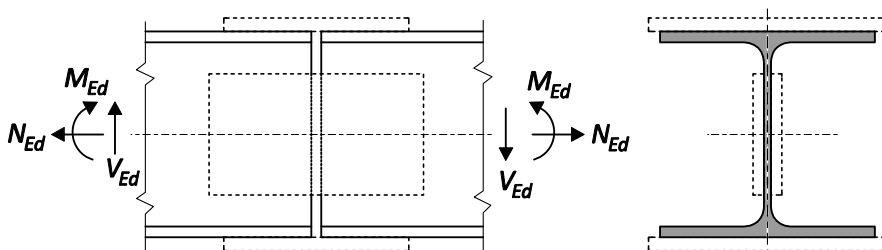


Zadatak 6 Konstruisati montažni nastavak nosača izvedenog od standardnog profila HEA 300 (EURONORM 53-62) pri čemu su veze ostvarene sa običnim, nepodešenim (neobrađenim) zavrtnjima klase čvrstoće 8.8. Nosač je deo konstrukcije koja je izrađena od materijala S235, a projektovana prema I slučaju opterećenja.

Na mestu nastavka nosač je izložen dejstvu sledećih opterećenja: $N_{Ed} = 20$ kN - aksijalna sila; $V_{Ed} = 50$ kN - transversalna sila; $M_{Ed} = 12000$ kNcm - moment savijanja.



Slika 6.1 Opterećenja nosača na mestu nastavka

Rešenje 6

6.1 Geometrijske karakteristike preseka nosača (HEA 300)

$$h = 290 \text{ mm}$$

$$b = 300 \text{ mm}$$

$$t_f = 14 \text{ mm}$$

$$t_w = 8,5 \text{ mm}$$

$$d = 208 \text{ mm}$$

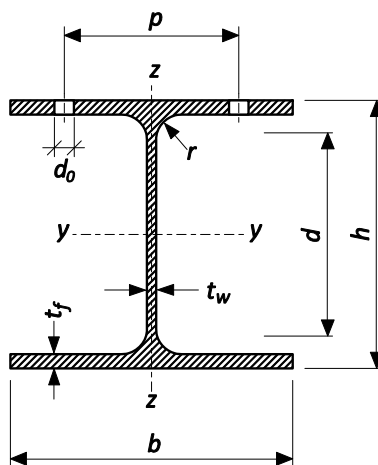
$$r = 27 \text{ mm}$$

$$A = 112,5 \text{ cm}^2$$

$$I_y = 18260 \text{ cm}^4$$

Preporučeni zavrtnji: M27

$$p = 118 \div 198 \text{ mm}$$



Konstrukciono, usvajaju se sledeće vrednosti:

$p = 180$ mm - rastojanje otvora na pojasevima

$d_o = 28$ mm - prečnik otvora za zavrtnanj na pojasu

6.2 Dokaz napona u nosaču

Neto površina preseka¹ iznosi

$$A_{net} = A - 2 \cdot 2 \cdot d_0 \cdot t_f - (h - 2t_f) t_w = 112,5 - 4 \cdot 2,8 \cdot 1,4 - (29 - 2 \cdot 1,4) 0,85 = 74,55 \text{ cm}^2$$

Neto moment inercije preseka² iznosi

$$I_{net} = I_y - \Delta I \cong I_y - 2 \cdot d_0 \cdot t_f \left(\frac{h - t_f}{2} \right)^2 = 18260 - 2 \cdot 2,8 \cdot 1,4 \left(\frac{29 - 1,4}{2} \right)^2 = 18260 - 1493$$

$$\therefore I_{net} = 16767 \text{ cm}^4$$

Najveća vrednost normalnog napona u nosaču, na mestu nastavka, se dobija kao

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Ed}}{I_{net}} \frac{h}{2} + \frac{N_{Ed}}{A_{net}} = \frac{12000}{16767} 14,5 + \frac{20}{74,55} = 10,37 + 0,27 \approx 10,6 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

Najveća vrednost tangencijalnog napona (po uprošćenoj raspodeli) u nosaču iznosi

$$\tau_{max,sr} = \frac{V_{Ed}}{A_w} = \frac{V_{Ed}}{(h - 2 \cdot t_f) t_w} = \frac{50}{(29 - 2 \cdot 1,4) 0,85} = 2,2 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

Dopušteni naponi iznose

$$\sigma_{dop} = \frac{f_y}{\nu} = \frac{23,5}{1,5} = 15,7 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \quad \text{i} \quad \tau_{dop} = \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \nu} = \frac{23,5}{\sqrt{3} \cdot 1,5} = 9 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

gde su: $f_y = 23,5 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$ - napon tečenja za materijal S235

$\nu = \nu_1 = 1,5$ - stepen sigurnosti za I slučaj opterećenja

Kako su

$$\sigma_{max} = 10,6 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} < \sigma_{dop} = 15,7 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{max,sr} = 2,2 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} < \tau_{dop} = 9 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

parcijalni (i dovoljni) uslovi dokaza čvrstoće su zadovoljeni.

