

FAKULTET ELEKTROTEHNIKE, STROJARSTVA I  
BRODOGRADNJE – SPLIT

Zavod za strojarstvo i brodogradnju  
Katedra za elemente strojeva

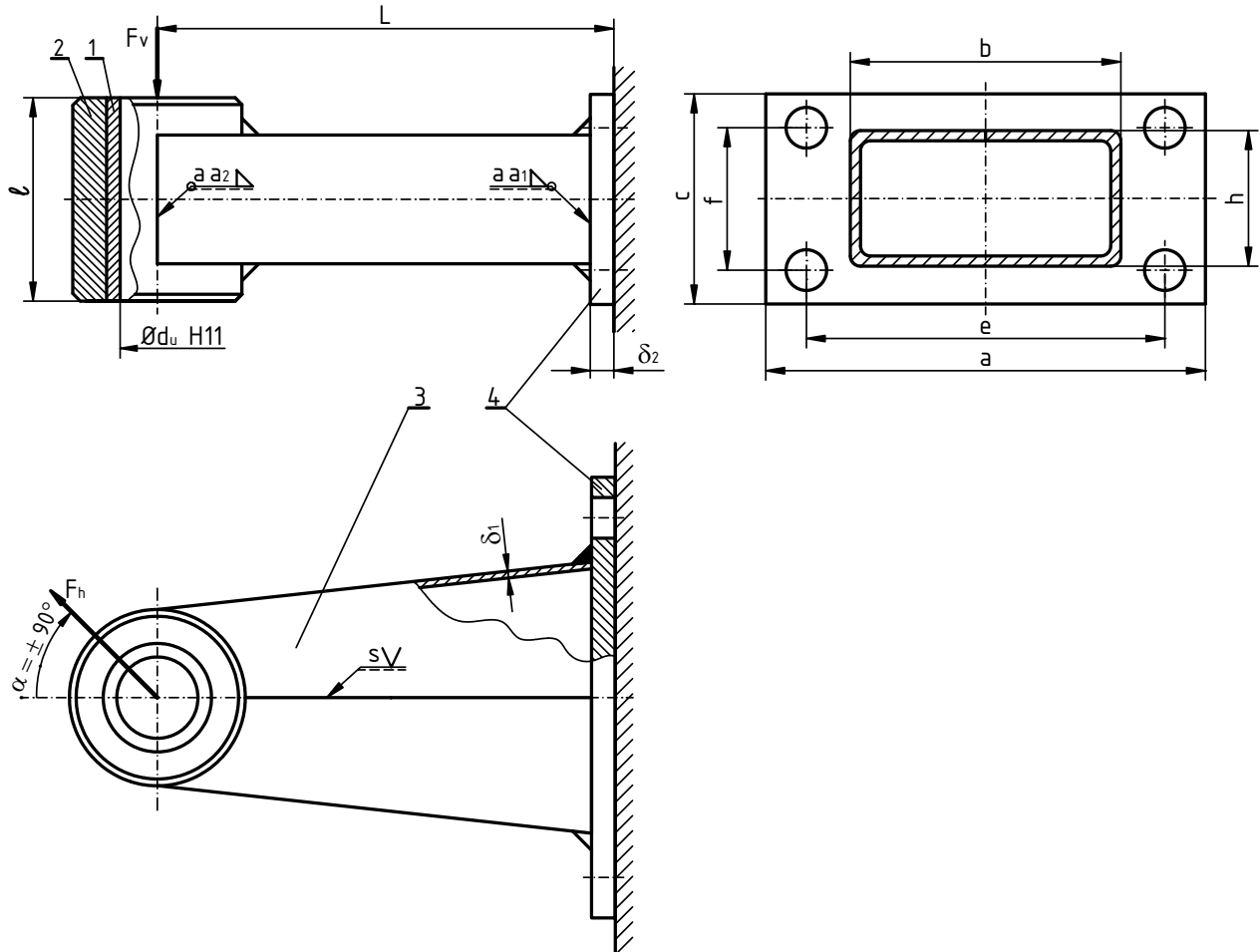
D. Jelaska, S. Podrug

## **STEZNI I ZAVARENI SPOJ**

(Uputstvo za proračun)

Split, 2005.

Proračunati i konstruirati oslonac okretne dizalice izveden i opterećen prema slici 1.



**Slika 1. Oslonac okretne dizalice**

Oslonac je opterećen statičkom, vertikalnom silom  $F_v$  i horizontalnom silom  $F_h$  s faktorom udara  $\varphi = 1,2$ . Sila  $F_h$  mijenja pravac djelovanja od  $\alpha = -90^\circ$  do  $\alpha = 90^\circ$ . Opterećenje  $F_v$  i  $F_h$  djeluje na brončanu ležajnu čahuru (1) uprešanu u glavinu oslonca (2).

