

*dr. Nedžad Repčić
Adil Muminović
Hazim Bašić
mr. Amir Šteta*

ZBIRKA ZADATAKA IZ
MAŠINSKIH KONSTRUKCIJA

I izdanje

Sarajevo, avgust 1996.

PREDGOVOR

Ova Zbirka je rezultat višegodišnjeg rada autora iz oblasti mašinskih konstrukcija. U njoj su prezentovani izvorni zadaci od kojih većina predstavlja ispitne zadatke iz predmeta Mašinski elementi na Mašinskom fakultetu u Sarajevu. Složenost, heterogenost i multidisciplinarnost mašinskih konstrukcija nisu dozvolili potpunu artikulaciju i kvantiteta i kvaliteta željenih ideja, ali većina zamisli je ostvarena. Zadaci nisu ustrojani po nekim strogim odrednicama niti po tematskoj pripadnosti, izuzev donekle po složenosti zadataka.

Različitost ove Zbirke od drugih srodnih je prije svega u izboru zadataka i načina njihovog prezentiranja, dok ostali metodološki pristupi nisu bitnije mijenjani.

Zadaci su kombinirani iz različitih oblasti mašinskih konstrukcija, a prije svega iz zupčanika, zavrtņjeva, ležaja, vratila, opruga, presovanih i zavarenih spojeva, tolerancija i koncentracije napona. Tabelami i dijagramski koeficijenti kao i ostali podaci uzumani su iz priložene literature.

Zbirka je namijenjena prvenstveno studentima mašinskih fakulteta radi lakšeg savladavanja gradiva iz predmeta Mašinski elementi. Ista može poslužiti i inženjerima mašinstva kao i ostalim stručnjacima koji se bave mašinskim konstrukcijama.

Autori će biti zahvalni i posebno će cijeniti sve primjedbe i prijedloge koji će pomoći otklanjanju nejasnoća, eventualnih propusta i tehničkih grešaka.

Koristimo ovu priliku da se zahvalimo recezenima ove knjige. Tehničku obradu Zbirke pomogli su Dedović Samir i Đorđević Nenad, studenti Mašinskog fakulteta u Sarajevu, na čemu im autori na ovaj način zahvaljuju.

Sarajevo, avgust 1996.

Autori.

Popis korištenih oznaka

Oznaka	Jedinica	
a	mm	debljina vara, međuosno rastojanje, dužina
A	mm ²	po površina
b, B	mm	širina zupčanika, ploča i slično
c	N/m	krutost opruge, vijka ili ploča
C	N	moć nošenja kotrljavnog ležaja
d, D	mm	prečnik
e	mm	ekscentricitet
E	Pa	modul elastičnosti
f	mm	ugib opruge
F	N	sila
g	m/s ²	ubrzanje zemljine teže
G	Pa	modul klizanja
G	N	težina
h, H	mm	visina, radni hod opruge
i		prenosni odnos
I	m ⁴	aksijalni moment inercije
L, L	m	dužina
m	mm	modul zupčanika
m	kg	masa
M	Nm	moment savijanja, uvijanja, obrtni moment
n	min ⁻¹	broj obrtaja
p	Pa	pritisak, površinski pritisak
P	mm	preklop
r, R	mm	radijusi
s	mm	otvor ključa
t	s	vrjeme
T	°C	temperatura
T	K	termodinamička temperatura
T	h	vijek trajanja
T	mm	tolerancija
v	m/s	brzina
V	m ³	zapremina
W	m ³	otporni momenti inercije
W	J	rad

z		broj zubaca zupčanika, broj navoja opruge
Z	mm	zazor
ξ		koefficient pomjeranja (korekcije)
α	rad	ugao, ugao dodirnice
α _L		geometrijski faktor koncentracije napona
β	rad	ugao, ugao nagiba zuba zupčanika
β _L		efektivni faktor koncentracije napona
γ	rad	ugao, ugao osnovnog konusa kod koničnih zupč.
δ	mm	debljina
ε	%	relativna deformacija
φ	rad	ugao, ugao nagiba zavojnice
ν		stepen sigurnosti
μ		koefficient trenja
η	Pa·s	dinamička viskoznost maziva
λ	mm	istezanje vijka, sabijanje ploče
ξ		faktori deformacije, vara, izrade, dimenzija
ω	rad/s	ugaona brzina
ρ	rad	ugao trenja kod za'ojnica
τ	Pa	tangencijalni naponi
σ	Pa	normalni naponi

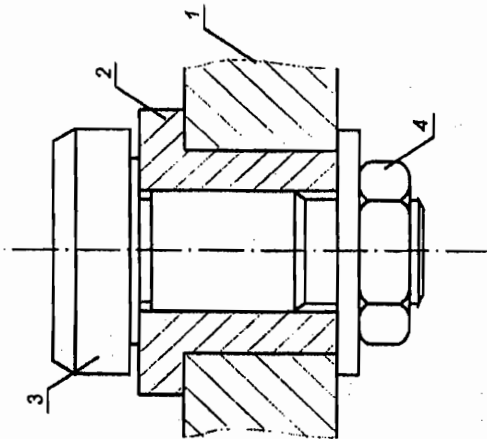
Kazalo

1. Koncentracija napona mašinskih elemenata
Zadaci broji: 6, 8, 24, 34, 40, 58
2. Kotrljajni ležaji i klizna ležišta
Zadaci broji: 43, 46, 51, 60
3. Opružni sistemi
Zadaci broji: 27, 28, 29, 31, 32, 33, 34, 36, 38
4. Presovani spojevi u oblasti elastičnosti
Zadaci broji: 15, 16, 58, 59
5. Tolerancije
Zadaci broji: 1, 2, 3, 4, 5, 13
6. Vratila i osovinice
Zadaci broji: 40, 43, 44, 45, 47, 48, 49, 50, 53, 54, 55, 56, 57
7. Zavarene mašinske konstrukcije
Zadaci broji: 7, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 16, 17, 22, 23, 24, 36, 38, 39, 41, 57
8. Zavrtnajske veze (Vijci)
Zadaci broji: 17, 18, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 26, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 41, 52, 54, 55, 57, 58, 59, 60
9. Zupčasti i remeni prenosnici snage
Zadaci broji: 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56

ZADATAKI

Na slici je prikazan sklop čepa za oslanjanje koji se sastoji od osnovne ploče (1), čahure (2), čepa (3) i navrtke sa podloškom. Čahura je izrađena tako da joj je spoljnji prečnik $d_1=18,02$ mm, dok je spoljnji prečnik oslonog čepa $d_2=11,99$ mm.

Određiti tolerancijsko polje otvora u osnovnoj ploči tako da čahura sa njom u sklopu ima toleranciju nalijeganja u intervalu od -4 μm do 24 μm . Također odrediti tolerancijsko polje otvora u čahuri tako da ona u sklopu sa čepom ima toleranciju nalijeganja u intervalu od -16 μm do 28 μm .



Slika 1, Osloni čep

Rješenje

a) Određivanje tolerancijskog polja za otvor u osnovnoj ploči

Pošto je čahura izrađena sa spoljnim prečnikom $\phi 18,02$, ucrtavamo liniju osovine 20 μm iznad nulte linije (Slika 1.1).

Znači da je:

$$a_d = a_g = 20 \mu\text{m}$$

Pošto se traži da tolerancija najljevanja bude od $-4 \mu\text{m}$ do $24 \mu\text{m}$ znači da je:

$$P_{\max} = -4 \mu\text{m}, Z_{\max} = 24 \mu\text{m}$$

Za tolerancijsko polje rupe, donje odstupanje iznosi:

$$A_d = P_{\max} + a_g = -4 + 20 = 16 \mu\text{m}$$

U tablici nalazimo da je $A_d = 16 \mu\text{m}$ za polje F u području nazivnih mjera u kome se nalazi i naš dio.

Kvalitet određujemo na osnovu visine tolerancijskog polja:

$$IT = Z_{\max} - P_{\max} = 24 + 4 = 28 \mu\text{m}$$

Usvaja se kvalitet IT8 kod koga je $IT=27 \mu\text{m}$.

Znači, tolerancijsko polje otvora u osnovnoj ploči je F8 tj. kota iznosi $\phi 18F8$ i u ovom slučaju će se ostvariti neizvjesno najljevanje.

Provjera zazora i prekopa:

$$Z_{\max} = A_g - a_d = 43 - 20 = 23 \mu\text{m}$$

$$P_{\max} = A_d - a_g = 16 - 20 = -4 \mu\text{m}$$

Veličine se nalaze u dozvoljenim granicama.

b) Određivanje tolerancijskog polja otvora u čahuri

S obzirom da je čep izrađen na mjeru $\phi 11,99 \text{ mm}$, ucrtavamo liniju osovine $0 \mu\text{m}$ ispod nulte linije (Slika 1.2). Znači da je $a_d = a_g = -10 \mu\text{m}$.

