

**ПРОРАЧУН РУЧНОГ СВЛАКАЧА - ЗА РАЗДВАЈАЊЕ СТЕЗНИХ СПОЈЕВА****Улазни подаци:**

$$F = 8.5 \text{ KN}$$

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$d_n = 17 \text{ mm}$$

$$d_t = 25 \text{ mm}$$

$$d_g = 15 \text{ mm}$$

$$d_z = 6 \text{ mm}$$

$$d_r = 8 \text{ mm}$$

$$h_t = 28 \text{ mm}$$

$$h = 90 \text{ mm}$$

$$l_t = 120 \text{ mm}$$

$$l_r = 150 \text{ mm}$$

$$a = 10 \text{ mm}$$

$$b = 6 \text{ mm}$$

$$c = 12 \text{ mm}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

Материјал ручице: Č.0545

Материјал навојног вретена: Č.0545

Материјал навртке: бронза

Материјал траверзе и пипака: Č.1530

Спој ручице свлакача и навојног вретена остварен је лабавим налегањем, а спој навртке и траверзе чврстим налегањем!

**РЕШЕЊЕ ЗАДАТКА****Одређивање налегања:**

Налегање између ручице и навојног вретена треба да је лако покретљиво, па се усваја налегање првог степена приоритета:  $H8/f7$  Т.7.16

за пречник ручице:  $d_r = 8 \text{ mm}$  дозвољена одступања су:

За рупу:  $A_g = 22 \text{ } \mu\text{m}$   $A_g = 0.022 \text{ mm}$

$\varnothing 8 \text{ H8}$   $A_d = 0 \text{ } \mu\text{m}$   $A_d = 0 \text{ mm}$

За осовину:

$\varnothing 8 \text{ f7}$   $A_g = -13 \text{ } \mu\text{m}$   $A_g = -0.013 \text{ mm}$

$A_d = -28 \text{ } \mu\text{m}$   $A_d = -0.028 \text{ mm}$

Налегање између навртке и траверзе треба да је чврсто. Усваја се налегање првог степена приоритета које се препоручује за чауре лежишта и главчина:  $H7/r6$

За пречник навртке:  $d_n = 17 \text{ mm}$  дозвољена одступања су:

За рупу:  $A_g = 18 \text{ } \mu\text{m}$   $A_g = 0.018 \text{ mm}$

$\varnothing 17 \text{ H7}$   $A_d = 0 \text{ } \mu\text{m}$   $A_d = 0 \text{ mm}$

За осовину:

$\varnothing 17 \text{ r6}$   $A_g = 34 \text{ } \mu\text{m}$   $A_g = 0.034 \text{ mm}$

$A_d = 23 \text{ } \mu\text{m}$   $A_d = 0.023 \text{ mm}$

**Траверза је изложена савијању:**

Највећи момент савијања и најмања носећа површина је у пресеку А-А, на месту на коме је утиснута навртка.

пресек А-А приказан је упрошћено ради лакшег прорачуна. Мере пресека су:

$d_n = 17 \text{ mm}$

$d_t = 25 \text{ mm}$

$h_t = 28 \text{ mm}$

Највећи момент савијања у пресеку А-А је у треунтку крајњег положаја пипка на растојању

$l = \frac{l_t}{2} - \frac{c}{2}$  од средишта траверзе и износи:

$$M_{A-A} = F \cdot \left( \frac{l_t}{2} - \frac{c}{2} \right) = 459000 \text{ Nmm}$$

Аксијални отпорни момент инерције површине попречног пресека А-А износи:

$$W_x = \frac{I_{xA-A}}{\frac{h_t}{2}} = \frac{\frac{d_t \cdot h_t^3}{12} - \frac{d_n \cdot h_t^3}{12}}{\frac{h_t}{2}} = 1045.333 \text{ mm}^3$$

Радни напон савијања:

$$\sigma_s = \frac{M_{A-A}}{W_x} = 439.094 \frac{N}{mm^2}$$

Савијање у пресеку А-А има карактер једносмерно промењивог оптерећења, па је за прверу степена сигурности меродавна трајна динамичка издржљивост на једносмерно промењиво оптерећење за  $\check{C}.1530$  Т.2.3 М.Е.1

$$\sigma_{D(0)} = 520 \frac{N}{mm^2}$$

Степен сигурности пресека А-А износи:

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{\sigma_{D(0)}}{\sigma_s} = 1.184$$

Степен сигурности треба да је у границама 1,5 до 3, морамо на неки начин повећати аксијални отпорни момент инерције - повећавамо висину траверзе ( највећи утицај јер је трећи степен ):

$$h_t = 35 \text{ mm} \text{ меродавна за даљни прорачун}$$

поново рачунамо:

$$W_x = \frac{I_{xA-A}}{\frac{h_t}{2}} = \frac{\frac{d_t \cdot h_t^3}{12} - \frac{d_n \cdot h_t^3}{12}}{\frac{h_t}{2}} = 1633.333 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_s = \frac{M_{A-A}}{W_x} = 281.0204 \frac{N}{mm^2}$$

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{\sigma_{D(0)}}{\sigma_s} = 1.850 \text{ што задовољава}$$

У случају да је степен сигурности био превелик, смањивали бисмо висину траверзе, водећи рачуна о потребној крутости конструкције. Не бисмо смели смањивати пречник траверзе и навртке  $d_t, d_n$  јер би то утицало на носивост навоја навртке и на смањивање носивости чврстог налагења између навртке и траверзе!

### Провера подешених вијака

Вега пипка и обухватнице остварена је помоћу два подешена вијка. Два пресека вијка В-В изложена су смицању од силе  $\frac{F}{2}$  Напон смицања износи:

$$\tau_s = \frac{F \cdot \xi_r}{A \cdot n} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \xi_r}{\frac{d_v^2 \cdot \pi}{4} \cdot n} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \xi_r}{\frac{d_v^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2} = \frac{F \cdot \xi_r}{d_v^2 \cdot \pi} \leq \tau_{sd}$$

$n = 2$  број површина смицања!

$\xi_r = 1.5$  фактор неравномерности оптерећења вијака

$d_v$  пречник стабла завртња, непозната величина коју треба одредити!

$$d_v \geq \sqrt{\frac{F \cdot \xi_r}{\tau_{sd} \cdot \pi}} = 7.244 \text{ mm}$$

Дозвољени напон смицања се рачуна:

$$\tau_{sd} = \frac{[\tau]}{S} = \frac{R_{eH\tau}}{S} = \frac{0,8 \cdot R_{eH}}{S} = 77.333 \frac{N}{mm^2}$$

$S = 3$  усвојени степен сигурности, Т 2.5, М.Е.1

$$R_{eH} = 290 \frac{N}{mm^2} \quad \text{граница течења материјала за } \check{C}.0545$$

Усвајам пречник стабла завртња  $d_v = 9 \text{ mm}$  Т 4.5 М.Е I (и Т 7.43) за средњи груби квалитет, коме одговара пречник завртња - навој М8  
 висина подлошке Т 7.50:  $s = 1.6 \text{ mm}$  висина навртке Т 7.48:  $m = h = 6.5 \text{ mm}$   
 Стандардна дужина завртња Т 7.43:  $l_{st} = l = 28 \text{ mm}$  дужина навоја Т 7.43:  $b_n = b = 14 \text{ mm}$

Потребно је одузети дужину где почиње навој јер она не преноси оптерећење, па се добија за дужину стабла завртња без навоја (реално могућу):

$$\text{Дужина стабла без навоја: } l = l_{st} - b_n - 2 = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Дебљина пипка: } b = 6 \text{ mm}$$

$$\text{Усваја се дебљина обухватница: } \delta \approx 0,6 \cdot b = 3.6 \text{ mm} \quad \text{тј. } \delta = 4 \text{ mm}$$