Konstrukcija oslonca sastoji se iz glavine (2) zavarene zavarem debljine  $a_2$  na nosač (3). Nosač (3) izrađen je iz jednog komada lima debljine  $\delta_1$  savijenog i zavarenog prema slici 1. Nosač (3) zavaren je na temeljnu ploču (4) dimenzija  $a \times c \times \delta_2$ . Debljina zavara koji veže nosač (3) i temeljnu ploču (4) dimenzija je  $a_1$ .

Potrebno je:

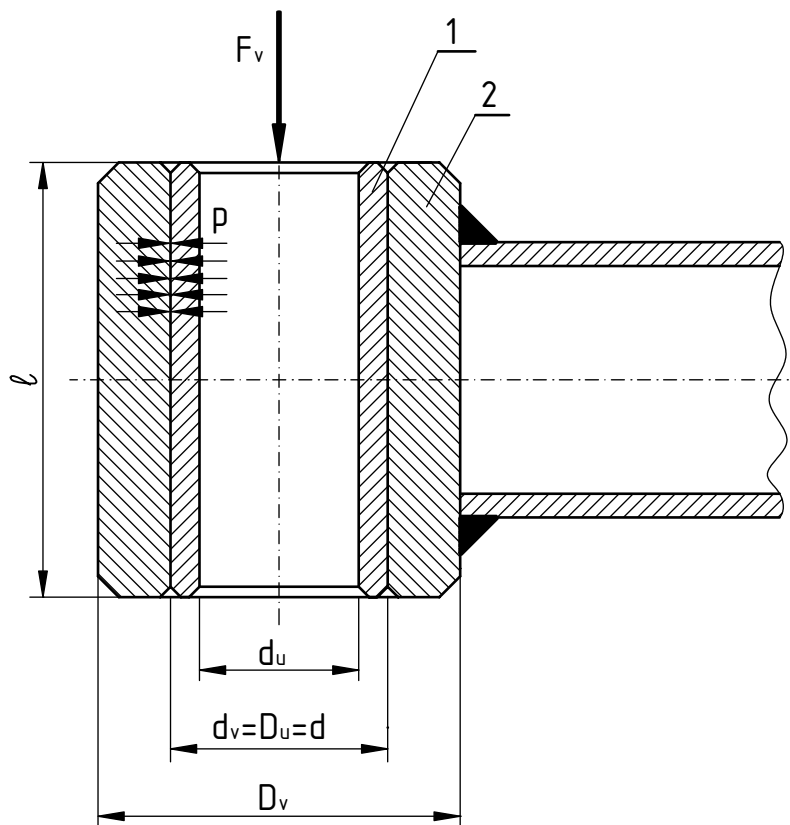
1. Proračunati i dimenzionirati stezni spoj ležajne čahure i glavine oslonca.
2. Dimenzionirati zavar i kontrolirati naprezanja u zavaru s kojim je nosač oslonca zavaren na temeljnu ploču.
3. Proračunati potreban promjer vijaka za pričvršćivanje temeljne ploče.

Zadano:

- |                                     |        |
|-------------------------------------|--------|
| - vertikalna sila                   | $F_v$  |
| - horizontalna sila                 | $F_h$  |
| - promjer ležajne čahure            | $d_u$  |
| - dužina oslonca                    | $L$    |
| - dužina glavine                    | $\ell$ |
| - visina nosača                     | $h$    |
| - širina nosača                     | $b$    |
| - debljina nosača                   |        |
| - materijal nosača i temeljne ploče |        |
| - materijal glavine                 |        |
| - materijal ležajne čahure          |        |

# 1 DIMENZIONIRANJE STEZNOG SPOJA

Stezni spoj ležajne čahure i glavine oslonca prikazan je na slici 2.



Slika 2. Stezni spoj

## 1.1 Sila trenja u steznom spoju

Vertikalno opterećenje  $F_v$  prenosi se na oslonac trenjem između uprešane čahure i glavine. Trenje mora biti veće od  $F_v$  za potrebnu sigurnost spoja

$$F_v < pA\mu = F_t, \text{ odnosno}$$

$$F_v s = pA\mu$$

gdje je:

$F_t$  – sila trenja

$A = d\pi\ell$  – površina nalijeganja

$p$  – tlak na naležnim površinama

$\mu$  – faktor trenja

$s = 1,3 \dots 1,8$  – stupanj sigurnosti spoja

Ležajna čahura i glavina tvore čvrsti dosjed. Pri minimalnom prijeklopu dosjeda mora na naležnim plohamo vladati tlak koji omogućava preuzimanje opterećenja  $F_v$ , a pri maksimalnom prijeklopu naprežanja, u steznim dijelovima ne smiju prijeći dopuštene granice.

## 1.2 Minimalni tlak u spoju

$$p_{\min} = \frac{F_v s}{A \mu} = \frac{F_v s}{d \pi \ell \mu} \text{ MPa}$$

Faktor trenja  $\mu = 0,1 \dots 0,12$ .