Znajuci da se traži da tolerancija najljevanja bude od $16 \mu\text{m}$ do $28 \mu\text{m}$, znači da je:

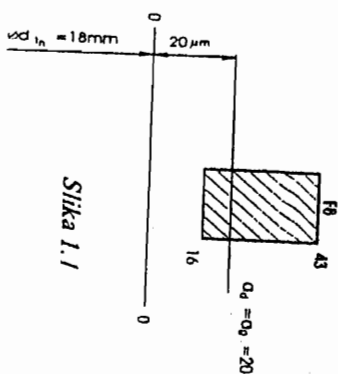
$$Z_{\min} = 16 \mu\text{m} \text{ i } Z_{\max} = 28 \mu\text{m}$$

Izračunavamo odstupanje rupe:

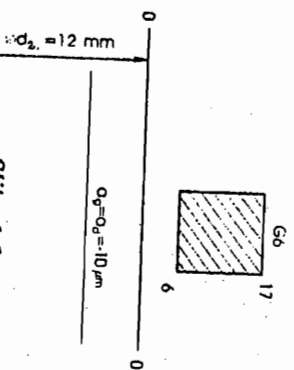
$$Z_{\min} = A_d - a_g$$

$$A_d = Z_{\min} + a_g = 16 - 10 = 6 \mu\text{m}$$

Iz tablice nalazimo da je $A_d = 6 \mu\text{m}$ u području nazivnih mjera u kome se nalazi naša kota, za polje G6.



Slika 1.1



Slika 1.2

Kvalitet određujemo iz visine tolerancijskog polja:

$$IT = Z_{\max} - Z_{\min} = 28 - 16 = 12 \mu\text{m}$$

Iz tablice usvajamo kvalitet IT6 kod koga je visina tolerancijskog polja $IT=11 \mu\text{m}$.

$$A_g = A_d + IT = 6 + 11 = 17 \mu\text{m}$$

pa je tolerancijsko polje otvora u čauri G6 tj. mjera je $\phi 12G6$ i ona će obezbjediti labavo najljevanje.

Provjera zazora koji se mogu realizovati ovim najljevanjem:

$$Z_{\max} = A_g - a_d = 17 + 10 = 27 \mu\text{m}$$

$$Z_{\min} = A_d - a_g = 6 + 10 = 16 \mu\text{m}$$

Zazori se nalaze u dozvoljenim granicama odstupanja u odnosu na postavljene.

ZADATKAK 2.

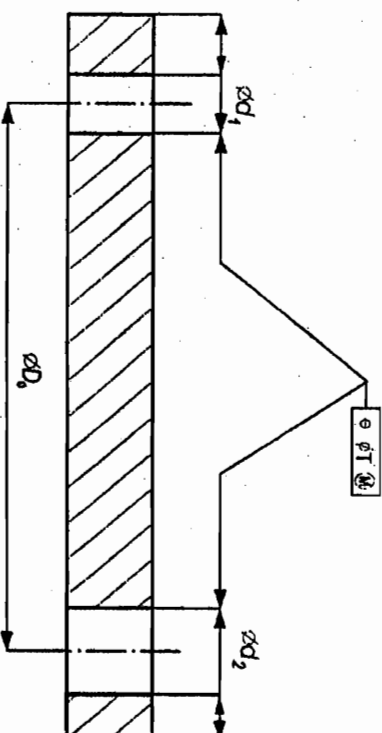
Mošinski dio prikazan na Slici 2 ima sljedeće konstruktivne mjere:

$$\phi D_0 = 40 \text{ mm}; \phi d_1 = 4^{+0,02} \text{ mm}; \phi d_2 = 5^{+0,025} \text{ mm}; \phi t = 0,02 \text{ mm}$$

Nakon izrade komada postignute su sljedeće dimenzije:

$$\phi D_{0,iz} = 40,01 \text{ mm}; \phi d_{1,iz} = 4,015 \text{ mm}; \phi d_{2,iz} = 5,023 \text{ mm};$$

Da li je komad ispravno napravljen?



Slika 2. Nosac ploča

Rješ enje

Prvo ćemo provjeriti da li su rupe ϕd_1 i ϕd_2 izbušene u granicama tolerancija.

$$d_{1\max} = 4 + 0,02 = 4,02 \text{ mm}$$

$$d_{1\min} = 4 \text{ mm}$$

$$d_{2\max} = 5 + 0,025 = 5,025 \text{ mm}$$

$$d_{2\min} = 5 - 0,025 = 4,975 \text{ mm}$$

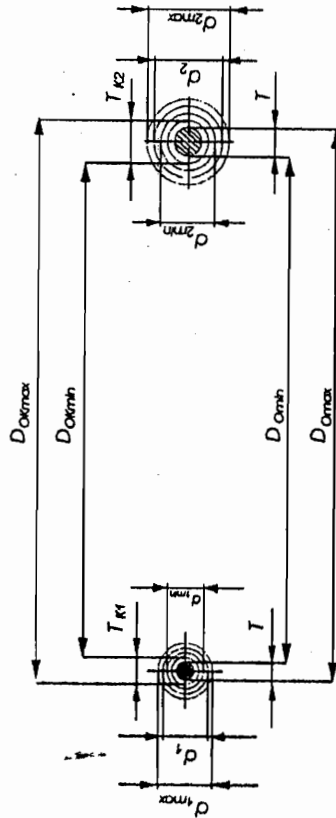
Uočljivo je da je zadovoljeno:

$$d_{1\min} < d_{1\text{izr}} < d_{1\max}$$

$$d_{2\min} < d_{2\text{izr}} < d_{2\max}$$

što znači da su rupe ispravno napravljene.

Da bi smo provjerili osno rastojanje ϕD_0 , prvo izračunajmo korigovane tolerancije (Slika 2.1) iz uslova maksimuma materijala.



Slika 2.1

$$T_{k_1} = T + (d_{1\text{izr}} - d_{m_1}) = 0,02 + (4,015 - 4) = 0,035 \text{ mm}$$

$$T_{k_2} = T + (d_{2\text{izr}} - d_{m_2}) = 0,02 + (5,023 - 4,975) = 0,068 \text{ mm}$$

Osno rastojanje bez korekcije iznosi:

$$D_{0\max} = D_0 + T = 40 + 0,02 = 40,02 \text{ mm}$$

$$D_{0\min} = D_0 - T = 40 - 0,02 = 39,98 \text{ mm}$$

S obzirom da je:

$$D_{0\min} < D_{0\text{izr}} < D_{0\max}$$

primjećujemo da je komad dobro urađen i bez korekcije.

Za slučaj korekcije, osno rastojanje bi se nalazilo u granicama:

$$D_{0k_{\max}} = D_0 + \frac{T_{k_1} + T_{k_2}}{2} = 40 + \frac{0,035 + 0,068}{2} = 40,0515 \text{ mm}$$

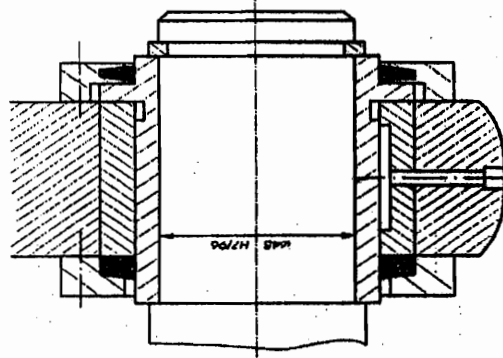
$$D_{0k_{\min}} = D_0 - \frac{T_{k_1} + T_{k_2}}{2} = 40 - \frac{0,035 + 0,068}{2} = 39,948 \text{ mm}$$

Uočljivo je da nam uslov maksimuma materijala dozvoljava šire granice u kojima se može koristiti kota ϕD_0 .

ZADATAK 3.

Dati sklop predstavlja vratilo u prenosniku alatne mašine koje je uležišteno u jednodijelnom kliznom ležištu. Sklop treba da ima na radnoj temperaturi nalijeganje $\phi 45 \text{ H7/g6}$. Vratilo je od čelika sa koeficijentom linearnog širenja $\alpha_c = 12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, a posteljica od bronce sa $\alpha_p = 18 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.

Koje tolerancije vratila i posteljice treba predvidjeti na sobnoj temperaturi ako se vratilo u radu zagrije na $100 \text{ }^\circ\text{C}$ a posteljica na $80 \text{ }^\circ\text{C}$.



Slika 3, Klizni ležaj

Rješenje

Promjene prečnika vratila i posteljice usljed promjene temperature:

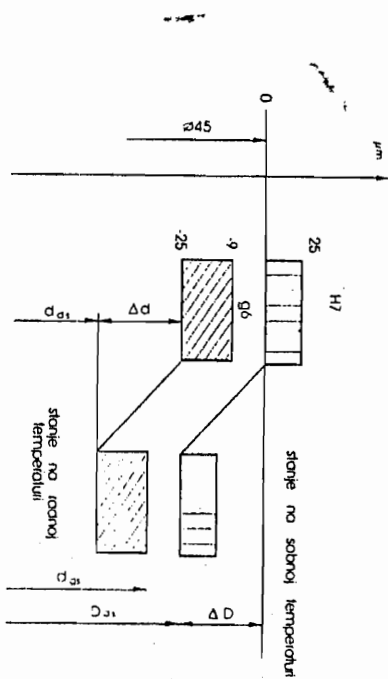
$$\Delta d = \alpha_v \cdot (t_r - t_s) \cdot d$$

$$\Delta d = 12 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20) \cdot 45 = 43,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 43 \mu\text{m}$$

$$\Delta D = \alpha_p \cdot (t_s - t_r) \cdot d$$

$$\Delta D = 18 \cdot 10^{-6} \cdot (80 - 20) \cdot 45 = 48,6 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 49 \mu\text{m}$$

Da bi smo nacrtali dijagrame tolerancija, iz tablica uzimamo odgovarajuće podatke za stanje pri radnoj temperaturi:



Slika 3.1

$\phi 45\text{H}7$, $\text{IT}7=25 \mu\text{m}$, $A_d=0$, $A_g=25 \mu\text{m}$
 $\phi 45\text{g}6$, $\text{IT}6=16 \mu\text{m}$, $a_g=9 \mu\text{m}$, $a_d=0$, $\text{IT}=9-16=-25 \mu\text{m}$

Znači prilikom temperaturnih promjena i njihtovog utjecaja na dimenzije mašinskih elemenata, smatra se da se širina tolerantnog polja ne mijenja (Slika 3.1).

