

Vijačne zveze

Strojni elementi 1

Gradivo za vaje

Pripravila: as.. dr. Ivan Okorn, univ. dipl. inž.
mag. Tomaž Bešter, univ. dipl.inž

Ljubljana, 2014

KAZALO:

1. Definicija kontrukcijske naloge.....	3
2. Teoretični model prednapete vijačne zveze.....	4
3. Preliminarna določitev dimenzij vijačne zveze.....	6
4. Določitev podajnosti elementov vijačne zveze	8
4.1 Podajnost vijaka.....	8
4.2 Podajnost spenjalnih delov.....	9
5. Sile v vijačni zvezi.....	10
5.1 Dodatna obremenitev vijaka in razbremenitev spenjalnih delov	10
5.2 Vpliv prijemališča delovne sile.....	11
5.3 Določitev sile prednapetja	12
6. Moment privitja vijaka	14
6.1 Torne razmere na navojih.....	14
6.2 Moment privitja	16
7. Kontrola napetosti v vijaku	17
7.1 Napetosti pri privitju	17
7.2 Napetosti pri obratovanju	17
7.2.1 Kontrola primerjalne napetosti.....	17
7.2.2 Kontrola amplitudne napetosti	19
8. Kontrola površinskega tlaka pod glavo vijaka (matico).....	20
9. Eksperimentalni del vaje.....	21
9.1 Meritev navoja in ugotavljanje samozapornosti vijaka	21
9.2 Meritev osne sile v vijaku v odvisnost od momenta privitja	21
10. Literatura.....	22

1. Definicija kontrukcijske naloge

Pokrov tlačne posode je pritrjen s prednapetimi vijaki trdnostnega razreda 8.8. Maksimalni dovoljeni tlak v tlačni posodi znaša p_{max} . Na tesnilnih površinah mora biti zagotovljena tesnilna sila, ki je enaka najmanj petini delovne sile v vijakih.

Zahteve naloge:

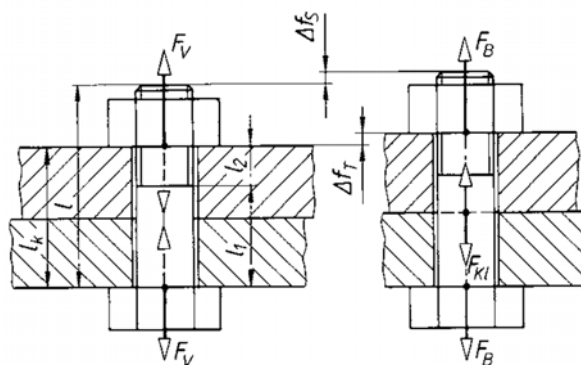
1. Določite dimenzije vijačne zveze! Pokrov oblikujte tako, da boste dosegli koeficient prijemališča delovne sile n , ki je podan v tabeli podatkov! Vijaki naj bodo uviti v steno tlačne posode (primera na slikah 4 in 10).
2. Narišite skico vijačne zveze s kotiranimi vsemi merami za izračun!
3. Izračunajte podajnosti vijaka in spenjalnih delov!
4. Izračunajte sile v vijačni zvezi in narišite diagram sila- deformacija za stanje po posedanju!
5. Določite moment privitja vijakov !
6. Kontrolirajte napetosti v vijaku in površinski tlak med glavo vijaka oz.matico in spenjalnimi deli!

Podatki:

Grupa	p_{max} (bar)	Premer odprtine $D(mm)$	Število vijakov z	Koeficient prijemališča F_B n
0	30	200	8	0,3
1	35	250	12	0,3
2	32	400	18	0,7
3	32	320	16	0,3
4	28	300	14	0,7
5	40	400	20	0,7
6	22	350	18	0,3
7	24	300	14	0,7
8	25	260	12	0,7
9	30	350	16	0,3

2. Teoretični model prednapete vijačne zveze

O prednapeti vijačni zvezi govorimo, če vijake pri montaži privijemo z določenim vrtilnim momentom. Posledica je osna sila v vijaku F_V , ki je enaka normalni sili na stičnih ploskvah spenjalnih delov. Delovna sila F_B , ki nastopi pri obratovanju, povzroči dodatno obremenitev vijaka in zmanjšanje normalne sile med spenjalnimi deli. Silo med spenjalnimi deli imenujemo tesnilna sila F_{KI} .



Slika 1: Vijačna zveza pri prednapetju (levo) in obratovanju (desno) za $n = 1$

Pri prednapetju s silo F_V se vijak raztegne za f_s spenjalni deli pa stisnejo za f_T . Deformacije določimo z uporabo Hookovega zakona.

$$\begin{aligned}\sigma &= E \cdot \varepsilon \\ \frac{F}{A} &= E \cdot \frac{f}{l} \\ f &= \frac{F \cdot l}{A \cdot E}\end{aligned}\quad (1)$$

Razmerje med silo in deformacijo imenujemo togost, razmerje med deformacijo in silo pa podajnost (elastičnost) elementa.