У пресеку В-В постоје три површине додира  $b_i$  меродавна је најмања за прорачун, између вијка и дела обухватнице до навртке подешеног завртња!  $b_i = l - (b + \delta) = 2 \text{ mm}$

$$p = \frac{F_1 \cdot \xi_r}{d_v \cdot b_i \cdot n} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \xi_r}{d_v \cdot b_i \cdot n} = 177.083 \frac{N}{mm^2}$$

$$n = 2 \text{ број вијака на пипку!}$$

$$P_d = \frac{[\sigma]}{S} = \frac{1,2 \cdot R_{eH}}{S} = 116 \frac{N}{mm^2} \quad \text{дозвољени површински притисак између стабла, вијка и обухватнице!}$$

Како површински притисак незадовољава повећавамо дебљину пипка!

$$\text{Дебљина пипка: } b = 10 \text{ mm}$$

$$\delta \approx 0,6 \cdot b = 6 \text{ mm} \quad \text{тј. } \delta = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Стандардна дужина завртња Т 7.43: } l_{st} = l = 40 \text{ mm} \quad \text{дужина навоја Т 7.43: } b_n = b = 14 \text{ mm}$$

Потребно је одузети дужину где почиње навој јер она не преноси оптерећење, па се добија за дужину стабла завртња без навоја (реално могућу):

$$\text{Дужина стабла без навоја: } l = l_{st} - b_n - 2 = 24 \text{ mm}$$

$$\text{Најмања дужина додира: } b_i = l - (b + \delta) = 4 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F_1 \cdot \xi_r}{d_v \cdot b_i \cdot n} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \xi_r}{d_v \cdot b_i \cdot n} = 88.542 \frac{N}{mm^2} \quad \text{што задовољава!}$$

$$\text{Како је пречник описане кружнице око главе завртња: } e = 15 \text{ mm}$$

$$\text{усвајам конструкциону димензију пипка: } a = 16 \text{ mm}$$

### Завршни прорачун навојног вретена од челика $\check{C}.0545$

Момент увијања у навојном вретену:

$$T = T_v + T_\mu = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} + F \cdot \mu_a \cdot r_m = 6571.309 \text{ Nmm}$$

$T_v$  — Момент увијања потребан за покретање навојног вретена, да савлада трење у навојном споју!

$T_\mu$  — Момент увијања потребан да савлада момент трења на додиру аксијалног рукавца и лежишта!

$$A_1 = A_3 = 57 \text{ mm}^2$$

по услови задатка задан је трапезни навој  $T_r 12 \times 3$  *JUS M.B0.062*

$$d = 12 \text{ mm} \quad \alpha = 30^\circ \quad \alpha = 0.523599 \text{ rad}$$

$$d_1 = d_3 = 8.5 \text{ mm} \quad \mu = 0.05 \text{ за подмазане површине}$$

$$d_2 = 10.5 \text{ mm}$$

$$H_1 = 1.25 \text{ mm} \text{ Теоријска дубина ношења навојног споја М.Е. I}$$

$$\varphi = 5.2^\circ \quad \varphi = 0.090757 \text{ rad} \quad \text{Због рада у Excelu}$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.051764 \Rightarrow \rho' = 0.051718 \text{ rad} \quad \rho' = 2.963203^\circ$$

Водити рачуна: трапезни навој симетричан па је  $\frac{\alpha}{2}$ , а ко буде имао коси навој - профил

навоја је несиметричан па се користи  $\cos 3^\circ$ , зашто??? (извести формулу за  $T = T_v + T_\mu = \dots$ )

$r_m \approx 2 \text{ mm}$  усвојени средњи полупречник додира шилџка и средишњег гнезда!

$$\mu_a = 0.01 \text{ зашто??? (покретни навојни спојеви М.Е. I)}$$

коэффициент трења на додиру шилџка и средишњег гнезда!

$$\text{Напон притиска: } \sigma_p = \frac{F}{A_3} = 149.123 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Напон увијања: } \tau_u = \frac{T}{W_p} = 54.496 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = 120.583 \text{ mm}^3 \text{ зашто се узима } d_3 \text{ ???}$$

$$\text{Сложен напон: } \sigma_i = \sqrt{\sigma_p^2 + (\alpha_0 \cdot \tau_u)^2} = 162.832 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Коефицијент свођења тангентног на нормалан напон (М.Е. I основе прорачуна маш. елем.):

$$\alpha_0 = \frac{[\sigma]}{[\tau]} = \frac{R_{eH}}{R_{eH\tau}} \approx 1.2 \text{ (може се усвојити)}$$