Granična odstupanja u uslovinu standardne (sobne) temperature će biti:

$$\begin{aligned} A_{d_s} &= A_g - \Delta D = 25 - 49 = -24 \mu\text{m} \\ A_{d_r} &= A_d - \Delta d = -24 - 25 = -49 \mu\text{m} \\ a_{d_s} &= a_g - \Delta D = 9 - 43 = -52 \mu\text{m} \\ a_{d_r} &= a_d - \Delta d = -16 - 43 = -68 \mu\text{m} \end{aligned}$$

Prena tome, na sobnoj temperaturi posteljica bi trebala biti napravljena na mjeru $\phi D = \phi 45_{-0,049}^{+0,021}$ mm što približno odgovara tolerancijskom polju R7.

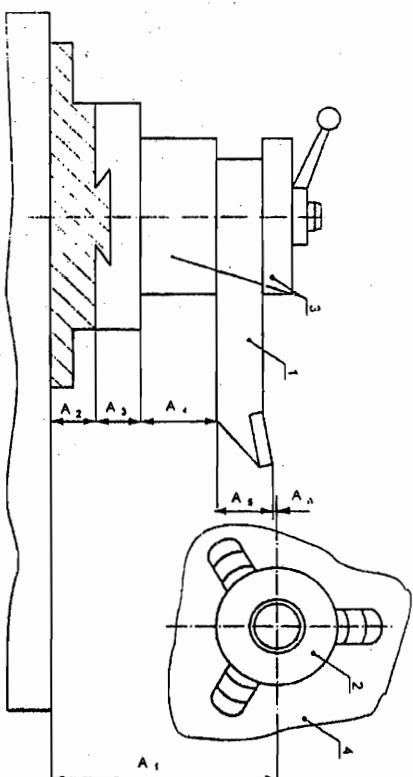
Vratilo je potrebno izraditi sa tolerancijama $\phi d = \phi 45_{-0,068}^{+0,032}$ mm što približno odgovara polju e6.

ZADATAK 4.

Slika prikazuje položaj strugarskog noža (1) u odnosu na obradak (2). Nož je stegnut na nosaču noževa (3) koji se nalazi na vodičama dok je obradak stegnut tročeljusnom steznom glavom (4).

U kojem intervalu A_1 će se kretati odstupanja vrha noža od centra obradka ako je:

$$A_1 = 180_{+0,1}^{+0,2}, \quad A_2 = 40_{-0,15}^0 = A_3, \quad A_4 = 80_{-0,1}^{+0,05}, \quad i \quad A_5 = 20_{-0,005}^0$$



Slika 4. Položaj alata i obradka kod struganja

Rješenje

Za prikazano stanje može se formirati dimenzioni niz kao na Slici 4.1. za koji se može postaviti jednakost:

$$\sum A_i = 0 \quad (1)$$

$$A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 = 0$$

Negativan predznak ispred pojedinih članova dimenzionog niza (1) označava da je u pitanju umanjujući član niza.

Iz ove jednakosti nominalna mjera završnog člana je:

$$A_1 = A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6$$

$$A_1 = 180 + 2 \cdot 40 + 80 + 20 = 360 \text{ mm}$$

Maksimalna, odnosno gornja granična vrijednost završnog člana je:

$$A_{1g} = A_{2g} + A_{3g} + A_{4g} + A_{5g} + A_{6g}$$

$$A_{1g} = 180,2 + 2 \cdot 39,85 + 79,90 + 19,995 = 360,845 \text{ mm}$$

Donja granična vrijednost završnog člana mjernog lanca je:

$$A_{1d} = A_{2d} + A_{3d} + A_{4d} + A_{5d} + A_{6d}$$

$$A_{1d} = 180,1 + 2 \cdot 40 - 80,05 - 20 = 170,05 \text{ mm}$$

Tolerancija završnog člana mjernog lanca je:

$$\delta_1 = A_{1g} - A_{1d} = 0,605 - 0,05 = 0,555 \text{ mm}$$

Prema tome, veličina završnog člana dimenzionog niza je:

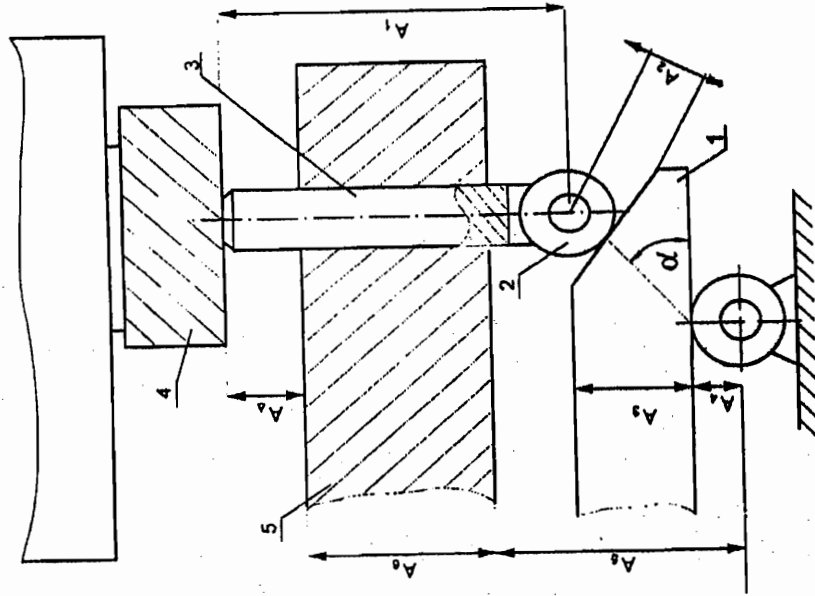
$$A_{1d} = 0^{+0,605}_{-0,05}$$

Može se konstatovati da će vrh noža, pri ovako podešenom nosaču noževa (3), biti ispod ose radnog predmeta.

ZADATAK 5.

Slika ilustruje stegu sa klinom. Pomijeranjem klina (1) udesno preko točka (2) i poluge (3) realizuje se stezanje radnih komada (4). Za dati sklop potrebno je formirati dimenzioni niz iz kojeg se može odrediti vrijednost A_Δ - za koliko se poluga (3) nalazi iznad nosača (5). Ovu veličinu je potrebno izračunati za granični slučaj-stanje kada je točak (2) stupio na gornju ravnu površinu klina (1). Vrijednosti dimenzija u mm:

$$A_1 = 100^{+0,05}, A_2 = 15^{+0,08}, A_3 = 20h7, A_4 = A_5, A_6 = 70^{+0,2}_{-0,1}, A_7 = 75j6.$$



Slika 5, Uredaj za stezanje

Rješenje

U slučaju dolaska točka (2) na ravnu površinu klina, za sklop sa slike može se postaviti jednačina dimenzionog niza prema Slici 5.1.

$$\sum_{i=1}^4 A_i - \sum_{j=5}^6 A_j - A_\Delta = 0$$

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 - (A_5 + A_6 + A_\Delta) = 0$$

Iz predhodne jednakosti je nominalna mjerica završnog člana:

$$A_\Delta = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 - A_5 - A_6$$

$$A_\Delta = 100 + 15 + 20 + 15 - 70 - 75 = 5 \text{ mm}$$

Gornja granična vrijednost završnog člana:

$$A_{\Delta g} = A_{1g} + A_{2g} + A_{3g} + A_{4g} - A_{5d} - A_{6d} \quad (1)$$

Granične vrijednosti članova A_3 i A_6 mjernog lanca

$$A_3 = 20h_7, a_g = 0, a_d = -21 \mu\text{m}, A_3 = 20^{0-0.021}$$

$$A_6 = 75j_6, a_g = +12 \mu\text{m}, a_d = -7 \mu\text{m}, A_6 = 75^{+0.012-0.007}$$

Nakon uvrštavanja u izraz (1) dobije se:

$$A_{\Delta g} = 100 + 15 + 20 + 15 - 69,9 - 74,993 = 5,107 \text{ mm}$$

Donja granična vrijednost završnog člana:

$$A_{\Delta d} = A_{1d} + A_{2d} + A_{3d} + A_{4d} - A_{5g} - A_{6g}$$

$$A_{\Delta d} = 99,95 + 14,92 + 19,979 + 14,92 - 70,2 - 75,012 = 4,557 \text{ mm}$$