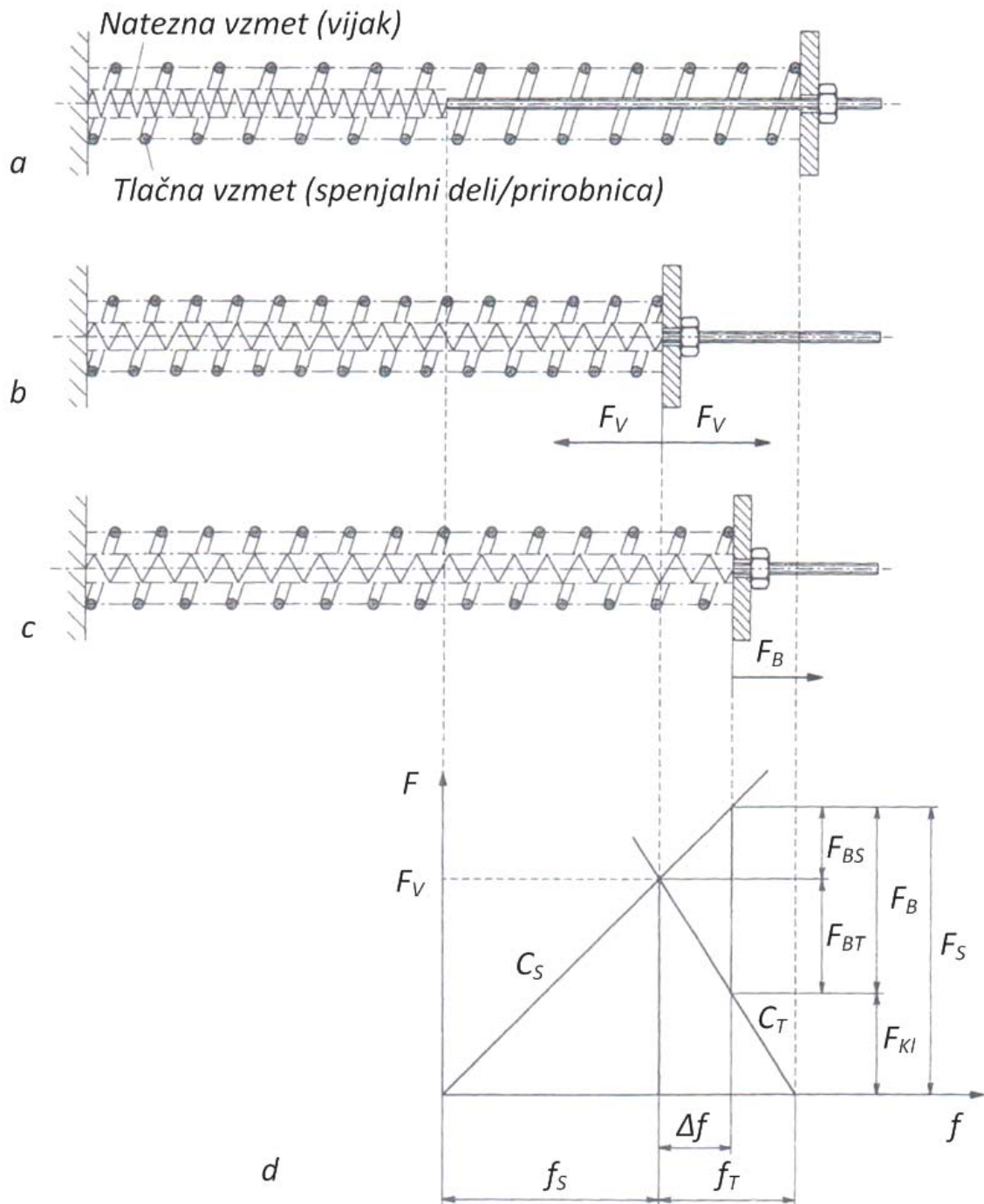
$$c = \frac{F}{f} = \frac{A \cdot E}{l}\quad (2)$$

$$\delta = \frac{1}{c} = \frac{l}{A \cdot E}\quad (3)$$

δ [mm/N]	podajnost (elastičnost) elementa
c [N/mm]	togost elementa
f [mm]	sprememba dolžine
F [N]	normalna sila
l [mm]	prvotna dolžina pred deformacijo
E [N/mm ²]	modul elastičnosti
A [mm ²]	velikost prereza

Razmere v vijačni zvezi lahko ponazorimo z modelom vzmeti (slika 2). Vijak je predstavljen z natezno vijačno vzmetjo, spenjalni deli pa s tlačno vzmetjo. Pri delovanju delovne sile F_B se vijak dodatno raztegne za Δf_s , sila v vijaku se poveča za F_{BS} . Spenjalni deli sledijo vijaku in

se raztegnejo za $\Delta f_T = \Delta f_S$, sila na stičnih ploskvah pa se zmanjša za F_{BT} . Na sliki 2d je prikazan osnovni F-f diagram za primer, ko prijamališče delovne sile sovpada s prijemališčem sile prednapetja.



Slika 2: Predstavitev vijačne zveze z modelom vzmeti, (Vir [3])

3. Preliminarna določitev dimenzij vijačne zveze

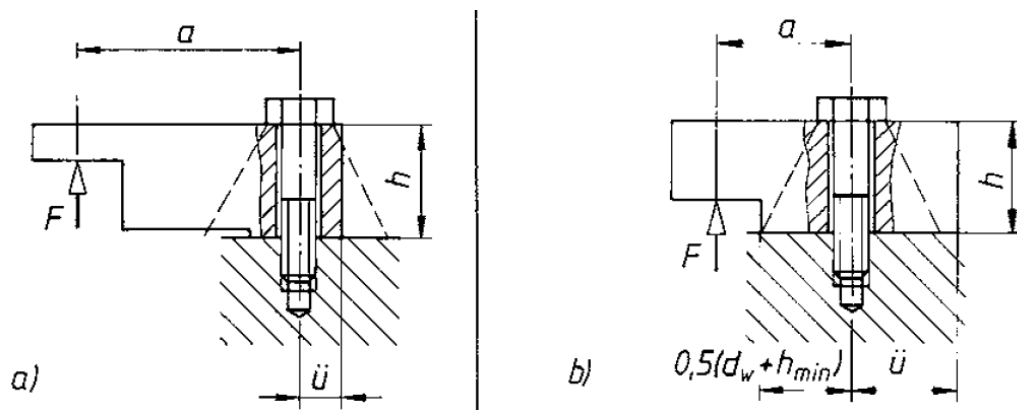
Najmanjši potreben prerez prednapetih vijakov ocenimo na podlagi največje osne obremenitve vijaka F_S in dopustne natezne napetosti σ_{dop} . Vpliv torzije upoštevamo s faktorjem 1,23. Na podlagi ocenjenega prereza izberemo standardni vijak s prvim večjim prerezom.

$$A_s \geq \frac{1,23 \cdot F_S}{\sigma_{dop}} = \frac{1,23 \cdot k_A \cdot (F_{Kl} + F_B)}{\sigma_{dop}} \quad (4)$$

A_s [mm ²]	nosilni prerez stebla vijaka z navojem
F_S [N]	največja osna sila v vijaku
F_B [N]	delovna sila v vijaku
F_{Kl} [N]	tesnilna sila
k_A [/]	koeficient pritivanja, za privijanje z momentnim ključem $k_A \cong 1,6$
σ_{dop} [N]	dopustna napetost; $\sigma_{dop} = 0,9R_e$
$R_e, R_{p0,2}$ [N]	meja plastičnosti gradiva vijaka

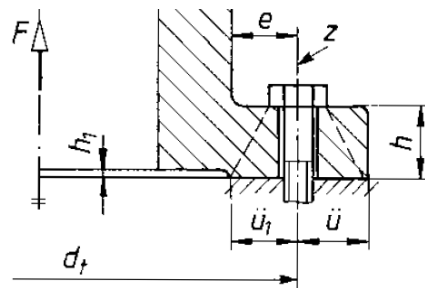
V nadaljevanju so podani nekateri napotki za oblikovanje prednapetih vijačnih zvez.

