

## Podatki:

Podatki št. 9:

lv	140	mm
D	82	mm
pmax	5.5	N/mm <sup>2</sup>

Vse mere so v mm

Dimenzije razteznostnega vijaka po ISO 4014

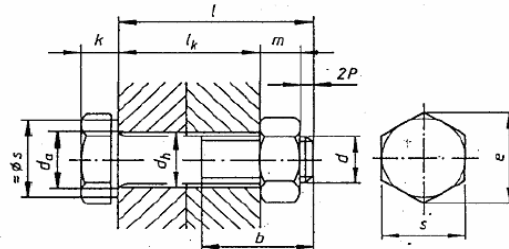
<b>d</b>	<b>M14</b>	
s	21	
k	8.8	
l	60-140	
b	50	l > 125

Višina matice (visoka ISO 4032)

m	12.8
---	------

Luknja

dh	15.5	
Ev	210000	N/mm <sup>2</sup>



Trdnostni razred vijaka in matice po DIN EN 20898

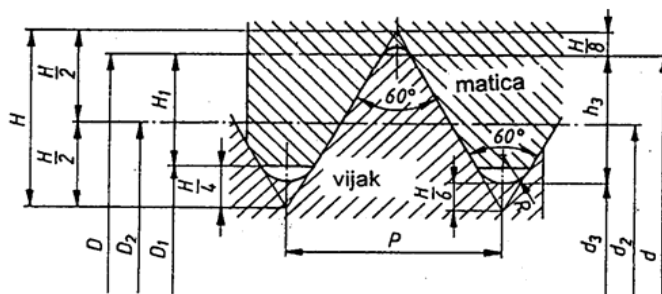
Trdnostni razred vijaka	<b>8.8</b>	
Rm	800	N/mm <sup>2</sup>
Re	640	N/mm <sup>2</sup>

Dimenzije meterskih ISO-navojev

Vse mere so v mm

**M14**

d	14
P	2
d2=D2	12.701
d3	11.546
D1	11.835
A3	104.71
H	0,86603.P
h3	0,61343.P
H1	0,54127.P

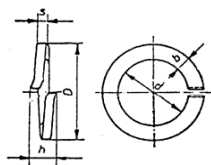


Vzmetna podložka po DIN 128

Vse mere so v mm

**za vijak M14**

d	14.2
D	24.1
s	3
h	6.8



b) vzmetna podložka

Koeficient privijanja po VDI 2230

Način privijanja vijačne zveze z merilnim momentnim ključem

Največji raztros sile prednapetja  
Fpm = ± 30%

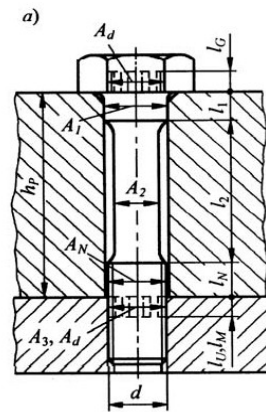
Koeficient privijanja  
kpr = 1,8

## Elastičnost vijačne zveze

### Elastičnost vijaka

Vijaki imajo na svoji dolžini ponavadi več različnih prerezov z različnimi elastičnostmi, kar pomeni, da skupno elastičnost vijaka dobimo tako, da seštejemo elastičnosti posameznih delov. Pri izračunu upoštevamo tudi elastičnost dela stebra vijaka z navojem, elastičnost sodelujočega volumna dela vijaka uvitega v matico in elastičnost sodelujočega volumna matice.

$$\begin{aligned}
 A_1 &\approx \pi d^2 / 4 & l_G &= 0,4d \\
 A_2 &= \pi d_{st}^2 / 4 & l_1 &= 0,07 \cdot l_v \\
 A_N &= \pi d_n^2 / 4 & l_2 &= 0,511 \cdot l_v \\
 A_3 &\approx \pi d_3^2 / 4 & l_N &= 5,85 \cdot 10^{-2} \cdot l_v \\
 A_U &\approx \pi d^2 / 4 & l_U &= 0,5 \cdot d \\
 d_{st} &= 0,9 \cdot d_3 & l_M &= 0,4 \cdot d \\
 d_n &= \frac{d_2 + d_3}{2}
 \end{aligned}$$