Tolerancija završnog člana mjernog lanca je:

$$\delta_\Delta = A_{\Delta g} - A_{\Delta d} = 5,107 - 4,557 = 0,55 \text{ mm}$$

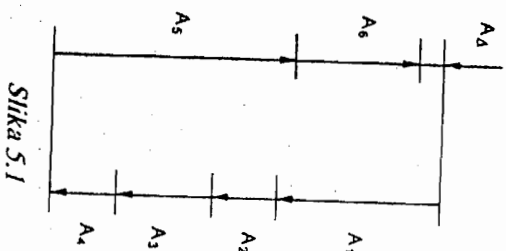
Jednaka je zbiru tolerancija svih članova dimenzionog niza:

$$\delta_\Delta = \sum_{i=1}^6 \delta_i = \delta_1 + 2 \cdot \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5 + \delta_6$$

$$\delta_\Delta = 0,05 + 2 \cdot 0,08 + 0,021 + 0,3 + 0,019 = 0,55 \text{ mm}$$

Konačno, poluga će izlaziti iz nosača za vrijednost:

$$A_\Delta = 5^{+0,107-0,443} \text{ mm.}$$



ZADATAK 6

Rotacioni element na slici, izložen je u jednom slučaju samo najiznjeničnom promjenjivom savijanju, a drugi put samo najiznjenično promjenjivom uvijanju.

Određiti:

- Poluprečnik zaobljenja ρ_2 tako da najveći stvarni naponi savijanja u presjecima 1 i 2 budu isti obzirom na koncentraciju napona, ako je $M_{s1} = 1,3 M_{s2} = 2,5 M_{ns}$.

- Vrijednosti momenta savijanja u presjecima 1 i 2

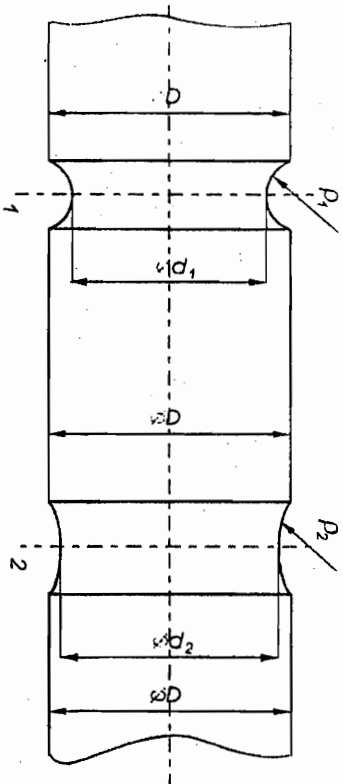
- Odnos dinamičkih stepena sigurnosti obzirom na savijanje u presjecima 1 i 2

Ostali podaci:

$$D = 60 \text{ mm}, d_1 = 50 \text{ mm}, d_2 = 48 \text{ mm}, \rho_1 = 5 \text{ mm}$$

Ukupna vrijednost korekcionih faktora za uvijanje $\xi_1 = 0,7$ a za savijanje $\xi_2 = 0,75$ materijal Č.0345, a stepen osjetljivosti materijala $\eta_1 = 0,6$

Dinamički stepen sigurnosti u presjeku 2 obzirom na uvijanje iznosi $V_{d2} = 3$.



Slika 6. Rotacioni element

Rješenje

- Koristeći uslov zadatka imamo relaciju:

$$\sigma_{max1} = \sigma_{max2} \cdot \beta_j$$

$$\alpha_1 \cdot \sigma_{ns} = \alpha_2 \cdot \sigma_{ns} \quad (1)$$

Iz jednačine (1) izračunamo nepoznate veličine geometrijskog faktora koncentracije napona α_{k_1} tj.

$$\alpha_{k_1} = \alpha_{k_1} \frac{\sigma_{n_1}}{\sigma_{n_2}} = \alpha_{k_1} \frac{W_1}{M_{S_1}} \cdot \frac{W_2 \cdot M_{S_1}}{W_1 \cdot M_{S_2}} \quad (2)$$

$$\alpha_{k_2} = \alpha_{k_1} \frac{d_2^3 \pi}{d_1^3 \pi} \cdot \frac{32}{32} \cdot \frac{1,3 \cdot M_{S_2}}{M_{S_1}} = 1,3 \alpha_{k_1} \frac{d_2^3}{d_1^3}$$

U ovoj analizi uzeto je da su nominalni naponi:

$$\sigma_{n_1} = \frac{M_{S_1}}{W_1} \text{ i } \sigma_{n_2} = \frac{M_{S_2}}{W_2}$$

Vrijednosti za α_{k_1} određujemo iz dijagrama na osnovu odnosa geometrijskih veličina tj.

$$\alpha_{k_1} = 1,9 \text{ za } \frac{\rho_1}{d_1} = \frac{5}{50} = 0,1 \text{ i } \frac{D}{d_1} = \frac{60}{50} = 1,2$$

Uvrštavanjem nepoznatih veličina u izraz (2) imamo:

$$\alpha_{k_2} = 1,3 \cdot 1,9 \cdot \frac{48^3}{50^3} = 2,185$$

Iz dijagrama na osnovu α_{k_1} i odnos $\frac{D}{d_2}$ određujemo odnos $\frac{\rho_2}{d_2}$ tj.

$$\frac{D}{d_2} = \frac{60}{48} = 1,25$$

$$\alpha_{k_2} = 2,185 \Rightarrow \text{iz dijagrama je } \frac{\rho_2}{d_2} \cong 0,07$$

Konačno imamo

$$\rho_2 = 0,07 \cdot d_2 = 0,07 \cdot 48 = 3,36 \text{ mm}$$

Usvajamo $\rho_2 = 3,5 \text{ mm}$

b) Koristeći uslov zadatka može se postaviti jednačina za presjek 2:

$$v_{d_2} = \frac{\xi_1 \xi_2 \xi_3 \cdot \tau_{Ai}}{\xi_1 \xi_2 \xi_3 \cdot \tau_{Ai}} \Rightarrow \tau_{am2} = \frac{\xi_1 \xi_2 \xi_3 \cdot \tau_{Ai}}{\beta_{k_2} \cdot v_{d_2}}$$

Računamo nepoznate veličine:

- Efektivni faktor koncentracije napona je:

$$\beta_{k_2} = (\alpha_{k_2} - 1) \cdot \eta_k + 1 = (1,6 - 1) \cdot 0,6 + 1 = 1,36$$

- Odredimo iz dijagrama vrijednost za α_{k_2} na osnovu geometrijskih veličina, dakle:

$$\alpha_{k_2} = 1,6 \text{ za } \frac{\rho_2}{d_2} = 0,07 \text{ i } \frac{D}{d_2} = 1,25$$

Za materijal elementa Č.0345 i $\tau_v = 0$ nalazimo iz Smitovog dijagrama vrijednost dozvoljenog amplitudnog napona, dakle: $\tau_{Ai} = 100 \text{ MPa}$
Uvrštavanjem ovih veličina u izraz (3) imamo amplitudni napon uvijanja.

$$\tau_{a,2} = \frac{\xi_r \cdot \tau_{Ai}}{\beta_{k_2} \cdot v_{d_2}} = \frac{0,7 \cdot 100}{1,36 \cdot 3} = 17,15 \text{ MPa}$$

Sa druge strane imamo :

$$\tau_{a,2} = \frac{M_{u_2}}{W_o} \Rightarrow M_{u_2} = W_o \cdot \tau_{a,2}$$

$$M_{u_2} = \frac{d_2^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_{a,2} = \frac{0,048^3 \cdot \pi}{16} \cdot 17,15 \cdot 10^6 = 372,4 \text{ Nm}$$

Konačno, uzimajući u obzir uslov zadatka imamo:

$$M_{S_1} = 2,5 \cdot M_{u_2} = 2,5 \cdot 372,4 = 931 \text{ Nm}$$

$$M_{S_2} = \frac{2,5 \cdot M_{u_2}}{1,3} = \frac{931}{1,3} = 716,15 \text{ Nm}$$

c) Obzirom na mogućnost eliminacije pojedinih veličina odmah stavljammo u odnos tražene stepene sigurnosti i dobijamo:

$$\frac{v_{d_2}}{v_{d_1}} = \frac{\xi_1 \xi_2 \xi_3 \cdot \sigma_{Am}}{\beta_{k_1} \cdot \sigma_{Am}} = \frac{\beta_{k_2} \cdot \sigma_{Am}}{\beta_{k_1} \cdot \sigma_{Am}}$$

Izračunamo nepoznate veličine napona i otpornih momenata:

$$\sigma_{Am} = \frac{M_{S_1}}{W_1} = \frac{931}{32} = 29,1 \text{ MPa}$$

$$W_1 = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32} = \frac{0,05^3 \cdot \pi}{32} = 1,22 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{Am} = \frac{M_{S_2}}{W_2} = \frac{716,15}{1,08 \cdot 10^{-5}} = 66,31 \text{ MPa}$$

$$W_2 = \frac{d_2^3 \cdot \pi}{32} = \frac{0,048^3 \cdot \pi}{32} = 1,08 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Efektivni faktori koncentracije napona su:

$$\beta_{k_1} = (\alpha_{k_1} - 1) \cdot \eta_k + 1 = (1,9 - 1) \cdot 0,6 + 1 = 1,54$$

$$\beta_{k_2} = (\alpha_{k_2} - 1) \cdot \eta_k + 1 = (2,185 - 1) \cdot 0,6 + 1 = 1,711$$

