvietojumam),

tad pirmā vijuma noslogojums būs lielāks nekā otrā vijuma noslogojums utt.

Īstenībā visi skrūves pāra elementi ir padevīgi, tikai skrūve slogojas stiepē, bet uzgrieznis spiedē. Punkta D pārvietojums ir mazāks par punkta C pārvietojumu par lielumu, kas atbilst uzgriežņa spiedes deformācijas posmā CD. Uzgriežņa spiede papildus palielina punkta A un D, B un C u.t.t. relatīvā pārvietojuma starpību un līdz ar to vijumu noslogojuma nevienmērību.

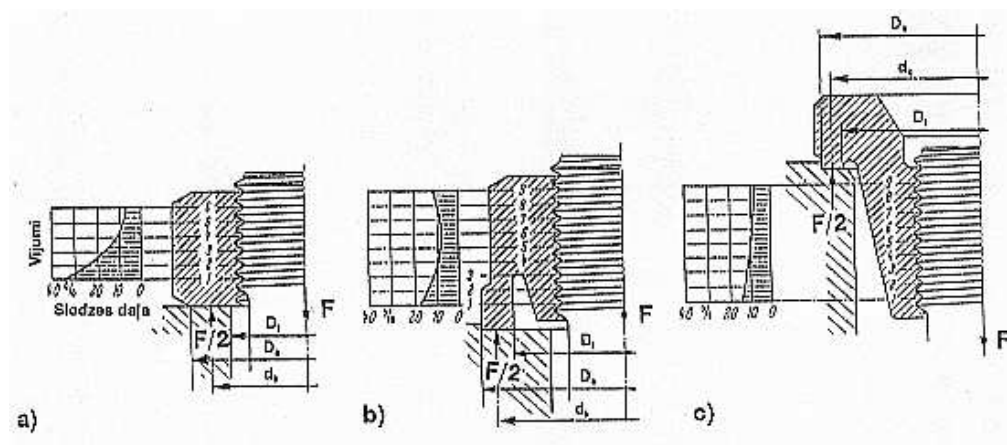
Iepriekš teikto izteiksim ar attiecīgo punktu pārvietojumiem Δ_i . Sakarā ar skrūves stiepi $\Delta_B < \Delta_A$ (skrūves posms, kas atrodas tuvāk slodzei F, noslogots ar pilnu slodzi), bet uzgrieznim spiedē $\Delta_D < \Delta_C$. Punktu A, D, B un C relatīvais pārvietojums $\Delta_{AD} = \Delta_A - \Delta_D$, $\Delta_{BC} = \Delta_B - \Delta_C$, tātad $\Delta_{AD} > \Delta_{BC}$ un pirmā vijumā noslogojums ir lielāks par otrā vijuma noslogojumu utt.

Spiedē slogotā uzgrieznī gandrīz 50 % no kopējās slodzes F uzņem divi pirmie vijumi (8.38. att.; 8.39. att., a) F, kas samazina savienojuma stiprību (sevišķi ja slodze ir mainīga).

Apmēram 65 % no visiem skrūvju lūzuma gadījumiem radušies pirmajā noslogotajā vijumā, 20 % vītnes izskrejā un 15 % pie skrūves galvas.

Tā kā tālākie vijumi irniecīgi noslogoti, tad vijumu skaita palielinājums nav racionāls. Standartizētajos normāla augstuma ($m = 0,8d$) uzgriežņos ir seši vijumi.

Lai izlīdzinātu slodzes sadalījumu pa vijumiem, pielieto dažādus konstruktīvos pārveidojumus (8.39. att.).



8.39. att. **Slodzes sadalījums pa vītnes vijumiem:**

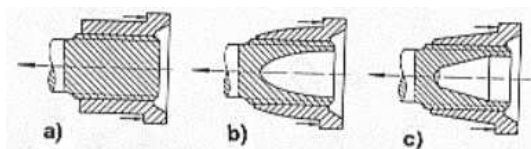
a – parastais uzgrieznis; b – uzgrieznis ar atslogojošu gredzenveida rievu; c – pakaruzgrieznis.

Izveidojot uzgriežņa atbalstvirsmā gredzenveida rievu (8.39. att., b), pirmo vijumu zonā rodas stiepes deformācija, kas sekmē slodzes palielināšanos uzgriežņa augšdaļā. Bez tam uzgriežņa augšējie vijumi slogojas arī radiāli no uzgriežņa balsta reakcijas.

Atbildīgās konstrukcijās pielieto stiepē slogotus uzgriežņus, kas izveidoti kā pakaruzgriežņi ar vienādas pretestības stiepto konisko daļu (8.39. att., c).

Pielieto arī uzgriežņi ar nelielu vītnes soli nekā skrūvei, uzgriežņi ar konisku vītņi vai ar cilindriskās vītnes apakšdaļas konisku nošķēlumu (samazinās apakšējo vijumu augstums).

Ja nav nepieciešams hermetiskums, tad tapskrūves jāieskrūvē caurejošā urbumā, kas nodrošina vienmērīgāku slodzes sadalījumu pa vijumiem. Dažkārt skrūves galā izveido iedobumu (8.40. att.).



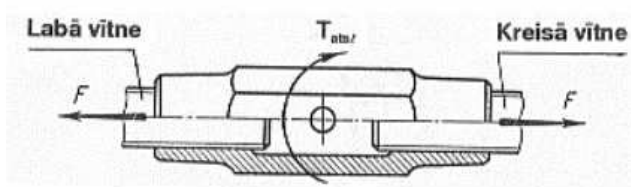
8.40. att. **Savienojuma ar pakaruzgriežņi optimizācija:**

a – sākotnējais variants; b – ar uzlabotu spēka līniju plūsmu; c – ieteicamais variants.

8.12. Stiepē un vērpē slogota savienojuma aprēķins

Uz skrūvi jau uzgriežņa pievilkšanas sākumā darbojas pilna darba slodze F . Šāda situācija rodas, ja savienojuma ekspluatācijas laikā nākas pievilkt uzgriezni (piemēram, vītņu savilce, 8.41. att.).

Skrūves serdes šķēlumā vienlaicīgi darbojas stiepes spriegumi σ_{st} (no darba slodzes F) un vērpes spriegumi τ_v (no berzes vītņēs):



8.41. att. Vītņu savilce.

$$\sigma_{st} = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_s^2}; \quad \tau_v = \frac{T}{W_\rho} = \frac{F \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_2}{2}}{0,2 d_s^3}, \quad (8.27)$$

kur ρ' - reducētais berzes leņķis; $\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f_v / \cos \beta$.

Reducētie spriegumi pēc IV stiprības teorijas

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{st}^2 + 3 \tau_v^2} \leq [\sigma_{st}]. \quad (8.28)$$

Pārveidojot (8.28), iegūsim

$$\sigma_{red} = \sigma_{st} \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau_v}{\sigma_{st}} \right)^2} = \sigma_{st} \sqrt{1 + 3 k^2}. \quad (8.29)$$

Spriegumu attiecība

$$k = \frac{\tau_v}{\sigma_{st}} = 2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_2}{d_s}. \quad (8.30)$$

Pieņemot metriskās vītnes vidējus parametrus, iegūsim $\tau_v / \sigma_v \approx 0,5$ un $\sigma_{red} \approx 1,3 \sigma_{st}$.

Tādējādi aplūkojamais aprēķinu gadījums ar pietiekošu precizitāti var tikt reducēts uz skrūves aprēķinu tikai stiepē, palielinot darba slodzi F 1.3 reizes (par 30 %) ; $F_{\text{apr}} = 1.3 F$.

Skaitlis 1.3 tuvīni ievērtē skrūves vērpes spriegumus, kuri rodas pievelkot uzgriezni no berzes vītņēs. Skrūves aprēķinu diametrs:

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 F}{\pi [\sigma_{st}]}}. \quad (8.31)$$

No 8.1. tabulas izvēlas standartizētos vītņes izmērus un veic savienojuma pārbaudes aprēķinu:

$$\sigma_{red} \leq [\sigma_{st}].$$

Pieļaujamie spriegumi ir atkarīgi no skrūves materiāla, diametra, slodzes rakstura un no uzgriežņa pievilkšanas veida (kontrolē vai nekontrolē pievilkšanu). Lai izslēgtu nenoteiktību pieļaujamo spriegumu izvēlē, formulu (8.31) papildina ar koeficientu α , kas ievērtē nekontrolētu pievilkšanu

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 F \alpha}{\pi [\sigma_{st}]}}. \quad (8.32)$$

Koeficients α :

- Ja pievilkšanas slodzi nekontrolē, tad:
 - oglekļa tēraudiem $\alpha = 3,4 F^{-0.22}$;
 - leģētajiem tēraudiem $\alpha = 4 F^{-0.17}$.
- Ja slodzi kontrolē (pievelk uzgriezni ar dinamometrisku atslēgu), tad $\alpha = 1$.

Formulā (8.32) pieļaujamos spriegumus nosaka vienādi kā kontrolējamai, tā arī nekontrolējamai pievilkšanas slodzei

$$[\sigma_{st}] = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (8.33)$$

kur $S = 1.6$ – oglekļa tēraudiem; $S = 2.0$ – leģētajiem tēraudiem.

8.13. Mazāk atbildīgu skrūvju aptuvens aprēķins

Mazāk atbildīgus skrūvju savienojumus parasti pievelk ar roku, pielietojot uzgriežņu atslēgu. Cilvēka izjūta dod tikai subjektīvu un nedrošu spriedumu par uzgriežņu atslēgai pielikto spēku un vēl mazāk par attīstīto vērpes momentu un realizēto priekšslodzi skrūvē. Lai ievērotu priekšslodzes izkliedi, tad to aprēķina šādi:

$$F_v = A_s \cdot \sigma_v,$$

kur σ_v – pēc pieredzes izvēlētais vidējais priekšspriegums (8.19. tab.).

8.19. tabula

Pieļaujamie darba spriegumi $[\sigma]$ un vidējais priekšspriegums σ_v skrūvēm ar stiprības klasi zemāku par 8.8 pie pievilkšanas ar roku

Stiprības klase		4.6, 5.6		4.8, 5.8, 6.6		6.8, 6.9	
F	mainīgs	0,3 σ_T		0,35 σ_T		0,4 σ_T	
	pastāvīgs	0,2 σ_T		0,22 σ_T		0,26 σ_T	
Vītnes diametrs d, mm		...6	7...12	14...20	22...36		> 36
Priekšspriegums σ_v , MPa		350	280	180	100		80

Pielietojot skrūves ar cilindrisku galvu un iekšēju seškanti iespējams pievelkot attīstīt tikai 30 % no norādītā priekšsprieguma σ_v .

Skrūves materiāla tecēšanas robežai jābūt vismaz $\sigma_T = 1.5\sigma_v$. Lai nenorautu vītņi, pievelkot maza diametra skrūves, tad, ja diametrs ir $d \leq 6$ mm, jāizvēlas stiprības klase 8.8.

PIEMĒRS

Noteikt skrūves vītnes diametru, ja tās materiāla (stiprības klase 4.6) tecēšanas robeža $\sigma_T = 240$ MPa (8.4. tab.) un pieļaujamie spriegumi (8.19. tab.) $[\sigma] \approx 0.2\sigma_T = 0.2 \cdot 240 = 48$ MPa.

Darba slodze ir mainīga, $F = 1500$ N. Vītņotās daļas šķērsriezuma laukums

$$A_s = \frac{F}{[\sigma]} = \frac{1500}{48} = 31,2 \text{ mm}^2.$$

Der skrūve M8 ar $A_s = 36.6 \text{ mm}^2$ (8.1. tab.) Skrūvei M8 priekšspriegumi var būt $\sigma_v \approx 280 \text{ MPa}$ (8.19. tab.). Minimālajai materiāla tecēšanas robežai jābūt $\sigma_T = 1.5 \sigma_v = 1.5 \cdot 280 = 420 \text{ MPa}$. Redzams, ka izvēlētais materiāls neder. Jāpāriet uz stiprības klasi 6.8 ar $\sigma_T = 480 \text{ MPa}$.

8.14. Saspriegto skrūvju savienojumu aprēķins

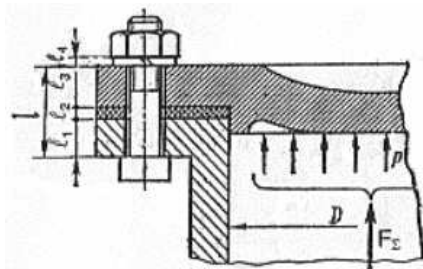
8.14.1. Pamatjēdzieni

Saspriegtās skrūves pirms darba slodzes iedarbības jau ir noslogotas ar priekšslodzi. Skrūves atbildīgos savienojumos (piemēram, motoru kļauņa un cilindru galvas skrūves, cauruļvadu savienojumos, pamatu skrūves u.c.) montē ar priekšslodzi, kura skrūvē izraisa samērā lielus sākotējos stiepes spriegumus ($\sigma_{st} \approx (0,5 \dots 0,8) \sigma_T$).

Priekšslodzi realizē ar uzgriežņa pievilkšanu. Šādiem savienojumiem uzstāda hermetiskuma vai savienojamo detaļu saduras neatvēršanās prasības. Vairumā gadījumu skrūves slogojas ar mainīgu darba slodzi, kad noteicēja ir ilgizturības prasība.

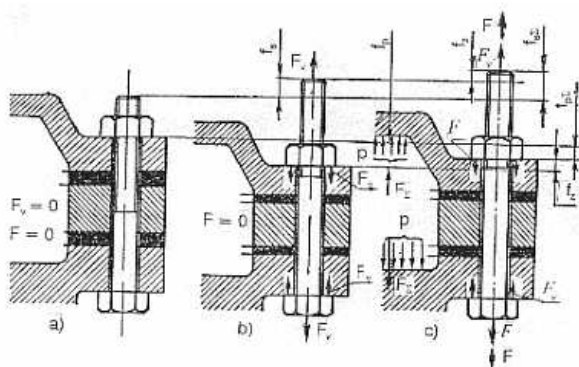
Līdz šim aplūkotie vienkāršie skrūvju aprēķini ir dibināti uz statikas sakarībām, neievērojot materiālu pamatīpašību – elastību un deformācijas, kas rodas savienojumā.

Dažos gadījumos ir nozīmīga prasība pēc skrūves un savienojuma minimālas masas (piemēram, kļauņu skrūves, lai samazinātu inerces spēkus un gultņu nodilumu), kad nepieciešams pilnībā izmantot materiāla pretestības spēju.



8.42. att. Cilindra un vāka savienojums.

deformāciju f_p .



8.43. att. Sasprīgtā skrūves savienojuma fizisko norišu skaidrojoša shēma.

priekšslodzi F_v . Priekšslodzes darbības rezultātā (pievelkot uzgriezni), plātne attīsta spiedienu pret bultskrūves galvu un uzgriezni (plātnes reakcija), plātne tiek saspiesta, un tās biezums nedaudz samazinas par elastīgās deformācijas Δl_p (f_p) lielumu. Bultskrūve elastīgi pagarinās plātnes reakcijas ietekmē par lielumu Δl_s (f_s). Bultskrūves un plātnes slodzes ir vienādas, bet pretēji vērstas.

8.43. att., c parādīts tas pats savienojums, bet noslogots ar darba slodzi F . Bultskrūvē rodas papildpagarinājums f_z . Plātnes deformācija samazinās par tādu pašu lielumu f_z , un atbilstoši samazinas spiedes spēks no skrūves uz plātņi. Samazinātais spiedes spēks (plātnes jaunā reakcija) ir paliekošā priekšslodze F_v' , kas iedarbojas no plātnes uz skrūvi (iepriekšējās slodzes F_v vietā). Bultskrūves kopējā deformācija būs $f_{\Sigma} = f_s + f_z$, plātnes $f_{p\Sigma} = f_p - f_z$, bet bultskrūves aprēķinu spēks $F_0 = F_v' + F$.

8.42. attēlā parādīts cilindra un vāka savienojums ar bultskrūvēm. Pirms darba slodzes $F = F_\Sigma / z = p \frac{\pi D^2}{4z}$ pielikšanas bultskrūvē jau darbojas priekšslodze F_v (montāžas slodze), kura rada skrūves elastīgu stiepes deformāciju f_s un savienojamo detaļu (tālāk sauksim par plātņi) spiedes

Lai izskaidrotu sasprīgtā skrūves savienojuma fizisko norišu būtību, aplūkosim savienojuma trīs stāvotnes (8.43. att.). 8.43. att., a parādīts vēl nepievilkts savienojums, bet detaļu sadūrā spraugu nav (viegli pievelk uzgriezni). 8.43. att., b savienojums pievilks ar

Redzams, ka darba laikā paliekošā priekšslodze F_v' ir mazāka par sākotnējo priekšslodzi ($F_v' < F_v$) un aprēķinu slodze ($F_o < F_v + F$) ir mazāka nekā priekšslodzes un darba slodzes summa, kā to pieņem vienkāršotā skrūves aprēķinā. Ievērojot savienojuma detaļu elastību, skrūves aprēķinu var veikt ar mazāku slodzi un tā iegūt samazinātu diametru un masu, kā arī savienojuma kopējās masas samazinājumu (piemēram, samazinās detaļu atloku platumus).

Saspriegto savienojumu precīzais aprēķins balstas uz Huka likumu:

$$\Delta \ell = \frac{F \ell}{EA} \text{ un } F = \frac{EA}{\ell} \Delta \ell = c \Delta \ell, \quad (8.34)$$

kur F – darba slodze, N;

ℓ – detaļas garums, kas elastīgi deformējas, mm;

E – materiāla elastības modulis, MPa;

A – detaļas šķērsriezuma laukums, mm²;

c – stinguma koeficients, N/mm;

$\Delta \ell$ – elastīgā deformācija, mm.

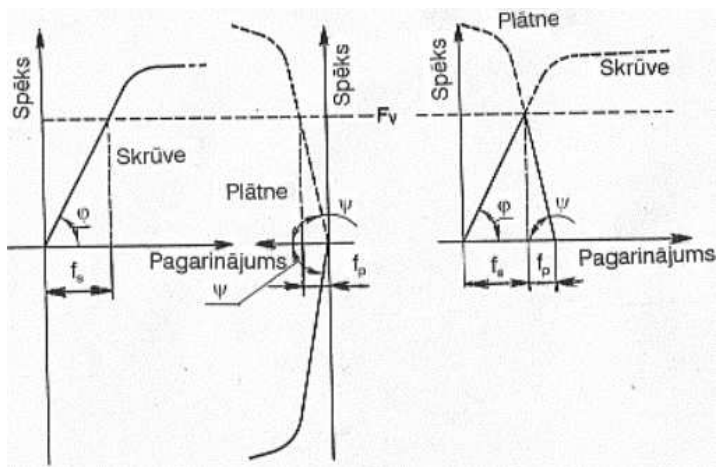
$$\text{Skrūvei } F = c_s \Delta \ell_s \text{ (vai } c_s f_s); c_s = \frac{E_s A_s}{\ell_s}; \quad (8.35)$$

$$\text{Plātnei } F = c_p \Delta \ell_p \text{ (vai } c_p f_p); c_p = \frac{E_p A_p}{\ell_p}. \quad (8.36)$$

Stinguma c apgrieztu lielumu $1/c = \frac{\ell}{EA} = \frac{f}{F}$ sauc par padevīgumu un apzīmē ar δ .

$$\text{Skrūvei } \delta_s = \frac{\ell_s}{E_s A_s}; \text{ plātnei } \delta_p = \frac{\ell_p}{E_p A_p}. \quad (8.37)$$

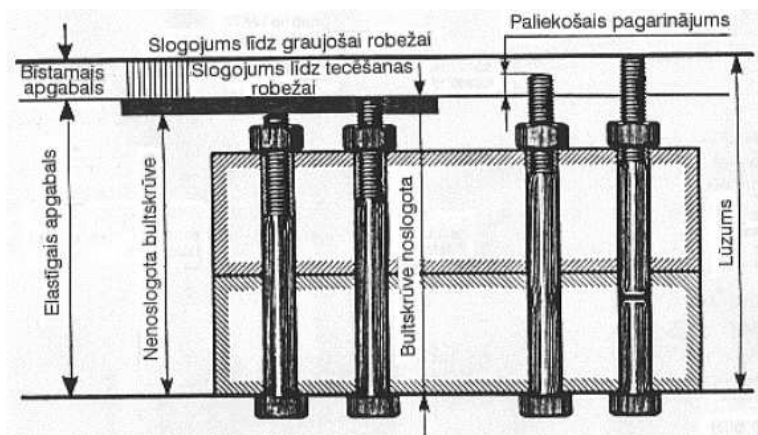
Grafiski Huka likums koordinātu sistēmā (spēks, deformācija) attēlojas ar slīpu taisni (līdz proporcionalitātes robežai), kas iet caur koordinātu sākumu. Taisnes slīpuma leņķis skrūvei $\text{tg } \varphi = F/f_s = c_s$ un plātnei $\text{tg } \psi = F/f_p = c_p$ (8.44. att.).



8.44. att. **Spriegumu trijstūra veidošanās:**

a – skrūves un plātnes līnija atbilstoši Huka likumam: b – sabīdīta priekšslodzes diagramma (pēc montāžas).

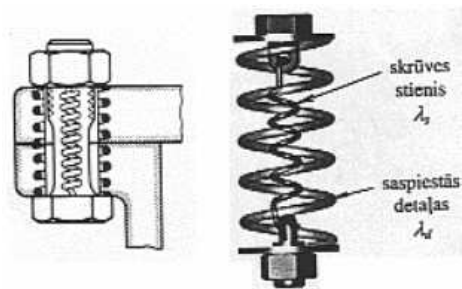
Kamēr spriegumi detaļas nepārsniedz proporcionalitātes robežu (8.45. att), deformācijas ir tikai elastīgas un vītņoto savienojumu var uzskatīt par atsperu modeli (8.46. att.). Bultskrūve atgādina saspriegtu stiepes atsperi, bet plātne – spiedes atsperi.



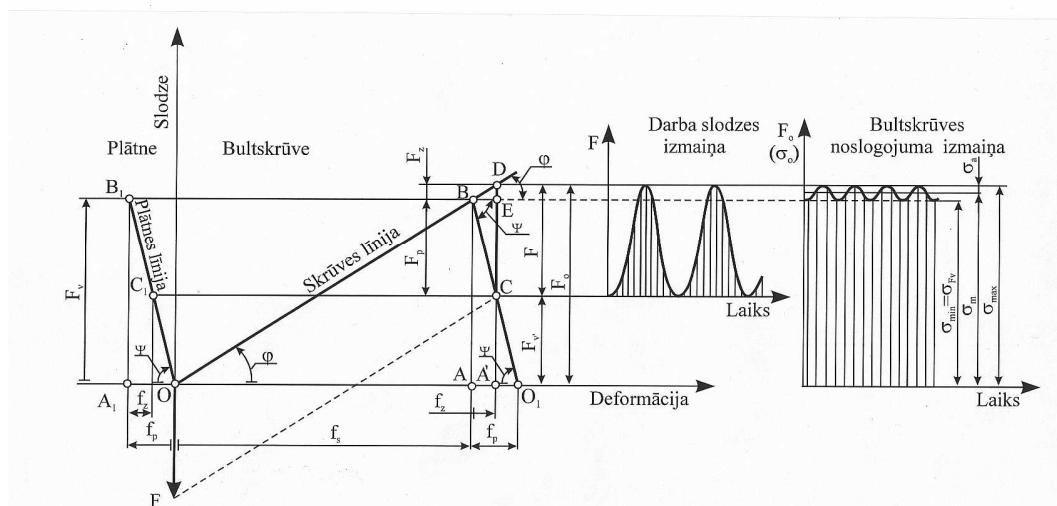
8.45. att. **Bultskrūves pieļaujamā noslogojuma apgabals.**

8.14.2. Priekšslodzes diagramma

Priekšslodzes diagrammā grafiski parādītas sakarības starp spēkiem, kas darbojas skrūves savienojumā pēc uzgriežņa pievilkšanas un darba laikā (8.47. att.). Parādītā diagramma atbilst centriski pievilktiem un slogotiem savienojumiem, kad darba slodzi F pārnes tieši uz skrūvi (šādi savienojumi ir samērā reti sastopami). Vairākums savienojumu ir slogoti ekscentriski.



8.46. att. Savienojums ar bultskrūvi kā atsperu modelis.*



8.47. att. Priekšslodzes diagramma.

Koordinātu sistēmā uz abscisu ass pa labi atliek skrūves deformāciju f_s , pa kreisi – plātnes deformāciju f_p , bet uz ordinātu ass – spēkus, kas darbojas uz skrūvi. Slīpās taisnes (leņķi φ un ψ) parāda skrūves un plātnes elastīgo deformāciju atkarībā no pieliktā spēka. Priekšslodzi F_v , kas rada deformācijas f_s un f_p , pieņem kā dotu. 8.47. attēlā priekšslodzes diagramma parādīta arī kompaktākā (sabīdītā) veidā, novelkot koordinātu sistēmas pirmajā kvadrantā caur punktu B taisni $BO_1//B_1O$.

)* - avots: Upītis G. Mašīnu elementi. Rīgs: RTU, 2003.

Tā kā darba slodze F samazina priekšslodzi F_v , tad diagrammā to atliek uz leju. Pēc diagrammas sabīdīšanas spēku F pārnēs, saglabājot tā virzienu, tā lai vektora gali pieskartos skrūves un plātnes līnijai. Darba slodze F skrūvē rada papildpagarinājumu $f_z = AA'$. Ordināta $A'D$ parāda pilnu skrūves slodzi F_o , kas ir aprēķinu slodze.

Plātnes deformācija samazinās par tādu pašu lielumu f_z , un atbilstoši samazinās spiede no skrūves uz plātņi. Samazinātā spiede (plātnes reakcija) – paliekošā priekšslodze $F_v' = A'C$ iedarbojas no plātnes uz skrūvi. Taisnes nogrieznis $A'D = A'C + CD$ norāda uz šādu sakarību starp spēkiem:

$$F_o = F_v' + F. \quad (8.38)$$

Sakarības starp spēkiem F_v , F_v' , F , F_o un F_z var izteikt arī analītiski aplūkojot trijstūri BCD, kurš sadalīts mazākos trijstūros BDE un BCE.

Kā redzams $DE + EC = DC = F$; $DC = F = f_z (\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \psi)$ un

$$f_z = \frac{F}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \psi} = \frac{F}{c_s + c_p}. \quad (8.39)$$

Priekšslodze

$$F_v = A'C + CE = F_v' + f_z \operatorname{tg} \psi = F_v' + F \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \psi} = F_v' + F \frac{c_p}{c_s + c_p}. \quad (8.40)$$

Papildslodze

$$F_z = ED = f_z \operatorname{tg} \varphi = F \frac{c_s}{c_s + c_p}. \quad (8.41)$$

Aprēķina slodze

$$F_o = F_v + F_z = F_v + F \frac{c_s}{c_s + c_p}. \quad (8.42)$$

Stingumu attiecību summa

$$\frac{c_s}{c_s + c_p} + \frac{c_p}{c_s + c_p} = 1. \quad (8.43)$$

Stinguma vietā parasti lieto padevīgumu

$$\frac{c_s}{c_s + c_p} = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \Phi; \frac{c_p}{c_s + c_p} = 1 - \Phi, \quad (8.44)$$

kur Φ - darba slodzes koeficients (spēku attiecība);

$$\Phi \approx \begin{cases} 0,2 \dots 0,3 - \text{bez elastīgām starplikām;} \\ 0,4 \dots 0,5 - \text{ar elastīgām starplikām (atsperapblāksne, kartons, gumija u.c.).} \end{cases}$$

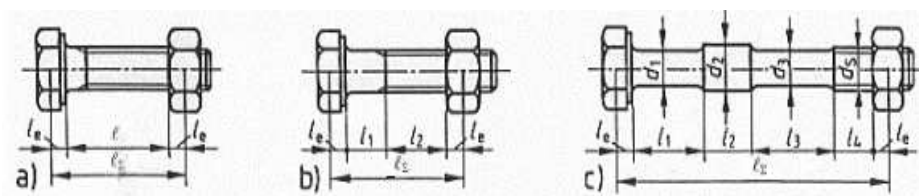
Izsakot spēkus ar padevīgumu, iegūsim:

$$F_z = \Phi F; F_p = (1 - \Phi) F; F_v = F_v' + (1 - \Phi) F; F_o = F_v + \Phi F. \quad (8.45)$$

8.14.3. Skrūves elastīgā padevīguma noteikšana

Pievelkot uzgriezni skrūves savienojumā skrūve tiek elastīgi stiepta, bet plātne – spiesta. Spēku aprēķinam saspriegtā savienojumā jāzin skrūves un plātnes padevīgums, kurus aprēķina ar nosacītām sakarībām. Atbildīgos gadījumos tos nosaka eksperimentāli.

Skrūves stienis var būt cilindrisks vai veidots no vairākiem cilindriskiem posmiem ar dažādiem diametriem (8.48. att.).



8.48. att. **Skrūves padevīguma aprēķina shēmas:**
a – skrūve pēc DIN 933; b – skrūve pēc DIN 931; c – elastīga skrūve.

Skrūves kopējo padevīgumu nosaka kā atsevišķo posmu padevīgumu summu. Piemēram, 8.48. att., c parādītai skrūvei

$$\delta_s = \delta_e + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_e. \quad (8.46)$$

Aprēķinos ievērtē arī uzgriežņa (kā arī ieskrūvējuma korpusā) un skrūves galvas (normētās sešskaldņu vai ar iekšēju seškanti) deformācijas kā cilindriskiem stieņiem, kuru garums ir $\ell_e = 0,4 d$ (d – vītnes ārējais diametrs)

$$\delta_e = \frac{0,4 d}{A E}. \quad (8.47)$$

Skrūves (7.48. att., c) kopējais padevīgums

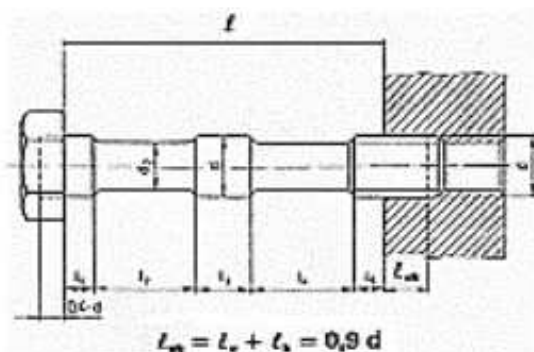
$$\delta_s = \frac{1}{E} \left(\frac{0,4 d}{A} + \frac{\ell_1}{A_1} + \frac{\ell_2}{A_2} + \frac{\ell_3}{A_3} + \frac{\ell_4}{A_s} + \frac{0,4 d}{A} \right), \quad (8.48)$$

kur $A = \pi d^2/4$; $A_{1 \dots 3} = \pi d_{1 \dots 3}^2/4$ un $A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$.

Tapskrūves (skrūves) ieskrūvējamās daļas (arī normētā uzgrieznī, piemēram, pēc DIN 934) padevīgumu δ_{ie} nosaka ievērojot skrūves vītņotās daļas serdes padevīgumu δ_v un uzgriežņa lomā esošās (piemēram, korpUSA) vītnes padevīgumu δ_k (8.49. att.):

$$\delta_{ie} = \delta_v + \delta_k = \frac{\ell_v}{E_s A_3} + \frac{\ell_k}{E_s A_d} = \frac{0,5 d}{E_s A_3} + \frac{0,4 d}{E_s A_d} = \frac{d}{E_s} \left(\frac{0,5}{A_3} + \frac{0,4}{A_d} \right), \quad (8.49)$$

kur $A_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}$ un $A_d = \frac{\pi d^2}{4}$.



8.49. att. Tapskrūves (skrūves) ieskrūvējamās daļas padevīguma noteikšanas shēma.

Skrūves pagarinājums, pievelkot uzgriezni, būs $f_s = F_v \delta_s$.

8.14.4. Plātnes padevīguma noteikšana

Ja bultskrūve savieno detaļas, kas izgatavotas no vienāda materiāla, tad tās elastības īpašību ziņā var

pieņemt kā viengabala un dēvēt par plātnēm. Plātnes padevīgums

$$\delta_p = \frac{\ell_p}{E_p A_p}, \quad (8.50)$$

kur ℓ_p – plātnes biezums (garums), mm ($\ell_p = \ell = L$ – ja darba slodzi pieliek plātnes virsmi);

E_p – plātnes materiāla elastības modulis, MPa;

A_p – plātnes šķērsriezuma laukums, mm².

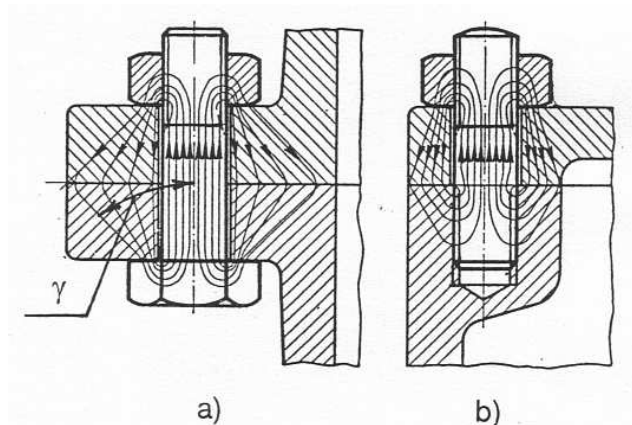
Nosakot plātnes šķērsriezuma laukumu A_p jāzin cik lielā plātnes tilpumā izpaužas skrūves spiediens pret plātņi. Spēku pārnese no bultskrūves uz savienojamām detaļām var iedomāties kā spēku plūsmu, kas vērsta pa galveno spriegumu trajektorijām (8.50. att.).

Spēku plūsma izplatās koniskā tilpumā, ko veido divi nošķelti konusi (ietekmes konusi). Konusa veidules slīpuma leņķis γ palielinās pieaugot priekšslodzei un plātnes materiāla elastības moduli, bet samazinās – palielinoties plātnes biezumam. Saskaņā ar teorētiskiem un eksperimentāliem datiem pieņem $\tan \gamma \approx 0,4 \dots 0,5$.

Konusa mazāko diametru d_k (8.51. att.) pieņem vienādu ar uzgriežņa (galvas) vai atsperapaplāksnes atbalsta laukuma ārējo diametru (uzgriežnim $d_k \approx 0,9S \approx (1,6 \dots 1,8) d$). Aprēķinu vienkāršošanai konusus aizstāj ar

ekvivalentu čaulu tā, lai tās aksiālā šķēluma laukums ir vienāds ar abu konusu

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - d_o^2).$$



8.50. att. Spēku plūsma no bultskrūves (a) un tapskrūves (b) caur uzgriežņi uz plātņi.

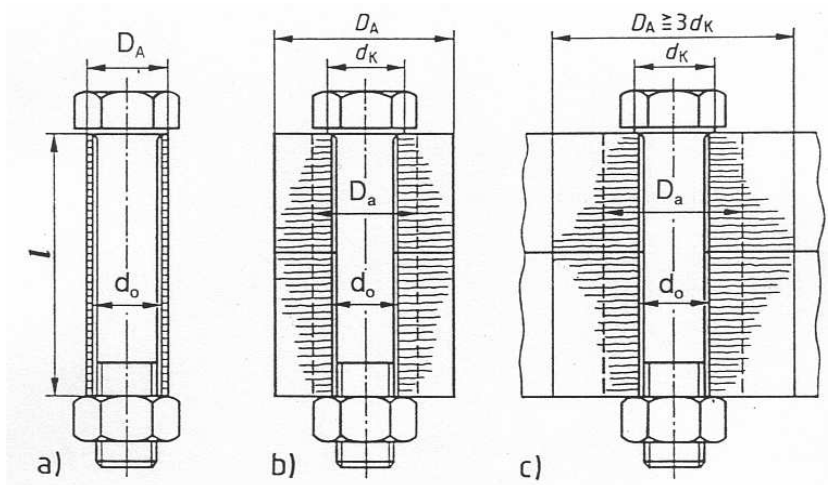
aksiālā šķēluma laukumu. Ja savienojamās detaļas ir cauruļveida ar diametriem d_o un $D_A = d_k$ (8.51. att., a) tad ekvivalentās čaulas šķēluma laukums

Diametru D_A nosaka savienojamo detaļu konstrukcija (piemēram, ārējais diametrs vai platums b , kad ietekmes konusi radiālā virzienā iekļaujas vai tikai daļēji iekļaujas plātnē).

Centriski slogotam savienojumam (8.51. att., b un c) ekvivalentās čaulas šķērsbiezuma laukums (pēc VDI – direktīvēm 2230):

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_o^2) + \frac{\pi}{8} d_k (D_A - d_k) [(x+1)^2 - 1], \quad (8.51)$$

$$\text{kur } x = \sqrt[3]{\frac{\ell d_k}{D_A^2}}. \quad (8.52)$$



8.51. att. **Spiediena konusi un ekvivalentā čaula dažādiem plātnes konstruktīvajiem variantiem:** a – $D_A \leq d_k$ (plātne ir čaula) ; b – $d_k < D_A < 3 d_k$ (ietekmes konuss daļēji iziet plātnes ārpusē); c – $D_A \geq 3 d_k$.

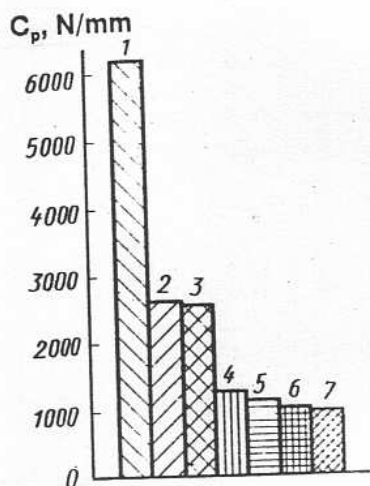
Izteiksme (8.52) ir derīga, ja $d_k \leq D_A \leq d_k + \ell$.

Ja $D_A > d_k + \ell$, tad (7.52) ievieto $D_A' = (d_k + \ell)^2$, bet (8.51) izteiksmes $(D_A - d_k)$ vietā ievieto ℓ .

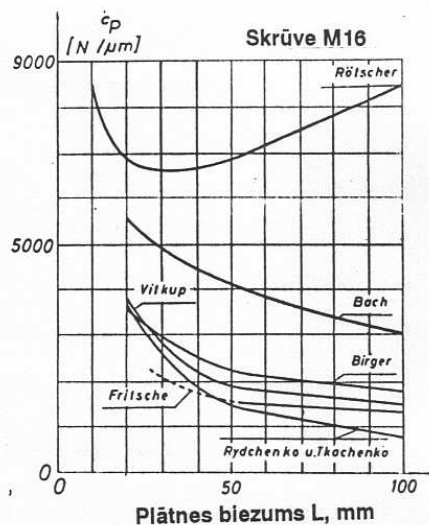
Plātnes padēvēguma noteikšanu pētījuši vairāki zinātnieki [21, 22, 23, 24, 25].

8.52. attēlā parādīta aprēķinu atbilstība eksperimentāliem datiem. 8.53. attēlā parādīta plātnes stinguma izmaiņa atkarībā no plātnes biezuma.

Praksē parasti pielieto VDI – 2230 [25] vai J.Birgera, G.Josileviča [26] metodi, kas labi saskaņojas ar eksperimentu rezultātiem.



8.52. att. Plātnes stinguma C_p noteikšanas salīdzinošā diagramma pēc Rotšera (1), Daņilova (2), Baha (3), Birgera (4), Fričes (6), Vitkula (7) un eksperimentu rezultātiem (5) [26].

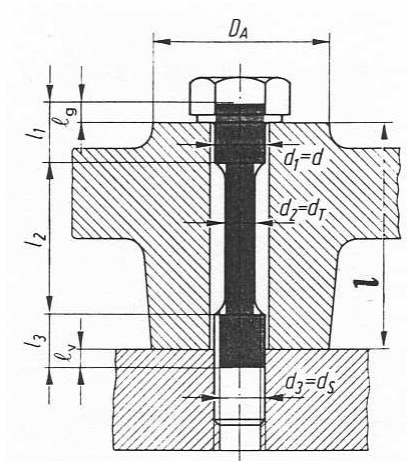


8.53. att. Plātnes stinguma C_p izmaiņa atkarībā no plātnes biezuma L [14].

PIEMĒRS

Aprēķināt elastīgās skrūves un plātnes (8.54. att.) padevīgumu, ja dots: $d_k = 17$ mm; $d_o = 11$ mm; $d_1 = d = 10$ mm; $A_1 = 78,5$ mm²; $d_2 = d_T = 7,3$ mm; $A_2 = A_T = 41,8$ mm²; $d_s = 8,59$ mm; $A_3 = A_s = 58$ mm²; $l_1 = 12$ mm; $l_2 = 30$ mm; $l_3 = 12$ mm; $l = 46$ mm; $D_A = 35$ mm. Skrūves materiāls tērauds, bet plātnes – pelēkais čuguns GG – 25 ar elastības moduli $E_p = 130$ kN/mm².

Skrūves padevīgums (8.48):



8.54. att. Detaļu savienojums ar elastīgu skrūvi.

$$\delta_s = \frac{1}{E_s} \left(\frac{\ell_1}{A_1} + \frac{\ell_2}{A_2} + \frac{\ell_3}{A_3} \right) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{12}{78,5} + \frac{30}{41,8} + \frac{12}{58} \right) = 0,513 \cdot 10^{-5} \text{ mm/N}.$$

Plātnes padevīgums

Tā, ka $d_k < D_A < 3 d_k$, tad laukuma A_p aprēķināšanai noder izteiksmes (8.51) un (8.52):

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_o^2) + \frac{\pi}{8} d_k (D_A - d_k) \left[\left(\sqrt[3]{\frac{\ell \cdot d_k}{D_A^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] =$$

$$= \frac{\pi}{4} (17^2 - 11^2) + \frac{\pi}{8} 17 (35 - 17) \left[\left(\sqrt[3]{\frac{46 \cdot 17}{35^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] = 428 \text{ mm}^2.$$

Plātnes padevīgums (8.50)

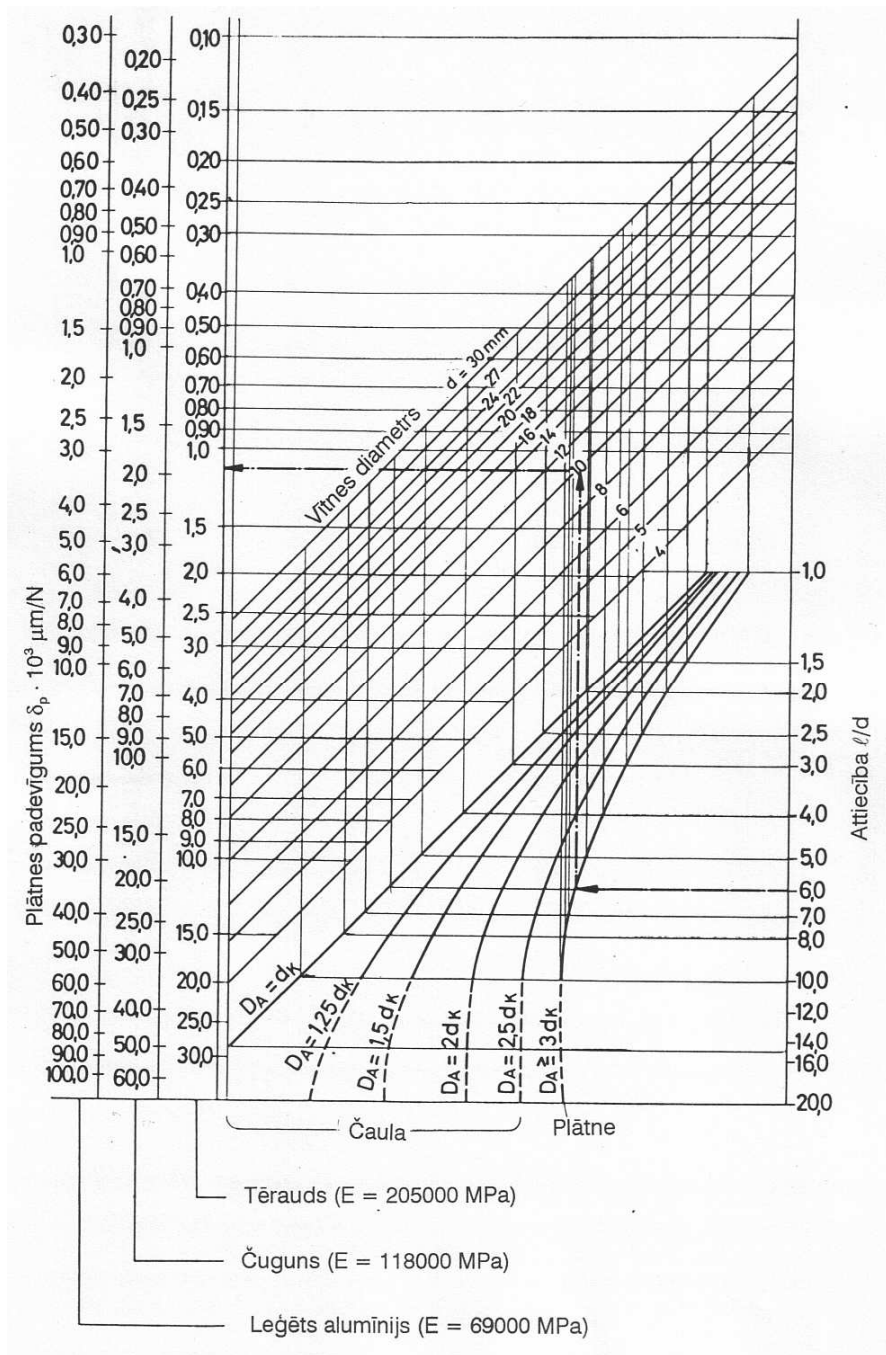
$$\delta_p = \frac{\ell_p}{E_p A_p} = \frac{46}{130 \cdot 10^3 \cdot 428} = 8,27 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}.$$

Ja ar bultskrūvi savieno vairākas detaļas, kuru laukumi un elastības moduļi ir atšķirīgi, tad padevīgumu aprēķina katrai detaļai atsevišķi un kopīgo plātnes padevīgumu nosaka summējot atsevišķo detaļu padevīgumus

$$\delta_p = \sum_{i=1}^n \delta_{pi} = \frac{\ell_1}{E_{p1} A_{p1}} + \frac{\ell_2}{E_{p2} A_{p2}} + \dots + \frac{\ell_{pn}}{E_{pn} A_{pn}}. \quad (8.53)$$

Vispārējā gadījumā plātnes laukumu nākas noteikt katrā konkrētā gadījumā atsevišķi, ievērojot detaļu konstrukciju (piemēram, lietām detaļām ar stinguma ribām un tukšumiem u.tml.). Atbildīgos gadījumos plātnes padevīgumu nosaka eksperimentāli.

8.55. attēlā parādīta diagramma plātnes padevīguma noteikšanai pie dotajiem sākuma parametriem.



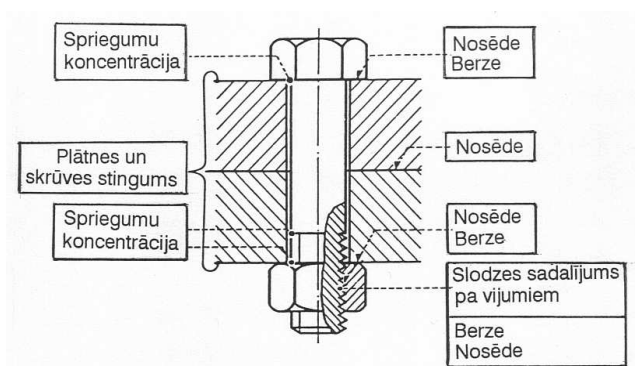
8.55. att. Plātnes padevīguma δ_p noteikšanas diagramma [27].

8.14.5. Plastiskās deformācijas vītņu savienojumā

Vītņu savienojumā saskarvirsmu negludumi priekšslodzes darbības rezultātā pakāpeniski plastiski deformējas (noplacinās) un savienojumā rodas nosēde (8.56. att.). Plastiskā nosēde samazina skrūves elastīgo deformāciju f_s par lielumu f_n (8.57. att.) un sākotnējo priekšslodzi F_v par F_n . Skrūve paliek noslogota ar spēku $F_v' = F_v - F_n$, kuram jābūt lielākam par paliekošo priekšslodzi F_v' .

Priekšslodzes F_v samazinājums F_n nosēdes rezultātā:

$$\frac{F_n}{F_v} = \frac{f_n}{f_s + f_p} = \frac{f_n}{\delta_s F_v + \delta_p F_v} \text{ un } F_n = \frac{f_n}{\delta_s + \delta_p} F_v. \quad (8.54)$$



8.56. att. Skrūves savienojuma virsmu nosēdes vietas un pārējās raksturīgās savienojuma zonas.

Ievērojot darba slodzes koeficientu (8.44)

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s},$$

$$F_n = f_n \frac{\Phi}{\delta_p}. \quad (8.55)$$

Koeficientu Φ var noteikt arī grafiski (8.58. att.).

Plastiskās nosēdes f_n skaitliskā vērtība masīvam savienojumam (ar skrūvēm pēc DIN 931 un DIN 933), mm

$$f_n \approx 3,29 \left(\frac{\ell}{d} \right)^{0,34} \cdot 10^{-3}. \quad (8.56)$$

Plastiskā nosēde samazina arī priekšslodzi par lielumu F_n

$$F_v = F_{\max} - F_n,$$

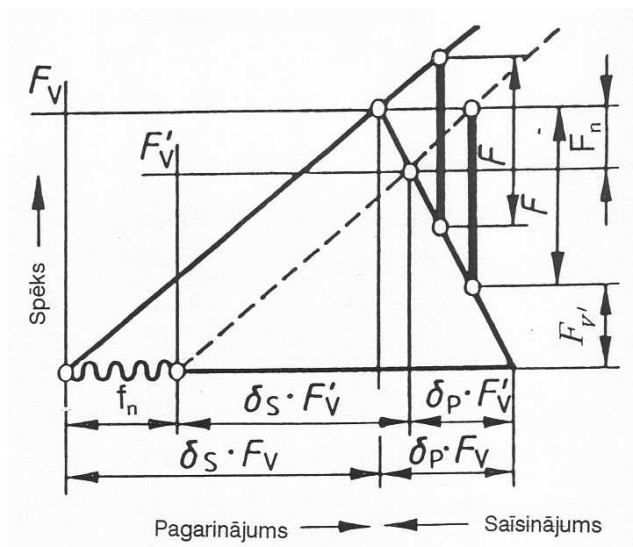
kur šeit ar $F_{\max}$ saprot montāžas priekšslodzi.

Lai samazinātu nosēdi, tad augsti sapriegotu skrūvju savienojumos zem uzgriežņa (galvas) neliek sprostapaplāksnes, paplāksnes un atsperīgus gredzenus.

Detaļu saskarvirsmām jābūt gludi apstrādātām un savstarpēji paralēlām.

Skrūves aprēķinu spēku F_0 uz plātni pārnes ar skrūves galvu (uzgriežni).

Lai nerastos plastiskas deformācijas, īpatnējais virsmas spiediens p šajā savienojumā nedrīkst pārsniegt pieļaujamo



8.57. att. Sakarība starp plastisko nosēdi f_n un priekšslodzes samazinājumu F'_V .

$$p = \frac{F_0}{A_k} \leq [p], \quad (8.57)$$

kur A_k – skrūves galvas (uzgriežņa) atbalsta laukums, mm^2 (8.21. tab.);

$[p]$ – pieļaujamais īpatnējais spiediens, MPa (8.20. tab.).

8.22. un 8.23. tabulā norādīts iespējamais īpatnējais spiediens p lielas stiprības skrūvē. Tas ļauj ātri novērtēt detaļu atbalsta virsmas nocietināšanas (piemēram, rūdīšanas), paplāksnes vai speciālas skrūves (ar lielāku galvas atbalsta virsmu) nepieciešamību.

PIEMĒRS

Aprēķināt savienojumam ar elastīgo bultskrūvi (skat. 8.54. att.) priekšslodzes F_V izmaiņas diapazonu, ja dots: $\delta_s = 5,13 \cdot 10^{-3} \text{ mm/kN}$, $\delta_p = 8,27 \cdot 10^{-4} \text{ mm/kN}$, $F_{\max} = 26,3 \text{ kN}$, $\alpha_A = 1,6 \cdot \ell/d = 6,7$.

Plastiskā nosēde (8.56)

$$f_n = 3,29 \left(\frac{\ell}{d} \right)^{0,34} 10^{-3} = 3,29 (6,7)^{0,34} 10^{-3} = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Pēc (8.44) un (8.55):

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} = \frac{8,27 \cdot 10^{-4}}{8,27 \cdot 10^{-4} + 5,13 \cdot 10^{-3}} \approx 0,14;$$

$$F_n = f_n \frac{\Phi}{\delta_p} = 6,3 \cdot 10^{-3} \frac{0,14}{8,27 \cdot 10^{-4}} \approx 1,07 \text{ kN};$$

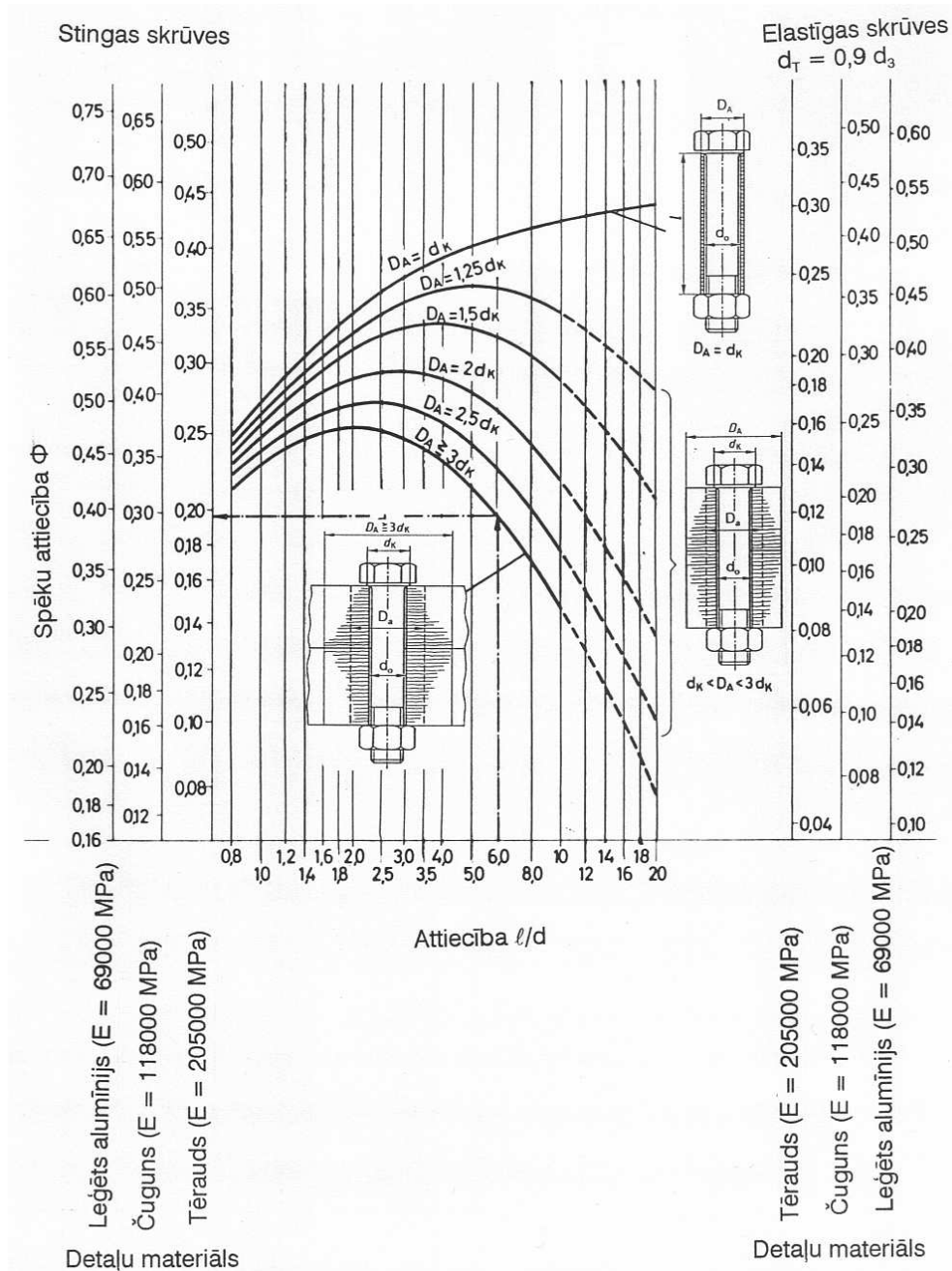
$$F_{v \max} = F_{\max} - F_n = 26,3 - 1,07 \approx 25,2 \text{ kN.}$$

$$\text{No (8.21) } F_{v \min} = \frac{F_{\max}}{\alpha_A} - F_n = \frac{26,3}{1,6} - 1,07 \approx 145,4 \text{ kN.}$$

8.20. tabula

Pieļaujamais īpatnējais spiediens [p] starp skrūves galvu (uzgriezni) un detaļas virsmu

Detaļas materiāls		[p], MPa
Tērauds	St 37, C 15	300
	St 50, C 35	500
	St 52, C 45	600
	Uzlabots $\sigma_B > 900$ MPa	900
	Uzlabots $\sigma_B > 1200$ MPa	1200
	C 15, nocietinātās kārtas dziļums 0,6 mm	1400
	16 MnCr 5 u.c. nocietinātās kārtas dziļums 1 mm	1800
Čuguns	GG – 25	850
	GGG – 50, GTS 45	500
Vieglmetāls	GK-, GD – Mg A19	150
	GK-, GD – AlSi 12 Cu	300
	GK-, GD – AlSi 6 Cu	250

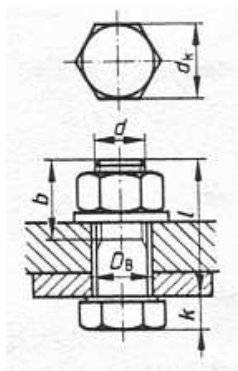


8.58. att. Darba slodzes koeficienta Φ noteikšanas diagramma [27].

8.21. tabula

Sešskaldņu skrūvju (DIN 931 galvenie izmēri, mm) un galvas atbalsta laukums A_k

Diametrs	Izmēri				Urbuma diametrs $d_o^{1)}$		A_k, mm^2	
d	d_k	k	$l^{4)}$	$b^{5)}$	precīzi	vidēji	$^2)$	$^3)$
M 5	8	3.5	25 ... 50	16	5.3	5.5	13.6	22.8
M 6	10	4	30 ... 60	18	6.4	6.6	27	32.3
M 8	13	5.3	35 ... 80	22	8.4	9	42	50
M 10	16	6.4	40 ... 100	26	10.5	11	72.4	82.4
M 12	18	7.5	45 ... 120	30	13	13.5	73.3	84.6
(M 14)	21	8.8	50 ... 140	34	15	15.5	113	120.1
M 16	24	10	55 ... 160	38	17	17.5	160.6	168.8
(M 18)	27	11.5	65 ... 180	42	19	20	188.6	209.8
M 20	30	12.5	65 ... 200	46	21	22	244.5	272.7
(M 22)	34	14	70 ... 220	50	23	24	336.8	332.4
M 24	36	15	80 ... 240	54	25	26	355.7	409.9
(M 27)	41	17	90 ... 260	60	28	30	427.2	464
M 30	46	18.7	90 ... 300	66	31	33	576.7	638.4

¹⁾ Atbilst DIN ISO 273.²⁾ Sešskaldņu skrūvēm pēc DIN 931, 933 un uzgriežņiem pēc DIN 934.³⁾ Ar iekšēju seškanti pēc DIN 912 un 6912.⁴⁾ Rinda: 18, 20, 22, 25, 28, 30, 40, 45, 50 u.t.t.⁵⁾ Garumiem $l \leq 125 \text{ mm}$.