## 1.3 Potrebni minimalni prijeklop

$$P_d = p_{\min} (K_v + K_u) d + \Delta P$$

gdje je:

$$K_v = \frac{1}{E_v} \left( \frac{1 + \delta_v^2}{1 - \delta_v^2} + \nu_v \right)$$

$$K_u = \frac{1}{E_u} \left( \frac{1 + \delta_u^2}{1 - \delta_u^2} - \nu_u \right)$$

$\Delta P$	– gubitak prijeklopa zbog uglašavanja
$E_v, E_u$	– modul elastičnosti glavine i ležajne čahure
$\delta_v = D_u / D_v$	– omjer promjera
$\delta_u = d_u / d_v$	
$\nu_v, \nu_u$	– Poissonov koeficijent vanjskog i unutrašnjeg dijela

Promjer ležajne čahure  $d_v$  može se odabrati  $d_v = 1,25 d_u$ , a promjer glavine  $D_v = 1,6 D_u$ , odnosno  $\delta_v = 0,625$ ,  $\delta_u = 0,800$ .

Moduli elastičnosti i Poissonovi koeficijenti:

$E_v = 210 \text{ GPa}$	– modul elastičnosti čelika
$E_u = 110 \text{ GPa}$	– modul elastičnosti bronce

$\nu_v = 0,30$  – Poissonov koeficijent za čelik  
 $\nu_u = 0,33$  – Poissonov koeficijent za broncu

Na primjer za:

$$E_v = 210 \text{ GPa} \quad \delta_v = 0,625 \quad \nu_v = 0,30$$

$$E_u = 110 \text{ GPa} \quad \delta_u = 0,800 \quad \nu_u = 0,33$$

$$K_v = \frac{1}{210 \cdot 10^3} \left( \frac{1 + 0,625^2}{1 - 0,625^2} + 0,30 \right) = 12,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N}$$

$$K_u = \frac{1}{110 \cdot 10^3} \left( \frac{1 + 0,8^2}{1 - 0,8^2} - 0,33 \right) = 38,4 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N}$$

Gubitak prijeklopa  $\Delta P$  zavisi o hrapavosti površina u kontaktu

$$\Delta P = 1,2(R_{zv} + R_{zu})$$

gdje je  $R_{zv}$ ,  $R_{zu}$  srednja visina elemenata profila vanjskog i unutarnjeg dijela (tablica 1).

### Razredi površinske hrapavosti

**Tablica 1**

Srednje odstupanje profila $R_a \mu\text{m}$	0,025	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50
Srednja visina elemenata profila $R_z \mu\text{m}$	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	100	200
Najveća visina profila $R_{\text{max}} \mu\text{m}$	0,16	0,32	0,63	1,25	2,5	5	10	20	40	80	160	320

Iz tablice 2 odabire se dosjed s minimalnim prijeklopom većim ili jednakim izračunatom potrebnom minimalnom prijeklopu.

**Tolerancije čvrstih dosjeda  $\mu\text{m}$  u sustavu jedinstvenog provrta**

**Tablica 2**

Nazivna mjera u mm	H7						
	r6	s6	t6	u6	x6	z6	za6
10)-14	-34 - 5	-39 -10		-44 -15	-51 -22	-61 -32	-75 -46
14)-18	-34 - 5	-39 -10		-44 -15	-56 -27	-71 -42	-88 -59
18)-24	-41 - 7	-48 -14		-54 -20	-67 -33	-86 -52	
24)-30	-41 - 7	-48 -14	-54 -20	-61 -27	-77 -43	-101 - 67	
30)-40	-50 - 9	-59 -18	-64 -23	-76 -35	-96 -55	-128 - 87	
40)-50	-50 - 9	-59 -18	-70 -29	-86 -45	-113 - 72		
50)-65	-60 -11	-72 -23	-85 -36	-106 - 57	-141 - 92		
65)-80	-62 -13	-78 -29	-94 -45	-121 - 72			
80)-100	-73 -16	-93 -36	-113 - 56	-146 - 89			
100)-120	-76 -19	-101 - 44	-126 -69	-166 -109			
120)-140	-88 -23	-117 - 52	-147 - 82	-195 -130			
140)-160	-90 -25	-125 - 60	-159 - 94				
160)-180	-93 -28	-133 - 68	-171 -106				
180)-200	-106 - 31	-151 - 76	-195 -120				
200)-225	-109 - 34	-159 - 84					
225)-250	-113 - 38	-169 - 94					
250)-280	-126 - 42	-190 -106					