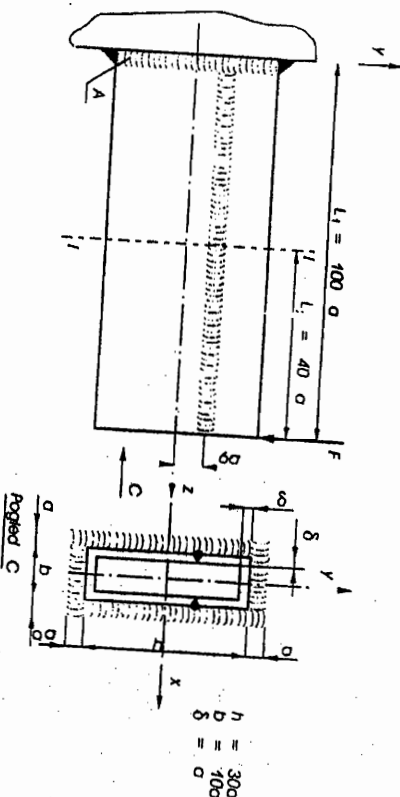
Konačno uvrštavanjem izračunatih veličina traženi odnos je:

$$\frac{V_{d_s}}{V_{d_s}} = \frac{1,711 \cdot 66,31}{1,54 \cdot 76,31} = 0,965 \quad \text{ili} \quad \frac{V_{d_s}}{V_{d_s}} = 1,035$$

ZADATK 7

Konzola poprečnog presjeka kao na slici zavarena na kraju A prenosi silu F. Za dati položaj sile:

- a) Odrediti računsku debljinu vara iz uslova da je sila konstantna $F = 15 \text{ kN}$, ako je dopušteni svedeni napon u varu $\sigma_{d_{var}} = 95 \text{ MPa}$ i $\alpha = (\sigma_d / \tau_d) = \sqrt{3}$;
- b) Za dimenzionisani var provjeriti (kommentarisati) dinamički stepen sigurnosti ako na konzolu djeluje promjenjiva sila koja se mijenja od $F_{min} = 10 \text{ kN}$ do $F_{max} = 15 \text{ kN}$. Materijal konzole je Č.0445. Sumarni faktor korekcije za savijanja $\xi_{sc} = 0,2$, a za uvijanje $\xi_s = 0,15$;
- c) Odrediti maksimalni napon od savijanja u presjeku I-I na udaljenosti $6a$ od neutralne naponske linije (ose z).



Slika 7. Zavarena konzola

Rješenje

a) Proračun računске debljine vara "A":

Napon na savijanje u varu dat je izrazom:

$$\sigma = \frac{M_A}{I_N} \cdot y_{max} = \frac{15 \cdot a \cdot 10^3}{10268 \cdot a^4} \cdot 16 \cdot a = \frac{2337}{a^2} \text{ MPa} \quad (1)$$

Moment savijanja u varu "A"

$$M_A = F \cdot l_1 = 15 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot a = 15 \cdot a \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

Aksijalni momenti inercije vara "A"

$$I_x = \frac{(b + 2 \cdot a) \cdot (h + 2 \cdot a)^2 - b \cdot h^3}{12}$$

$$I_x = \frac{(10 \cdot a + 2 \cdot a) \cdot (30 \cdot a + 2 \cdot a)^2 - 10 \cdot a \cdot (30 \cdot a)^2}{12} = 10268 \cdot a^4 \text{ mm}^4$$

$$y_{max} = \frac{30 \cdot a}{2} + a = 16 \cdot a \text{ mm}$$

Napon od smicanja u varu "A" dat je izrazom

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{15 \cdot 10^3}{84 \cdot a} = \frac{178}{a} \text{ MPa} \quad (2)$$

Smičuća površina vara

$$A_s = (b + 2 \cdot a) \cdot (h + 2 \cdot a) - b \cdot h$$

$$A_s = (10 \cdot a + 2 \cdot a) \cdot (30 \cdot a + 2 \cdot a) - 10 \cdot a \cdot 30 \cdot a = 84 \cdot a^2 \text{ mm}^2$$

Svedeni napon u varu "A"

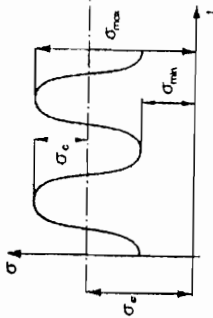
$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq \sigma_{d_{var}}, \text{ na osnovu (1) i (2)}$$

$$\sqrt{\left(\frac{2337}{a^2}\right)^2 + \left(\sqrt{3} \cdot \frac{178}{a}\right)^2} \leq 95 \text{ MPa,}$$

rješavanjem ove jednačine dobiveno je da je $a \approx 5 \text{ mm}$.

b) Proračun dinamičkog stepena sigurnosti vara "A"

Opterećenje koje se javlja u varu "A" je jednosmjerno promjenjivo:



Slika 7.1

Var je opterećen na savijanje i smicanje od sile F. Maksimalna i minimalna vrijednost napona u varu "A" od savijanja:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max} \cdot l}{I_x} \cdot y_{\max} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot a}{10268 \cdot a^4} \cdot 16 \cdot a$$

$$\sigma_{\max} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 5}{10268 \cdot 5^4} \cdot 16 \cdot 5 = 93,49 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{\min} \cdot l}{I_x} \cdot y_{\max} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot a}{10268 \cdot a^4} \cdot 16 \cdot a$$

$$\sigma_{\min} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 5}{10268 \cdot 5^4} \cdot 16 \cdot 5 = 62,33 \text{ MPa}$$

Sada se mogu odrediti vrijednosti srednjeg i amplitudnog napona:

$$\sigma_{sr} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{93,49 + 62,33}{2} = 77,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{93,49 - 62,33}{2} = 15,58 \text{ MPa}$$

Na osnovu $\sigma_{sr} = 77,91 \text{ MPa}$ za Č.0445 iz Smitovog dijagrama očitavamo dinamičku izdržljivost materijala $\sigma_D = 270 \text{ MPa}$, pa je amplituda dinamičke izdržljivosti:

$$\sigma_A = \sigma_D - \sigma_{sr} = 270 - 77,91 = 192,09 \text{ MPa}$$

Dinamički stepen sigurnosti od savijanja je:

$$v_{\sigma} = \xi_{\sigma} \cdot \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 0,2 \cdot \frac{192,09}{15,58} = 2,46$$

Maksimalna i minimalna vrijednost napona na smicanje u varu "A":

$$\tau_{\min} = \frac{F_{\min}}{A_s} \cdot \frac{10 \cdot 10^3}{84 \cdot a^2} = \frac{10 \cdot 10^3}{84 \cdot 5^2} = 4,76 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_s} \cdot \frac{10 \cdot 10^3}{84 \cdot a^2} = \frac{15 \cdot 10^3}{84 \cdot 5^2} = 7,14 \text{ MPa}$$

Srednja i amplitudna vrijednost smičućeg napona je:

$$\tau_{sr} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{7,14 + 4,76}{2} = 5,95 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{7,14 - 4,76}{2} = 1,19 \text{ MPa}$$

Na osnovu $\tau_{sr} = 5,95 \text{ MPa}$ za Č.0445 iz Smitovog dijagrama očitavamo dinamičku izdržljivost materijala $\tau_D = 110 \text{ MPa}$, pa je amplituda dinamičke izdržljivosti:

$$\tau_A = \tau_D - \tau_{sr} = 110 - 5,95 = 104,05 \text{ MPa}$$

Dinamički stepen sigurnosti od smicanja je:

$$v_{\tau} = \xi_{\tau} \cdot \frac{\tau_A}{\tau_a} = 0,15 \cdot \frac{104,05}{1,19} = 13,1$$

Svedeni dinamički stepen sigurnosti vara "A":

$$v = \frac{v_{\sigma} \cdot v_{\tau}}{\sqrt{v_{\sigma}^2 + v_{\tau}^2}} = \frac{2,46 \cdot 13,1}{\sqrt{2,46^2 + 13,1^2}} = 2,41$$

Svedeni dinamički stepen sigurnosti zadovoljava s obzirom da je preporučena vrijednost stepena sigurnosti $v = (1,5-3)$.

c) Maksimalni napon od savijanja u presjeku I-I na udaljenosti 6a od ose z.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max} \cdot l_2}{I_{y-I}}$$

Aksijalni moment inercije u presjeku I-I:

$$I_{y, I} = \frac{b \cdot h^3}{12} - (b - 28)(h - 28)^3 = \frac{10a \cdot (30a)^3}{12} - \frac{(10a - 2a)(30a - 2a)^3}{12}$$

$$I_{y, I} = 1406,25 - 914,66 = 491,58 \text{ cm}^4$$

$$W_{y, I} = 6a = 6 \cdot 0,5 = 3 \text{ cm}$$

Uvrštavanjem u početni izraz za maksimalni napon savijanja dobija se:

$$\sigma_{\max} = \frac{15 \cdot 40 \cdot 0,5}{491,58} \cdot 3 = 18,3 \text{ MPa}$$