¹ S obzirom na to da je presek oslabljen jer se buše otvori za zavrtnje na pojasevima, mora se izračunati neto površina preseka aksijalno zategnutog nosača. Kako raspored zavrtnjeva na rebu nije poznat moguće je isključiti njegovu površinu iz proračuna, a što je na strani sigurnosti.

² Za određivanje neto vrednosti momenta inercije preseka uzima se u obzir samo slabljenje zategnutog pojasa, a zanemaruje se pomeranje neutralne ose usled nesimetričnog slabljenja nosača zbog veoma malog uticaja na tačnost proračuna.

6.3 Raspodela opterećenja na elemente preseka nosača

Moment savijanja nosača se deli na moment na rebro M_{reb} i moment u pojasevima M_{poj} , srazmerno momentima inercije tih delova preseka:

$$I_w = \frac{1}{12}(h - 2 \cdot t_f)^3 t_w = \frac{1}{12}(29 - 2 \cdot 1,4)^3 0,85 = 1274 \text{ cm}^4$$

$$I_f = I_y - I_w = 18260 - 1274 = 16986 \text{ cm}^4$$

$$M_{reb} = M_{Ed} \frac{I_w}{I} = 12000 \frac{1274}{18260} = 837 \text{ kNcm}$$

$$M_{poj} = M_{Ed} - M_{reb} = 12000 - 837 = 11163 \text{ kNcm}$$

Raspodela aksijalne sile na rebro i pojaseve se vrši srazmerno njihovim površinama pa se aksijalna sila na rebro N_{reb} i aksijalna sila na pojasevima N_{poj} dobijaju prema sledećem:

$$A_w = (h - 2 \cdot t_f) t_w = (29 - 2 \cdot 1,4) 0,85 = 22,27 \text{ cm}^2$$

$$A_f = A - A_w = 112,5 - 22,27 = 90,2 \text{ cm}^2$$

$$N_{reb} = N_{Ed} \frac{A_w}{A} = 20 \frac{22,27}{112,5} \cong 4 \text{ kN}$$

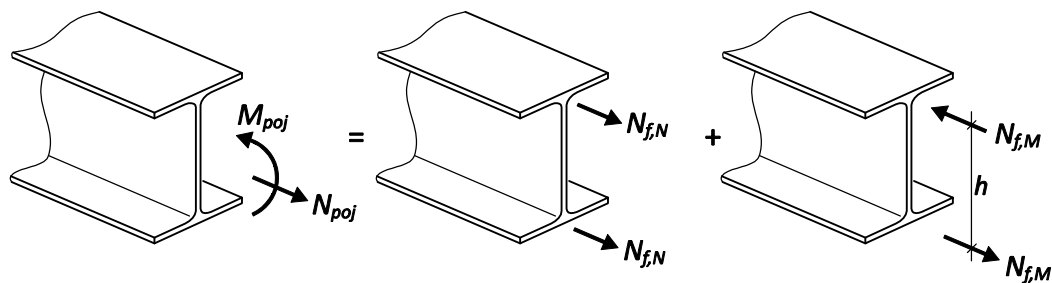
$$N_{poj} = N_{Ed} - N_{reb} = 20 - 4 = 16 \text{ kN}$$

Može se usvojiti (a što je na strani sigurnosti) da celu transversalnu silu nosi samo rebro nosača:

$$V_{reb} = V_{Ed} = 50 \text{ kN}$$

6.4 Proračun i konstruisanje zavrtnajske veze na pojasu

Proračun podvezica na pojasevima se vrši saglasno dejstvu odgovarajuće aksijalne sile i momenta savijanja, slika 6.2.