Провера степена сигурности (М.Е. I основе прорачуна маш. елем.):

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma_i} = \frac{R_{eH}}{\sigma_i} = 1.781 \text{ незадовољава јер је минималан степен сигурности: } S_{\min} = 3 \text{ зашто??}$$

$$R_{eH} = 290 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ граница течења материјала за } \check{C}.0545$$

Степен сигурности незадовољава, принуђени смо узети већи трапезни навој:

$$A_1 = A_3 = 143 \text{ mm}^2$$

по услови задатка задан је трапезни навој  $T_r 18 \times 4$  *JUS M.B0.062*

$$d = 18 \text{ mm} \quad \alpha = 30^\circ \quad \alpha = 0.523599 \text{ rad}$$

$$d_1 = d_3 = 13.5 \text{ mm} \quad \mu = 0.05 \text{ за подмазане површине}$$

$$d_2 = 16 \text{ mm}$$

$$H_1 = 1.75 \text{ mm} \text{ Теоријска дубина ношења навојног споја М.Е. I}$$

$$\varphi = 4.57^\circ \quad \varphi = 0.079762 \text{ rad} \quad \text{Због рада у Excelu}$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.051764 \Rightarrow \rho' = 0.051718 \text{ rad} \quad \rho' = 2.963203^\circ$$

$$T = T_v + T_\mu = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} + F \cdot \mu_a \cdot r_m = 9162.462 \text{ Nmm}$$

$$\text{Напон притиска: } \sigma_p = \frac{F}{A_3} = 59.441 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Напон увијања: } \tau_u = \frac{T}{W_p} = 18.966 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = 483.094 \text{ mm}^3 \quad \text{зашто се узима } d_3 \text{ ???}$$

$$\text{Сложен напон: } \sigma_i = \sqrt{\sigma_p^2 + (\alpha_0 \cdot \tau_u)^2} = 63.649 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Коефицијент свођења тангентног на нормалан напон ( М.Е. I основе прорачуна маш. елем. ):

$$\alpha_0 = \frac{[\sigma]}{[\tau]} = \frac{R_{eH}}{R_{eH\tau}} \approx 1.2 \quad (\text{ може се усвојити } )$$

Провера степена сигурности ( М.Е. I основе прорачуна маш. елем. ) :

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma_i} = \frac{R_{eH}}{\sigma_i} = 4.556 \quad \text{задовољава јер је минималан степен сигурности:}$$

$$S_{\min} = 3 \quad \text{зашто??}$$

$$R_{eH} = 290 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{граница течења материјала за } \check{C}.0545$$

Површински притисак у навојном споју ( М.Е. I - покретни навојни спојеви ):

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot P}{l_n \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} = 14.316 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Зашто се површински притисак рачуна по наведеној једначини???

$$\text{Корак навоја: } P = 4 \text{ mm}$$

$$\text{Висина навртке: } l_n = (1,2 \dots 1,5) \cdot d = 1,5 \cdot d = 27 \text{ mm}$$

Сада се мења и пречник навртке, који одређујемо из услова дозвољеног површинског притиска:

$$d_n \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P_d} + d^2} = 32.334 \text{ mm} \quad P_d = 15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{за навртку од бронзе!}$$

$$\text{усвајам: } d_n = 33.5 \text{ mm} \quad \text{стандардни пречник навртке Т 0.1 М.Е.!!}$$

$$\text{усвајам спољашњи пречник траверзе: } d_t = 40 \text{ mm}$$

поново рачунамо:

$$W_x = \frac{I_{xA-A}}{\frac{h_t}{2}} = \frac{\frac{d_t \cdot h_t^3}{12} - \frac{d_n \cdot h_t^3}{12}}{\frac{h_t}{2}} = 1327.083 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_s = \frac{M_{A-A}}{W_x} = 345.871 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{\sigma_{D(0)}}{\sigma_s} = 1.503 \quad \text{што задовољава}$$