ZADATAK 8

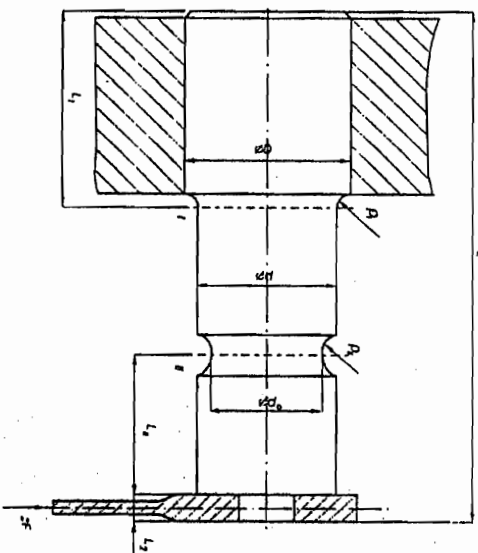
Prikazana cilindrična konzola izložena je čisto naizmjenično promjenjivom opterećenju od savijanja. Odrediti kotu L_{II} tako da dinamički stepen sigurnosti na mjestu II bude jednak dinamičkom stepenu sigurnosti na mjestu I.

Podaci:

$$L = 302 \text{ mm}, L_1 = 109 \text{ mm}, L_2 = 24 \text{ mm}, D = 80 \text{ mm}, d = 40 \text{ mm}, d_0 = 33 \text{ mm},$$

$$P_1 = 6 \text{ mm}, F = 1,3 \text{ kN}, \eta_K = 4,65 \text{ mm}, \eta_K = 0,65,$$

Materijal je Č.0545.



Slika 8, Cilindrična konzola

Rješenje

Napadni momenti u presjecima I i II

$$M_I = F \cdot L_1 = F \cdot \left[L - L_1 - \frac{L_2}{2} \right]$$

$$L_1 = L - L_1 - \frac{L_2}{2} \cdot 1,2 = 302 - 109 - \frac{24}{2} = 181 \text{ mm} = 18,1 \text{ cm}$$

$$M_{II} = F \cdot L_{II} = F \cdot \left[L_{II} + \frac{L_2}{2} \right]$$

$$L_{II} = L_{II} + \frac{L_2}{2} \cdot 1,2 = L_{II} + \frac{24}{2} = L_{II} + 12$$

$$L_{II} = L_{II} + 1,2 \text{ cm}$$

$$\text{Za odnose } \frac{D}{d} = \frac{80}{40} = 2 \text{ i } \frac{P_1}{d_n} = \frac{6}{40} = 0,15 \text{ (iz tablica)} \Rightarrow \alpha_{KI} = 1,55$$

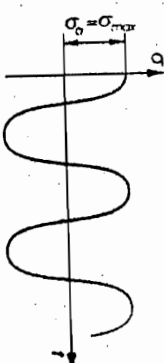
$$\frac{d}{d_n} = \frac{40}{33} = 1,21 \approx 1,2 \text{ i } \frac{P_{II}}{d_n} = \frac{4,65}{33} = 0,141 \text{ (iz tablica)} \Rightarrow \alpha_{KII} \approx 1,7$$

Efektivni faktori koncentracije napona u presjecima I i II.

$$\beta_{KI} = (\alpha_{KI} - 1) \cdot \eta_K + 1 = (1,55 - 1) \cdot 0,65 + 1 = 1,357$$

$$\beta_{KII} = (\alpha_{KII} - 1) \cdot \eta_K + 1 = (1,7 - 1) \cdot 0,65 + 1 = 1,455$$

Opterećenje je čisto naizmjenično promjenjivo.



Slika 8.1

$$\text{Amplitudni naponi su: } \sigma_{dI} = \frac{M_I}{W_I}, \quad \sigma_{dII} = \frac{M_{II}}{W_{II}}$$

Iz uslova zadatka

$$v_I = v_{II} \Rightarrow \frac{\xi_I \cdot \xi_{2I} \cdot \sigma_{dI}}{\beta_{KI} \cdot \sigma_{dI}} = \frac{\xi_I \cdot \xi_{2II} \cdot \sigma_{dII}}{\beta_{KII} \cdot \sigma_{dII}}$$

$$\frac{\xi_{2I} \cdot W_I}{\beta_M \cdot M_I} = \frac{\xi_{2II} \cdot W_{II}}{\beta_{kII} \cdot M_{II}} \quad (2)$$

iz jednačine (2) proizilazi

$$M_{II} = \frac{\xi_{2II}}{\xi_{2I}} \cdot \frac{\beta_{kI}}{\beta_{kII}} \cdot \frac{W_{II}}{W_I} \cdot M_I$$

$$F \cdot L_{II} = \frac{\xi_{2II}}{\xi_{2I}} \cdot \frac{\beta_{kI}}{\beta_{kII}} \cdot \frac{W_{II}}{W_I} \cdot L_I \cdot F$$

$$L_{II} = \frac{\xi_{2II} \cdot \beta_{kI}}{\xi_{2I} \cdot \beta_{kII}} \cdot \left(\frac{d_0}{d}\right)^3 \cdot L_I$$

$$L_{II} = \frac{0,86 \cdot 1,357 \left(\frac{33}{40}\right)^3}{0,84 \cdot 1,455} \cdot 18,1 = 9,7 \text{ cm}$$

za $d_0=33$, $\xi_{2II}=0,86$, za $d=40$, $\xi_{2I}=0,84$

Iz jednačine (1) dobivamo traženu dužinu L_{II}

$$L_I = L_{II} - 1,2 \text{ cm} = 9,7 - 1,2 = 8,5 \text{ cm}$$

ZADATAK 9

Dio obodne spojnice spojen je sa stepenastim vratilom zavarivanjem kao na slici. Veza je opterećena promjenjivim momentom uvijanja $M_1=0-30 \text{ kNm}$.

Odrediti:

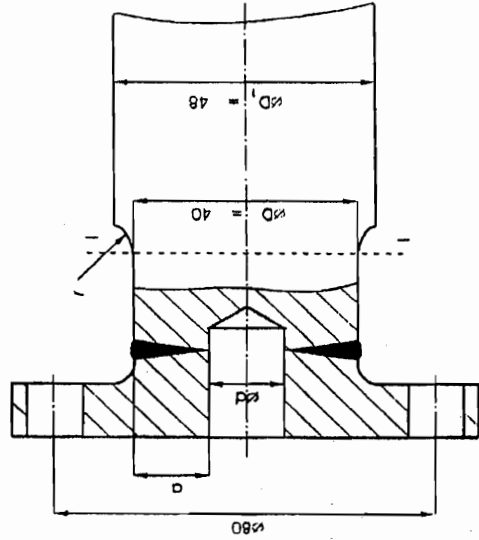
a) Veličinu prečnika d i debljinu vara a na bazi statičkog proračuna ($M_1=30 \text{ kNm} = \text{const}$) ako statički stepen sigurnosti obzirom na granicu razvlačenja $\tau_v=200 \text{ MPa}$ iznosi $v=4$.

Faktor zavarivanja iznosi $\xi_2=0,7$.

b) Redukovanu dinamičku izdržljivost vara, ako je dinamički stepen sigurnosti vara $v_d=3$;

c) Radijus zaobljenja ρ na mjestu I-I ako se zahtijeva da dinamički stepen sigurnosti na mjestu I-I bude jednak dinamičkom stepenu sigurnosti zavarenog mjesta. Proizvod korekcionih faktora je $0,7$, $\tau_{AI}=55 \text{ MPa}$, osjetljivost materijala $\eta_k=0,37$;

d) Dimenzionisati nepodešeni vijak na spojnici na bazi statičkog proračuna, ako je broj vijaka $z=6$, koeficijent trenja $\mu=0,25$, stepen sigurnosti protiv klizanja $v_\mu=1,3$, materijal vijka 3.6, a stepen sigurnosti obzirom na granicu razvlačenja $v=2$.