Nazivna mjera u mm	H8							
	s8	t8	u8	x8	z8	za8	zb8	zc8
10)-14	-55 - 1			-67 -13	-77 -23	-91 -37	-117 - 63	-157 -103
14)-18	-55 - 1			-72 -18	-87 -33	-104 - 50	-135 - 81	-177 -123
18)-24	-68 - 2			-87 -21	-106 - 40	-131 - 65	-169 -100	-221 -155
24)-30	-68 - 2		-81 -15	-97 -31	-121 - 55	-151 - 85	-193 -127	-251 -185
30)-40	-82 - 4		-99 -21	-119 - 41	-151 - 73	-187 -109	-239 -161	
40)-50	-82 - 4		-109 - 31	-136 - 58	-175 - 97	-219 -141	-281 -203	
50)-65	-99 - 7		-133 - 41	-168 - 76	-218 -126	-272 -180	-346 -254	
65)-80	-105 - 13		-148 - 56	-192 -100	-256 -164	-320 -228		
80)-100	-125 - 17		-178 - 70	-232 -124	-312 -204	-389 -281		
100)-120	-133 - 25	-158 - 50	-198 - 90	-264 -156	-364 -256			
120)-140	-155 - 29	-185 - 59	-233 -107	-311 -185	-428 -302			
140)-160	-163 - 37	-197 - 71	-253 -127	-343 -217	-478 -352			
160)-180	-171 - 45	-209 - 83	-273 -147	-373 -247				
180)-200	-194 - 50	-238 - 94	-308 -164	-422 -278				
200)-225	-202 - 58	-252 -108	-330 -186	-457 -313				
225)-250	-212 - 68	-268 -124	-356 -212	-497 -353				
250)-280	-239 - 77	-299 -137	-396 -234	-556 -394				



## 1.4 Maksimalni tlak u spoju

Maksimalni prijeklop  $P_g$  mjerodavan je za određivanje maksimalnog tlaka koji se može pojaviti na naležnim površinama.

$$p_{\max} = \frac{P_g - \Delta P}{(K_u + K_v)d} \text{ MPa}$$

## 1.5 Naprezanja u steznim dijelovima

U ležajnoj čahuri najveće naprezanje je na unutarnjoj strani i iznosi:

$$\sigma_{u,\max} = -\frac{2p_{\max}}{1-\delta_u^2} \leq 0,9 \cdot R_{p0,2}$$

gdje je:  $R_{p0,2}$  – tehnička granica tečenja, za broncu P.CuSn12  $R_{p0,2} = 130$  MPa

Naprezanje u glavini oslonca

$$\sigma_{v,\max} = \frac{2p_{\max}}{1-\delta_v^2} \leq 0,9 \cdot R_e$$

gdje je:  $R_e$  granica tečenja, za konstrukcijske čelike vrijednosti su dane u tablici 3.

### Mehanička svojstva konstrukcijskih čelika za metalne konstrukcije

Tablica 3

Čelik	Statička čvrstoća $R_m$ , MPa	Granica tečenja $R_e$ , MPa	Dinamička čvrstoća	
			$R_{-1}$ , MPa	$R_0$ , MPa
Č0130	300-500	180		
Č0370 Č0361 Č0362 Č0363	340-470	235	120	200
Č0451 Č0452 Č0453	410-540	275	125	210
Č0561 Č0562 Č0563	490-630	355	135	220
Č0545	470-610	295	180	300
Č0654	570-710	335	210	330
Č0745	670-830	365	240	370

Ukoliko izračunato naprezanje prelazi dopuštene granice potrebno je odabrati dosjed s manjim maksimalnim prijeklopom ili povećati debljinu ležajne čahure odnosno glavine, tj.  $\delta_u$ ,  $\delta_v$  smanjiti.

## 1.6 Tolerancija unutrašnjeg promjera ležajne čahure

Zbog djelovanja tlaka  $p$  na ležajnu čahuru unutrašnji promjer se smanjuje za iznos

$$\Delta d = 2p \frac{d_u}{E_u (1 - \delta_u^2)} \text{ mm}$$

Odnosno minimalno i maksimalno smanjenje unutrašnjeg promjera

$$\Delta d_{\min} = 2p_{\min} \frac{d_u}{E_u (1 - \delta_u^2)} \text{ mm}$$

$$\Delta d_{\max} = 2p_{\max} \frac{d_u}{E_u (1 - \delta_u^2)} \text{ mm}$$

Izrađuje li se unutrašnji promjer čahure prije uprešavanja potrebno je izračunato smanjenje promjera uzeti u obzir na način da se provrt izradi u tolerancijskom polju koje se nalazi iznad nul-linije.

**Tablica 4**

$d_u$ , mm	50)-80	80)-120	$d_u$ , mm	50)-80	80)-120
<b>D8</b>	+146	+174	<b>E8</b>	+106	+126
	+100	+120		+60	+72
<b>D9</b>	+174	+207	<b>E9</b>	+134	+159
	+100	+120		+60	+72
<b>D10</b>	+220	+260	<b>F7</b>	+60	+71
	+100	+120		+30	+36
<b>E7</b>	+90	+107	<b>F8</b>	+76	+90
	+60	+72		+30	+36
<b>Veličina tolerancijskog polja H11</b>				190 $\mu\text{m}$	220 $\mu\text{m}$

Ukoliko se izrađuje manji broj komada jednostavnije je ostaviti dodatak za obradu i provrt na konačnu mjeru obraditi nakon uprešavanja u glavinu.