Pri ekscentričnem delovanju delovne sile mora biti prijemališče čim bližje osi vijaka. Pomembna je tudi širina naleganja u .



Slika 3: Oblikovanje vijačne zveze pri ekscentričnem vnosu sile; a) slaba rešitev (prevelik a , premajhen u), b) dobra rešitev (čimmanjši a , $h \cong u$), (Vir [1])

Pri pokrovih tlačnih posod je zveza osno simetrična. Višino spenjalnih delov h (oznaka tudi l_k) in število vijakov z moramo uskladiti tako, da dobimo prekrivanje deformacijskih stožcev.



Prporočene vrednosti:

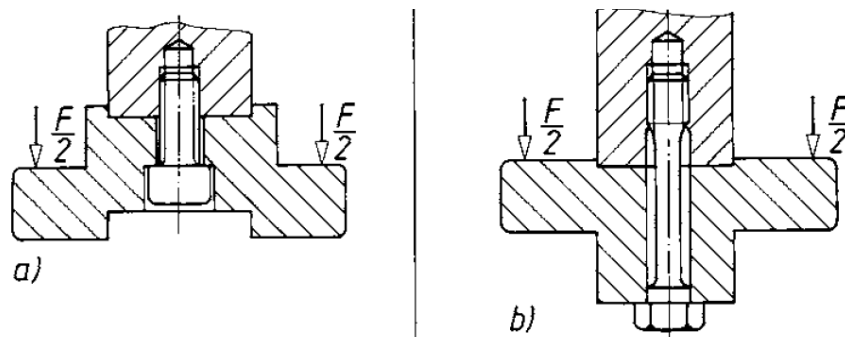
$$\bar{u} \geq h, \bar{u}_1 \approx 0,5 (d_w + h)$$

$$h_1 \leq 0,1 h$$

$$z = \frac{d_t \cdot \pi}{d_w + h}$$

d_w zev ključa oz premer glave pri vijakih z okroglo glavo
 d_t premer, na katerem so nameščeni vijaki

Slika 4: Priporočila za osnosimetrične vijačne spoje, (Vir [1])



Slika 5: Ukrepi za zmanjšanje dodatne dinamične sile v vijaku; a) slaba rešitev, b) dobra rešitev (povečanje podajnosti vijaka, premik prijemališča delovne sile – majhen n), (Vir [1])

4. Določitev podajnosti elementov vijačne zveze

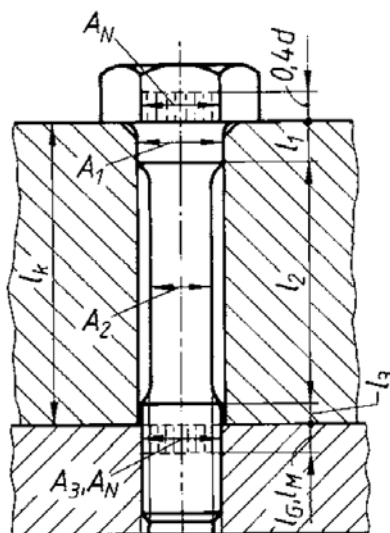
4.1 Podajnost vijaka

Vijaki imajo na svoji dolžini več različnih prereзов z različnimi togostmi. Vijak lahko obravnavamo kot več zaporedno vezanih vzmti. Skupno togost dobimo tako, da seštejemo inverzne vrednosti togosti posameznih segmentov vijaka.

$$\frac{1}{c_S} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_{Si}} \quad (5)$$

Podajnost (elastičnost) vijaka dobimo s seštetjem podajnosti posameznih segmentov vijaka.

$$\delta_S = \sum_{i=1}^n \delta_{Si} \quad (6)$$



Slika 6: Dolžine in prerezi za izračun podajnosti razteznostnega vijaka, (Vir [1])

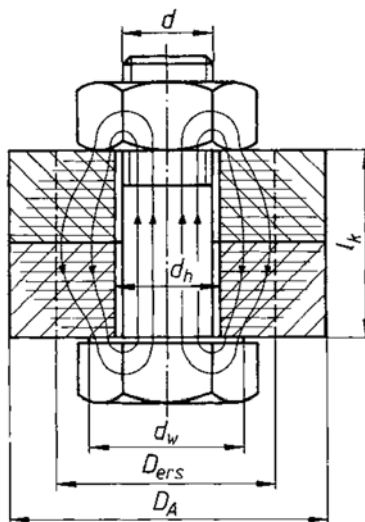
Pri izračunu podajnosti vijaka, poleg podajnosti posameznih delov stebila δ_1 , δ_2 , δ_3 , upoštevamo tudi podajnost dela glave vijaka δ_K , podajnost dela vijaka uvitega v matico δ_G in podajnost dela matice δ_M .

$$\begin{aligned} \delta_S &= \sum_{i=1}^n \delta_K + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_G + \delta_M = \\ &= \frac{1}{E_S} \left(\sum_{i=1}^n \frac{0,4 \cdot d}{A_N} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \dots + \frac{0,4 \cdot d}{A_3} + \frac{0,5 \cdot d}{A_N} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

E_S	[MPa]	modul elastičnosti gradiva vijaka
l_1, l_2, \dots	[mm]	dolžine posameznih segmentov vijaka na dolžini l_K
d	[mm]	imenski premer navoja
A_N	[mm ²]	imenski prerez vijaka na premeru d , $A_N = \pi d^2 / 4$

A_1, A_2 [mm²] velikosti prerezov stebra vijaka
 A_3 [mm²] prerez jedra navoja na najmanjšem premeru d_3

4.2 Podajnost spenjalnih delov



Slika 7: Stisnjeno področje spenjalnih delov, (Vir [1])

Pri izračunu podajnosti spenjalnih delov upoštevamo nadomestni prečni prerez votlega valja z zunanjim premerom D_{ers} in notranjim premer skozi luknjo d_h . Za pogoj $d_w \leq D_A \leq d_w + l_k$ izračunamo nadomestni prerez po sledeči enačbi:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2} + 1} \right)^2 - 1 \right] \quad (8)$$

V primeru da znaša $D_A > d_w + l_k$ v enačbo 8 vstavimo za $D_A = d_w + l_k$.