Slika 6.2 Raspodela opterećenja na pojasevima

Aksijalna sila po jednom pojasu iznosi

$$N_{f,N} = \frac{N_{poj}}{2} = \frac{16}{2} = 8 \text{ kN}$$

Moment savijanja koji prenose pojasevi M_{poj} se zamenjuje ekvivalentnim spregom sila. Sile koje čine ovaj spreg se određuju na osnovu sledećeg izraza

$$N_{f,M} = \frac{M_{poj}}{h} = \frac{11163}{29} = 385 \text{ kN}$$

Proračun podvezice se ovde vrši za zategnutu zonu jer se sabiraju uticaji pomenutih aksijalnih sila pa merodavna sila iznosi

$$N_f = N_{f,M} + N_{f,N} = 385 + 8 = 393 \text{ kN}$$

Dimenzionisanje podvezice se vrši prema sledećem uslovu

$$\frac{N_f}{A_{zp}} \leq \sigma_{dop}$$

gde je A_{zp} neto površina preseka zategnute podvezice. Odnosno, imamo sledeće

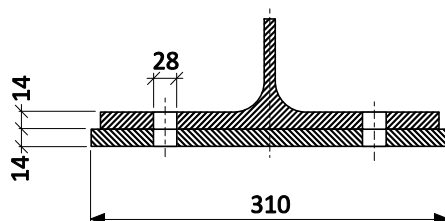
$$A_{zp} \geq \frac{N_f}{\sigma_{dop}} = \frac{393}{15,7} = 25 \text{ cm}^2$$

Konstrukciono se usvaja da je širina podvezice b_p nešto veća od širine pojasa:

$$b_p = b + (5 \div 10) = 300 + (5 \div 10) \text{ mm} \rightarrow b_p = 310 \text{ mm}$$

Potrebna debljina podvezice³ na pojasevima t_p se sada može odrediti na osnovu sledećeg izraza:

$$t_p > \frac{A_{zp}}{b_p - 2 \cdot d_0} = \frac{25}{31 - 2 \cdot 2,8} = 0,98 \text{ cm} \rightarrow t_p = 14 \text{ mm}$$



Slika 6.3 Detalj podvezice na zategnutom pojasu

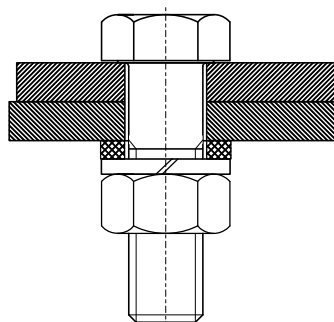
³ Preporuka je da debljina podvezice na pojasevima, kod jednostranih podvezica, bude jednaka debljini samog pojasa. Ovo se može opravdati time da se ostvaruje rezerva u kontroli napona u istoj meri kao i u samom nosaču, a posebno što debljina podvezice utiče na proračun zavrtnja na kontakti pritisak, a samim tim i na broj zavrtnjeva.

Za podvezicu na pritisnutom pojasu, usvaja se ista debljina lima zbog unifikacije elemenata.

Debljina paketa koji se spajaju iznosi $t_f + t_p = 28$ mm, pa se na osnovu standarda SRPS EN ISO 4014 usvaja dužina zavrtnja od 90 mm koja obezbeđuje da navoj bude van paketa limova (jer je navojni deo zavrtnja $b = 60$ mm).

Usvajaju se sledeći zavrtnji za vezu na pojasevima:

M27x90...8.8 SRPS EN ISO 4014.



Zavrtnajska veza na pojasevima predstavlja smičući spoj. Za usvojene zavrtnje, mogu se očitati (Prilog, Tabela G.5) sledeći dopušteni naponi:

$$\sigma_{b,dop} = 27 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \quad \text{- za kontakti pritisak}$$

$$\tau_{dop} = 22,4 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \quad \text{- za smicanje}$$

Nosivost zavrtnja na smicanje je

$$F_V = A \cdot \tau_{dop} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \tau_{dop} = \frac{2,7^2 \pi}{4} 22,4 \approx 128 \text{ kN}$$

Nosivost zavrtnja na kontakti pritisak iznosi

$$F_b = d \cdot (\sum t)_{\min} \cdot \sigma_{b,dop} = 2,7 \cdot 1,4 \cdot 27 = 102 \text{ kN}$$

Merodavna nosivost jednog zavrtnja u predmetnom smičućem spoju je

$$F_\tau = \min\{F_V, F_b\} = 102 \text{ kN}$$

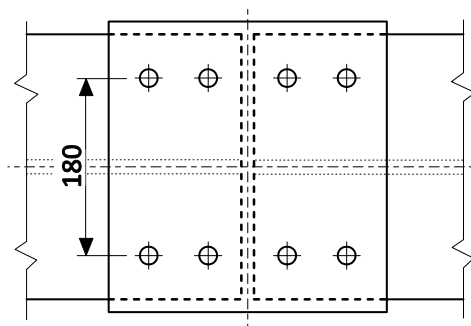
Potreban broj zavrtnjeva za prenošenje merodavne aksijalne sile iznosi

$$n = \frac{N_f}{F_\tau} = \frac{393}{102} = 3,85$$

Usvaja se prvi veći paran broj vijaka, tj.

$$n = 4 = 2 \cdot 2,$$

odnosno 8 po priveznici na pojasu.