Slika 9, Veza oboda spojnice i vratila

Rješenje

a) Proračun debljine vara i promjera d :

Var je opterećen na uvijanje

$$\tau_r = \frac{M_1}{W_0} \leq \tau_{dtkc} \quad (1)$$

$$\tau_{dtkc} = \xi_2 \cdot \tau_{tkc} = 0,7 \cdot 50 = 35 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tkc} = \frac{\tau_r \cdot 200}{4} = 50 \text{ MPa}$$

Na osnovu (1) polarni otporni moment vara je:

$$W_0 = \frac{M_1}{\tau_{tkc}} = \frac{30}{35} = 8,57 \text{ cm}^3$$

S druge strane polarni otporni moment je na osnovu geometrije presjeka:

$$W_0 = \frac{D^3 \pi}{16} (1 - \psi^4) \rightarrow \psi$$

dakle slijedi:

$$\psi = 0,7503$$

$$\psi = \frac{d}{D} \Rightarrow d = 0,7503 \cdot 40 = 30,01 \approx 30 \text{ mm}$$

$$a = \frac{D-d}{2} = \frac{40-30}{2} = 5 \text{ mm}$$

b) Redukovanu dinamičku izdržljivost varu računamo iz relacije:

$$\tau_{D,red} = \tau_{sr} + \prod_{j=1}^n \xi_j \cdot \tau_{d,j}$$

$$\tau_{d,j} = \frac{\prod_{j=1}^n \xi_j \cdot \tau_{d,j}}{\tau_{min}}$$

Iz dijagrama promjenljivosti napona imamo:

$$\tau_{min} = \tau_{sr} = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_1}{W_0} = \frac{30}{8,57} = 3,50 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2} = 35,0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min} = 0$$

$$W_0 = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \cdot (1 - \psi^4) = \frac{4^3 \cdot \pi}{16} \cdot (1 - (\frac{3}{4})^4) = 8,57 \text{ cm}^3$$

$$\prod_{j=1}^n \xi_j \cdot \tau_{d,j} = \nu_d \cdot \tau_{min} = 3 \cdot 17,5 = 52,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{D,red} = \tau_{sr} + \prod_{j=1}^n \xi_j \cdot \tau_{d,j} = 17,5 + 52,5 = 70,0 \text{ MPa}$$

c) Radius zaobljenja ρ računamo iz poznatih relacija koristeći uslov zadatka tj.:

$$\prod_{j=1}^n \xi_j \cdot \tau_{d,j}$$

$$\nu_d = \frac{\beta_k \tau_{min}}{\beta_k \tau_{max}} = 3$$

$$\tau_{max} = \frac{M_1}{W_0} = \frac{30}{12,56} = 2,388 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2} = 23,88 \text{ MPa}$$

$$W_0 = \frac{D^3 \pi}{16} = \frac{4^3 \pi}{16} = 12,56 \text{ cm}^3$$

$$\tau_{min} = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{2,388}{2} = 1,194 \frac{\text{KN}}{\text{cm}^2} = 11,94 \text{ MPa}$$

Iz relacije (2) određujemo efektivni faktor koncentracije napona:

$$\beta_k = \frac{\prod_{j=1}^n \xi_j \cdot \tau_{d,j}}{\nu_d \cdot \tau_{min}} = \frac{0,7 \cdot 5,5}{3 \cdot 1,194} = 1,0748$$

Sa druge strane imamo:

$$\beta_k = (\alpha_k - 1) \cdot \eta_k + 1 = 1,0748 \Rightarrow \alpha_k$$

$$\alpha_k \approx 1,2 - \text{geometrijski faktor koncentracije napona}$$

Na osnovu ove vrijednosti iz dijagrama za koncentraciju napona nalazimo:

$$\text{za } \alpha_k = 1,2 \text{ i } \frac{D_1}{D} = \frac{48}{40} = 1,2 \text{ je } \frac{\rho}{D} = 0,175$$

Odatve slijedi tražena vrijednost radijusa zaobljenja:

$$\rho = 0,175 \cdot D = 0,175 \cdot 40 = 7 \text{ mm}$$

d) Obimna sila na prečniku spojnice gdje se nalaze vijci:

$$F_0 = \frac{M_1}{R} = \frac{30}{4} = 7,5 \text{ KN}$$

za jedan vijak to je $F_{01} = \frac{F_0}{z} = \frac{7,5}{6} = 1,25 \text{ KN}$

Sila koja opterećuje vijak određuje se iz izraza :

$$F_{01} = \frac{F_{01}}{\mu} \cdot \nu = \frac{1,25}{0,25} \cdot 1,3 = 6,5 \text{ kN}$$

$$A \geq \frac{F_{01}}{\sigma_{z\text{dov}}} = \frac{6,5}{9} = 0,722 \text{ cm}^2$$

gdje je

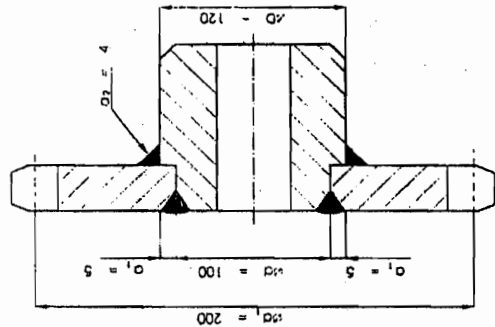
$$\sigma_{z\text{dov}} = \frac{\sigma_v}{\nu} = \frac{18}{2} = 9 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 90 \text{ MPa}$$

Odabiremo M12x1,75 na osnovu tabelarnih podataka površine jezgre vijka A.

ZADATAK 10

Provjeriti da li veza glavčine i zupčanika sa izvedenim varovima može da izdrži zadato opterećenje, ako se pretpostavi da var 2 prenosi 80 % opterećenja para 1.

Materijal zavarenih elemenata je Č.0450. Obimna sila na zupčaniku je $F_0=8 \text{ kN}$. Ostali podaci su na slici.



Slika 10, Veza glavčine i zupčanika

Rješenje

Koristeći uslov zadatka možemo odrediti momente koje prenose pojedini varovi:

$$M = M_1 + M_2 \quad (1)$$

$$\frac{M_2}{M_1} = 0,8 \quad (2)$$

Ukupni moment iznosi:

$$M = F_0 \cdot \frac{d_0}{2} = 8 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,200}{2} = 800 \text{ Nm}$$

Iz relacija (1) i (2) koje predstavljaju sistem dvije jednačine sa dvije nepoznate dobijamo:

$$M_1 = 444,4 \text{ Nm}$$

$$M_2 = 355,3 \text{ Nm}$$

Varovi su opterećeni na uvijanje, dakle imamo:

$$\tau_{u1} = \frac{M_1}{W_{01}} \quad (3) \quad \tau_{u2} = \frac{M_2}{W_{02}} \quad (4)$$

Polarni otporni momenti za varove 1 i 2 iznose:

$$W_{01} = 0,2 \cdot \frac{(d + 2 \cdot a_1)^4 - d^4}{(d + 2 \cdot a_1)} = 0,2 \cdot \frac{(10 + 2 \cdot 0,5)^4 - 10^4}{10 + 2 \cdot 0,5} = 84,38 \text{ cm}^3$$

$$W_{02} = 0,2 \cdot \frac{(D + 2 \cdot a_2)^4 - D^4}{(D + 2 \cdot a_2)} = 0,2 \cdot \frac{(12 + 2 \cdot 0,4)^4 - 12^4}{12 + 2 \cdot 0,4} = 95,43 \text{ cm}^3$$

Uvrštavanjem podataka u izraze (3) i (4) imamo:

$$\tau_{u1} = \frac{44,44}{84,38} = 0,526 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 5,26 \text{ MPa}$$

$$\tau_{u2} = \frac{35,53}{95,43} = 0,372 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 3,72 \text{ MPa}$$

Za materijal Č.0450 dozvoljeni napon iznosi:

$$\tau_{u\text{dov}} = 70 \text{ MPa}$$

Dozvoljeni napon za varove dobivamo preko relacije:

$$\tau_{u\text{dovz}} = \xi_z \cdot \tau_{u\text{dov}} = 0,65 \cdot 70 = 45,5 \text{ MPa}$$

gdje je faktor varu $\xi_z = 0,6 \div 0,7$ za ugaone varove.

Da bi zavarena veza zadovoljila potrebno je da budu ispunjeni uslovi:

$$\tau_{udozz} \geq \tau_{u1} \quad (5)$$

$$\tau_{udozz} \geq \tau_{u2} \quad (6)$$

dakle:

$$45,5 \text{ MPa} > 5,26 \text{ MPa}$$

$$45,5 \text{ MPa} > 3,72 \text{ MPa}$$

Obzirom da su ispunjeni uslovi (5) i (6) zavarena veza sa sigurnošću može prenjeti zadato opterećenje.

ZADATK 11

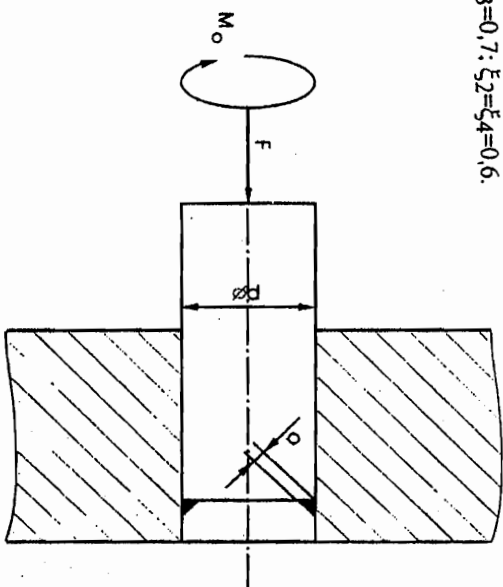
Za zavareni sastavak na slici 11 opterećenog silom F i obrtnim momentom M_0 potrebno je:

- a) Odrediti standardni prečnik d i debljinu ugaonog zavara a na bazi statičkog proračuna ako je $d/a=4$, $F=10 \text{ kN}=\text{const}$, $M_0=0-250 \text{ kNm}$, materijal dijelova je Č.0645 čija je granica razvlačenja $\tau_v=215 \text{ MPa}$, a statički stepen sigurnosti obzirom na τ_v iznosi $\xi_1=\xi_2=0,6$;

- b) Proveriti dinamički stepen sigurnosti i konstatovati da li vrijednosti za veličine d i a koje su određene u prethodnoj tački (a) zadovoljavaju.