Sl. 8. a. Raztezni vijak

A1	153.93804003 mm <sup>2</sup>
A2	84.808231418 mm <sup>2</sup>
AN	115.43723477 mm <sup>2</sup>
A3	104.70152027 mm <sup>2</sup>
Ad	153.93804003 mm <sup>2</sup>
dst	10.3914 mm
dn	12.1235 mm
IG	5.6 mm
l1	10 mm
l2	71.54 mm
lN	8.1858 mm
lU	7 mm
lM	5.6 mm

δ1	3.09339E-007 mm/N
δ2	4.01691E-006 mm/N
δN	3.37673E-007 mm/N
δU	3.18365E-007 mm/N
δG	1.73230E-007 mm/N
δM	1.73230E-007 mm/N
<b>δv</b>	<b>5.32874E-006 mm/N</b>

$$\delta = \sum_{i=1}^n \delta_i$$

$$\delta_v = \sum_{i=1}^n \delta_i + \delta_N + \delta_U + \delta_G + \delta_M = \frac{1}{E_v} \left( \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{A_i} + \frac{l_N}{A_N} + \frac{l_U}{A_3} + \frac{l_G + l_M}{A_d} \right)$$

## Elastičnost prirobnice

$$D_z \geq d_s$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_s^2 - D_l^2) + \frac{\pi}{8} d_s (D_z - d_s) \left[ \left( \sqrt[3]{\frac{h_p d_s}{D_z^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right]$$

$$d_s \approx s$$

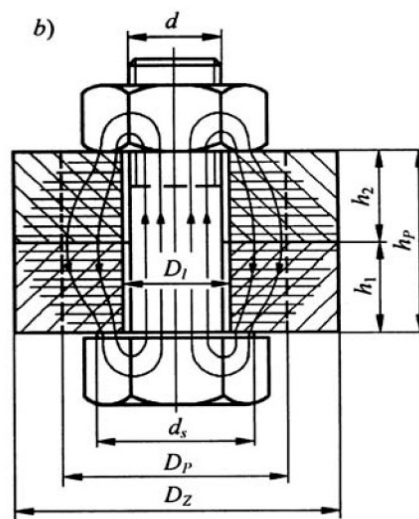
$$D_z = d_s + h_p \quad \text{za} \quad D_z > d_s + h_p$$

hp	140 mm
h1	50 mm
h2	90 mm
ds=s	21 mm
Dz	161 mm
Dl	16.5 mm
Ep(s.l.)	100000 N/mm <sup>2</sup>
Ap	1520.7859754 mm <sup>2</sup>

$$\delta_p = \sum_{i=1}^n \delta_{p_i} = \frac{1}{A_p} \sum_{i=1}^n \frac{h_i}{E_{p_i}}$$

$$\delta_{P1} = 3.28777E-007 \text{ mm/N}$$

$$\delta_{P2} = 5.91799E-007 \text{ mm/N}$$



b. Potek silnic v prednapeti vijačni zvezi

Pravilno je, da k elastičnosti prirobnice prištejemo še elastičnost vzmetne podloške pod glavo vijaka:

$$\delta_{\text{podložke}} = \frac{s}{E \cdot \pi \cdot (D - d)^2}$$

$$\delta_{\text{podložke}} = 4.63961E-008 \text{ mm/N}$$

$$\delta_P = 0.000000967 \text{ mm/N}$$

## Dodatna sila v vijaku in prirobi

$$\Delta l_V = F_V \delta_V$$

Prirobnica je obremenjena s tesnilno silo  $F_T$ , ki povzroči skrček  $\Delta l_p$ :

$$\Delta l_p = F_T \delta_p$$

$$F_T = 1/4 F_D$$

$$F_D = \frac{1}{4} p_{\text{max}} \cdot \pi \frac{D^2}{4}$$

<b>FD</b>	<b>7261.399 N</b>
<b>FTmin</b>	<b>1815.35 N</b>
<b>Δlp</b>	<b>0.001755 mm</b>