8.22. tabula

Sešskaldņu skrūves galvas (DIN 931, 933...) un sešskaldņu uzgriežņu (DIN 934) atbalsta laukums un iespējamais īpatnējais spiediens pret plātņi

Vītnes diametrs d, mm	Atslēgas izmērs S, mm	Skrūves galvas cilindriskā pagalvja diametrs d _k , mm	Urbuma diametrs detaļās (DIN ISO 273) d _o , mm	Skrūves galvas atbalsta laukums A _k , mm ²	Skrūves vītņotās daļas šķērssgriezuma laukums A _s , mm	Īpatnējais spiediens starp skrūves galvu un plātņi atkarībā no stiprības klases $p = \frac{A_s}{A_k} \cdot 0,7 \sigma_T, MPa$		
						8.8	10.9	12.9
M 3	5.5	4.6	3.4	7.54	5.03	299	439	514
M 4	7	5.9	4.5	11.4	8.78	344	505	591
M 5	8	6.9	5.5	13.6	14.2	467	686	802
M 6	10	8.9	6.6	28.0	20.1	322	473	553
M 8	13	11.6	9	42.0	36.6	390	573	670
M 10	16	14.6	11	72.3	58.0	359	527	617
M 10	17	15.6	11	96.1	58.0	270	397	465
M 12	18	16.6	13.5	73.2	84.3	516	757	886
M 12	19	17.4	13.5	94.6	84.3	399	586	686
M 14	21	19.6	15.5	113	115	456	670	784
M 14	22	20.5	15.5	141	115	365	535	627
M 16	24	22.5	17.5	157	157	448	658	770
M 18	27	25.3	20	188	192	471	670	784
M 20	30	28.2	22	244	245	463	660	772
M 20	32	30	24	254	303	550	784	917
M 22	34	31.7	24	337	303	416	592	693
M 24	36	33.6	26	356	353	459	653	764
M 27	41	38	30	427	459	497	707	828
M 30	46	42.7	33	576	561	450	640	749

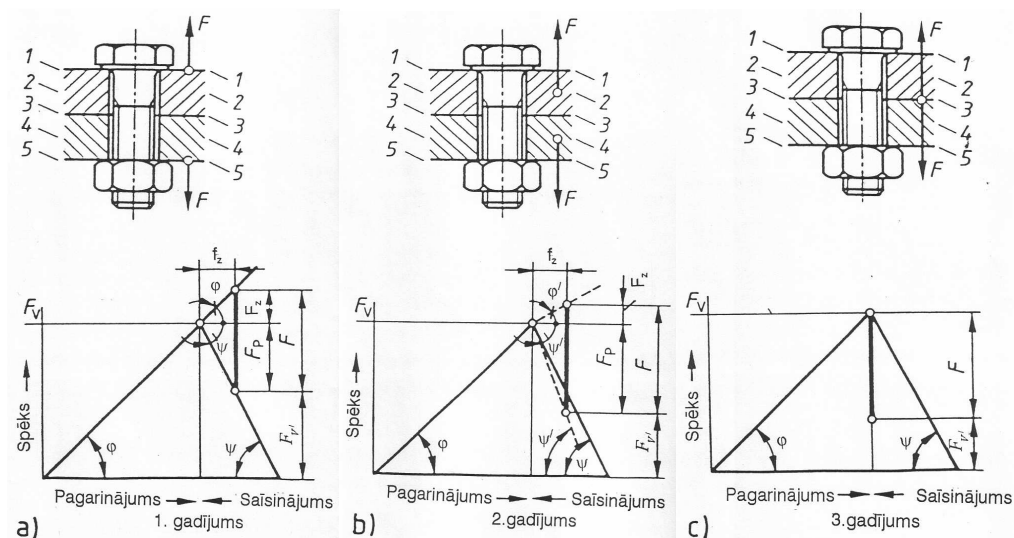
Skrūves ar cilindrisku galvu un sešstūra dobumu (DIN 912, 6912 ...) atbalsta laukums un iespējamais īpatnējais spiediens pret plātņi

Vītnes diametrs d , mm	Galvas diametrs d_k , mm	Galvas atbalsta laukuma diametrs $d_{w \min}$, mm	Urbuma diametrs detaļās (DIN ISO 273) d_o , mm	Skrūves galvas atbalsta laukums A_k , mm ²	Skrūves vītņotās daļas šķērsgrīzuma laukums A_s , mm	Īpatnējais spiediens starp skrūves galvu un plātņi atkarībā no stiprības klases $p = \frac{A_s}{A_k} \cdot 0,7 \sigma_T, MPa$		
						8.8	10.9	12.9
M 3	5,5	5,07	3,4	11,1	5,03	203	298	349
M 4	7	6,53	4,5	17,6	8,78	224	329	385
M 5	8,5	8,03	5,5	26,9	14,2	237	348	407
M 6	10	9,38	6,6	34,9	20,1	258	379	444
M 8	13	12,33	9	55,8	36,6	294	432	505
M 10	16	15,33	11	89,5	58,0	290	426	499
M 12	18	17,23	13,5	90,0	84,3	420	616	721
M 14	21	20,17	15,5	131	115	394	579	677
M 16	24	23,17	17,5	181	157	389	571	668
M 18	27	25,87	20	211	192	420	598	699
M 20	30	28,87	22	274	245	413	588	688
M 20	33	31,81	24	342	303	409	583	682
M 24	36	34,81	26	421	353	388	552	646
M 27	40	38,61	30	464	459	457	651	762
M 30	45	43,61	33	638	561	406	578	677

8.15. Darba slodzes iedarbības vietas ietekme

Līdzšinējā izklāstā nebija precizēts kā darba slodzi F pārnēs no tās iedarbības vietas uz skrūvi. Tika pieņemts, ka darba slodzi pieliek skrūvei tāpat kā priekšslodzi F_v t.i. uzgrīežņa (skrūves galvas) un plātnes saskarvirsmās, ko praktiski gandrīz nepielieto. Darba slodzes F iedarbības vietai var būt divi ekstrēmi stāvokļi:

- darba slodze F iedarbojas tieši uz skrūvi (8.59. att., a);
- darba slodze F pielikta detaļu sadurplaknē (8.59. att., c).



8.59. att. **Darba slodzes iedarbības vietas ietekme uz skrūves noslogojumu:**

a – 1. gadījums ($n=1$), darba slodze pielikta plātnes ārējai virsmai; b – 2. gadījums ($n=0,5$), darba slodze pielikta starp plātnes ārējo virsmu un detaļu sadurplakni; c – 3. gadījums ($n=0$), darba slodze pielikta detaļu sadurplaknē.

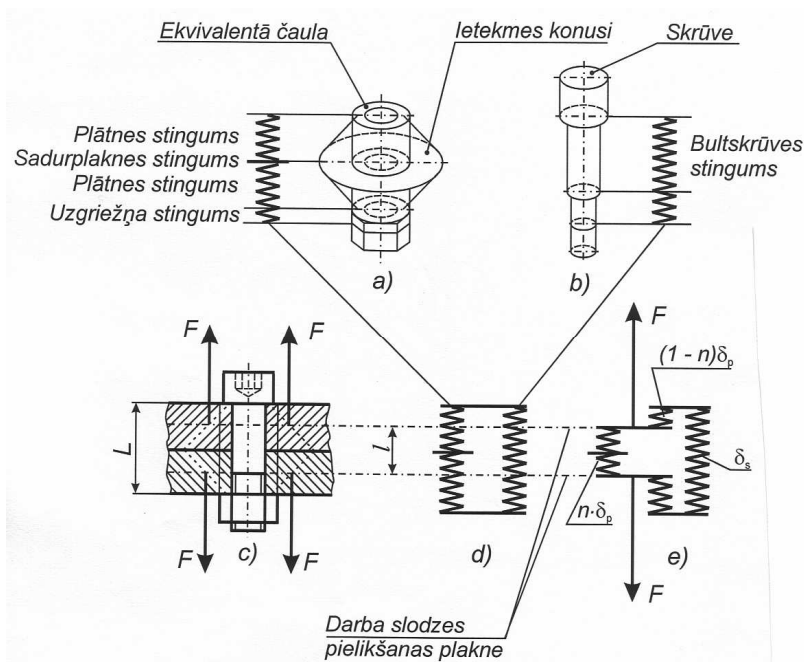
Statiskā pieeja visos darba slodzes pielikšanas gadījumos dotu vienādu skrūves aprēķina slodzi ($F_0 = F_v + F_z$), lai gan skrūves un plātnes deformācijas būs atšķirīgas. 1. gadījums ir jau iepriekš analizēts un grafiski parādīts (skat. 8.47. att.). 3. gadījumā agrāk parādītā priekšslodzes diagramma vairs pilnīgi neatbilst īstenībai, jo darba slodze F savienotās detaļas starp uzgriezni un skrūves galvu papildus saspiež (darba slodzi uzņem tikai plātne).

Ja darba slodze F pielikta plātnes šķēlumam 2 – 2 un 4 – 4 (8.59. att., b), tad plātne starp šiem šķēlumiem atslogojas un priekšslodzes radītā deformācija samazinās. Plātnes daļu starp šķēlumiem 1 – 1, 2 – 2 un 4 – 4, 5 – 5 spēks F papildus saspiež un priekšslodzes radītā deformācija pieaug. Tātad skrūves sistēmā papildus ieslēdzas kāda plātnes daļa un šīs sistēmas kopējais stingums samazinās, bet plātnes stingums pieaug (8.59. un 8.61. att.).

Aprēķinot plātnes padevīgumu (8.50), jāievēro nevis kopējais plātnes biezums ℓ , bet tikai tās daļas biezums, kas atrodas starp šķēlumiem 2 – 2 un 4 – 4, respektīvi δ_p vietā būs $n \delta_p$, kur $n = \ell / L < 1$ (8.60. att.).

Darba slodzes iedarbības vieta	$n = \frac{\ell}{L}$	Priekšslodzes diagramma ----- slogojumam ar priekšslodzi ———— slogojumam ar darba slodzi	Papildslodzes F_z izmaiņas raksturs $\Phi = \left(\frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \right)$; $F_z = n \cdot \Phi \cdot F$	Konstruktīvais izveidojums
	1	Pirmais ekstrēmais stāvoklis 		Praksē nepielieto
	0,7			
	0,5			
	0,3			
	0	Otrais ekstrēmais stāvoklis 	Papildslodze $F = 0$ un darba slodzi uzņem tikai plātne	Praksē nepielieto

8.60. att. Centriski slogotu savienojumu plātnes un skrūves sistēmas detaļu padevīguma (darba slodzes iedarbības vietas) ietekme uz spēkiem skrūves savienojumā (parasti $n \approx 0,3 \dots 0,7$, vidēji $n = 0,5$, šaubu gadījumā izvēlēties lielāku skaitli).



8.61. att. **Saspriegtā skrūves savienojuma modelis ar sasprieltu stiepes (skrūve) un spiedes (plātne) atspere:**

a – ietekmes konusu aizstāšana ar ekvivalento čaulu un plātnes modelis (spiedes atspere);
b – skrūves modelis (stiepes atspere); c – darba slodzes F pielikšanas plakne; d – savienojuma modelis pirms darba slodzes pielikšanas; e – savienojuma modelis pēc darba slodzes F pielikšanas.

Plātnes līnijas slīpuma leņķis Ψ palielināsies (Ψ' , 8.59. att. b). Plātnes daļas starp šķēlumiem 1 – 1, 2 – 2 un 4 – 4, 5 – 5, elastīgais padevīgums būs $\delta_p - n \delta_p = (1 - n) \delta_p$.

Skrūves sistēmas padevīgums būs $\delta_s + (1 - n) \delta_p$ un skrūves līnijas slīpuma leņķis φ samazināsies (φ' , 8.59. att. b).

Pieliktā darba slodze F atslogo plātņi (spēks F_p) un papildus palielina skrūves noslogojumu (spēks F_z).

Ievērojot darba slodzes iedarbības vietu, vispārīgā gadījumā spēkus savienojumā aprēķina šādi:

$$F_z = \Phi_n F; \quad F_p = (1 - \Phi_n) F, \quad \text{kur} \quad \Phi_n = n \Phi. \quad (8.58)$$

3. gadījumā (7.59. att., c) $\varphi' = 0^\circ$ un $\Psi' = 90^\circ$; $\delta_s = \infty$ un $\delta_p = 0$. Tātad

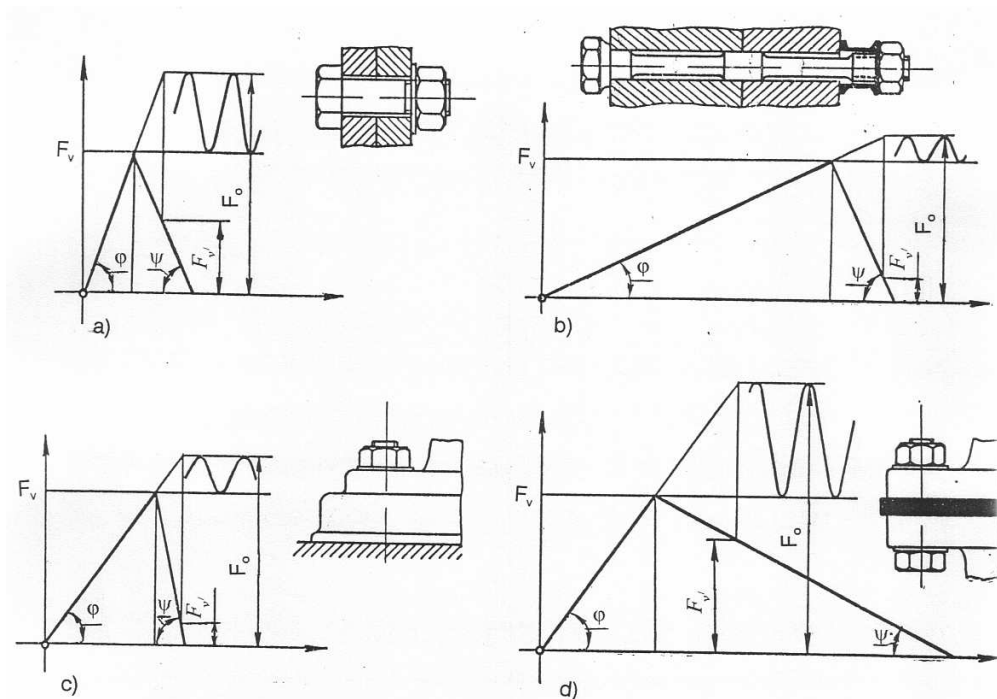
$$F_z = \Phi_n F = 0 \quad \text{un} \quad F_p = (1 - \Phi_n) F = F. \quad (8.59)$$

Lai samazinātu uz skrūvi pārnesto darba slodzes F daļu F_z , tad iespējami divi paņēmieni:

- samazināt attiecību $n = \ell/L$, t.i., darba slodzi pielikt detaļu sadurplaknes tuvumā;
- samazināt darba slodzes koeficientu (spēku F_z / F attiecību $\Phi = \delta_p / (\delta_s + \delta_p)$).

Jāveido padevīga skrūves un stinga plātne.

8.62. attēlā parādīta skrūves un plātnes padevīguma (stinguma) ietekme uz papildslodzes F_z (paliekošās priekšslodzes F_v') pie vienas un tās pašas priekšslodzes F_v (ja darba slodze $F = \text{const.}$).



8.62. att. **Skrūves un plātnes padevīguma (stinguma) ietekme un spēkiem F_z , F_v' un F_0 :**
a – stinga bultskrūve; b – elastīga bultskrūve; c – stinga plātne; d – elastīga plātne.

8.16. Ekscentriski slogoti skrūves savienojumi

Gandrīz vienmēr skrūvju savienojumi tiek centriski slogoti ar priekšslodzi, bet uzņem ekscentriski pieliktu darba slodzi (piemēram, klaņa skrūves). Detaļu sadura sāk atvērties tad, ja ekscentriski pieliktā darba slodze pārsniedz kādu kritisko lielumu.

Klasiskais spriegumu trijstūris SVP, kas atbilst montāžas situācijai (8.63. att.), saglabājas tikai tad, ja darba slodze F_1 nepārsniedz kritisko spēku F_{kr} (8.63. att., 1. gadījums). Sākoties detaļu saduras vienaspusīgai atverei (8.63. att. 2. gadījums, kad $F_2 > F_{kr}$), plātnes deformācija nepaliek lineāra. Plātnes līnija VP izliecas un, pieaugot darba slodzei F , asimptotiski tuvojas taisnei SJ. Teorētiskā taisne SJ raksturo spēkus skrūves savienojumā gadījumā, kad sadura pilnīgi vienaspusīgi atveras un detaļas saskaras ar gala plaknēm, veidojot “šarnīru” (4. gadījums). Taisnes SJ vienādojums atbilst sviras likumam:

$$F_{oi} = \frac{a+b}{b} F_i .$$

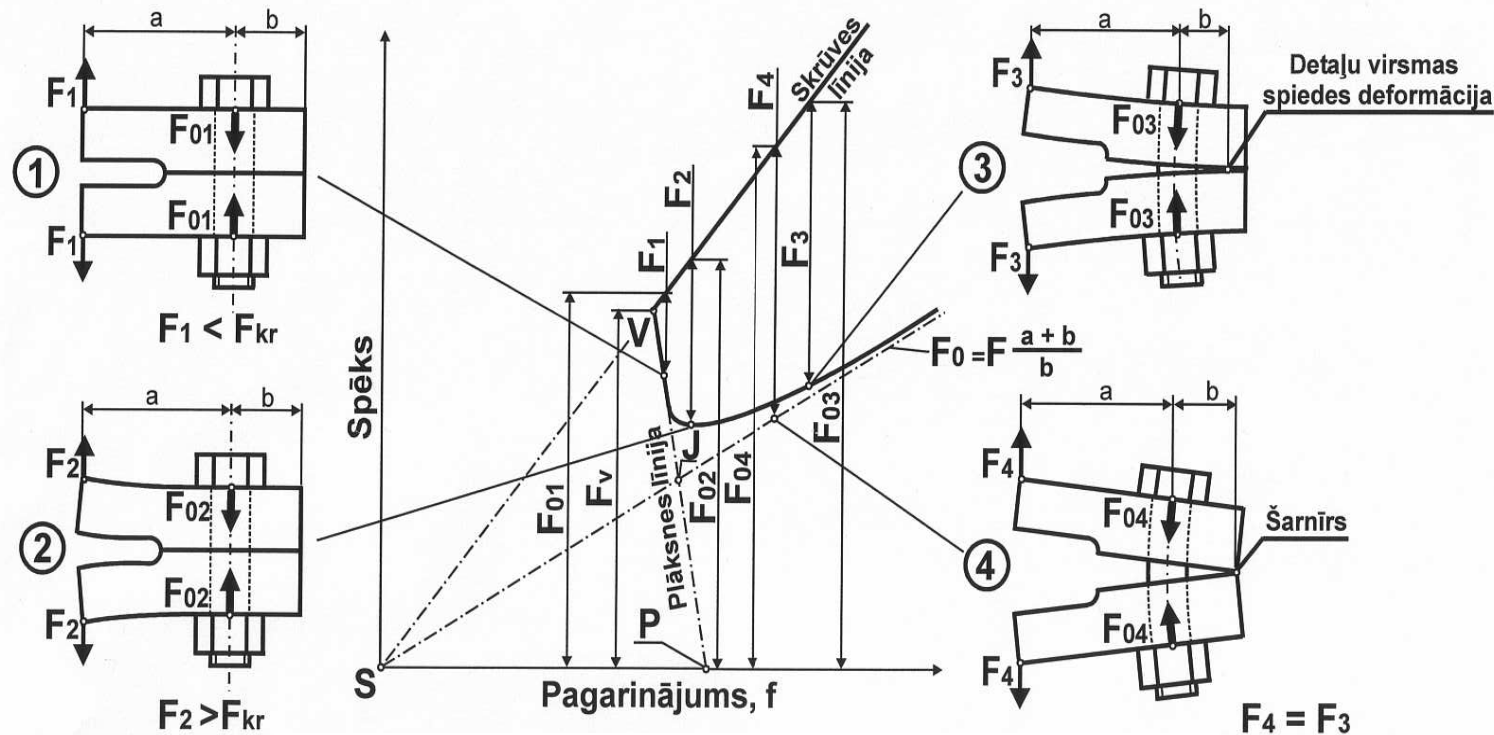
Sakarā ar detaļu gala plakņu spiesto zonu plastisko deformāciju, saskares pagrieziena punkts pārbīdās tuvāk skrūves asij (3. gadījums). Aprēķinu spēks $F_{o3} > F_{o4}$, jo sviras plecs $b^* < b$ (detaļas nav absolūti stingas, kā tas pieņemts 4. gadījumā).

Spēku un deformāciju novirze no lineāras sakarības saistas ar savienojamo detaļu saskarvirsmu plastiskām deformācijām.

Jo lielāka sākotnējā priekšslodze F_v , jo plātnes līnijas liekuma punkts A (7.64. att.) atrodas tuvāk elastīgo deformāciju asij (zemāk). Tas nozīmē, ka lielāka priekšslodze kāpina skrūvju savienojuma ilgzturību, jo samazinas darba slodzes F mainīgā, skrūvi papildslogojošā daļa F_z .

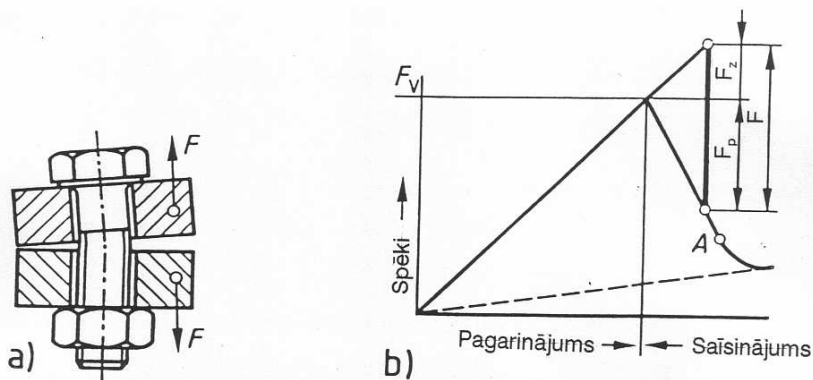
Ekscentriski slogotā saspriegtā bultskrūvē rodas gan stiepes, gan lieces spriegumi. Šādu skrūvju aprēķini doti normālē VDI 2230 – 83, bet arī tikai gadījumam, kad $F \leq F_{kr}$.

Šādu savienojumu aprēķini vēl nav precīzi izstrādāti. Tos konstruējot jāievēro 8.24. un 8.25. tabulās ieteiktie priekšlikumi.



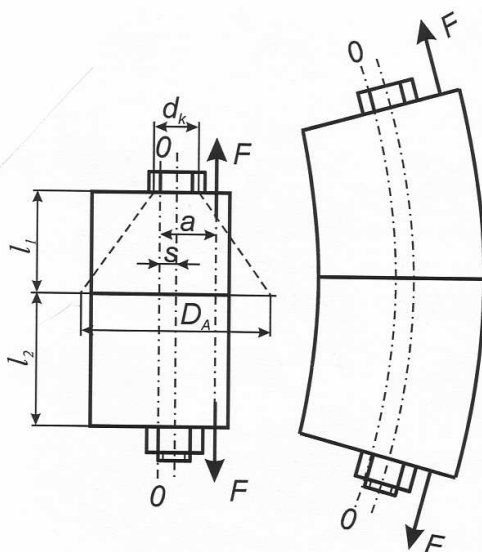
8.63. att. Ekscentriski slodzota skrūves savienojuma stingrības analīzes shēma

Augsti spiegtos skrūvjus aprēķina ekscentriskā slogojumā būtiski atkarīgi no savienojamo detaļu konstrukcijas un katrā atsevišķā komplicētā daudzskrūvju savienojuma gadījumā veicams individuāli, modelējot savienojumu kā statiski nenoteicamu ekvivalentu sistēmu. Atstatumus no skrūves ass līdz plātnes elementa smaguma centra līnijai 0 – 0 (8.65. att.) nosaka konstruktīvi, bet darba slodzes F pielikšanas ekscentricitāti a aprēķina atsevišķi katram konstruktīvam gadījumam.



8.64. att. **Skrūves ekscentriskis sloojums:**

a – vienpusīga detaļu saduras atvēršanās; b – spriegumu trijstūris pie ekscentriskā sloojuma.

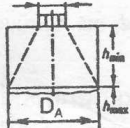
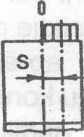
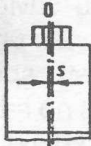
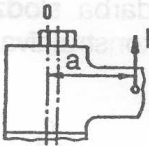
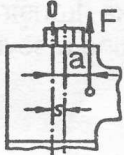
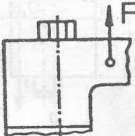
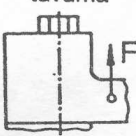


8.65. att. **Ekscentriski slogota cilindriskā savienojuma parametri.**

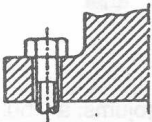
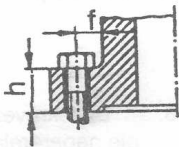
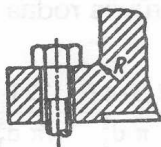
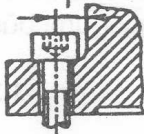
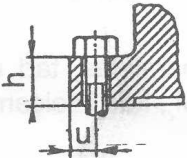
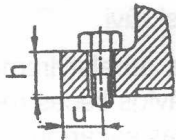
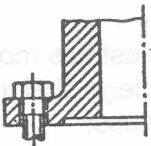
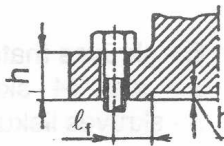
Pētījumiem pielieto plātņu lieces teoriju un galīgo elementu metodi. Šajā jomā, kas saistas ar skrūvju savienojuma stiprību un ilgizturību, vēl daudz jāpēta.

8.24. tabula

Liecē slogotu saspiegto bultskrūvju konstruēšanas rekomendācijas

Konstruēšanas rekomendācijas	Nav ieteicams	Ieteicams
Priekšslodze: iespējami lielāka • augstāka stiprības klase • precīzāka pievilkšanas metode • mazs berzes koeficients	Maza priekšslodze	Liela priekšslodze (precīzāka pievilkšanas metode – mazāks koeficients α_A)
Stingums: • skrūves padevīgumam jābūt daudz lielākam par plātnes padevīgumu ($\delta_s \gg \delta_p$)	Plānsien cilindr (pie dota nominālā diametra) 	$D_A = d_k + h_{\min}$ 
Skrūves novietojuma ekscentricitāte: • pēc iespējas mazāka (ieteicama centriska) slogošana	Liela ekscentricitāte s 	Minimālā ekscentricitāte s 
Darba slodzes pielikšanas ekscentricitāte: • minimāla ekscentricitāte mazāk noslogo skrūvi	Liela ekscentricitāte a 	Minimālā ekscentricitāte a 
Darba slodzes pielikšanas vieta: • pēc iespējas tuvāk sadrplaknei	Spēks pielikts augšējā zonā  $n \approx 0.7$	Spēks pielikts saduras tuvumā  $n \approx 0.3$

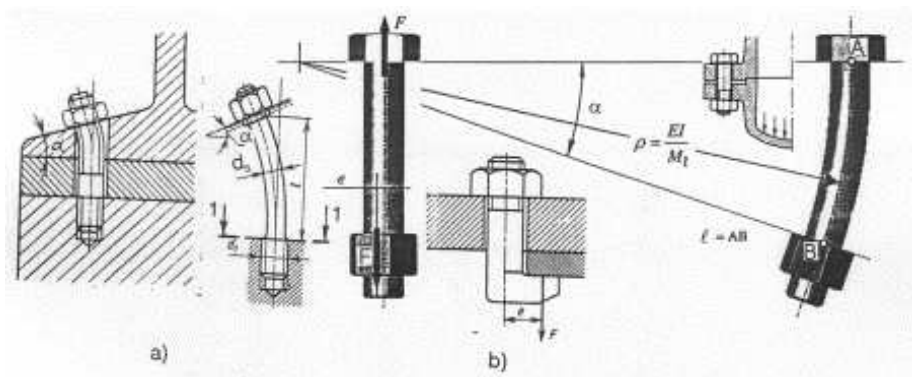
Liecē slogotu saspriegto bultskrūvju pielietošana atloku savienojumos

Konstruēšanas rekomendācijas	Nav ieteicams	Ieteicams
Priekšslodze: iespējami lielāka • augstāka stiprības klase; • precīzāka pievilkšanas metode; • mazs berzes koeficients	Maza priekšslodze	Liela priekšslodze (precīzāka pievilkšanas metode – mazāks koeficients α_A)
Skrūvju skaits z: • pieņemt iespējami lielāku (ierobežo pievilkšanas iespēja, piemēram, atslēgas izmēri)	Mazs skrūvju skaits	Liels skrūvju skaits; ja skrūves izvietotas pa aploci, tad: $z = \frac{d_k \cdot \pi}{d_k + h}$ (noapaļot)
Atloka biezums: • pieņemt iespējami lielāku		$h > f$ 
Ekscentricitāte f: • pēc iespējas mazāka, ieteicams pielietot skrūves ar cilindrisku galvu; • radiusu R nosaka stiprība un ilgturība		$f - \min$ 
Atloka izlaide u: • jābūt ne mazākai par atloka augstumu h	$u < h$ 	$u \approx h$ 
Atbalsta laukums: • saduras laukumu veidot ar padziļinājumu h_e, kura dziļumam jābūt ne vairāk kā 10% no atloka augstuma h		$\ell_f = (d_k + h) / 2$ 

Aplūkosim vienkāršotu skrūves lieces spriegumu aprēķinu, ja sākotnējā priekšslodze nav liela. Lieces spriegumi bultskrūvē rodas divu iemeslu dēļ:

- ja pielieto bultskrūves ar vienaspusīgu vesergalvu (8.66. att. b);
- ja uzgriežņa (galvas) atbalstvirsmas nav paralēlas (8.66. att. a)

Bultskrūves ekscentriskais noslogojums var rasties arī no savienojuma detaļu deformācijām ārējās slodzes darbības rezultātā.



8.66. att. **Bultskrūves lieces slodžums***

a – bultskrūves (tapskrūves) aprēķinu shēma pie neparalēlām atbalstvirsmām; b – bultskrūve ar vienaspusīgu vesergalvu.

Ekscentriski slogotās skrūvēs rodas stiepes σ_{st} un lieces σ_ℓ spriegumi. Kopspriegumi būs

$$\sigma_\Sigma = 1,3 \sigma_{st} + \sigma_\ell = \frac{1,3 \cdot 4 F}{\pi d_3^2} + \frac{32 F e}{\pi d_3^3} = \sigma_{st} \left(1,3 + \frac{8e}{d_3} \right) \leq [\sigma], \quad (8.60)$$

kur e – ekscentricitāte. Ja $e = 0,5 d_3$, tad $\sigma_\Sigma = 5,3 \sigma_{st}$, t.i., liece stipri noslogo skrūvi.

Ja atbalstvirsmas nav paralēlas, tad uz skrūvi visā garumā darbojas pastāvīgs lieces moments M_ℓ , kas izteicams ar materiālu pretestības lieces teorijas sakarību

$$M_\ell = \frac{E J}{\rho} \rho \approx \ell / \alpha \text{ un } M_\ell = \frac{E J}{\ell} \alpha, \quad (8.61)$$

kur E – skrūves materiāla elastības modulis, MPa;

)* - avots: Upītis G. Mašīnu elementi. Rīgs: RTU, 2003.

$J = \pi d_s^4 / 64$ - skrūves stieņa šķēluma inerces moments, mm^4 ;

ρ - skrūves liekuma rādiuss;

ℓ - skrūves deformējamais garums, mm;

α - skrūves nolieces leņķis, radiānos;

d_s - skrūves stieņa diametrs, mm.

Lieces spriegums

$$\sigma_\ell = \frac{M_\ell}{W} = \frac{E J}{\ell W} \alpha; W = J / (d_s / 2),$$

$$\text{tad } \sigma_\ell = \frac{E d_s}{2 \ell} \alpha. \quad (8.62)$$

Skrūves vītņotajā daļā (šķēlums 1 – 1) lieces spriegumi ir lielāki (ja $d_s / d_3 > 1$)

$$\sigma_{\ell \text{ vītņ}} = \frac{32 M_\ell}{\pi d_3^3} = \frac{\alpha E d_s}{2 \ell} \left(\frac{d_s}{d_3} \right)^3, \quad (8.63)$$

kur d_3 - vītnes iekšējais (serdes) diametrs.

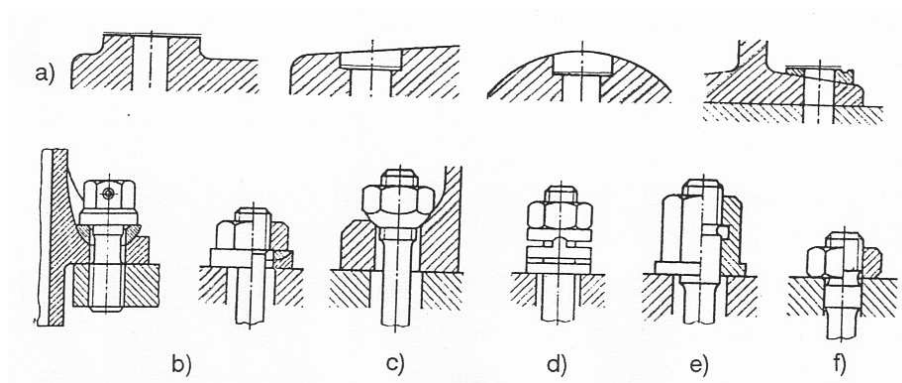
Piemēram, pie $\alpha = 0,5^\circ$; $\ell / d_s = 5$; $d_s / d_3 \approx 1,15$; $E = 2 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_{\ell \text{ vītņ}} = 260$ MPa.

Ņemot vērā skrūves vietējās elastīgās un plastiskās deformācijas, kā arī to, ka urbums detaļās ierobežo skrūves izlieci, tad faktiskie spriegumi būs ievērojami mazāki.

Eksperimentālie pētījumi rāda, ka statiskā noslodzē nelieli sašķiebuma leņķi $\alpha \leq 3 \dots 4^\circ$ (pat līdz 8°) vēl jūtami nemazina oglekļa ($\sigma_B \leq 800$ MPa) un leģētā tērauda ($\sigma_B \leq 900 \dots 1200$ MPa) skrūves izturību. Lieces spriegumi (piemēram, $\sigma_a = 8$ MPa) apdraud skrūves ilgizturību, ja uz skrūvi darbojas mainīga slodze. Sevišķi jūtīgas pret mainīgiem lieces spriegumiem ir skrūves no augstas stiprības materiāla ($\sigma_B > 1500$ MPa). Palielinot skrūves materiāla atlaidināšanas temperatūru, samazinās lieces spriegumi.

8.67. attēlā parādīti dažādi konstruktīvi paņēmieni skrūves lieces spriegumu samazināšanai.

Lieces spriegumus var samazināt pielietojot tehnoloģiskus pasākumus (nosaka virsmu sašķiebuma pielaides, ierobežo uzgriežņa atbalsta plaknes mešanu, paredz spēli vītņēs u.c.).



8.67. att. **Konstruktīvie risinājumi skrūves un tās vītnes lieces spriegumu samazināšanai***:

a – atbalstvirsmu apstrāde, norādot sašķiebuma pielaides; b – ar sfērisku paplāksni; c – ar uzgriežņa speciālu sfērisku vai konisku atbalsta virsmu; d – ar speciālu paplāksni (Huka šarnīra ideja); e – ar tapskrūves centrējošu virsmu uzgriežnī; f – ar skrūves cenrējošu jostīņu.

8.17. Skrūves ilgizturība

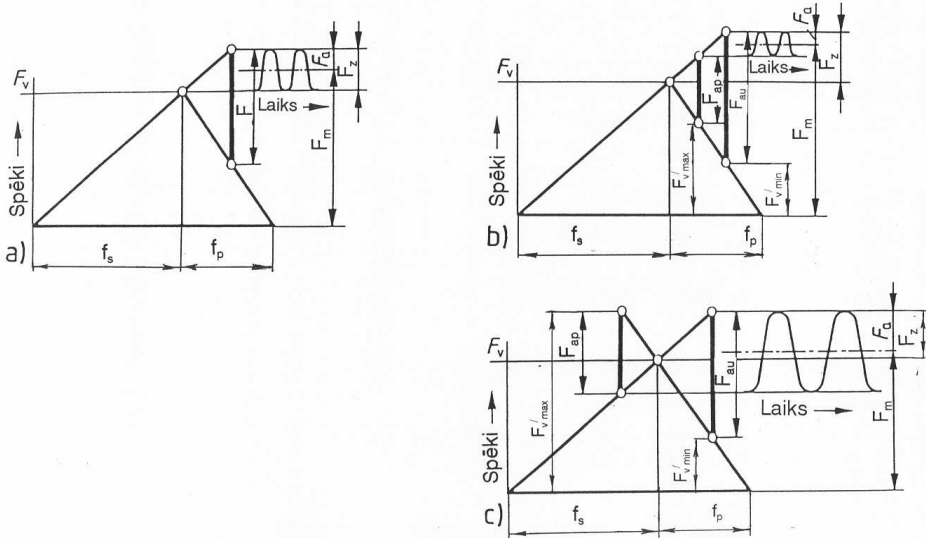
Parasti lielas stiprības skrūves slogojas ar mainīgu slodzi. Skrūve savienojumā var uzņemt tikai stiepes slodzi, tādēļ skrūves darba slodze var mainīties tikai pēc pulsējošā vai asimetriskā sprieguma cikla ar raksturotāju $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} > 0$. Skrūve uzņem mainīgo slodzi pēc tam, kad tā ieguvusi priekšslodzi F_v . Viena daļa no pieliktās darba slodzes F palielina skrūves slodzi par lielumu F_z (skat. 8.47. att.), bet otra daļa (F_p) atslogo plātni. Darba slodze mainās no nulles līdz F , bet skrūves spēka svārstības ir ievērojami mazākas, jo norisinās robežās no F_v līdz F_0 ar vēzienu $F_z < F$. Mainīgā slodze skrūvē vienmēr rada asimetrisku spēka un sprieguma ciklu (skat. 8.47. att.). Spriegumcikla sprieguma amplitūda $\pm \sigma_a$ ietekmē skrūves noguruma izturību (ilgizturību). Apzīmējums $\pm$ nenozīmē, ka darba slodze maina zīmi (stiepe – spiede), bet gan to, ka spriegumcikla amplitūda svārstas ap cikla viduslīniju.

)* - avots: Upītis G. Mašīnu elementi. Rīgs: RTU, 2003.

Skrūvē mainīgā spēka daļa (8.68. att.):

$$F_a = \pm n \cdot \Phi \frac{F_{au} - F_{ap}}{2}, \quad (8.64)$$

kur F_{au} un F_{ap} – darba slodzes augšējā un apakšējā robežvērtība.



8.68. att. Skrūvju savienojuma mainīga noslogojuma gadījumi:

a – $F_{au} = F$; $F_{ap} = 0$; $F_{ap} < F < F_{au}$; b – $F_{ap} > 0$; $F_{ap} > F < F_{au}$; c – $F_{ap} < 0$; $F_{ap} < F < F_{au}$.

Skrūves spēka vidējā vērtība

$$F_m = F_v + n \Phi \frac{F_{au} - F_{ap}}{2}. \quad (8.65)$$

Asimetriskā sprieguma cikla parametri:

$$\sigma_a = \pm n \Phi \frac{F_{au} - F_{ap}}{2 A_k}; \quad (8.66)$$

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_3} = \sigma_{F_v} + \sigma_a, \quad (8.67)$$

kur $\sigma_{F_v} = \frac{F_v}{A_k}$ - priekšspriegumi.

$$\sigma_a = \pm n \Phi \frac{F}{2 A_k}. \quad (8.68)$$

Maksimālie spriegumi

$$\sigma_{\max} = \sigma_{F_v} + 2 \sigma_a. \quad (8.69)$$

Lai skrūve būtu ilgizturīga, tad faktiskie spriegumcikla amplitūdas spriegumi $\pm \sigma_a$ nedrīkst būt lielāki par pieļaujamiem amplitūdas spriegumiem $\pm \sigma_A$ (8.26. tab., 8.69. att.).

8.26. tabula

Skrūvju vītņotās daļas ilgizturības spriegums (stiprības klase 8.8, 10.9 un 12.9)

Vītnes nostiprināšana	Ilgizturības spriegums $\pm \sigma_A$, MPa	Derīguma apgabals	Priekšslodzes ietekme
Ar uzlabošanu	$\pm \sigma_{Au} \approx 0,75 \left(\frac{180}{d} + 52 \right)$	$0,2F_{0,2} < F_v < 0,8F_{0,2}$	Nav
Ar ievēlēmšanu	$\pm \sigma_{Aie} \approx \left(2 - \frac{F_v}{F_{0,2}} \right) \sigma_{Au}$		Ir

Piezīme. Spēks $F_{0,2}$ atrodams 8.27. tabulā.

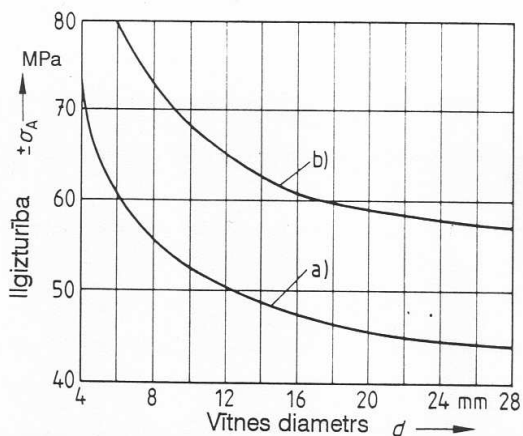
Jāievēro nosacījums

$$\sigma_a \leq [\sigma_a] = \sigma_A / s, \quad (8.70)$$

kur $s \approx 1,5 \dots 2$ – drošības koeficients.

Ja ilgizturības spriegums σ_A (kas atkarīgs no vītnes izgatavošanas metodes) ir mazs ($\sigma_A = 40 \dots 60 \dots 80$ MPa), tad jāsamazina arī faktiskie spriegumi σ_a . To panāk pielietojot elastīgu skrūvi un stingu plātni (skat. 8.62. att, b un c), kā arī veidojot pareizu darba slodzes F pielikšanas vietu (skat. 8.59. un 8.60. att.).

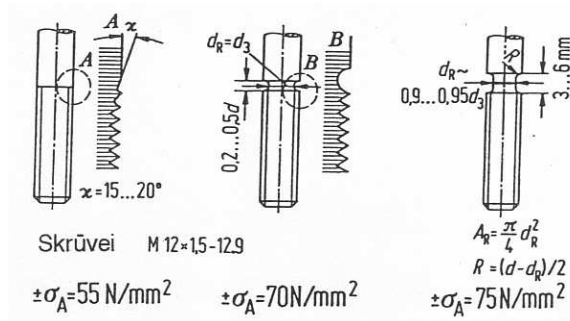
Skrūves ilgizturībai labvēlīgs savienojums ir ar lielāku priekšslodzi F_v , jo papildslodze F_z tad ir mazāka. Pielietojot konstruktīvus (8.70., 8.71. un 8.72. att.) un tehnoloģiskus (8.73. att.) pasākumus, kas samazina spriegumu koncentrāciju, iespējams būtiski kāpināt skrūves ilgizturību. Skrūves bīstamās vietas ir vītne (zem uzgriežņa un izskrejā), kā arī pāreja no kāta uz galvu.



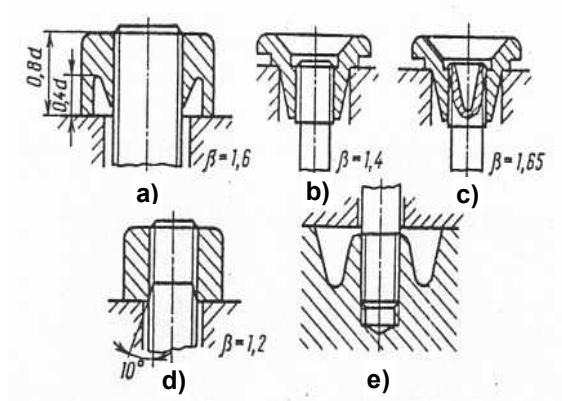
8.69. att. Skrūvju vītņotās daļas ilgizturības spriegums (pēc 7.26. tab.):

a – uzlabota vītne; b – ievēlētā vītne, kad $F_v \approx 0,7 F_{0,2}$.

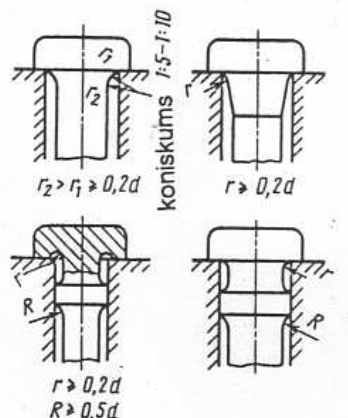
Ja skrūves stiprības klase ≥ 8.8 , tad skrūvi termiski apstrādā.



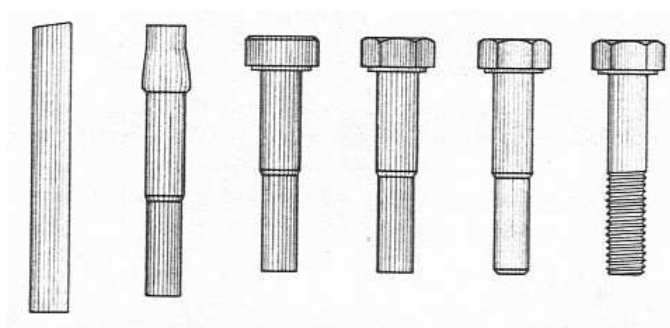
8.70. att. Vītnes izskrejas konstrukcijas ietekme uz ilgizturības spriegumiem σ_A .



8.71. att. Vijumu vienmērīgāka noslogojuma realizācijas konstruktīvie pasākumi (β – ilgzturības robežas palielinājuma koeficients): a, b, c – stiepē slogoti uzgriežņi; d – ar uzgriežņa vītnes konisku nošķēlumu; e – ar riņķveida padziļinājumu korpusā.



8.72. att. Pāreja no skrūves kāta uz galvu.



8.73. att. Auksti sēdinātas (ja $d \leq 24$ mm) spriegumbrīvas sešstūru galvas skrūves veidošanas process (ar vītnes ievēlmēšanu).

8.18. Nepieciešamā montāžas priekšslodze

Aksiāli slogotas skrūves nepieciešamā sākotnējā teorētiskā montāžas priekšslodze

$$F_{V_{\max}} = \alpha_A (F_{V'} + F_p + F_n) = \alpha_A [F_{V'} + (1 - n \Phi) F + F_n], \quad (8.71)$$

kur α_A – pievilkšanas koeficients (8.15. tab.);

$F_v^/$ – skrūves paliekošā (nepieciešamā) priekšslodze ($F_v^/ = F_o - F$);

F_p – skrūves priekšslodzes samazinājums no darba slodzes ietekmes (8.45);

F_n – priekšslodzes samazinājums no plastiskās nosēdes detaļu saskarvirsmās (8.55);

F – darba slodze;

n – darba slodzes F piesaistes vietas (augstuma) faktors (8.60. att.);

Φ – darba slodzes koeficients (8.44).

Šeit ar paliekošo priekšslodzi $F_v^/$ saprot tādu minimālu slodzi, kura pie nelabvēlīgiem (neveiksmīgiem) montāžas apstākļiem pēc darba slodzes F pielikšanas un savienojuma plastiskās nosēdes nav mazāka par nepieciešamo priekšslodzi, kas garantē savienojumam uzstādīto prasību realizāciju (piemēram, blīvumu, saduras neatvēršanos, pietiekošu berzes spēku detaļu sadūrā).

Spēku $F_{v \max}$ izmanto skrūves (uzgriežņa) pievilkšanas momenta T (8.19) aprēķinam. Moments T nedrīkst būt lielāks par 8.16. un 8.17. tabulās norādīto pieļaujamo griezes momentu.

Skrūves maksimālā aprēķinu slodze

$$F_o = \alpha_A [F_v^/ + (1 - n \Phi) F + F_n] + n \Phi F. \quad (8.72)$$

Ievērojot maksimālos skrūves stiepes spriegumus $\sigma_{\max} = F_o/A_s = (F_v + F_z)/A_s = \sigma_m + \sigma_a$ un vērpes spriegumus $\tau_v = T_v/W_p$ (8.12), var izteikt maksimālos reducētos spriegumus (8.13)

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \tau_v^2} = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3 \tau_v^2} \leq \sigma_T / s, \quad (8.73)$$

kur s – stiprības drošības koeficients (pieļaujams $s \approx 1$).

Spriegumi σ_{red} un spēks F_o atrodas pieļaujamās robežās tad, ja pieļaujamā priekšslodze $[F_v]$ atbilst 8.16. vai 8.17. tabulai un papildslodze ir

$$F_z = n \Phi F \leq 0,1 \sigma_T A_s \leq 0,1 F_{0,2}. \quad (8.74)$$

Spēks $F_{0,2} = \sigma_T A_s$ atbilst skrūves materiāla minimālajai tecēšanas robežai (8.27. tab.).

8.27. tabula

Spēks $F_{0,2}$ pie skrūves materiāla minimālās tecēšanas robežas stingām un elastīgām skrūvēm

Vītnes diametrs	Šķērs-griezuma laukums A_s, mm^2	Serdes šķērs-griežu ma laukums A_k, mm^2	Spēks $F_{0,2}$ stingām skrūvēm (N) atkarībā no stiprības klases				Elastīgas skrūves kāta šķērs-griezuma laukums A_T, mm^2	Spēks $F_{0,2}$ elastīgām skrūvēm (N) atkarībā no stiprības klases			
			6.9	8.8	10.9	12.9		6.9	8.8	10.9	12.9
M 4	8.78	7.75	4750	5600	7900	9500	6.28	3400	4000	5900	6900
M 5	14.2	12.7	7650	9100	12800	15300	10.3	5600	6600	9700	11300
M 6	20.1	17.9	10900	12900	18100	21700	14.5	7800	9300	13600	15900
M 7	28.9	26.2	15600	18500	26000	31200	21.2	11400	13600	19900	23300
M 8	36.6	32.8	19800	23400	32900	39500	26.6	14400	17000	25000	29500
M 9	48.1	43.8	26000	30800	43300	52000	34.9	18800	22300	31400	37700
M 10	58.0	52.3	31300	37300	52000	62500	42.4	22900	27000	40000	46500
M 12	84.3	76.2	45500	54000	76000	91000	61.8	33500	39500	58000	68000
M 14	115	105	62000	73500	103500	124000	84.8	46000	54000	80000	93000
M 16	157	144	85000	100000	141000	170000	117	63000	75000	110000	128000
M 18	192	175	104000	123000	173000	207000	142	76500	94000	133000	156000
M 20	245	225	132000	157000	220000	265000	182	98000	120000	171000	201000
M 22	303	282	164000	194000	273000	327000	228	123000	151000	214000	250000
M 24	353	324	191000	22600	318000	381000	263	142000	173000	247000	290000
M 27	459	427	248000	294000	413000	496000	346	190000	228000	325000	380000
M 30	561	519	303000	359000	505000	606000	420	227000	275000	395000	460000

Piezīmes. 1. Spēks $F_{0,2}$ aprēķināts, izmantojot šķērsriezuma laukumu A_s spriegumu aprēķinam. 2. Elastīgu skrūvju šķērsriezuma laukums $A_T = \frac{\pi}{4} (0,9 d_T)^2$.

8.19. Skrūvju savienojumu aprēķinu gaita

Līdz šim aplūkoti aprēķini lietderīgi tikai augsti spriegotu skrūvju savienojumu aprēķinam, ja stiprības klase nav zemāka par 8.8.

Aplūkosim aprēķinu ieteicamo secību.

1. Nosaka darba slodzi F uz vienu skrūvi. Tuvīni novērtē montāžas priekšslodzi $F_{\text{vmax}} \approx (2 \dots 3)F$, izvēlas skrūves veidu (atkarībā no savienojuma konstrukcijas un

montāžas iespējām), stiprības klasi (skat. 8.4. tab.) un aptuvenu vītnes diametru pēc pieļaujamās montāžas priekšslodzes $[F]$ (skat. 8.16. vai 8.17. tab.).

Ja zināma darba slodze F vai priekšslodze F_v , tad sākotnēji vītnes izmēru var noteikt arī no 8.28. tabulas.

8.28. tabula

Skrūves vītnes diametra derīguma aptuvenš novērtējums

Darba slodze F uz skrūvei, N					Priekš- slodze F _v , N	Nominālais vītnes diametrs d, mm		
Statiska		Dinamiska		Statiska un/vai dinamiska šķērsslodze F _q		Stiprības klase		
Aksiālā virzienā								
centriskā	ekscentriskā	centriskā	ekscentriskā			8.8	10.9	12.9
1600	1000	1000	630	320	2500	4	-	-
2500	1600	1600	1000	500	4000	5	4	4
4000	2500	2500	1600	800	6300	6	5	5
6300	4000	4000	2500	1250	10000	7 ¹⁾	6	5
10000	6300	6300	4000	2000	16000	8	7 ¹⁾	7 ¹⁾
16000	10000	10000	6300	3150	25000	10	9 ¹⁾	8
25000	16000	16000	10000	5000	40000	14	12	10
40000	25000	25000	16000	8000	63000	16	14	12
63000	40000	40000	25000	12500	100000	20	16	16
100000	63000	63000	40000	20000	160000	24	20	20
160000	100000	100000	63000	31500	250000	30	27	24
250000	160000	160000	100000	50000	400000	-	30	30

Izmērus M7 un M9 pielietot tikai īpašos gadījumos.

2. Pievilkšanas faktora α_A izvēle (8.15. tab.).
3. Ja nepieciešams, ievērojot konstrukcijas prasības, nosaka paliekošo priekšslodzi F_v' .
4. Nosaka skrūves un plātnes padevīgumu δ_s un δ_p (8.48), (8.49), (8.50), (8.53) un darba slodzes koeficientu Φ (8.44) (ja tie nav zināmi pēc pieredzes).
5. Nosaka priekšslodzes samazinājumu F_n plastiskās nosēdes rezultātā (8.55).
6. Precizē nepieciešamo montāžas priekšslodzi $F_{v \max}$ (8.71). Ja paliekošā priekšslodze F_v' nav zināma un līdz ar to formulu (8.71) nevar pielietot, tad pieņem $F_{v \max}$ un ar sakarību $F_v' = F_o - F$ pārbauda vai neatvērsies detaļu sadura. Pie papildnoslogojuma ar lieces momentu (ekscentriski pielikts spēks) jāievēro, lai $F_{v \max} < [F]$.

7. Nosaka skrūves pievilkšanas momentu T (8.19) līdz spēkam $F_{v \max}$, nepārsniedzot pieļaujamo momentu $[T]$ (8.16. vai 8.17. tab.).

8. Skrūvju savienojuma stiprības pārbaude, nosakot spriegumus $\sigma_{az} = F_z/A \leq 0,1 \sigma_T$, kur F_z pēc (8.58), bet A – skrūves šķērsriezuma laukums (A_s vai A_T).

Aprēķina arī spriegumcikla amplitūdas spriegumus σ_a (8.66) un īpatnējo spiedienu p (8.57).

Tā kā aprēķinu parametri ir ar ievērojamu izkliedi, tad iegūtie rezultāti ir tikai tuvīni. Ja savienojumam nav nepieciešama liela stiprība, tad noderīgas skrūves ar stiprības klasi mazāku par 8.8. Arī tādas skrūves var aprēķināt kā parādīts iepriekš. Šādu skrūvju aprēķinā var izmantot 8.16. tabulu, nosakot mazākas stiprības klases skrūvei pieļaujamo montāžas priekšslodzi. Piemēram,

$$[F_{(4.8)}] = [F_{(8.8)}] / (\sigma_{0,2(8.8)} \cdot \sigma_{T(4.8)}),$$

kur $[F_{(4.8)}]$ – pieļaujamā montāžas priekšslodze skrūvei ar stiprības klasi 4.8;

$[F_{(8.8)}]$ – pieļaujamā montāžas priekšslodze skrūvei ar stiprības klasi 8.8 (8.16. tab.);

$\sigma_{0,2(8.8)}$ – tecēšanas robežspriegums pie paliekošās deformācijas 0,2 % skrūvei ar stiprības klasi 8.8 (8.7. tab.);

$\sigma_{T(4.8)}$ – tecēšanas robežspriegumus skrūvei ar stiprības klasi 4.8 (8.7. tab.).

Ja berzes koeficients vītne f_v un uzgriežņa atbalsta plaknē f_u nav zināms, tad pieņem $f_v = f_u = 0,12$.

Elastīgas skrūves pielieto atbilstīgos savienojumos. To pievilkšanai jāparedz dinamometriskās atslēgas vai kāda cita precīza metode. Elastīgo skrūvju aprēķinu veic ļoti detalizēti.

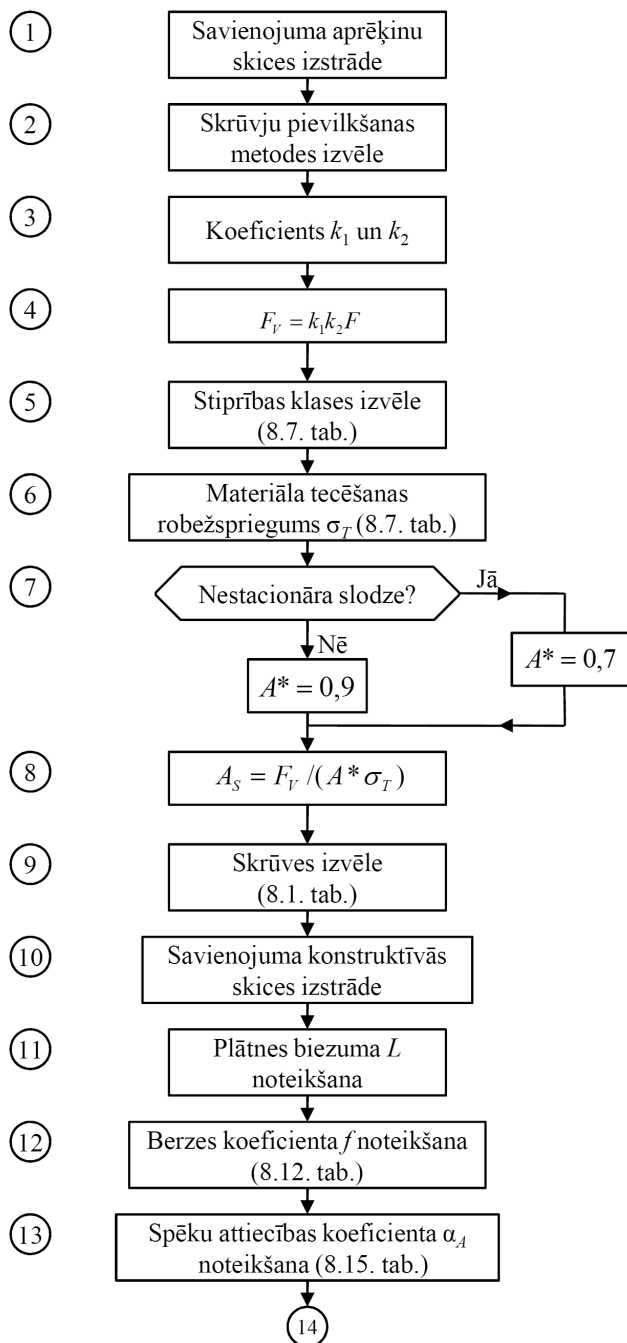
Izvērsta aprēķinu metodika parādīta sekojošā diagrammā. Japiezīmē, ka aprēķinu gaita var būt arī cita. Katrs aprēķinu solis ir jāvērtē kritiski.

Karstumizturīgas skrūves katlos un iekārtās ar spiedienu aprēķina, ievērojot AD instrukciju B7. Skrūves no termoplastiskiem materiāliem aprēķina pēc VDI – direktīves 2544.

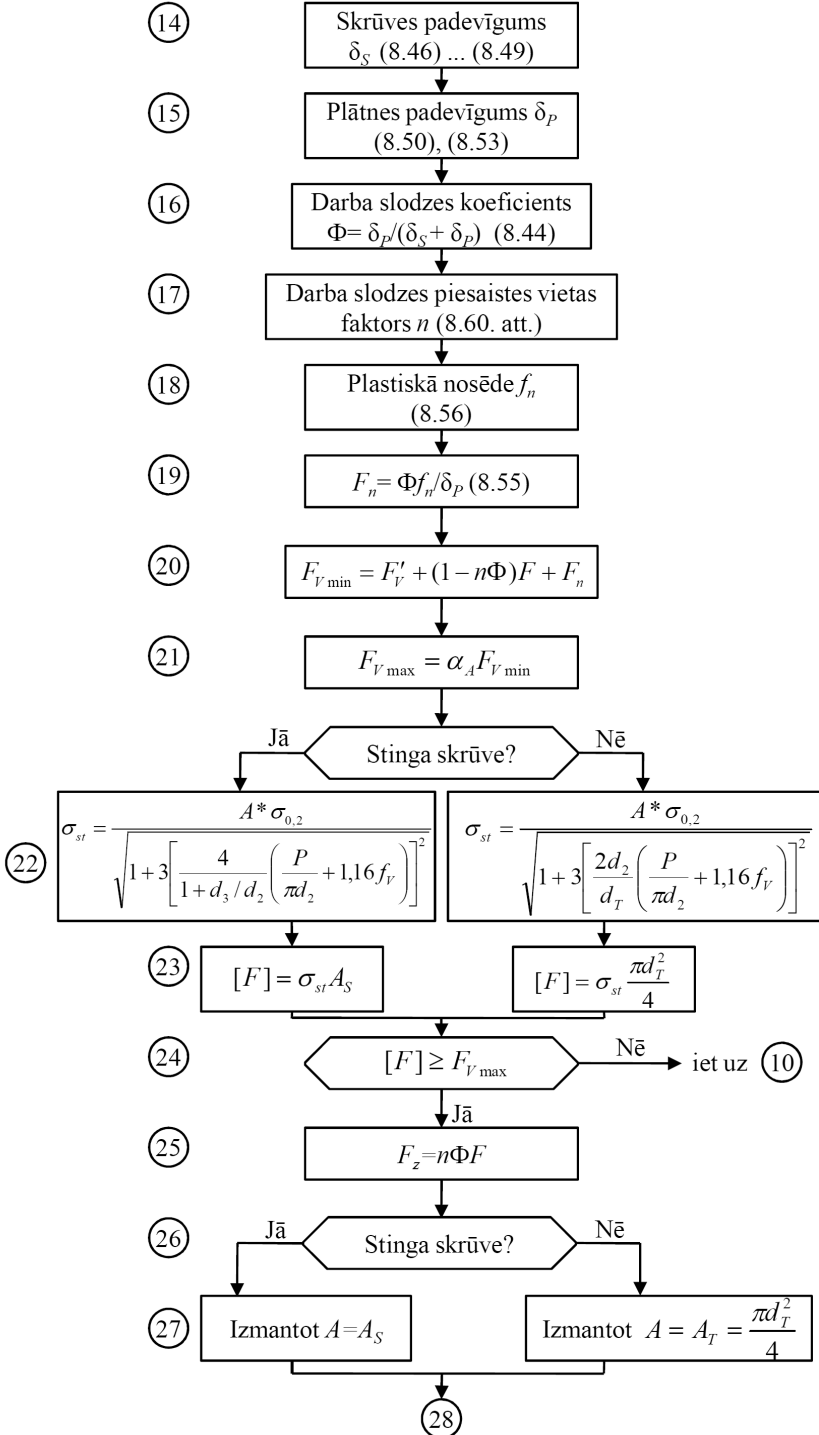
Skrūvju savienojuma aprēķinu gaita

Sākuma dati: darba slodze F , tās augšējā F_{au} un apakšējā F_{ap} vērtība, nepieciešamā priekšslodze F_V

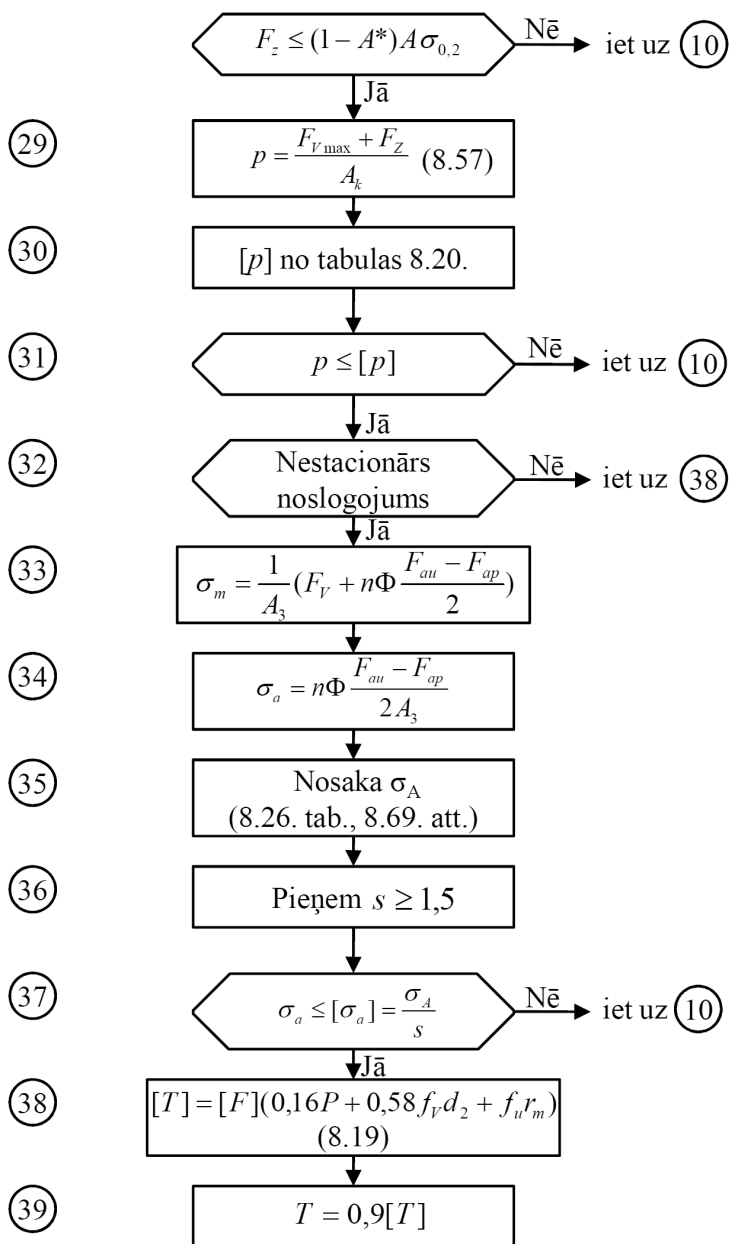
Solis



Solis



Solis



Skrūvju savienojuma aprēķinu gaitas paskaidrojumi

Uzsākot skrūvju savienojumu aprēķinu, jābūt zināmai darba slodzei F un nepieciešamai priekšslodzei F_v . Aprēķinu metodika derīga centriski slogotiem savienojumiem, ja skrūves galva un uzgrieznis balstas tieši uz plātnes virsmas. Ekscentriski slogotu, kā arī savienojumu ar elastīgiem starpelementiem aprēķini doti VDI 2230 vadlīnijās.