Geometrijske veličine v enačbi 8 so kotirane na sliki 7. Pri vijakih s šestoglasto glavo upoštevamo za d_w zev ključa, pri vijakih z valjasto glavo pa premer glave.

Podajnost spenjalnih delov:

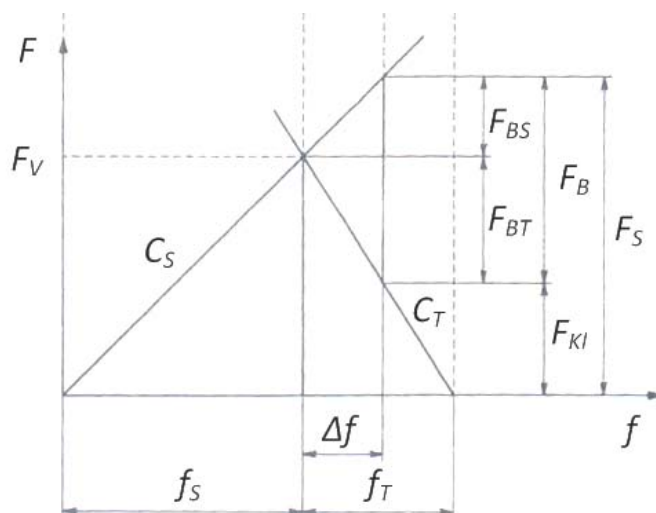
$$\delta_T = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T} \quad (9)$$

E_T [MPa] modul elastičnosti spenjalnih delov

5. Sile v vijačni zvezi

5.1 Dodatna obremenitev vijaka in razbremenitev spenjalnih delov

Ko poznamo delovno silo F_B , podajnosti vijaka in spenjalnih delov lahko določimo dodatno obremenitev vijaka in razbremenitev spenjalnih delov.



Slika 8: Diagram sila- deformacija za $n=1$

Iz deformacijskega diagrama izhajajo sledeča razmerja sil in pomikov:

$$\delta_S = \frac{f_S}{F_V} = \frac{\Delta f}{F_{BS}} \quad (10)$$

$$\delta_T = \frac{f_T}{F_V} = \frac{\Delta f}{F_{BT}} \quad (11)$$

Ob upoštevanju, da je $F_B = F_{BS} + F_{BT}$ zapišemo

$$F_B = F_{BS} + F_{BT} = \frac{\Delta f}{\delta_S} + \frac{\Delta f}{\delta_T} = \Delta f \left(\frac{1}{\delta_S} + \frac{1}{\delta_T} \right) = \Delta f \cdot \left(\frac{\delta_T + \delta_S}{\delta_S \delta_T} \right) = F_{BS} \cdot \frac{\delta_T + \delta_S}{\delta_T}$$

Dodatna obremenitev vijaka tako znaša:

$$F_{BS} = F_B \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = F_B \cdot \phi_k \quad (12)$$

$$\phi_k = \frac{F_{BS}}{F_B} = \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} \quad (13)$$

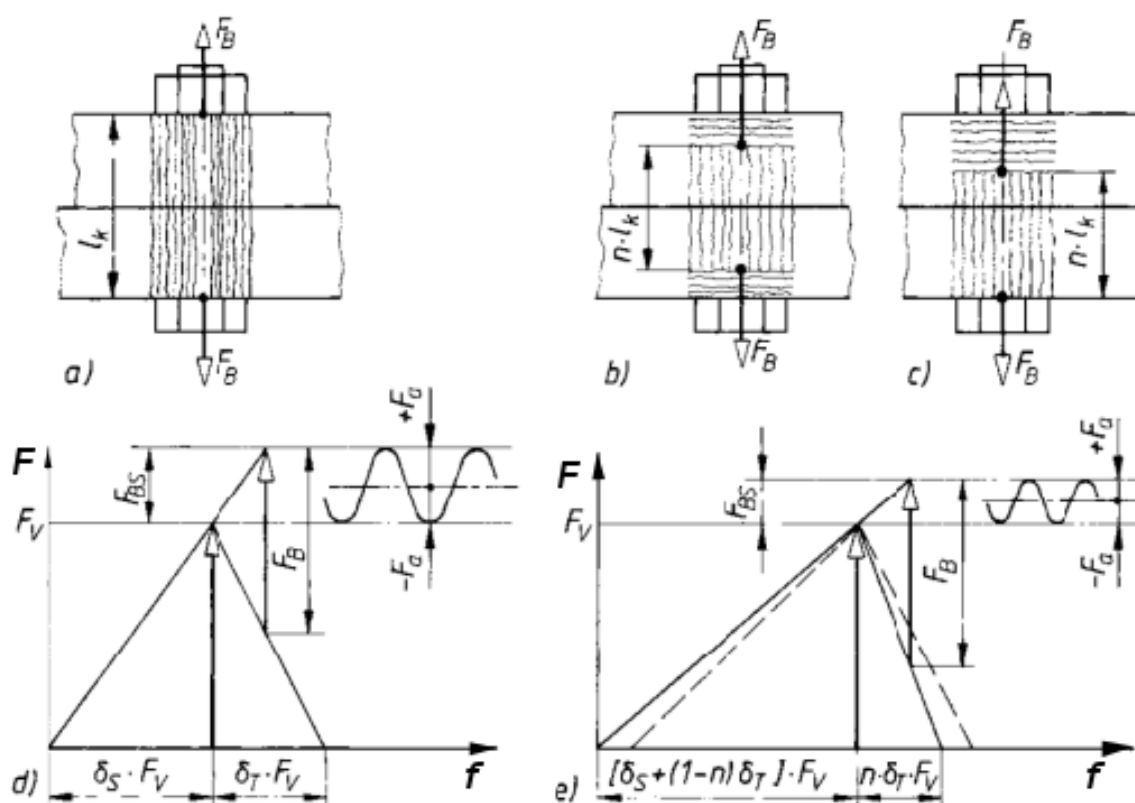
ϕ_k teoretično razmerje sil za $n = 1$

Razbremenitev spenjalnih delov:

$$F_{BT} = F_B - F_{BS} = F_B \cdot (1 - \phi_k) = F_B \cdot \frac{\delta_S}{\delta_S + \delta_T} \quad (14)$$

5.2 Vpliv prijemališča delovne sile

Pri realnih konstrukcijah se delovna sila ne vnaša pod glavo vijaka (Slika 9a) ampak nekje znotraj l_k . Pri obremenitvi z natezno delovno silo se spenjalni deli razbremenijo le na dolžini $n \cdot l_k$ (Slika 9b,c), preostali del pa je dodatno tlačno obremenjen. Zaradi manjše dolžine razbremenitve je manjša tudi podajnost spenjalnih delov, kar se odraža v večjem naklonu na deformacijskem diagramu (Slika 9e). Tako dodatno obremenjeni del spenjalnih delov prištejemo k podajnosti vijaka, zaradi česar je karakteristika vijaka med obratovanjem v deformacijskem diagramu položnejša. Dodatna sila na vijak F_{BS} in amplitudna sila F_a sta zato manjši. Na sliki 9e so s črtkano črto vrisane tudi podajnosti vijaka in spenjalnih delov pri prednapetju.



Slika 9: Vpliv prijemališča delovne sile na dodatno obremenitev vijaka, (Vir [1])

Vpliv prijemališča delovne sile zajamemo s faktorjem n , ki je večji od 0 in manjši od 1.

Dejanska dodatna sila v vijaku je tako:

$$F_{BS} = F_B \cdot n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = F_B \cdot n \cdot \phi_k = F_B \cdot \phi \quad (15)$$

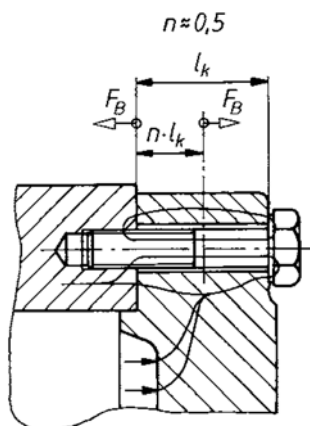
Dejansko razmerje sil pri poljubnem n :

$$\phi = \frac{F_{BS}}{F_B} = n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} \quad (16)$$

Φ dejansko razmerje sil za splošen n

Dejanska razbremenitev spenjalnih delov:

$$F_{BT} = F_B - F_{BS} = F_B \cdot (1 - \phi) \quad (17)$$



Slika 10: Oblika pokrova cilindra pri $n = 0,5$

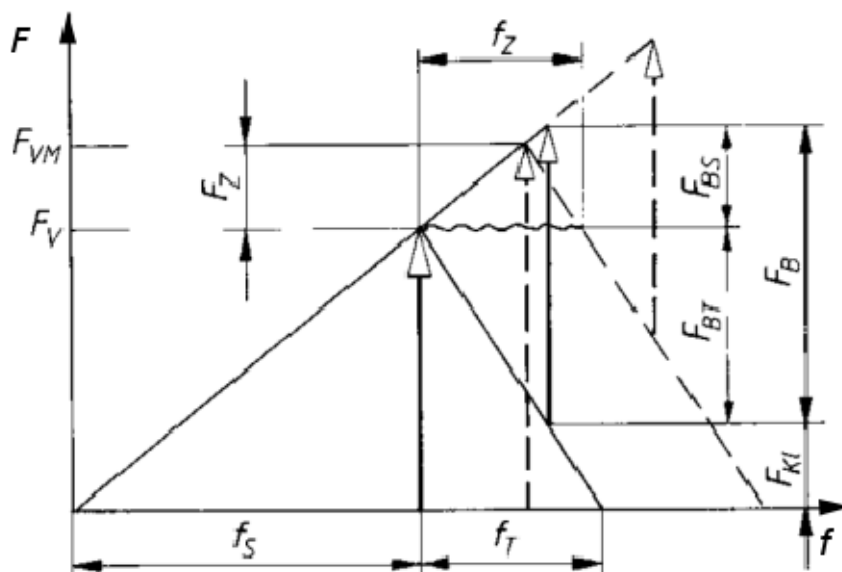
5.3 Določitev sile prednapetja

Sila prednapetja vijačne zveze je odvisna od zahtevane tesnilne sile. Teoretična sila prednapetja pri podani tesnilni in delovni sili znaša:

$$F_V = F_{KI} + F_B - F_{BS} = F_{KI} + F_B \cdot (1 - \phi) \quad (18)$$

Po prvi montaži prednapete vijačne zveze pride sčasoma do posedanja vijačne zveze in tako do zmanjšanja normalne sile na stičnih ploskvah spenjalnih delov. Posedanje se pojavi predvsem zaradi plastičnih deformacij vrhov neravnin na naležnih površinah.

Zaradi posedka f_Z se sila prednapetja zmanjša za F_Z . Zveza med F_Z in vrednostjo posedka f_Z je razvidna iz slike 11.



Slika 11: Posedanje vijačne zveze, (Vir [1])

Iz razmerja

$$\frac{F_Z}{f_Z} = \frac{F_V}{f_S + f_T} = \frac{1}{\delta_S + \delta_T}$$

sledi vrednost zmanjšanja prednapetja zaradi posedanja:

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T} \quad (19)$$

Tabela 1: Vrednosti posedkov po VDI2230

R _Z (μm)	f _Z (μm)		
	navoji	pod glavo (matico)	med spenj. deli
<10	3	2,5	1,5
10≤40	3	3	2
40≤60	3	4	3

Minimalna potrebna sila prednapetja pri montaži mora biti za vrednost F_Z večja od teoretične sile prednapetja.

$$F_{VM \min} = F_V + F_Z = F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z \quad (20)$$

Raztros dejanske sile prednapetja pri montaži zajamemo s koeficientom privitja k_A, ki je odvisen od načina privijanja vijaka. Vrednosti so podane v tabeli 2.