Če vijak obremenimo tako, da statična natezna obremenitev  $F_D$  deluje na zunanji površini prirobnic je vijak dodatno natežno obremenjen, prirobnica pa se razbremeni zato je  $F_V > F_P > F_T$

Delovna sila  $F_D$  se tako porazdeli na dodatno silo v vijaku  $F_{DV}$ , ki povzroča dodaten raztezek vijaka  $\Delta ID$ , ter razbremenitev prirobnice  $F_{DP}$ , ki povzroči zmanjšanje skrčka za  $\Delta ID$  ter zmanjšanje tesnilne sile  $F_T = F_P - F_{DP}$ . Sila na vijaku se zaradi raztezka vijaka za  $ID$  poveča na  $F_V = F_P + F_{DV}$ . Po prenehanju delovanja delovne sile se zopet vzpostavi prvotno stanje. Sedaj je smiselno zapisati naslednja razmerja:

Najprej lahko zapišemo poenostavljeni enačbo za dodatno osno obremenitev vijaka brez upoštevanja vpliva prijemališča delovne sile:

$$F_{DV} = F_D \frac{\delta_p}{\delta_v + \delta_p}$$

**FDV 1115.2941877 N**

Iz tega sledi teoretično razmerje sil:

$$\phi_F = \frac{F_{DV}}{F_D} = \frac{\delta_p}{\delta_v + \delta_p}$$

**$\Phi F$  0.1535921977**

Podobno pa lahko tudi zapišemo teoretično razbremenitev prirobnic brez upoštevanja prijemališča delovne sile:

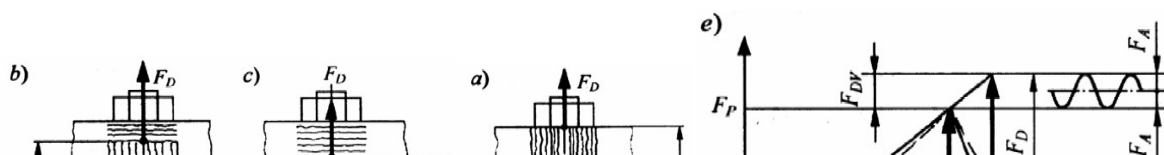
$$F_{DP} = F_D \frac{\delta_v}{\delta_v + \delta_p} = F_D (1 - \phi_F)$$

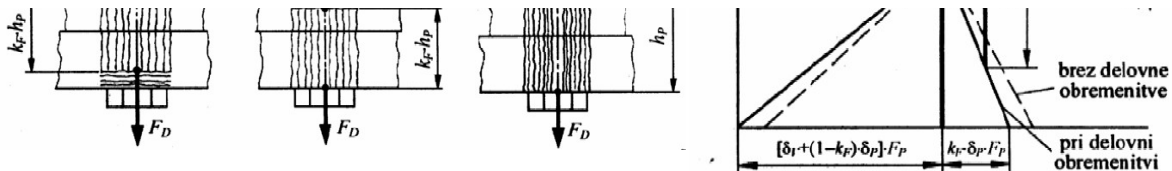
**FDP 6146.104532 N**

### Vpliv prijemališča delovne sile

Prijemališče delovne sile pri dejanski natezni obremenitvi ni na zunanji površini prirobnic, vendar nekje med zunanjo površino in površino prirobnic in površino v kontaktu. Zaradi tega se pri obremenitvi z natezno delovno silo razbremenijo samo del prirobnice  $kF \cdot h_p$ , preostali del pa je dodatno tlačno obremenjen. Tudi elastičnost prirobnice je posledično manjša zaradi manjše dolžine razbremenitve, kar lahko tudi opazimo na deformacijskem diagramu. Dodatno obremenjeni del prirobnice tako prištejemo k elastičnosti vijaka, kar povzroči položnejšo karakteristiko deformacijskega diagrama. Posledično sta dodatna sila na vijak  $F_D$  in amplitudna sila  $F_A$  manjši.