1. Savienojuma aprēķinu skicē norāda visu jau zināmo informāciju par savienojumu (izmēri, spēki u.c.).
2. Vītņu savienojumu pievilkšanas metodes raksturotas 8.8. nodaļā.
3. Ja nepieciešamā sākotnēja priekšslodze F_v nav zināma, tad tās aprēķinam var izmantot koeficientus
 - k_1 – ievērtē noslogojumu un slodzes pielikšanas veidu:

Noslogojums	Nestacionārs		Stacionārs	
Slodzes pielikšana	ekscentriskā	centriskā	ekscentriskā	centriskā
n	2	1	1	0

- k_2 – ievērtē pievilkšanas metodi:

Pievilkšanas metode	Parasta atslēga	Precīza pievilkšana	Dinamometriskā atslēga
n	2	1	1

n	0	1	2	3	4
k_1 vai k_2	1	1,6	2,5	4	6,3

Piemērs: $F = 10\,000\text{ N}$; nestacionāri un ekscentriski slogota skrūve: $n = 2$ un $k_1 = 2,5$; pievelkot ar dinamometrisko atslēgu $n = 1$ un $k_2 = 1,6$. $F_v = k_1 \cdot k_2 \cdot F = 2,5 \cdot 1,6 \cdot 10000 = 40000\text{ N}$.

5. Augsti un nestacionāri spriegotām skrūvēm jāizvēlas stiprības klase vismaz 8.8 (8.7. tab.).

6. Skrūves materiāla tecēšanas robežpiegumu σ_T vai $\sigma_{0,2}$ nosaka no 8.7. tabulas.
7. Ar apzīmējumu A^* saprot materiāla stiprības izmantošanas koeficientu.
8. Skrūves vītņotās daļas šķēsgriezuma laukums A_s ievērtē arī vītnes vijuma ietekmi.
9. Pēc aprēķināta šķēsgriezuma laukuma A_s no 8.1. tabulas izvēlas vītnes izmērus. Pie vienāda lietderības koeficienta η , vienādas stiprības klases, nominālā diametra d un berzes koeficienta vītņē f_v , smalkvītne var uzņemt spēku, kas ir par 10 % lielāks nekā pamatvītnei. Slodzes sadalījums pa vijumiem smalkvītnei ir vienmērīgāks nekā pamatvītnei. Stacionārā slogojumā ir ieteicama smalkvītne, bet nestacionārā – pamatvītne.
10. Konstruktīvā skicē norāda detaļu (plātnes) izmērus (biezums, platums u.c.), ka arī skrūves konstrukciju (stinga, elastīga) un izmērus (8.14.3 nodaļa, 8.24. un 8.25. tab.).
11. Plātnes biezumu nosaka konstruktīvi.
Piemēram, atloku savienojumos plātnes biezumu parasti pieņem $\approx 1,5d$, kur d – vītnes ārējais diametrs. Skrūvju atstatumu (soli) pieņem:

$$t = \begin{cases} (5 \dots 7) d, & \text{ja spiediens cilindrā } p \leq 1 \text{ MPa;} \\ (2,5 \dots 4) d, & \text{ja } p \leq 3 \text{ MPa.} \end{cases}$$

Skrūvju solis atloku savienojumā $t \approx 3 d$. Cauruļvadu savienojumos atloku izmēri ir standartizēti.

17. Centriski slogotiem savienojumiem darba slodzes piesaistes vietas faktoru n pieņem $n = 0,5$.
18. Vītņi uzskata it kā par sadurplakni.
20. Ja paliekošā priekšslodze F_v' nav zināma, tad pieņem $F_v' = F_v$ (skat. 4. soli).
22. Formula (8.15) ievērtē arī vērpes spriegumus skrūvē, kuri rodas skrūvi pievelkot. Aprēķinot maksimāli pieļaujamās stiepes spriegumus skrūvē σ_{st} , formulā ievieto lielāko berzes koeficienta f_v skaitlisko vērtību (kāpina drošumu). Ja skrūvi pievelkot, novērš tās vērpi (8.21. att.), tad $\sigma_{st} = A^* \sigma_{0,2}$.
23. Ar spēku $[F]$ saprot skrūves pieļaujamo montāžas priekšslodzi, ko salīdzina ar maksimāli pieļaujamo spēku $F_{v \max}$.

24. Ja $F_{v \max} > [F]$, tad aprēķinu gaitu koriģē izmantojot kādu sekojošu paņēmieni:

- izvēlas precīzāku pievilkšanas metodi (samazināsies koeficients α_A un spēks $F_{v \max}$);
- pielieto skrūves bezvērpes pievilkšanu (palielināsies spēks $[F]$ – skat. soļus 22 un 23);
- izvēlas lielākas stiprības materiālu.

28. Ja nosacījums $F_z \leq (1 - A^*)A\sigma_{0,2}$ neizpildās, tad jāpielieto kāds no sekojošiem paņēmieniem:

- samazina plātnes padevīgumu δ_p vai plātnes biezumu nL (samazināsies spēks F_z). Abi priekšlikumi grūti realizējami;
- stingas skrūves vietā lieto elastīgu skrūvi (samazināsies F_z);
- izvēlas lielākas stiprības materiālu (palielinās $\sigma_{0,2}$) vai izvēlas mazāka diametra skrūvi (samazināsies F_z);
- izvēlas lielāka diametra skrūvi (palielināsies šķērsgriezuma laukums A , bet palielināsies arī F_z).

Materiāla stiprības izmantošanas koeficientu A^* samazināt nedrīkst, jo skrūvei ir jābūt augsti saspriegtai. Tad neizpildīties arī nosacījums $[F] \geq F_{v \max}$.

29. Skrūves galvas (uzgriežņa) atbalsta laukumu A_k nosaka no 8.21. tabulas.

31. Ja neizpildās nosacījums $p \leq [p]$, tad jāpalielina laukums A_k (piemēram, atsakoties no standartizētām skrūvēm, bet tas būs dārgi). Metālkonstrukcijās var izmantot termiski apstrādātas paplāksnes.

36. Ilgizturības drošības koeficientu pieņem $s = 1,5 \dots 2$.

37. Ja neizpildās nosacījums $\sigma_a \leq [\sigma_a]$, tad skrūves ilgizturības var kāpināt šādi:

- pielieto elastīgas skrūves ar lielāku padevīgumu (samazināsies σ_a);
- skrūves padevīgumu iespējams palielināt samazinot kāta diametru, palielinot skrūves garumu, kā arī pielietojot dažādus tehnoloģiskus pasākumus (vītnei ievieļmē, samazina virsmu raupjumu un spriegumu koncentrāciju – 8.70. ... 8.72. att.). Savienojuma konstruēšanas princips: **elastīgas skrūves – stinga plātne.**

38. Pievilkšanas momentu [T] aprēķina izmantojot mazākās berzes koeficientu f_v un f_u skaitliskās vērtības.
39. Ņemot vērā pievilkšanas momenta vidējo kļūdu $\pm 10 \%$, samazina [T], lai nepieļautu skrūves pārslodzi to pievelkot.

PIEMĒRS

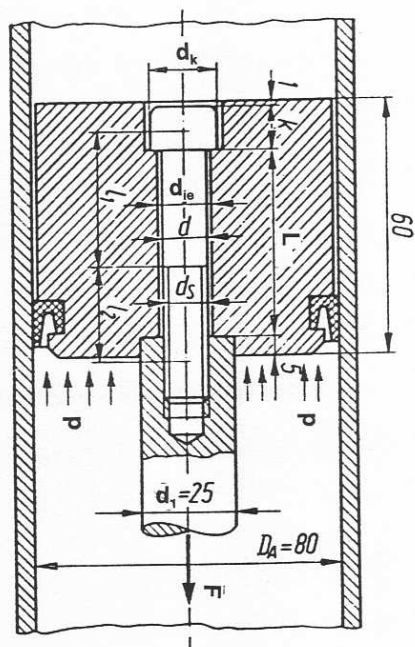
8.74. attēlā parādīts hidrocilindra virzuļa un kāta skrūves savienojums.

Dots:

- spiediens cilindrā $p = 5,5 \text{ MPa}$;
- darba slodze – pulsējoša (no 0 ... $F_{\max}$)
t.i. $F_{\text{ap}} = 0$;
- virzuļa materiāls – tērauds C45 V (uzlabots);
- īpatnējais spiediens starp kātu un virzuli $p = 10 \text{ MPa}$ (nodrošina saduras blīvumu);
- skrūvi pievelk ar dinamometrisko atslēgu;
- izmēri parādīti 8.74. attēlā.

Jāizdara skrūves izvēles un pārbaudes aprēķins.

1. **Skrūves izvēle.** Darba slodze F



8.74. att. Hidrocilindra virzuļa un kāta savienojums ar skrūvi.

$$F = p \cdot A = p \cdot \frac{\pi (D_A^2 - d_1^2)}{4} = 5,5 \cdot \frac{\pi (80^2 - 25^2)}{4} = 24946 \text{ N} \approx 25 \text{ kN},$$

kur A – virzuļa labās puses laukums.

Tuvīna montāžas priekšslodze

$$F_{v \max} \approx 2,5 F = 2,5 \cdot 25 \approx 62 \text{ kN}.$$

No 8.16. tabulas izvēlamies skrūvi ar cilindrisku galvu un iekšēju seškanti (DIN 912), stiprības klase 12.9, vītne M12 (vītne ievēlējama, sausa, berzes koeficients $f_v = f_u$)

$= f_{\min} = 0,2 - 8.12. \text{ tab.},$ pieļaujamā montāžas priekšslodze $[F] = 69 \text{ kN}$, kas ir lielāka par $F_{v \max} = 62 \text{ kN}$.

2. **No 8.15. tabulas izvēlas pievilkšanas faktoru $\alpha_A=1,6$** (ar dinamometrisko atslēgu).

3. **Minimālās paliekošās priekšslodzes F_v' noteikšana.** Kāta gala iekšējais diametrs $d_{ie} = d_o + 1 = 13,5 + 1 = 14,5 \text{ mm}$ (kur $d_o = 13,5 -$ vidējai precizitātei, 8.14. tab.). Virzuļa kāta gala ārējais darbīgais diametrs $d_v = d_l - 1 = 25 - 1 = 24 \text{ mm}$. Kāta atbalsta laukums pret virzuli $A_v = \pi(d_v^2 - d_{ie}^2) / 4 = \pi(24^2 - 14,5^2) / 4 = 287 \text{ mm}^2$. Nepieciešamā paliekošā priekšslodze $F_v' = p_v A_v = 10 \cdot 287 = 2870 \text{ N} \approx 2,9 \text{ kN}$.

4. **Skrūves un virzuļa deformējamās daļas padevīgums.** No 8.13. tabulas nosākam skrūves (DIN 912) izmērus: M12 x 60, $D_k = 18 \text{ mm}$ un $k = 12 \text{ mm}$.

Pieņemot skrūves galvas ietekmi (0,4 d) un ieskrūvējamās daļas (0,4 d) ietekmi, nosākam skrūves izmērus: $\ell_1 = (30 + 0,4 \cdot 12) \approx 35 \text{ mm}$ (30 mm ir skrūves stienīša nevītņotās daļas garums), $L = 60 - (5 + k + 1) = 60 - 5 - 12 - 1 = 42 \text{ mm}$, $\ell_2 = L - 30 + 0,4 - 12 = 42 - 30 + 4,8 \approx 17 \text{ mm}$, $A_1 = 113 \text{ mm}$, $A_2 = A_s = 84,3 \text{ mm}^2$ (8.1. tab.).

Skrūves padevīgums (8.48.):

$$\delta_s = \frac{1}{E_s} \left(\frac{\ell_1}{A_1} + \frac{\ell_2}{A_2} \right) = \frac{1}{210} \left(\frac{35}{113} + \frac{17}{84,3} \right) \approx 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ mm/kN}.$$

Tā, ka nevienādība $d_k \leq D_A \leq d_k + \ell$, t.i., $18 \leq 80 \leq 18 + 42$ neizpildas (šeit $\ell = L$ un $d_k = D_k$), jo $D_A > d_k + \ell$, tad plātnes padevīgumu aprēķina pēc (8.51), koriģējot palīglielumu x (8.52):

$$x = \sqrt[3]{\frac{\ell \cdot d_k}{(d_k + \ell)^2}} = \sqrt[3]{\frac{42 \cdot 18}{(18 + 42)^2}} = 0,59;$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_o^2) + \frac{\pi}{8} d_k \cdot \ell [(x+1)^2 - 1] = \frac{\pi}{4} (18^2 - 13,5^2) + \frac{\pi}{8} 18 \cdot 42 [(0,59+1)^2 - 1] = 569 \text{ mm}^2.$$

Plātnes (virzuļa) padevīgums (8.50):

$$\delta_p = \frac{\ell}{E_p A_p} = \frac{42}{210 \cdot 569} \approx 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ mm/kN}.$$

Spēku attiecība (8.44):

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{0,35}{2,4 + 0,35} = 0,127.$$

5. Priekšslodzes samazinājums nosēdes F_n rezultātā.

Plastiskā nosēde (8.56):

$$f_n \approx 3,29 \left(\frac{\ell}{d} \right)^{0,34} \cdot 10^{-3} = 3,29 \left(\frac{42}{12} \right)^{0,34} \cdot 10^{-3} \approx 5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}.$$

Priekšslodzes samazinājums (8.55):

$$F_n = \frac{f_n \Phi}{\delta_p} = \frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,127}{0,35 \cdot 10^{-3}} \approx 1,8 \text{ kN}.$$

6. Montāžas priekšslodzes aprēķins. Pieņemot $n = \ell/L \approx 0,3$ (8.60. att.) , nosākam plātni atslogojošo spēku $F_p = (1 - n \Phi) F = (1 - 0,3 \cdot 0,127) 25 = 24 \text{ kN}$.

Nepieciešamā sākotnējā montāžas priekšslodze (8.71): $F_{v \max} = \alpha_A (F_v' + F_p + F_n) = 1,6 (2,9 + 24 + 1,8) = 45,9 \text{ kN}$, kas ir mazāka par sākotnēji pieņemto – 62 kN.

7. Skrūves pievilkšanas momenta aprēķins. Skrūves M12 vītnes solis $P = 1,75 \text{ mm}$, vītnes vidējais diametrs $d_2 = 10,86 \text{ mm}$ (8.1. tab.), skrūves galvas atbalsta laukuma vidējais rādiuss (18) $r_m = 0,25 (D_k + d_0) = 0,25 (18 + 13,5) = 7,9 \text{ mm}$, berzes koeficienti $f_{v \min} = 0,12$ un $f_{u \min} = 0,12$ (8.12. tab., sausām virsmām).

Skrūves nepieciešamais pievilkšanas moments (8.19):

$$T \approx F_{v \max} (0,16 P + 0,58 f_v d_2 + f_u r_m) = 45,9 (0,16 \cdot 1,75 + 0,58 \cdot 0,12 \cdot 10,86 + 0,12 \cdot 7,9) = 91 \text{ N} \cdot \text{m},$$

kas nepārsniedz maksimāli pieļaujamo $[T] = 135 \text{ N} \cdot \text{m}$ (8.16. tab.).

8. Skrūves pārbaude ilgizturībā un skrūves galvas un plātnes (virzuļa) pārbaude pēc īpatnējā spiediena saskares laukumā.

Skrūves papildslodze (8.45):

$$F_z = n \cdot \Phi F = 0,3 \cdot 0,127 \cdot 25 = 0,9 \text{ kN}.$$

Skrūves materiāla tecēšanas spriegums $\sigma_{0,2} = 1080$ (8.7. tab.) MPa un vītņotās daļas šķēsgriezuma laukums $A_s = 84,3 \text{ mm}^2$ (8.1. tab.).

Spriegumi skrūvē no papildslodzes:

$$\sigma_{az} = \frac{F_z}{A_s} = \frac{900}{84,3} = 10,7 \text{ MPa}, \text{ kas ir mazāki par } 0,1 \sigma_{0,2} = 0,1 \cdot 1080 = 108 \text{ MPa}.$$

Darba slodze izmaiņas amplitūda (8.64):

$$F_a = \pm n \Phi \frac{F_{au} - F_{ap}}{2} = \pm 0,3 \cdot 0,127 \frac{25 - 0}{2} = \approx \pm 0,5 \text{ kN}.$$

Asimetriskā spriegumcikla amplitūdas spriegumi (8.66):

$$\sigma_a = \pm \frac{F_a}{A_k} = \pm \frac{500}{76,3} = \pm 6,5 \text{ MPa}.$$

Ievēlamā vītnei M12 ilgizturības spriegums $\sigma_A \approx 75 \text{ MPa}$ (8.26. tab.), bet pieļaujamais spriegums $[\sigma_a] = 0,9 \sigma_A \approx 67 \text{ MPa}$.

Skrūves vītņotās daļas ilgizturība ir nodrošināta, jo $\sigma_a < [\sigma_a]$.

Skrūves galvas diametrs $D_k = d_k = 18 \text{ mm}$ un urbuma diametrs virzulī $d_{ie} = 14,5 \text{ mm}$ (ievērojot fāzīti). Skrūves galvas atbalsta laukums

$$A_k = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - d_{ie}^2) = \frac{\pi}{4} (18^2 - 14,5^2) = 89,3 \text{ mm}^2.$$

Skrūves aprēķinu spēks ievērojot nosēdi:

$$F_o = F_{v \max} + F_z - F_n = 45,9 + 0,9 - 1,8 = 45 \text{ kN}.$$

Īpatnējais spiediens skrūves galvas atbalsta virsmā (8.57):

$$\rho = \frac{F_o}{A_k} = \frac{45 \cdot 10^3}{89,3} = 504 \text{ MPa}.$$

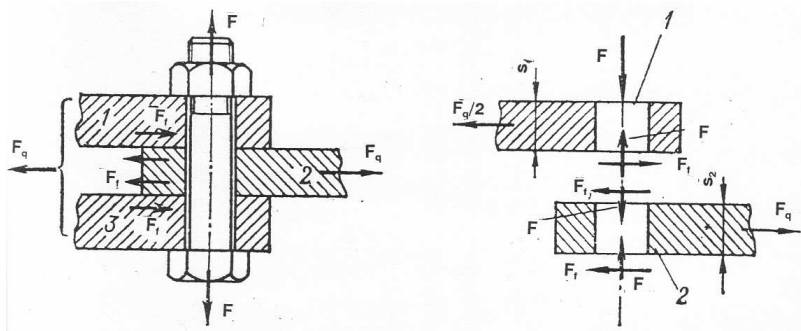
Uzlabotam tēraudam C45 V pieļaujamais īpatnējais spiediens $[p] = 900 \text{ MPa}$ (8.20. tab.). Īpatnējais spiediens $p = 504 \text{ MPa}$ nepārsniedz arī iespējamo īpatnējo spiedienu $p = 721 \text{ MPa}$ (8.23. tab.).

Secinājums: izvēlētā skrūve ar lielu rezervi apmierina stiprības un ilgizturības prasības. Vajag pārbaudīt vai nav piemērota skrūve ar vītņi M10 vai arī stiprības klase 10.9.

8.20. Bultskrūves ar šķērsslodzi

Dažās konstrukcijās (disku sajūgos, metālkonstrukcijās u.c.) bultskrūves novietotas šķērsām darba slodzes virzienam un uzņem šķērsslodzi. Konstrukīvi šādi savienojumi ir divējādi.

1. Savienojums ar neielāgotām (“melnām”) bultskrūvēm (piemēram, DIN 601, 912, 931). Starp bultskrūves kātu un urbumu detaļās ir spēle (8.75. un 8.76. att.), kurai jā saglabājas darba laikā.



8.75. att. Savienojuma ar neielāgotu bultskrūvi aprēķina shēma.

Savienojamo detaļu relatīvi nekustīgo stāvokli nodrošina berze detaļu saskarvirsmās, kas rodas, pievelkot uzgriezni. Berzes spēkam $F_f = f \cdot i \cdot z \cdot F_v$ detaļu saskarvirsmās jābūt lielākam par darba slodzi (šķērsslodzi) F_q : $F_f \geq F_q$;

$$f \cdot i \cdot z \cdot F_v = s F_q, \quad (8.75)$$

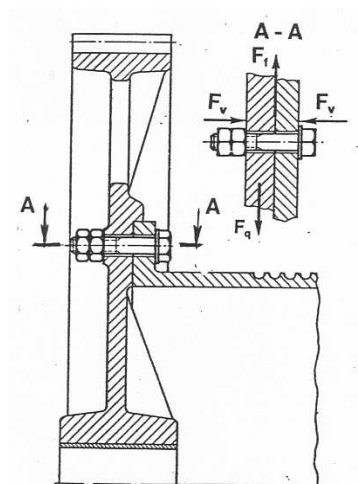
kur f - berzes koeficients detaļu saskarvirsmās

(8.30. tab.);

i – sadurplakņu skaits ($i = 1$, 8.76. att.; $i = 2$, 8.75. att.);

F_v – bultskrūves priekšslodze;

s – drošības koeficients pret detaļu izslīdi (8.29. tab.).



8.76. att. Troses spoles un zobrata savienojums ar neielāgotām bultskrūvēm.

No (8.75):

$$F_v = \frac{s F_q}{f \cdot i \cdot z}. \quad (8.76)$$

Ja savienojums pārvada griezes momentu, tad šķērsspēka F_q lomā ir aploces spēks. Ņemot vērā plastisko nosēdi F_n (7.55), minimāli nepieciešamā montāžas priekšslodze būs:

$$F_{V \min} = \alpha_A (F_V + F_n). \quad (8.77)$$

8.29. tabula

Minimāli nepieciešamais drošības koeficients S pret detaļu izslīdi

Savienojuma pielietojums	s	Piezīmes
Mašīnbūvē	1,3	Pie pastāvīgas slodzes
	1,5	Pie mainīgas slodzes
	$\geq 2,5$	Lieliem sajūgiem ($d > M56$) ar mainīgu lieces slogojumu
Metālkonstrukcijās (pēc DIN 18800)	1,25	Slogošanas gadījumam H
GV tipa savienojumiem	1,1	Slogošanas gadījumam HZ

Neielāgoto bultskrūvju pielietojums ļauj palētināt savienojumu (mazākas precizitātes prasības urbumu diametram un starpasu atstatumam detaļās, detaļas var izgatavot atsevišķi vienu no otras, savstarpējā apmaināmība neprasa papildaprādi).

8.30. tabula

Berzes koeficients f

Savienojuma pielietojums	f	Piezīmes
Mašīnbūvē	0,08...0,012	Tērauds pa tēraudu (virsmas sausas, termiski apstrādātas, slīpētas $R_z = 4...8 \mu m$)
	0,15...0,20	Tērauds pa tēraudu (virsmas sausas, termiski apstrādātas, frēzētas vai virpotas $R_z = 25...40 \mu m$)
	0,18...0,25	Termiski neapstrādāts tērauds pa čugunu vai bronzu (virsmas frēzētas vai virpotas, sausas)
	0,22...0,30	Čuguns pa čugunu vai bronza pa bronzu (virsmas frēzētas vai virpotas, sausas)
Metālkonstrukcijās (pēc DIN 18800)	0,5	Termiski neapstrādāts tērauds vai tērauda lējums pa tādu pašu virsmu (virsmas frēzētas, appūstas ar smilšu strūklu, skrotīm vai liesmu, krāsotas, sausas).

PIEMĒRS

Koniska zobrata zobu vainags (8.77. att.) no termiski apstrādāta tērauda ar 12 neielāgotām skrūvēm (DIN 933) piestiprināts lieta tērauda GS-38 rumbai. Savienojums pārvada pulsējošu griezes momentu $T = 1150 \text{ Nm}$.

Jāizvēlas skrūves ar kadmija pārklājumu. Skrūves pievelk ar dinamometrisku atslēgu.

Aprēķinam:

1. Vienas skrūves šķērsslodzi (aploces spēku) F_q :

$$F_q = \frac{2T}{zD} = \frac{2 \cdot 1150 \cdot 10^3}{12 \cdot 160} = 1000 \text{ N}.$$

2. Nepieciešamā minimālā montāžas priekšslodze F_v .

Pieņemam $f = 0,2$ (8.30. tab.) un drošības koeficientu $s \approx 1,5$ (8.29. tab.). No (8.76):

$$F_v = \frac{sF_q}{f \cdot i} = \frac{1,5 \cdot 1200}{0,2 \cdot 1} = 9000 \text{ N}.$$

3. Skrūves izvēle

Pieņemam spēku $F_n = 3 \text{ kN}$, tad $F_{v \min} \approx 12 \text{ kN}$,

$$\alpha_A = 1,6 \text{ (8.15. tab.)}. \text{ Pēc (8.21) } F_{v \max} = \alpha_A F_{v \min} = 1,6 \cdot 12 \approx 19 \text{ kN}.$$

Skrūvei ar kadmija pārklājumu berzes koeficienti $f_v = f_u = 0,08$ (8.12. tab.).

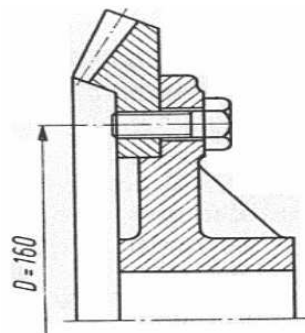
No 8.16. tabulas izvēlamies skrūvi M8 – 10.9 ar pieļaujamo montāžas priekšslodzi $[F] = 27 \text{ kN}$ un pievilkšanas momentu $[T] = 26 \text{ Nm}$.

Praktiski pieņemam $T \approx 20 \text{ Nm}$ un tad $F_v \approx 20 \text{ kN}$. Nosēde $F_n = F_v / (\alpha_A - F_{v \min}) = 20 / (1,6 - 9) = 3,5 \text{ kN}$, kas pilnībā praktiski nerealizēsies.

4. Stiprības pārbaude

Skrūves DIN 933 izmēri ir tādi paši kā skrūvei DIN 931 (atšķiras tikai vītnes garums). Pēc 8.13. tabulas $D_k = 13 \text{ mm}$, $d_u = d_o + 0,6 = 9 + 0,6 = 9,6 \text{ mm}$ (urbuma diametrs $d_o = 9 \text{ mm}$, 8.4. tab., $0,6 \text{ mm}$ – fāzītes platums). Skrūves galvas atbalsta laukums

$$A_k = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - d_u^2) = \frac{\pi}{4} (13^2 - 9,6^2) = 60,3 \text{ mm}^2.$$

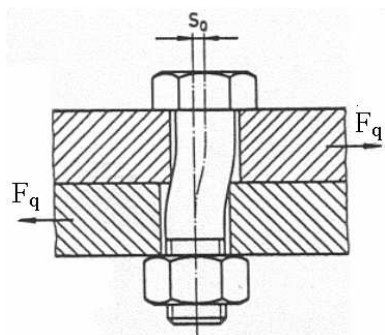


8.77. att. Koniskā zobrata zobu vainaga un rumbas savienojums ar neielāgotām galvskrūvēm.

Tā kā skrūve aksiāli ar spēku F neslogojas, tad pēc (8.57) īpatnējais spiediens

$$p = \frac{F_0}{A_k} = \frac{F_{V \max}}{A_k} = \frac{F_V - F_n}{A_k} = \frac{20 - 3}{60,3} = 282 \text{ MPa}.$$

Tērauds GS-38 aptuveni atbilst tēraudam St 37, kuram pieļaujamais īpatnējais spiediens ir $[p] = 300 \text{ MPa}$. Zem skrūves galvas paplāksne nav jāliek.

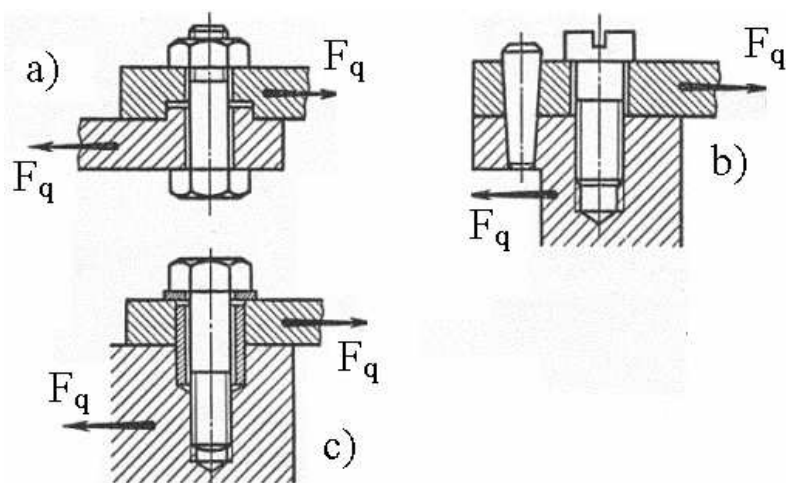


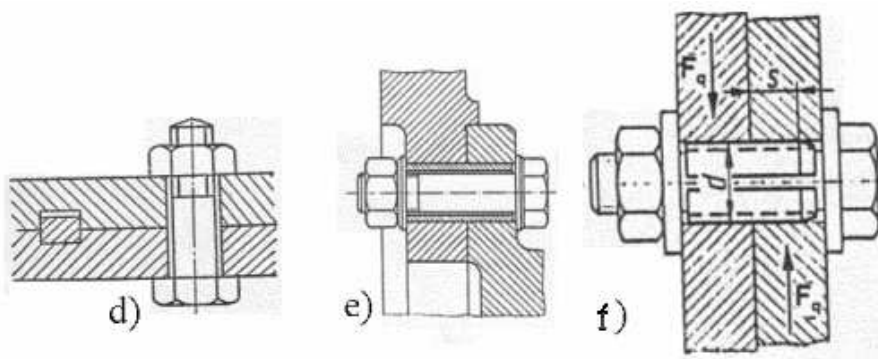
8.78. att. **Savienojums ar detaļu nobīdi.**

Bultskrūve netiek noslogota ar šķērsslodzi F_q savienojumā ar neielāgotu bultskrūvi. Tāpēc šādu bultskrūvi arī pie dinamiska noslogojuma aprēķina kā statiski slogotu. Bultskrūves lielā montāžas priekšsloдзе tomēr vēl negarantē savienojuma drošumu, jo berzes koeficients, detaļu saskares virsmām piestrādājoties vai iekļūstot tur eļļai, samazinās. Ja savienojamās detaļas ir relatīvi nobīdījušās (8.78. att.), tad uz bultskrūvi sāk

darboties lieces moments, kas ir sevišķi bīstami (rodas materiālu nogurums) pie dinamiska slogojuma.

Lieces spriegumus var novērst, pielietojot dažādus bultskrūves atslogošanas konstruktīvos paņēmienus (8.79. att.)

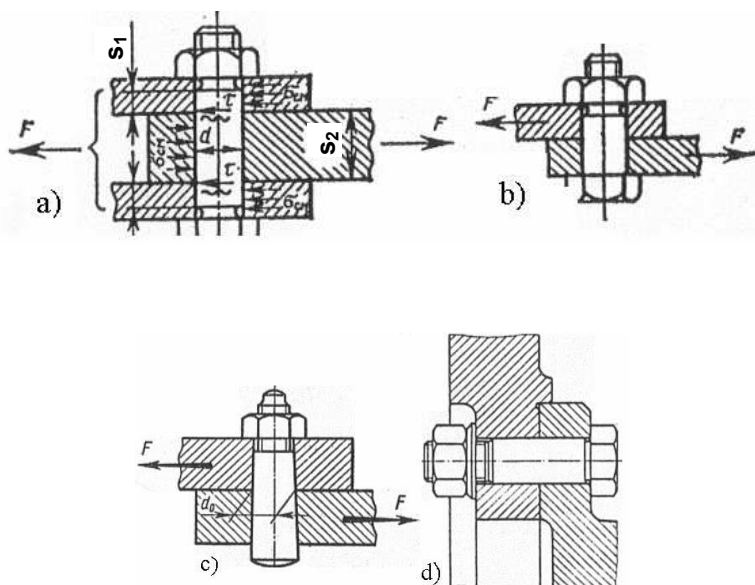




8.79. att. **Daži neielāgotās bultskrūves atslogošanas paņēmieni no šķērsslodzes:**
a – ar detaļu formas maiņu; b – ar konisku tapiņu; c un e – ar cilindrisku buksi (tērauds ST 60);
d – ar ierīvi; f – ar cilindrisku spriegčaulu (DIN 7346, 1481).

2. Savienojumi ar ielāgotām bultskrūvēm (skrūvēm) (8.80. att.)

Šādu savienojumu urbumus detaļās kalibrē ar rīvurbi, bet bultskrūves kātu apstrādā ar pielaidi, lai garantētu bezspraugas sēžu ($H7/j6$).



8.80. att. **Skrūves savienojums šķērsslodzei ar ielāgotu bultskrūvi:**
a – aprēķinu shēma; b – savienojums ar vienu cirpes plakni; c – savienojums ar prizonskrūvi;
d – savienojums griezes momenta pārvadīšanai (piemēram, disku sajūgam).

Šķērsspēks bultskrūvi noslogo cirpē un virsmas spiedē (8.80. att., a).

Bultskrūves stiprības nosacījums cirpē:

$$\tau = 4F_q / (\pi d^2 \cdot i \cdot z) \leq [\tau], \quad (8.78)$$

kur i – cirpes plakņu skaits ($i = 2$ – 8.80. att. a; $i = 1$ – 8.80. att. b);

z – bultskrūvju skaits.

Stiprības nosacījums virsmas spiedē:

$$\sigma_{VS} = F_q / (d s_{\min} z) \leq [\sigma_{VS}], \quad (8.79)$$

kur d – bultskrūves cilindriskā kāta diametrs;

$s_{\min}$ – mazākais, ar bultskrūvi salāgotais, detaļu kopējais nesošais biezums (vienā virzienā vērstiem virsmas spriegumiem).

Formula (8.79) derīga kā bultskrūvei, tā arī detaļām. Pieļaujamos spriegumus $[\sigma_{VS}]$ nosaka mazāk stiprākai detaļai (bultskrūvei vai detaļām).

Pieļaujamie spriegumi cirpē:

$$[\tau] \approx \begin{cases} 0,6 \sigma_T & \text{- pastāvīgai slodzei;} \\ 0,5 \sigma_T & \text{- pulsējošai slodzei;} \\ 0,4 \sigma_T & \text{- simetriski mainīgai slodzei.} \end{cases}$$

Cilindriskai spriegčaulai $[\tau] \approx 300$ MPa.

Pieļaujamie spriegumi virsmas spiedē:

$$[\sigma_{VS}] \approx \begin{cases} 0,75 \sigma_B \approx 1,2 \sigma_T & \text{- pastāvīgai slodzei;} \\ 0,6 \sigma_B \approx 0,9 \sigma_T & \text{- pulsējošai vai simetriskai slodzei.} \end{cases}$$

Čugunam pieņem spriegumus $[\sigma_{VS}]$ apmēram divreiz lielākus.

PIEMĒRS

8.81. attēlā parādīts gliemežrata vainaga (lieta alvas bronza G-Cu Sn 12 ar $\sigma_T = 140$ MPa) un centra (čuguns GG-20) savienojums ar ielāgotām bultskrūvēm M12-5.6 DIN 609.

Savienojums pārvada pulsējoši mainīgu griezes momentu $T = 3850 \text{ Nm}$. Bultskrūvju skaits $z = 6$. Jāpārbauda bultskrūvju savienojuma stiprība.

Šķērsspēks (aploces spēks) uz vienu bultskrūvi:

$$F_q = \frac{2T}{zD} = \frac{2 \cdot 3850 \cdot 10^3}{6 \cdot 270} = 4753 \text{ N}.$$

Bultskrūves šķērssriegzuma laukums

$$A = \pi d^2 / 4 = \pi 13^2 / 4 \approx 133 \text{ mm}^2.$$

Cirpes spriegumi (8.78)

$$\tau = F_q / A = 4753 / 133 \approx 36 \text{ MPa}.$$

Pieļaujamais spriegums cirpē

$$[\tau] \approx 0,5\sigma_T = 0,5 \cdot 300 = 150 \text{ MPa},$$

kur $\sigma_T = 300 \text{ MPa}$ (stiprības klase 5.6, 8.7. tab.)

Spriegumi virsmas spiedē (8.79)

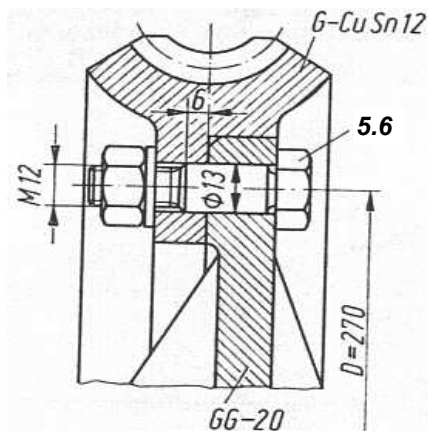
$$\sigma_{vs} = F_q / ds_{\min} = 4753 / 13 \cdot 6 = 61 \text{ MPa},$$

kur $s_{\min} = 6 \text{ mm}$ – bultskrūves salāgojuma garums ar bronzas vainaga atloku (8.81. att.).

Pieļaujamie spriegumi virsmas spiedē

$$[\sigma_{vs}] \approx 0,9\sigma_T = 0,9 \cdot 140 = 126 \text{ MPa}.$$

Savienojuma stiprība ir garantēta, jo faktiskie spriegumi cirpē un virsmas spiedē ir mazāki par pieļaujamajiem spriegumiem. Varētu pārbaudīt, vai neder bultskrūve M8.

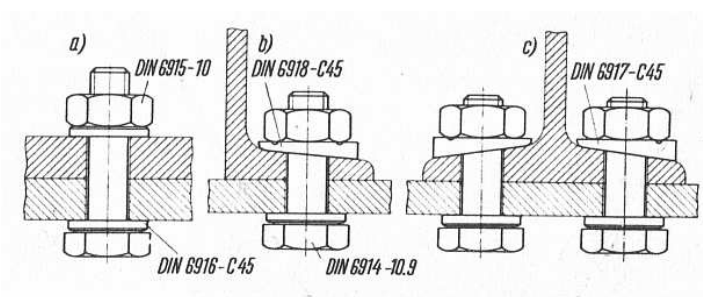


8.81. att. Salikta gliemežrata konstrukcija.

8.21. Skrūvju savienojumi metālkonstrukcijās

Augsti spriegoti skrūvju savienojumi metālkonstrukcijās parādīti 8.82. attēlā.

Sešskaldņu bultskrūvju (DIN 6914) un uzgriežņu (DIN 6915) pielietojums ļauj izmantot garākas uzgriežņu atslēgas un stiprāk pievilkt savienojumu. Zem uzgriežņa un bultskrūves galvas liek paplāksnes (DIN 6916, 6917 vai 6918). Lai bultskrūves vītne nebūtu detaļu iekšpusē (pieļaujams nedaudz), tad dažkārt zem uzgriežņa liek divas paplāksnes.



8.82. att. Augsti spriegoti skrūvju savienojumi metālkonstrukcijās:

a – plāksņu savienojums, b – plāksnes un U profila savienojums; c – plāksnes un dubult-T profila savienojums.

Saskaņā ar DIN 18800, metālkonstrukcijās pielieto šādus skrūvju savienojumus:

1. Bez sākotnējās (vai ar nelielu) priekšslodzes.

Cirpē un virsmas spiedē slogotas bultskrūves SL (neielāgotas) un SLP (ielāgotas). Šādas bultskrūves aprēķina cirpē (8.78) un virsmas spiedē (8.79). Pieļaujamie spriegumi doti 8.31. tabulā.

Augstas stiprības skrūves ar stiprības klasi 10.9 drīkst montēt bez priekšsprieguma vai ar nelielu neplānotu priekšslodzi ($\geq 0,5F_v$, kur F_v ir pilna priekšslodze – 8.32. tabula).

8.31. tabula

Pieļaujamie spriegumi (MPa) cirpē $[\tau]$ un virsmas spiedē $[\sigma_{rs}]$

Savienojuma veids, spēle, priekšspriegums	Skrūves veids	Stiprības klase	[τ]		[σ _{rs}]. Detaļu materiāls			
					St 37		St 52	
			Slogošanas gadījums					
			H	HZ	H	HZ	H	HZ
SL, 0,3...2mm, bez priekšsprieguma	Neapstrādāta sešskaldņu DIN7990 DIN7969	4.6	112	126	280	320	420	480
	Neapstrādāta, DIN7990 Ar iegrem- dējamu galvu DIN7969	5.6	168	192				
	Sešskaldņu DIN6914	10.9	240	270				
SL, 0,3...2mm, priekšspriegums nav plānots	Sešskaldņu DIN6914	10.9	240	270	380	430	570	645
SLP, ≤ 0,3mm , bez priekšsprieguma	Ielāgota DIN7968	4.6	140	160	320	360	480	540
		5.6	210	240				
		10.9	280	320				
SLP, ≤ 0,3mm , priekšspriegums nav plānots	Ielāgota DIN7968	10.9	280	320	420	470	630	710
GV, 0,3...2 mm, ar priekšspriegumu	Sešskaldņu DIN6914	10.9	240	270	480	540	720	810
GVP, ≤0,3 mm, ar priekšspriegumu	Ielāgota DIN7968	10.9	280	320	480	540	720	810
Savienojamo detaļu pieļaujamais spriegums [σ]:								
Stiepē un liecē + stiepē					160	180	240	272
Spiedē un liecē + spiedē								
Bīdē [τ]					92	104	139	156

Piezīmes. Slogošanas gadījumi: H – ievēro pamatslodžu summu (pastāvīgās slodzes, piemēram, pašmasa; kustīgās slodzes, piemēram, cilvēki, iekārtas, materiāli, krava u. c.; atsitiena slodze, centrālās spēks; HZ – pamatslodžu un papildslodžu (vēja un sniega slodzes; slodzes, kas rodas no celtna sašķiebes uz sliekšņiem; slodzes uz kāpnēm, podestiem un no termiskās iedarbības) summa; GV – augsti spriegotās neielāgotās un GVP – ielāgotās bultskrūves.

GV un GVP tipa skrūvju savienojumu priekšslodze F_v un pievilkšanas moments T metālkonstrukcijās (DIN 18800)

Vītne		M12	M16	M20	M22	M24	M27	M30
F_v , kN		50	100	160	190	220	290	350
T, Nm	Skrūve ar MOS ₂ pārklājumu	100	250	450	650	800	1250	1650
	Viegli saeļļota skrūve	120	350	600	900	1100	1650	2200

Piezīme. Tabulas dati derīgi, ja uzgriezni pievelk ar dinamometrisku atslēgu (citiem gadījumiem skat. DIN 18800).

Ja savienojumu (bultskrūvi) slogo kā šķērsspēks F_q tā arī aksiāls spēks F , tad katra slogojuma ietekmi novērtē atsevišķi, aprēķina kopsprigumus un salīdzina ar pieļaujamajiem spriegumiem.

2. Augsti spriegotās neielāgotās (GV) (8.82. att.) un ielāgotās (GVP) (8.83. att.) bultskrūves.

GV tipa savienojumu bultskrūvju nepieciešamā priekšslodze F_v un pievilkšanas moments norādīts 8.32. tabulā. Pārvadāmo šķērsspēku F_q aprēķina pēc formulas (8.75), pieņemot berzes koeficientu f (8.33. tab.) un drošības koeficientu (8.29. tab.).

Spēle starp bultskrūves kātu un urbumu:

- GV-tipa savienojumā $0,3 \text{ mm} < \Delta d \leq 2 \text{ mm}$, (šķērsspēku uzņem berzes spēks detaļu sadūrā);
- GVP-tipa savienojumā $\Delta d \leq 0,3 \text{ mm}$.

GVP-tipa savienojumā šķērsspēku uzņem kā berzes spēki detaļu sadūrā, tā arī bultskrūves kāts, kas slogojās cirpē un virsmas spiedē.

Berzes koeficients f GV un GVP tipa skrūves savienojumā
(no direktīvas DAST-010)

Detaļu berzes virsmu apstrāde	Detaļu materiāls	
	St 37	St 52
Appūšana ar skrošu, smilšu vai liesmas strūklu (divas reizes)	0,5	0,55
Pretslīdes krāsojums	0,5	0,5

GVP tipa savienojuma ielāgotās bultskrūves pieļaujamais šķērsspēks (8.34. tab.):

$$[F_q] = [F_{GVP}] = 0,5[F_{SLP}] + [F_{GV}], \quad (8.80)$$

kur $[F_{SLP}]$ – cirpē (8.35. tab.) vai virsmas spiedē pieļaujamais šķērsspēks (kā ielāgotai skrūvei):

$$[F_{qS}] = iA[\tau], \quad (8.78) \text{ vai } [F_{qL}] = ds_{\min}[\sigma_{VS}], \quad (8.79)$$

noteicošs ir mazākais šķērsspēks;

$[F_{GV}]$ – pieļaujamais šķērsspēks kā neielāgotai bultskrūvei (8.34. tab.):

$$[F_{GV}] = fF_V i / s.$$

Priekšslodze F_V un pieļaujamais šķērsspēks $[F_{GV}]$ un $[F_{GVP}]$ GV un GVP tipa skrūves savienojumam

Vītne	F _v , (stiprības klase 10.9)	$[F_{GV}]$, kN Spēle $0,3 < \Delta d \leq 2$		$[F_{GVP}]$, kN Spēle $\Delta d \leq 0,3$	
		Savienojamo detaļu materiāls			
		St 37, St 52		St 37, St 52	
		Slogošanas gadījums			
		H	HZ	H	HZ
M12	50	20	22,5	38,5	43,5
M16	100	40	45,5	72	82
M20	160	64	72,5	112,5	128
M22	190	76	86,5	134	153
M24	220	88	100	156,5	178,5
M27	290	116	132	202	230,5
M30	350	140	159	245,5	280
M36	510	204	232	354,5	404

Piezīme. Ja GV-tipa savienojumā spēle $2 < \Delta d \leq 3$ mm, tad šķērsspēka $[F_{GV}]$ vērtība jāsamazina par 80 %.

Ja GV vai GVP tipa skrūvju savienojumu slogo ne tikai šķērsspēks, bet arī aksiāls spēks F, tad pieļaujamais šķērsspēks $[F_{GV}]$, respektīvi, $[F_{GVP}]$ samazinās sakarā ar paliekošās priekšslodzes F_{pv} samazināšanos.

8.35. tabula

Pieļaujamais šķērsspēks $[F_q]$ ($[F_{SL}]$, $[F_{SLP}]$) cirpē un skrūves šķērsgriezuma laukums A

Vītne	SL-tipa savienojumi Skrūves DIN 7990, 6914, 7969 Spēle $0,3 < \Delta d \leq 2 \text{ mm}^{1)}$							SLP-tipa savienojumi Ielāgotās skrūves DIN 7968. Kniedes DIN 124 un DIN 302 Spēle $\Delta d \leq 3 \text{ mm}$						
	$A, \frac{\pi d^2}{4}$ mm ²	DIN 7990, DIN 7969 4.6 ²⁾		DIN 7990, DIN 7969 5.6 ²⁾		DIN 6914 10.9 ²⁾		$A, \frac{\pi d^2}{4}$ mm ²	Ielāgotās skrūves 4.6 ²⁾ kniede		Ielāgotās skrūves 5.6 ²⁾ kniede		Ielāgotās skrūves 10.9 ²⁾	
		Slogošanas gadījums							Slogošanas gadījums					
		H	HZ	H	HZ	H	HZ		H	HZ	H	HZ	H	HZ
		kN	kN	kN	kN	kN	kN		kN	kN	kN	kN	kN	kN
M12	113	12.7	14.2	19.2	21.5	27.0	30.5	133	18.6	21.3	27.9	31.9	37.0	42.5
M16	201	22.5	25.3	34.1	38.2	48.5	54.5	227	31.8	36.3	47.7	54.5	63.5	72.5
M20	314	35.2	39.6	53.4	59.7	75.5	85.0	348	48.4	55.4	72.2	83.0	97.0	111
M22	380	42.6	47.9	64.6	72.2	91.0	102.5	415	58.1	66.4	87.2	99.6	116.5	113.0
M24	452	50.6	57.0	76.8	85.9	108.5	122.0	491	68.7	78.6	103.1	117.8	137.5	157.0
M27	573	64.2	72.2	97.4	108.9	137.5	154.5	616	86.2	98.6	129.4	147.8	172.5	197.0
M30	707	79.2	89.1	120.2	134.3	169.5	191.0	755	105.7	120.8	158.6	181.2	211.5	241.5
M36	1018	114.0	128.3	173.1	193.4	244.5	275.0	1075	150.6	172.0	225.8	258.0	301.1	344.0

Piezīmes. ¹⁾ Pie sāntriecieniem vēlams $\Delta d \leq 1$ mm. ²⁾ Stiprības klase pēc DIN ISO 898

1. daļas.

$$[\sigma_{GVZ}] = \left(0,2 + 0,8 \frac{[F] - F}{[F]} \right) [F_{GV}], \quad (8.81)$$

$$[F_{GVPZ}] = 0,5[F_{SLP}] + \left(0,2 + 0,8 \frac{[F] - F}{[F]} \right) [F_{GV}], \quad (8.82)$$

kur F – aksiālais spēks uz vienu skrūvi, kN;

$[F]$ – pieļaujamais stiepes spēks, kN; $[F] = A_s [\sigma_{st}]$ (šķērsriezuma laukums A_s no

8.1. tabulas, pieļaujamie stiepes spriegumi $[\sigma_{st}]$ no 8.36. tabulas);

$[F_{GV}]$ un $[F_{SLP}]$ – pieļaujamie šķērsspēki (skat. formulu (8.80)), kN.

8.36. tabula

Skrūvju pieļaujamie stiepes spriegumi metālkonstrukcijās (DIN 18800)

Pieļaujamais stiepes spriegums	Skrūves bez (vai ar nelielu, neplānotu) priekšslodzes						Skrūves ar priekšslodzi	
	Stiprības klase							
	4.6		5.6		10.9		10.9	
	Slogošanas gadījums							
	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
$[\sigma_{St}]$, MPa	110	125	150	170	360	410	0,7F _V /A _S	0,8F _V /A _S

Veidojot detaļu savienojumus ar dažādiem savienojošiem elementiem, jāņem vērā šo elementu spēja iekļauties vienotā spēku uzņemšanas plūsmā. Piemēram, kopā drīkst izmantot kniedes ar ielāgotām bultskrūvēm, GV vai GVP tipa savienojumu ar metinātām šuvēm, metinātās šuves vienā joslā kopā ar kniedēm.

SL-tipa skrūvju savienojumus neizmanto kopā ar SLP, GV, GVP tipa un metinātiem savienojumiem.

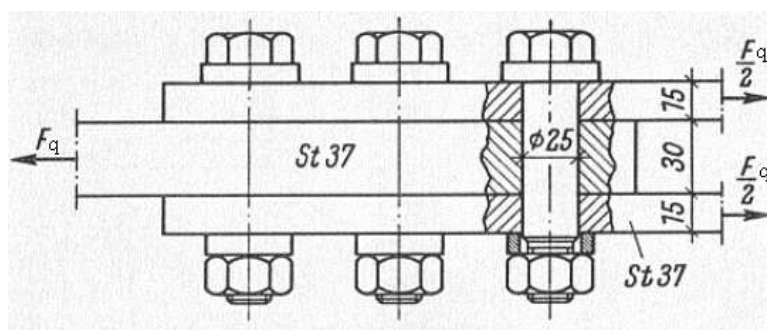
Kombinēta savienojuma nestspēju nosaka summējot atsevišķu savienojšo elementu nestspēju.

PIEMĒRS

8.83. attēlā parādīts augsti spriegots metālkonstrukcijas elements ar trijām sešskaldņu ielāgotām bultskrūvēm. Jāaprēķina šķērsspēks F_q un pievilkšanas moments T sloģšanas gadījumam H diviem konstruktīvajiem izpildījumiem:

1. SLP-tipa bultskrūvju savienojumam ar bultskrūvēm $M24 \times 100 - 9.6$ DIN 7968 bez priekšsprieguma;
2. GVP-tipa bultskrūvju savienojumam ar ielāgotām bultskrūvēm $M24 \times 100 - 10.6$ DIN 7968 ar priekšspriegumu.

Savienojamo detaļu saskarvirsmas pārklāj ar pretslīdes krāsu.



8.83. att. Savienojums ar bultskrūvēm metālkonstrukcijā.

Atrisinājums

1. SLP-tipa savienojums, bultskrūves šķērsgriezuma laukums:

$$A = \pi d^2 / 4 = \pi \cdot 25^2 / 4 = 491 \text{ mm}^2.$$

No 8.31. tabulas nosakam pieļaujamo cirpes spriegumu $[\tau] = 140 \text{ MPa}$ un pieļaujamo virsmas spiedes spriegumu $[\sigma_{vs}] = 320 \text{ MPa}$.

Pēc (8.78) un (8.79) aprēķina pieļaujamo šķērsspēku vienai bultskrūvei cirpē $[F_{qc}]$ un virsmas spiedē $[F_{qvs}]$:

$$[F_{qc}] = iA[\tau] = 2 \cdot 491 \cdot 140 = 137480 \text{ N} \approx 137,5 \text{ kN},$$

$$[F_{qvs}] = d s_{\min} [\sigma_{vs}] = 25 \cdot 30 \cdot 320 = 240000 \text{ N} \approx 240 \text{ kN}.$$

Savienojuma pieļaujamā šķērsslodze, ievērojot bultskrūvju skaitu $z=3$ ($F_{qC} < F_{qVS}$):

$$F = z[F_{qC}] = 3 \cdot 137,5 \approx 412 \text{ kN}.$$

2. GVP-tipa savienojums. No 8.31. tabulas $[\tau] = 280 \text{ MPa}$; $[\sigma_{VS}] = 480 \text{ MPa}$. Pēc (8.78) un (8.79) aprēķina pieļaujamos šķērsspēkus cirpē un virsmas spiedē:

$$[F_{qC}] = iA[\tau] = 2 \cdot 491 \cdot 280 = 274960 \text{ N} \approx 275 \text{ kN},$$

$$[F_{qVS}] = ds_{\min}[\sigma_{VS}] = 25 \cdot 30 \cdot 480 = 360000 \text{ N} \approx 360 \text{ kN}.$$

Noteicošais ir mazākais spēks $[F_{qC}] = [F_{SLP}] = 275 \text{ kN}$.

Ja bultskrūves M24 priekšslodze $F_V = 220 \text{ kN}$ (8.32. tab.), tad berzes koeficients $f = 0,5$ (8.33. tab.), drošības koeficients pret detaļu izslīdi $s = 1,25$ (8.29. tab.), tad pieļaujamais šķērsspēks no (8.76):

$$[F_{GV}] = f \cdot iF_V / s = 0,5 \cdot 2 \cdot 220 / 1,25 = 176 \text{ kN}.$$

Pēc (8.80): $[F_q] = 0,5[F_{SLP}] + [F_{GV}] = 0,5 \cdot 275 + 176 = 313,5 \text{ kN}$.

Triju bultskrūvju pieļaujamais šķērsspēks:

$$F = z[F_q] = 3 \cdot 313,5 \approx 940 \text{ kN}.$$

Viegli saeļļotas bultskrūves uzgriežņa pievilkšanas moments $T = 1100 \text{ Nm}$ (8.32. tab.).

Slēdziens

Salīdzinot vienādu izmēru, bet atšķirīgu stiprības klašu bultskrūves redzams, ka GVP-tipa skrūvju savienojums var uzņemt apmēram 2,3 reizes lielāku spēku.

PIEMĒRS

8.83. attēlā parādīto GVP-tipa skrūvju savienojuma katru bultskrūvi pie H sloģošanas gadījuma sloģo šķērsspēks $F_q = 200 \text{ kN}$ un aksiāls spēks $F = 120 \text{ kN}$. No iepriekšējā piemēra $[F_{SLP}] = 275 \text{ kN}$ un $[F_{GV}] = 176 \text{ kN}$.

Priekšslodze $F_V = 220 \text{ kN}$. Pārbaudīt savienojuma stiprību.

No 8.34. tabulas nosaka pieļaujamo stiepes spēku:

$$[F] = 0,7 F_V = 0,7 \cdot 220 = 154 \text{ kN}.$$

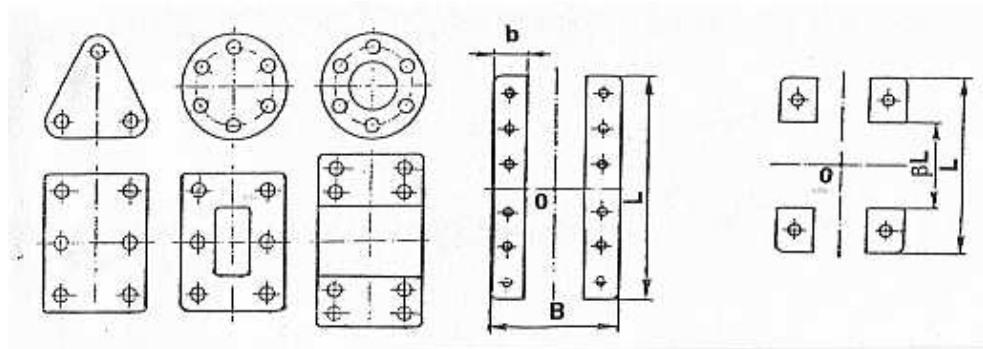
Pēc (8.82) aprēķina pieļaujamo šķērsspēku:

$$[F_{GVPZ}] = 0,5[F_{SLP}] + \left(0,2 + 0,8 \frac{[F] - F}{[F]}\right)[F_{GV}] = 0,5 \cdot 275 + \left(0,2 + 0,8 \frac{154 - 120}{154}\right)176 = 203,8 \text{ kN}.$$

Tā, kā $F_q = 200 \text{ kN} < 203,8 \text{ kN}$, tad dotais noslogojums uz savienojumu ir pieļaujams.

8.22. Skrūvju grupas aprēķini

Detaļas parasti savieno ar vairākām skrūvēm, kuras slogojas vienādi vai dažādi. Ja skrūvju noslogojums ir atšķirīgs, tad jānosaka vairāk noslogotā skrūve. Pēc tam šo skrūvi aprēķina stiprībā un pārbauda arī detaļu saduras stiprību. Mašīnbūvē plaši pielieto plakanas detaļu saduras (8.84. att.).



8.84. att. **Detaļu saduru veidi**

(reduktoriem parasti attiecība $\beta = b/B \approx 0.12 \dots 0.35$ un samazinās pieaugot reduktora gabarītiem).

Sadurai ir viena, divas vai vairākas simetrijas asis neatkarīgi no saduras formas (nepārtraukta, lentveida, gredzenveida vai ar atsevišķiem pielējumiem). Lentveida,

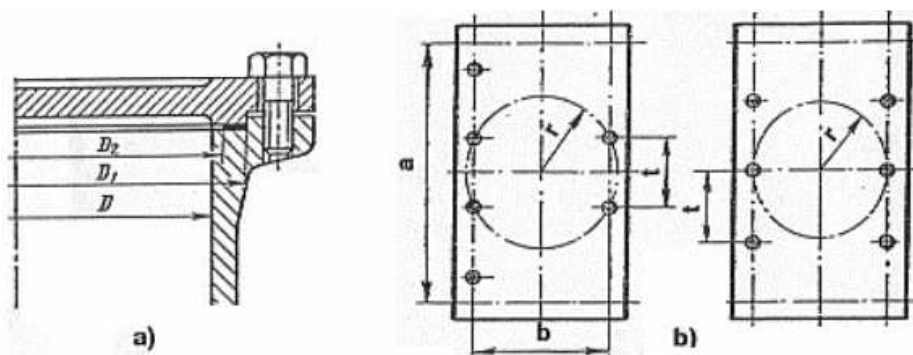
gredzenveida un sadalītai atbalsta virsmai (sadurai) ir priekšrocības salīdzinājumā ar nepārtrauktu virsmu kā pēc konstruktīviem (uzlabojas salāgoto detaļu kontakts, samazinās skrūvju diametrs vai skaits, palielinās savienojuma stingums pie mazākas skrūvju priekšslodzes), tā arī tehnoloģiskiem (mazāks materiāla patēriņš un mehāniskās apstrādes darbietilpība) apsvērumiem.

Veicot skrūvju grupas aprēķinu, pieņem:

- detaļu saduru virsmas saglabā plakanumu ekspluatācijā (detaļas ir stingas un nedeformējas);
- visas skrūves ir ar vienādu diametru un garumu;
- visas skrūves pievilktas ar vienādu priekšslodzi;
- sadurplaknei ir vismaz divas simetrijas asis un skrūves novietotas simetriski pret šīm asīm.