## 2 DIMENZIONIRANJE I NAPREZANJE ZAVARA

### 2.1 Dimenzioniranje zavora

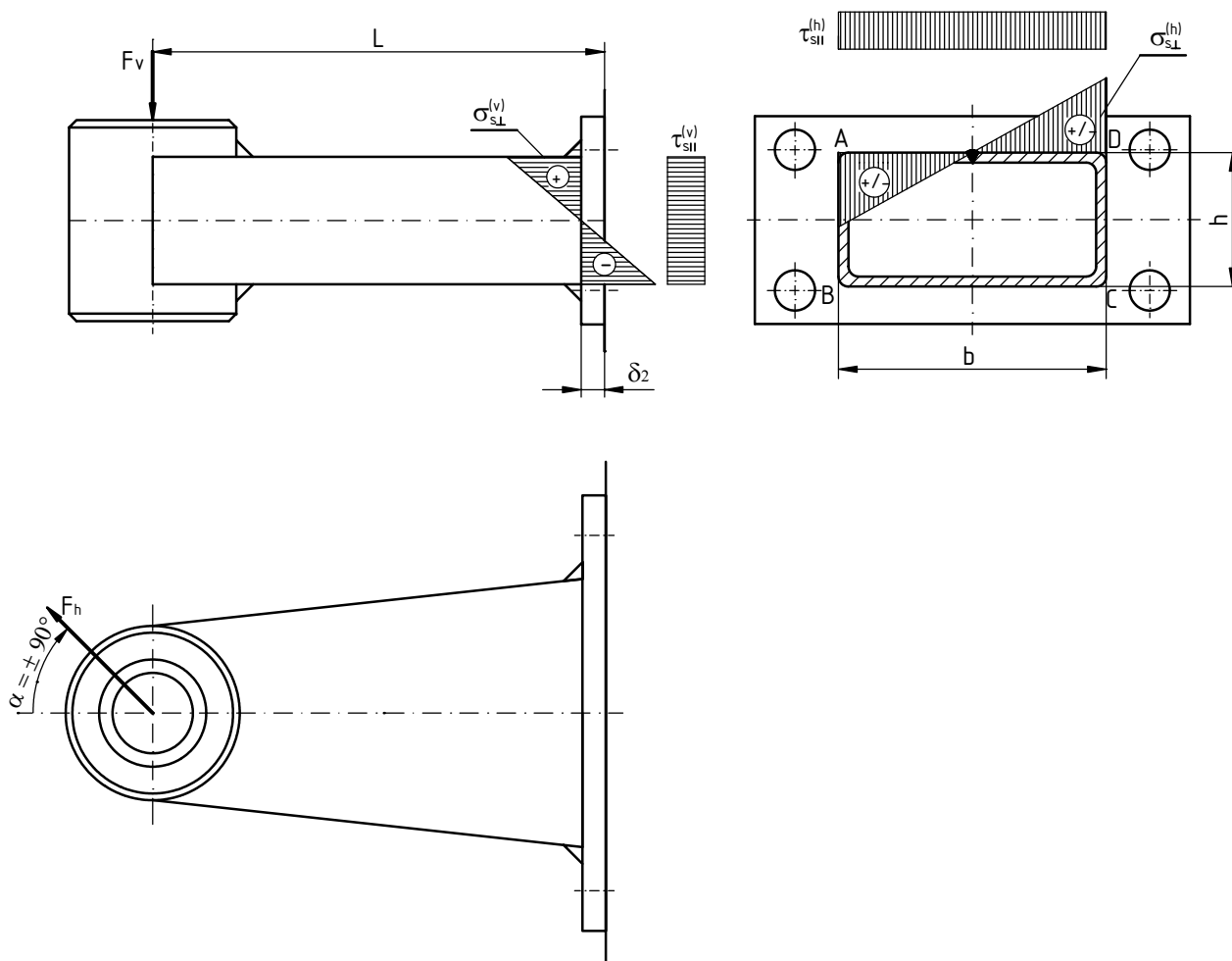
Debljina zavora  $a_1$  uzima se

$$a_1 \approx 0,7 \delta_1 \text{ mm}$$

### 2.2 Naprezanje zavora

Vertikalna sila  $F_v$  izaziva konstantna naprezanja u zavaru i to u karakterističnim točkama A i D vlačna, a u B i C tlačna.

Sila  $F_h$  zbog promjene pravca djelovanja izaziva promjenjivo naprezanje.