6.5 Proračun i konstruisanje zavrtnjske veze na rebro

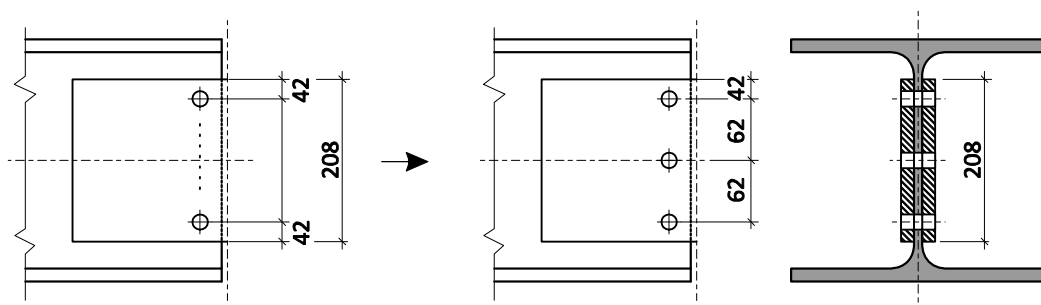
Rebro se uvek nastavlja simetričnim, obostranim podvezicama, koje se postavljaju po čitavoj raspoloživoj visini (d). Odnosno, širina podvezice na rebro iznosi

$$b_{p,r} = d = 208 \text{ mm}$$

Za zavrtnjsku vezu na rebro usvajaju⁴ se zavrtnji M20, sa otvorom $d_0 = 21 \text{ mm}$.

Prvo se određuje raspored zavrtnjeva u jednoj koloni prema minimalnim rastojanjima po pravilima konstruisanja zavrtnjskih veza (Prilog, Tabela G.3). Nakon usvajanja rastojanja krajnjih zavrtnjeva, gde je $e_1 = 2 \cdot d_0 = 42 \text{ mm}$, mogući broj zavrtnjeva u koloni⁵ se može odrediti na osnovu sledećeg izraza

$$m_{mog} = 1 + \frac{b_{p,r} - 2 \cdot e_1}{3 \cdot d_0} = 1 + \frac{208 - 2 \cdot 42}{63} = 2,96 \approx 3$$



Slika 6.4 Veza na rebro-raspored zavrtnjeva po visini (u koloni)

Neto površina rebra⁶ iznosi

$$A_{w,net} = A_w - 3 \cdot d_0 \cdot t_w = 22,27 - 3 \cdot 2,1 \cdot 0,85 = 16,91 \text{ cm}^2$$

Uobičajeno je da se minimalna vrednost površine preseka podvezice na rebro usvoji kao neto površina rebra, pa se debljina podvezice može odrediti na sledeći način

$$t_{p,r} > \frac{A_{w,net}}{b_{p,r}} = \frac{16,91}{20,8} = 0,81 \text{ cm} \quad \rightarrow \quad t_{p,r} = 10 \text{ mm}$$

⁴ Zavrtnj na rebro je uglavnom manji od zavrtnja na pojasu za jednu ili dve veličine.

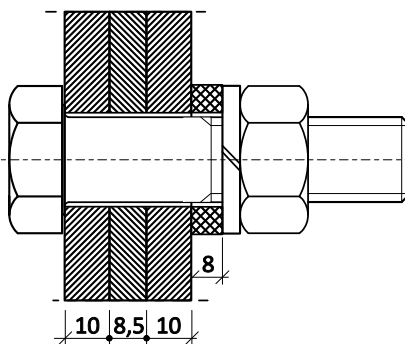
⁵ Pri korišćenju ovog izraza potrebno je ići na manji ceo broj, osim kada je razlika do bližeg celog broja najviše 10 %.