Aplūkosim trīs raksturīgus skrūvju grupas aprēķina gadījumus.

1. Skrūvju savienojuma rezultējošā slodze perpendikulāra sadurai un iet caur tās smaguma centru. Šis aprēķinu gadījums raksturīgs savienojumiem ar riņķveida vai taisnstūrveida vāku (8.44. un 8.85. att.).



8.85. att. Vāka pievienojums cilindram (a) vai tvertnei (b).

Kospēks, kas darbojas uz cilindra vāka skrūvēm (8.85. att., a), veidojas no iekšējā spiediena un nepieciešamās paliekošās priekšslodzes uz blīvi, lai garantētu saduras hermētiskumu:

$$zF = (1 + \psi) \frac{\pi D_2^2}{4} p + \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} p_p, \quad (8.83)$$

kur z – skrūvju skaits;

F – aprēķinu slodze uz vienu skrūvi;

ψ – koeficients, kas ievērtē spiediena p iespējamo palielināšanos (parasti $\psi = 0.2$);

D_1 un D_2 – blīves ārējais un iekšējais diametrs;

p_p – vēlamais paliekošais spiediens uz blīvi:

$p_p = (2 \dots 2,5) p$ – mīkstai blīvei;

$p_p = 3,5 p$ – metāla, piemēram, atkvēlināta vara, blīvei.

Spēku F izmanto skrūves diametra aprēķinam.

Ja vāks ir taisnstūrveida (8.85. att., b), tad slodzes sadalījums pa skrūvēm vairs nav vienmērīgs. Vairāk noslogotas būs tās skrūves, kas atrodas tuvāk vāka ģeometriskajam centram.

$$F_{\max} \approx \frac{F_{\Sigma} t}{2\pi r}, \quad (8.84)$$

kur F_{Σ} – kopslodze;

t – skrūvju solis;

r – no plātnes centra caur tuvākās skrūves centru novilktais aploces rādiuss.

2. Slodze darbojas detaļu savienojuma plaknē. Aplūkosim gadījumu, kad savienojumu slogo spēks F un griezes moments T (8.86. att.).

Sviras galā pielikto spēku F aizvietojam ar griezes momentu $T = FL$, kurš pielikts saduras smaguma centrā.

Smaguma centra (nosacīts pagrieziena centrs) koordināte:

$$x_c = \sum_{i=1}^z x_i / z, \quad (8.85)$$

kur z – skrūvju skaits.

Griezes momenta plecs $L = l + r - x_c$.

$$F_{ai} = F/z, \quad i = 1, 2, \dots, z. \quad (8.86)$$

No momenta T spēki $F_{T1}, F_{T2}, \dots, F_{TZ}$ sadalās proporcionāli skrūvju deformācijai, svirai cenšoties pagriezties. Deformācijas ir proporcionālas skrūvju atstatumam līdz saduras smaguma centram. Spēks skrūvē no momenta vērsts perpendikulāri atbilstošam rādiusam ρ_i .

$$T = F_{T1}\rho_1 + F_{T2}\rho_2 + \dots + F_{TZ}\rho_Z, \quad (8.87)$$

Jebkuras formas sadurai (8.87. att.) līdzsvara vienādojums būs:

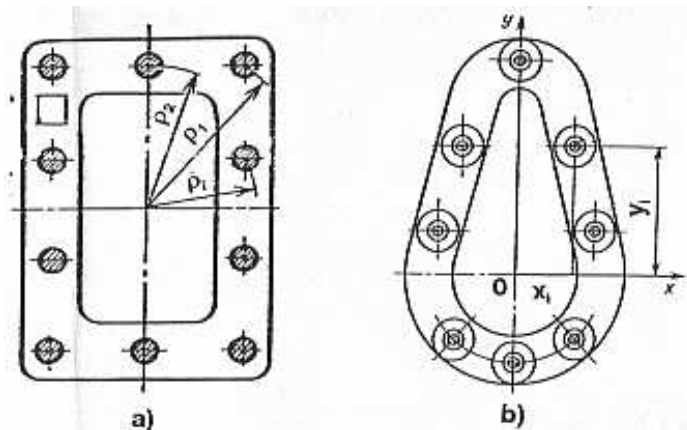
$$z_1 F_{T_1} \rho_1 + z_2 F_{T_2} \rho_2 + \dots = T, \quad (8.89)$$

kur ρ_1, ρ_2, ρ_3 - skrūves atstatums (rādiuss) līdz smaguma centram;

)* - avots: Upītis G. Mašīnu elementi. Rīgs: RTU, 2003.

F_{T1}, F_{T2}, F_{Ti} – spēki skrūvēs no griezes momenta T ;

z_1, z_2, z_i – skrūvju skaits, kas atrodas uz viena rādiusa ρ .



8.87. att. Taisnstūra formas (a) un komplicētas formas (b) sadura.

Ievērojot spēku un deformāciju proporcionalitāti:

$$F_{T2} = F_{T1} \rho_2 / \rho_1 ; F_{Ti} = F_{T1} \rho_i / \rho_1 . \quad (8.90)$$

Ievietojot (8.90) līdzsvara vienādojumā (8.89), aprēķina slodzi uz vairāk noslogoto skrūvi:

$$F_{T1} = \frac{T \rho_1}{z_1 \rho_1^2 + z_2 \rho_2^2 + \dots} = \frac{T \rho_1}{\sum z_i \rho_i^2} . \quad (8.91)$$

Katras skrūves kopējā slodze nosakāma kā spēku F_q un F_T ģeometriskā summa:

$$\bar{F}_i = \bar{F}_{qi} + \bar{F}_{Ti} .$$

Analītiski:

$$F_i = \sqrt{F_{qi}^2 + F_{Ti}^2 + 2 F_{qi} F_{Ti} \cos \beta_i} , \quad (8.92)$$

kur β_i - leņķis starp spēkiem F_{qi} un F_{Ti} .

Par skrūves aprēķinu slodzi pieņem lielāko no kopslodzēm: $F_{\max} = \max(|\bar{F}_i|)$,
 $i = 1, 2, \dots, z$.

Lielākā kopslodze var būt tai skrūvei, kurai leņķis β starp spēkiem F_q un F_T ir mazāks vai vienāds ar nulli (spēki vērsti vienā virzienā). Vairāk noslogotās skrūves atrodas tālāk no smaguma centra.

Skrūves (bultskrūves) aprēķina pēc šķērsslodzē slogotu skrūvju (ielāgotu vai neielāgotu) metodikas (skat. 8.21. nodaļu).

Parasti pielieto ielāgotās skrūves. Detaļu sadūrā paredz kādu konstruktīvu elementu (tapiņas, ierīvi u. c.), kas atslogo skrūves no šķērsslodzes.

3. Detaļa uzņem slodzi, kas uz skrūvēm sadalās nevienmērīgi (slodze atver saduru).

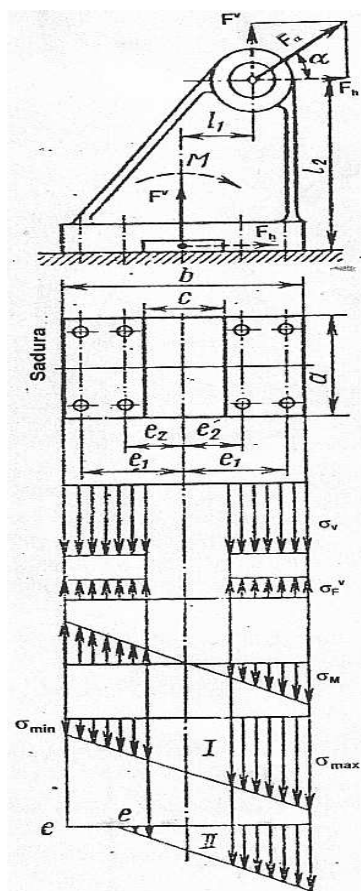
Šajā gadījumā skrūves slogojas ar spēku, kas atrodas sadurplaknei perpendikulārā plaknē, kura sakrīt ar sadurplaknes simetrijas asi (8.88. att.).

Praksē bieži sastopamas šādas konstrukcijas. Aplūkosim šādu savienojumu aprēķina metodiku. Kronšteinu slogo slīpi vērsta slodze F_α , kas sadalāma horizontālā F_h un vertikālā F^v komponentē. Saduras centrā pieliekam spēkus F_h , F^v un lieces momentu $M = F_h l_2 - F^v l_1$. F^v un M cenšas atvērt saduru, bet F_h pārbīdīt kronšteinu horizontālā virzienā. Skrūvju sākotnējā priekšslodze nepieļauj saduras atvēršanos un detaļas pārbīdi.

Saduras neatvēršanās nosacījums. Lai sadura neatvērtos, saduras laukumā jābūt nodrošinātam spiedes spriegumam. Kamēr nav pielikts spēks F_α , skrūves jāpievelk, lai sadūrā veidotos priekšspriegumi:

$$\sigma_v = F_v z / A_{sad}, \quad (8.93)$$

kur F_v – skrūves priekšslodze;



8.88. att. Kronšteina skrūvju aprēķina shēma un spriegumi saduras plaknē.

A_{sad} – saduras laukums;

z – skrūvju skaits.

Spēks F^V stiepj skrūves un samazina spriegumus σ_v par lielumu σ_{F^V}

$$\sigma_{F^V} = (1 - \Phi) \frac{F^V}{A_{\text{sad}}} \approx \frac{F^V}{A_{\text{sad}}}. \quad (8.94)$$

Formulā (8.94) $F^V(1 - \Phi)$ ir paliekošā priekšslodze, kas darbojas uz saduru. Tā kā darba slodzes koeficients Φ ir mazs, tad to var neievērot (palielinās saduras neatvēršanās drošības rezerve).

Ja salāgotās detaļas ir stingas un skrūves pietiekoši pievilktas, tad var pieņemt, ka kronšteins un pamatne veido it kā vienu veselu detaļu. Par pagrieziena asi pieņem saduras simetrijas asi. Spriegumi sadūrā σ_M no momenta M sadalās tāpat kā lieces spriegumi,

$$\sigma_M \approx M / W_{\text{sad}}, \quad (8.95)$$

kur W_{sad} – saduras laukuma pretestības moments.

Kospriegumu epīra sadūrā var būt divējāda (I vai II 8.88. att.):

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_v \pm \sigma_{F^V} + \sigma_M - \text{maksimālie spriegumi}; \quad (8.96)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_v \mp \sigma_{F^V} - \sigma_M - \text{minimālie spriegumi}. \quad (8.97)$$

Lai nodrošinātu atbilstīgu metāla detaļu savienojuma pietiekošu stingumu, tad ieteicams $\sigma_{\text{min}} \geq 1 \dots 2 \text{ MPa}$.

Pēc (8.97) aprēķina spriegumus σ_v un no (8.93) nosaka spēku F_v .

Ja pamatnes materiāla (koks, betons, ķieģeļi) stiprība ir mazāka kā tēraudam, tad jāpārbauda pamatnes stiprība virsmas spiedē: $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma_{vs}]$. Pieļaujamie spriegumi virsmas spiedē:

$$[\sigma_{vs}] = \begin{cases} 1,5 \dots 2 \text{ MPa} - \text{ķieģeļu pamatnei}; \\ 2,0 \dots 3,0 \text{ MPa} - \text{betonam}; \\ 2,0 \dots 4,0 \text{ MPa} - \text{kokam}; \\ 0,8 \sigma_T - \text{tēraudam}; \\ 0,4 \sigma_T - \text{čugunam}. \end{cases}$$

Ar σ_T apzīmēta materiāla tecēšanas robeža. Ja pamatne pārslogota virsmas spiedē, tad jāpalielina saduras laukums.

Pārbaude pret detaļu pārbīdi saduras plaknē. Ja sadūrā nav skrūvju atslogojošu detaļu (piemēram, tapiņas, ierievji, speciāli atbalsti u. c.) pret šķērsslodzi, tad spēks F_h līdzsvarojas ar berzes spēkiem sadūrā. Detaļu nekustīguma nosacījums:

$$(zF_V \pm F^V)f \geq K'F_h, \quad (8.98)$$

kur f – slīdes berzes koeficients sadūrā;

$K' \approx 1,3...2$ – drošības koeficients pret pārbīdi.

Aptuveni $f \approx 0,3...0,5$ – tērauds (čuguns) pa betonu, $f \approx 0,25$ – tērauds (čuguns) pa koku, $f \approx 0,15...0,20$ – tērauds pa tēraudu (čugunu).

Ja nosacījums (8.98) neizpildās, tad saduras neatvēršanās (8.97) nav noteicošais faktors dotajam savienojumam un skrūvju priekšslodze jāaprēķina pēc (8.98):

$$F_V = (K'F_h \mp F^V f)/(zf), \quad (8.99)$$

vai jālieto ielāgotās skrūves.

Skrūves stiprībā aprēķina ievērojot pēc (8.97) vai (8.99) noteikto priekšslodzi F_V . Papildus uz katru skrūvi darbojas darba slodze F no momenta M un vertikālā spēka F^V :

$$F = F_M \pm F_{F^V}, \quad (8.100)$$

kur $F_M = Te_1 / [i(2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2)]$; $F_{F^V} = F^V / z$; $F_1 = F_{\max} = F_M$,

i – skrūvju skaits šķērsrindā (8.88. att. $i = 2$);

n – šķērsrindu skaits pagrieziņa ass vienā pusē (8.88. att. $n = 2$);

F_M – tālāk stāvošās skrūves noslogojums (tas ir lielākais).

Skrūvju aprēķina slodze (8.45), pieņemot $\Phi = 0,2...0,3$:

$$F_0 = F_V + (0,2...0,3)F. \quad (8.101)$$

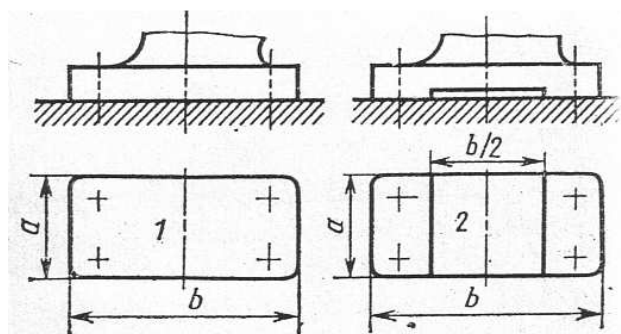
Skrūves vītnes diametrs statiskā slogojumā (8.32)

$$d_s = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_0 \cdot \alpha}{\pi [\sigma_{st}]}}.$$

Pie mainīgas slodzes savienojumu pārbauda ilgzturībā (skat. 8.17. nodaļu).

Saduras laukuma forma ievērojami ietekmē savienojuma stiprību. 8.89. attēlā parādītā pilnā laukuma 1 un laukuma ar padziļinājumu 2 saskares laukums A un pretestības moments liecē W ir atšķirīgi:

$$A_1 = ab; W_1 = (1/6)ab^2; A_2 = 1/2ab; W_2 = \frac{7}{8} \left(\frac{1}{6} ab^2 \right).$$



8.89. att. Detaļu dažādu saduras laukumu salīdzinājums.

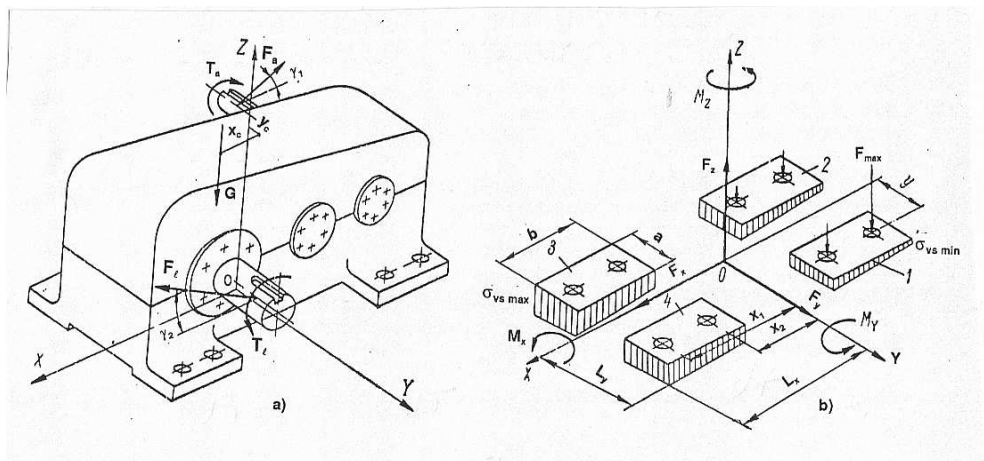
Pie vienāda momenta M , otrajā variantā spriegumi σ_M palielinās tikai par aptuveni 12 % salīdzinot ar pirmo variantu, bet laukums samazinās par 50 %. Otrajā variantā saduras neatvēršanos nodrošina skrūvju priekšslodze, kura ir par

$\approx 38\%$ mazāka (skat. formulas (8.93), (8.95) un (8.97)).

Parasti izgriezuma garumu pieņem $(0,4 \dots 0,7)b$. Ja $\beta = 0,5$ (8.84. att.), tad skrūvju kopējā slodze samazinās par 35...40 %, kas ļauj samazināt skrūvju diametru apmēram par 20 %. Tas izskaidrojams ar to, ka reduktoram pielikto ārējo slodzi saduras vidējā (izņemtā) daļa necīgi piedalās slodzes uzņemšanā.

Aplūkoti trīs skrūvju grupas aprēķini ļauj veikt jebkuru dažādi slogotu skrūvju grupu savienojuma aprēķinu.

Reduktora pamata skrūvju aprēķins. Reduktora statnes atbalsta virsma parasti ir lentveida vai sadalīta 4 laukumiņos (8.84. att.). Pamata skrūves slogojas no ātrgaitas un lēngaitas vārpstas griezes momenta T_a un T_b , kā arī smagumspēka G un inerces spēkiem (8.90.att.).



8.90. att. Reduktora ārējās slodzes (a) un saduras slogojuma shēma (b).

Vārpstu pieļaujamās konsolslodzes norādītas reduktoru katalogos, vai arī tās aprēķina no gultņu un vārpstu stiprības nosacījuma. Konsolslodzēm un smagumspēkam norāda pielikšanas punkta koordinātes: $F_a(x_a, y_a, z_a)$, $F_l(x_l, y_l, z_l)$, $G(x_c, y_c)$. Konsolslodžu vērsumu norāda leņķi γ_1 un γ_2 . Izmantojot statikas vienādojumu sistēmu, nosaka galvenā momenta, M_x , M_y , M_z un galvenā vektora F_x , F_y un F_z komponentes labā koordinātu sistēmā, kuras centrs O sakrīt ar saduras plaknes smaguma centru (8.90. att., b). Pamata skrūvju stiepes spēku un virsmas spiedi sadurā galvenokārt rada momenti M_x un M_y . Vairāk noslogotā skrūve (spēks $F_{\max}$) atrodas laukumīnā 1 galā, bet lielākais virsmas spiediens ($\sigma_{vs \max}$) rodas laukumīnā 3 apakšējā virsmā. Moments M_z un spēks F_x ($T_Y = 0$) darbojas paralēli sadurai un līdzsvarojas ar skrūvju sastiepuma radītajiem berzes spēkiem sadurā.

Pieņem, ka visu skrūvju priekšslodze ir vienāda un nodrošina saduras neatvēršanos ārējo slodžu darbības rezultātā. Reduktora iespējamais pagrieziens no momenta M_x notiks ap asi o_x , bet no momenta M_y darbības ap asi o_y , jo attiecībā pret šīm asīm saduras laukuma pretestības moments ir vismazākais.

Ievērojot to, ka pamata skrūvju reakcijas ir proporcionālas atstatumiem līdz atbilstošām iespējamā pagriezienu asīm (skat. 3. gadījumu) nosaka skrūves lielāko darba slodzi:

$$F_{\max} = \frac{F_z}{z} + \frac{M_x y_{\max}}{\sum_1^z x_i^2} + \frac{M_y y_{\max}}{\sum_1^z x_i^2}. \quad (8.102)$$

$\sum_i^z y_i^2$ un $\sum_i^z x_i^2$ satur visu z skrūvju abscisas un ordinātes.

Reduktora noslogojums vispārīgā gadījumā:

$$F_z = F_a \sin \gamma_1 + F_l \sin \gamma_2 - G;$$

$$M_x = F_l y_l \sin \gamma_2 - F_a y_a \sin \gamma_1 - G y_c;$$

$$M_y = T_l - T_a + G x_c + F_l (z_l \cos \gamma_2 - x_l \sin \gamma_2) + F_a (x_a \sin \gamma_1 - z_a \cos \gamma_1);$$

$$\sum_1^z y_i^2 = 8y^2; \quad \sum_1^z x_i^2 = 4(x_1^2 + x_2^2).$$

Skrūves aprēķinu spēks (7.45):

$$F_o = 1,3F_V + \Phi F_{\max},$$

kur skaitlis 1,3 ievērtē vērpes spriegumus skrūvē, to pievelkot. Skrūves nepieciešamā priekšslodze F_V (8.45):

$$F_V = F_{V'} + (1 - \Phi)F_{\max}.$$

Tā kā paliekošā priekšslodze $F_{V'}$ nav zināma, tad tuvināti sākotnējo priekšslodzi var aprēķināt šādi:

$$F_{V'} \approx \nu(1 - \Phi)F_{\max} \approx (2,5 \dots 3,5)F_{\max}, \quad (8.103)$$

kur ν - pievilkšanas ciešuma koeficients.

Ja savienojumam nav jābūt hermētiskam:

$$\nu = \begin{cases} 1,5 \dots 2,0 - \text{ja darba slodze ir nemainīga;} \\ \end{cases}$$

2,5...4,0 – ja darba slodze ir mainīga.

Hermētiskiem savienojumiem:

$$\nu = \begin{cases} 1,3...2,5 - \text{ar mīkstām paplāksnēm (gumija, paronīts u. c.)}; \\ 2...3,5 - \text{ar metāla paplāksnēm}; \\ 3,5...5 - \text{ar plakanām metāla paplāksnēm}. \end{cases}$$

Darba slodzes koeficientu atloku savienojumam sākotnēji var pieņemt $\Phi \approx 0,2...0,25$.

Virsmas spiedes spriegumi sadurā:

$$\sigma_{VS \max(\min)} = \sigma_{VS F_V} \pm (\sigma_{VS M_Y} + \sigma_{VS M_X} - \sigma_{VS F_Z}), \quad (8.104)$$

kur $\sigma_{VS F_V}$ - virsmas spiedes spriegumi no priekšslodzes F_V ;

$\sigma_{VS M_Y}$ - virsmas spiedes spriegumi no momenta M_Y ;

$\sigma_{VS M_X}$ - virsmas spiedes spriegumi no momenta M_X ;

$\sigma_{VS F_Z}$ - virsmas spiedes spriegumi no spēka F_Z .

Šos spriegumus aprēķina šādi:

$$\sigma_{VS F_V} = \frac{F_V z}{A_{sad}}; \quad (8.105)$$

$$\sigma_{VS M_Y} = \frac{(1-\Phi)M_Y L_X}{I_{Y sad}}; \quad (8.106)$$

$$\sigma_{VS M_X} = \frac{(1-\Phi)M_X L_Y}{I_{X sad}}; \quad (8.107)$$

$$\sigma_{VS F_Z} = \frac{(1-\Phi)F_Z}{A_{sad}}, \quad (78.108)$$

kur A_{sad} – saduras laukums (8.90. att. $A_{sad} = 4ab$);

L_X un L_Y – atstatumi (skat. 8.90. att. b);

$I_{X sad}$ un $I_{Y sad}$ – saduras laukuma inerces momenti pret X un Y asi (8.90. att., b):

$$I_{X sad} = 4 \left[\frac{a^3 b}{12} + ab(L_Y - 0,5a)^2 \right]; \quad (8.109)$$

$$I_{Y\,sad} = 4 \left[\frac{a\,b^3}{12} + ab(L_X - 0,5b)^2 \right]. \quad (8.110)$$

Lai nesamazinātos saduras spriegums un tā neatvērtos (rodas mikropārvietojumi, kas veicina virsmu berzes koroziju), tad jāizpildās nosacījumam:

$$\sigma_{VS\,min} \geq [\sigma_{VS\,min}]. \quad (8.111)$$

Salāgotām metāla virsmām minimālos pieļaujamos spriegumus pieņem $[\sigma_{VS\,min}] = 1 \dots 1,5 \text{ MPa}$.

Ja $\sigma_{VS\,min} < [\sigma_{VS\,min}]$, tad pieņemot $[\sigma_{VS\,min}]$, no (8.104) aprēķina vajadzīgo priekšslodzi F_V .

Maksimālie virsmas spiedes spriegumi

$$\sigma_{VS\,max} = \frac{zF_V}{A_{sad}} + (1 - \Phi)(\sigma_{VS\,M_X} + \sigma_{VS\,M_Y} - \sigma_{VS\,F_Z}) \leq [\sigma_{VS}] \quad (8.112)$$

nedrīkst pārsniegt pieļaujamos virsmas spriegumus spiedē $[\sigma_{VS}]$ reduktora balstvirsmas (pamata) materiālam (skat. 8.31. tab.).

Skrūves vītnes diametrs

$$d_s \geq \sqrt{\frac{4F_O \cdot \alpha}{\pi[\sigma_{St}]}}, \quad (8.113)$$

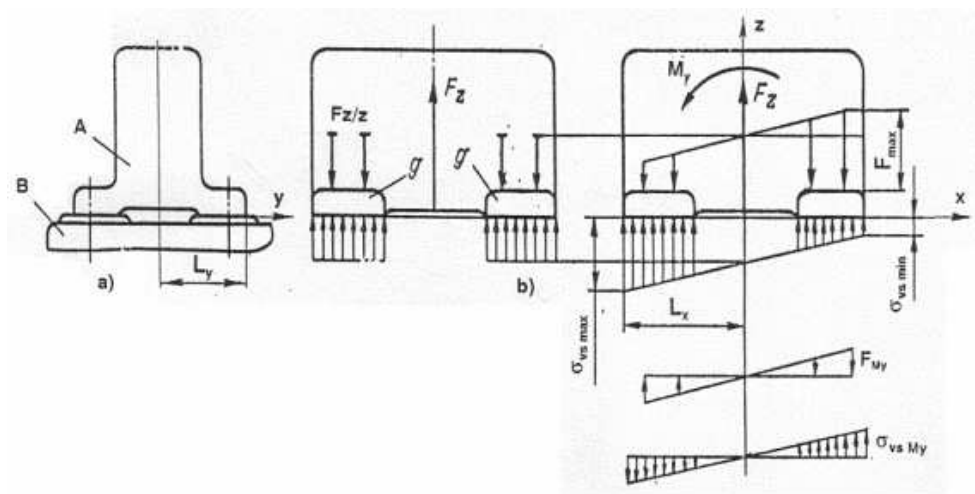
kur α - koeficients (skat. skaidrojumu pie formulas 8.32).

Skrūvju pārbaudi ilgzinātnībā veic saskaņā ar 8.17. nodaļas norādījumiem.

PIEMĒRS

Aprēķināt divpakāpju cilindrisko zobratu reduktora A piestiprināšanas bultskrūves pamatnei B (8.90. un 8.91. att.). Reduktoru slogo šādi spēki un momenti: $F_Z = 0$; $M_X = M_Z = 0$; $M_Y = \pm 4,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ (ar vārpstu reversāciju). Skrūvju skaits $z = 4$. Skrūvju novietojuma koordinātes: $x_2 = 0$; $x_1 = 310 \text{ mm}$; $y = 115 \text{ mm}$. Reduktorā balstvirsmas izmēri: $a = 85 \text{ mm}$; $b = 140 \text{ mm}$; $L_X = 350 \text{ mm}$;

$L_y = 280$ mm. Bultskrūvju materiāls atbilst stiprības klasei 4.6. Reduktora korpusa un pamata materiāls pelēkais čuguns ČЧ 21. Skrūvju pievilkšanas slodži nekontrolē.



8.91. att. **Reduktora pievienojums pamatnei:**

a – reduktors A un pamatne B; b – aprēķinu shēma un sadurplaknes noslogojums.

Vairāk noslogotās skrūves darba slodze (8.102)

$$F_{\max} = \pm \frac{M_y x_1}{\sum_{i=1}^z x_i^2} = \pm \frac{4,6 \cdot 10^6 \cdot 310}{4 \cdot 310^2} = \pm 3710 \text{ N.}$$

Pieņemam $\Phi = 0,25$ un $\nu = 3$, (jo $F \neq \text{const}$) un aprēķinam skrūves priekšslodzi (8.103)

$$F_v = \nu(1 - \Phi)F_{\max} = 3(1 - 0,25)3710 = 8347 \text{ N.}$$

Reduktora atbalsta virsmas laukums

$$A_{\text{sad}} = 4ab = 4 \cdot 85 \cdot 140 = 47600 \text{ mm}^2.$$

Atbalsta virsmas laukuma (saduras) inerces moments pret y asi (8.109)

$$I_{Y_{\text{sad}}} = 4 \left[\frac{ab^3}{12} + ab(L_x - 0,5b)^2 \right] = 4 \left[\frac{85 \cdot 140^3}{12} + 85 \cdot 140(350 - 0,5 \cdot 140)^2 \right] = 3810 \cdot 10^6 \text{ mm}^4.$$

Saduras neatvēršanās pārbaude (8.104)

$$\sigma_{VS \min} = \frac{zF_V}{A_{sad}} - \frac{(1-\Phi)M_Y L_X}{I_{Y sad}} = \frac{4 \cdot 8347}{47600} - \frac{(1-0,25)4,6 \cdot 10^6 \cdot 350}{3810 \cdot 10^6} =$$

$$= 0,38 \text{ MPa} < \sigma_{VS \min} = 1 \dots 1,5 \text{ MPa}.$$

Tā kā saduras neatvēršanās nosacījums neizpildās, tad no (8.104) izsakam skrūvju nepieciešamo priekšslodzi, pieņemot $[\sigma_{VS \min}] = 1,2 \text{ MPa}$

$$F_V = \frac{A_{sad}}{z} \left[[\sigma_{VS \min}] + \frac{(1-\Phi)M_Y L_X}{I_{Y sad}} \right] = \frac{47600}{4} \left[1,2 + \frac{(1-0,25)4,6 \cdot 10^6 \cdot 350}{3810 \cdot 10^6} \right] = 18051 \text{ N}.$$

Skrūves aprēķinu spēks (8.45)

$$F_O = 1,3F_V + \Phi F_{\max} = 1,3 \cdot 18051 + 0,25 \cdot 3710 = 24394 \text{ N}.$$

Nekontrolētas skrūvju pievilkšanas koeficients α (skat. skaidrojumu pie formulas 8.32): oglekļa tēraudam $\alpha = 3,4F^{-0,22} = 3,4 \cdot 24,4^{-0,22} = 1,68$.

Pieļaujamie spriegumi stiepē (8.33)

$$[\sigma_{st}] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{240}{1,6} = 150 \text{ MPa},$$

kur $S = 1,6$ – stiprības drošības koeficients oglekļa tēraudiem.

Vītne diametrs (8.112)

$$d_s \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_O \cdot \alpha}{\pi [\sigma_{st}]} } = \sqrt{\frac{4 \cdot 24394 \cdot 1,68}{3,14 \cdot 150}} = 18,6 \text{ mm}.$$

No 8.1. tabulas izvēlamies vītņi M24 ar diametru $d_s = 21,185 \text{ mm}$. Reduktora A statnes ķetnas biezumu pieņemam vienādu ar pamata B biezumu $1,5d = 1,5 \cdot 24 = 36 \text{ mm}$. Plātnes biezums būs $l_p = 2 \cdot 36 = 72 \text{ mm}$. Izvēlamies bultskrūves pēc DIN 934 un uzgriežņus pēc DIN 934 (8.13. tab.). No 8.13. un 8.14. tabulas nosakām šādus izmērus: $d_K = 36 \text{ mm}$ un $d_0 = 26 \text{ mm}$.

Ja spiediena konuss neiziet ārpus plātnes (8.51. att., c), tad plātnes ekvivalentās čaulas šķērsgriezuma laukumu aprēķina pēc (8.51), ievērojot (8.52)

$$\begin{aligned}
 A_p &= \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_0^2) + \frac{\pi}{8} d_k l_p \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_p d_k}{(l_p + d_k)^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] = \\
 &= \frac{\pi}{4} (36^2 - 26^2) + \frac{\pi}{8} 36 \cdot 72 \left[\left(\sqrt[3]{\frac{72 \cdot 36}{(72 + 36)^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] = 2093,4 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

Plātnes padevīgums (8.50)

$$\delta_p = \frac{l_p}{A_p E_p} = \frac{72}{2093,4 \cdot E_p} = \frac{0,034}{E_p} \frac{\text{mm}}{N}.$$

Bultskrūves vītņotās daļas garums ir 54 mm, bet cilindriskās gludās daļas garums $l_1 = 46$ mm. Izmēru l_2 (8.48. att., b) nosaka konstruktīvi, ievērojot arī paplāksnes biezumu 4 mm, $l_2 = 26$ mm.

Skrūves padevīgums

$$\begin{aligned}
 \delta_s &= \delta_1 + \delta_2 + 2\delta_e = \frac{1}{E} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + 2 \frac{0,4d}{A} \right) = \frac{1}{E} \left(\frac{4 \cdot l_1}{\pi d^2} + \frac{4 \cdot l_2}{\pi d_s^2} + 2 \frac{4 \cdot 0,4d}{\pi d^2} \right) = \\
 &= \frac{1}{\pi \cdot E} \left(\frac{4 \cdot 46}{24^2} + \frac{4 \cdot 26}{21,185^2} + 2 \frac{4 \cdot 0,4 \cdot 24}{24^2} \right) = \frac{0,218}{E} \frac{\text{mm}}{N}.
 \end{aligned}$$

Pieņemot plātnes elastības moduli $E_p = 1,5 \cdot 10^5$ MPa (čugunam) un tēraudam $E_s = 2,2 \cdot 10^5$ MPa, precizējam darba slodzes koeficientu Φ (8.44):

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{0,034}{1,5 \left(\frac{0,218}{2,2} + \frac{0,034}{1,5} \right)} = 0,186.$$

Darba slodzes pielikšanas vieta atbilst 1. gadījumam, kad $n = 1$ (8.59. att., a), tad (8.58) $\Phi_n = n \cdot \Phi = 1 \cdot 0,186$.

Bultskrūves pievelk nekontrolēti (ar roku). Pievilkšanas faktors (8.21) $\alpha_A = 4$ (8.15. tab.).

Pārbaudīsim bultskrūvi ilgizturībā vītņotajā daļā. Darba slodze F svārstās no 0 līdz F ($F_{ap} = 0$; $F_{au} = F$) un rada skrūvē mainīgus spriegumus ar cikla amplitūdu (8.68)

$$\sigma_a = \pm \Phi_n \frac{F}{2A_3} = \pm 0,186 \frac{3710}{2 \cdot 427} = \pm 0,8 \text{ MPa},$$

kur A_3 – bultskrūves serdes šķērsriezuma laukums ($A_3 = 427 \text{ mm}^2$, 8.1. tab.).

Priekšslogotai vītnei M24 ar pamatsoli ilgizturības robeža $\sigma_A = 35 \text{ MPa}$ (4.6 stiprības klase).

Ilgizturības robeža σ_A , MPa priekšslogotai vītnei ar pamatsoli atkarībā no stiprības klases un vītnes diametra [14]:

Stiprības klase	< M8	M8...M12	M14...M20	>M20
4.6 un 5.6	50	40	35	35
8.8 un 12.9	60	50	40	35
10.9 un 12.9 (ievelmēta vītne)	100	90	70	60

Tā kā $\sigma_a \leq [\sigma_a] = 0,9 \frac{\sigma_A}{s} = 0,9 \frac{35}{1,75} = 18 \text{ MPa}$, tad bultskrūves ilgizturība ir nodrošināta.

Aprēķins ir saīsināts. Pilnīga aprēķina saturs parādīts 8.19. nodaļā.

8.23. Sloga un kustības skrūves

8.23.1. Vispārējs raksturojums

Skrūves pāris – skrūve un uzgrieznis ir noderīgs arī kā pārvadmehānisms rotācijas kustības pārveidošanai virzes kustībā.

Priekšrocības:

- vienkārša konstrukcija un izgatavošana;
- iegūstams mazs virzes kustības ātrums un liels spēks (ātruma un spēka redukcija);
- liela nestspēja pie maziem izmēriem;
- kustības precizitāte un vienmērība, kluss darbs;
- skrūves pāra pašbremzēšanās iespēja.

Trūkumi:

- lieli berzes zudumi vītnē, kas palielina nodilumu un karšanu ilglaicīgā darbā;
- mazs pārvada lietderības koeficients;
- pārvads nav noderīgs pie lieliem kustības ātrumiem.

Skrūves mehānisma dzenošais rotejošais elements var būt kā skrūve, tā arī uzgrieznis. Skrūvi vai uzgriezni parasti piedzen ar rokratiņu, zobratu vai gliemežpārvadu. Pārnesuma skaitli nosaka, piemēram, rokratiņa un uzgriežņa (skrūves) pārvietojumu attiecība:

$$u = S_r / S_u = \pi d_r / P_h, \quad (8.114)$$

kur S_r – rokratiņa aploces pārvietojums;

S_u – uzgriežņa virzes pārvietojums;

d_r – rokratiņa (zobrata u. tml.) diametrs;

P_h – skrūves kāpe.

Pie mazas kāpes P_h un relatīvi liela diametra d_r , iegūstami lieli pārnesuma skaitļi. Piemēram, ja $P_h = 1$ mm un $d_r = 200$ mm, tad $u \approx 628$.

Sakarība starp rokratiņa aploces spēku F_t un skrūves (uzgriežņa) aksiālo spēku F_a :

$$F_t = F_a / u \eta, \quad (8.115)$$

kur η – skrūves pāra lietderības koeficients.

Pie $u \approx 628$ un $\eta \approx 0,3$, $F_a \approx 190 F_t$.

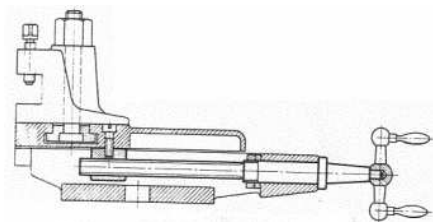
Redzams, ka vienkāršs un kompakts skrūves mehānisms attīsta lielu spēku pie maza un precīza pārvietojuma.

Sloga un kustības skrūves pielieto mehānismos, kur jāattīsta liels aksiāls spēks (darbgaldi domkrati, spiednes u.c.); sloojumam izmēģināšanas mašīnās (materiālu mehānisko īpašību pētīšanas iekārtās); precīzam pārvietojumam (mēraparātos un regulēšanas mehānismos, padeves mehānismos – vadskrūves); darba orgānu pārvietošanai robotos u.c.

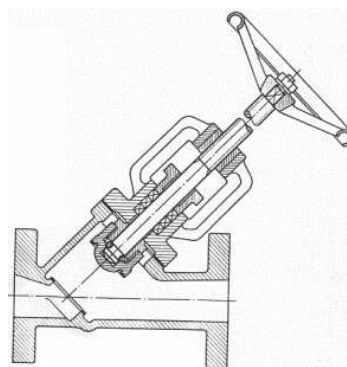
Ir izstrādātas daudzas speciālas skrūves mehānismu konstrukcijas, kuras kompensē izgatavošanas kļūdas, spraugas un nodilumu; nodrošina ļoti lielu pārneseuma skaitli (diferenciāla vītne ar dažādu soli, ar viļņsazobi); pielieto lodīšu skrūves pāri u.c.

Skrūves mehānismi iedalās spēka, kinematiskos un kombinētos mehānismos, kuros pielieto kā slīdes, tā arī rites berzes skrūves pārus.

8.92 ... 8.95. attēlos parādīti daži skrūves mehānismu piemēri.



8.92. att. **Kustības skrūve darbaldā.**



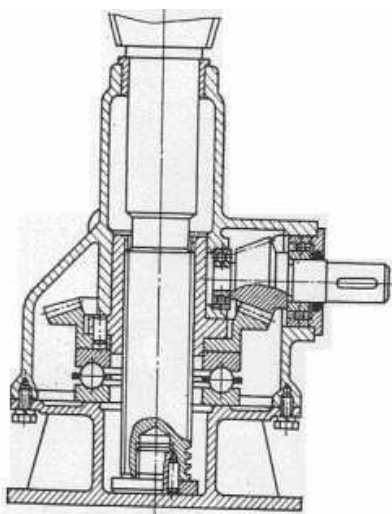
8.93. att. **Kustības skrūve ventiļi.**

Lodīšu skrūves pāra (8.96. att.) **priekšrocības:**

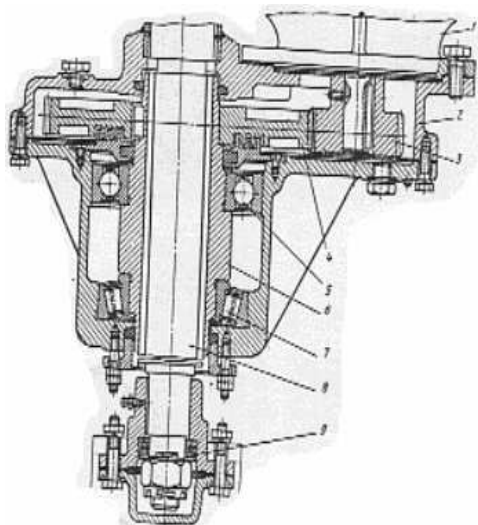
- mazāki berzes zudumi un nodilums (lietderības koeficients $\eta \approx 80\%$ pie vītnes kāpes leņķa $\alpha = 2^\circ$);
- niecīga karšana;
- nerodas berzes svārstības;
- augsta kinemātiskā precizitāte un liels aksiālais stingums.

Lodītes cirkulē pa kanālu, kas savieno uzgriežņa pirmo un pēdējo vijumu. Vītnei parasti ir pusapaļš profils.

Trūkums – skrūves pāris nav pašbremzējošs un mehānismā jālieto bremze. Darba mašīnās lieto normēto lodīšu skrūves pāri (DIN 69051).



8.94. att. Sloga skrūve domkratā.



8.95. att. Sloga skrūve pacelājā:

- 1 – elektromotors; 2 – korpuss; 3 – zobratņš;
- 4 – zobrats; 5 – radiālais lodīšu gultnis;
- 6 – uzgrieznis; 7 – konisko rullīšu gultnis;
- 8 – skrūve; 9 – atbalstgultnis.

Vītnes un materiāli. Vītnes profila izvēle atkarīga no spēka virziena un rakstura, darba apstākļiem un liederības koeficienta.

Vītņu pārī ar slīdes berzi (8.97. att.) pielieto trapecvītņi (8.5. tab.), taisnstūra vītņi vai atturvītņi (8.6. tab.).

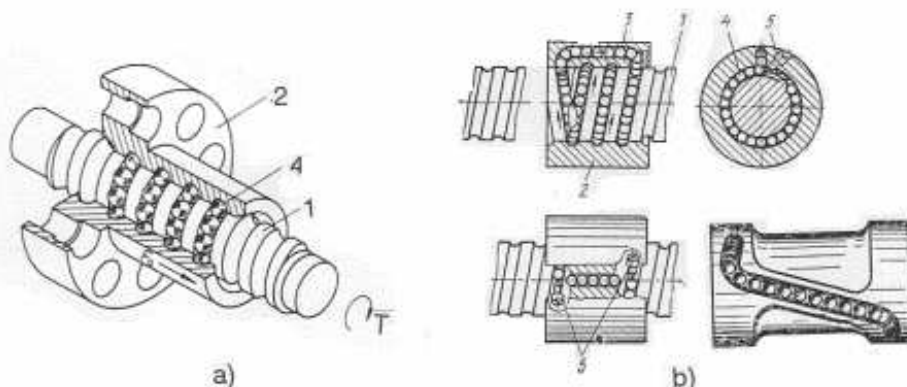
Nestandardizētai taisnstūra vītnei ir lielāks lietderības koeficients ($\beta = 0$), kustības precizitāti mazāk ietēkmē skrūves radiālā mešana, bet tās stiprība ir mazāka, nodilstot vijumiem, veidojas aksiāla, grūti novēršama sprauga, kā arī rodas izgatavošanas grūtības (noslēdzošā mehāniskā apstrādē nevar pielietot frēzēšanu un slīpēšanu).

Trijstūra vītņi ($\beta = 30^\circ$ vai 60°) ar mazu soli pielieto, lai iegūtu precīzu pārvietojumu mēraparātos un regulēšanas mehānismos, kur lietderības koeficienta skaitliskā vērtība nav aktuāla.

Vītņu pāra teorētiskie pamati izklāstīti 8.5. un 8.6. nodaļā.

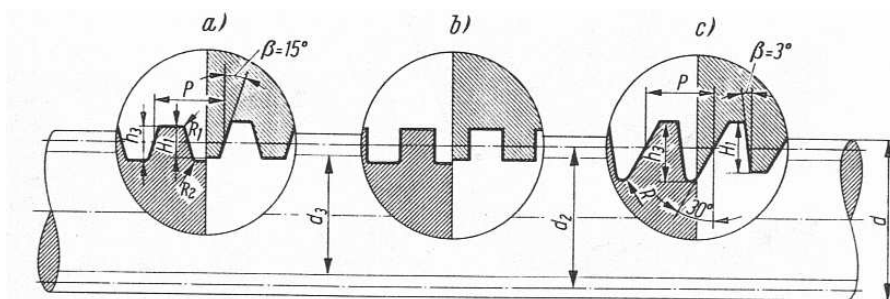
Vītnes kāpes leņķis atkarīgs no pārvada uzdevuma un skrūves aksiāla spēka F_a . Ja $\alpha \leq \rho$, tad vītne ir pašbremzējoša un derīga rotācijas kustības pārveidošanai virzes

kustībā (nav vajadzīga bremze). Lai virzes kustību pārveidotu rotācijas kustībā, tad vītnes kāpes leņķim jābūt lielākam par berzes leņķi (parasti $\alpha \geq 2\rho$).



8.96. att. **Skrūves pāris ar lodītēm:**

a – galvenās sastāvdaļas; b – skrūves pāris ar kanālu uzgriezni; 1 – skrūve; 2 – uzgrieznis; 3 – kanāls; 4 – lodīte; 5 – atbalsti (lodīšu virzīšanai no darbīgās daļas uz kanālu).



8.97. att. **Sloga un kustības skrūvju vītņu veidi:**

a – trapecvītne; b – taisnstūra vītne; c – atturvītne.

Sakarība starp aksiālo spēku F_a un aploces spēku F_t (8.1):

$$F_t = F_a \operatorname{tg} (\alpha + \rho'), \quad (8.116)$$

kur $\rho' = \operatorname{arctg} f_v / \cos \beta$ – reducētais berzes leņķis vītņē ($\beta = 15^\circ$ – trapecvītnei; $\beta = 3^\circ$ – atturvītnei; $\beta = 0^\circ$ – taisnstūra vītnei).

Berzes koeficients vītņē:

$$f_v \approx \begin{cases} 0,05 - \text{labi eļļotai (ar eļļas padevi) vītnei;} \\ 0,08 - \text{bagātīgi eļļojot ar ziedi;} \\ 0,12 \dots 0,15 - \text{gandrīz sausai vītnei.} \end{cases}$$

Vītnes kāpes leņķis

$$\alpha = \arctg \frac{P_h}{\pi d_2} = \arctg \frac{P \cdot n}{\pi d_2}, \quad (8.117)$$

kur P – vītnes solis;

n – vītnes gājienu skaits.

Vītnes kāpi P_h (mm) nosaka atkarībā no skrūves vai uzgriežņa virzes kustības ātruma v (mm/s) un leņķiskā ātruma ω (s^{-1}):

$$P_h = 2\pi v / \omega. \quad (8.118)$$

Vītnes gājienu skaits. Ja vītņu pārim jābūt pašbremzējošam (piemēram, ar roku darbināms skrūves domkrats), tad pielieto viengājienu vītņi ($n = 1$) ar nelielu kāpes leņķi α . Ja nepieciešams dzītā elementa liels virzes pārvietojums, tad pielieto daudzgājienu vītņi ($n = 2, 3 \dots 8$) ar lielu kāpes leņķi α (piemēram, ar piedziņu no elektromotora).

Vītnes gājienu skaits:

$$n = \pi d_2 \operatorname{tg} \alpha / P. \quad (8.119)$$

Vītne būs pašbremzējoša, ja solis $P < \pi d_2 \operatorname{tg}(\rho' + \rho_g)$, kur ρ_g – reducētais berzes leņķis gultnī.

Lietderības koeficients. Lietderības koeficientu aprēķina pēc formulām (8.22) un (8.23). Ja vītne nav pašbremzējoša ($\alpha \geq 2\rho'$) un virzes kustību pārveido rotācijas kustībā, tad $\eta' = [(0,90 \dots 0,95) \operatorname{tg}(\alpha - \rho')] / \operatorname{tg} \alpha$.

Piemēram, ja $\alpha = 10 \dots 20^\circ$, $\rho' = 5^\circ$, tad $\eta' = 0,45 \dots 0,70$. Pie $\alpha \leq \rho$, $\eta' \leq 0$ un pārvads būs pašbremzējošs. Ja $\alpha = 2 \dots 20^\circ$ un $\rho' = 5^\circ$, tad $\eta = 0,75 \dots 0,70$.

Slīdes ātrums vītņē ir lielāks par virzes kustības ātrumu $1/\sin \alpha$ reizes (parasti $10 \dots 40$ reizes).

Skrūves materiāli. Skrūves materiālam jābūt izturīgam, nodilumizturīgam un viegli apstrādājamam, piemēram, tēraudi St 50 vai St 60. Vēlams skrūves termiskā vai ķīmiski-termiskā apstrāde (rūdīšana, nitrēšana).

Uzgriezni izgatavo no alvas vai alumīnija bronzas (DIN 1705, 1716), kā arī no antifrikcijas čuguna (DIN 1691).

8.23.2. Energo-kinemātiskie parametri

Ar energo-kinemātiskiem parametriem saprot pārvadāmo jaudu P , griezes momentu T un griešanās frekvenci ω .

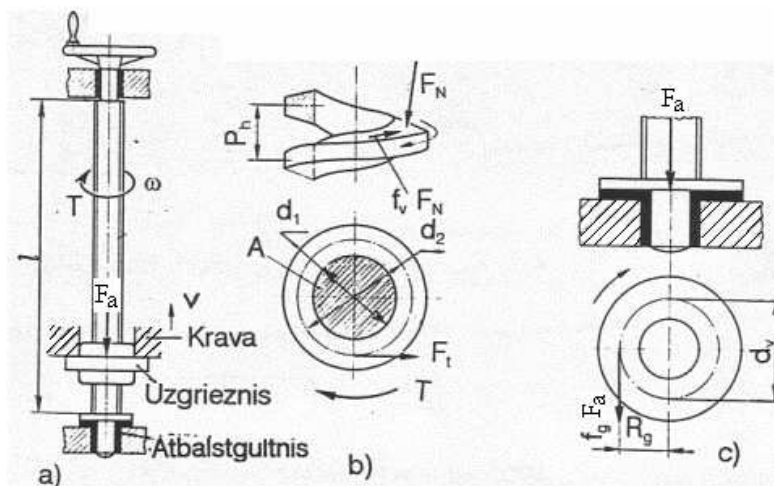
Skrūves (uzgriežņa) piedziņas jauda P , W

$$P = F_a v / \eta_{\Sigma}, \quad (8.120)$$

kur F_a – skrūves aksialais spēks, N (8.98. att.);

v – dzītā elementa virzes kustības ātrums, m/s;

η_{Σ} – pārvadmehānisma kopējais lietderības koeficients.



8.98. att. **Kravas celšanas mehānisma kinemātiskā shēma:**

a – skrūves piedziņas shēma; b – skrūves vijums; c – berze atbalsta gultnī.

Griezes momentam T , paceļot kravu, jāpārvar berze vītņēs un skrūves aksiālajā atbalsta gultnī. Skrūves piedziņas moments T darba gājienā (Nm):

$$T = T_v + T_u = F_a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \frac{d_2}{2} + f_g F_a R_g, \quad (8.121)$$

kur T_v – berzes moments vītņēs, Nm;

T_u – berzes moments aksiālajā gultnī vai atbalstplaknē, Nm;

F_a – aksiālais spēks (darba slodze no kravas), N;

α – vītnes kāpes leņķis, grādos;

ρ' – reducētais berzes leņķis vītņē, grādos;

d_2 – vītnes vidējais diametrs, m;

f_g – berzes koeficients gultnī;

R_g – gultņa atbalstplaknes vidējais rādiuss.

Berzes koeficientu f_g slīdgultnim pieņem tādu pašu kā vītņē. Aksiālajam lodīšu gultnim $f_g \approx 0,03$, bet rādiusu R_g pieņem vienādu ar ritķermeņu centru izvietojuma rādiusu.

Kravu nolaižot (atslodzes gājiens):

$$T' = T_u - T_v = f_g F_a R_g - F_a \operatorname{tg}(\alpha - \rho') d_2 / 2. \quad (8.122)$$

Ja T' būs negatīvs, tad spēka F_a ietekmē krava pati virzas lejup un skrūvas piedziņa nav vajadzīga. Ja T' būs pozitīvs, tad skrūvei, kravu nolaižot, jāpievada pretēji vērsts griezes moments (piemēram, rokraiņš jāgriež uz otru pusi). Tas nozīmē, ka vītņu mehānisms ir pašbremzējošs.

Berze gultnī (8.98. att., c) ievērojami samazina lietderības koeficientu (8.22):

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{A_t}{A} = \frac{F_a P_h}{\pi F_t d_2 + \pi f_g F_a d_v} = \frac{F_a P_h}{\pi F_a \operatorname{tg}(\alpha + \rho') d_2 + \pi f_g F_a d_v} = \\ &= \frac{P_h}{\pi [\operatorname{tg}(\alpha + \rho') d_2 + f_g d_v]}, \end{aligned} \quad (8.123)$$

kur d_v – gultņa atbalstplaknes vidējais diametrs.

Zinot skrūves nepieciešamo griezes momentu T (Nm), aprēķina elektromotora jaudu P (kW):

$$P = T \omega / 10^3 \eta_{\Sigma}, \quad (8.124)$$

kur ω – dzītā elementa (skrūves, uzgriežņa) griešanās frekvence, s^{-1} .

Ja starp skrūves pārvadu un elektromotoru atrodas reduktors, tad formulā (8.124) kopējais lietdarības koeficients η_{Σ} ietver skrūves pārvada un reduktora lietderības koeficientu reizinājumu.

Skrūves griešanās frekvence ω_s (s^{-1}):

$$\omega_s = \frac{6 \cdot 10^4}{30} \frac{\pi \cdot v_u}{P_h}, \quad (8.125)$$

kur v_u – uzgriežņa virzes kustības ātrums, m/s;

P_h – vītnes kāpe, mm.

Skrūves griešanās frekvence n_s (min^{-1}):

$$n_s = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v_u}{P_h}. \quad (8.126)$$

Dzenošā elementa lomā var būt arī uzgrieznis.

Mehāniskā pārvada pārnese skaitlis

$$u = n_{dz} / n_s = \omega_{dz} / \omega_s, \quad (8.127)$$

kur n_{dz} vai ω_{dz} – elektromotora vārpstas griešanās frekvence, min^{-1} (vai s^{-1}).

8.23.3. Slīdes berzes skrūves pārvada aprēķins

Skrūves vītnes galvenais darbības kritērijs ir nodilumizturība, kuru ietekmē īpatnējais spiediens p starp skrūves un uzgriežņa vītnes vijumiem

$$p = \frac{PF_a}{\pi d_2 m H_1 K} \leq [p], \quad (8.128)$$

kur P – vītnes solis, mm;

F_a – aksiālā darba slodze, N;

d_2 – vītnes vidējais diametrs, mm;

m – uzgriežņa darbīgais augstums, mm;

H_1 – vītnes vijuma darbīgais augstums (8.5. un 8.6. tab.), mm;

K – koeficients, kas ievērtē slodzes nevienmērīgu sadalījumu pa vijumiem ($K \approx 0,75$);

$[p]$ – pieļaujamais īpatnējais spiediens (8.37. tab.), MPa

8.37. tabula

Pieļaujamais īpatnējais spiediens $[p]$ (MPa) kustības skrūves vītnes vijumos

Materiāls	Tērauds pa tēraudu	Tērauds pa čugunu	Tērauds pa bronzu	Rūdīts tērauds pa bronzu	Tērauds pa mākslīgu materiālu	
					$v = 30$ m/min	$v = 10$ m/min
Ilglaicīgs darbs	8	5	10	15	2	5
Darbs ar pārtraukumiem	12	8	15	22	3	8
Īslaicīgs darbs	16	10	20	30	4	10

Projekta aprēķinā nosaka vītnes vidējo diametru

$$d_2 = (F_a / (\pi \Psi_m \Psi_H [p]))^{1/2}, \quad (8.129)$$

kur Ψ_m – uzgriežņa augstuma koeficients;

Ψ_H – vītnes dziļuma koeficients.

Koeficientus pieņem:

$$\Psi_m = m/d_2 = \begin{cases} 1,2...2,5 - \text{monolīts uzgriežnis;} \\ 2,5...3,5 - \text{divdaļīgs uzgriežnis.} \end{cases}$$

Lielākās vērtības pieņem mazaka diametra skrūvēm.

$$\Psi_H = H_1/P = \begin{cases} 0,5 - \text{trapecvītne un taisnstūra vītne;} \\ 0,75 - \text{atturvītne;} \\ 0,54 - \text{trijstūra vītne.} \end{cases}$$

Pēc aprēķinātā diametra d_2 no 8.5. vai 8.6. tabulas pieņem tuvākos standartizētos vītnes izmērus. Vītnes soļa izvēle jāsaista ar pašbremzēšanās nosacījumu (vai tam

jāizpildās vai nav jāizpildās). Domkratu un spiedņu skrūvēm jābūt pašbremzējošām ($\alpha \leq \rho'$).

Vijumu skaitu uzgrieznī var noteikt pēc (8.128):

$$z = \frac{m}{P} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 K[p]} \leq 10 \dots 12. \quad (8.130)$$

Uzgriežņa augstums $m = z P$. Koeficientam Ψ_m jābūt norādītajās robežās.

Skrūves garums ir atkarīgs no nepieciešamā darba gājiena, piemēram, skrūves domkratam $L \approx (8 \dots 10)d$.

Pēc vītnes izvēles, spiedē slogotu skrūvi pārbauda lodzē un stiprībā.

Skrūve lodzē būs noturīga, ja

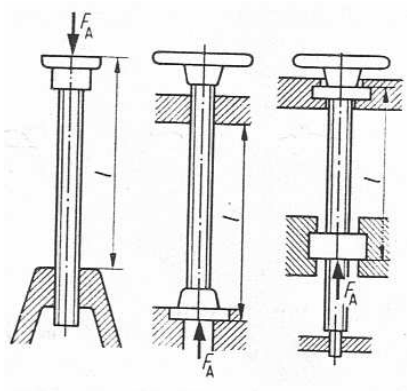
$$s = F_{kr}/F_a \geq [s], \quad (8.131)$$

kur s – faktiskais drošības reserves koeficients lodzē;

F_{kr} – skrūves kritiskais spēks, N;

F_a – skrūvi slogojošais spiedes spēks, N;

$[s]$ – pieļaujamais drošības koeficients lodzē.



8.99. att. Sloga un kustības skrūves slogošanas gadījumi lodzē:

a – 1. gadījums – viens skrūves gals iespīlēts, bet otrs brīvs ($\ell r = 2\ell$); b – 2. gadījums – skrūves gali balstās šarnīros ($\ell r = \ell$); c – 2. gadījums – skrūves gali balstās šarnīros, bet uzgrieznis atrodas virzes kustībā.

minimālais inerces rādiuss, mm,

Praksē sastopamie skrūves slogošanas gadījumi, ievērojot lodzi, parvādīti 8.99. attēlā. Īsus slīdgultņus ($l/d < 2$), kā arī vienu ritgultni, var uzskatīt par skrūves šarnīrveida balstu. Divi atbīdīti ritgultņi veido iespīlējumu.

Skrūves drošība lodzē ir atkarīga no skrūves slaiduma λ

$$\lambda = \ell_r / i_{\min} = 4 \ell_r / d_3, \quad (8.132)$$

kur ℓ_r – skrūves reducētais garums, mm, (8.99. att.);

$i_{\min}$ – skrūves šķērsriezuma laukuma

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A_3}} = \sqrt{\frac{4\pi d_3^4}{64\pi d_3^2}} = \frac{d_3}{4}, \quad (8.133)$$

kur $I_{\min}$ – skrūves šķērsgriezuma laukuma minimālais inerces moments (neievērojot vijuma ietekmi), mm.

Drošības koeficients ņem:

$$s = \begin{cases} (\pi^2 E) \lambda^2 \sigma \geq 3 \dots 6 - \text{ja } \lambda \geq 90 \text{ (Eilera formula);} \\ (\sigma_0 - \lambda K) / \sigma \geq 2 \dots 4 - \text{ja } \lambda < 90 \text{ (Tetmajera formula),} \end{cases} \quad (8.134)$$

kur $\sigma = F_a / A_3$ – spiedes spriegumi skrūvē, MPa;

$\sigma_0 \approx 350$ MPa – tērauda St 50 un St 60 ideāla spiedes stiprība;

$K \approx 0,6$ MPa – koeficients (tēraudam St 50 un St 60);

E – skrūves materiāla elastības modulis, tēraudam $E = 2,1 \cdot 10^5$, MPa.

Mazākās drošības koeficienta s skaitliskās vērtības pieņem īslaicīgam darbam, bet lielākās – ilglaicīgam (palielinoties slaidumam λ , arī s izvēlas lielāku). Pie $\lambda < 50$ pārbaude ņem nav nepieciešama.

Ja skrūve ņem nav noturīga, tad parrēķina vītnes diametru

$$d_3 = 0,056 \sqrt[4]{F_a [s] l_r^2}. \quad (8.135)$$

Skrūvi pārbauda stiprībā, ievērojot aksialo spēku F_a un vērpes momentu T (8.121).

Reducētie spriegumi saliktā noslodzē:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_v^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0,2d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma]. \quad (8.136)$$

Ja skrūvei nav atbalstgultņa, tad (8.121) pieņem $T_u = 0$.