Zaradi boljše predstave in lažjega razumevanja prilagam štiri skice





Glede na ta sklep zapišemo dejansko dodatno silo v vijaku:

$$F_{DV} = F_D \frac{\delta_P}{\delta_V + \delta_P} k_F = F_D \phi$$

Kjer je:

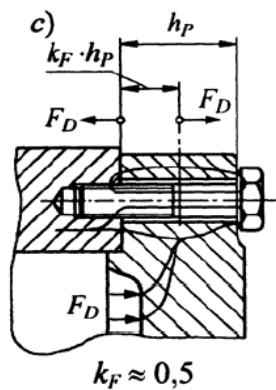
$$\phi = k_F \phi_F$$

$\phi$ ... dejansko razmerje sil

$k_F$ ... koeficient prijemališča delovne sile

$k_F$  0.5

**FDV 557.6471 N**  
 **$\Phi$  0.076796**



Dejanska razbremenitev prirobnice pa je:

$$F_{DP} = F_D - F_{DV} = F_D (1 - \phi)$$

**FDP 6703.752 N**

### Vpliv posedanja prednapete vijačne zveze

Po montaži zveze pride sčasoma do posedanja. To je posledica plastičnih deformacij vrhov neravnin na naležnih površinah med prirobnicami, glavo vijaka in matico ter podložko in v manjši meri tudi na naležnih navojnih površinah. Posledično se nam zato zmanjša sila prednapetja vijačne zveze. Zmanjša se prav tako tesnilna sila (v skrajnem primeru  $F_T=0$ ), kar seveda ni zaželeno. Ta vpliv tako opišemo z razmerjem sil prednapetja:

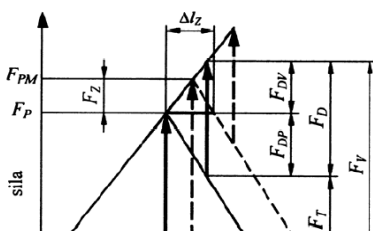
$$F_P = F_{PM} - F_Z \quad \text{FP} \quad \mathbf{8519.101 \text{ N}}$$

$F_P$ ...sila prednapetja po posedanju vijačne zveze

$F_{PM}$ ... Sila prednapetja pri montaži vijačne zveze

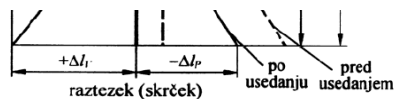
$F_Z$ ...zmanjšanje sile prednapetja zaradi posedanja

Zaradi posedanja vijačne zveze sledi, da se nam zmanjša tudi sila prednapetja (diagram)



$$F_Z = \frac{\Delta l_Z}{\delta_V + \delta_P} = \frac{\Delta l_Z}{\delta_P} \phi_F = \frac{\Delta l_Z}{\delta_V} (1 - \phi_F)$$

**Fz 1143.275 N**



Sl. 7. Vpliv posedanja prednapete vijačne zveze.