Slika 3. Naprezanje u zavaru

### 2.2.1 Moment tromosti presjeka zavara

$$I_x = \frac{(b + 2a_1)(h + 2a_1)^3 - bh^3}{12} \text{ mm}^4$$

$$I_y = \frac{(h + 2a_1)(b + 2a_1)^3 - hb^3}{12} \text{ mm}^4$$

### 2.2.2 Naprezanje zbog vertikalne sile

a) Normalno naprezanje

$$\sigma_{s\perp(A)}^{(v)} = \sigma_{s\perp(D)}^{(v)} = \frac{F_v(L - \delta_2)}{I_x} \frac{h + 2a_1}{2} \text{ MPa}$$

$$\sigma_{s\perp(B)}^{(v)} = \sigma_{s\perp(C)}^{(v)} = \frac{F_v(L - \delta_2)}{I_x} \left( -\frac{h + 2a_1}{2} \right) \text{ MPa}$$

b) Posmično naprezanje

Može se uzeti da posmičnu silu preuzimaju samo zavari paralelni s pravcem djelovanja sile, pa je smičuća površina:

$$A^{(v)} = 2a_1(h + 2a_1), \text{ odnosno naprezanje}$$

$$\tau_{s\parallel}^{(v)} = \frac{F_v}{A^{(v)}} = \frac{F_v}{2a_1(h + 2a_1)} \text{ MPa}$$

### 2.2.3 Naprezanje zbog horizontalne sile

a) Normalno naprezanje

$$\sigma_{s\perp}^{(h)} = \pm \frac{\varphi F_h(L - \delta_2)}{I_y} \frac{b + 2a_1}{2} \text{ MPa}$$

b) Posmično naprezanje

Smičuća površina:

$$A^{(h)} = 2a_1(b + 2a_1), \text{ odnosno naprezanje}$$

$$\tau_{s\parallel}^{(h)} = \frac{\varphi F_h}{A^{(h)}} \text{ MPa}$$

## 2.2.4 Ekstremne vrijednosti naprežanja

Najnepovoljnije naprežanje zavara je u točkama A i D za koje su ekstremne vrijednosti

$$\sigma_{\perp(A),\min} = \sigma_{s\perp(A)}^{(v)} - \sigma_{s\perp}^{(h)}$$

$$\sigma_{\perp(A),\max} = \sigma_{s\perp(A)}^{(v)} + \sigma_{s\perp}^{(h)}$$

i koeficijent asimetrije ciklusa

$$r = \frac{\sigma_{\perp(A),\min}}{\sigma_{\perp(A),\max}}$$

## 2.2.5 Ekvivalentno naprežanje zavara

$$\sigma_{\text{ekv}(A)} = \frac{1}{2} \left( \sigma_{\perp(A),\max} + \sqrt{\sigma_{\perp(A),\max}^2 + 4 \left[ \left( \tau_{s\parallel}^{(v)} \right)^2 + \left( \tau_{s\parallel}^{(h)} \right)^2 \right]} \right) \leq \sigma_{Dz\upsilon,\text{dop}}$$

## 2.2.6 Dopušteno naprežanje dinamički opterećenog zavara

$$\sigma_{Dz\upsilon,\text{dop}} = \frac{R_{D,z\upsilon}}{\nu}$$

gdje je:

$\sigma_{Dz\upsilon,\text{dop}}$  – dopušteno normalno naprežanje dinamički opterećenog zavara za neograničenu trajnost zavarenog spoja

$\nu$  – stupanj sigurnosti zavarenog spoja,  $\nu = 1,6$

$R_{D,z\upsilon}$  – trajna dinamička čvrstoća zavara; za naprežanja s asimetrijom ciklusa  $r = 0$  i  $r = -1$  prema izrazu:

$$R_{D,z\upsilon} = \frac{b_{z\upsilon} R_D}{\beta_k}$$

$b_{z\upsilon}$  – faktor kvalitete zavara:

$b_{z\upsilon} = 1,0$  za zavar visoke kvalitete – 1. i 2. razred kvalitete (skupina B)

$b_{z\upsilon} = 0,8$  za zavar srednje kvalitete – 3. razred kvalitete (skupina C)

$b_{z\upsilon} = 0,5$  za zavar niske kvalitete – 4. razred kvalitete (skupina D)

$\beta_k$  – efektivni faktor koncentracije naprežanja zavarenog spoja, tablica 5