Pieļaujamie spriegumi $[\sigma]$:

- trapecvītnei:

$$[\sigma] \approx \begin{cases} 0,2 \sigma_B - \text{pulsējošai slodzei;} \\ 0,13 \sigma_B - \text{simetriskai slodzei;} \end{cases}$$

- atturvītnei

$$[\sigma] \approx \begin{cases} 0,25 \sigma_B - \text{pulsējošai slodzei;} \\ 0,16 \sigma_B - \text{simetriskai slodzei;} \end{cases}$$

kur σ_B graužošais spriegums, MPa:

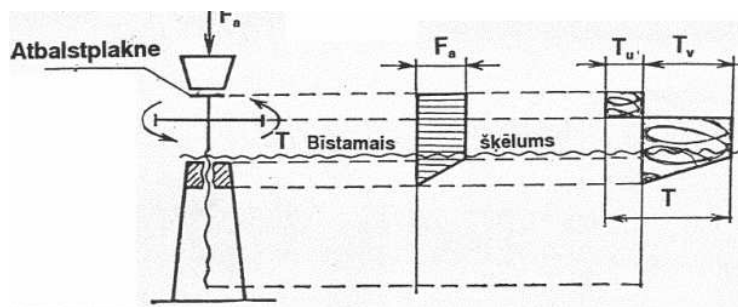
$$\sigma_B = \begin{cases} 500 \text{ MPa} - \text{tēraudam St 50;} \\ 600 \text{ MPa} - \text{tēraudam St 60.} \end{cases}$$

Domkrata un spiednes skrūves noslogojuma shēmas ar aksiālo spēku un vērpes momentu parādītas 8.100. un 8.101 attēlā.

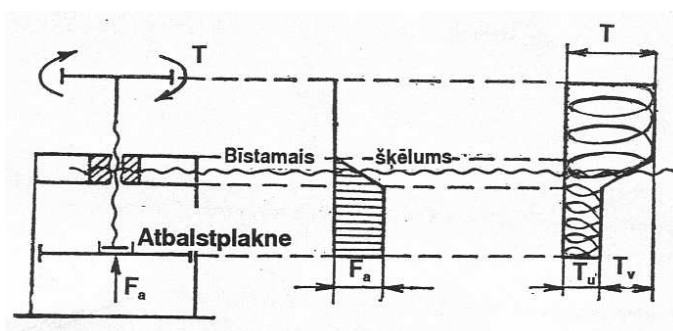
Skrūves pāra pārvada projektēšanas gaita. Tā var būt dažāda atkarībā no sākuma datiem. Parasti ir dots aksiālais spēks F_a , ceļšanas augstums vai spiednes skrūves gājiens, pārvada uzdevums, kinematiskā shēma un darba apstākļi. Aprēķinu gaita, piemēram, varētu būt šāda.

1. Skrūves un uzgriežņa materiāla izvēle.
2. Pielaujamo spriegumu $[\sigma]$ un pieļaujamā īpatnējā spiediena $[p]$ (8.37. tab.) noteikšana.
3. Vītnes profila un vītnes dziļuma koeficienta ψ_H noteikšana.
4. Uzgriežņa konstrukcijas (monolīta, divdaļīgs, dubultots) izvēle un uzgriežņa augstuma koeficienta ψ_m izvēle.
5. Vītnes vidējā diametra d_2 aprēķins (8.129) un vītnes standartizēto izmēru noteikšana.
6. Vītnes gājienu skaita n noteikšana (8.119).
7. Pēc skrūves (uzgriežņa) kustības ātruma nosaka vītnes gājenu P_h (8.118).
8. Vītnes kāpes leņķa α (8.117) un reducētā berzes koeficienta ρ' noteikšana. Pašbremzējošai vītnei $\alpha < \rho'$.
9. Uzgriežņa konstrukcijas izstrāde (8.4. sadaļas 5. punkts).
10. Skrūves pārbaude stiprībā (8.136).
11. Skrūves pārbaude ļodzē (8.134).
12. Elektromotora izvēle (8.120), (8.124).

Skrūves pāra ar lodīšuzgriezni aprēķinu metodika atrodama literatūrā [29, 30, DIN 69051].



8.100. att. Skrūves domkrata aprēķinu shēma un spiedes spēka F_a un vērpes momenta T epīras.



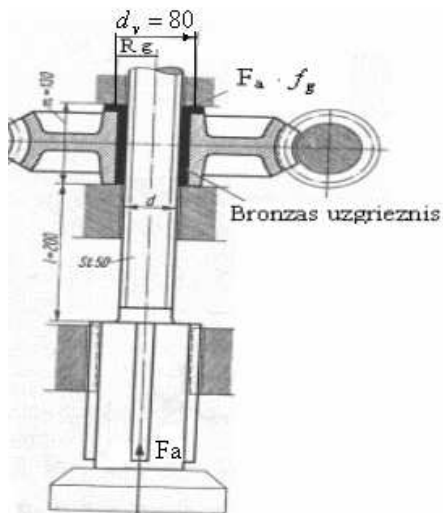
8.101. att. Spiednes skrūves aprēķinu shēma un spiedes spēka F_a un vērpes momenta T epīras.

PIEMĒRS

Spiednes skrūvi (8.102. att.) slogo spēks $F_a = 100$ kN. Rotējot gliemežratā iebūvētam uzgriežnim, skrūve pārvietojas aksiālā virzienā. Lai kāpinātu skrūves pāra lietderības koeficientu, pielieto trīsgājienu atturvītņi DIN 513 – S52x24 P8. Berzes koeficients vītņē f_v un gliemežrata rumbas atbalsta gala plaknē f_g pieņemts: $f_v = f_g = 0,08$ (bagātīgi eļļojot ar ziedi). Drošības koeficientam jābūt $s \geq 3$ (pec Eilera) vai $s \geq 2$ (pēc Tetmajera).

Aprēķināt skrūves pāra un kopējo lietderības koeficientu, skrūves daba gājienā T un atslodzes gājiena T' griezes momentu. Pārbaudīt skrūvi stiprībā un ļodzē.

1. Skrūves pāra lietderības koeficients darba gājienā.



$$\text{Vītnes parametri: } d_2 = d - 0,75P = 52 - 0,75 \cdot 8 = 46 \text{ mm.}$$

$$d_3 = d - 2 h_3 = 52 - 2 \cdot 6,94 \approx 38,1 \text{ mm.}$$

$$P_h = Pn = 8 \cdot 3 = 24 \text{ mm;}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = P_h / d_2 \pi = 24 / 46 \pi; \alpha = 9,43^\circ;$$

$$\operatorname{tg} \beta_n = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha = \operatorname{tg} 3^\circ \cdot \cos 9,43^\circ; \beta_n = 2,96^\circ.$$

$$\operatorname{tg} \rho' = f_v / \cos \beta = 0,08 / \cos 2,96^\circ; \rho' = 4,6^\circ.$$

$$\text{Pēc (7.22): } \eta = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} (\alpha + \rho') = \operatorname{tg} 9,43^\circ / \operatorname{tg} (9,43^\circ + 4,6^\circ) = 0,665.$$

8.102. att. **Spiednes skrūves piedziņas shēma.**

2. Skrūves griezes momenta aprēķins.

$$\text{Pēc (7.121): } T = T_v + T_u =$$

$$= F_a [\operatorname{tg} (\alpha + \rho') d_2 / 2 + f_g R_g] = 100 [\operatorname{tg} (9,43^\circ + 4,6^\circ) 46 / 2 + 0,08 \cdot 80] \approx 575 + 320 = 895 \text{ kN mm} = 895 \text{ Nm.}$$

3. Pārveda kopējais lietderības koeficients.

$$\text{Pēc (7.123): } \eta = P_h / \pi [\operatorname{tg} (\alpha + \rho') d_2 + f_g \cdot d_v] = 24 / \pi [\operatorname{tg} (9,43^\circ + 4,6^\circ) 46 + 0,08 \cdot 80] \approx 0,43.$$

4. Atslodzes gājiena skrūves griezes moments.

$$\text{Pēc (7.22): } T' = F_a [f_g R_g - \operatorname{tg} (\alpha + \rho') \cdot d_2 / 2] = 100 [0,08 \cdot 80 - \operatorname{tg} (9,43^\circ + 4,6^\circ) 46 / 2] = 126 \text{ Nm.}$$

Tā kā moments T' ir pozitīvs, tad pārvals ir pašbremzējošs.

Šāds moments ($T' = 126 \text{ Nm}$) būs tikai atslodzes gājiena sākumā.

5. Reducēto spriegumu aprēķins.

Pie skrūves šķērssgriezuma laukuma $A_k = \pi d_3^2/4 = \pi 38,1^2/4 = 1140 \text{ mm}^2$, vērpes momenta vītnē $T_v = 575 \text{ Nm}$ un polārā pretestības momenta $W_p \approx 0,2d_3^3 = 0,2 \cdot 38,1^3 = 11061 \text{ mm}^3$, pēc (8.136) aprēķinam skrūvē:

a) spiedes spriegumus

$$\sigma = F_a/A_k = 100\,000/1140 = 87,7 \text{ MPa};$$

b) vērpes spriegumus

$$\tau_v = T_v/W_p = 575\,000/11061 = 52 \text{ MPa};$$

c) reducētos spriegumus

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_v^2} = \sqrt{87,7^2 + 3 \cdot 52^2} = 125,7 \text{ MPa}.$$

Pieļaujamie spriegumi atturvītnei:

$$[\sigma] \approx 0,75\sigma_B = 0,75 \cdot 500 = 125 \text{ MPa, kas ir pieļaujams, jo } [\sigma] \approx \sigma_{red}.$$

6. Skrūves noturības lodzē.

Skrūves slaidums (8.132): $\lambda = 4l_r/d_3 = 4 \cdot 1 \cdot 200/38,1 = 21 < 50$ – pārbaude lodzē nav vajadzīga.

7. Īpatnējais spiediens starp vijumiem (8.128)

$$p = P \cdot F_a / \pi \cdot d_2 \cdot m \cdot H_1 \cdot K = 8 \cdot 100 \cdot 1000 / \pi \cdot 46 \cdot 130 \cdot 6 \cdot 0,75 = 9,5 \text{ MPa}.$$

Pieļaujamais īpatnējais spiediens (8.37. tab.) $[p] = 10 \text{ MPa}$ (ilglaicīgā darbā, tēraudam pa bronzu).

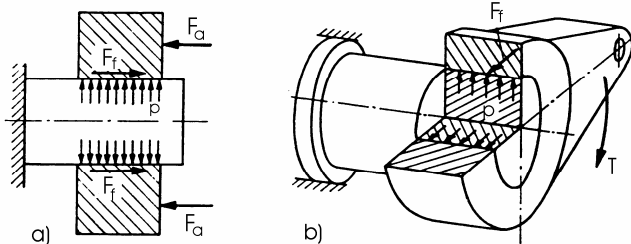
Ja skrūves garums būtu $l = 800 \text{ mm}$, tad slaidums $\lambda = 4l_r/d_3 = 4 \cdot 1 \cdot 800/38,1 \approx 84 < 90$ un drošības koeficients lodzē jānosaka pēc Tetmajera formulas (8.134):

$s = (\sigma_0 - \lambda \cdot k)/\sigma = (350 - 84 \cdot 0,6)/87,7 = 3,4$ kas ir lielāks par minimāli pieļaujamo ($[s] = 2$) un skrūves noturība lodzē būtu nodrošināta.

9. VĀRPSTAS UN DETAĻAS RUMBAS SAVIENOJUMI

Ar vārpstu savieno detaļas (zobrati, skriemeļi, zvaigznītes, sviras u.c.), kuras pārvada griezes momentu (9.1. att., b), kā arī, dažreiz, uzņem aksiālo spēku (9.1. att., a), lieces momentu un šķērsspēku. Griezes momentu pārvada no vārpstas uz detaļu vai no detaļas uz vārpstu caur detaļas rumbu, izmantojot berzes vai formas faktoru (skat. 9.1. att.).

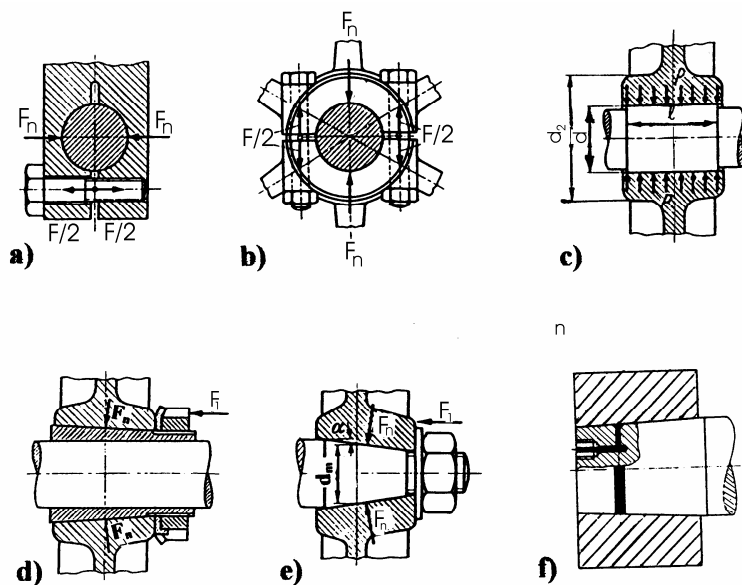
Izjaucama, saspriegta savienojuma nekustīgumu nodrošina tikai berzes spēks F_f cilindriskā (vai koniskā) saskares virsmā. Šim berzes spēkam jābūt pietiekoši lielam, lai pretotos ārējo spēku (F_a , T) iedarbībai. Lai savienojumā rastos berzes spēks F_f , tad, pielietojot skrūves, ķīli, konusu, atsperīgus gredzenus u.c. detaļas, starp salāgotajām darbīgajām virsmām attīsta virsmas spiedienu p . Pēc savienojuma montāžas saskares virsmā rodas spiedes darbība un detaļās (vārpsta, rumba) stiepes un spiedes spriegumi, kuri nedrīkst pārsniegt pieļaujamos.



9.1. att. **Savienojumu ar berzes faktoru shēmas:**
a – slogošana ar aksiālu spēku F_a ; b – slogošana ar griezes momentu T .

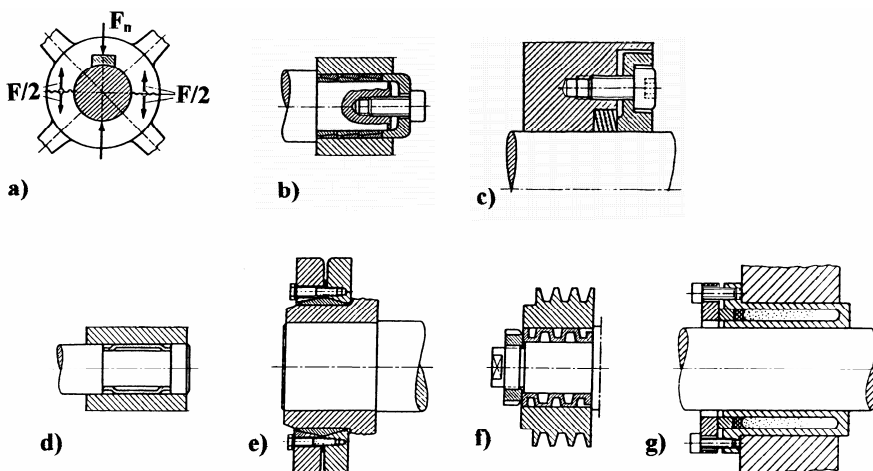
Dažādu izjaucamu savienojumu veidi parādīti 9.2 – 9.5. attēlos. Izjaucamie, saspriegtie savienojumi (9.2. un 9.3. att.) pārnēs griezes momentu un aksiālu spēku savienojumā ar gludu vārpstu un detaļas rumbas gludu urbumu izmantojot berzes spēkus. Šādi

savienojumi labi centrē detaļas un ir derīgi arī mainīga un reversīva griezes momenta pārvadīšanai. Ir daudz šādu savienojumu konstruktīvo variantu. Pateicotiesniecīgai spriegumu koncentrācijai, savienojumi var aizstāt līdz šim lietotos uzspīles, rievķīļu, prizmatisko ierievju, poligonālo, kā arī rievsvienojumus ar taisnstūra formas izciļņiem.



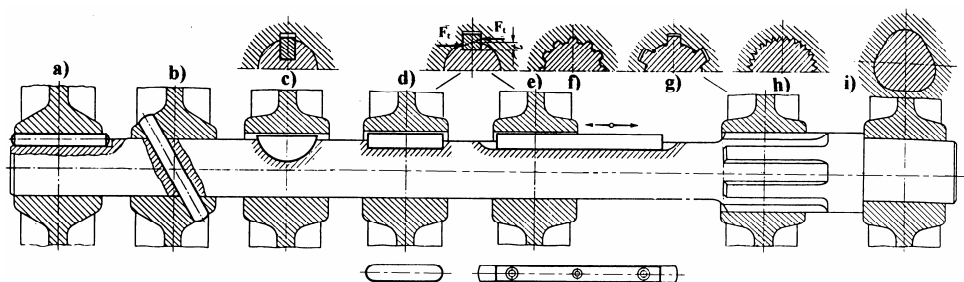
9.2. att. **Saspriegti savienojumi izmantojot berzes faktoru bez starpelementa:**

a – spīļsavienojums ar nedalītu rumbu; b – spīļsavienojums ar dalītu rumbu; c – savienojums ar garantētu uzspīli; d – savienojums ar konisku spriegčaulu; e – savienojums ar konusu; f – savienojums ar konusu (ar garantētu uzspīli) montējot un demontējot ar eļļas spiedienu.



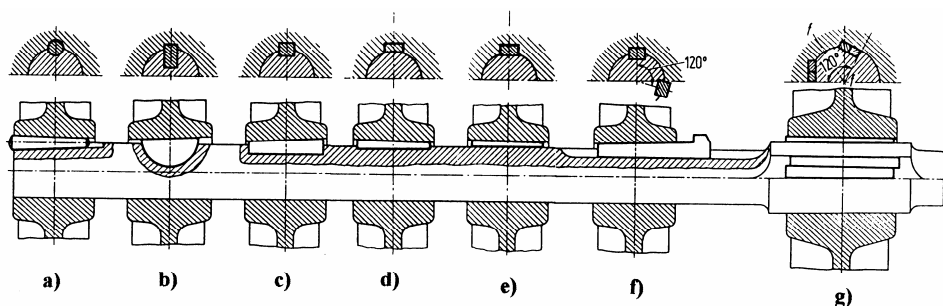
9.3. att. **Saspriegti savienojumi izmantojot berzes faktoru un starpelementu:**

a – ar iedobtu garenķīli; b – ar elastīgiem koniskiem gredzeniem; c – ar zvaigžņveida paplāksnēm; d – ar tolerancgredzenu; e – ar deformējamu bikonisku gredzenu; f – ar cilindrisku spriegčaulu; g – ar dobu hidraulisku spriegčaulu.



9.4. att. Nesaspriegti savienojumi izmantojot formas faktoru:

a – ar aksiālu tapiņu; b – ar šķērstapiņu; c – ar segmentierievi; d – ar prizmatisku ierievi; e – ar vadierievi; f – ar evolventes veida rievsvienojumu; g – ar taisnstūrveida rievsvienojumu; h – ar trīstūrveida rievsvienojumu; i – ar poligonālformas savienojumu.



9.5. att. Saspriegti savienojumi izmantojot formas faktoru un starpelementu:

a – ar apaļķīli; b – ar segmentķīli; c – ar rievķīli; d – ar iedobtu (berzes) ķīli; e – ar plakankķīli; f – ar rievķīli ar degunu; g – ar tangenciālķīliem (f – f – dalītas rumbas dalījuma plaknes novietojums).

9.1. Spīļsavienojums

Ar spīļsavienojumu uz vārpstas, ass vai cilindriskas kolonas nostiprina sviras, skriemeļus un dažādas prizmatiskas detaļas. Spīļsavienojums var būt ar dalītu un nedalītu rumbu (9.6. att.). Savienojuma darbspēja atkarīga no berzes spēku lieluma starp vārpstu un rumbu. Berzes spēki rodas pievelkot bultskrūves. Savienojums pārvada nelielu griezes momentu ($T = F L$) un aksiālu spēku F_a .

Savienojuma priekšrocības:

- vienkārša montāža un demontāža;
- pasargāšana no pārslodzes;
- iespējama detaļas pārbīde un regulēšana kā aksiālā, tā arī radiālā virzienā;
- netiek vājināta vārpsta (nevajag starpdetaļas, piemēram, ierīvi);
- uzņem dinamisku slodzi.

Trūkumi:

- slogošanas spēja atkarīga no gadījuma rakstura parametriem (īpatnējā spiediena, berzes koeficienta) un tāpēc savienojums derīgs relatīvi nelielam un mazmainīgam griezes momentam.

Aprēķins stiprībā

Pirmais gadījums. Klemme ir stinga un detaļu sadurplaknē ir liela sprauga (9.6. att., d). Var pieņemt, ka detaļas saskaras pa līniju un salāgojuma nekustīguma nosacījums ir šāds:

$$F_t d = F_n f d \geq T; 2F_n f \geq F_a, \quad (9.1)$$

kur F_n – reakcija kontakta laukumā;

f – berzes koeficients.

Tā kā $F_n = 2 F$, kur F – bultskrūvju pievilkšanas spēks, tad

$$2 d_f F \geq T \text{ un } 4 F f \geq F_a. \quad (9.2)$$

Otrais gadījums. Klemme pietiekoši elastīga, salāgojamās detaļas cilindriskas, sprauga klemmes sadurplaknē maza (gandrīz nulle 9.6. att., e). Šajā gadījumā spiediens salāgojumā sadalās vienmērīgi pa saskarvirsmu un detaļu nekustīguma nosacījums būs:

$$\pi d \ell p f \frac{d}{2} \geq T; \pi d \ell p f \geq F_a. \quad (9.3)$$

Tā kā $p = 2 F_v / (\ell d)$, tad

$$\pi d f F_v \geq T \text{ un } 2 \pi d f F_v \geq F_a. \quad (9.4)$$

Kā redzams, abu gadījumu nestspēja atšķiras par lielumu $2/\pi$. Pirmais gadījums ir neracionāls, jo klemme pakļauta arī lieliem lieces spriegumiem un pārvadāmais griezes moments ir par 32 % mazāks.

Savienojuma ieteicamais pielaižu lauks ir $H8/h8$ vai $H7/g6$. Nepieciešamo spēku bultskrūvēs aprēķina šādi:

$$F_v = k T / (2,5 f d z) \text{ vai } F_v = k F_a / (5 f z), \quad (9.5)$$

kur $k = 1,3 \dots 1,8$ – pretizslīdes drošības koeficients;

z – bultskrūvju skaits vārpstas vienā pusē;

$f \approx 0,15 \dots 0,18$ – sausu tērauda vai čuguna berzes virsmu berzes koeficients.

Savienojumam ar šķeltu rumbu (9.6. att., c) spēku bultskrūves var aprēķināt arī šādi:

$$F_v = \frac{k T}{f z (\ell_s + d/2)}. \quad (9.6)$$

Lieces spriegumi klemmē (apskavā):

$$\sigma_\ell \approx k_s \frac{F z \ell_s}{W} \leq [\sigma_\ell], \quad (9.7)$$

kur k_s – klemmes stinguma faktors, $k_s \approx 0,2$ – ar dalītu rumbu; $k_s \approx 0,3$ – ar šķeltu rumbu;

ℓ_s – atstatums no vārpstas centra līdz bultskrūves simetrijas asij, mm;

W – klemmes pretestības moments, $W = \ell^2/6$.

Savienojuma izmēru ieteicamā sakarība: $h/d = 1,6 \dots 2$ un $\ell/d = 0,8 \dots 1$.

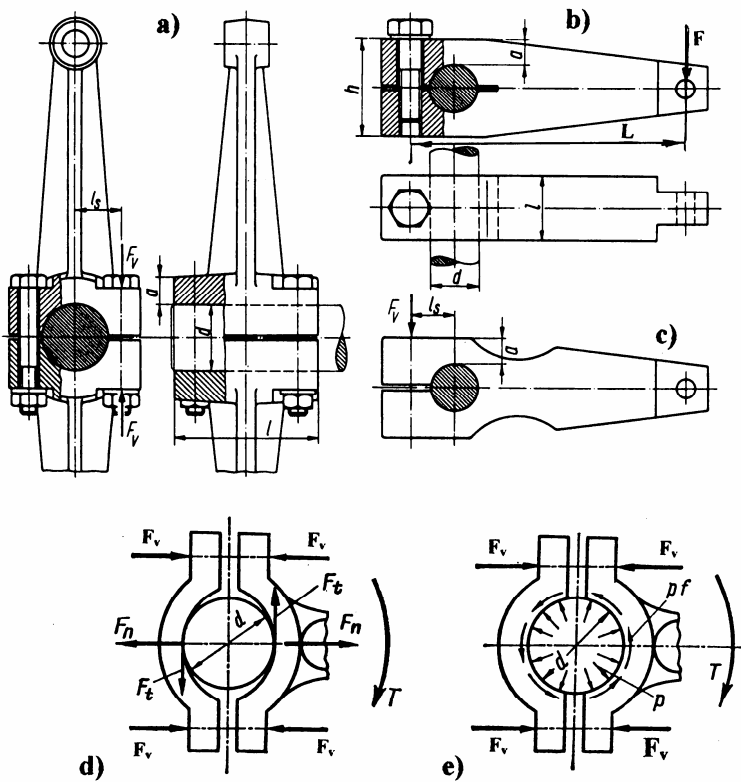
Jāpiezīmē, ka spīļsavienojuma nestspēja ir apmēram divas reizes mazāka nekā tādu pašu izmēru savienojumam ar garantētu uzspīli.

Lai kāpinātu savienojuma nestspēju, tad palielina savilcējbulskrūvju skaitu, liek savienojumā starpelementu (piemēram, ierīvi), kā arī ielāgotas bultskrūves ievieto vārpstas sānu virsmas iedobumos.

9.2. Savienojumi ar pārgrieztiem koniskiem sprieggredzeniem

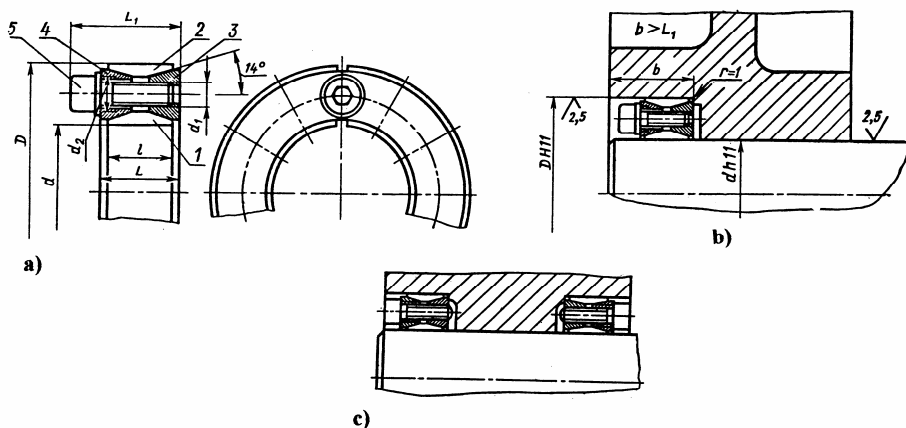
Lielu gabarītu mezglos rumbas abās pusēs iemontē pārgrieztus (vienā vietā) divus bikoniskus iekšējo 1 un ārējo 2 gredzenus (9.7. att., a), kurus elastīgi deformē ar diviem piespiedējgredzeniem 3 un 4 pievelkot skrūves 5.

Ar šādu savienojumu, izmantojot berzes spēkus, pārvada kā statiskus tā arī dinamiskus spēkus un griezes momentu. Savienojuma detaļas labi centrējas, ir ērta montāža un demontāža, kā arī iespējama detaļu savstarpējā orientācija un regulēšana vajadzīgajā aksiālajā un leņķiskajā stāvotnē.



9.6. att. **Spīļsavienojums:**

a – ar dalītu rumbu; b – ar šķeltu rumbu un pagarinātu šķēlumu; c – ar šķeltu rumbu un sašaurinājumu rumbā; d – detaļu sadurplakne ar lielu spraugu; e – detaļu sadurplakne ar mazu spraugu.



9.7. att. Savienojuma konstruktīvā shēma:

a – gredzenu komplekts; b – savienojums ar vienu gredzenu komplektu; c – savienojums ar diviem gredzenu komplektiem.

Vārpstas un rumbas darbīgās virsmas termiski apstrādā (HRC 35 ... 40). Ieteicams vārpstu rūdīt ar augstfrekvences strāvu (HRC 50 ... 55). Vārpstas darbīgās virsmas raupjums $R_a = 0,08 \dots 0,32 \mu\text{m}$, rumbai $R_a = 0,16 \dots 0,65 \mu\text{m}$.

Savienojuma detaļu izmērus izvēlas pēc firmas kataloga izmantojot vārpstas diametru d un pārvadāmo griezes momentu T (9.1. tab.). Īpatnējais spiediens p_1 un p_2 noderīgs detaļu (vārpstas, rumbas) stiprības aprēķinā.

9.3. Savienojumi ar elastīgi deformējamiem koniskiem gredzeniem

Savienojums pārvada ārēju griezes momentu un aksiālu spēku ar berzes spēku palīdzību, kas rodas savienojumā pārbīdot aksiāli atsperīgus tērauda gredzenus ar konisku virsmu (9.8. att.). Gredzenu pārbīdes rezultātā ārējie gredzeni izplēšās un piespiežas rumbai, bet iekšējie gredzeni saspiežas un cieši piespiežas vārpstai. Savienojums ļauj rumbas montāžu uz vārpstas jebkurā aksiālā un leņķiskā stāvotnē, nodrošina ērtu montāžu un demontāžu, labu centrēšanos, hermetiskumu un nevājina vārpstu. Pateicoties mazai spriegumu koncentrācijai ($k_\tau = 1,1 \dots 1,3$), savienojuma vērpes nestspēja ir 75 ... 90 % no gludas vārpstas vērpes nestspējas.

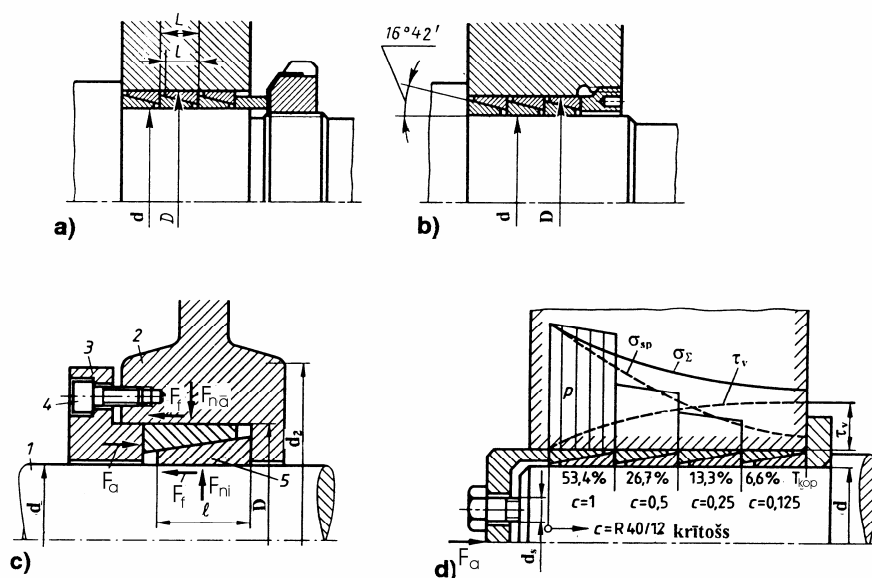
9.1. tabula

Firmas GmbH, Krefeld – Uerdingen konisko sprieggredzenu komplekta (9.7. att., a)
raksturojums

d	D	L	ℓ	L ₁	T	F _a	Izmēri,mm p ₁ p ₂		Skūvju skaits	d ₁	T _s	d ₂	Kom-plekta masa, kg
50	80	24	20	33,5	1.77	71	1.9	1.15	12	M8x22	35	M10	0.6
55	85				2.27	83	2.0	1.3	14				0.63
60	90				2.47	83	1.8	1.2					0.69
65	95				3.04	93	1.9	1.3					16
70	110	95	24	39.5	4.60	132	2.1		14	M10x25	70	M12	1.26
75	115				4.90	131	1.95	1.25					1.33
80	120				5.20	131	1.8	1.2					1.4
85	125				6.30	148	1.95	1.3	16				1.49
90	130				6.60	147	1.8	1.25					1.53
95	135				7.90	167	19.5	1.35					18
100	145	30	26	44	9.60	192			14	M12x30	125	M16	2.01
110	155				10.50	191							1.8
120	165				13.10	218	1.85	1.35					16
130	180	38	34	52	17.60	272	1.65	1.15	20	M12x35			3.51
140	190				20.90	298		1.25	22				3.85
150	200				24.20	324	1.7		24				4.07
160	210				28.00	350		1.3	26		4.3		
170	225	44	38	60	32.80	386	1.6	1.2	22	M14x40	190	M18	5.78
180	235				37.80	420	1.65	1.25	24				6.05
190	250	52	46	68	46.50	490	1.5	1.15	28	M14x45			8.25
200	260				52.50	525			30				8.65
220	285	56	50	74	68.00	620			26	M16x50	295	M20	11.22
240	305				85.50	715	1.6	1.25	30				12.2
260	325				104	800	1.65	1.3	34				13.2
280	355				66	60	66.5	128	915				1.45
300	375	153	1020	1.5				1.2	36	20.5			
320	405	78	72		100.5	210	1310			1.45	1.15	M20x70	580
340	425			224		1310	31.1						
360	455	90	84	116	294	1630				M22x80	780	M27	42.2
380	475				308	1620	1.35	1.1	44				
400	495				322	1610	1.3	1.05	46				

Apzīmējumi: T – pārvadāmais vērpes moments, kN m; F_a – pārvadāmais aksiālais spēks, kN;
p – īpatnējais spiediens starp vārpstu un iekšējo gredzenu, MPa; p_2 – īpatnējais spiediens starp
rumbu un ārējo gredzenu, MPa; T_s – vienas skrūves pievilšanas moments, N m.

Pārvadāmais griezes moments T un aksiālais spēks F_a starp gredzenu komplektiem sadalās nevienmērīgi. Otrais gredzenu komplekts pārvada apmēram 0,5 trešais – 0,25 un ceturtais – 0,125 no griezes momenta T_1 , ko pārvada pirmais gredzenu komplekts. Noslogojuma kritums saistās ar īpatnējā spiediena p samazināšanos gredzenu komplektu salāgotajās virsmās, kas seko atbilstoši normālo izmēru rindai R 40/12 ar kāpienu divi. Parasti gredzenu komplektu skaits $z \leq 4$.



9.8. att. Vārpstas un rumbas savienojums ar elastīgi deformējamiem koniskiem gredzeniem:

a – spriegojams ar vārpstas uzgriezni; b – spriegojams ar rumbas uzgriezni; c – spēku shēma vienelementa savienojumā; d – četrselementu savienojuma noslogojuma shēma ar spriegojumu no vārpstas puses (ar vienu gredzenu komplektu pārvadāmais griezes moments $T' = CT_1$).

Pirmā gredzenu komplekta pārvadāmais griezes moments T_1

$$T_1 = T_{\max} (1 - 0,5) / (1 - 0,5^z), \quad (9.8)$$

kur $T_{\max} = \varphi T$ – aprēķinu griezes moments, N m;

φ – darba režīma koeficients;

$$\varphi = \begin{cases} 1,2 \dots 1,5, & \text{pie īslaicīgām, vidēji lielām pārslodzēm;} \\ 2 \dots 4, & \text{pie triecienslodzēm;} \end{cases}$$

z – gredzenu komplektu skaits;

T – nominālais griezes moments, Nm.

Iekšējā gredzena aprēķinu platums ℓ_a , mm:

$$\ell_a = \frac{2 T_1}{\pi d^2 [p] f} \leq \ell, \quad (9.9)$$

kur d – vārpstas diametrs, mm;

[p] – pieļaujamais īpatnējais spiediens, MPa;

f – berzes koeficients (sausām virsmām pie $R_z \leq 6 \mu\text{m}$ pieņem $f \leq 0,15$);

ℓ – gredzena normētais platums, mm (9.2. tab.).

Parasti savienojuma vājākā detaļa ir rumba. Sākotnējais pieļaujamais īpatnējais spiediens rumbai no elastīga materiāla

$$[p_o] = \frac{\sigma_T^*}{2s} \left[1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 \right], \quad (9.10)$$

kur $\sigma_T^* - 1,155 \sigma_T$ – gredzena materiāla fiktīvā tecēšanas robeža, MPa;

s = 1,1 ... 1,5 – stiprības drošības koeficients;

D – rumbas salāgotās darbīgās virsmas iekšējais diametrs, mm;

d_2 – rumbas ārējais diametrs, mm.

Parasti $d_2/D \approx 1,8 \dots 2,0$.

Pieļaujamais īpatnējais spiediens

$$[p] = p_o / c, \quad (9.11)$$

kur c – gredzenu komplektu sasprieguma veidošanas veida koeficients,

$$c = \begin{cases} 0,6, & \text{ar piespiedēju uz vārpstas (9.8. att., a, d);} \\ 0,8, & \text{ar piespiedēju pie rumbas (9.8. att., b, c).} \end{cases}$$

9.8. att., d attēlā parādītas spiedes spriegumu σ_{sp} , vērpes spriegumu τ_v un kopspriegumu σ_{Σ} izmaiņas līknes. Kāpienveida diogramma parāda īpatnējā spiediena izmaiņu pa elementiem. Procentos norādīta nominālā griezes momenta T daļa, ko pārvada gredzenu komplekti.

Ar savienojumu pārvadāmais aksiālais spēks

$$F_a = F_o + F_p, \quad (9.12)$$

kur F_o – spēks, kāds nepieciešams gredzenu deformācijai, lai izzustu spēle gredzenu komplektos (9.2. tab.);

F_p – spēks, kāds nepieciešams, lai gredzenu salāgotajās virsmas rastos vajadzīgais īpatnējais spiediens p .

Spēks F_o , N

$$F_o \approx 277000 \ell S_{\max} (D - d) / (D + d), \quad (9.13)$$

kur izmēri ℓ , D un d – milimetros (9.2. tab.);

$S_{\max}$ – maksimālā spēle starp gredzeniem un vārpstu (rumbu), mm.

Spēks F_p , N

$$F_p = \pi d \ell [p] f / 0,36. \quad (9.14)$$

Vienas skrūves noslogojums, N

$$F_s = F_a / z .$$

Skrūves pievilkšanas moments, N m

$$T_s \approx 0,26 F_s d_s, \quad (9.15)$$

kur d_s – skrūves diametrs, mm.

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2},$$

šeit d_2 un d_3 vītnes vidējais un iekšējais diametrs, mm.

Pēc spēka F_s aprēķina skrūves vītnes iekšējo diametru d_3 un izvēlas skrūvi ar stiprības klasi 8.8 vai 10.9.

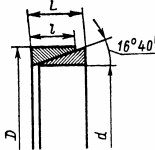
Pat tad, kad gredzenu spriegojošās skrūves pievelk ar dinamometrisko atslēgu, novērojama faktiskā momenta T_s liela skaitliska izkliede.

Stiepes spriegumi detaļās rumbā

$$\sigma_{st} \approx \frac{2[p]}{1 - \frac{D}{d_2}} \leq \sigma_T . \quad (9.16)$$

9.2. tabula

Elastīgi deformējamu konisku gredzenu tehniskais raksturojums [8]

													
d x D mm	L mm	l mm	F _o k N	c mm ²	f mm ²	m m·mm ²	d x D mm	L mm	l mm	F _o k N	c mm ²	f mm ²	m m·mm ²
6 x 9	4.5	3.7	-	32.4	7.2	0.022	60 x 68	12	10.4	27.4	1060	235	7.0
7 x 10	4.5	3.7	-	37.8	8.4	0.029	63 x 71	12	10.4	26.3	1110	248	7.8
8 x 11	4.5	3.7	-	43.0	9.6	0.038	63 x 71	12	10.4	26.3	1110	248	7.8
9 x 12	4.5	3.7	7.6	57.0	12.7	0.057	65 x 73	12	10.4	25.4	1150	256	8.3
10 x 13	4.5	3.7	6.95	63.0	14.0	0.070	70 x 79	14	12.2	31.0	1450	320	11.2
12 x 15	4.5	3.7	6.95	75.0	16.7	0.10	71 x 80	14	12.2	31.0	1470	326	11.6
13 x 16	4.5	3.7	6.45	81.5	18.1	0.12	75 x 84	14	12.2	34.6	1550	344	12.9
14 x 18	6.3	5.3	11.2	126	28.0	0.20	80 x 91	17	15	48.0	2030	450	18.1
15 x 19	6.3	5.3	10.7	135	30.0	0.22	85 x 96	17	15	45.6	2160	480	20.4
16 x 20	6.3	5.3	10.1	144	31.9	0.25	90 x 101	17	15	43.4	2290	510	22.9
17 x 21	6.3	5.3	9.5	153	34.0	0.29	95 x 106	17	15	41.2	2420	540	25.5
18 x 22	6.3	5.3	9.1	162	36.0	0.32	100 x 114	21	18.7	60.7	3170	700	35.2
19 x 24	6.3	5.3	12.6	171	37.9	0.36	110 x 124	21	18.7	66.0	3490	770	42.5
20 x 25	6.3	5.3	12.0	180	40.0	0.40	120 x 134	21	18.7	60.2	3800	840	50.5
22 x 26	6.3	5.3	9.0	198	44.0	0.48	130 x 148	28	25.3	96.2	5580	1240	80.5
24 x 28	6.3	5.3	8.3	216	48.0	0.58	140 x 158	28	25.3	89.0	6000	1340	93.5
25 x 30	6.3	5.3	9.9	225	50.0	0.62	150 x 168	28	25.3	84.5	6430	1430	107
28 x 32	6.3	5.3	7.4	252	56.0	0.78							
30 x 35	6.3	5.3	8.5	270	60.0	0.90							
32 x 36	6.3	5.3	7.8	288	64.0	1.0							
35 x 40	7	6	10.1	356	79.0	1.4							
36 x 42	7	6	11.6	366	82.0	1.5							
38 x 44	7	6	11.0	387	86.0	1.6							
40 x 45	8	6.6	13.8	450	99.5	2.0							
42 x 48	8	6.6	15.6	470	104	2.2							
45 x 52	10	8.6	28.2	660	146	3.3							
48 x 55	10	8.6	24.6	700	156	3.7							
50 x 57	10	8.6	23.5	730	162	4.0							
55 x 62	10	8.6	21.8	800	178	4.9							
56 x 64	12	10.4	29.4	990	220	6.1							

Apzīmējumi. c – īpatnējais spēks N / (N/mm²), kas atbilsta starp pirmā gredzenu komplekta iekšējo gredzenu un vārpstu īpatnējo spiedienu p = 1 N/mm²; f – īpatnējais spēks N / (N/mm²) ko var uzņemt aksiālā virzienā pirmais gredzenu komplekts bez slīdes starp gredzenu un vārpstu p = 1N/mm²; m – īpatnējais griezes moments Nm/(N/mm²) ko bez slīdes var pārvadīt ar pirmo gredzenu komplektu (starp gredzenu un vārpstu p = 1 N /mm²).

Izmantojot 9.2. tabulu var aprēķināt:

- vienas spriegojošās skrūves nepieciešamo priekšslodzi F_v

$$F_v = \frac{F_o + c p_1}{z}, \quad (9.17)$$

kur F_o – aksiāls spēks gredzenu montāžas spēles likvidācijai, N;

c – īpatnējais spriegošanas spēks, mm^2 ;

p_1 – pirmā gredzenu komplekta nepieciešamais īpatnējais spiediens, N/mm^2 ;

z – spriegošanas skrūvju skaits;

- pārvadāmo griezes momentu T , N m;

- pārvadāmo aksiālo spēku F_a , N

$$T = K m p_1; \quad (9.18)$$

$$F_a = k f p_1, \quad (9.19)$$

kur k – gredzenu komplekta noslogojuma samazinājuma faktors;

$$k = \begin{cases} 1, \text{ ja gredzenu komplektu skaits } i = 1; \\ 1.55, \text{ ja } i = 2; \\ 1.86, \text{ ja } i = 3; \\ 2, \text{ ja } i = 4; \end{cases}$$

m – īpatnējais griezes moments, mm^2 ;

f – īpatnējais aksiālais spēks, mm^2 .

Detaļu pielaižu lauki norādīti 9.3. tabulā.

9.3. tabula

Savienojuma detaļu pielaižu lauki

Vārpstas diametrs d , mm	Pielaižu lauka apzīmējums			
	Vārpsta	Rumba	Iekšējais gredzens	Ārējais gredzens
≤ 38	h 6	H 7	E 7	f 7
> 38	h 8	H 8	E 8	e 8

Veicot savienojuma stiprības aprēķinus (skrūvju skaits, pievilkšanas moments, nepieciešamais īpatnējais spiediens p_1 , rumbas stiprība) pēc formulām (9.17), (9.18), (9.19), pieņem $T_{apr} \approx 2 T_{nom}$ un $F_{a\ apr} \approx 2 F_1$, kur T_{apr} – aprēķinu griezes moments; T_{nom} – nominālais pārvadāmais (dota) griezes moments; $F_{a\ apr}$ – aprēķinu aksiālais spēks; F_1 – pārvadāmais (dota) aksiālais spēks.

Jāievēro nosacījums

$$T_s \leq [T_s]; \quad (9.20)$$

$$F_v \approx 0,9 [F_s], \quad (9.21)$$

kur T_s – skrūves faktiskais pievilkšanas moments;

$[T_s]$ – pieļaujamais skrūves pievilkšanas moments (atkarīgs no vītnes izmēriem, stiprības klases, berzes koeficienta un pieļaujamiem spriegumiem);

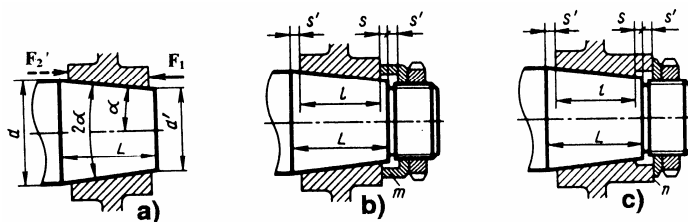
F_v – skrūves maksimālā priekšslodze;

$[F_s]$ – skrūves pieļaujamā priekšslodze.

Lielumi $[F_s]$ un $[T_s]$ atrodami tabulās [12].

9.4. Savienojumi ar konusu

Savienojumā ar konusu griezes momentu pārvada ar berzes spēku palīdzību salāgojumā, kuri rodas uzspīlējot rumbu uz vārpstas. Parasti konusu veido vārpstas galos. Konusu pielieto reti izjaucamos (9.9. att., a), kā arī bieži izjaucamos (9.9. att., b, c) savienojumos. Koniskās virsmas apstrādā atbilstoši 6 un 7 precizitātes kvalitātei ar mikronelīdzenumu augstumu $R_z = 0,32 \dots 1,25 \mu\text{m}$. Atbildīgos savienojumos salāgotās virsmas pieslīpē, lai saskares laukums būtu vismaz 80 % no konusa virsmas (pārbauda ar krāsu). Lai atvieglotu pieslīpēšanu un garentētu darbīgas saskarvirsmas aktīvo garumu ℓ , tad konstrukcijā jāparedz atstatumi $s = 1,4 \dots 2 \text{ mm}$ un $s' = (1,5 \dots 2) h$ (9.9. att. b, c), kur h – rumbas aksiālais pārvietojums pie pirmās montāžas. Vārpstas konusa garums $L = \ell + s + s'$.



9.9. att. Savienojums ar konusu:

a – neizjaucami vai reti izjaucami savienojumi; b un c – izjaucami savienojumi.

Koniskumu k aprēķina šādi:

$$k = \frac{d - d'}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha, \quad (9.22)$$

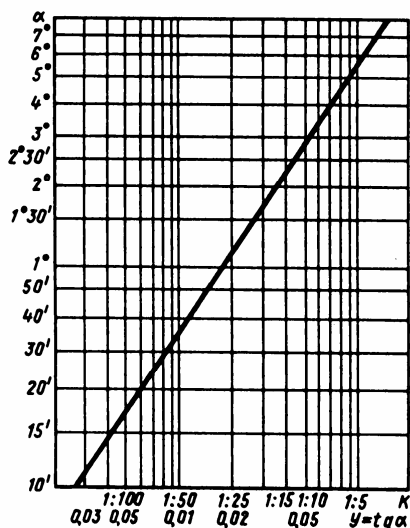
kur d un d' - lielais un mazais konusa diametrs;

L – konusa garums (parasti $L = 1 \dots 1,2d$);

α - konusa pusleņķis.

Slīpums $y = \frac{d - d'}{2L} = \operatorname{tg} \alpha = 0,5 K. \quad (9.23)$

Sakarība starp α , K un y parādīta 9.10. attēlā.



9.10. att. Sakarība starp leņķi α , koniskumu K un slīpumu y .

9.11. attēlā parādīts uzpresēšanas spēks F_1 , nopresēšanas spēks F_2 , kā arī šo spēku attiecība F_2/F_1 atkarībā no koniskuma K un berzes koeficienta f salāgojumā [3].

Savienojuma darba drošums tiek garantēts, ja spēku attiecība F_2/F_1 būs iespējami tuvāka vienam. Šīs nosacījums izpildas pie $K < 1 : 50$ (pie $f = 0,1$, $F_2/F_1 > 0,8$). Palielinoties koniskumam K , attiecība F_2/F_1 samazinās (pie $f = 0,1$ un $K > 1 : 20$ attiecība $F_2/F_1 > 0,6$). Ja $K = 1 : 10$ un

$f = 0,05$, tad spēks F_2 kļūst vienāds ar nulli (neizpildas pašbremzēšanās nosacījums: $K = 2 \operatorname{tg} \alpha \leq 2 f \leq 1 : 10$). Pie $K \leq 1 : 50$ spēks F_2 samazinās nenozīmīgi (pie $K = 1 : 100$ attiecība F_2/F_1 apmēram par 10 % lielāka nekā pie $K = 1 : 50$).

Koniskuma samazināšanās palielina rumbas uzpresēšanas aksiālo pārvietojumu, pieaug radiālā uzspīle un pārvadāmais griezes moments, bet vienlaicīgi palielinas spriegumi vārpstā un rumbā (palielinās savienojuma pārslogošanas jūtīgums ar spēku F_1).

Uzspīles savienojuma ieteicamais koniskums $K = 1 : 50 \dots 1 : 30$ (9.11. att. iesvītrotā zona), kad attiecība $F_2/F_1 \approx 0,8 \dots 0,6$ un saglabā apmierinošu vērtību 0,5 pat pie $f = 0,05$.

Praksē (mašīnbūvē) lieto šādus koniskumus:

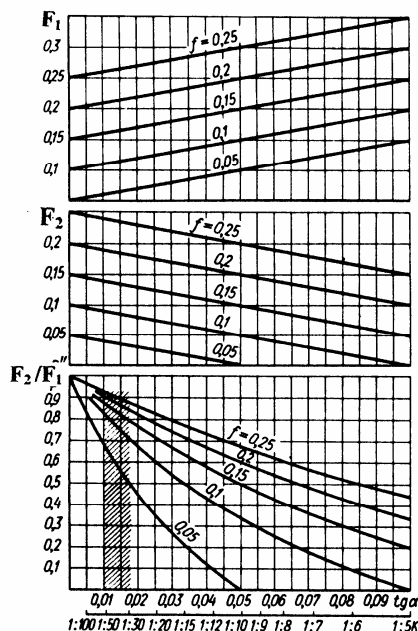
- 1 : 2,5 (viegli izjaucams salāgojums, nav pašbremzējošs);
- 1 : 5 (pašbremzēšanās robeža, $2 \alpha = 11,421^\circ$);
- 1 : 10 (grūtāk izjaucams; pašbremzējošs; $2 \alpha = 5,724^\circ$, ir standartizēts – DIN 1448, pielieto zobratu, sajūgu, skriemeļu u.c. detaļu nostiprināšanai uz vārpstas).

Savienojums ar konusu ir pašbremzējošs ja $\alpha < \rho$, kur ρ - berzes leņķis (ja $f = 0,1 \dots 0,12$, tad, $\rho \approx 6 \dots 7^\circ$).

Slogošanas spēja. Ar savienojumu (9.12. att.) pārvadāmais griezes moments, Nm

$$T = 10^{-3} \frac{\pi d_m^2 \ell p f}{2} = 5 \cdot 10^{-4} \pi d_m \ell p f, \quad (9.24)$$

kur d_m – salāgojuma vidējais diametrs, mm;

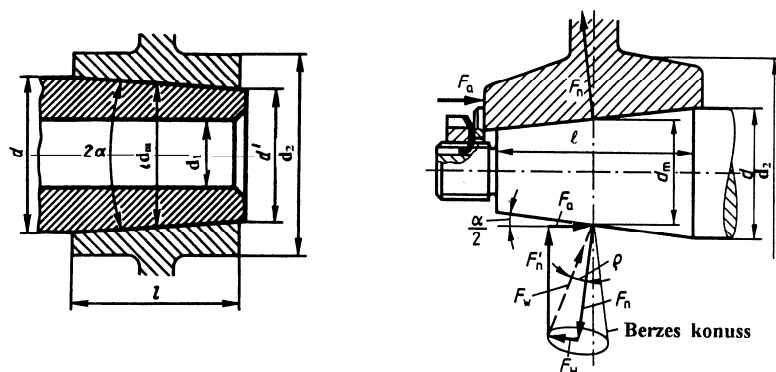


9.11. att. Nosacītie aksiālie spēki F_1 un F_2 un attiecība F_2/F_1 atkarībā no koniskuma K un berzes koeficienta f .

ℓ – uz vārpstas uzsēdināmās rumbas aktīvais garums, mm;

p – īpatnējais spiediens starp salāgotajām virsmām, MPa;

f – berzes koeficients.



9.12. att. Savienojuma ar konusu aprēķina shēma.

Vidējais diametrs

$$d_m = d [1 - (\ell/d) \operatorname{tg} \alpha]. \quad (9.25)$$

Maksimālais griezes moments atkarīgs no pieļaujamiem virsmas spiedes spriegumiem $[\sigma_{vs}]$ (9.4. tab.), kā arī no spriegumiem vārpstā un rumbā.

Aprēķinu veic ievērojot drošības koeficientu (palielina pārvadāmo momentu 2 ... 2,5 reizes).

9.4. tabula

Pieļaujamie virsmas spiedes spriegumi koniskā salāgojumā

Materiāls	$[\sigma_{vs}]$, MPa
Uzlabots tērauds	200 ... 250
Pelēkais čuguns	20 ... 50
Alumīnija sakausējums	10 ... 20

Nepieciešamais aksiālais spēks savienojumā, lai attīstītos vajadzīgais īpatnējais spiediens p :

$$F_H = F_n \operatorname{tg} \alpha = \pi d_m \ell p \operatorname{tg} \alpha = 10^3 \frac{T \operatorname{tg} \alpha}{d_m f} = 10^3 \frac{K T}{d_m f}. \quad (9.26)$$

Montāžas kopspēks (pievelkot uzgriezni, vērsts pret lielāko konusa diametru) ir spēka F_H un berzes spēka F_f summa:

$$F_1 = F_f + F_H = \pi d_m \ell p f + 10^3 \frac{K T}{d_m f} = 10^3 \frac{K T}{d_m f} \left(\frac{f}{\operatorname{tg} \alpha} + 1 \right). \quad (9.27)$$

Tā kā $\operatorname{tg} \alpha = 0,5 K$, tad

$$F_1 = 10^3 \frac{T}{d_m} \left(2 + \frac{K}{f} \right). \quad (9.28)$$

Koniska savienojuma ar uzspīli demontāžas spēks (vērts konusa mazākā diametra virzienā)

$$F_2 = F_f - F_H = \pi d_m \ell p (f - \operatorname{tg} \alpha) = 10^3 \frac{T}{d_m} \left(2 - \frac{K}{f} \right). \quad (9.29)$$

Diametrālā uzspīle savienojumā (Lamē formula)

$$\Delta = 10^3 p d \theta, \quad (9.30)$$

kur

$$p = 10^3 \frac{2 T}{\pi d_m^2 \ell f}; \quad (9.31)$$

$$\Theta = \frac{C_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{C_2 + \mu_2}{E_2}; \quad (9.32)$$

E_1 ; E_2 ; μ_1 un μ_2 – elastības modulis un Puasona koeficients vārpstai un rumbai;

$$C_1 = \frac{1 + a_1^2}{1 - a_1^2}; C_2 = \frac{1 + a_2^2}{a_1^2}; \quad (9.33)$$

a_1 un a_2 – parametri, kas nosaka salāgojamo detaļu sieniņu biezumu;

$$a_1 = d_m/d_1; \quad a_2 = d_2/d_m.$$

Ja $E_1 = E_2 = E$ un $\mu_1 = \mu_2$, tad

$$\Theta = \frac{C_1 + C_2}{E}. \quad (9.34)$$

Maksimālie spiedes spriegumi vārpstā

$$\sigma_{1sp} = \frac{2p}{1 - a_1^2} \leq \sigma_{T1}. \quad (9.35)$$

Maksimālie stiepes spriegumi rumbā

$$\sigma_{2st} = \frac{2p}{1 - a_2^2} \leq \sigma_{T2}. \quad (9.36)$$

Nepieciešamā rumbas aksiālā pārbīde h , lai savienojumā veidotos uzspīle Δ

$$h = 10^{-3} \frac{\Delta'}{K}, \quad (9.37)$$

$$\text{kur } \Delta' = \Delta + 2 \varphi (R_{z1} + R_{z2}), \quad (9.38)$$

R_{z1} un R_{z2} – vārpstas un rumbas sēdvirsmu mikronelīdzenumu augstums, μm ;

φ - koeficients, kas ievēro mikronelīdzenumu noplacināšanos montējot ar presi ($\varphi \approx 0,5$).

Nepieciešamais salāgojuma aktīvais garums

$$\ell_{\min} = \frac{2T}{\pi d_m^2 [p] f}, \quad (9.39)$$

kur $[p]$ – pieļaujamais īpatnējais spiediens salāgojumā, MPa.

$$[p] = \begin{cases} 50 \dots 90 \text{ (} \dots 130 \text{)} - \text{tēraudam;} \\ 30 \dots 50 \text{ (} \dots 70 \text{)} - \text{čugunam.} \end{cases}$$

9.5. Spriegpaplāksnes

Berzes spēkus vārpstas – rumbas savienojumā attīsta šķīvja veida, plānas, iedobtas, ar konisku virsmu un centrisku caurumu elastīgas (zvaigžņveida) paplāksnes (9.13.

att.). Virsmas (ar radiāliem izgriezumiem) slīpuma leņķis ir 9° , šķīvja biezums $s = 0,5 \dots 1,15$ mm, vārpstas diametram līdz 100 mm. Zem spiedes slodzes paplāksnes ārējais diametrs D palielinās, bet iekšējais d samazinās. Radies radiālais spēks ir 5 ... 10 reizes lielāks nekā aksiālais spēks. Vairāku paplākšņu komplekts ļauj pārvadīt lielu griezes momentu vai aksiālo spēku.

Ar šādām paplāksnēm uz vārpstas (ass) nostiprina siksnas skriemeļus, ķēdes zvaigznītes, zobratus, sajūgu, rokratiņus, sviras u.c. detaļas.

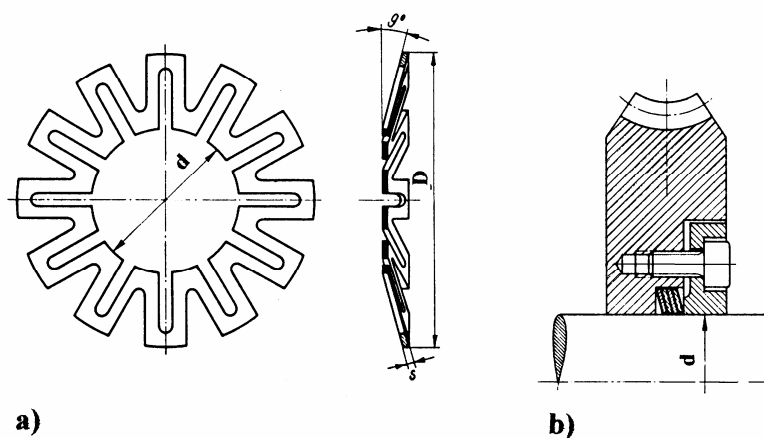
Savienojuma katra spriegotājskrūve jāpievelk ar priekšslodzi F_v, N ;

$$F_v = a F_1 / z, \quad (9.40)$$

kur a – paplākšņu skaits;

F_1 – vienas paplāksnes priekšslodze, N (9.5. tab.);

z – spriegotājskrūvju skaits.



9.13. att. Savienojums ar zvaigžņveida paplāksnēm:
a – paplāksne; b – savienojums ar paplākšņu komplektu.

Priekšslodze F_v ļauj pārvadīt šādu griezes momentu T (Nm)

$$T = a T_1, \quad (9.41)$$

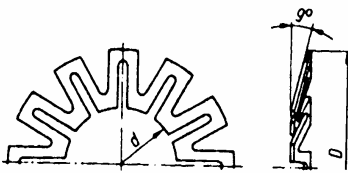
kur T_1 – vienas paplāksnes pārvadāmais griezes moments, Nm (9.5. tab.).

Attiecībā uz spriegotājskrūvju skaita noteikšanu jāievēro formula (9.19) un 384. lpp. sacītais. Nav nepieciešamas veikt faktiskā īpatnējā virsmas spiediena aprēķinu

savienojumā, ja rumbas materiāla tecēšanas spriegums $\sigma_T \geq 300$ MPa. Pretējā gadījumā jāpalielina paplākšņu skaits.