Kjer je:

$$\Delta l_z \approx 3,29 \cdot 10^{-3} \left( \frac{h_p}{d} \right)^{0,34}$$

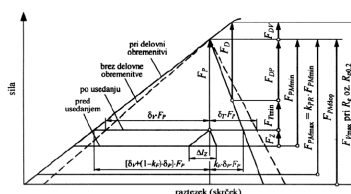
**Δl<sub>z</sub>            0.007198 mm**

### Sile v vijačni zvezi

Najmanjšo potrebno silo prednapetja vijačne zveze pri montaži, ki bo zagotavljala, da bo po posedanju in delovanju natezne osne delovne obremenitve še vedno zagotovljena ustrezna tesnilna sila med prirobnicami in ne bo prišlo do zrahljanja vijačne zveze, lahko zapišemo:

$$F_{PM \min} = F_{T \min} + F_{DP} + F_Z = F_{T \min} + F_D(1 - \phi) + F_Z$$

**FPMmin    9662.3766132 N**



Sl. 2. Splošni deformacijski diagram prednapete vijačne zveze

### Razmerja sil na navojih in moment privijanja

V praksi moramo za montažo prednapete vijačne zveze podati potrebni moment privitja, ki lahko niha v mejah med TPRmax in TPRmin.

Pri preračunu prednapete vijačne zveze je pri preverjanju največjih obremenitev vijaka potrebno vedno upoštevati največjo možno silo prednapetja pri montaži FPMmax, ki pa mora biti manjša od dopustne montažne sile prednapetja FPMdop.

$$F_{PM \max} = k_{PR} F_{PM \min} \leq F_{PMdop}$$

**FPMmax    17392.28 N**

Izbrani koeficient privijanja (str.4)

**kPR            1.8**

Potrebni moment privijanja določimo glede na srednjo vrednost montažne sile prednapetja, ki jo imenujemo tudi montažna sila prednapetja FPM

$$F_{PM} = F_{PMsr} = \frac{F_{PM \max} + F_{PM \min}}{2} = F_{PM \min} \frac{k_{PR} + 1}{2} = F_{PM \max} \frac{k_{PR} + 1}{2k_{PR}}$$

**FPM            13527.327259 N**

Največja dopustna montažna sila FPMdop je sila, pri kateri je sestavljena napetost v vijaku pri privijanju 90% meje plastičnosti gradiva vijaka Re oziroma Rpl.

$$\sigma_{n0,9} = \frac{0,9R_e}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{2d_2}{d_N} \tan(\alpha + \rho') \right]^2}}$$

**σ<sub>n0,9</sub>            492.8907 N/mm<sup>2</sup>**

**FPMdop        56897.94 N**

$$d_N \approx (d_2 + d_3) / 2$$

$$F_{PMdop} = \sigma_{n0,9} A_N = \sigma_{n0,9} \frac{\pi d_N}{4}$$

Da sploh lahko izračunamo vrednosti po zgornji enačbi pa moramo prej določiti še:

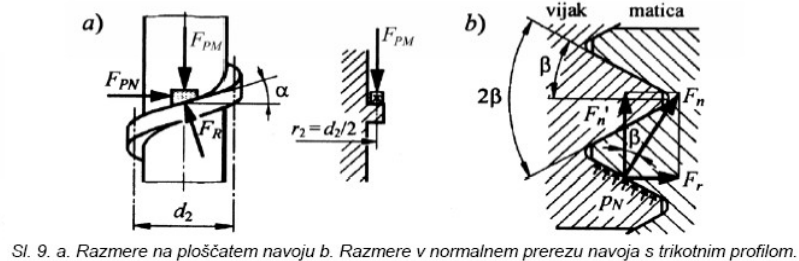
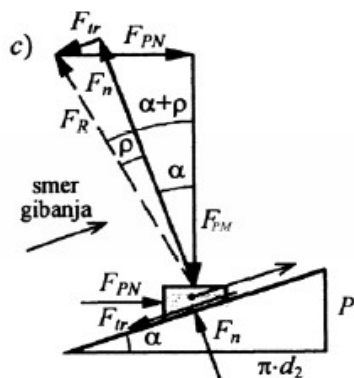
$\alpha$ ...kot vzpona navoja

$\beta$ ...kot poševnosti profila navoja (priloga TB-1)

$\rho'$ ...efektivni kot trenja

$\mu_N$ ...koeficient trenja med navoji (priloga TB-9)

Vse napisane kote je najlažje določiti iz priloženih slik:



Sl. 9. a. Razmere na ploščatem navoju b. Razmere v normalnem prerezu navoja s trikotnim profilom.