Навојно вретено се проверава на извијање! За случај ручног свлакача ради се о четвртом случају извијања - греда обострано укљештена, за који је редукована дужина навојног вретена:

$$l_r = \frac{l}{2} = \frac{h}{2} = 45 \text{ mm}$$

минималан полупречник инерције за кружни попречни пресек се рачуна:

$$i_{\min} = \frac{r}{2} = \frac{d_3}{4} = 3.375 \text{ mm}$$

**Виткост навојног вретена:**

$$\lambda = \frac{l_r}{i_{\min}} = \frac{\frac{l}{2}}{\frac{d_3}{4}} = \frac{2 \cdot h}{d_3} = 13.333$$

**Меки челици:**

Č.0261	Č.0270	Č.0271	$E = 200000 \frac{N}{mm^2}$	$\lambda_0 = 112$
Č.0361	Č.0362	Č.0363		
Č.0370	Č.0371			

**Полутврди челици:**

Č.0460	Č.0461	Č.0462	$E = 210000 \frac{N}{mm^2}$	$\lambda_0 = 105$
Č.0463	Č.0471			

**Тврди челици:**

Č.0561	Č.0562	Č.0545	$E = 220000 \frac{N}{mm^2}$	$\lambda_0 = 89$
--------	--------	--------	-----------------------------	------------------

**Врлотврди челици:**

Č.0645	Č.0745		$E = 220000 \frac{N}{mm^2}$	$\lambda_0 = 89$
--------	--------	--	-----------------------------	------------------

**Легирани челици:**

Подсети се значења ознаке челика!	$E = 220000 \frac{N}{mm^2}$	$\lambda_0 = 89$
-----------------------------------	-----------------------------	------------------

Ако је израчуната виткост  $\lambda$  мања од граничне виткости  $\lambda_0$  ( $\lambda < \lambda_0$ ), критичан напон за случај извијања се рачуна по Тет Мајеровој једначини:

**Меки челици:**

$$\sigma_K = 303 - 1,29 \cdot \lambda$$

**Полутврди челици:**

$$\sigma_K = 310 - 1,14 \cdot \lambda$$

**Тврди, врло тврди и легирани челици:**

$$\sigma_K = 335 - 0,62 \cdot \lambda$$

Ако је израчуната виткост  $\lambda$  већа од граничне виткости  $\lambda_0$  ( $\lambda > \lambda_0$ ), критичан напон за случај извијања се рачуна по Ојлеровој једначини:

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

У нашем случају за Č.0545  $\lambda_0 = 89$ , а израчуната виткост  $\lambda = 13.333$

па је  $\lambda < \lambda_0$ , критичан напон се рачуна по Тет Мајеровој једначини:

$$\sigma_K = 335 - 0.62 \cdot \lambda = 326.733 \frac{N}{mm^2}$$

**Провјера степена сигурности на извијање:**

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_p} = 5.497$$

Степен сигурности задовољава јер је минималан степен сигурности за случај извијања  $S_{min} = 4$  зашто???

### ПРОРАЧУН РУЧИЦЕ

Ручним свлакачем рукује један радник, па је коефицијент нервномерности оптерећења:

$$k = 1$$

$$n = 1 \text{ број радника}$$

Један радник остварује момент увијања:  $T = 9162.462 \text{ Nmm}$  ручном силом

која је за просечног радника:  $F_r = 150 \text{ N}$

усвајам пречник главе навојног вретена:

$$L_1 = \frac{T}{F_r \cdot n \cdot k} = 61.083 \text{ mm} \quad d_g = 1.5 \cdot d = 27 \text{ mm}$$

Узимајући у обзир дужину навоја за кугле  $\approx 20 \text{ mm}$ , као и дио ручице који се налази у глави ручног свлакача укупна дужина ручице износи:

$$l_r = L_1 + d_g + 40 = 128.083 \text{ mm}$$

Усваја се дужина:  $l_r = 150 \text{ mm}$  како је и задано по поставци задатка!