**Efektivni faktor koncentracije naprežanja zavora  $\beta_k$**

**Tablica 5**

<b>Čeoni spoj</b>	Naziv zavora	Puni zavar	V-zavar	V-zavar s provarenim korijenom	Obraden V-zavar	X-zavar	Kosi V-zavar	
	Oblik zavora							
	Debljina zavora		$t$	$t$	$t$	$t$	$t$	
	Vlak/tlak Savijanje Smik	1,00 1,00 1,25	2 1,67 2,38	1,43 1,19 1,79	1,09 1,00 1,37	1,43 1,19 1,79	1,25 1,02 1,54	
<b>Kutni T zavori</b>	Naziv zavora	Dvostruki izbočeni kutni zavar	Dvostruki ravni kutni zavar	Dvostruki udubljeni kutni zavar	Jednostrani ravni kutni zavar	Polovični V-zavar s provarenim korijenom	K-zavar s dvostrukim korijenom	X-zavar
	Oblik zavora							
	Debljina zavora	$2a$	$2a$	$2a$	$a$	$t$	$t$	$t$
	Vlak/tlak Savijanje Smik	3,13 1,45 3,13	2,86 1,43 2,86	2,44 1,15 2,44	4,55 2,27 4,55	1,59 1,25 2,00	1,79 1,25 2,22	1,43 1,19 1,79
		gornje vrijednosti vrijede i za kružne kutne zavora s debljinom zavora $a$						
<b>Kutni zavori</b>	Naziv zavora	Ravni kutni zavar	Dvostruki ravni kutni zavar	Kutni čeoni zavar	Kutni čeoni zavar s provarenim korijenom	Kutni X-zavar		
	Oblik zavora							
	Debljina zavora	$a$	$2a$	$t$	$t$	$2a$		
	Vlak/tlak Savijanje Smik	4,55 2,27 4,55	3,33 1,67 3,33	2,22 1,82 2,70	1,67 1,33 2,00	2,86 1,43 2,86		
<b>Preklopni zavori</b>	Naziv zavora	Poprečni zavori			Uzdužni zavori			
	Oblik zavora							
	Debljina zavora	$2a$	$2a$	$2a$	$2a$	$2a$		
	Vlak	4,55	4	4	2,08			

$R_D$  – dinamička čvrstoća osnovnog materijala (pri  $r = 0$  ili  $r = -1$ ), tablica 3

Trajna dinamička čvrstoća zavora za proizvoljnu asimetriju ciklusa izračunava se prema izrazu:

$$R_{D,zv} = \frac{2b_{zv}}{\beta_k [2 - k_\sigma (1+r)]} R_{-1}$$

gdje je:

$R_{-1}$  - trajna dinamička čvrstoća osnovnog materijala za  $r = -1$ , tablica 3

$k_{\sigma}$  - nagib linije trajne dinamičke čvrstoće u Smithovom dijagramu. Za krte materijale, ili općenito za konzervativni pristup može se uzeti:

$$k_{\sigma} = 1 - \frac{R_{-1}}{R_m}$$

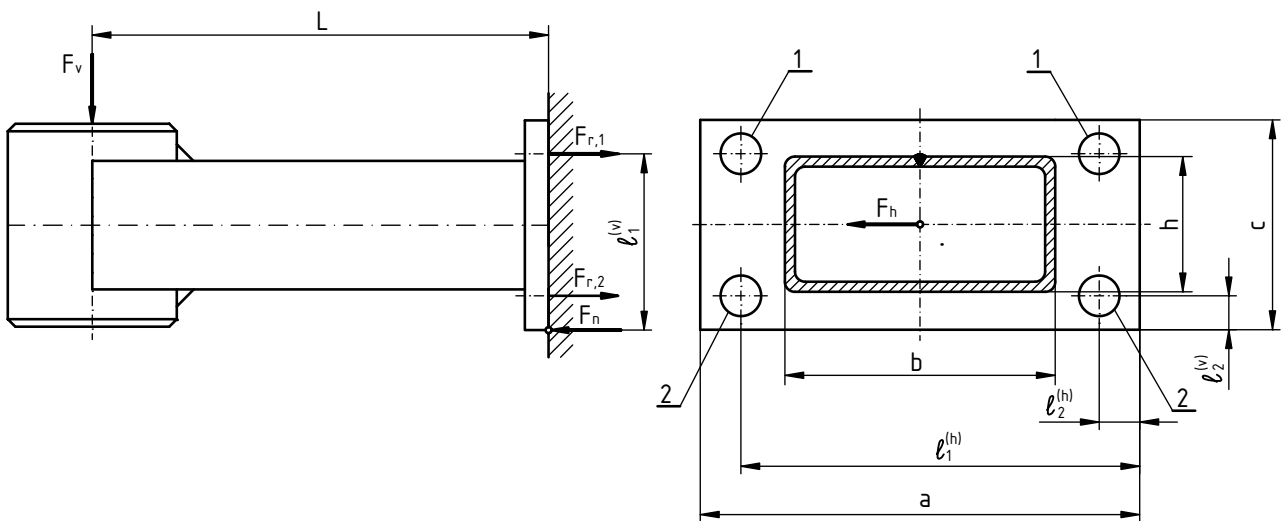
Ukoliko ekvivalentno naprezanje nije manje od dopuštenog naprezanja zavara potrebno je povećati debljinu zavara  $a_1$  i debljinu lima nosača.