Sl. 10. Sile pri privijanju vijaka.

	°	rad
$\alpha$	2.87	0.050091
$\beta$	30	0.523599
$\rho'$	6.59	0.115017
$\rho$	5.71	0.099658
$\mu_N$	0.1	

$$\alpha = \arctan\left(\frac{P}{\pi d_2}\right)$$

$$\beta = (TB - 1)$$

$$\rho' = \arctan\left(\frac{\mu_N}{\cos \beta}\right) = \arctan(\mu_N')$$

$$\rho = \arctan(\mu_N)$$

### Opomba:

Pri določitvi potrebnega momenta privijanja moramo vedno računati z  $\mu_{Nmin}$  in  $\mu_{Pmax}$ . Če bi za oba koeficienta trenja upoštevali najvišje vrednosti, bi v primeru utečenega navoja pri tako izračunanem momentu privijanja v vijaku dosegli preveliko silo prednapetja vijačne zveze, in posledično napetosti višje od meje plastičnosti. Če pa bi vzeli najnižje vrednosti bi pa pri tako izračunanem momentu privijanja lahko dosegli premajhno silo prednapetja vijačne zveze in s tem tudi premajhno tesnilno silo.

Za doseganje željene sile je potreben moment privijanja navoja:

$$T_{PN} = F_{PN} \frac{d_2}{2} = F_{PM} \tan(\alpha + \rho') \frac{d_2}{2}$$

$$F_{PN} = F_{PM} \tan(\alpha \pm \rho)$$

**TPN**            **12961.28 Nmm**  
**FPN**            **2040.986 N**

TPN ...potrebni moment privijanja/odvijanja navoja

FPN ...obodna sila privijanja/odvijanja

Pri privijanju vijačne zveze je zaradi tega momenta vijak dodatno obremenjen z vzvojno napetostjo  $\tau$ , ki jo je potrebno upoštevati pri trdnostnem preračunu vijaka.

Za določitev momenta privijanja prednapete vijačne zveze moramo poleg momenta privijanja navoja TPN upoštevati še moment trenja med naležnimi površinami glave vijaka ali matice in prirobnice:

$$T_{PP} \frac{F_{vP} d_m}{2} = \frac{F_{PM} \mu_P d_m}{2}$$

$$d_m \approx (D_l + d_s) / 2$$

<b>TPP</b>	<b>22827.36 Nmm</b>
<b>dm</b>	<b>18.75 mm</b>

$\mu_P$	0.18
---------	------

Končno lahko zapišemo celotni potrebni moment privijanja za doseganje potrebne sile prednapetja pri montaži FPM:

$$T_{PR} = F_{PM} \left[ \tan(\alpha + \rho') \frac{d_2}{2} + \mu_p \frac{d_m}{2} \right]$$

<b>TPR</b>	<b>37141.33 Nmm</b>
------------	---------------------

TPR... Celotni potrebni moment privijanja vijačne zveze

#### Trdnostna kontrola vijakov

Pri prednapetih vijakih se pojavijo normalne napetosti  $\sigma_N$  in zaradi navoja tudi torzijska napetost  $\tau$ .

$$\sigma_N = \frac{F_V}{A_N} = \frac{4F_V}{\pi d_N^2}$$

$$\tau_t = \frac{T_{PN}}{W_{tN}} = \frac{8F_V d_2 \tan(\alpha + \rho')}{\pi d_N^3}$$

$$F_V = F_{V \max} = F_{PM \max} + F_{DV \max}$$

$$d_N \approx d \min \approx dst$$

<b><math>\sigma_N</math></b>	<b>211.6531 N/mm<sup>2</sup></b>
<b><math>\tau</math></b>	<b>86.2102 N/mm<sup>2</sup></b>
<b>Fv</b>	<b>17949.92 N</b>