9.5. tabula

Zvaigžņveida paplākšņu (firma Albrecht Mauer KG 6380 Bad Homburg 1)
tehniskie dati

 s = biezums									
d, mm	D, mm	s, mm	T ₁ , Nm	F ₁ , N	d, mm	D, mm	s, mm	T ₁ , Nm	F ₁ , N
6	18	0.5	0.34	180	32	52	1.15	28.5	3300
7	18	0.5	0.52	250	36	52	1.15	33.5	3750
8	18	0.5	0.72	310	38	62	1.15	40.5	3600
9	22	0.6	0.99	370	40	62	1.15	45.5	4000
10	22	0.6	1.26	430	42	62	1.15	51	4450
11	22	0.6	1.53	500	45	62	1.15	60	5200
12	27	0.65	1.95	520	48	70	1.15	68	5000
13	27	0.65	2.40	590	50	70	1.15	75	5500
14	27	0.65	2.80	680	55	70	1.15	93	7000
15	27	0.65	3.30	770	60	80	1.15	112	6800
16	37	0.9	5.10	1030	65	90	1.15	131	6700
17	37	0.9	5.90	1150	70	90	1.15	154	8000
18	37	0.9	6.80	1270	75	100	1.15	176	7800
20	37	0.9	8.70	1540	80	100	1.15	205	9300
22	42	0.9	9.90	1490	85	110	1.15	230	9000
24	42	0.9	12.90	1760	90	110	1.15	260	10600
25	42	0.9	13.50	1900	100	120	1.15	325	11900
28	52	1.15	21	2550					
30	52	1.15	25	2900					

Rumbas urbuma pielaižu lauki H7, H8, H9, F7, F8 vai G7, vārpstai h6 ... h9, k6 ... k8, f6 ... f8, n6, n7, m6, m7, j6, j7 vai e6. Vārpstas materiāls tērauds 60 vai 70.

PIEMĒRS

Gliemežratu savieno ar vārpstu (9.13. att., b) ar zvaigžņveida paplāksnēm $d \times D = 60 \times 80$. Pārvadāmais nominālais griezes moments $T_{\text{nom}} = 240 \text{ Nm}$. Aprēķināt nepieciešamo paplākšņu skaitu. Noteikt spriegotājskrūvju M8 – 8.8 skaitu. Aprēķināt spriegotājskrūvju pievilkšanas momentu.

Atrisinājums

1. Aprēķinu griezes moments (385. lpp.)

$$T_{\text{apr}} \approx 2 T_{\text{nom}} = 2 \cdot 240 = 480 \text{ N m.}$$

2. Paplākšņu skaits

No formulas (9.41)

$$a = T_{\text{apr}}/T_1 = 480/112 = 4.3,$$

kur $T_1 = 112 \text{ N m}$ – ar vienu paplāksni pārvadāmais griezes moments (9.5. tab).

Pieņemam $a = 5$.

3. Vienas spriegotājskrūves pieļaujamais pievilkšanas spēks $[F_s] = 17,2 \text{ kN}$ un griezes moments $[T_s] = 23 \text{ N m}$ (ja berzes koeficients $f = 0,12$) (9.16. tab.). Skrūves maksimālā priekšslodze (9.21)

$$F_v \approx 0,9 [F_s] = 0,9 \cdot 17,2 \approx 15,5 \text{ k N.}$$

4. Spriegotājskrūvju skaits (9.40)

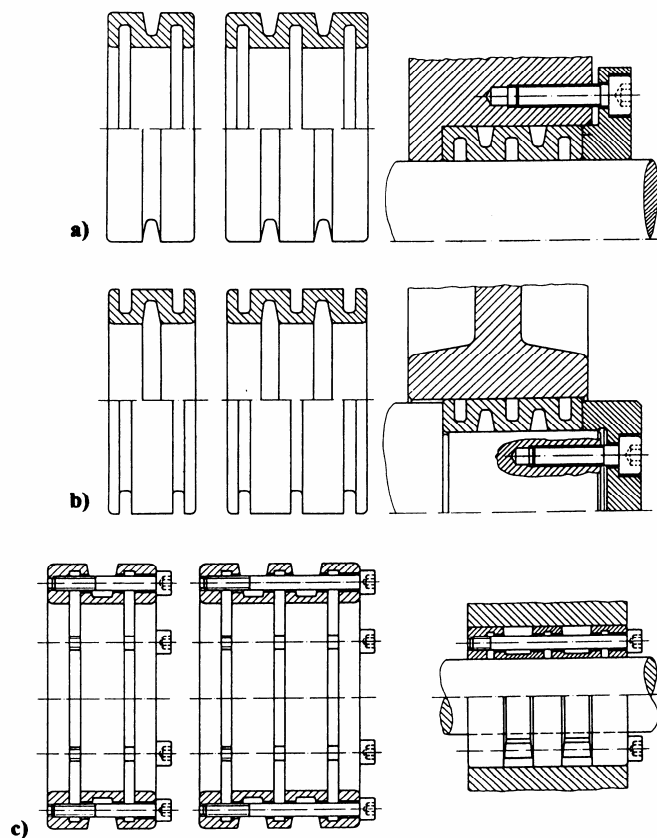
$$z = \frac{a F_1}{F_v} = \frac{5 \cdot 6,8}{15,5} = 2,2,$$

kur $F_1 = 6,8 \text{ k N}$ – vienas paplāksnes priekšslodze (9.5. tab.).

9.6. Spriegčaulas

Cilindriskas spriegčaulas iekšējā un ārējā virsmā izveidotas rievas (9.14. att.), kuras palielina čaulas elastīgumu. Uz vārpstas un rumbas urbumā čaulu montē brīvi. Noslogojot čaulu aksiāli (spiedē), palielinās tās ārējais, bet samazinās iekšējais diametrs. Starp savienojuma darbīgajām virsmām rodas spiediens, kas veido berzes

spēku. Ar spriegčaulu uz vārpstas nostiprina siksnas skriemeļus, zobratus, sajūgu un citas detaļas.



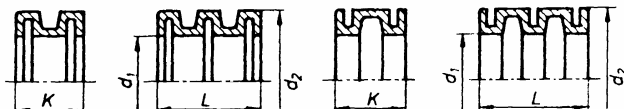
9.14. att. **Spriegčaulu veidi:**

a – ārējā spriegčaula (AD) (spriegojošo spēku ievada rumbai piestiprināta detaļa); b – iekšēja spriegčaula (ID) (spriegojošo spēku ievada vārpstai piestiprināta detaļa); c – spriegčaula ar savilcējskrūvi (DSM).

Spriegčaulu izmērus, pārvadāmo griezes momentu T un aksiālo spēku F_a nosaka no firmu katalogiem (9.6., 9.7. tab.).

9.6. tabula

Spriegčaulu AD un ID tehniskais raksturojums (firma Spieth – Maschinenelemente GmbH, Esslingen – Zell)

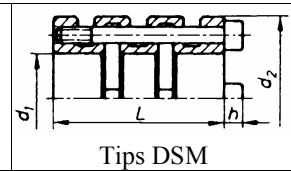
Izmēri, mm				Spriegošanas spēks F, N	Pārvadāmais noslogojums			
$d_1, H6$	$d_2, h5$	K	L		ADK un IDK		ADL un IDL	
					T, Nm	F_a, N	T, Nm	F_a, N
10	15	12	19	18000	10	2350	18	4200
14	20	12	19	18000	18	3300	32	5900
16	22	12	19	18000	24	3750	43	6750
20	32	16	26	22000	65	7000	110	12600
25	37	16	26	22000	100	8700	180	15600
30	42	16	26	22000	150	10400	270	18700
35	52	21	35	32500	230	14100	410	25300
40	56	21	35	32500	290	15850	520	28500
45	68	26	42	60000	430	20800	770	37400
50	72	26	42	60000	520	22600	930	40600
Pielaides lauks rumbas urbumam H6 vai H7, vārpstai h5 vai h6.								
				Tips ADK Tips ADL Tips IDK Tips IDL				

9.7. tabula

Spriegčaulu ar savilcējskrūvi (DSM) tehniskais raksturojums

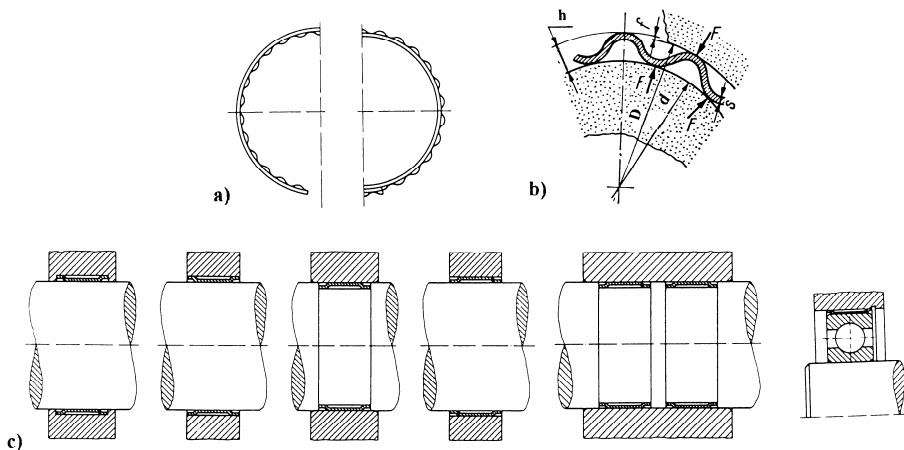
Izmēri, mm			Savilcējskrūve				T, Nm F_a, N		Vārpstas gals ²⁾	
d_1 ¹⁾	$d_2, h5$	L	DIN 912	Skaitis	h, mm	T_s, Nm			d, mm	ℓ, mm
16	32	36	M 4 x 35	6	4	5	130	16300	16	40
22	42	46	M 5 x 45	5	5	10	290	26400	22	50
28	48	52	M 5 x 50	6	5	10	550	39300	28	60
32	55	62	M 6 x 60	5	6	17	800	50000	32	80
42	72	92	M 8 x 90	5	8	40	2000	95200	42	110
55	85	92	M 8 x 90	6	8	40	3100	118000	55	110
60	90	122	M 8 x 120	6	8	40	3550	119000	60	140
70	100	122	M 8 x 120	6	8	40	4500	129000	70	140
75	105	122	M 8 x 120	7	8	40	5000	133000	75	140

- ¹⁾ Spriegčaulas iekšējā diametra d_1 pielaides lauks ir k6 vai m6 (DIN 748). Rumbas urbuma pielaides lauks ir H6 vai H7.
²⁾ Pielaides lauks līdz izmēriem 48 mm – k6, no 55 mm – m6.



9.7. Tolerancgredzeni

Tolerancgredzens izgatavots no plāna atspertērauda un veido cilindrisku viļņveida profila buksi, kuru nostiprina vārpstas vai rumbas ievirpojumā (9.15. att.). Savienojuma darbīgām virsmām pieļaujamas lielākas novirzes no nominālā izmēra. Gredzena radiālās elastības rezultātā, pēc savienojuma montāžas, starp virsmām rodas normālais spēks F (9.15. att., b) un berzes spēks.



9.15. att. **Tolerancgredzens un savienojuma konstruktīvās shēmas:**

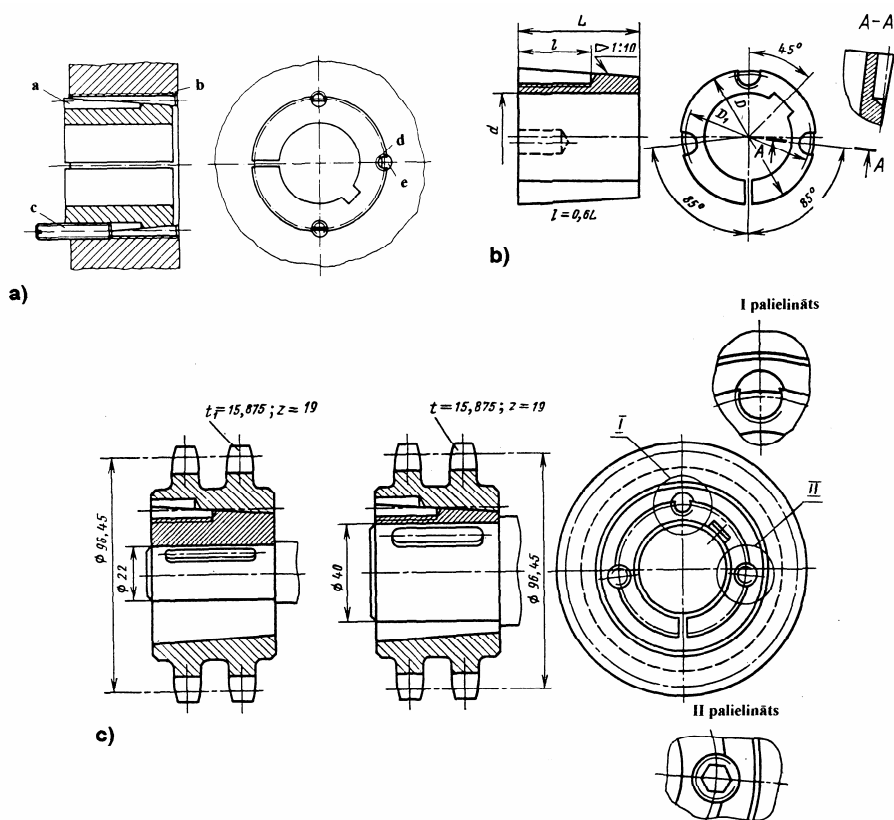
a – tolerancgredzens; b – tolerancgredzena aploka ģeometriskā forma; c – montāžas shēmas.

Savienojums ar tolerancgredzenu pārvada griezes momentu un nelielu aksiālu spēku, kā arī kompensē termiskās izplēšanās ietekmi, detaļu izgatavošanas neprecizitātes un slāpē triecienslodzes.

Savienojuma izmērus izvēlas pēc firmu datiem (piemēram, Deutsche Star – Kugelhalter GmbH, 8720 Schweinfurt).

9.8. Koniskas spriegčaulas

Savienojums ar konisku spriegčaulu (buksi) sastāv no bukses ar ārēju konisku virsmu un garenisku šķēlumu (9.16. att.). Bukses ārējā virsmā izveidoti necaurejoši gludi divi vai trīs pusurbumi a. Rumbas urbums ir konisks un tajā izveidoti caurejoši vītņoti pusurbumi, kuri orientēti pret buksē esošajiem urbumiem. Bukses iebīdīšanu rumbā veic ar skrūvi c, kuru ieskrūvē rumbas urbumos b no kreisās puses. Lai izjauktu savienojumu, izskrūvē visas skrūves c, bet vienu no tām ieskrūvē rumbas otrā pusē, kur izveidots caurejošs vītņots pusurbums d buksē un necaurejošs gluds pusurbums e rumbā.



9.16. att. Savienojums ar konisku spriegčaulu:

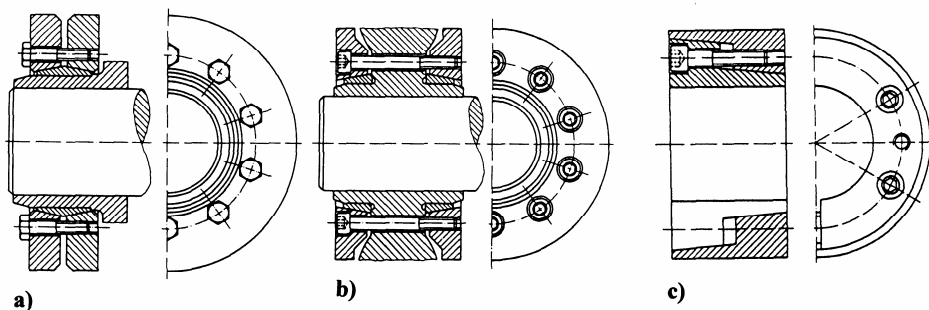
a – savienojuma shēma; b – spriegčaula; c – savienojuma konstrukcija.

Prizmatisko ierīvi pielieto pie lielām slodzēm un precīzai uzsēdināmās detaļas leņķiskai fiksācijai. Spriegčaulas izmēri doti 9.8. tabulā.

Koniskas spriegčaulas (9.16. att., b) izmēri, mm

d		L	D	D ₁	Skrūve ГОСТ 8878-64
no	līdz				
10	16	20	26	24,5	M6 x 10
12	20	25	33	31	M8 x 12
14	25	30	38	36	M8 x 15
18	32	40	48	45	M10 x 18
22	40	50	56	53	M10 x 18
28	50	60	70	66,5	M12 x 22
34	60	70	82	78,5	M12 x 22

9.17. attēlā parādīti citi savienojumi, kuros izmanto berzes spēkus griezes momenta un aksiālā spēka pārvadīšanai.



9.17 att. **Spriegčaulas griezes momenta un aksiālā spēka pārvadīšanai:**
a – ar dubultkonusu; b – ar diviem koniskiem gredzeniem; c – ar konisku spriegčaulu (divas salāgotās virsmas).

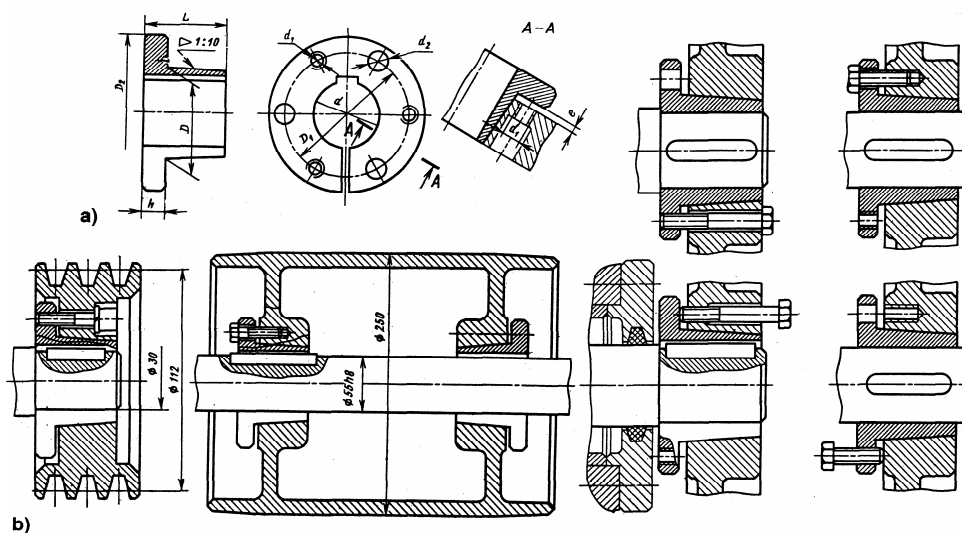
Pielieto arī koniskas spriegčaulas ar atloku (9.18. att.). Šādu spriegčaulu izmēri doti 9.9. tabulā.

9.9. Ķīļsavienojumi

Ķīļsavienojumu grupa ietver divu dažāda uzdevuma un konstruktīvi atšķirīgus savienojumu veidus:

- savienojumi ar šķērsķīli;
- savienojumi ar garenķīli.

Šādi savienojumi pieder pie saspringtiem savienojumiem.



9.18. att. **Koniska spriegčaula ar atloku:**

a – spriegčaulas izmēri; b – detaļu savienojums ar spriegčaulu.

9.9. tabula

Koniskas spriegčaulas ar atloku (9.18. att., a)

d		L	D	D ₁	D ₂	h	d ₁	d ₂	e
no	līdz								
14	25	30	35	40	62	8	6	7	2
18	32	40	45	62	78	10	8	9	2
22	40	50	55	70	86	10	8	9	3
28	50	60	66	80	96	12	8	9	3
34	60	70	80	98	120	15	10	11	3
45	80	95	110	132	160	20	14	15	4
55	100	120	135	160	190	25	16	17	4

9.9.1. Savienojumi ar šķērsķīli

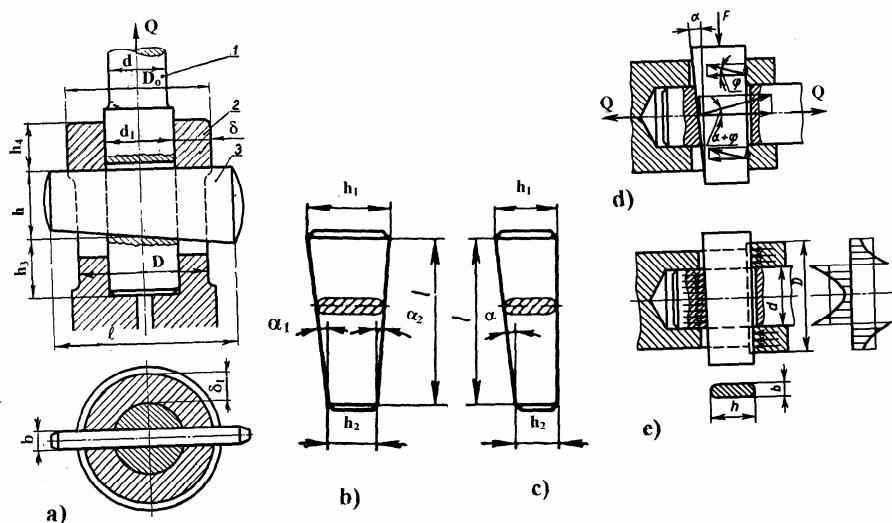
Šķērsķīlis 3 savieno divas koncentriskas salāgotas detaļas (9.19. att., a) – cilindrisku centrālo detaļu 1 un to aptverošo čaulu 2. Ķīlis 3 ir abpusēīgi vai vienusēīgi slīpa, prizmatiska detaļa (9.19. att., b, c), ko iedzen abām savienojamām detaļām caurejošā, ar ķīli salāgotā caurumā.

Ķīļsavienojuma priekšrocības:

- vienkārša konstrukcija;
- ātra, ērta un vienkārša montāža un demontāža, lietojot tikai veseri;
- uzņem lielas, šķērsām ķīlim vērstas, slodzes.

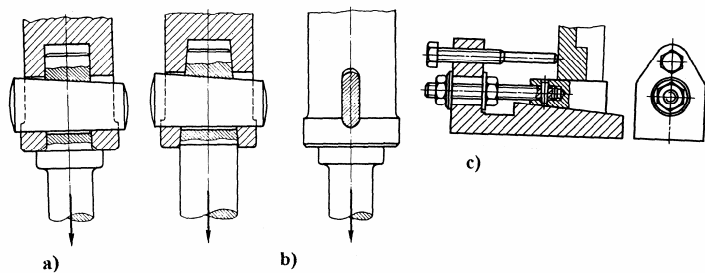
Lai, ķīli iedzenot, veidotu saspieltu savienojumu, kāta 1 pārvietojums ir jāierobežo. Iespējami vairāki konstruktīvi izveidojumi:

- cilindriskais kāts atbalstas ar savu galu pret čaulas urbuma dibenu (9.19. att., a);
- kāta un urbuma saskarvirsmā ir koniska (9.20. att., b);
- kātam ir apcīlnis kas atbalstas pret čaulas galu (9.20. att., a).



9.19. att. Šķērsķīļa savienojums:

a – cilindriskais kāts atbalstas ar savu galu pret čaulas urbuma dibenu; b – abpusēīgi slīpais ķīlis;
c – vienusēīgi slīpais ķīlis; d – spēki ķīļsavienojumā; e – ķīļa noslogojuma shēma.



9.20. att. **Saspriegtais šķērsķīļa savienojums:**

a – ar apciliņi; b – ar konisku kātu (koniskums 1:5 vai 1:7,5) iestatīšanas ķīlis; c – regulēšanai (iestatīšanai).

Pēc nozīmes šķērsķīļa savienojumi iedalās:

- spēka savienojumos (detāļu savienojumos);
- regulēšanas (iestatīšanas) savienojumos (piemēram, mašīnu uzstādīšanai – 9.20. att., c).

Spēku sistēma, kas darbojas uz vienas pusējo ķīli, to iedzenot, parādīta 9.19. attēlā d. Kopspēki, kas darbojas uz ķīli, veido ar normāli berzes leņķi φ un vērsti pretī ķīļa kustības virzienam. Izmantojot spēku līdzsvara vienādojumu vertikālā virzienā iegūstam ķīļa iedzīšanai vajadzīgo spēku F

$$F = Q [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi]; \quad (9.42)$$

spēks F_1 ķīļa izdīšanai

$$F_1 = Q [\operatorname{tg} (\varphi - \alpha) + \operatorname{tg} \varphi], \quad (9.43)$$

kur $Q = (1,25 \dots 1,5) Q'$ - kāta aprēķinu slodze;

Q' – lietderīgā ārējā (darba) slodze;

α – ķīļa slīpuma leņķis;

$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$ – berzes leņķis;

f – berzes koeficients.

Ķīļa pašbremzēšanās iestājas tad, kad spēks $F_1 \geq 0$:

$$\operatorname{tg} (\varphi - \alpha) + \operatorname{tg} \varphi \geq 0, \quad (9.44)$$

no kurienes $\alpha \leq 2 \varphi$.

Tātad pašbremzējošam vienpusīgam ķīlim slīpuma leņķis nedrīkst pārsniegt divkārtotu berzes leņķi.

Ja berzes koeficients $f = 0,1$, tad $\varphi \approx 5^{\circ}45'$, maksimāli pieļaujamais ķīļa leņķis $\alpha \leq 12^{\circ}$ un slīpums $i \leq 1:5$.

Lai ķīļsavienojums būtu pašbremzējošs (pašturīgs) arī triecienos, vibrācijās un pie mazākiem berzes koeficientiem, kad berzes spēks īslaicīgi var samazināties, ķīļa slīpumu izvēlas mazāku par 1:5:

- ieregulēšanas ķīlim 1:5 ... 1:15;
- bieži izjaucamiem ķīļsavienojumiem $\sim 1:20$;
- reti izjaucamiem savienojumiem 1:30 ... 1:40.

Ja slīpums mazāks par 1:25, tad pie statiskas slodzes nav nepieciešams ķīļa papildus nostiprinājums. Pārējos gadījumos ķīli papildus nostiprina pret patvaļīgu pārbīdi.

Saspriegta ķīļsavienojuma aprēķins ir aptuvens, jo priekšslodze un priekšspriegumi, kas rodas ķīļa iedzīšanas laikā, nav precīzi noteicami.

Ķīli aprēķina liecē nosakot tā vidējo augstumu h (9.19. att., a). Ja ķīļa platums $b = 0,25 h$,

$$\text{tad} \quad h = \sqrt[3]{\frac{3 Q D_o}{[\sigma_\ell]}}, \quad (9.45)$$

kur $Q = (1,25 \dots 1,5) Q'$ - aprēķinu slodze, N;

D_o – čaulas ārējais diametrs, mm;

$[\sigma_\ell]$ – pieļaujamie lieces spriegumi, MPa.

Pieļaujamie spriegumi

$$[\sigma_\ell] = \sigma_T / (1,5 \dots 2) \approx 140 \dots 160 \text{ MPa},$$

kur σ_T – ķīļa materiāla tecēšanas robeža, MPa.

Parasti pieņem ķīļa platumu $b = (0,25 \dots 0,3)d_1$ un augstumu $h \geq 2,5 b$, kur d_1 – kāta gala diametrs.

Ar caurumu vājināto kāta galu pārbauda stiepē, virsmas spiede un cirpē. Kāta apcīlni pārbauda virsmas spiedē, cirpē un liecē. Ar caurumu vājināto čaulas daļu pārbauda cirpē un stiepē, bet sienas biezumu δ virsmas spiedē.

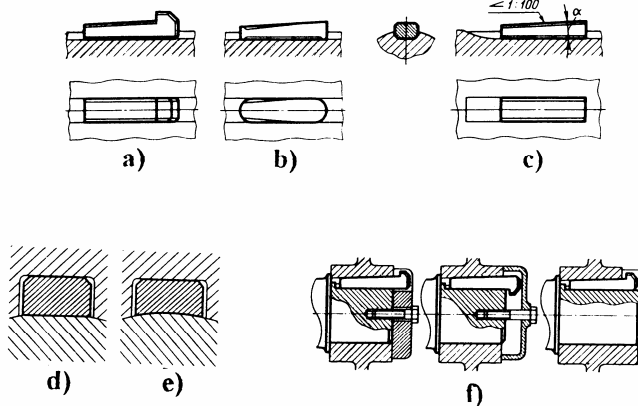
9.9.2. Ķīļveida ierievji (garenķīļi, rievķīļi)

Visi ķīļveida ierievji veidoti ar slīpumu 1:100 ($\alpha = 0^\circ 35'$). Tāds pats slīpums ir detaļas rumbā izveidotai rievai. Rievas dibens vārpstā ir paralēls vārpstas asij. Ķīļa slīpā darbīgā virsma attīsta uz rotācijas detaļu sānspiedienu, kas sašķiebj detaļu un nav pieļaujams precīzos un ātrgaitas pārvados. Šādu ķīļu pielietojums nav plašs. Pareizi pielāgotam ķīļveida ierievim darbīgās plaknes ir atbalstplaknes vārpstas un rumbas rievas dibenos. Starp ķīļa un rievu sānplaknēm ir neliela spēle. Sasprīgtā garenķīļa savienojumā, ķīļi iedzenot, uz darbīgajām virsmām darbojas spiediens – priekšslodze, kurai jābūt tik lielai, lai ķīļis rumbas rievā nepārvietotos un neatdurtos pret rievas malu, bet ņemtu līdzi rumbu tikai ar berzes spēku. Ja berzes spēks nav pietiekošs un ķīļis atduras pret rievas malu, tad ķīļsavienojumā rodas jauna statiski nenoteicama spēku darbība, kas stiprībai var būt nevēlama. Ķīļsavienojuma izturība ar to nemazinās, bet savienojuma sasprīgums ir mazāks.

Ķīļveida ierievju savienojumi parādīti 9.5 un 9.21. attēlā.

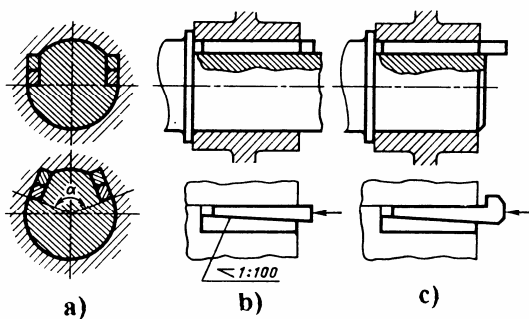
Rievķīlis ir visplašāk izplatītais garenķīļa veids. Ķīļa garums ($\ell = 1,5\ d$) ir vienāds ar rumbas garumu vai nedaudz lielāks par to.

Lai atvieglotu garenķīļa izvilkšanu, tad pielieto **ķīļi ar degunu**. Parasti tādu ķīļi iedzen no vārpstas gala (9.21. att., f). Mazu griezes momentu pārvadīšanai pielieto **iedobtos (berzes) ķīļus** (cilindriskām vārpstām) vai **plakanķīļus** (9.21. att., d, e).



9.21. att. **Garenķīļu veidi:**

a – ar degunu (DIN 6887); b – ar noapaļotiem galiem (A DIN 6886);
c – ar plakaniem galiem (B DIN 6886); d – plakanķīlis (DIN 6883);
e – iedobtais ķīlis (DIN 6881); f – ķīļa ar degunu nostiprināšana.



7.22. att. **Savienojums ar tangenciālķīliem**
(DIN 271):

a – ķīļu pāru novietojums; b – savienojums ar rievķīliem;
c – savienojums ar rievķīli ar degunu.

radiālā, bet gan pieskares virzienā.

Apakķīlis ir koniska tapa (slīpums 1:100) un ir iedzenams tikai no vārpstas gala urbumā, ko izveido pēc tam, kad rumba ir uzsēdināta uz vārpstas (9.5. att., a). Lietojams maza vērpes momenta pārvadīšanai (parasti rokas piedziņai).

Ķīļveida ierievju raksturotājlīelumi doti 9.10. un 9.11. tabulā.

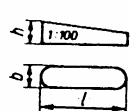
Tangenciālķīlis

izveidots no diviem vienpusīgi slīpiem garenķīļiem ar taisnstūra šķēlumu (9.22. att.). Ķīļi iedzenami vienlaicīgi no abām pretējām pusēm. Ķīļrievas rumbā un vārpstā ir izveidotas tā, lai ķīļu ārējā plakne būtu tangenciāla vārpstas virsmai.

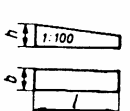
Tangenciālķīļi var uzņemt lielu vērpes momentu, bet var strādāt ar pilnu slodzi tikai vienā rotācijas virzienā. Reversīvos pārvados liek divus ķīļu pārus, novietojot tos ar centrālo leņķi $\alpha = 120^\circ \dots 135^\circ$ (var būt arī $\alpha = 180^\circ$). Tangenciālķīļi atšķirībā no rievķīļiem attīsta spiedienu starp rumbu un vārpstu nevis

Rievķīļu un rievu izmēri, mm

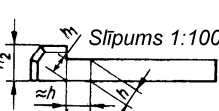
Vārpstas diametrs d	b $\frac{D10}{h9}$	r	Rievķīlis DIN 6886			Rievķīlis ar degunu DIN 6887		Plakanķīlis DIN 6883		Iedobtais ķīlis DIN 6881		Garumu diapazons
			h	t ₁	t ₂	h ₁	h ₂	h	t ₁	t ₂	h	ℓ
10...12	4	0.2	4	2.5	1.2	4.1	7	-	-	-	-	14...16
12...17	5		5	3.0	1.7	5.1	8	-	-	-	-	18...20
17...22	6	0.4	6	3.5	2.2	6.1	10	-	-	-	-	22...25
22...30	8		7	4.0	2.4	7.2	11	5	1.3	3.2	3.5	28...32
30...38	10		8	5.0	2.4	8.2	12	6	1.8	3.7	4	36...40
38...44	12	0.5	8	5.0	2.4	8.2	12	6	1.8	3.7	4	45...50
44...50	14		9	5.5	2.9	9.2	14	6	1.4	4	4.5	56...63
50...58	16		10	6.0	3.4	10.2	16	7	1.9	4.5	5	70...80
58...65	18		11	7.0	3.4	11.2	18	7	1.9	4.5	5	90...100
65...75	20	0.6	12	7.5	3.9	12.2	20	8	1.9	5.5	6	110...125
75...85	22		14	9.0	4.4	14.2	22	9	1.8	6.5	7	140...160
85...95	25		14	9.0	4.4	14.2	22	9	1.9	6.4	7	180...200
95...110	28	0.8	16	10	5.4	16.2	25	10	2.4	6.9	7.5	
110...130	32		18	11	6.4	18.3	28	11	2.3	7.9	8.5	
130...150	36	1.0	20	12	7.1	20.4	32	12	2.8	8.4	9	Rievas rādiuss



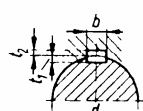
Ieliekams
rievā, A forma



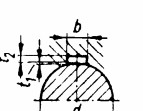
Iedzenams
rievā, B forma



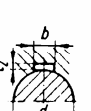
Slīpums 1:100
Ķīlis ar degunu



Rievķīlis

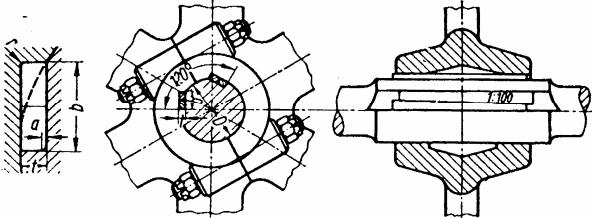


Plakanķīlis



Iedobtais
ķīlis

Normālo tangenciālķīļu un rievu izmēri (DIN 271), mm

							$r = 1$, ja $d \leq 150$ mm c - ķīļa fāzītes platums 1.5 mm, ja $d \leq 150$ mm			
Vārpstas diametrs d	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Rievas dziļums t	7	7	8	8	9	9	10	10	11	11
Rievas platums b	19.3	21.0	24.0	25.6	28.6	30.1	33.2	34.6	37.7	39.1

Aprēķins. Rievķīļa izmērus izvēlas pēc vārpstas diametra d un pārbauda virsmas spiedē. Pieņemot, ka virsmas spiedes spriegumu sadalījuma diagramma rievķīļa savienojumā ir trīstūrveidīga, stiprības nosacījums virsmas spiedē rievķīlim ir šāds:

- savienojumam ar vienu ķīli:

$$\sigma_{vs} = \frac{12 T}{b \ell_d (b + 6fd)} \leq [\sigma_{vs}]; \quad (9.46)$$

- ar diviem ķīļiem (120° vai 180° leņķī viens pret otru):

$$\sigma_{vs} = \frac{6 T}{b \ell_d (b + 3fd)} \leq [\sigma_{vs}]; \quad (9.47)$$

- ar tangenciālķīļiem (griezes momentu pārvada tikai viens ķīļu pāris un berzi savienojumā neievēro):

$$\sigma_{vs} = \frac{2 T}{(t - c) \ell_d (d - t)} \leq [\sigma_{vs}], \quad (9.48)$$

kur T – pārvadāmais griezes moments, N mm;

b – ķīļa platums, mm;

ℓ_d – ķīļa slogotās (darbīgās) virsmas garums, mm;

f – berzes koeficients ($f \approx 0,15 \dots 0,20$, ja virsmas ir sausas, tērauda ķīlis un vārpsta; rumba – tērauda vai čuguna);

d – vārpstas diametrs, mm;

t – ķīļa biezums, mm;

c – fāzītes platums, mm;

$[\sigma_{vs}]$ – pieļaujamais spriegums virsmas spiedē. MPa (9.12.tab.).

Formulas (9.46) ... (9.48) var izmantot rievķīļa garuma vai pārvadāmā griezes momenta aprēķināšanai.

Tā kā rievķīļi parasti iedzen, vadoties no nojautas par sasniegtās priekšslodzes lielumu, tad īstā spriegumu aina ķīļsavienojumos ir nenoteicama un mainīga.

Visu veidu rievķīļiem virsmas spiedes spriegumus var aprēķināt vienkāršoti [8]:

$$\sigma_{vs} \approx \frac{2 T}{d t_2 \ell_d z} \leq [\sigma_{vs}], \quad (7.49)$$

kur σ_{vs} – virsmas spiedes spriegumi starp ķīli un rumbas rievās sānu malu, MPa;

T – pārvadāmais griezes moments, N mm;

t_2 – rievas dziļums rumbā (9.10. tab.), tangenciālķīļiem $t_2 = t$, mm;

ℓ_d – ķīļa slogotās (darbīgās) virsmas garums, mm;

z – ķīļu skaits savienojumā (tangenciālķīļiem $z = 1$).

9.12. tabula

Pieļaujamie virsmas spriegumi $[\sigma_{vs}]$ ķīļsavienojumos

Virsmas spiediena pamatvērtība p_0 (MPa) rumbas materiālam						
Tērauds, tērauda lējums	Čuguns	Kaļamais čuguns	Bronza, misiņš	AlCuMg nerūdīts	AlMg, AlMn AlMgsi norūdīts	G-AlSi G-AlSiMg
150 ¹⁾	90	110	50	100	90	70
$[\sigma_{vs}]$, MPa						
Noslogojums		Rievķīlis Profilsa- vienojumi	Tan- gen- ciālķīlis	Iedobtais ķīlis	Plakanķīlis	Ierievis, rievsavie- nojumi
Vienpusīgs, mierīgs		1.1 p_0	-	0.15 p_0	0.17 p_0	0.8 p_0

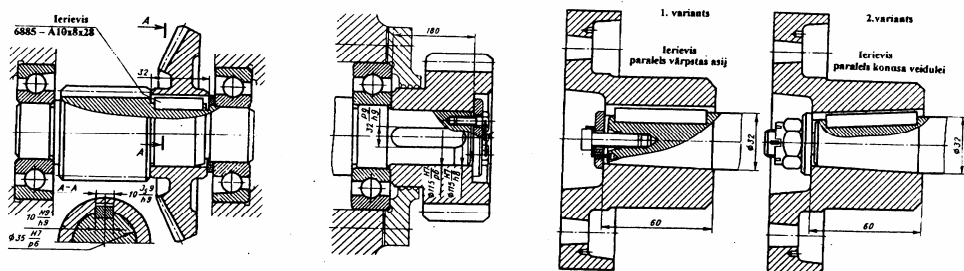
9.12. tabulas turpinājums

Virsmas spiediena pamatvērtība p ₀ (MPa) rumbas materiālam						
Tērauds, tērauda lējums	Čuguns	Kaļamais čuguns	Bronza, misiņš	AlCuMg nerūdīts	AlMg, AlMn AlMgsi norūdīts	G-AlSi G-AlSiMg
150 ¹⁾	90	110	50	100	90	70
[σ _{vs}], MPa						
Noslogojums		Rievķīlis Profilsa- vienojumi	Tan- gen- ciālķīlis	Iedobtais ķīlis	Plakanķīlis	Ierievis, rievsavie- nojumi
Vienpusīgs, viegli triecieni		1.0p ₀	1.4p ₀	0.15p ₀	0.17p ₀	0.7p ₀
Vienpusīgs, stipri triecieni		0.75p ₀	1.2p ₀	0.1p ₀	0.11p ₀	0.6p ₀
Reversīvs, viegli triecieni		0.6p ₀	1.0p ₀	-	-	0.45p ₀
Reversīvs, stipri triecieni		0.45p ₀	0.7p ₀	-	-	0.25p ₀

¹⁾ Rūdītu detaļu daba virsmām $p_0 = 200$ MPa

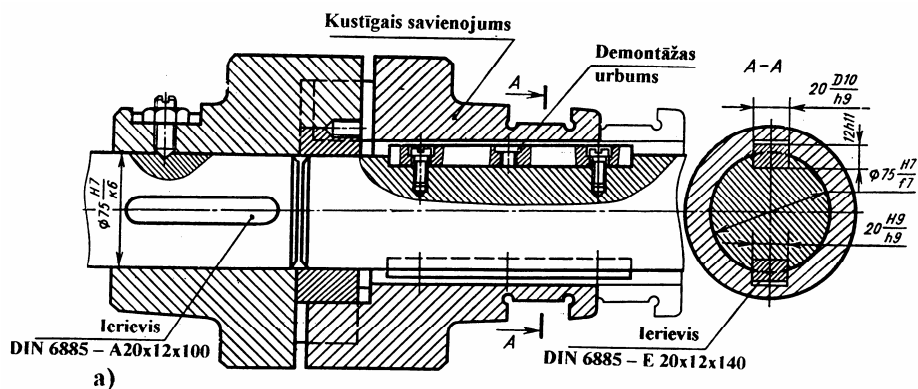
9.10. Ierievju savienojumi

Ierievju (prizmatiskie, segmenta) kalpo rotējošu detaļu (9.23. att.) savienošanai ar vārpstu un griezes momenta pārvadīšanai. Pie prizmatiskiem ierievjiem pieder arī vadierievji, (9.24. att.) un ierievji ar lielāku augstumu. Prizmatiskā ierievja darbīgās plaknes ir sānu virsmas. Starp ierievi un rumbas rievas dibenu jābūt nelielai spēlei. Ierievja gali var būt noapaļoti vai plakani (9.25. att., a).

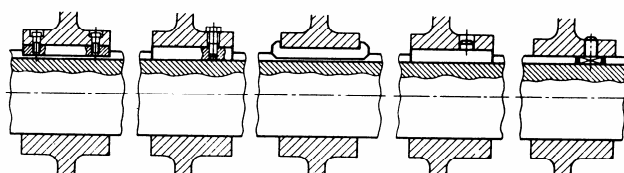


9.23. att. Detaļu savienojums ar prizmatisku ierīvi:

- a – koniskā zobrata nostiprinājums uz vārpstas; b – cilindriskā zobrata nostiprinājums uz vārpstas; c – pussajūga nostiprinājums uz vārpstas koniska gala.



a)

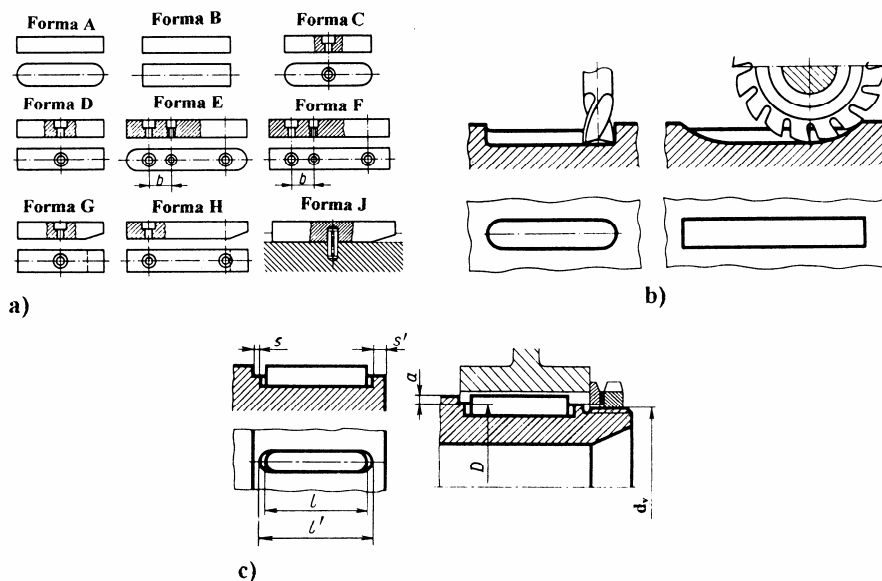


b)

9.24. att. Prizmatisku vadierīevju pielietošana:

- a – vadierīvis izslēdzama sajūga konstrukcijā; b – slīdierīevju nostiprināšanas veidi pārvietojamas detaļas rumbā (ar skrūvēm nostiprināmi un rumbā ielikami slīdierīevji).

Rievu rumbā veido ar tēšanu vai caurvilci, bet vārpstā ar kāta vai diska frēzi (9.25. att., b).



9.25. att. Ierievju galu izveidojums (a) un konstruktīvā forma, rievas izveidošana vārpstā (b) un ierievja rievas novietojums (c).

Ierievju forma E un F ir ar vītņotu urbumu ierievja izspiešanai no vārpstas rievas, formām G ... I ir viena gala slīps nošķēlums ierievja izņemšanai no rievas. Ierievi ar formu I pret nobīdi notur spriegtapiņa.

Ierievja rievas gala atstatumu līdz vārpstas nokāpei (9.25. att., c) pieņem:

$$s = \begin{cases} 2 \dots 3 \text{ mm, ja vārpstas diametrs } d < 30 \text{ mm;} \\ 4 \dots 5 \text{ mm, ja } d \geq 30 \text{ mm.} \end{cases}$$

Atstatumu no rievas gala līdz vārpstas galam pieņem $s' = s + (1 + 2) \text{ mm}$.

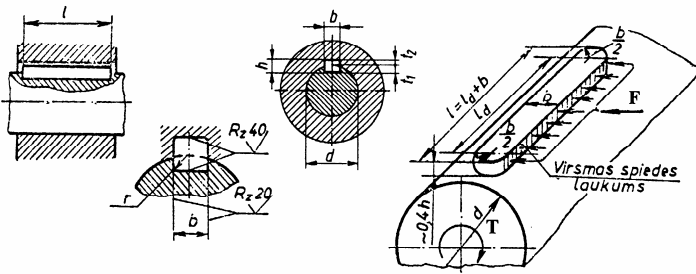
Lai izvairītos no ierievja galu pielāgošanas rievas galiem, tad rievas garumu ℓ' taista nedaudz (0,5 ... 1 mm) garāku par ierievja konstruktīvo garumu ℓ (9.25. att., c). Ieteicams visām vārpstas pakāpēm izvēlēties vienāda šķērsriezuma ierievjus (atkarībā no vārpstas mazākā diametra, kur jābūt ierievim). Visi vienas vārpstas ierievji jānovieto vienā plaknē. Nav ieteicams rievā ielāgotu ierievi no tās izņemt. Tāpēc vārpsta jākonstruē tā, lai detaļu demontāža būtu iespējama bez ierievja izņemšanas.

Lielsēriju un masveida ražošanā tehnoloģiskāki ir savienojumi ar **segmentierievi**. Rievu vārpstā iefrēzē ar diska frēzi. Segmentierievi viegli demontēt (uzsītot ar veseri pa ierievja galu). Ierievis stabilāk turas vārpstas rievē, jo tā ir dziļa. Tomēr dziļā rieva ievērojami vājina vārpsta (sevišķi dobu vārpsta).

Segmentierievju pielietojums detaļu nostiprināšanai uz vārpstas parādīts 9.26. attēlā. Prizmatisko un segmentierievju salāgojuma ar vārpsta un rumbu izmēri parādīti (9.13. un 9.14.) tabulā.

9.13. tabula

Prizmatisko ierievju un rievu izmēri (DIN 6885)



b x h	Vārpstas diametrs		Augstā forma			Augstā forma darbmašīnām		Ierievja atspiešanas un nostiprišanas skrūve DIN84
	no	līdz	t ₁	ar spraugu	ar uzspīli	t ₁	t ₂	
2 x 2	6	8	1.2+0.1	1.0+0.1	0.5+0.1	-	-	-
3 x 3	8	10	1.8+0.1	1.4+0.1	0.9+0.1	-	-	-
4 x 4	10	12	2.5+0.1	1.8+0.1	1.2+0.1	3 + 0.1	1.1+0.1	-
5 x 5	12	17	3.0+0.1	2.3+0.1	1.7+0.1	3.8+0.1	1.3+0.1	-
6 x 6	17	22	3.5+0.1	2.8+0.1	2.2+0.1	4.4+0.1	1.7+0.1	-
8 x 7	22	30	4.0+0.2	3.3+0.2	2.4+0.2	5.4+0.2	1.7+0.2	M 3x8
10 x 8	30	38	5.0+0.2	3.3+0.2	2.4+0.2	6 + 0.2	2.1+0.2	M 3x10
12 x 8	38	44	5.0+0.2	3.3+0.2	2.4+0.2	6 + 0.2	2.1+0.2	M 4x10
14 x 9	44	50	5.5+0.2	3.8+0.2	2.9+0.2	6.5+0.2	2.6+0.2	M 5x10
16 x 10	50	58	6.0+0.2	4.3+0.2	3.4+0.2	7.5+0.2	2.6+0.2	M 5x10
18 x 11	58	65	7.0+0.2	4.4+0.2	3.4+0.2	8 + 0.2	3.1+0.2	M 6x12
20 x 12	65	75	7.5+0.2	4.9+0.2	3.9+0.2	8 + 0.2	4.1+0.2	M 6x12
22 x 14	75	85	9.0+0.2	5.4+0.2	4.4+0.2	10 +0.2	4.1+0.2	M 6x15
25 x 14	85	95	9.0+0.2	5.4+0.2	4.4+0.2	10+0.2	4.1+0.2	M 8x15
28 x 16	95	110	10.0+0.2	6.4+0.2	5.4+0.2	11+0.2	5.1+0.2	M10x18
32 x 18	110	130	11.0+0.2	7.4+0.2	6.4+0.2	13+0.2	5.2+0.2	M10x20
36 x 20	130	150	12.0+0.3	8.4+0.3	7.1+0.3	13.7+0.3	6.5+0.3	M12x22
40 x 22	150	170	13.0+0.3	9.4+0.3	8.1+0.3	14+0.3	8.2+0.3	M12x25
45 x 25	170	200	15.0+0.3	10.4+0.3	9.1+0.3			M12x28

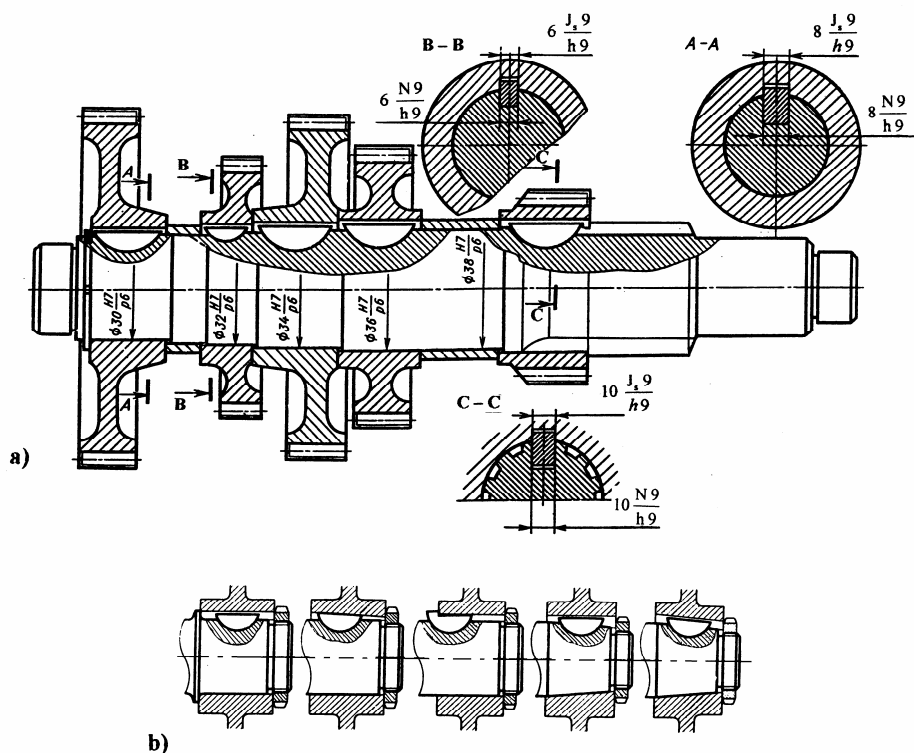
Piezīmes 9.13. tabulai. 1. Rievas platuma b pielaides lauki: normālam salāgojuma veidam – vārpstai b J9, rumbai b N9; ciešam salāgojuma veidam – vārpstai b P9, rumbai b P9; kustīgiem salāgojumiem – vārpstai b H8, rumbai b D10. 2. Rievai noapaļojuma rādiuss r (skat. DIN 6885 T1).

9.14. tabula

Segmenta ierievju un rievu izmēri (DIN 6888), mm

b x h	I		II		d ₂ +0,5	ℓ	t ₁		t ₂	
	Vārpstas diametrs d						Rinda		Rinda	
	no	līdz	no	līdz			A	B	A	B
1 x 1,4	3	4	6	8	4	3,82	1+0,1	1+0,1	0,6+0,1	0,6+0,1
1,5 x 2,6	4	6	8	10	7	6,76	2+0,1	2+0,1	0,8+0,1	0,8+0,1
2 x 2,6	6	8	10	12	7	6,76	1,8+0,1	1,8+0,1	1+0,1	1+0,1
2 x 3,7	6	8	10	12	10	9,66	2,9+0,1	2,9+0,1	1+0,1	1+0,1
3 x 3,7	8	10	12	17	10	9,66	2,5+0,1	2,8+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
3 x 5	8	10	12	17	13	12,65	3,8+0,1	4,1+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
3 x 6,5	-	-	12	17	16	15,72	5,3+0,1	5,6+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
4 x 5	10	12	17	22	13	12,65	3,5+0,1	4,1+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
4 x 6,5	10	12	17	22	16	15,72	5+0,1	5,6+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
4 x 7,5	-	-	17	22	19	18,57	6,6+0,1	6,6+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
5 x 6,5	12	17	22	30	16	15,72	4,5+0,1	5,4+0,1	2,2+0,1	1,3+0,1
5 x 7,5	12	17	22	30	19	18,57	5,5+0,1	6,4+0,1	2,2+0,1	1,3+0,1
5 x 9	-	-	22	30	22	21,63	7+0,2	7,9+0,2	2,2+0,1	1,3+0,1
6 x 7,5	17	22	30	38	19	18,57	5,1+0,1	6+0,1	2,6+0,1	1,7+0,1
6 x 9	17	22	30	38	22	21,63	6,6+0,1	7,5+0,1	2,6+0,1	1,7+0,1
6 x 11	-	-	30	38	28	27,35	8,6+0,2	9,5+0,2	2,6+0,1	1,7+0,1
8 x 9	22	30	38	-	22	21,63	6,2+0,2	7,5+0,2	3+0,1	1,7+0,1
8 x 11	22	30	38	-	28	27,35	8,2+0,2	9,5+0,2	3+0,1	1,7+0,1
8 x 13	-	-	38	-	32	31,43	10,2+0,2	11,5+0,2	3+0,1	1,7+0,1
10 x 11	30	38	38	-	28	27,35	7,8+0,2	9,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1
10 x 13	30	38	38	-	32	31,43	9,8+0,2	11,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1
10 x 16	-	-	38	-	45	43,08	12,8+0,2	14,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1

Piezīmes 9.14. tabulai. 1. I izpildījums griezes momenta pārvadīšanai; II izpildījums – detaļas stāvokļa fiksācijai. 2. Rinda A (ar dziļu rumbas rievu) piemērota augstiem ierīevjiem (DIN 6885), rinda B (ar seklu rumbas rievu) piemērota darbmašīnu augstiem ierīevjiem (DIN 6885).



9.26. att. Segmentierievju pielietojuma piemēri:

a – zobratu nostiprināšanai uz masīvas vārpstas; b – detaļas nostiprinājuma varianti.

Aprēķins. Ierīevi izvēlas pēc vārpstas diametra un pārbauda virsmas spiedē. Aprēķinu cirpē neizdara, jo stiprības nosacījums cirpē jau ir ņemts vērā, nosakot ierīevju standartizētos izmērus. Prizmatisko ierīevju konstruktīvo garumu ņem 5 ... 10 mm īsāku par nostiprināmās detaļas rumbas garumu un saskaņo ar ierīevja standartizēto garumu. Uz vārpstas nostiprināmās detaļas rumbas garumu pieņem $\ell_r \approx (1,2 \dots 1,6) d$, kur d – vārpstas diametrs detaļas sēdvirsmā. Ierīevju aprēķinā neievēro berzes spēkus, kas rodas detaļas un vārpstas salāgojumā un detaļas aksiālās

fiksācijas gala plaknē (piemēram, pievelkot uzgriezni detaļa piespiežas vārpstas apcīlnim). Parasti detaļu uz vārpstas uzsēdina ar uzspīli:

- cilindriskie taisnzobu zobrati $H7/p6 (H7/r6)$;
- cilindriskie slīpzobu zobrati un gliemežrati $H7/r6 (H7/s6)$;
- koniskie zobrati $H7/s6 (H7/t6)$;
- pārnese kārba zobrati $H7/k6 (H7/m6)$.

Iekavās norādītās sēžās ieteicamas reversīviem pārvadiem. Lielāko daļu no pārvadāmā griezes momenta uzņem berzes spēki detaļas aksiālās fiksācijas gala plaknē. Ar berzes momentu gala plaknē var pārvadīt apmēram četras reizes lielāku griezes momentu nekā ar ierīvi. Detaļas piespiešana (piemēram, ar apaļuzgriezni) vārpstas apcīlnim, savienojumu ar ierīvi it kā pārvērš berzes savienojumā, kur ierīvis pilda tikai palīgfunkciju. Sasprīgotā koniskā savienojumā ierīvis praktiski ir lieks.

Pieņemot, ka virsmas spiedes spriegumi sadalās vienmērīgi pa ierīvja garumu un augstumu un aploces spēks pielikts vārpstas un rumbas salāgojumā, stiprības nosacījums virsmas spiedē savienojumam ar prizmatisku ierīvi.

$$\sigma_{vs} \approx \frac{4,4 T}{d h \ell_d} \leq [\sigma_{vs}]; \quad (9.50)$$

ar segmenta ierīvi

$$\sigma_{vs} = \frac{2 T}{d \ell (h - 0,7 t)} \leq [\sigma_{vs}], \quad (9.51)$$

kur T – pārvadāmais griezes moments, N mm;

d – vārpstas diametrs ierīvja vietā, mm;

h – ierīvja augstums, mm;

ℓ_d – ierīvja slogotās (darbīgās) virsmas garums, mm; $\ell_d = \ell - b$ – ierīvjiem ar abiem noapaļotiem galiem (forma A, C, E); $\ell_d = \ell$ – ierīvjiem ar plakaniem galiem (forma B, D, F, G, H, J);

b – ierīvja platums, mm;

t_1 – rievas dziļums vārpstā;

$[\sigma_{vs}]$ – pieļaujamais virsmas spiedes spriegums, MPa (9.12. att.).

Ja detaļas rumbas garums $\ell_r \geq 1,5 d$, tad ierievja savienojuma vietā lietderīgāk pielietot zobsavienojumu vai savienojumu ar garantētu uzspīli. Savienojumā ar segmentierievi īsā rumbā liek vienu ierievi, bet garā divus (vienu aiz otra).

Ja $\sigma_{vs} > [\sigma_{vs}]$ vairāk nekā 5 %, tad jāliek divi ierievji (parasti 180° leņķī viens pret otru) ar tādu pašu vai tuvāko mazāko šķēluma laukumu. Pieņem, ka katrs ierievis pārvada 0,75 T. Izveidot savienojumu ar diviem ierievjiem nav tehnoloģiski. Labāk izvēlēties lielāka šķēluma ierievi, vai palielināt rumbas un ierievja garumu.

Formulas (9.50) un (9.51) var izmantot, lai noteiktu pieļaujamo pārvadāmo griezes momentu vai nepieciešamo ierievja garumu.

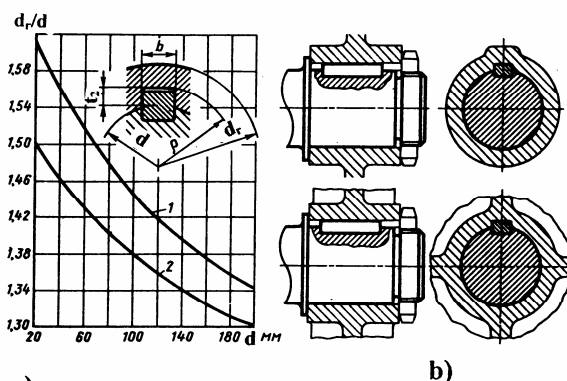
Konstruēšanas īpatnības. Nosakot detaļas rumbas ārējo diametru d_r , jāievēro rievas dziļumu rumbā (9.27. att.)

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{d}{2} + t_2\right)^2 + \frac{b^2}{4}} \quad (9.52)$$

Lai garantētu rumbas stiprību, tad nosaka rumbas ārējā diametra d_r un vārpstas diametra d minimālo attiecību d_r/d (9.27. att.). Lieto rumbu ārējo diametru var samazināt, vietēji pastiprinot rievas novietojuma zonu ar pielējumu vai ribu. Prizmatiskie ierievji ar sēžu N9 vai P9 no vārpstas rievas nav demontējami. Tas jāievēro, konstruējot vārpstu, lai uz vārpstas uzsēdināmās detaļas (piemēram, ritgultnis) brīvi ietu pāri vārpstā ievietotam ierievim (9.28. att.).

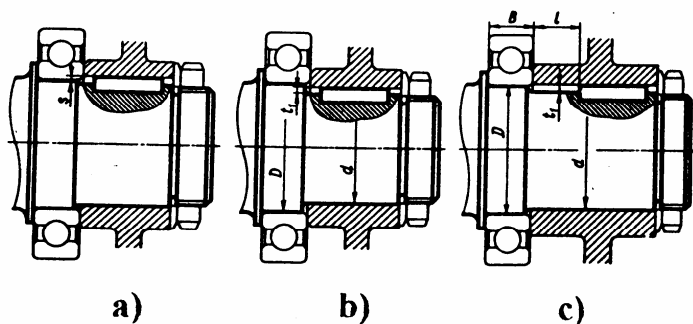
Ja vairāki blakus esoši zobrati pārvada griezes momentu uz dažādām pusēm (dzenošie un dzītie), tad, lai nerastos sašķiebe tie jāsedina katrs uz sava ierievja, bet, ja uz vienu pusi, tad uz kopēja ierievja (9.29. att.).