Tabela 2: Koeficienti privitja k_A po VDI2230

Način privijanja vijačne zveze	Največji raztros sile prednapetja F _{VM}	Koeficient privijanja k _A
Ročno ali motorno privijanje na mejo plastičnosti vijaka ali z mejnim kotom zasuka vijaka	ustreza meji plastičnosti vijaka	1,0
Z zapornim momentnim ključem ali natančno motorno privijalno napravo	±20%	1,6
Z merilnim momentnim ključem	±30%	1,8
Z motorno momentno privijalno napravo, dokončna nastavitvev z momentnim ključem (najmanj 10 kontrolnih meritev)	±40%	2,5
Ročno ali impulzno privijanje s kompresorskimi privijalnimi napravami brez merjenja momenta	±60%	4,0

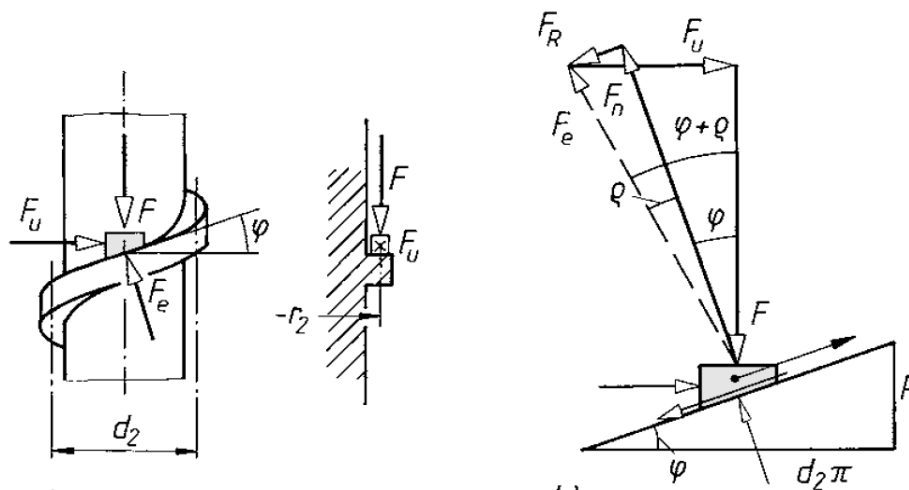
Maksimalna montažna sila prednapetja znaša:

$$F_{VM \max} = k_A \cdot F_{VM \min} \quad (21)$$

6. Moment privitja vijaka

6.1 Torne razmere na navojih

Vijačnica je strmina, ki je speljana okoli valja, zato za vijak veljajo fizikalne zakonitosti gibanja bremena na strmini. Pri zasuku vijaka za en poln obrat se aksialno premakne za korak P . Za standardne navoje poznamo srednji premer navoja d_2 in korak P .



Slika 12: Razmere na navoju pri privijanju samozapornega vijaka, (Vir [1])

Kot vzpona vijačnice določimo po enačbi

$$\tan \varphi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \Rightarrow \varphi = \arctan \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (22)$$

Breme zdrsne na strmini pri mejnem kotu, ki ga imenujemo torni kot. Za pravokotni profil navoja (Slika 12) torni kot določimo po enačbi

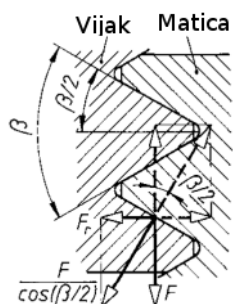
$$\tan \rho = \mu_G \Rightarrow \rho = \arctan \mu_G \quad (23)$$

μ_G koeficient trenja med navoji (Tabela 3)

Torni kot za vijake s trikotnim in trapeznim profilom:

$$\tan \rho' = \frac{\mu_G}{\cos \frac{\beta}{2}} \Rightarrow \rho' = \arctan \frac{\mu_G}{\cos \frac{\beta}{2}} \quad (24)$$

Matica ne zdrsne na navoju vijaka, če je kot vijačnice majši od tornega kota. Vijak je v tem primeru samozaporen.