**Ручица је оптерећена на савијање:**

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} \leq \sigma_{sd} \dots\dots\dots (1)$$

Момент савијања:

$$M_s = F_r \cdot L_1 = 9162.462 \text{ Nmm}$$

Дозвољени напон:

$$\sigma_{sd} = \frac{[\sigma]}{S} = \frac{\sigma_{D(0)}}{S} = 116.667 \frac{N}{mm^2}$$

За Č.0545 из Т 2.3 М.Е. I

$$\sigma_{D(0)} = 350 \frac{N}{mm^2} \text{ Трајна динамичка чврстоћа на једносмјерно променљиво оптерећење, зашто???( М.Е. I основе прорачуна маш. елем.)}$$

Т 2.5 М.Е. I степен сигурности:

$$S = 3 \text{ зашто???}$$

$W = \frac{d_r^3 \cdot \pi}{32}$  акс. отпорни момент површине попречног пресека ( отпорност материјала )

Из једначине ( 1 ) добија се пречник ручице:

$$d_r \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_s}{\pi \cdot \sigma_{sd}}} = 9.283 \text{ mm}$$

Из Т 0.1 М.Е. I усваја се стандардни пречник ручице:  $d_r = 10 \text{ mm}$



Како смо променили димензије навртке и ручице у односу на задане, поново одређујемо налегање!

### Одређивање налегања:

Налегање између ручице и навојног вретена треба да је лако покретљиво, па се усваја налегање првог степена приоритета: **H8 / f7 T.7.16**

за пречник ручице:  $d_r = 10 \text{ mm}$  дозвољена одступања су:

$$\text{За рупу:} \quad A_g = 22 \text{ } \mu\text{m} \quad A_g = 0.022 \text{ mm}$$

$$\text{Ø10 H8} \quad A_d = 0 \text{ } \mu\text{m} \quad A_d = 0 \text{ mm}$$

За осовину:

$$\text{Ø10 f7} \quad A_g = -13 \text{ } \mu\text{m} \quad A_g = -0.013 \text{ mm}$$

$$A_d = -28 \text{ } \mu\text{m} \quad A_d = -0.028 \text{ mm}$$

Налегање између навртке и траверзе треба да је чврсто. Усваја се налегање првог степена приоритета које се препоручује за чауре лежишта и главчина: **H7r6**

За пречник навртке:  $d_n = 33.5 \text{ mm}$  дозвољена одступања су:

$$\text{За рупу:} \quad A_g = 25 \text{ } \mu\text{m} \quad A_g = 0.025 \text{ mm}$$

$$\text{Ø33,5 H7} \quad A_d = 0 \text{ } \mu\text{m} \quad A_d = 0 \text{ mm}$$

За осовину:

$$\text{Ø33,5 r6} \quad A_g = 50 \text{ } \mu\text{m} \quad A_g = 0.05 \text{ mm}$$

$$A_d = 34 \text{ } \mu\text{m} \quad A_d = 0.034 \text{ mm}$$

Ручни свлакач се користи за раздвајање стезних спојева. Пипцима 4 обухвата се спољни део стезног споја и навојним паром се врши демонтажа споја. Услед отпора клизању који који се јавља у стезном споју, пипци, навојно вретено и навојни спој изложени су дејству силе  $F$  која је једнака овом отпору. С обзиром да се на спољни део делује силом помоћу два пипка, то је сила на једном од њих једнака половини укупне силе. Силе у пипцима преносе се на попречну траверзу 3 и у њеним попречним пресецима изазивају савијање, чији напон је највећи на средини траверзе, у пресеку А-А, и то кад су пипци у свом крајњем положају на растојању од пресека А-А:  $l = \frac{l_t}{2} - \frac{c}{2}$  овај пресек је опасан и на њему се проверава напон савијања!

Завршетак навојног вретена трпи велики површински притисак због мале додирне површине шиљка и чеоне површине дела са кога се раздваја машински део. Да би се повећао радни век, односно број операција свлачења, шиљак се обично поставља у чеони завршетак навојног вретена, на начин приказан на детаљу А. Тако се постиже да шиљак мирује, чиме му се продужава радни век. Осим тога шиљак се може израдити од квалитетног челика, који након каљења може имати високу површинску чврстоћу.

Пипци могу бити израђени из једног дела или из посебних обухватница које се помоћу подешених вијака спајају са пипцима.