Dažādi ierievju demonstrējamie veidi parādīti 9.30.

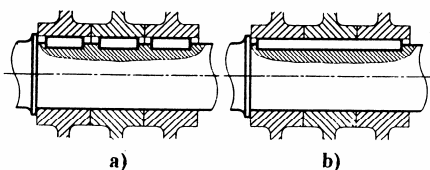


9.27. att. **Detaļas rumbas ārējā diametra noteikšana:**
a – diametru d_r/d minimālā attiecība čuguna (1) un tērauda (2) rumbai; b – lieto rumbu vietējā pastiprināšana.

attēlā. Zobrata diska novietojums attiecībā pret rumbu, ietekmē prizmatiskā ierievja noslogojuma vienmērīgumu pa garumu (9.31. att.).

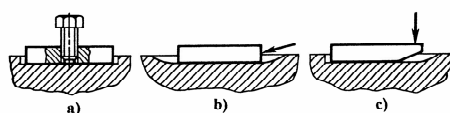


9.28. att. Nesamontējami (a) un samontējami (b, c) savienojumi.



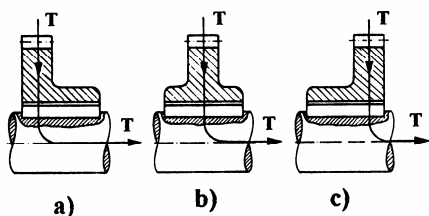
9.29. att. Detaļu nostiprināšana uz gludas vārpstas:

a – ja griezes momentu pārvada uz pretējām pusēm; b – ja griezes momentu pārvada tikai uz vienu pusi (visi zobrati tikai dzenošie vai tikai dzītie).



9.30. att. Prizmatisko ierievju demontāžas veidi:

a – ar atspiedējskrūvi; b – no diskveida frēzes iefrēzētās rievas; c – izmantojot ierievja gala nofāzējumu.



9.31. Griezes momenta plūsmas shēma no zobrata uz vārpstu, pielietojot prizmatisko ierievi:

a – pielaujams; b – pareizi; c – nepareizi.

Ierievja rieva vājina vārpstu un rada spriegumu koncentrāciju, tāpēc ierievja šķēlumos vārpstas diametrs jāpalielina par 8 ... 10 %.

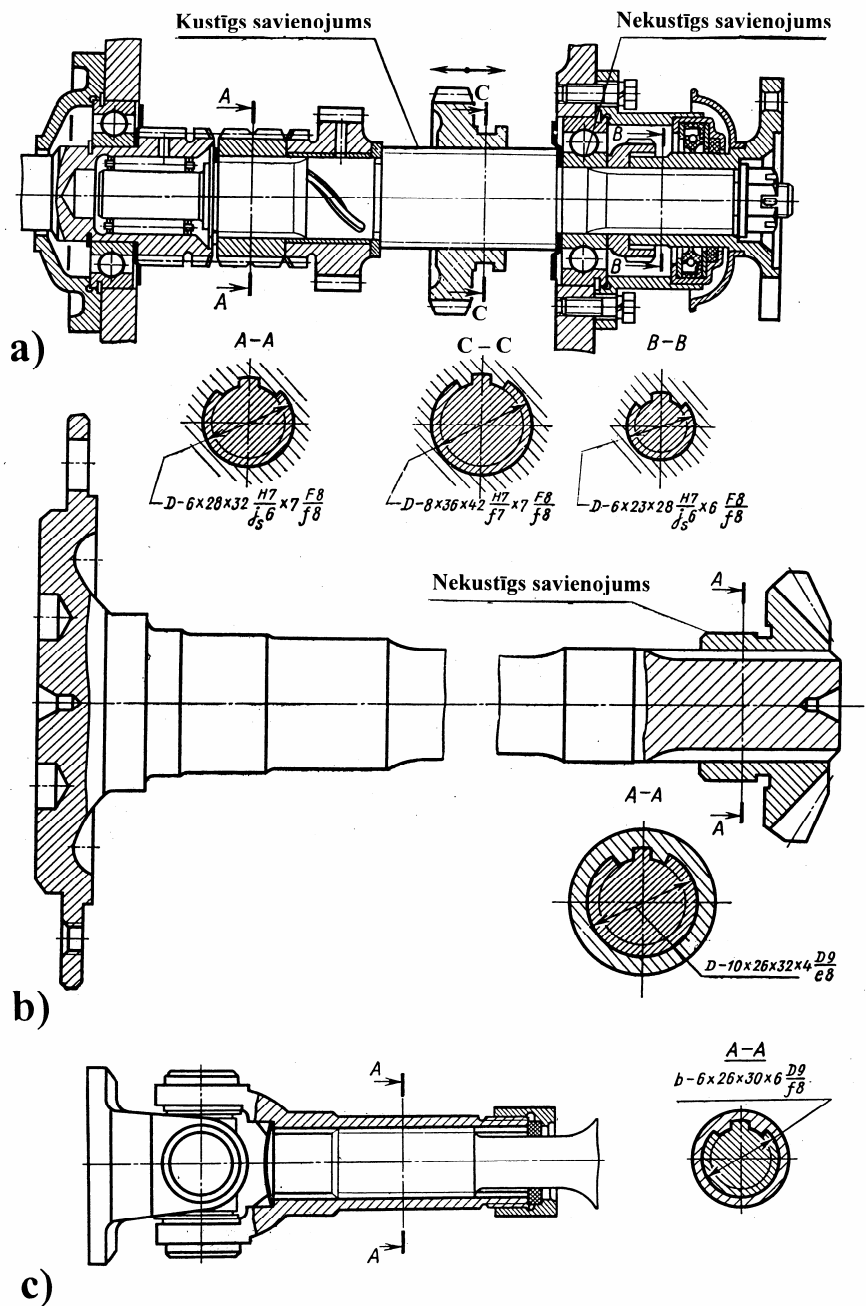
9.11. Rievsavienojumi (izciļņu savienojumi, zobsavienojumi)

Rievsavienojumi ieguvuši noteicošo lomu mašīnās, kur tie aizstāj ierievjus. Rievsavienojums atgādina savienojumu ar vairākiem ierievjiem, kas izgatavoti kopā ar vārpstu. Rievsavienojumus izveido rievvārpsta (ķīļvārpsta, izciļņu vārpsta) ar rievrumbu (9.32. att.)

Rievsavienojumā detaļas uz vārpstas labi centrējas, ir mazāki virsmas spiedes spriegumi, lielāka izciļņu stiprība, mazāka spriegumu koncentrācija, labāk uzņem mainīgas un triecienslodzes, augstāka izgatavošanas precizitāte nekā savienojumos ar ierievjiem.

Rievsavienojumu klasifikācija:

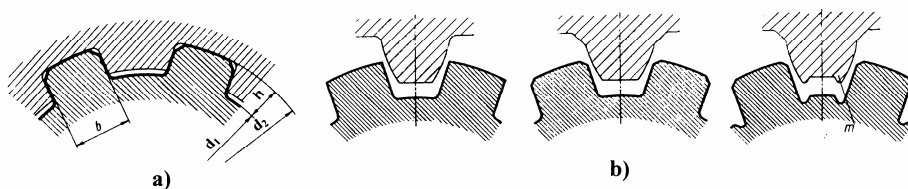
- pēc zoba (izciļņa) profila formas:
 - taisnstūra;
 - evolventes;
 - trijstūra;
- pēc pārvadāmas slodzes:
 - vieglā sērija;
 - vidējā sērija;
 - smagā sērija;
- pēc salāgoto detaļu centrēšanas paņēmiena:
 - pēc iekšējā diametra;
 - pēc ārējā diametra;
 - pēc sānmalām;
- pēc salāgoto detaļu salāgojuma veida:
 - nekustīgi;
 - kustīgi zem slodzes;
 - kustīgi bez slodzes;
- pēc izgatavošanas paņēmiena:
 - ar novelšanu;
 - ar kopēšanu.



9.32. att. Detaļu savienojums ar vārpstu, pielietojot taisnstūra formas izcilņus:
a – pārnēsumu kārbas vārpsta; b – automobiļa pusass; c – kardānpārvalds.

9.11.1. Taisnstūra formas izciļņi

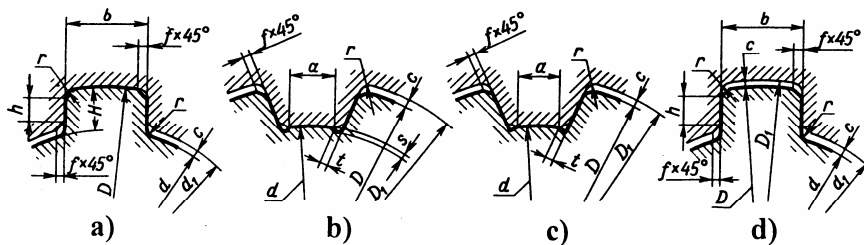
Izciļņa (zoba) forma atgādina prizmatiskā ierievja formu (9.33. att., a). Tādus izciļņus var izgatavot frēzējot ar gliemežfrēzi (9.33. att., b).



9.33. att. Taisnstūra izciļņi:

a – galvenie izmēri; b – izciļņu profilu veidi (ar rādiusu pie izciļņa kājas; ar rādiusiem pie kājas un fāzītēm pie galvas; ar rievīņām un fāzītēm).

9.34. attēlā parādīti rievsavienojumu centrēšanas paņēmieni (pēc ГOCT 1139-80).



9.34. att. Rievsavienojuma centrēšanas paņēmieni:

a – pēc ārējā diametra D; b un c – pēc iekšējā diametra d; d – pa rievu platumu b.

Centrēšanas paņēmiena izvēle ir atkarīga no

- vajadzīgās centrēšanas precizitātes;
- darba apstākļiem;
- izgatavošanas tehnoloģiskām iespējām.

Centrē pa ārējo diametru D, ja rumbas cietība $HB < 350$, kad iespējams rumbu kalibrēt ar caurvilci, bet vārpstu slīpēt pa ārējo diametru D. Šis paņēmiens noderīgs kā

nekustīgām, tā arī kustīgām sēžām, ja slodzes ir nelielas. Centrēšana pa ārējo diametru ir tehnoloģiska, ekonomiska un plaši pielietota.

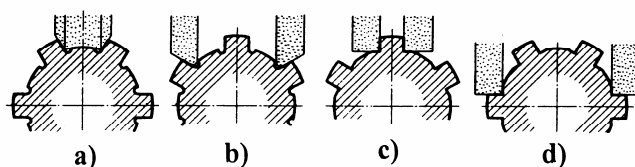
Vācu standartos neparedz centrēšanu pa ārējo diametru, jo rumbas rievu iekšējā diametra slīpēšana ir apgrūtināta.

Centrē pa iekšējo diametru d , ja savienojamo detaļu cietība $HB > 350$ un rumbas urbuma kalibrēšana ar caurvilci ir apgrūtināta. Urbumu rumbā slīpē uz iekšslīpēšanas darbgalda, bet vārpstas rievās slīpē ar profilām slīppripām. Nodrošina augstu precizitāti.

Centrē pa rievu platumu b smagi slogotiem (liels griezes moments, dinamiska, mainīga slodze), reversējamiem savienojumiem, kad starp rievu sānu virsmām nedrīkst būt spēles (piemēram, kardānpārveda kustīgais slīdsavienojums). Šajā gadījumā ir mazāka centrēšanās precizitāte, bet detaļas labāk pašcentrējas un vienmērīgāk sadalās slodze pa izciļņiem.

Centrēšana par rievu platumu pielieto arī tad, kad uz vārpstas uzsēdināmā detaļu sakarst vai slogojas stiepē no centrēdzes spēkiem (rotori).

Izciļņu kājas un sānu virsmu slīpēšanas shēmas parādītas 9.35. attēlā.



9.35. att. **Izciļņu kājas un sānu virsmu slīpēšanas shēmas:**

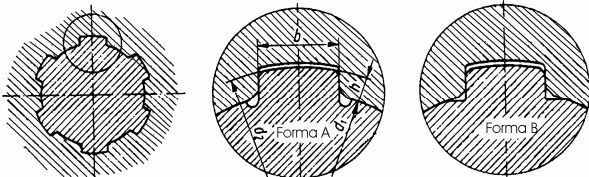
a – ar profilētu slīppripu (rieviņas pie kājas izgatavotas ar speciālu gliemežfrēzi); b – sānu malu slīpēšana (rievvārpsta ar slīppripas izskrejas rievīņām); c – sānu malu slīpēšana ar rievīņu veidošanu pie zoba kājas (ar mazāku sprieguma koncentrāciju); d – sānu malu slīpēšana (analoģiski c shēmai).

Taisnstūra rievsavienojumu rievu un izciļņu izmēri doti 9.15. tabulā, bet ieteicamie pielaides laiki – 9.16. tabulā. Standarts noteic trīs savienojumu sērijas. Vieglo sēriju parasti pielieto nekustīgiem, viegli slogotiem savienojumiem pie mierīgas slodzes. Vidējo sēriju – kustīgiem vai nekustīgiem, vidēji slogotiem savienojumiem pie

mierīgas vai pulsējošas slodzes. Smago sēriju – smagi slogotiem, dilšanai pakļautiem savienojumiem.

9.15. tabula

Taisnstūra rievsvienojumu rievu un izciļņu izmēri



Vieglā sērija DIN5462			Vidējā sērija DIN5463			Smagā sērija DIN5464					
Apzīmējums ¹⁾	b	Centrēšana	Apzīmējums ¹⁾	b	Centrēšana	Apzīmējums ¹⁾	b	Centrēšana			
6x23x26	6	Pa d ₁	6x11x14	3	Pa d ₁	10x16x20	2,5	Pa d ₁			
6x26x30	6		6x13x16	3,5		10x18x23	3				
6x28x32	7		6x16x20	4		10x21x26	3				
8x32x36	6	Pa d ₁	6x18x22	5	Pa d ₁	10x23x29	4	Pa d ₁			
8x36x40	7		6x21x25	5		10x26x32	4				
8x42x46	8		6x23x28	6		10x28x35	4				
8x46x50	9		6x26x32	6		10x32x40	5				
8x52x58	10		6x28x34	7		10x36x45	5				
8x56x62	10		8x32x38	6	Pa d ₁ vai pa b	10x42x52	6	Pa b ₁			
8x62x68	12		8x36x42	7		10x46x56	7				
10x72x78	12		8x42x48	8		16x52x60	5				
10x82x88	12		8x46x54	9		16x56x65	5				
10x92x98	14		8x52x60	10		16x62x72	6				
10x102x108	16		8x56x65	10		16x72x82	7				
10x112x120	18		8x62x72	12		20x82x92	6				
			10x72x82	12		20x92x102	7				
			10x82x92	12		20x102x115	8				
			10x92x102	14		20x112x125	9				
			10x102x112	16							
			10x112x125	18							
Darbmašīnām centrēšana pa d ₁											
4 izciļņi DIN 5471. Apzīmējums ²⁾			6 izciļņi DIN 5472 Apzīmējums ²⁾								
11x15x3	36x42x12	21x25x5	46x52x12	82x95x16							
13x17x4	42x48x12	23x28x6	52x60x14	88x100x16							
16x20x6	46x52x14	26x32x6	58x65x14	92x105x20							
18x22x6	52x60x14	28x34x7	62x70x16	98x110x20							
21x25x8	58x65x16	32x38x8	68x78x16	105x120x20							
24x28x8	62x70x16	36x42x8	72x82x16	115x130x20							
28x32x10	68x78x16	42x48x10	78x90x16	130x145x24							
32x38x10											

Piezīmes 9.15. tabulai. 1) Apzīmējums: izciļņu skaits x iekšējais diametrs d_1 x ārējais diametrs d_2 . 2) Apzīmējums: iekšējais diametrs d_1 x ārējais diametrs d_2 x izciļņa platums b .

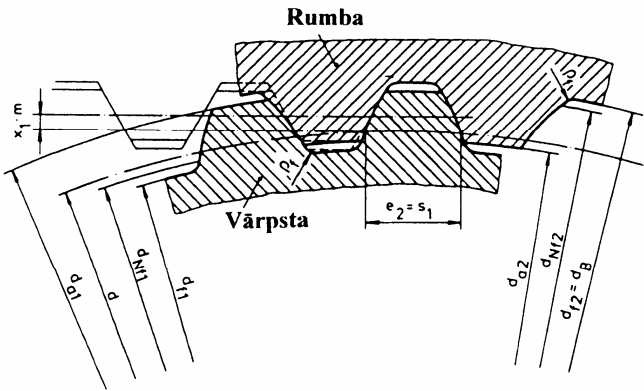
9.16. tabula

Taisnstūra profila rievsavienojumu sēžu ieteicamie pielaides lauki

Detaļa	Centrējoša virsma un pielaides lauks		Pielaides lauks priekš			
			b		d ₁	d ₂
Rumba	Centrējoša virsma		Bez rūdīšanas D9	Ar rūdīšanu F10	H7	H11
Vārpsta	d ₁	Kustīga rumba	h8	e8	f7	a11
		Nekustīga rumba	p6	h6	j6	
	b	Kustīga rumba	h8	e8	-	
		Nekustīga rumba	u6	k6	-	

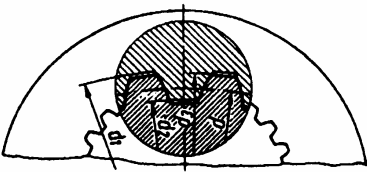
9.11.2. Evolventes formas izciļņi

Evolventes formas izciļņi atgādina zobratu evolventes profila zobus (9.36. att., 9.17. tab.), kuri raksturojas ar moduli $m = 0,5 \dots 10 \text{ mm}$, zobu skaitu $z = 6 \dots 82$, sazobes leņķi $\alpha = 30^\circ$ un zobstieņa izejas kontūra pārbīdes koeficientu x .



9.36. att. Evolventes profila rievsavienojuma galvenie izmēri.

Evolventes profila rievssavienojumu izmēri, mm (DIN 5480)

											
m = 0,8		m = 1,25		m = 2		m = 3		m = 5		m = 8	
d_b	z	d_b	z	d_b	z	d_b	z	d_b	z	d_b	Z
6	6	17	12	35	16	55	17	85	16	160	18
7	7	18	13	37	17	60	18	90	16	170	20
8	8	20	14	38	18	65	20	95	18	180	21
9	10	22	16	40	18	70	22	100	18	190	22
10	11	25	18	42	20	75	24	105	20	200	24
12	13	28	21	45	21	80	25	110	21	210	25
14	16	30	22	47	22	85	27	120	22	220	26
15	17	32	24	48	22	90	28	130	24	240	28
16	18	35	26	50	24	95	30	140	26	250	30
17	20	37	28	55	26	100	32	150	28	260	31
18	21	38	29	60	28	105	34	160	30	280	36
20	23	40	30	65	31	110	35	170	32	300	36
22	26	42	32	70	34	120	38	180	34	320	38
25	30	45	34	75	36	130	42	190	36	340	41
28	34	47	36	80	38	140	45	200	38	360	44
30	36	48	37			150	48	210	40	380	46
32	38	50	38					220	42	400	48
d_b – savienojuma ārējais nominālais diametrs, mm $d = z \cdot m$; $d_{a2} = d_B - 2m$; $d_{a1} = d_B - 0,2 m$, m – modulis, mm								240	46	420	51
								250	48	440	54
								260	50	450	55
								280	54	460	56
										480	58
										500	61

Piezīme. Rievssavienojumā apzīmējuma piemērs: $d_B = 70$ mm; $m = 2,5$ mm; $\alpha = 30^\circ$; $z = 26$; centrējas pa izciļņu sānu malām ar sēžu DIN 5480-9H/8f; DIN 5480-70 x 2,5x x 30 x 26 x 9H/8f; rumbai DIN 5480-N70 x 2,5 x 30 x 9H; vārpstai DIN 5480-W70 x 2,5 x 30 x 26 x 8f.

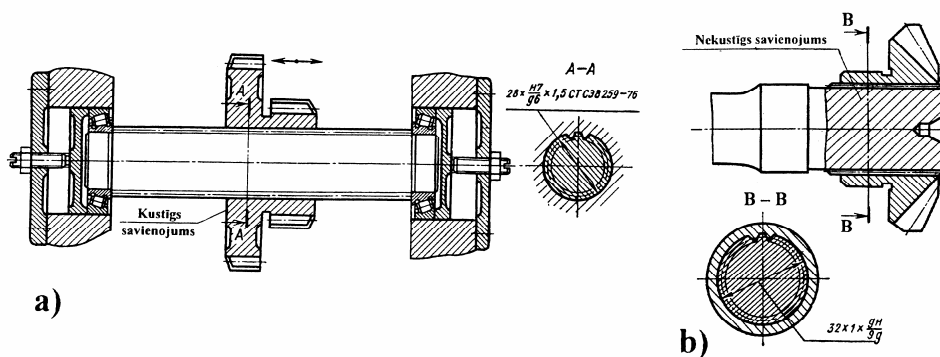
Evolventes formas izciļņu priekšrocības salīdzinājumā ar taisnstūra izciļņiem:

- lielāka stiprība kā liecē, tā arī virsmas spiedē;
- lietojama pilnīgāka apstrādes tehnoloģija tāpat kā zobratu zobu izgatavošanā (ar gliemežfrēzi pēc novelšanas paņēmiena);

- pārbīdot griezējinstrumentu var iegūt dažādas sēžas pa izciļņu sānu malām (ar uzspīli, pārejas sēža, sēža ar spēli);
- precīza centrēšanās (pa ārējo diametru, vai pa sānu virsmām);
- mazāka spriegumu koncentrācija.

Rumbas rievas nav iespējams slīpēt, tāpēc evolventes formas izciļņus var pielietot ja rumbas cietība nepārsniedz HRC 40 (termiskā apstrāde normalizācija vai uzlabošana), kad vēl var rumbu apstrādāt ar caurvilci.

Savienojumu piemēri ar evolventes profila rievsavienojumu parādīti 9.37. attēlā.

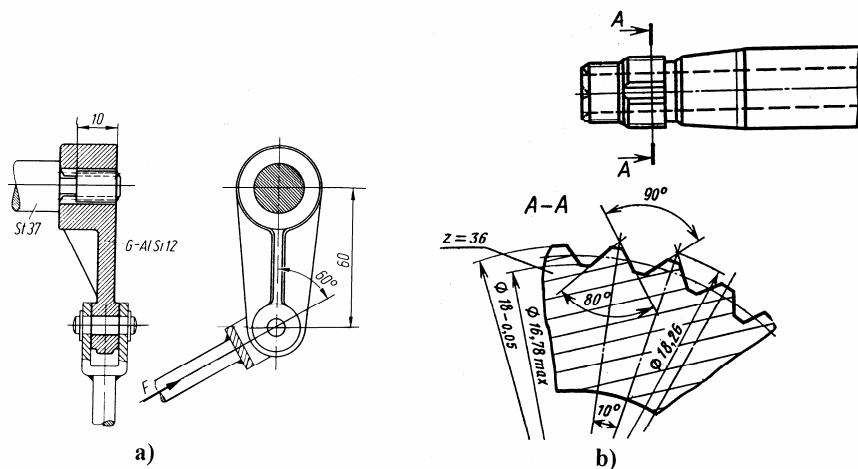


9.37. att. **Detaļu savienojumi ar evolventes profila rievsavienojumu:**

a – pārnēsūmkārbas vārpsta; b – vārpstas savienojums ar konisku zobratu.

9.11.3. Trijstūra formas izciļņi

Trijstūra formas izciļņus (9.38. att.) lieto nekustīgiem savienojumiem neliela griezes momenta pārvadīšanai. Ar šādiem savienojumiem var aizstāt uzspīles savienojumu plānsienu rumbām. Izciļņa profila leņķis parasti ir $\alpha = 60^\circ$ (var būt arī 72° , 80° vai 90°). Centrē pa sānu virsmām, rumbas materiāla cietība nepārsniedz HB < 350. Trijstūra formas ar lielu kājas rādiusu kāpina lieces stiprību (tā ir lielāka nekā evolventes formas izciļņiem). Sīkus izciļņus uz vārpstas var izgatavot ar velmēšanu. Lieto arī koniskām detaļām. Koniskums 1 : 16.



9.38. att. Trijstūra formas izciļņi:

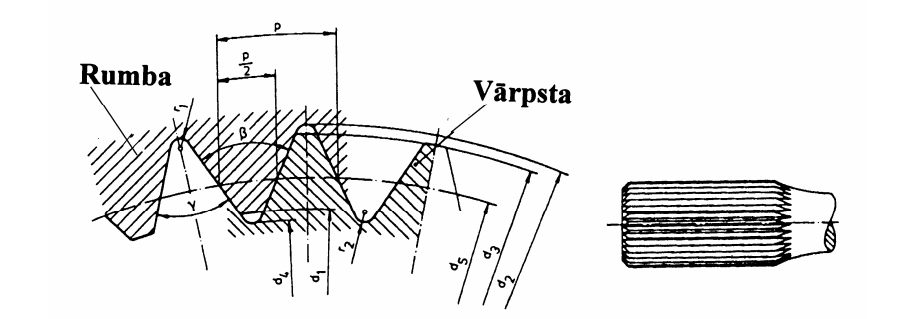
a – sviras nostiprinājums uz vārpstas; b – stūres mehānisma vārpsta ar trijstūra formas izciļņiem.

Trijstūra rievsavienojumiem ir automobiļu un traktoru rūpniecības nozares normāles un DIN standarti (9.18. tab.).

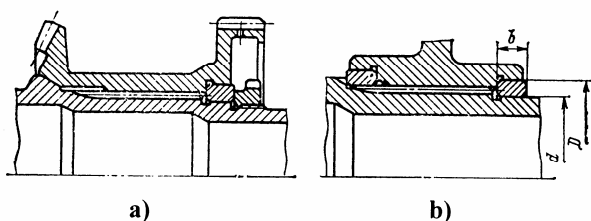
Aprēķins. Izvēloties rievsavienojuma tipu, jāievēro pārvadāmās slodzes lielumus un raksturs. Ja savienojums pārvada tikai griezes momentu vai komplicētu stacionāri pieliktu slodzi, tad ieteicams izvēlēties maza moduļa ($m = 0,5 \dots 3,5 \text{ mm}$) evolventes formas izciļņus. Nav vēlams pielietot detaļu (sevišķi rumbas) nostiprinošu tehnoloģiju. Centrēšana – pa izciļņu sānu virsmām (ja nav nepieciešama sevišķi precīza detaļu centrēšanās).

Ja savienojums pārvada komplicētu cirkulāru slodzi, kas veicina salāgto virsmu dilšanu, tad ieteicams detaļas termiski apstrādāt ($HRC \geq 50$). Izciļņu profila izvēle šajā gadījumā atkarīga no rumbas izgatavošanas tehnoloģijas. Parasti pielieto taisnstūra formas izciļņus un centrēšanu pa iekšējo diametru. Centrējošās virsmas uzņem slodzi un nosaka rumbas stāvotni tikai pie mazas spēles $5 \dots 10 \text{ } \mu\text{m}$, ja savienojuma diametrs ir $50 \dots 70 \text{ mm}$. Parasti sastopamā spēle ir $25 \dots 40 \text{ } \mu\text{m}$ un tāpēc detaļas faktiski centrējas pa sānu virsmām. Šādā gadījumā labāk pielietot evolventes formas izciļņus ar centrēšanos pa sānu virsmām.

Trijstūra formas rievsavienojuma (DIN 5481) izmēri, mm



Apzīmējums ($d_1 \times d_3$)	d_1	d_3	d_5	z	β	Apzīmējums ($d_1 \times d_3$)	d_1	d_3	d_5	z	β
7x8	6,9	8,1	7,5	28	60°	60x65	60	65	61,5	41	55°
8x10	8,1	10,1	9	28		65x70	65	70	67,5	45	
10x12	10,1	12	11	30		70x75	70	75	72	48	
12x14	12	14,2	13	31		75x80	75	80	76,5	51	
15x17	14,9	17,2	16	32		80x85	80	85	82,5	55	
17x20	17,3	20	18,5	33		85x90	85	90	87	58	
21x24	20,8	23,9	22	34		90x95	90	95	91,5	61	
26x30	26,5	30	28	35		95x100	95	100	97,5	65	
30x34	30,5	34	32	36		100x105	100	105	102	68	
30x40	36	39,9	38	37		105x110	105	110	106,5	71	
40x44	40	44	42	38		110x115	110	115	112,5	75	
45x50	45	50	47,5	39		115x120	115	120	117	78	
50x55	50	54,9	52,5	40		120x125	120	125	121,5	81	
55x60	55	60	57,5	42							

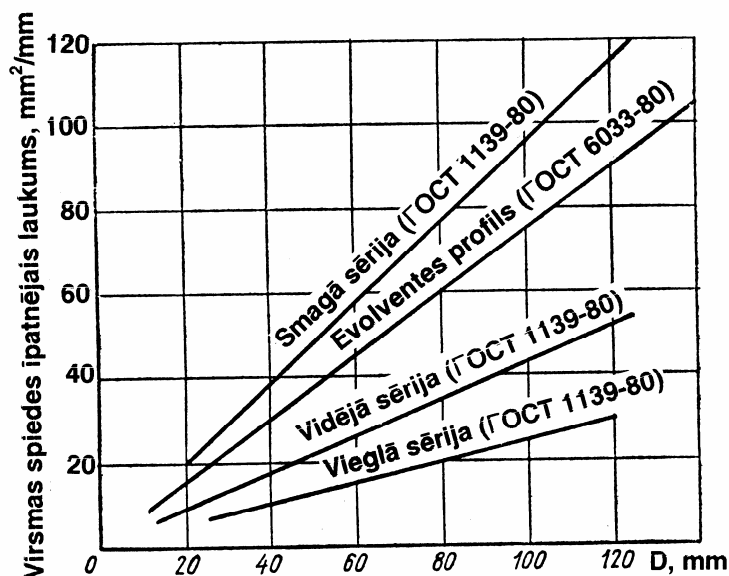
Piezīme: $\gamma = 47^\circ \dots 51^\circ$.

9.39. att. Detaļu centrēšanās pa papildus virsmām:
 a – pa konisku un cilindrisku virsmu; b – pa divu normalizētu
 gredzenu cilindriskām virsmām.

Lai atslogotu rievsavienojumu no lieces momenta un šķērsspēka, saīsinātu savienojuma garumu un atteiktos no nostiprinošās termiskās apstrādes, tad pielieto centrēšanos pa

papildvirsmām (9.39. att.). Šajā gadījumā rievsavienojumu (jebkuru, bet labāk evolventes) centrē pa sānu virsmām.

Ja rievsavienojums ir kustīgs zem slodzes, tad ieteicams pielietot taisnstūra formas izciļņus, jo samazinās berzes spēks savienojumā. Dažādu veidu izciļņiem (9.40. att.) ir atšķirīgs īpatnējais virsmas spiedes laukums (laukums mm^2 , kas pienākas uz viena mm garumu).



9.40. att. Virsmas spiedes laukuma atkarība no savienojuma diametra.

Visu rievsavienojumu kopīgais trūkums – spriegumu koncentrācija rievu kāju stūros vājina vārpstas stiprību. Rievvārpstu stiprībā aprēķina tāpat kā gludu vārpstu, kuras diametrs pieņemts vienāds ar rievvārpstas iekšējo diametru. Rievvārpstas izciļņu izmērus (skaitu, platumu, ārējo diametru) izvēlas atkarībā no vārpstas diametra (9.15., 9.17. vai 9.18. tab.). Rievsavienojuma garumu pieņem konstruktīvi (vai aprēķina) atkarībā no detaļas rumbas garuma, kura novietota uz vārpstas. Rievsavienojuma darbspēju un stiprību ietekmē: pārvadāma griezes momenta lielums un raksturs, lieces moments, šķērsspēks, aksiālais spēks, flanku spēle, slodzes sadalījums pa savienojuma

garumu, detaļu kontakta deformācijas, kā arī salāgoto virsmu nodilums, berzes korozija, ieēšanās un lūzumi.

Rūdītu (HRC 50 ... 60) izciļņu nodilums ir apmēram piecas reizes mazāks nekā materiāla uzlabošanas (HRC 29 ... 30) gadījumā.

Rievsavienojuma pamataprēķins ir izciļņu darbīgo sānvirsmu pārbaudes aprēķins virsmas spiedē. Izciļņa pamatnē rodas arī lieces un cirpes spriegumi, bet tie nav noteicošie.

Rievsavienojuma stiprības nosacījums virsmas spiedē

$$\sigma_{vs} = \frac{2 T}{\psi z A d_{vid}} \leq [\sigma_{vs}], \quad (9.53)$$

kur T – pārvadāmais griezes moments, N mm;

ψ – koeficients, kas ievēro nevienmērīgu spēka sadali starp izciļņu darbīgām virsmām, $\psi = 0,7 \dots 0,8$ (trijstūra formas izciļņiem $\psi \approx 0,5$);

z – izciļņu (zobu) skaits;

A – viena izciļņa darbīgās virsmas aprēķinu laukums, mm²;

d_{vid} – savienojuma vidējais diametrs, mm;

$[\sigma_{vs}]$ – pieļaujamais virsmas spiedes spriegums, MPa (9.12. un 9.19. tab.).

Taisnstūra šķēluma rievsavienojumam

$$A = \left(\frac{D-d}{2} - 2 f \right) \ell; \quad (9.54)$$

$$d_{vid} = \frac{D+d}{2}. \quad (9.55)$$

Evolventes šķēluma rievsavienojumam:

- centrējot pa sānu malām:

$$A = m \ell; \quad (9.56)$$

$$d_{vid} = m z, \quad (9.57)$$

- centrējot pa ārējo diametru:

$$A = 0,9 \text{ m } \ell ; \quad (9.58)$$

$$d_{\text{vid}} = m \cdot z . \quad (9.59)$$

Trijstūra šķēluma rievsavienojumam

$$A = \frac{d_3 - d_1}{2} \ell ; \quad (9.60)$$

$$d_{\text{vid}} = d_5. \quad (9.61)$$

Šajās izteiksmēs

d un D – rievvārpstas iekšējais (d_1 vai d_{a2}) un ārējais (d_2 vai d_{a1}) diametrs, mm

(9.15 un 9.17. tab.);

f – izciļņa fāzītes augstums, mm;

ℓ – uz vārpstas novietojamās detaļas rumbas garums (izciļņa darbīgais garums), mm;

m – modulis, mm;

d_1 , d_3 un d_5 – vārpstas diametri ar trijstūra profila izciļņiem diametri (skat. 9.18. tab.).

9.19. tabula

Pieļaujamie virsmas spiedes spriegumi $[\sigma_{\text{vs}}]$ rievsavienojumos (N/mm^2)

Savienojuma raksturojums	Ekspluatācijas apstākļi	Izciļņu virsmas termiski	
		neapstrādātas	apstrādātas
		Pieļaujamais virsmas spiedes spriegums	
Nekustīgs	Smagi	35 ... 50	40 ... 70
	Vidēji	60 ... 100	100 ... 140
	Viegli	80 ... 120	120 ... 200
Kustīgs bez slodzes	Smagi	15 ... 20	20 ... 35
	Vidēji	20 ... 30	30 ... 60
	Viegli	25 ... 40	40 ... 70
Kustīgs zem slodzes	Smagi	-	3 ... 10
	Vidēji	-	5 ... 15
	Viegli	-	10 ... 20

Piezīme. Smagi ekspluatācijas apstākļi – abpusēgi mainīga trieciena slodze, lielas frekvences un amplitūdas izmaiņas, slikti eļļošanas apstākļi kustīgos savienojumos, ne visai ciets metāls, ne visai precīza apstrāde; vidēji – nelielas slodzes svārstības; viegli – gandrīz konstanta slodze.

Ir izstrādāta precizēta metode taisnstūra šķēluma rievsavienojumu aprēķinam virsmas spiedē un nodilumizturībā (ГОСТ 21425–75). Jaunas rievsavienojumu aprēķina metodes ir atrodamas speciālā literatūrā [13].

Rievsavienojuma slogošanas spēju būtiski var kāpināt palielinot savienojuma diametrus un pielietojot kvalitatīvu termisko apstrādi.

Augstu cietību pielieto tikai tajos gadījumos, kad tas nepieciešams: pie slodzes nevienmērīga sadalījuma, pie lieliem virsmas spiedes spriegumiem un intensīvas berzes savienojumā.

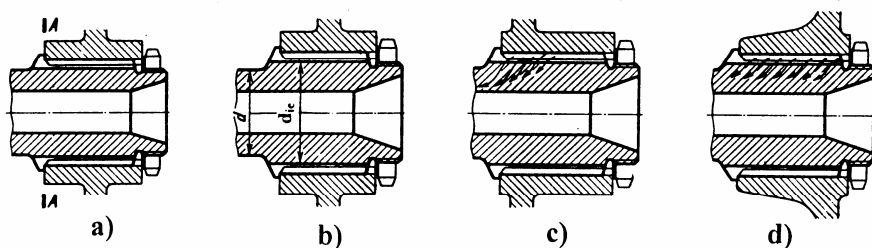
Parasti vārpstu rūda ar augstfrekvences strāvu ($HRC \geq 50$) 0,6 ... 1,4 mm dziļumā, bet rumbu cementē 0,8 ... 1,2 mm dziļumā un norūda uz cietību HRC 52 ... 64. Stipri slogotiem savienojumiem pielieto izciļņu nitridēšanu, cianēšanu, fosfatizāciju un sulfidēšanu, kā arī metāliskus pārklājumus (varošana, alvošana, kadmiēšana u.c.).

Dažādas formas izciļņu stiprības novērtējums [3]:

- rievsavienojumu ar simetriskiem izciļņiem stiprība liecē un virsmas spiedē nav atkarīga no izciļņu izmēriem un skaita, bet tikai no to profila;
- liela stiprība ir trijstūra formas izciļņiem, praktiski tāda pati – evolventes formas izciļņiem, vismazākā – taisnstūra formas izciļņiem;
- taisnstūra formas izciļņu stiprība atkarīga no izciļņa platuma b attiecības pret tā augstumu H (b/H); trijstūra – no profila leņķa β un kājas noapaļojama rādiusa r ; evolventes – no sazobes leņķa α un izciļņa profila augstuma koeficienta f (zoba galvas un kājas augstums m f);
- optimālie parametri: taisnstūra formas izciļņiem $b/H = 1 \dots 2$; trijstūra – $\beta = 60^\circ \dots 70^\circ$ pie $r = 0,1 \dots 0,2$ mm; evolventes – $\alpha = 30^\circ$ un $f = 1$, $\alpha = 20 \dots 25^\circ$ un $f = 0,6$;
- visos gadījumos izdevīgi pielietot sīkākus izciļņus, kas ļauj samazināt savienojuma radiālos izmērus un kāpina vārpstas un rumbas stiprību.

Konstruējot rievsavienojumus, jāsamazina spriegumu koncentrācija, pareizi jāorientē spēka plūsma caur savienojumu (9.41. att.), jāizstrādā vārpstas un rumbas

konstrukcija, detaļu aksiālā fiksācija, centrēšana un priekšslodze (pievelkot ar vītņi) [3]. Ieteicamā detaļas rumbas ārējā diametra d_r un rievsavienojuma vidējā diametra d_{vid} attiecība $d_r/d_{vid} \geq 1,8$.



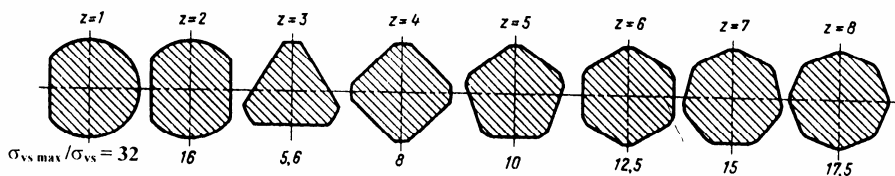
9.41. att. Rievsavienojuma pastiprināšana:

a – liela spriegumu koncentrācija šķēlumā A – A; b – ar palielinātu izciļņu iekšējo diametru d_{ie} (par 15 ... 20 %); c – neveiksmīga konstrukcija (izciļņi pa garumu slogojas nevienmērīgi); d – veiksmīga konstrukcija (pareizi novietots detaļas disks un rumba koniska).

9.12. Bezierievju savienojumi

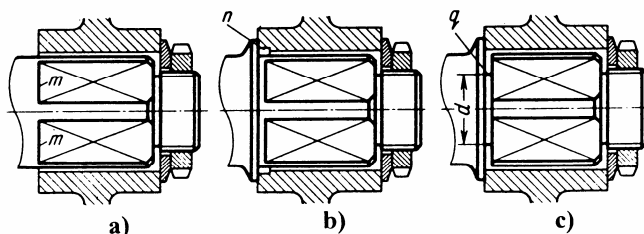
Biezierievju savienojumos salāgojamās detaļas saskaras pa neapaļu cilindrisku vai konisku virsmu, kuras profils ir cikloidāla līkne vai vairāku līkņu salāgojums.

Prizmatiskos savienojumos (9.42. att.) griezes moments tiek pārvadīts ar virsmas spiedes spriegumiem vārpstas plakanās virsmās. Virsmas spiedes spriegumi palielinās, palielinoties skaldņu skaitam z t.i. prizmai tuvojoties aplocei.



9.42. att. Prizmatisko vārpstu šķēlumi.

9.42. attēlā dotie skaitļi ir prizmatiskās vārpstas maksimālo spriegumu skaldnēs $\sigma_{vs \max}$ attiecība pret tāda paša izmēra vārpstas ar evolventes rievām virsmas spriegumiem σ_{vs} (ar profila leņķi $\alpha = 30^\circ$). Kā redzams, prizmatisko vārpstu virsmas spiedes spriegumi vairākkārtīgi pārsniedz evolventes rievvārpstas virsmas spiedes spriegumus, tāpēc prizmatiskas vārpstas pielieto mazu griezes momentu pārvadīšanai (piemēram, ar svirām, rokratiņiem). Ar šādiem savienojumiem nostiprina detaļas parasti uz vārpstas gala (9.43. att.).

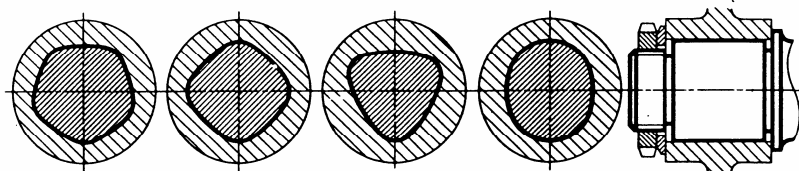


9.43. att. **Detaļu savienojumi pielietojot prizmu:**

a – detaļu fiksē ar nokāpi m (nav ieteicams); b un c – detaļu fiksē vārpstas apcīlnis (n – gredzenveida rievīņa rumbā; q – slīpripas izskrejas rievīņa vārpstā – nav ieteicama, jo samazinās vārpstas stiprība).

Profilsavienojumu (poligonālie savienojumi) darbīgās virsmas veido cikloidālas līknes (9.44. att.), kas ļauj veikt apstrādi slīpējot. Šo savienojumu priekšrocības:

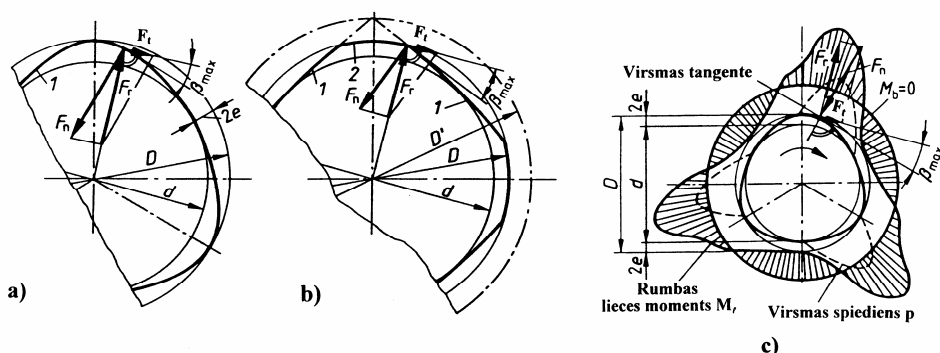
- precīza pašcentrēšanās;
- niecīga spriegumu koncentrācija;
- iespējama precīza termiski apstrādātas rumbas cauruma mehāniskā apstrāde (ar caurvilci, slīpējot).



9.44. att. **Profilsavienojumu veidi.**

Praksē pielieto un ir normēti profilsavienojumi ar trīs (profils P3G DIN 32711) un četrām (profils P4C DIN 32712) darbīgām virsmām (9.45. att.). Profilu P3G parasti pielieto ciešu nekustīgu, bet P4C – kustīgu un ciešu (ar uzspīli) detaļu salāgojumiem. Pielieto pārejas sēžas H6, H7/h6, g6 un f7.

Kustīgā salāgojumā jāsamazina berzes spēks $F_f = f F_n = \tan \rho F_n$, samazinot normālo spēku F_n un līdz ar to virsmas spiedienu p . Normālā spēka F_n samazinājums pie konstanta aploces spēka F_t (9.45. att. a un b) iespējams, palielinot kontakta leņķi $\beta_{\max}$ ($\beta_{\max} \geq 2 \rho$).



9.45. att. **Profilsavienojumu shēmas:**

a – spēki P3G profilam; b – spēki P4C profilam; c – profila P3G rumbas lieces momenta M_t un īpatnējā spiediena p salāgojumā epīras (F_n – normāls spēks; F_t – aploces spēks; F_r – radiālais spēks).

Tas iespējams pielietojot četru darbīgo virsmu profilu ar ārējo diametru D' . Apvīrojot profilu uz diametru D (9.45. att., b), profila līknē 1 veidojas cilindriski posmi 2. Palielinās ekscentricitāte e un līdz ar to arī leņķis $\beta_{\max}$. Profila P4C rumbu neslīpē, bet profilē ar caurvīlci. Rumbas sienīņas biezums būs mazāks nekā profilam P3G, jo samazinās normāls spēks F_n .

Uz vārpstas uzsēdinātās rumbas garums ℓ , mm

$$\ell \approx \frac{T_{\max}}{[p](c\pi D_m e + D_M^2 / 20)}, \quad (9.62)$$

kur $T_{\max}$ – maksimālais pārvadāmais griezes moments, N mm;

$[p]$ – pieļaujamais īpatnējais spiediens salāgojumā, MPa (9.12. tab.);

c – koeficients (9.20. tab.);

D_M – profila P3 mērāmais platums, mm, 9.21. tab);

e – profila ekscentricitāte, mm (9.21., 9.22. tab.).

9.20. tabula

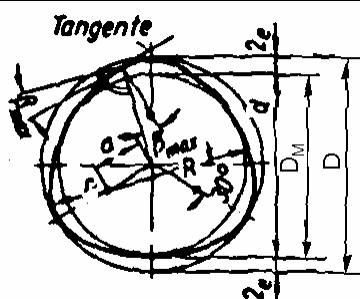
Koeficientu k un c vērtības

Profils	D, mm	k	c
P3	≤ 35	1,44	0,75
	> 35	1,20	
P4C	$D_M = d$	0,7	1,0

9.21. tabula

Profila **P3G** (DIN 32711) izmēri pārejas sēžai un sēžai ar spēli

D_M mm	D mm	d mm	e mm	W_p mm^3	a mm	D_M mm	D mm	d mm	e mm	W_p mm^3	a mm
14	14.88	13.12	0.44	450	3.3	40	42.8	37.2	1.4	10450	10.5
16	17.00	15.00	0.5	670	3.8	45	48.2	41.8	1.6	14790	12.0
18	19.12	16.88	0.56	960	4.2	50	53.6	46.4	1.8	20260	13.5
20	21.26	18.74	0.63	1310	4.7	55	59.0	51.0	2.0	27000	17.5
22	23.4	20.6	0.7	1750	5.3	65	69.9	60.1	2.45	44200	18.4
25	26.6	23.4	0.8	2560	6.0	75	81.3	68.7	3.15	68430	23.6
28	29.8	26.2	0.9	3600	6.8	80	86.8	73.2	3.4	82450	25.5
32	34.24	20.76	1.12	5300	8.4	90	98.0	82.0	4.0	118070	30.0
35	37.5	32.5	1.25	6900	9.4	100	109.0	91.0	4.5	161430	34.0



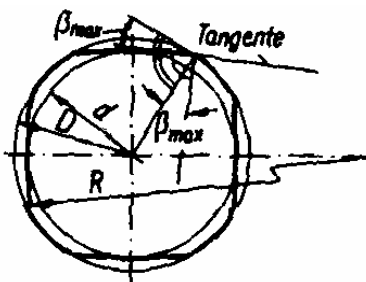
$$r = \frac{d_1}{2} - 6.5e, R = \frac{d_1}{2} + 6.5e, \operatorname{tg} \beta_{\max} = 6e/D_M$$

Apzīmējuma piemērs: P3G 50 $\frac{H7}{k6} / 1.8$,

kur $D_M = 50$ mm – profila mērāmais platums;
H7/k6 – sēžas lauki; $e = 1,8$ mm – ekscentricitāte.

Profila **P4C** (DIN 32712) izmēri pārejas sēžai un sēžai ar spēli

D mm	d mm	e mm	$\beta_{\max}$	W_p mm ³	R mm	D mm	d mm	e mm	$\beta_{\max}$	W_p mm ³	R mm
14	11	1,6	33,7	270	31	40	35	6,0	26,3	8580	113
16	13	2,0	31,8	440	38	45	40	6,0	24,5	12800	116
18	15	2,0	29,5	680	40	50	43	6,0	27,0	15900	118
20	17	3,0	28,8	980	56	55	48	6,0	25,7	22120	120
22	18	3,0	31,6	1170	57	60	53	6,0	24,3	29780	123
25	21	5,0	30,7	1850	90	70	60	6,0	26,2	43200	126
28	24	5,0	28,6	2760	92	80	70	8,0	25,1	68600	163
30	25	5,0	30,9	3130	93	90	80	8,0	23,4	102400	168
35	30	5,0	28,1	5400	95	100	90	8,0	21,7	145800	173



Apzīmējuma piemērs: P4C45 x 40 $\frac{H7}{g6}$ /6,

kur D = 45 mm – ārējais diametrs;

d = 40 mm – iekšējais diametrs;

H7 /g6 – sēžas lauki; e = 6 mm – ekscentritāte.

Sēža pa diametru D H11/e9.

Rumbas sienīgas (9.28. tab.) biezums s

$$s \approx k \sqrt{\frac{T_{\max}}{[\sigma_{\ell}]}} \quad (9.63)$$

kur k – koeficients (9.20. tab.);

$[\sigma_{\ell}]$ – pieļaujamie lieces spriegumi, MPa.

Pieļaujamie lieces spriegumi

$$[\sigma_{\ell}] = \sigma_T / (1,5 \dots 2,0) = \sigma_B / (2 \dots 3). \quad (9.64)$$

Vārpstas vērpes spriegumi

$$\tau_v = T_{\max} / W_p \leq [\tau_v], \quad (9.65)$$

kur W_p – vārpstas šķēluma polārais pretestības moments (9.21, 9.22. tab.).

Pieļaujamie vērpes spriegumi $[\tau_v]$

$$[\tau_v] = \frac{k_{d\tau} k_{F\tau} \tau_{-1}}{k_\tau s} \approx \frac{\tau_{-1}}{(4 \dots 6)}, \quad (9.66)$$

kur $k_{d\tau}$ – mēroga koeficients.

$k_{F\tau}$ – virsmas negludumu ietekmes koeficients;

τ_{-1} – vārpstas materiāla ilgizturības robeža vērpē;

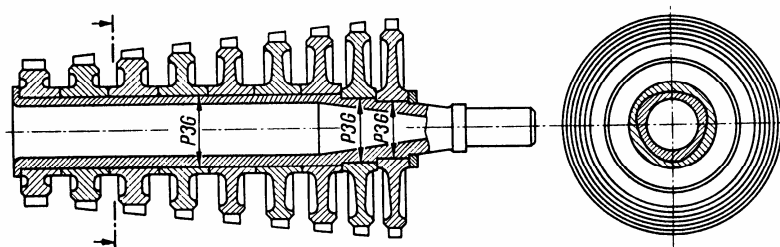
k_τ – efektīvais spriegumu koncentrācijas koeficients vērpē ($k_\tau \approx 1,2 \dots 1,5$);

s – stiprības drošības koeficients ($s \approx 1,5 \dots 2,5$).

Minēto koeficientu skaitliskās vērtības meklējamas nodaļā par vārpstu aprēķiniem.

PIEMĒRS

Uz ventilatora vārpstas, pielietojot profilu DIN 32711 – P3G80, nostiprināti lāpstiņu rati (9.46. att.). Vārpstas materiāls tērauds, bet lāpstiņrata – lējums (G-AlSiMg).



9.46. att. Ar profilsavienojumu P3G izveidots ventilatora lāpstiņu ratu un dobas vārpstas savienojums

Aprēķināt viena lāpstiņu rata pārvadāmo griezes momentu, ja slodze nereversīva ar viegliem triecieniem. Salāgojuma garums $\ell = 30$ mm.

No 9.21. tabulas: $D_M = 80 \text{ mm}$; $e = 3,4 \text{ mm}$; $[p] = p_o = 70 \text{ MPa}$ (9.12. tab.); $c = 0,75$ (9.20. tab.).

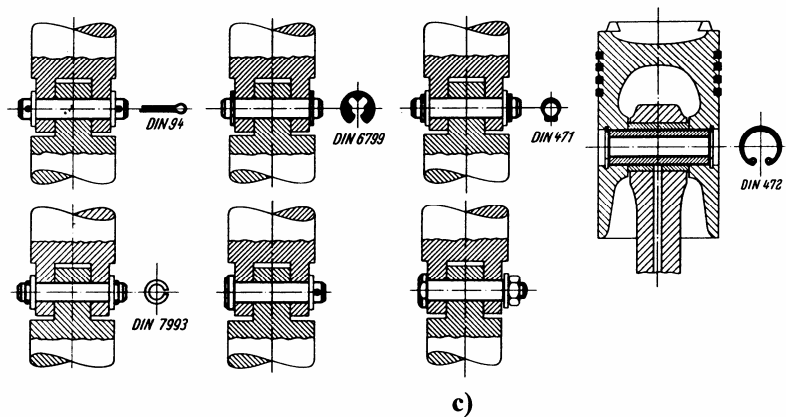
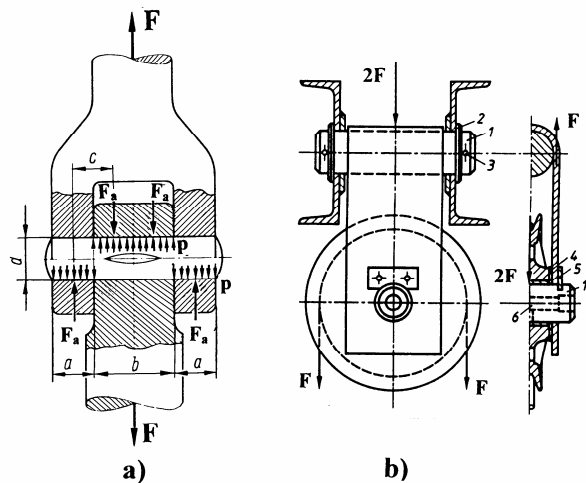
No (9.62) $T_{\max} = [p] \cdot \ell \cdot (c\pi D_M e + D_M^2 / 20) = 70 \cdot 30 \cdot (0,75 \cdot \pi \cdot 80 \cdot 3,4 + 80^2 / 20) = 2017858 \text{ N mm} \approx 2018 \text{ Nm}$.

10. SAVIENOJUMI AR TAPĀM UN TAPIŅĀM

Ar tapām (asītēm) un tapiņām veido izjaucamus nespriegtus vai spriegtus divu vai vairāku detaļu savienojumus izmantojot formas faktoru. Šādi savienojumi noder šķērsspēku vai nelielu vērpes momentu uzņemšanai, kā arī detaļu savstarpējā stāvokļa precīzai fiksācijai (centrēšanai). Tapiņas izmanto arī kā drošības ierīci pret aksiālā spēka vai vērpes momenta pārslodzi.

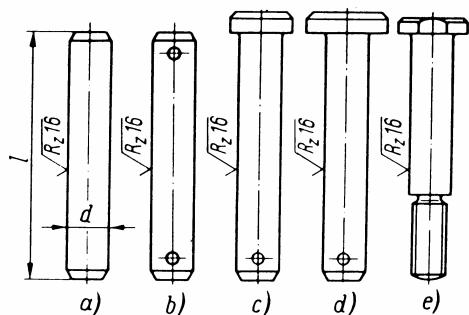
10.1. Tapas

Savienojumos ar tapām parasti viena detaļa ir kustīga un veido šarnīru (10.1. att.). Standartizētās tapas parādītas 10.2. attēlā. Tapu fiksācijai pret aksiālu pārbīdi lieto šķelttapu, uzgriezni un dažādus sprostgredzenus, kurus ievieto tapas rievīnā (10.1. att., c). 10.1. tabulā doti divu veidu sprostgredzenu izmēri.



10.1. att. Savienojumi ar tapām:

a – savienojuma aprēķinu shēma; b – kustīga troses trīša mezgls; 1 – tapa; 2 – paplāksne; 3 – tapas sprostierīce (cilindriska tapiņa, riev tapiņa, šķelttapa (DIN EN ISO 1234), spriegtapa, sprostgredzens u.c.); 4 – distances paplāksne; 5 – sānpaplāksne; 6 – eļļošanas urbums; F – spēks trosē; c – konstruktīvie varianti.

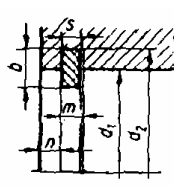
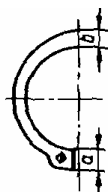
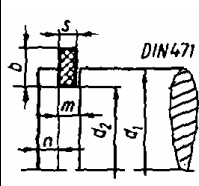


10.2. att. Standartizētās tapas:

a – bez galvas (DIN 1433, DIN EN 22340);
b – ar urbumiem šķelttapai (DIN EN 22340);
c – ar maza diametra galvu (DIN 1434, DIN 1435, DIN EN 22341); d – ar liela diametra galvu (DIN 1436, DIN EN 22341); e – ar vītņi (DIN 1445).

Sprostgredzenu (DIN 471 un 472) izmēri, mm

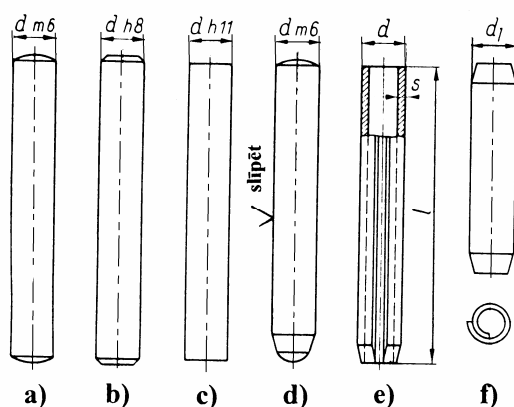
Vārpstai (DIN 471)										Urbumam (DIN 472)									
d_1	s h11	a ≤	b ≈	d_2	d_1	s h11	a ≤	b ≈	D_2	d_1	s h11	a ≤	b ≈	d_2	d_1	s h11	a ≤	b ≈	d_2
10	1	3.3	1.8	9.6	50	2	6.9	5.1	47	10	1	3.2	1.4	10.4	50	2	6.5	4.6	53
12	1	3.3	1.8	11.5	55	2	7.2	5.4	52	12	1	3.4	1.7	12.5	55	2	6.8	5	58
14	1	3.5	2.1	13.4	60	2	7.4	5.8	57	14	1	3.7	1.9	14.6	60	2	7.3	5.4	63
16	1	3.7	2.2	15.2	65	2.5	7.8	6.3	62	16	1	3.8	2	16.8	65	2.5	7.6	5.8	68
18	1.2	3.9	2.4	17	70	2.5	8.1	6.6	67	18	1	4.1	2.2	19	70	2.5	7.8	6.2	73
20	1.2	4	2.6	19	75	2.5	8.4	7	72	20	1	4.2	2.3	21	75	2.5	7.8	6.6	78
22	1.2	4.2	2.8	21	80	2.5	8.6	7.4	76.5	22	1	4.2	2.5	23	80	2.5	8.5	7	83.5
24	1.2	4.4	3	22.9	85	3	8.7	7.8	81.5	24	1.2	4.4	2.6	25.2	85	3	8.6	7.2	88.5
25	1.2	4.4	3	23.9	90	3	8.8	8.2	86.5	25	1.2	4.5	2.7	26.2	90	3	8.6	7.6	93.5
26	1.2	4.5	3.1	24.9	95	3	9.4	8.6	91.5	26	1.2	4.7	2.8	27.2	95	3	8.8	8.1	98.5
28	1.5	47	3.2	26.6	100	3	9.6	9	96.5	28	1.2	4.8	2.9	29.4	100	3	9	8.4	103.5
30	1.5	5	3.5	28.6	110	4	10.1	9.6	106	30	1.2	4.8	3	31.4	110	4	10.4	9.2	114
32	1.5	5.2	3.6	30.3	115	4	10.6	9.8	111	32	1.2	5.2	3.2	33.7	115	4	10.5	9.3	119
35	1.5	5.6	3.9	33	120	4	11	10.2	116	35	1.5	5.4	3.4	37	120	4	10.5	9.7	124
38	1.75	5.8	4.2	36	125	4	11.4	10.4	121	38	1.5	5.5	3.7	40	125	4	11	10	129
40	1.75	6	4.4	37.5	130	4	11.6	10.7	126	40	1.75	5.8	3.9	42.5	130	4	11	10.2	134
42	1.75	6.5	4.5	39.5	140	4	12	11.2	136	42	1.75	5.9	4.1	44.5	140	4	11.2	10.7	144
48	1.75	6.9	5	45.5	145	4	12.2	11.5	141	48	1.75	6.4	4.5	50.5	145	4	11.4	10.9	149

H 13 izmēram $m = s + 0.1$ pie $s \leq 1.75$ H 13 izmēram $m = s + 0.15$ pie $s = (2 \dots 4)$

$$n \geq 3 \frac{\pm d_1 \mp d_2}{2}$$

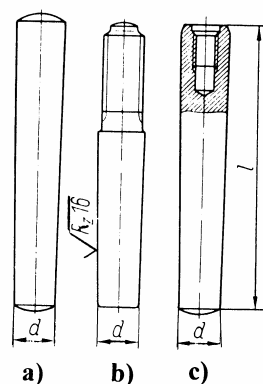
10.2. Tapiņas

Tapiņas ir neliela diametra cilindriski (10.3. att.), vai koniski (10.4. att.) stienīši, kā arī riev tapiņas (10.5. att.). Tapiņas savienojums ir salāgojums, jo cilindriskās tapiņas ielāgo detaļu urbumos ar noteiktu sēžu, kas rada uzspīli. Dažos gadījumos ar tapiņu veido arī šarnīru.