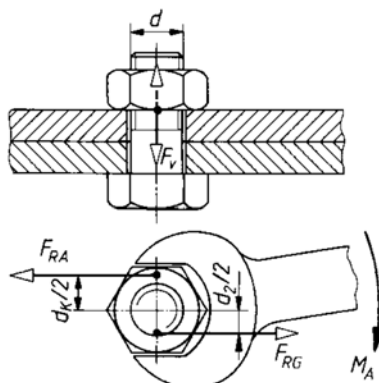
Slika 13: Sile na profil navoja

Tabela 3: Koeficienti trenja v vijačni zvezi po VDI 2230

μ_G		Navoj		Zunanji navoj (vijak)										
Navoj	Gradivo	Stanje površine	Izdelava	Jeklo										
				črna ali fosfatirana				galvansko pocinkana		galvansko kadmira		lepilo		
				valjan		rezan		valjan ali rezan		valjan ali rezan		lepilo		
				Mazivo	suho	olja	MoS ₂	olja	suho	olja	suho	olja	suho	olja
Notranji navoj (matica)	jeklo	osnovno	rezan	suho	0,12 do 0,18	0,10 do 0,16	0,08 do 0,12	0,10 do 0,16	-	0,10 do 0,18	-	0,08 do 0,14	0,16 do 0,25	
					0,10 do 0,16	-	-	-	0,12 do 0,20	0,10 do 0,18	-	-	0,14 do 0,25	
					0,08 do 0,14	-	-	-	-	-	0,12 do 0,16	0,12 do 0,14	-	
	siva in temprana litina	osnovno	rezan	suho	-	0,10 do 0,18	-	0,10 do 0,18	-	0,10 do 0,18	-	0,08 do 0,16	-	
					-	0,08 do 0,20	-	-	-	-	-	-	-	
	Podlaga	jeklo	osnovno	brušeno	suho	-	0,16 do 0,22	-	0,10 do 0,18	-	0,16 do 0,22	0,10 do 0,18	-	0,08 do 0,16
0,12 do 0,18						0,10 do 0,18	0,08 do 0,12	0,10 do 0,18	0,08 do 0,12	-	0,10 do 0,18	0,10 do 0,16	0,08 do 0,14	
0,10 do 0,16						-	0,10 do 0,16	-	0,10 do 0,18	0,16 do 0,20	0,10 do 0,18	-	-	
siva in temprana litina		osnovno	brušeno	suho	-	0,10 do 0,18	-	-	-	0,10 do 0,18	0,10 do 0,16	0,08 do 0,16	-	
					-	0,14 do 0,20	-	0,10 do 0,18	-	0,14 do 0,22	0,10 do 0,18	0,10 do 0,16	0,08 do 0,16	
AlMg		osnovno	odrezovanje	suho	-	-	0,08 do 0,20	-	-	-	-	-	-	

6.2 Moment privitja

Da zagotovimo montažno silo prednapetja $F = F_{VM}$ moramo vijak priviti z vrtilnim momentom M_A . Pri privijanju premagujemo trenje med navoji in trenje med matico (glavo vijaka) in spenjalnimi deli.



Slika 14: Privijanje vijaka z momentom M_A

Na podlagi diagrama sil (Slika 12) določimo obodno silo na navoju

$$\tan(\varphi + \rho') = \frac{F_U}{F_{VM}} \Rightarrow F_U = F_{RG} = F_{VM} \cdot \tan(\varphi + \rho') \quad (25)$$

in z upoštevanjem ročice $d_2/2$ moment na navoju

$$M_G = F_{RG} \cdot \frac{d_2}{2} = F_{VM} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho'). \quad (26)$$

Moment trenja pod matico:

$$M_{RA} = F_{RA} \cdot \frac{d_K}{2} = F_{VM} \cdot \mu_K \cdot \frac{d_K}{2} \quad (27)$$

μ_K koeficient trenja pod matico oz. glavo vijaka

d_K srednji premer kolobarja pod matico

Moment privitja vijaka:

$$\begin{aligned} M_A &= M_G + M_{RA} = \\ &= F_{VM} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho') + F_{VM} \cdot \mu_K \cdot \frac{d_K}{2} \\ M_A &= F_{VM} \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho') + \mu_K \cdot \frac{d_K}{2} \right) \end{aligned} \quad (28)$$

Vrednosti koeficientov trenja se gibljejo širokih mejah in se spreminjajo tudi od ene do druge montaže iste, večkrat razstavljene vijačne zveze. Če bi za oba koeficienta trenja upoštevali najvišje vrednosti, μ_{Gmax} in μ_{Kmax} , bi v primeru utečenega (zglajenega) navoja pri tako izračunanem momentu privijanja M_A v vijaku dosegli preveliko silo prednapetja vijačne zveze in posledično napetosti višje od meje plastičnosti. V primeru upoštevanja μ_{Gmin} in μ_{Kmin} pa bi pri tako izračunanem momentu privijanja dosegli premajhno silo prednapetja vijačne zveze in s tem tudi premajhno tesnilno silo. Priporoča se, da pri določitvi potrebnega momenta privijanja M_A računamo z μ_{Gmin} in μ_{Kmax} in srednjo montažno silo F_{VM} .

7. Kontrola napetosti v vijaku

7.1 Napetosti pri privitju

Prednapeti vijaki so obremenjeni na nateg in torzijo. Primerjalna napetost v vijaku pri privitju na sme preseči 90% meje plastičnosti materiala vijaka $R_{p0,2}$

Natezna napetost v vijaku pri privitju:

$$\sigma_M = \frac{F_{VM \max}}{A_S} = \frac{4 \cdot F_{VM \max}}{\pi \cdot d_S^2}, \quad (29)$$

kjer ja nosilni premer navoja vijaka

$$d_S = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (30)$$

Pri razteznostnih vijakih je premer stebila manjši od nosilnega premera navoja, zato vstavimo v enačbe najmanjši premer stebila.

Torzijska napetost v vijaku pri privitju:

$$\tau_t = \frac{M_G}{W_t} = \frac{8 \cdot F_{VM \max} \cdot d_2 \cdot \tan(\varphi + \rho')}{\pi \cdot d_S^3} \quad (31)$$

Primerjalna napetost:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq 0,9 \cdot R_{p0,2} \quad (32)$$

Na podlagi gornje enačbe je mogoče določiti dopustno silo prednapetja in dopustni moment privitja za določeni trdnostni razred vijaka in koeficient trenja. Vrednosti so podane v tabeli 4.

$$F_{VM \max} \leq F_{VMdop}$$

7.2 Napetosti pri obratovanju

7.2.1 Kontrola primerjalne napetosti

Pri obratovanju se poveča natezna napetost v vijaku, torzijska napetost pa je manjša kot pri prednapetju. V enačbi za primerjalno napetost torzijsko napetost množimo s koeficientom 0,5 (priporočilo VDI2230).

Natezna napetost v vijaku pri obratovanju:

$$\sigma_{z \max} = \frac{F_{VM \max} + F_{BS}}{A_S} = \frac{4 \cdot (F_{VM \max} + F_{BS})}{\pi \cdot d_S^2} \quad (33)$$

Primerjalna napetost:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{z,max}^2 + 3 \cdot (0,5 \cdot \tau_t)^2} \leq R_{p0,2} \quad (34)$$

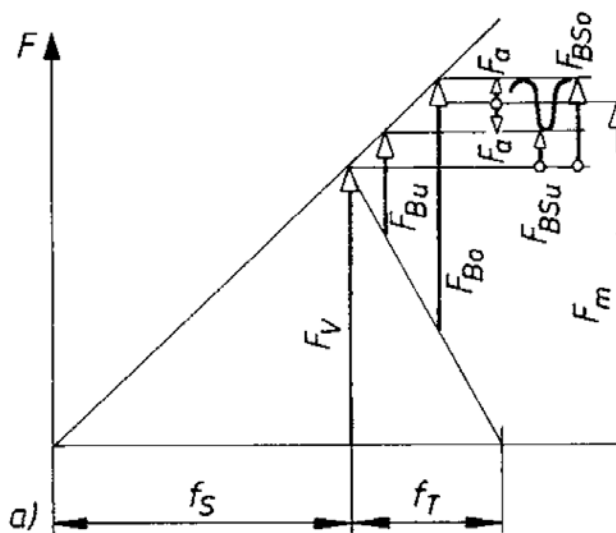
Torzijsko napetost določimo po enačbi 31.