### 3 PRORAČUN VIJAKA

Prema dimenzijama nosača ( $b \times h$ ) odabiru se dimenzije temeljne ploče.

Npr.  $a = b + 120 \text{ mm}$   
 $c = h + 60 \text{ mm}$

Proračunavaju se najopterećeniji vijci, a u ovom slučaju su to vijci (1).



Slika 4. Sile u vijcima

#### 3.1 Sile u vijcima

Smatrajući da je temeljna ploča znatno kruća od vijka može se pretpostaviti da normalna sila  $F_n$  između podloge i temeljne ploče djeluje na rubu temeljne ploče.

Radna sila u vijku (1) može se napisati u obliku

$$F_{r,1} = F_{r,1}^{(v)} + F_{r,1}^{(h)}$$

gdje je:

$F_{r,1}^{(v)}$  - sila u vijku zbog djelovanja sile  $F_v$

$F_{r,1}^{(h)}$  - sila u vijku zbog djelovanja sile  $\varphi F_h$



Iz uvjeta ravnoteže:

$$F_v L = 2F_{r,1}^{(v)} \cdot \ell_1^{(v)} + 2F_{r,2}^{(v)} \cdot \ell_2^{(v)}$$

$$\varphi F_h L = 2F_{r,1}^{(h)} \cdot \ell_1^{(h)} + 2F_{r,2}^{(h)} \cdot \ell_2^{(h)}$$

Iz uvjeta da je temeljna ploča znatno kruća od vijka proizlazi:

$$F_{r,2}^{(v)} = F_{r,1}^{(v)} \frac{\ell_2^{(v)}}{\ell_1^{(v)}}$$

$$F_{r,2}^{(h)} = F_{r,1}^{(h)} \frac{\ell_2^{(h)}}{\ell_1^{(h)}}$$

Uvrštavanjem prethodnih jednadžbi u uvjet ravnoteže dobivaju se izrazi za izračunavanje radne sile u vijcima (1):

$$F_{r,1}^{(v)} = \frac{1}{2} \frac{F_v L}{\ell_1^{(v)} + \frac{(\ell_2^{(v)})^2}{\ell_1^{(v)}}}$$

$$F_{r,1}^{(h)} = \frac{1}{2} \frac{\varphi F_h L}{\ell_1^{(h)} + \frac{(\ell_2^{(h)})^2}{\ell_1^{(h)}}}$$

Zbog sile pritezanja maksimalna sila u vijku je

$$F_{\max} = (2,6 \dots 4,1) F_{r,1}$$

### 3.2 Dopušteno naprezanje vijka

Za pričvršćenje temeljne ploče preporučuju se vijci klase čvrstoće 8.8 ili 10.9 sa

$$\sigma_{\text{dop}} = 0,7 \cdot R_{p0,2}$$

gdje je:

$R_{p0,2}$  - granica tečenja materijala vijka, tablica 6

Klasa čvrstoće vijka	Statička čvrstoća $R_m$ , MPa	Granica tečenja, $R_{p0,2}$ , MPa	Tehnologija izrade navoja	Amplituda dinamičke čv. $R_{A,tab}$ , MPa
8.8	800	640	valjan-poboljšan	52
			poboljšan-valjan	95
10.9	1000	900	valjan-poboljšan	55
			poboljšan-valjan	115

### 3.3 Potreban presjek jezgre vijaka

$$A_j \geq \frac{F_{\max}}{\sigma_{\text{dop}}}$$

Odabire se standardni vijak.

### 3.4 Sigurnost vijka protiv loma uslijed zamora materijala

Stupanj sigurnosti protiv loma vijka uslijed zamora materijala za amplitudna naprezanja:

$$s_a = \frac{R_A}{\sigma_a} \geq 1,4$$

gdje je:

$R_A$  - amplituda trajne dinamičke čvrstoće vijka:

$$R_A = R_{A,tabl} - \frac{1 - k_\sigma}{2 - k_\sigma} \sigma_{pr}$$

$R_{A,tab}$  - amplituda trajne dinamičke čvrstoće ispitivanog vijka, tablica 6

$k_\sigma$  - nagib linije trajne dinamičke čvrstoće u Smithovom dijagramu:

$$k_\sigma = \frac{R_m - R_0}{R_m - \frac{R_0}{2}}$$

$R_0$  - trajna dinamička čvrstoća ispitivanog vijka za ciklus  $r = 0$ :

$$R_0 = 2R_{A,tab}$$

$\sigma_{pr}$  - statičko prednaprezanje vijka:

$$\sigma_{pr} = \sigma_{max} - 2\sigma_a$$

$\sigma_a$  - amplitudno naprezanje vijka:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_j}$$

$F_a$  - amplitudna sila:

$$F_a = F_{r,l(max)} - F_{r,l(min)}$$

$F_{r,l(max)}$ ,  $F_{r,l(min)}$  - maksimalna i minimalna radna sila u vijku (1).