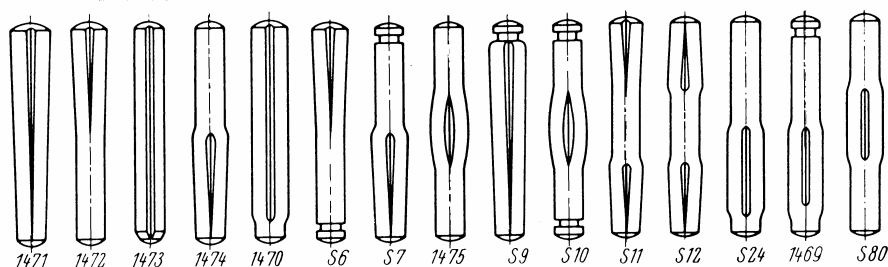
10.3. att. Cilindriskās tapiņas:

a...d – ar dažādiem pielaižu laukiem (DIN7, DIN7979 un DIN6325, DIN EN28738); e – spriegtapiņa (DIN1481, DIN7346, DIN EN ISO 8752); f – spirālveida spriegtapiņa (DIN7343, DIN7344, DIN EN ISO 8748; 8750; 8751).



10.4. att. Koniskās tapiņas
(koniskums 1:50):

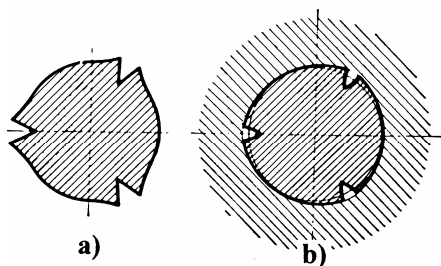
a – caurejošiem urbumiem DIN 1, DIN EN 22339); b – ar ārēju vītņi (DIN 258, DIN 7977, DIN EN 28737; c – ar iekšēju vītņi DIN 7978, DIN EN 28736.



10.5. att. Dažādas konstrukcijas riev tapiņas

(skaitlis atbilst standartam DIN, S – tapiņas ražo firma GmbH, 8454 Schneittenbach /Oberpfalz).

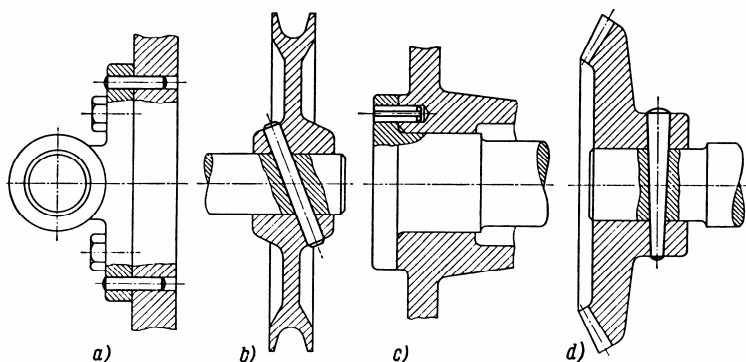
Rievtapiņas ir cilindriski vai koniski stienīši ar trīs gareniskā virzienā izveidotām vai nepilnīgā garumā iecirstām vai iespiestām rievām, kad rievu malās rodas uzņēmumi (10.6. att.). Iedzenot tapiņu urbumā, uzņēmumi elastīgi deformējas un attīsta pret urbuma sienu augstu spiedienu.



10.6. att. **Rievtapiņas šķēlumi:**
a – pirms iedzīšanas urbumā; b – pēc iedzīšanas urbumā.

Urbuma diametram detaļās neuzstāda augstu precizitāti. Ja rievtapiņas diametrs ir līdz 3 mm, tad urbuma pielaides lauks var būt H9, bet, ja diametrs lielāks par 3 mm, tad H11. Detaļu centrēšanās precizitāte ir zemāka salīdzinot ar cilindriskām un koniskām tapiņām.

Cilindrisku un konisku tapiņu pielietojums parādīts 10.7. attēlā.



10.7. att. **Cilindrisku un konisku tapiņu pielietojuma piemēri:**
a – cilindriska tapiņa ar diametra pielaides lauku m6 kā centrējošs elements; b – cilindriska tapiņa (d h8) pārvada griezes momentu; c – spriegtapiņa kā pārslodzes ierobežotājs; d – koniska tapiņa kā savienotājelements.

Spriegtapiņas ir cilindriskas dobas tapas, savelmētas no termiski apstrādāta atspertērauda ($\sigma_B \approx 1400 \text{ MPa}$) sloksnes, atstājot starp malām spraugu (10.3. att., e) vai

bez spraugas (10.3. att., f). Spriegtapiņas izvēlas ar nedaudz lielāku diametru nekā urbumam, kurā iedzenot, to elastīgi deformē un rada drošu savienojumu. Šādas tapiņas dod 40...60 % materiāla ietaupījumu salīdzinot ar tāda paša diametra masīvo tapiņu, labi uzņem triecienslodzi, šķērsslodzi, kā arī kalpo kā drošības tapiņas (10.7. att., c).

Cilindriskās tapiņas (m6, 10.3. att., a) parasti pielieto detaļu centrēšanai (10.7. att., a). Pielietojot vārpstas sistēmu, vienā no detaļām tapiņu salāgo ar uzspīli (piemēram, R7/n6), bet otrā – noņemamā ar pārejas sēžu (piemēram, J_s7/h6 vai H7/h6). Tapiņu h8 (10.3. att., b) izmanto detaļu savienošanai vai nostiprināšanai. Tapiņu h11 (10.3. att., c) var izmantot kā kniedi vai kā šarnīra asīti (sēža D11/h11). Detaļu savienošanai domātās tapiņas termiski apstrādā (HRC 40...45) un slīpē (R_z 16 vai 4, 10.3. att., d). Urbumus detaļās urbj un izrīvē kopīgi. Tapiņu sēžas urbumos: H7/m6, H7/n6, H7/p6, H7/r6.

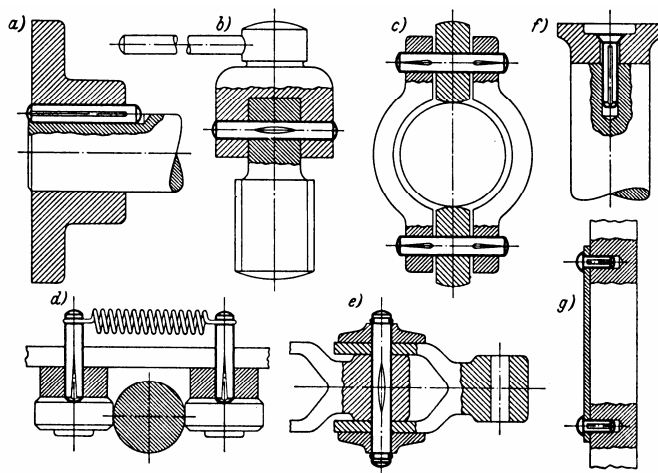
Koniskas tapiņas pielieto atbildīgākos savienojumos. Koniska forma veido savienojumu bez spraugas, labāk centrē detaļas, pieļauj gandrīz neierobežotu montāžas – demontāžas reižu skaitu, labi uzņem reversīvas, kā arī triecienslodzes un vibrācijas. Savienojums ar konisku tapiņu ir dārgāks nekā savienojums ar cilindrisku tapiņu. Nav ieteicams koniskās tapiņas pielietot detaļās no mīksta materiāla (piem., alumīnija un magnija sakausējumi), jo koniska tapiņas forma ļauj viegli attīstīt lielus virsmas spiedes un stiepes spriegumus detaļu urbumu sienīnās. Tapiņas montāžu veic ar normētu sitienu vai ar presi, mērot spēku.

Tapiņas ar ārēju vai iekšēju vītņi (10.4. att., b, c) ļauj tās izņemt no necaurejošiem urbumiem.

Rievtapiņas pielieto mazāk atbildīgos detaļu savienojumos. Nav vajadzīga ielāgošana urbumos kā tas ir pie cilindriskām tapiņām, pieļauj apmēram 25 kārtīgu montāžu – demontāžu (pat pēc 50 kārtīgas montāžas – demontāžas saglabājas apmēram 50 % no sākotnējās priekšslodzes), savienojumā rodas spriegumu koncentrācija. Rievtapiņas termiski apstrādā (HRC 40...45) un slīpē. Šādas tapiņas derīgas detaļām no plastiska materiāla. Trauslam materiālam tās nav derīgas.

Rieviņa tapas galā (10.5. un 10.8. att.) domāta stiepes atsperes piekabināšanai, sprostgredzena ievietošanai vai demontāžas vajadzībām.

Rievnaglas pielieto no skārda izgatavotu detaļu savienošanai šarnīru veidošanai un citu metāla detaļu savienošanai, aizvietojot skrūves (10.8. att.).



10.8. att. Rievtapiņu un rievnaglu pielietojuma piemēri:

a – cilindriskā rievtaipiņa (DIN 1470, DIN EN ISO 8740) kā aksiāla tapiņa; b – tapiņa ar vidusdaļā esošu uzskumpumu (DIN 1475, DIN EN ISO 8742); c – tapiņa ar galos esošiem uzskumpumiem (S 12) rotējoša rullīša nostiprināšanai; d – tapiņa ar rievību (S6) atsperes nostiprināšanai; e – ķēdes tapiņa (asīte) ar divām rievībām (S10); f – iegremdēta rievnagla (DIN 1477, DIN EN ISO 8747); g – rievnagla ar sfērisku galvu (DIN 1476, DIN EN ISO 8746).

Tapiņu izvēles ieteikumi norādīti 10.2. tabulā. Tapu un tapiņu izmēri doti 10.3. tabulā.

Stiprības aprēķini. Aprēķinā neievēro priekšspriegumu, kas rodas no uzspīles iedzenot tapiņu. Faktiskos spriegumus salīdzina ar pieļaujamiem spriegumiem.

Tapas un tapiņas šarnīros (10.1. att.) rodas virsmas spiedes spriegumi, bet tapa (asīte) jāpārbauda cirpē un liecē.

Virsmu spiediens p (MPa) starp asīti un detaļas dakšveida elementu (kustīgs salāgojums):

$$p = \frac{c_{v.s.} F}{2 a d} \leq [p], \quad (10.1)$$

starp asīti un otru detaļu nekustīgs salāgojums):

$$\sigma_{v.s} = \frac{c_{v.s} F}{b d} \leq [\sigma_{v.s}], \quad (10.2)$$

kur F – savienojumam pieliktais spēks, N;

a , b un d – savienojuma detaļu izmēri, mm;

$[\sigma_{v.s}]$ – pieļaujamais virsmas spiedes spriegums, MPa, (10.5. tab.).

$c_{v.s}$ – koeficients, kas ievēro spriegumu koncentrāciju virsmas spiedē (9.4. tab.).

10.2. tabula

Savienojumu ar tapiņām piemērotība

Raksturojums	Cilindriska tapiņa		Koniska tapiņa	Spriegtapiņa	
	gluda	ar rievu		parasta	spirālveida
Augsta novietojuma precizitāte	●	◐	●	◐	◐
Liels cirpes spēks	◐	◐	◐	●	●
Cieša sēža pie dinamiska noslogojuma	◐	◐	◐	◐	●
Atkārtota montāža saglabā novietojuma precizitāti un ciešu sēžu	○	◐	●	◐	○
Mazas izmaksas (lielas urbuma pielāides)	○	◐	○	●	◐

Apzīmējumi: ● - ļoti labi; ○ - nepilnīgi.

Cirpes spriegumi asītē:

$$\tau_c = \frac{c_c F}{2 A} \leq [\tau_c], \quad (10.3)$$

10.3. tabula

Standartizēto tapu un tapiņu izmēri, mm

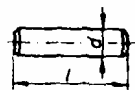
Tapa bez galvas	DIN 1433	d _{h11}	3	5	8	10	12	14	16	20	25	30	35	40	45	50...100
		₁ no	8	12	16	20	30	30	30	40	50	50	60	70	70	80 140
		līdz	50	65	80	100	120	120	120	150	150	150	170	210	210	250 320
Tapa ar mazu galvu	DIN1434	d _{h11}	3	5	8	10	12	14	16	20	25	30	35	40	45	50...100
		₁ no	6	10	14	18	22	22	22	35	40	50	50	60	60	70 130
		līdz	40	50	65	80	100	100	100	100	120	140	150	180	180	220 250
		D _{h12} k _{j14}	5 1	8 1,5	12 2	14 2	17 3	19 3	21 3	26 4	32 5	44 5	48 6	52 6	58 7	58 112 7 12
Tapas pap- laksne	DIN1440	d ^{H11}	3	5	8	10	12	14	16	20	25	30	35	40	45	50...100
		D	6	10	16	20	25	28	28	32	40	45	52	58	62	68 125
		s	0,8	0,8	2	2,5	3	3	3	4	4	5	6	6	7	8 14
Koniska tapiņa	DIN1	d _{h10}	0,6	1	1,5	2	3	5	8	10	12	16	20	25	30	40 50
		₁ no	4	8	10	12	14	20	28	32	36	40	50	55	60	70 80
		līdz	10	18	26	36	50	70	120	140	165	230	230	260	260	260 260
Cilind- riska tapiņa	DIN7	d	0,8	1	1,5	2	3	5	8	10	12	16	20	25	30	40 50
		₁ no	2	3	3	4	4	5	8	10	10	16	20	24	32	40 50
		līdz	8	12	16	20	32	50	80	100	120	180	200	200	200	200 200
Cilind- riska riev- tapiņa	DIN1473	d	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14 16
	DIN1470	₁ no	4	4	4	4	4	6	6	6	8	10	12	14	16	22 26
		līdz	8	10	12	20	30	30	40	60	60	80	100	120	120	120 120

10.3. tabulas turpinājums

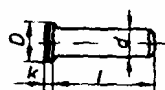
Sprieg- tapiņa	DIN1481	d ¹⁾	2,5	3	3,5	4	4,5	5,0	6,0	8	10	12	13	14	16	18 20
		d ₁	2,8	3,3	3,8	4,4	4,9	5,4	6,4	8,5	10,5	12,5	13,5	14,5	16,5	18,5 20,5
		s	0,5	0,6	0,75	0,8	1,0	1,0	1,25	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5 4
		₁ no līdz	4 30	4 40	4 40	4 50	5 50	5 80	10 100	10 120	10 160	10 180	10 180	10 200	10 200	10 10 200 200
Koniska riev- tapiņa	DIN1471	d	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	13	14	16	20 25
		₁ no	4	5	6	6	8	8	10	12	14	16	20	22	26	30 30
		līdz	20	30	30	40	60	60	80	100	120	120	120	120	120	110 110
Riev- tapiņa	DIN 1472	₁ no	6	6	6	6	10	10	10	14	16	18	20	24	30	30 160
		līdz	20	30	30	40	60	60	80	100	160	160	160	160	160	160 160
Riev- tapiņa	DIN 1474	₁ no	6	6	8	8	10	10	12	16	20	30	30	30	30	30 30
		līdz	20	30	30	40	60	60	80	100	160	180	180	180	180	180 180
	DIN 1475	₁ no	8	12	12	12	18	18	24	26	36	40	45	45	45	45 45
		līdz	20	30	30	40	60	60	70	100	160	180	180	180	180	180 180
Sprieg- nagla ar sfērisku galvu	DIN 1476	d	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	4	5	6	7	8	10	12	16 20
		D	2,5	3	3,5	4	4,5	5,2	7	8,8	10,5	12,2	14	16	19	25 32
		k	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8	6,5	7,5	10 13
		₁ no līdz	3 7	3 7	3 10	3 10	3 10	4 18	6 20	7 25	7 35	10 35	10 40	12 40	18 40	20 25 40 40

10.3. tabulas turpinājums

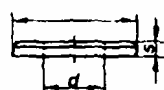
Sprieg- nagla ar konisku pagalvi	DIN 1477	d	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	4	5	6	7	8	10	12	16	20
		D	2,5	3	3,5	4	4,5	5,2	7	8,8	10,5	12,2	14	16	18	26	31,5
		k	0,7	0,9	1	1,2	1,3	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4	4	6,5	10
		l no līdz	3 7	3 7	4 10	4 10	4 10	5 18	7 20	8 20	8 25	10 35	10 40	12 40	15 40	20 40	25 40



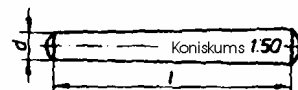
DIN 1433



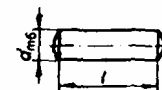
DIN 1434



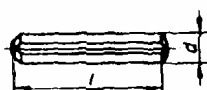
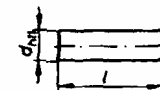
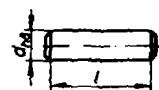
DIN 1440



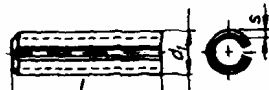
DIN 1



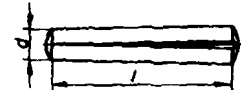
DIN 7



DIN 1470



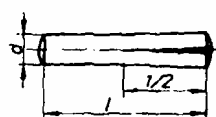
DIN 1481



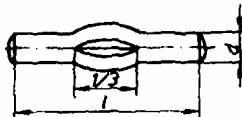
DIN 1471



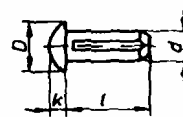
DIN 1472



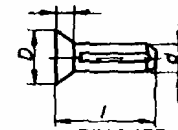
DIN 1474



DIN 1475



DIN 1476



DIN 1477

1) Spriegtapiņas nominālais diametrs d vienāds ar urbuma diametru detaļās (pielaides lauks H 12)

lieces spriegumi:

$$\sigma_{\ell} = \frac{c_{\ell} F (a + b/2)}{4 W}, \quad (10.4)$$

kur $A = \frac{\pi d^2}{4}$ – asītes šķērsgriezuma laukums, mm²;

$W = 0,1 d^3$ – masīvas asītes pretestības moments, mm³;

c_c un c_{ℓ} – koeficienti, kas ievēro spriegumu koncentrāciju cirpē un liecē (10.4. tab.).

Tapām un gludajām cilindriskām tapiņām $c_{v,s} = c_c = c_{\ell} = 1$. Pieļaujamie virsmas spiedes spriegumu nekustīgā savienojumā (ar uzspīli) parasti ir $\sigma_{v,s} \approx 40 \dots 110$ MPa, bet kustīgā savienojumā (šarnīrā) $[p] \approx 5 \dots 15$ MPa.

10.4. tabula

Koeficienti $c_{v,s}$, c_c un c_{ℓ}

Koeficients	Rumbas materiāls		
	Čuguns	Tērauda lējums	Tērauds
$c_{v,s}$	1,4	1,0	1,0
c_c	-	-	1,2
c_{ℓ}	1,4	1,4	1,0

Izmēru attiecību (10.1. att., a) parasti pieņem:

$$b/d = \begin{cases} 1.5 \dots 1.7, \text{ tapai;} \\ 2 \dots 3, \text{ tapiņai;} \end{cases} \quad b/a = \begin{cases} 2 \dots 3.5, \text{ tapai;} \\ \approx 2, \text{ tapiņai.} \end{cases}$$

Tērauda tapu un tapiņu pieļaujamie spriegumi (MPa) detaļu savienojumos

Detaļu materiāls	Slogojuma raksturs	Gluda tapiņa ar uzspīli			Salāgojums ar riev tapiņu			Kustīgs savienojums ar tapu		
		$[\sigma_{v.s}]$	$[\sigma_t]$	$[\tau_c]$	$[\sigma_{v.s}]$	$[\sigma_t]$	$[\tau_c]$	$[p]$	$[\sigma_t]$	$[\tau_c]$
St 37	mierīga	98	190	80	69	160	65	30	200	80
St 50		104			73			30		
GS		83			58			30		
GG		68			48			40		
CuSn,CuZn		40			28			40		
AlCuMg		65			46			20		
AlSi		45			32			20		
St 37	pulsējoša	72	145	60	52	120	50	24	140	60
St50		76			55			24		
GS		62			43			24		
GG		52			36			32		
CuSn,CuZn		29			21			32		
AlCuMg		47			35			16		
AlSi		33			24			16		
St 37	rever-sīva	36	75	30	26	60	25	12	70	30
St50		38			28			12		
GS		31			21			12		
GG		26			18			16		
CuSn,CuZn		14			10			16		
AlCuMg		23			17			8		
AlSi		16			12			8		

Piezīmes. St – tērauds; GS – tērauda lējums; GG – čuguns.

Konsolveidā nostiprināta tapiņa slogojas liecē (10.9. att). Virsmas spiediens starp tapiņu un detaļas urbumu rodas no spēka F un lieces momenta $M = F L$. Pieņemot, ka spiediena epūra ir taisnstūrveida, aprēķina kopspiedienu (MPa):

$$p = \frac{F}{A} + \frac{M}{W} = \frac{F}{d s} + \frac{6 F L}{d s^2} = \frac{F}{d s} \left(1 + 6 \frac{L}{s} \right) \leq [p], \quad (10.5)$$

tapiņas lieces spriegumi σ_t (MPa):

$$\sigma_{\ell} = \frac{F \ell}{W} \leq [\sigma_{\ell}], \quad (10.6)$$

kur $A = d s$ – tapiņas un urbuma saskarlaukuma projekcija vertikālā plaknē, mm^2 ;

F – spēks, N;

s – tapiņas un detaļas urbuma salāgojuma garums, mm;

d – tapiņas diametrs, mm;

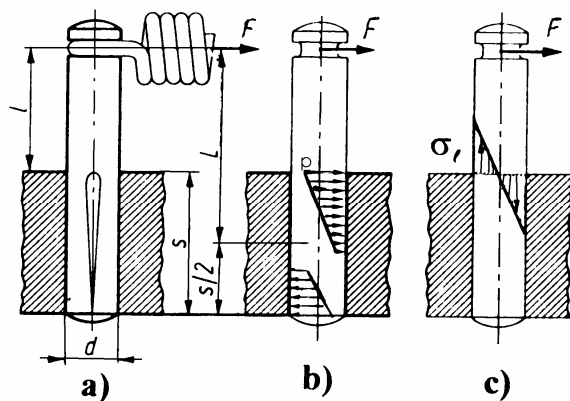
ℓ – tapiņas lieces plecs, mm;

L – aprēķina plecs, mm;

W – tapiņas pretestības moments, mm^3 .

Pieļaujamos spriegumus liecē $[\sigma_{\ell}]$ nosaka, 10.5. tabulā dotās skaitliskās vērtības reizinot ar 0,7.

Ja plecs ℓ ir ļoti mazs, tad izdara tapiņas pārbaudi arī cirpē.



10.9. att. Savienojuma ar konsolveida riev tapiņu aprēķinu shēma:

a – riev tapiņa ar slogojumu no stiepes atsperes; b – spiediena epīra salāgojumā; c – tapiņas noslogojums liecē.

Radiāli novietotu tapiņu savienojumā, kurš pārvada griezes momentu, pārbauda virsmas spiedē un cirpē (10.10. att.).

Virsmas spiedes spriegumi:

- starp detaļas rumbu un tapiņu:

$$\sigma_{v.s} = \frac{4 T}{(D_a^2 - D_i^2) d} \leq [\sigma_{v.s}]; \quad (10.7)$$

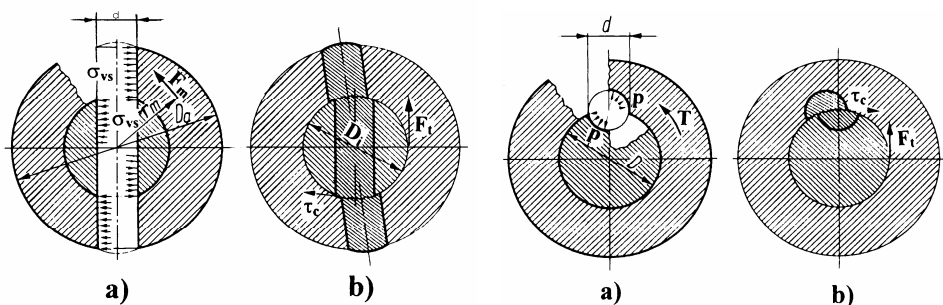
- starp vārpstu un tapiņu

$$\sigma_{v.s} = \frac{6 T}{D_i^2 d} \leq [\sigma_{vs}], \quad (10.8)$$

kur T – pārvadāmais griezes moments, N mm;

D_a un D_i – rumbas un vārpstas diametrs, mm;

d – tapiņas diametrs, mm.



10.10. att. Savienojums ar radiāli novietotu tapiņu:

a – virsmas spriegumi savienojumā; b – tapiņas cirpe; F_m – tangenciāls spēks; r_m – vidējais rāduss; F_t – aploces spēks.

10.11. att. Savienojums ar aksiāli novietotu tapiņu:

a – virsmas spriegumi savienojumā; b – tapiņas cirpe.

Savienojumu ar aksiāli novietotu tapiņu (10.11. att.) aprēķina virsmas spiedē un cirpē:

- virsmas spiedes spriegumi:

$$\sigma_{v.s} \approx \frac{4 T}{D d \ell} \leq [\sigma_{vs}]; \quad (10.9)$$

- tapiņas cirpes spriegumi

$$\tau_c = \frac{2 T}{D d \ell} \leq [\tau_c], \quad (10.10)$$

kur D – vārpstas diametrs, mm;

ℓ - tapiņas darbīgais garums, mm.

Pieļaujamos spriegumus izvēlas no 10.5. tabulas, pareizot tos ar skaitli 0,5.

Spriegtapiņas (10.3. att.) aprēķina tāpat, kā masīvās tapiņas, nosakot pretestības momentu liecē ar sakarību $W \approx 0,785(d - s)^2 s$ un šķēluma laukumu $A \approx \pi (d - s) s$, kur s ir apzīmēts tapiņas sienas biezums.

Pieļaujamos spriegumus liecē un cirpē ņem no 10.5. tabulas kā gludai tapiņai ar uzspīli, pareizinošos tos ar skaitli divi.

Aksiālai novietotas tapiņas pielieto griezes momenta pārvadīšanai neizjaucamos savienojumos (10.12. att., a ... e).

Tapiņas urbemos ievieto ar uzspīli. Koniskas tapiņas urbumā fiksē ar paplāksni un uzgriezni (b). Detaļu uz vārpstas parasti sēdina ar uzspīli.

Pārvadāmais griezes moments T (neievērojot uzspīli), N m:

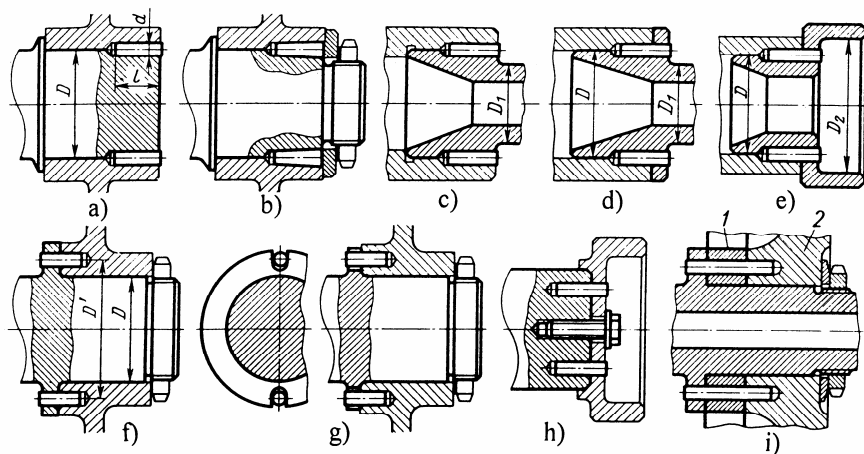
$$T = 10^{-3} \frac{z d \ell D [\tau]}{2}, \quad (10.11)$$

kur d un ℓ - tapiņas diametrs un garums, mm;

z - tapiņu skaits;

D - vārpstas diametrs, mm;

$[\tau]$ - pieļaujamie spriegumi cirpē (10.5. tab.), MPa.



10.12. att. Savienojumi ar aksiāli novietotām tapiņām.

Vārpstas un rumbas materiāla cietībai jābūt apmēram vienādai. Pretējā gadījumā, urbjot detaļu salāgojumā urbumu, urbis novirzīsies uz mazāk cietā materiāla pusi. Konstruktijā d un e urbis iegūst pareizu sākotnējo virzienu detaļas sienīnā.

Izjaucamos savienojumos ar tapiņām (10.12. att., f ... i), tapiņas viens gals salāgojās ar vārpstu (f ... h) ar uzspīli, bet otrs gals brīvi (h6 vai js 6). Pieļaujama savienojamo detaļu atšķirīga cietība, detaļas apstrādā atsevišķi, nevis kopā.

Pārvadāmais griezes moments T, N m

$$T = 10^{-3} \frac{0,78 d^2 z D' [\tau]}{2}, \quad (10.12)$$

kur D' - tapiņu izvietojuma diametrs, mm.

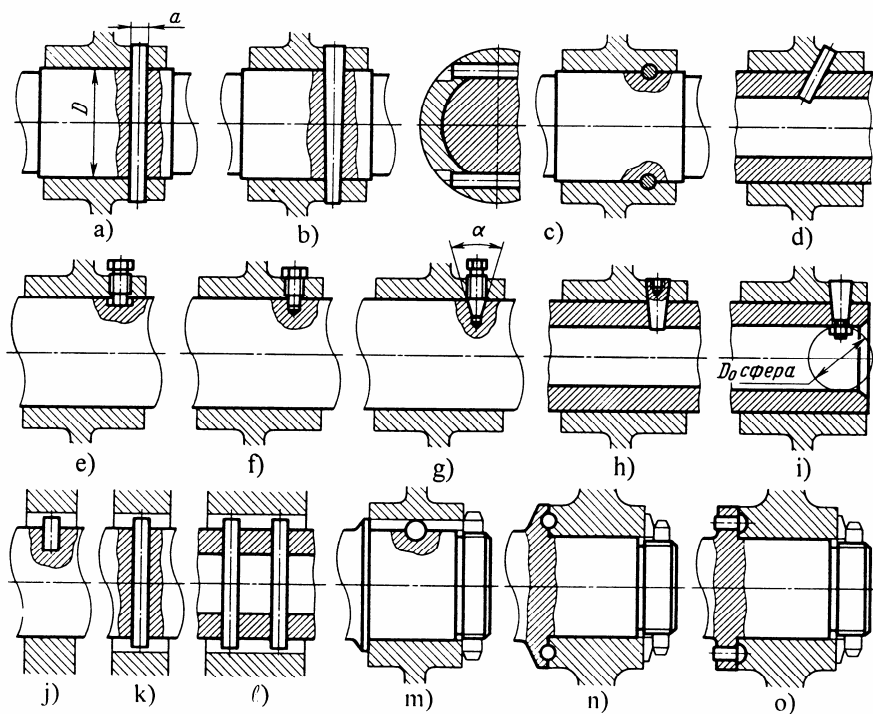
Ja z un d vienādi, tad neizjaucama savienojuma pārvadāmais griezes moments (10.11) būs apmēram 1,27 ℓ D/d D' reizes lielāks nekā izjaucamam savienojumam (10.12) (ja $\ell/d \approx 4$ un $D'/D \approx 1,3$, tad apmēram 4 reizes).

Mazslogotos savienojumos pielieto radiāli novietotās cilindriskas vai koniskas tapiņas (10.13. att.). Šādi savienojumi nav tehnoloģiski (urbumu urbj un izrīvē abās detaļās kopīgi) un urbums vājina vārpstu.

Pārvadāmais griezes moments T, N m

$$T = 10^{-3} \cdot 0,78 d^2 D [\tau]. \quad (10.13)$$

Salīdzinot izteiksmi (10.13) ar (10.11) un (10.12) redzams, ka savienojuma nestspēja apmēram 0,5 z reizes mazāka nekā savienojumam ar aksiāli novietotām tapiņām (10.12. att., f ... h) un 0,7 z ℓ/d reizes mazāka nekā tapiņām 10.12. attēlā, a ... c (piemēram, ja z = 6 un $\ell/d = 4$, tad 17 reizes).

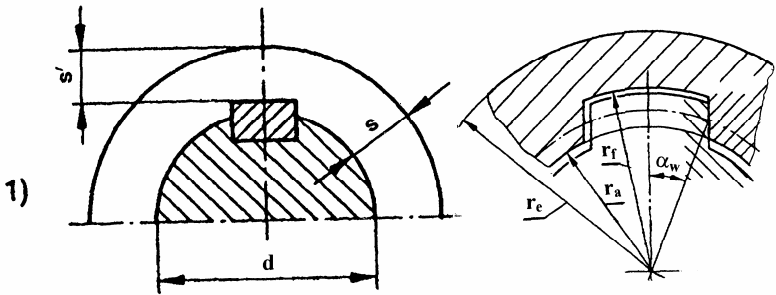


10.13. att. Savienojumi ar radiāli novietotām tapiņām:

a – ar cilindrisku tapiņu; b – ar konisku tapiņu; c – ar tangenciālām tapiņām; d – ar slīpi novietotu tapiņu (ja urbi nav iespējams virzīt radiāli); e ... g – ar sprotskrūvēm; h un i – ar izvelkamu vai pievelkamu konisku tapiņu; j ... l – tapiņu gali atrodas detaļas rievā; m un n – ar lodītēm; o – tapiņas ar sfērisku galvu.

10.6. tabulā dotas rekomendācijas dažādu vārpstas – rumbas salāgojumu garuma ℓ un rumbas sienas biezuma s (s') noteikšanai.

Salāgojuma garums ℓ (mm) un rumbas sienīņas biezums s (s') (mm) detaļas savienojumam ar tērauda vārpstu atkarībā no pārvadāmā griezes momenta T (N m)

						
$\ell \approx x \sqrt[3]{T/100}$; rumbai bez vājinājuma: $s \approx y \sqrt[3]{T/100}$; rumbai ar vājinājumu: $s' \approx y' \sqrt[3]{T/100}$						
Savienojums	(GJL) Pelēkā čuguna rumba			Tērauda vai tērauda lējuma (GS) rumba		
	x	y	y'	x	y	y'
Savienojumi ar uzspīli, konusu, līmētie (karsējot rumbu) un nekustīgi profilsavienojumi	4,2...5,3	2,1...3,0	-	2,1...3,5	1,8...2,6	-
Spīlētie savienojumi, kustīgie profilsavienojumi un līmētie savienojumi (montāža ar presēšanu)	5,3...7,0	1,8...2,1	-	3,5...4,6	1,4...1,8	-
Ķīlis, ierievis	5,3...7,0	-	1,5...1,8	3,5...4,6	-	1,1...1,5
Ķīļvārpsta, vieglā sērija, DIN/SO14 ²⁾	3,4...4,2	-	1,3...1,6	2,1...3,0	-	1,1...1,5
Ķīļvārpsta, vidējā sērija, DIN/SO14	2,1...3,0	-	1,2...1,5	1,3...2,1	-	1,0...1,4
Ķīļvārpsta, smaga sērija, DIN/SO14	1,4...2,1	-	1,1...1,4	0,8...1,3	-	0,9...1,3

Piezīmes. 1) Ja vārpstas vērpes spriegumi $\tau_v = 15$ MPa, tad $\ell/d \approx 0,3 x$ un $s/d \approx 0,3 y$. 2) Ķīļrievu vārpstai rumbas diametru attiecība: $d/d_a \geq 1,4$ (vispārīgā mašīnbūvē, $\geq 1,2$ (vieglā mašīnbūvē); $(r_e - r_f) \geq 1,5$ ($r_f - r_a$). 3) Ķīļrievu vārpstai detaļas rumbas garums ℓ norādīts nereversīvam griezes momentam. Mainīgam griezes momentam, kā arī noslogojumam ar aksiālu spēku izmēru ℓ palielina. 4) Lielākās skaitliskās vērtības statiskam, bet mazākās – dinamiskam griezes un lieces momentam.

11. SAVIENOJUMA VEIDA IZVĒLE

Vārpstas – rumbas savienojuma veida izvēli ietekmē vairāki faktori, tāpēc katrs konkrēts gadījums jānovērtē individuāli.

Nozīmīgākie faktori ir:

- pārvadamās slodzes (piemēram, griezes momenta) lielums un raksturs (mainīga, triecienveida);
- vārpstas, rumbas, kā arī starpelementu stiprība;
- spriegumu koncentrācija;
- drošums;
- izgatavošanas ērtība un kontrole;
- montāžas un demontāžas ērtība;
- izmaksas.

11.1. tabulā doti vispārīgi norādījumi savienojuma veida izvēlei. Dažu veidu savienojumu salīdzinājums dots 11.2 un 11.3 tabulās un 11.1. ... 11.5. attēlos.

Savienojumu pielietojumam ir formulējamas sekojošas vispārīgas rekomendācijas:

- **savienojumi ar formas faktoru**

- biežākai un vieglākai demontāžai;	- kustīgu savienojumu veidošanai;
- detaļu precīzai orientācijai;	- dažāda materiāla detaļu salāgošanai;

- **savienojumi ar berzes faktoru**

- vienkārši un lēti dažādu materiāla detaļu savienojumi;	- ērti regulēt detaļu savstarpējo novietojumu;
- uzņem pārslozdes;	- vienkārša detaļu ģeometriskā forma;

- **savienojumi ar papildmateriālu**

- uzņem dažāda virziena un dinamiskas slodzes;	- nodrošina blīvumu;
- mazas izmaksas individuālā un mazu sēriju ražošanā, labas remonta iespējas;	- var pielietot standartizētas un profilētas detaļas.

Savienojuma veida izvēli atvieglo speciāli konstrukciju katalogi [17].

11.1. tabula

Vārpstas – rumbas veida savienojumu izvēles ieteikumi

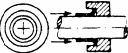
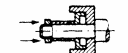
Raksturojums	Savienojums ar			
	berzes faktoru	formas faktoru	priekšslogotu formas faktoru	starpmateriālu
Mazs griezes moments	Spīlētie savienojumi, iedobtais ķīlis, tolerancgredzens	šķērstapiņa, segmentierievis	-	Līmētie un lodētie savienojumi
Reversīvs vai nereversīvs griezes moments	Uzspīles un spīlētie savienojumi, iedobtais ķīlis, tolerancgredzens	šķērstapiņa, prizmatiskais ierievis	-	Līmētie savienojumi
Liels reversīvs vai triecienveida griezes moments (piem., spararats)	Uzspīles savienojums (montējot termiski vai ar eļļaspiedienu)	-	Rievsavienojums, Profilsavienojums ar uzspīli, tangenciāķīlis	Metinātais savienojums
Kustīgs rumbas un vārpstas savienojums	-	Vadierievis, rievsavienojums	-	-
Īsa rumba un liels griezes moments	Uzspīles savienojums (ar termisku montāžu) ar karborunda pulveri	Rievsavienojums, profilsavienojums	-	Metinātais savienojums, līmētais savienojums
Viegli demontējama rumba	Spīlētie savienojumi, savienojumi ar konusu ar konisku spriegčaulu, ar eļļas spiedienu montējama detaļa, elastīgi koniski gredzeni	Prizmatiskais ierievis, rievsavienojumi un profilsavienojumi	Rievķīlis ar degunu, vītne uz rumbas pagarinājuma, kā arī koniska vītne (nereversīvai kustībai)	-
Uz gludas vārpstas novietota rumba	Iedobts ķīlis, spīlētie savienojumi, koniska bukse, elastīgi koniski gredzeni	-	-	-
Rotācijas kustībā pārbīdāma rumba	Iedobts ķīlis, spīlētie savienojumi, savienojumi ar konusu, koniska bukse	Trijstūrveida rievsavienojums	-	-
Plānsienas rumba	Elastīgi deformējami gredzeni	Trijstūrveida rievsavienojums	Ar vītņi uz rumbas pagarinājuma (pie nereversīva griezes momenta)	-

VĀRPSTAS – RUMBAS SAVIENOJUMU RAKSTUROJUMS

11.2. tabula

Iedaļums						Raksturojums																	Piezīmes																	
Galvenie elementi																																								
Pēc saskāres veida	Pēc spēka pārvadāšanas veida	Vienādojums	Nosaukums	Savienojuma skice		Griezum moments	Pārvadāmais griezum moments atkarīgs no	Aksiālais spēks	Sprieguma koncentrācija	Derīgums pie slodzes	Pārslodzes ietekme	Centrēšanās spēja	Ne-līdzsvarotība	Rumbas aksiālais pārtīdes iespēja	Rumbas stāvotnes maiņas iespēja	Detalju savstarpējā rovētojuma regulēšana	Vārpstas diametrs, mm	Materialis	Ražošanas izdevumi	Montāžas izdevumi	DIN (fīma)	Pielietojuma piemērs																		
1	2	1	2	3	Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17																		
Izmantojot formu	Tieši	$T \leq k \cdot \frac{D}{2} \cdot A_c [T_d]$ vai $T \leq k \cdot \frac{D}{2} \cdot A_c [p]$	Ar taisnstūra profilu		1	liels	h, z, l	—	liela			jā	nē	salāgojumos ar spēli	jā	nē	10 – 150	Vārpsta: 37 Cr 4 41 Cr 4 42 Cr Mo 4	lieli	mazi	5461/63 5471/72	Zobratī	Centrē pa ārējo diametru vai pa sānu malām šai rumbai																	
			Ar evolventes profilu		2			—													5480, 5482																			
			Ar trijstūra profilu		3			—									150 – 500				5481																			
			P 3 - profis		4	—	e, l, z	—	vidēja	Triecienvēda, mainīga		pašcentrēšanās	nē	salāgojumos ar spēli un bez slodzes	jā, pie konusa	10 – 100	10 – 100	mazi spec. mašīnbūvē			—	Piemērots isām un plānsienīgu rumbām; vārpstām ar konisku galu																		
			PC 4 - profis		5	—		—																																
	Netieši		Šķērslapina		6	—	d, D, d _a	uzņem	liela	—	Lūzums			jā	jā	nē		jā, pie koniskas tapinas	0.5 – 50	Tapiņa: 4D, 5S, 6S, 8G, 9S, 20K St 50 K St 70 St 60	vidēji	vidēji	1, 7 1470-77 1481, 6324, 7346	Iespējams pielietot koniskas un rienvārpas																
			Tangenciāla tapina		7																																			
			Garentapina		8														mazs						d, l	—	vidēja	—		jā	jā		nē		nē	5 – 500	Ierīvis: St 60	mazi	6885	
			Prizmatiskais rievis		9																					—													—	
			Segment-rievis		10																					—	h, l, b	—	liela	—										

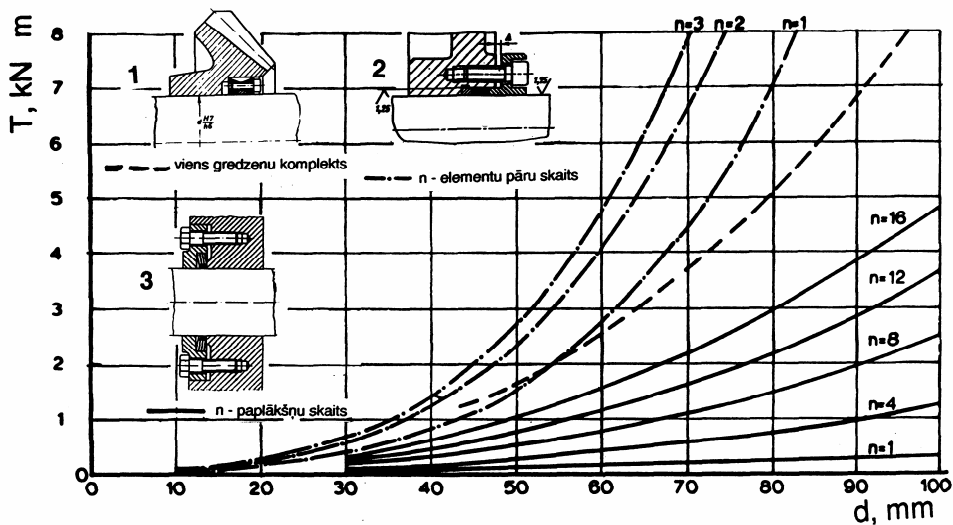
11.2. tabulas turpinājums

1	2	1	2	3	Nr	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Izmantojot berzi	Netieši	skat. Nr. 12 – 22	Spiedčaula		23	Vidējs	F	Uzņem	mazs	Trieclienveida, mainīga	Izslide	jā	espējams	skat. Nr. 12 – 22		3 – 100	skat. Nr. 19 – 22	skat. Nr. 15 – 22	mazi			Ierobežots darbmūžs
			Zvaigzņveida paplāksne		24		F															
			Cilindriskā sprieggredzens		25		F															
			Koniska spriegčaula ar garenisku šķēlumu		26		F															
Izmantojot formu un berzi	Netieši	$T \leq T_r$ $T_r \leq k \frac{D_2}{2} \cdot h \cdot [p]$	Rievkīlis		27	mazs	F_r α	Uzņem atkārtā no priekšsprieguma	liels	Lūzums	nē	jā	pie $F_{\alpha} < F_r$	—		5 – 500	St 60, kļu tērauds	vidēji	mazi	6886, 6887	6883, 6884	
		Plakankīlis		28	F_r α																	
		Iedobtais kīlis		29	F_r α																	
		Skat. Nr. 1 – 10	Tangenciālkīlis		30		Vidējs															
	—	Liels	Trieclienveida, mainīga	Lūzums	nē	ar spēli	nē	jā	50 – 100	Vārpsta, rumba: GG, GS, St	Vidēji	271	Sviru nostiprināšanai									

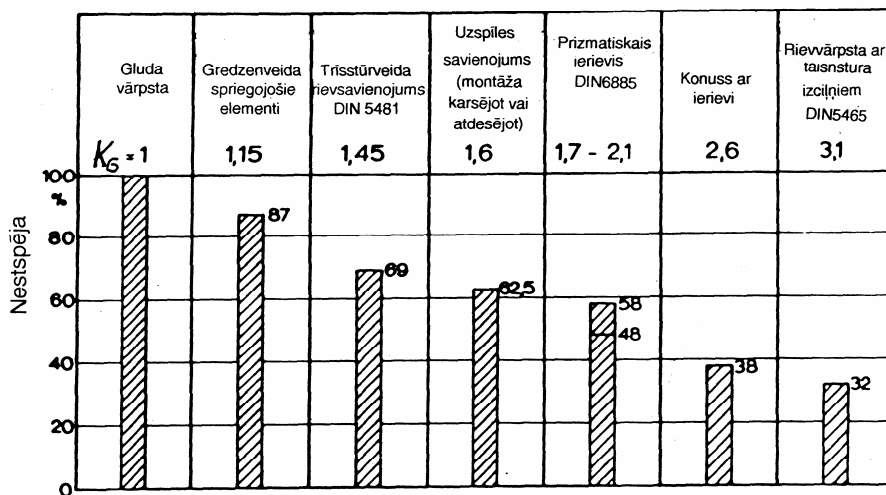
Savienojumu vārpsta – rumba salīdzinājums [16]

Parametrs	Uzspīles savienojums H7 / x6	Spīlēts savienojums 4xM8x30DIN912	Ar elastīgiem koniskiem gredzeniem 2x50x57 DIN8006	Ar prizmatiskiem ierīvētiem A14x9x56 DIN 6885 (2 gab.)	Taisnstūrveida formas rievsvienojums 8x46x50 DIN5462
Pārvadāmais griezes moments T, Nm	1975	874.6	945.3	787.5	1036.8
Efektīvais spriegumu koncentrācijas koeficients k_{τ}	~ 1.5	~ 1.5	1.2	1.9	2.7
Izmaksas, %	100	331	269	292	308
Piezīmes	$R_z = 6 \mu\text{m}$	T noteikt atkarībā no skrūvju pieļaujamās priekšslodzes $F_{v \max}$	-	-	-

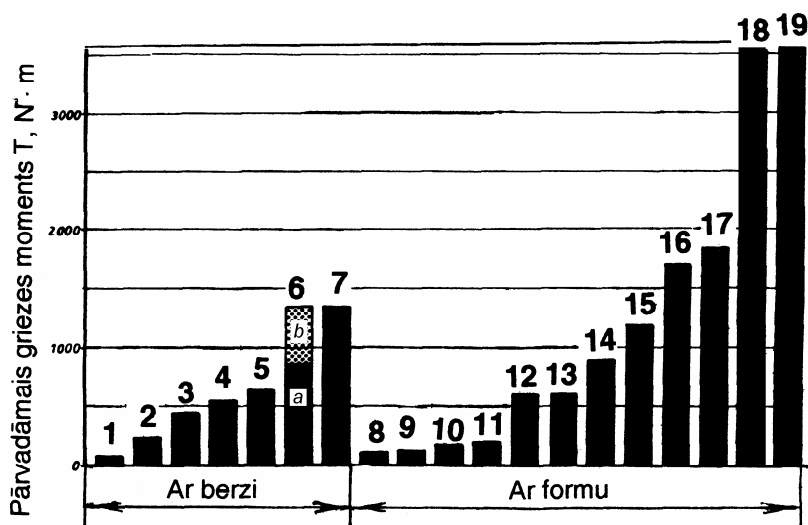
Aprēķinu sākuma dati: masīvas vārpstas diametrs $d = 50 \text{ mm}$; rumbas ārējais diametrs $d_2 = 100 \text{ mm}$; berzes koeficients $f = 0,12$; materiāls – tērauds St 60 – 1 ar pieļaujamo virsmas spiedes spriegumu $[\sigma_{vs}] = \frac{\sigma_T}{2} = \frac{330}{2} = 165 \text{ MPa}$ un koeficientu $c_B = 1,1$; salāgojuma garums $\ell = 40 \text{ mm}$; ražošanas apjoms – 500 savienojumi.



11.1. att. Griezes momenta atkarība no vārpstas diametra vārpstas – rumbas savienojumiem ar berzes faktoru [14]:
 1 – elastīgi pārgriezti koniski gredzeni; 2 – elastīgi koniski gredzeni; 3 – zvaigžņveida paplāksnes.

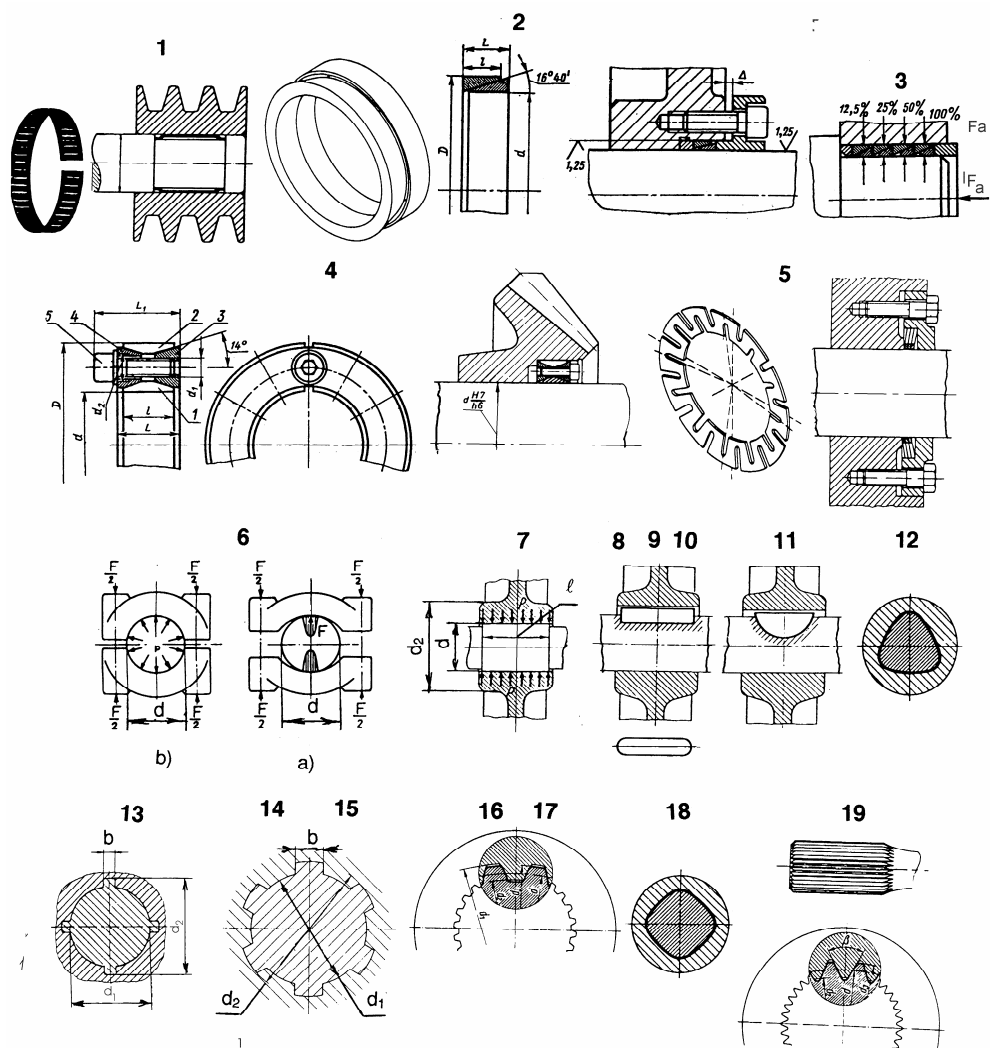


11.2. att. Vārpstas nestspējas samazinājums atkarībā no dažādiem spriegumu koncentratoru veidiem un efektīvā spriegumu koncentrācijas koeficienta K_σ .

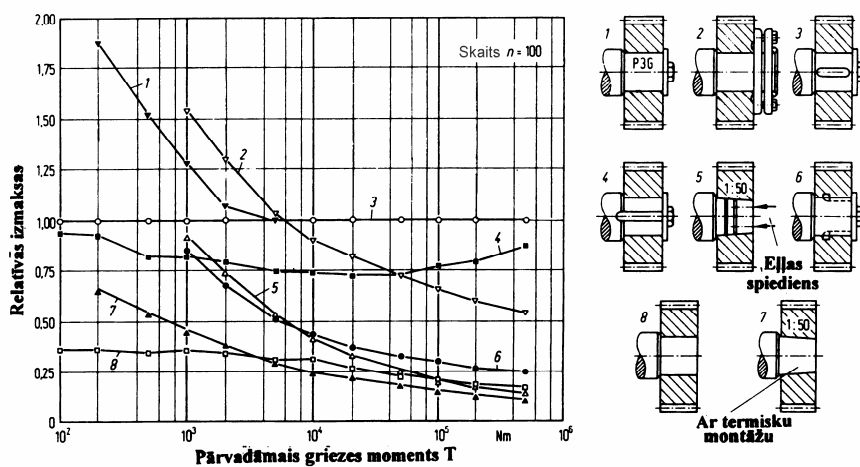


11.3. att. Pārvadamais griezes moments dažādiem vārpstas un detaļas rumbas savienojumu veidiem (pie $\ell = d = 40$ mm; $p = 9$ MPa; $f = 0,15$; slodzes nevienmērīga sadalījuma koeficients zobsavienojumos $\psi = 0,75$):

- 1 – tolerancgredzens; 2 – gredzenveida atsperīgs gredzens (viens pāris); 3 – gredzenveida atsperīgs gredzens (četri pāri); 4 – ar pārgrieztiem koniskiem gredzeniem; 5 – zvaigžņveida paplāksnes; 6 – klemmsavienojums ar dalītu rumbu: a – ar lielu atstatumu starp apskavām ($T_f = f F d$); b – ar mazu atstatumu starp apskavām ($T_f = \frac{\pi}{2} f F d$); 7 – savienojums ar garantētu uzspīli; 8 – prizmatiskais ierīvis (DIN 6885 Bℓ.2, augstais darbmašīnām); 9 – prizmatiskais ierīvis (DIN 6885 Bℓ.3, zemais); 10 – prizmatiskais ierīvis (DIN 6885 Bℓ.1, augstais); 11 – pegmentierīvis (DIN 6888); 12 – poligonālais profilsavienojums P 3; 13 – rievvārpsta (DIN 5471, ar četriem taisnstūra formas izciļņiem); 14 – rievvārpsta (DIN 5472, ar sešiem taisnstūra formas izciļņiem); 15 – rievvārpsta ar taisnstūra formas izciļņiem (DIN 5463); 15 – evolventes profila rievsvienojuma rumba (DIN 5482); 17 – evolventes profila rievvārpsta (DIN 5480); 18 – poligonālais profilsavienojums PC4; 19 – vārpsta ar trīsstūrformas izciļņiem (DIN 5481).



11.4. att. Vārpstas un detaļas rumbas savienojumu veidi
(numurs atbilst 11.3. att. norādītajam).



11.5. Dažādu savienojumu relatīvās izmaksas [15].

LITERATŪRA

1. Берникер Е.И. Посадки с натягом в машиностроении. М.; Л.: Машиностроение, 1966. – 168 с.
2. Тартаковский И.П. Контактная прочность прессовых соединений при пластических деформациях. – М., Киев: Машгиз, 1953. – с. 207-219.
3. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно – методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2. Под ред. П.Н.Учаева. - 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
4. Дунаев П.Ф., Коломец А.Н. Расчет соединений с гарантированным натягом с учетом рассеивания размеров вала и отверстия. – Вестник машиностроения, 1963, № 4, с. 31-34.
5. Гречищев Е.С., Ильяшенко А.А. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Köhler/Rögnitz. Maschinenteile. Teil 1. Hrsg. von J.Pokorny. Bearb. von L.Hägele ... – 8., neubearb. und erw. Aufl. – 1992. B.G.Teubner, Stuttgart, 1992. – 392 S.
8. Karl-Heinz Decker. Maschinenelemente. Gestaltung und Berechnung. – 11., durchges. und verb. Aufl. – München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1992. – 631 S.
9. DIN 7290. Preßverbände. Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln.
10. Kollmann F.G. Neues Berechnungsverfahren für elastisch – plastisch beanspruchte Querverpreßverbände. Z. Konstruktion 30(1978) H.7 und (1978) H.8.
11. Kollmann F.G., Önöz E. Ein verbessertes Auslegungsverfahren für elastisch – plastisch beanspruchte Querverpreßverbände. Z. Konstruktion 35 (1983) H. 11.
12. Uzklīņis G., Feldmanis J. Skrūves savienojumi. Jelgava: LLU, 2004. – 173 lpp.
13. Dietz P. Die Berechnung von Zahn- und Kielwellenverbindungen. Selbstverlag Büttelborn, 1978.
14. Müller H.W. Kompendium Maschinenelemente. 7. überarbeitete Auflage, 1987.
15. Kittsteiner H-J. Die Auswahl und Gestaltung von Kostengünstigen Welle – Nabe – Verbindungen. – München: Hanser, 1990.
16. Kollmann F.G. Umdruck zur Vorlesung Maschinenelemente I. Darmstadt, 1996.
17. VDI – Richtlinie 2232: Methodische Auswahl fester Verbindungen. Systematik, Konstruktionskataloge, Arbeitshilfen. VDI-EKV-Ausschuß Verbindungstechnik. Berlin: Beuth, 1990.

18. Junker G.H., Dieter S. Die Streckgrenze als Streuungsgröße bei der Schraubenmontage, VDI-Z, 1975, 117, Nr 21, S. 1014-1016.
19. Irving R. R. Who knows tight is tight? Iron Age, 1968, 202, Nr 4, p. 85-92.
20. Гельфанд М.Л., Ципенюк Я.И., Кузнецов О.К. Сборка резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1978. – 109 с.
21. Гоулд Д., Микич М. Площади контакта и распределения давлений в болтовых соединениях // Конструирование и технология машиностроения, 1972, Nr 3. – с. 99.
22. Ито Ю., Тайда И., Нагота С. Распределение давления на поверхности раздела в болтовом соединении // Конструирование и технология машиностроения, 1979, Nr 2. – с. 116-123.
23. Fernlund J. Druckverteilung zwischen Dichtflächen an verschraubten Flanschen // Konstruktion, 1970, Bd. 22, Nr 6. – S. 218-224.
24. Shibahara M., Oda J. On Clamping Stiffness of Abutments in Bolted Joints // Journal of ISME, 1969, vol. 72, Nr 611. – p. 1619.
25. VDI – Richtlinie VDI 2230 (July, 1986): Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen.
26. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
27. Esser J. Ermüdungsbruch. Eine Einführung in die neuzeitliche Schraubenberechnung. 20. Auflage, Hamburg, 1989. – S. 90.
28. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник., 2-е изд. перераб. и дополн. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
29. Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н., Калачев В.Ф. и др. Курсовое проектирование деталей машин. Справочное пособие. Часть 2. Минск: Высшая школа, 1982. – 334 с.
30. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение, 1982. – 223 с.
31. Pahl G., Beitz W. Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung. Dritte, neubearbeitete und erweiterte Auflage. Springer – Verlag, 1993. – 751 S.
32. VDI – Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme. Düsseldorf: VDI, 1993.
33. VDI – Richtlinie 2222 Bl 2: Konstruktions – Methodik, Erstellung und Anwendung von Konstruktionskatalogen. Düsseldorf: VDI, 1993.
34. VDI – Richtlinie 2225, Bl 3: Konstruktionsmethodik: Technisch – wirtschaftliches Konstruieren: Technisch – wirtschaftliche Bewertung. Düsseldorf: VDI, 1998.
35. VDI – Richtlinie 2801. Blatt 1-3: Wertanalyse. Düsseldorf: VDI – Verlag, 1970/71.

36. VDI – Richtlinie 2802: Wertanalyse. Düsseldorf: VDI – Verlag, 1976.
37. Джонс Дж.К. Методы проектирования: Пер. с англ., 2-е изд., доп. – М.: Мир, 1986. – 326 с.
38. Хилл П. Наука и искусство проектирования. Методы проектирования, научное обоснование решений. М.: Издательство Мир, 1973. – 262 с.
39. Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. – 464 с.
40. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
41. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Изд. 3 – е, перераб. и доп. Под ред. С.В.Серенсена. М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
42. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. М.: Изд – во стандартов, 1982. – 80 с.
43. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей. Р50-83-88. М.: Изд-во стандартов, 1989. – 71 с.
44. Шор Я.Б., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности. М.: Изд-во «Советское радио», 1968. – 288 с.
45. Abrams I. Mērījumu rezultātu matemātiskā apstrāde. Rīga: Zvaigzne, 1983. – 139 lpp.