Fv ...celotna osna sila v vijaku

#### **Opomba:**

Za razteznostne vijake je nosilni premer navoja enak najmanjšemu premeru stebra tega vijaka

Primerjalna napetost za sestavljeno napetostno stanje mora biti manjša od dopustne napetosti:

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau_t^2} \leq \sigma_{dop}$$

$$\sigma_{dop} = 0,9R_e$$

<b><math>\sigma_P</math></b>	<b>259.0244 N/mm<sup>2</sup></b>
<b><math>\sigma_{dop}</math></b>	<b>576 N/mm<sup>2</sup></b>

$\sigma_N$  ...primerjalna napetost vijakov

#### Kontrola površinskega tlaka pod glavo vijaka ali matico



Površinski tlak kontroliramo po enačbi:

$$p = \frac{F_{PM \max} + F_{DV \max}}{A} \leq p_{dop}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_i^2)$$

p... tlak pod glavo vijaka ali matice

pdop... dopustni površinski tlak

A... naležna površina glave vijaka ali matice

<b>p</b>	<b>74.06843 N/mm<sup>2</sup></b>
<b>A</b>	<b>242.3425 mm<sup>2</sup></b>
<b>pdop</b>	<b>560...700 N/mm<sup>2</sup></b>

#### Opomba:

Motor bo izdelan iz sive litine. Za sivo litino velja, da ima veliko tlačno trdnost, ki je 3- do 5-krat večja od natezne trdnosti. V mojem primeru sem izbral trnostne lastnosti avstenitne sive litine z oznako L-Ni 35 po ISO 2892, ki znača 560...700 N/mm<sup>2</sup>, natezna trdnost pa 120...180 N/mm<sup>2</sup>.

### Kontrola amplitudne napetosti v vijaku

V dinamično obremenjeni prednapeti vijačni zvezi se velikost delovne sile spreminja med najmanjšo vrednostjo in največjo vrednostjo, kot lahko tudi opazimo na deformacijskem diagramu:

Amplitudno napetost v vijaku kontroliramo z enačbo, ki upošteva del z največjim zareznim učinkom:

$$\sigma_A = \frac{F_A}{A_3} = \frac{4 \cdot F_A}{\pi \cdot d_3^2} \leq \sigma_{AD, dop} = 0,9 \cdot \sigma_{AD}$$

$$\pm F_A = \frac{F_{DV \max} - F_{DV \min}}{2}$$

Fa ...amplitudna obremenitev navoja

$\sigma_A$  ...amplitudna normalna napetost v vijaku

$\sigma_{AD}$  ...amplitudna trajna dinamična trdnost jedra vijaka

$\sigma_{AD, dop}$  ...dopustna amplitudna dinamična normalna napetost jedra vijaka

**FA**            **278.82354693 N**

**$\sigma_A$**          **2.6630324585 N/mm<sup>2</sup>**

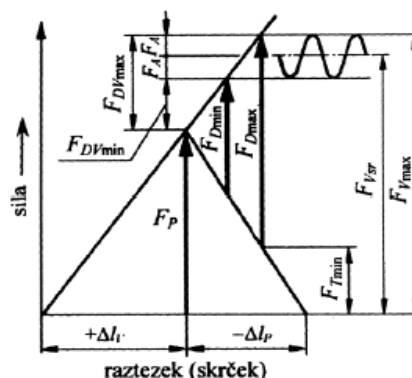
**$\sigma_{dop}$**         **40 N/mm<sup>2</sup>**

#### Opomba:

Amplitudno trajno dinamično trdnost v jedra vijaka sem določil iz predloge na strani 17 za trdnostni razred 8.8 - 12.9.