⁶ Kod nastavaka nosača koji su dominantno zategnuti, što ovde nije slučaj, potrebno je izvršiti kontrolu napona u rebro s obzirom na slabljenje rebra usled bušenja otvora.

Debljina paketa na rebu iznosi $t_{p,r} + t_w + t_{p,r} = 28,5$ mm, pa se na osnovu standarda SRPS EN ISO 4014 usvaja dužina zavrtnja od 80 mm koja obezbeđuje da navoj bude van paketa limova (jer navojni deo zavrtnja M20 iznosi $b = 46$ mm).

Usvajaju se sledeći zavrtnji za vezu na rebu:

M20x80...8.8 SRPS EN ISO 4014.



Zavrtanjska veza na rebu predstavlja smičući spoj. Za usvojene zavrtnje, mogu se očitati (Prilog, Tabela G.5) sledeći dopušteni naponi:

$$\sigma_{b,dop} = 27 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \text{ - za kontakti pritisak}$$

$$\tau_{dop} = 22,4 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \text{ - za smicanje}$$

Sada je potrebno odrediti broj kolona- k u zavrtanjskoj vezi na rebu. Kao orijentacioni pokazatelj broja kolona mogu se iskoristiti izrazi⁷ u nastavku.

Maksimalni broj kolona zavrtnjeva na podvezici rebra prema kriterijumu smicanja iznosi

$$k_{\tau} = 1 + \frac{V_{reb} + \frac{M_{reb}}{3 \cdot d_0}}{d^2 \pi \cdot \tau_{dop}} = 1 + \frac{50 + \frac{837}{3 \cdot 2,1}}{2^2 \pi \cdot 22,4} = 1,64$$

Maksimalni broj kolona zavrtnjeva na podvezici rebra prema kriterijumu kontaktnog pritiska iznosi

$$k_{\sigma_b} = 1 + \frac{V_{reb} + \frac{M_{reb}}{3 \cdot d_0}}{2 \cdot d \left(\sum t \right)_{\min} \cdot \sigma_{b,dop}} = 1 + \frac{50 + \frac{837}{3 \cdot 2,1}}{2 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 27} = 2,98$$

Za konačan dokaz zavrtanjske veze na rebu usvaja se, u prvoj iteraciji⁸, broj kolona $k = 2$.

Za razmak između kolona usvaja se rastojanje od 70 mm.

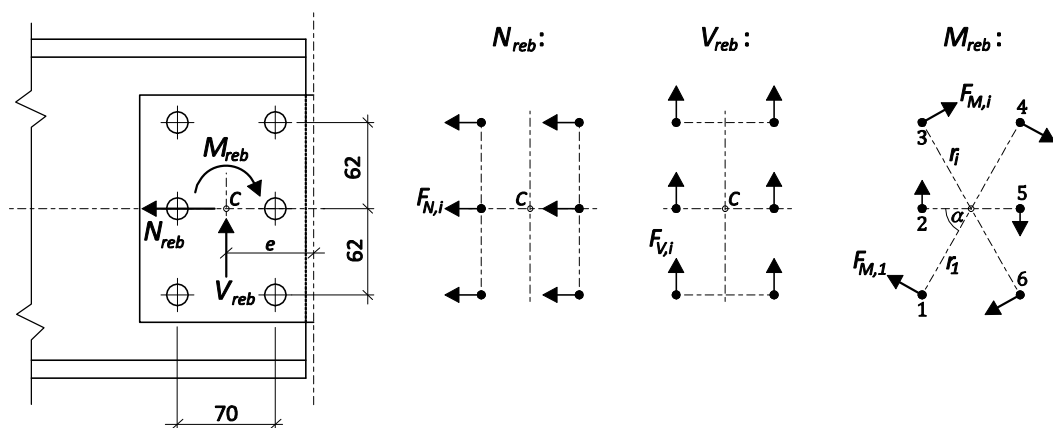
⁷ Prikazani izrazi su izvedeni kao približan broj potrebnih kolona, za slučaj kada je uticaj aksijalne sile zanemarljiv u odnosu na transverzalnu silu.

⁸ Iako je sigurnije u ovom slučaju usvojiti $k = 3$, prikazani izrazi daju orijentacione vrednosti na strani sigurnosti, pa je potrebno dati šansu smanjenju bušačkih radova ako to konačni proračun verifikuje.

Konačni proračun zavrtnajske veze na rebu

Uticaj opterećenja na zavrtnajsku vezu na rebu se proračunava sa prethodno određenim vrednostima (slika 6.5): $N_{reb} = 4 \text{ kN}$; $V_{reb} = 50 \text{ kN}$; $M_{reb} = 837 \text{ kNcm}$, pri čemu se opterećenja redukuju⁹ u težište veze C.