Tabela 4: Dopustne montažne sile in momenti privitja (po VDI2230)

Navoj	Trdnostni razred	Dopustna montažna sila $F_{v,dop}$ v kN za				Dopustni moment privijanja M_{Adop} v Nm za			
		$\mu_G =$				$\mu_G = \mu_K =$			
		0,10	0,12	0,14	0,16	0,10	0,12	0,14	0,16
M6	8.8	10,4	10,2	9,9	9,6	9,0	10,1	11,3	12,3
	10.9	15,3	14,9	14,5	14,1	13,2	14,9	16,5	18,0
	12.9	17,9	17,5	17,0	16,5	15,4	17,4	19,3	21,1
M8	8.8	19,1	18,6	18,1	17,6	21,6	24,6	27,3	29,8
	10.9	28,0	27,3	26,6	25,8	31,8	36,1	40,1	43,8
	12.9	32,8	32,0	31,1	30,2	37,2	42,2	46,9	51,2
M10	8.8	30,3	29,6	28,8	27,9	43,0	48,0	54,0	59,0
	10.9	44,5	43,4	42,2	41,0	63,0	71,0	79,0	87,0
	12.9	52,1	50,8	49,4	48,0	73,0	83,0	93,0	101
M12	8.8	44,1	43,0	41,9	40,7	73,0	84,0	93,0	102
	10.9	64,8	63,2	61,5	59,8	108	123	137	149
	12.9	75,9	74,0	72,0	70,0	126	144	160	175
M14	8.8	60,6	59,1	57,5	55,9	117	133	148	162
	10.9	88,9	86,7	84,4	82,1	172	195	218	238
	12.9	104	101	98,8	96,0	201	229	255	279
M16	8.8	82,9	80,9	78,8	72,6	180	206	230	252
	10.9	121	118	115	112	264	302	338	370
	12.9	142	139	135	131	309	354	395	433
M20	8.8	134	130	127	123	363	415	464	509
	10.9	190	186	181	176	517	592	661	725
	12.9	223	217	212	206	605	692	773	848

7.2.2 Kontrola amplitudne napetosti

V splošnem se delovna sila v vijaku spreminja med spodnjo vrednostjo F_{Bu} in zgornjo vrednostjo F_{Bo} . Dodatna obremenitev vijaka se pri tem spreminja med F_{BSu} in F_{BSo} .



Slika 15: Dinamična obremenitev vijaka

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} = \frac{(F_{BS0} - F_{BSu})}{2 \cdot A_s} \leq \sigma_{adop} \quad (35)$$

Če se delovna sila spreminja utripno ($R=0$) se enačba 35 poenostavi.

$$\sigma_a = \frac{F_{BS}}{2 \cdot A_s} \leq \sigma_{adop} \quad (36)$$

Tabela 5: Dopustne amplitudne napetosti

d	σ_{adop} [MPa]
M6 – M8	60
M10 – M18	50
M20 – M30	40

Trdnostni razred vijaka ne vpliva na višino dopustne amplitudne napetosti.

8. Kontrola površinskega tlaka pod glavo vijaka (matico)

Površinski tlak pod glavo vijaka:

$$p = \frac{F_S}{A_p} = \frac{(F_{VM \max} + F_{BS})}{A_p} \leq p_{dop} \quad (37)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) \quad (38)$$

d_w [mm] premer glave vijaka (pri šestoglati glavi zev ključa)
 d_h [mm] premer izvrtine

Tabela 6: Dopustni površinski tlaki

Material	p_{dop} [MPa]
S235	260
E295	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
16MnCr5	900
EN-GJL-250	800
AlZnMgCu0,5	370

9. Eksperimentalni del vaje

9.1 Meritev navoja in ugotavljanje samozapornosti vijaka

Zahteva naloge:

- Za podani model vijaka je potrebno določiti korak vijačnice in kot vzpona vijačnice.
- S pomočjo strmine s spremenljivim naklonskim kotom je potrebno določiti torni kot.
- Ugotoviti je potrebno samozapornost vijaka.

9.2 Meritev osne sile v vijaku v odvisnost od momenta privitja

Opis naloge:

Za meritev se bosta uporabili dve vijačni zvezi z vijakoma M16. Vijaka imata na steblo nalepljene merilne lističe. Na ojačevalcu odčitamo vrednost napetosti, na podlagi katere določimo silo v vijaku. Za merjenje momenta privitja se uporabi digitalni momentni ključ.

Zahteva naloge:

- Pri izbranih vrednostih momenta privitja 40, 60, 80, 100 in 120 Nm je potrebno izmeriti osne sile v vijaku.
- Meritev se opravi najprej na suhem vijaku, nato pa ponovi na maznem vijaku. Vsak študent izvede eno meritev.
- Zvezo med momentom privitja in osno silo je potrebno prikazati v diagramu.
- Na podlagi zveze med osno silo in momentom privitja je potrebno določiti dejanske koeficient trenja in jih primerjati z vrednostmi iz literature.

10. Literatura

- [1] Matek, W., Muhs, D., Wittel, H., Becker, M., Voßiek, J.: Rollof/Matek: Maschinenelemente, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2005.
- [2] Niemman, G., Winter, H. Hohn, B.-R: Maschinenelemente, Band 1, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005.
- [3] Haberhauer, H., Bodenstern, F.: Maschinenelemente-Gestaltung, Berechnung, Anwendung, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2001.
- [4] Steinhilper, W., Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2012
- [5] VDI-Richtlinie 2230, Bl.1, Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Oktober 2001.