### Kontrola tesnilne sile

Pri dinamično obremenjeni vijačni zvezi se tesnilna sila spreminja med vrednostima F<sub>tmin</sub> in F<sub>tmax</sub>. Po posedanju in ob delovanju največje dodatne obremenitve lahko najmanjšo tesnilno silo izračunamo po enačbi:



Sl. 11. Dinamična natezna obremenitev.

$$F_{T\min} = F_{PM\min} - F_{DP\max} - F_Z$$

Funkcionalnost vijačne zveze je tako zagotovljena, če je najmanjša tesnilna sila večja od potrebne tesnilne sile.

Najmanjša tesnilna sila

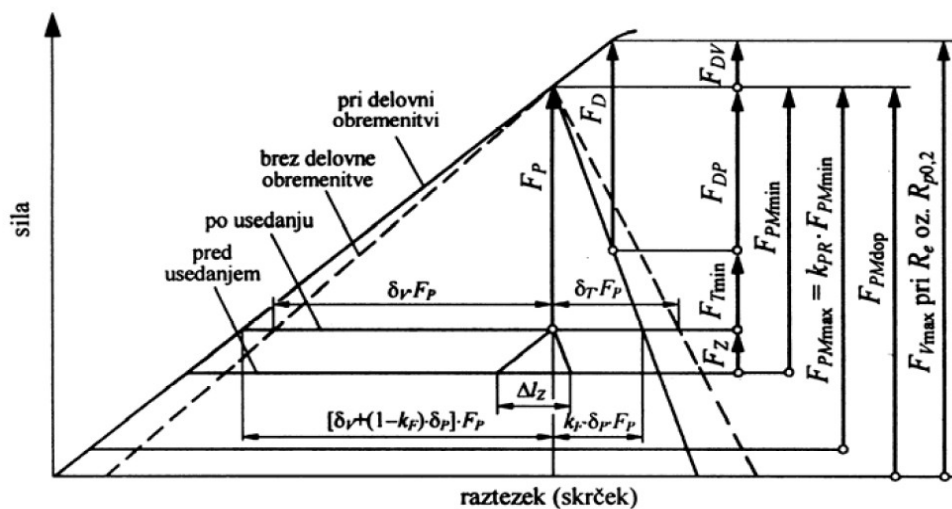
**Ftmin 1815.3496799 N**

Zahtevana najmanjša tesnilna sila, ki mora biti enaka najmanj četrtini delovne sile v vijakih

**Ftmin 1815.3496799 N**

### Splošni deformacijski diagram prednapete vijačne zveze

Glede na zahteve naloge lahko končno narišemo ustrežni deformacijski diagram, kot je tudi prikazano v predlogi na stani 4 (glej sliko). Rišemo ob upoštevanju vseh zgoraj preračunanih podatkov in ustreznih enačb:



Sl. 2. Splošni deformacijski diagram prednapete vijačne zveze

$$\Delta l_V = \delta_V F_V$$

$$\Delta l_P = \delta_P F_T$$

$$\Delta l_V = [\delta_V + (1 - k_F) \delta_P] F_P$$

$$\Delta l_P = \delta_P k_F F_P$$

Upoštevamo tudi, da sile v levo zapisanih enačbah lahko nadomestimo s  $F_{P\min}$ ,  $F_{P\max}$  in dobljene rezultate nato vrišemo v deformacijski diagram.

Glej prilogo I.

Dodajam še nekaj enačb za boljšo preglednost poteka deformacijskega diagrama:

$$\Delta l_V = 5,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm} / \text{N} \cdot 17392,28 \text{ N} = 0,0926 \text{ mm}$$

$$\Delta l_P = \dots$$

$$\Delta l_V = [5,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm} / \text{N} + (1 - 0,5) \cdot 9,66 \cdot 10^{-7} \text{ mm} / \text{N}] 17392 \text{ N} = 0,101 \text{ mm}$$

$$\Delta I_p = \dots$$

...