Usled dejstva ovih opterećenja, u svakom zavrtnju se javljaju smičuće sile $F_{N,i}$, smičuće sile $F_{V,i}$ i odgovarajuća smičuća sila od momenta $F_{M,i}$.



Slika 6.5 Proračun zavrtnajske veze na rebu

Smičuća sila od aksijalne sile iznosi

$$F_{N,i} = \frac{N_{reb}}{6} = \frac{4}{6} = 0,67 \text{ kN}$$

Smičuća sila od transverzalne sile iznosi

$$F_{V,i} = \frac{V_{reb}}{6} = \frac{50}{6} = 8,33 \text{ kN}$$

Smičuće sile usled dejstva momenta se računaju prema *metodi polarnog momenta*:

$$r_1 = r_3 = r_4 = r_6 = \sqrt{6,2^2 + 3,5^2} = 7,12 \text{ cm}, \quad r_2 = r_5 = 3,5 \text{ cm},$$

$$\sum r_i^2 = 4 \cdot 7,12^2 + 2 \cdot 3,5^2 = 227,3 \text{ cm}^2$$

$$F_{M,1} = \frac{M_{reb}}{\sum r_i^2} r_1 = \frac{837}{227,3} 7,12 = 26,2 \text{ kN} = F_{M,3} = F_{M,4} = F_{M,6}$$

$$F_{M,2} = \frac{M_{reb}}{\sum r_i^2} r_2 = \frac{837}{227,3} 3,5 = 12,9 \text{ kN} = F_{M,5}$$

⁹ Nominalno, opterećenja su zadata na mestu nastavka, pa je kod veza sa malim brojem kolona moguće zanemariti uticaj ekcentriciteta e . U suprotnom, potrebno je momentu na rebu dodati moment ekcentriciteta $M_e = V \cdot e$ (što bi se, u ovom slučaju, odnosilo na desni deo nastavka).

Rezultujuća sila u svakom zavrtnju se može odrediti prema sledećem

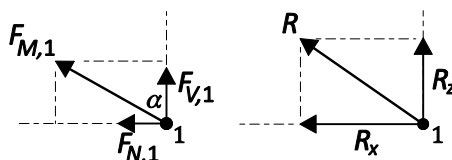
$$\vec{R}_i = \vec{F}_{N,i} + \vec{F}_{V,i} + \vec{F}_{M,i}$$

Najveća rezultujuća sila¹⁰, u ovom slučaju, je sila u zavrtnju broj 1:

$$R_1 = R_{\max} = R$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{6,2}{3,5} = 1,77$$

$$\therefore \alpha = 60,55^\circ$$



$$R_x = F_{M,1} \sin \alpha + F_{N,1} = 26,2 \cdot \sin 60,55^\circ + 0,67 = 23,5 \text{ kN}$$

$$R_z = F_{M,1} \cos \alpha + F_{V,1} = 26,2 \cdot \cos 60,55^\circ + 8,33 = 21,2 \text{ kN}$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2} = \sqrt{23,5^2 + 21,2^2} = 31,6 \text{ kN}$$

Nosivost zavrtnja na smicanje iznosi

$$F_v = 2 \cdot A \cdot \tau_{dop} = 2 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \tau_{dop} = 2 \cdot \frac{2^2 \pi}{4} 22,4 \approx 140 \text{ kN}$$

Nosivost zavrtnja na kontaktni pritisak iznosi

$$F_b = d \cdot (\sum t)_{\min} \cdot \sigma_{b,dop} = 2 \cdot 0,85 \cdot 27 = 45,9 \text{ kN}$$

Merodavna nosivost predmetnog zavrtnja iznosi

$$F_\tau = \min\{F_v, F_b\} = 45,9 \text{ kN}$$

Kako je

$$R = 31,6 \text{ kN} < F_\tau = 45,9 \text{ kN}$$

dokaz sigurnosti zavrtnjske veze na rebu je zadovoljen.

¹⁰ Generalno, najveća rezultujuća sila se javlja u najudaljenijim zavrtnjima. Kada nije lako uočljivo (prema pravilu o sabiranju vektora) koji je zavrtnj najopterećeniji, potrebno je izvršiti proračun rezultujućih sila za karakteristične zavrtnje, pa tako odrediti najveću.

[illegible]