Korekcionni faktori su:

$$\xi_1=\xi_3=0,7; \xi_2=\xi_4=0,6.$$



Slika 11, Zavareni sastavak

Rješenje

- a) Var je opterećen na smicanje i uvijanje:

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d a}$$

$$\tau_u = \frac{M_0}{W_0} = \frac{2}{d} \left[\frac{d^4 \pi}{32} - (d-2a)^4 \frac{\pi}{32} \right]$$

Ukupni napon je $\tau = \tau_s + \tau_u$

(1)

Obzirom da je $d/a=4$ jednačina (1) izgleda:

$$\tau = \frac{F}{\pi d a} + \frac{2 M_0}{d} \left[\frac{d^4 \pi}{32} - (d-2 \frac{d}{4})^4 \frac{\pi}{32} \right] = \frac{4 F}{\pi d^2} + \frac{256 M_0}{15 \pi d^3} \leq \tau_{dov}$$

$$\tau_{dov} = \tau_{\tau v} \cdot \xi_1 = \frac{215}{4} \cdot 0,6 = 32,25 \text{ MPa}$$

odakle je

$$4 F \frac{256 M_0}{\pi d^2} = 3,2225$$

$$d^3 \pi + 15 \pi d^3 = 3,2225$$

$$4 \cdot 10 \frac{256 \cdot 250}{\pi} = 3,2225$$

$$d^3 \pi + 15 \pi \cdot d^3 = 3,2225$$

$$d^3 - 3,95 d - 421,2 = 0$$

$$d \cong 7,67 \text{ cm}$$

Usvaja se standardni prečnik $d=80 \text{ mm}$ te je

$$a = \frac{d}{4} = \frac{80}{4} = 20 \text{ mm}$$

b) Dinamički stepen sigurnosti iznosi:

$$U_d = \frac{\xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4 \cdot \tau_{d1}}{\tau_a} \quad (2)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_0}{2} \quad \text{i} \quad \tau_0 = \frac{M_0}{W_0}$$

Polarni otporni moment za dati poprečni presjek je :

$$W_0 = \frac{2}{d} \left[d^4 \cdot \frac{\pi}{32} - (d-2a)^4 \cdot \frac{\pi}{32} \right] = 94.247 \text{ cm}^3$$

$$\tau_0 = \frac{250}{94.247} = 2.65 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 26.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{26.5}{2} = 13.25 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sr} = \tau_s + \tau_a = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{d \cdot \pi \cdot a} = 0.2 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sr} = 2 + 13.25 = 15.25 \text{ MPa}$$

Iz Smitovog dijagrama je $\tau_{d1} = 160 \text{ MPa}$ za $\tau_{sr} = 15.25 \text{ MPa}$ i materijal Č.0645.

Uvrštavanjem izračunatih podataka u jednačinu (2) imamo :

$$U_d = \frac{0.7 \cdot 0.6 \cdot 0.7 \cdot 0.6 \cdot 160}{13.25} = 2.13$$

Vrijednosti za d i a zadovoljavaju jer je:

$$U_d = (1.5 \div 3)$$

ZADATAK 12

Konzola "T" profila zavarena je na kraju A, opterećena je promjenjivom silom $F_{\min} = 13000 \text{ N}$ - $F_{\max} = 18000 \text{ N}$, dužina konzole je $L_1 = 560 \text{ mm}$.

Veličine "T" profila su:

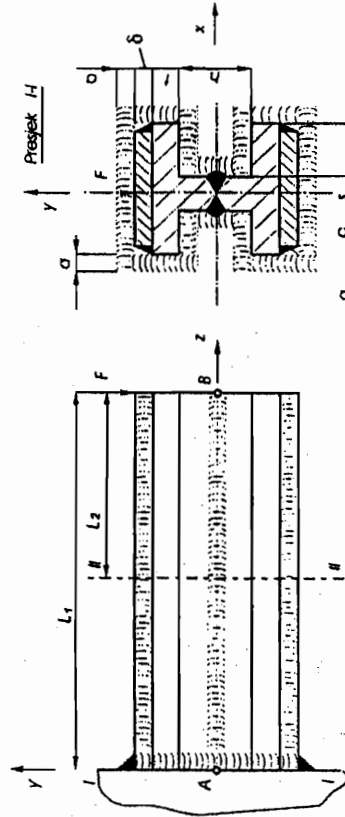
$b = 96 \text{ mm}$; $h = 168 \text{ mm}$; $t = 10 \text{ mm}$; $\delta = 5 \text{ mm}$; $S = 8 \text{ mm}$; $a = 4 \text{ mm}$.

Materijal konzole je Č.0445.

Sumarni faktor korekcije za savijanje je $\xi_{\sigma} = 0.04$ a za smicanje $\xi_{\tau} = 0.08$.

Određiti:

- Stepen sigurnosti u presjeku I-I i dati komentar dobijenog stepena sigurnosti.
- Maksimalni napon u presjeku II-II, ako je $L_2 = 300 \text{ mm}$.



Slika 12. Konzola

Rješenje

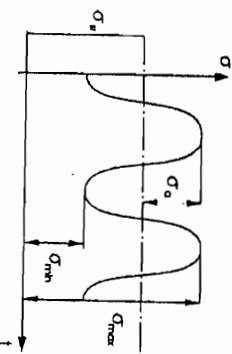
a) Proračun stepena sigurnosti u presjeku I-I

U presjeku I-I konzola je zavarena. Var je opterećen na savijanje i smicanje. Naponi od savijanja u presjeku I-I

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_{\max} \quad (1)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{I_x} \cdot y_{\max} \quad (2)$$

Tip opterećenja je jednosmjerno promjenjivo



Slika 12.1

Aksijalni moment inercije za dati presjek zavarene površine

$$I_x = 2 \cdot I_{x1} + 4 \cdot I_{x2} + 4 \cdot I_{x3} + 2 \cdot I_{x4}$$

$$I_{x1} = \frac{a \cdot h^3}{12} = \frac{4 \cdot 168^3}{12} = 1580544 \text{ mm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{(c-a) \cdot a^3}{12} + \left(\frac{h}{2} - \frac{a}{2}\right)^2 \cdot (c-a) \cdot a$$

$$I_{x2} = \frac{(44-4) \cdot 4^3}{12} + \left(\frac{168}{2} - \frac{4}{2}\right)^2 (44-4) \cdot 4 = 1076053,3 \text{ mm}^4$$

$$I_{x3} = \frac{a \cdot (2 \cdot a + t + \delta)^3}{12} + \left(\frac{h}{2} + \frac{t + \delta}{2}\right)^2 \cdot (2 \cdot a + t + \delta) \cdot a$$

$$I_{x3} = \frac{4 \cdot (2 \cdot 4 + 10 + 5)^3}{12} + \left(\frac{168}{2} - \frac{10 + 5}{2}\right)^2 \cdot (2 \cdot 4 + 10 + 5) \cdot 4 = 774302,6 \text{ mm}^4$$

$$I_{x4} = \frac{b \cdot a^3}{12} + \left(\frac{h}{2} + t + \delta + \frac{a}{2}\right)^2 \cdot b \cdot a$$

$$I_{x4} = \frac{96 \cdot 4^3}{12} + \left(\frac{168}{2} + 10 + 5 + \frac{4}{2}\right)^2 \cdot 96 \cdot 4 = 3917696 \text{ mm}^4$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (3)

$$I_x = 2 \cdot 1580544 + 4 \cdot 1076053,3 + 4 \cdot 774302,6 + 2 \cdot 3917696$$

$$I_x = 18,39 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Sa slike maksimalno udaljeno vlakno od težišne ose

$$y_{\max} = \frac{h}{2} + t + \delta + a = \frac{168}{2} + 10 + 5 + 4 = 103 \text{ mm}$$

Vrijednosti momenata savijanja u presjeku I-I:

$$M_{\max} = F_{\max} \cdot L_1 = 18 \cdot 10^3 \cdot 560 = 10,08 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{\min} = F_{\min} \cdot L_1 = 13 \cdot 10^3 \cdot 560 = 7,28 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

pa uvrštavanjem u jednadžbe (1) i (2)

$$\sigma_{\max} = \frac{10,08 \cdot 10^6}{18,39 \cdot 10^6} \cdot 103 = 56,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{7,28 \cdot 10^6}{18,39 \cdot 10^6} \cdot 103 = 40,76 \text{ MPa}$$

Amplitudni napon u toku rada

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{56,43 - 40,76}{2} = 7,83 \text{ MPa}$$

Srednja vrijednost napona

$$\sigma_{si} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{56,43 + 40,76}{2} = 48,6 \text{ MPa}$$

Na osnovu $\sigma_{sr} = 48,6 \text{ MPa}$ za Č.0445 iz Smitovog dijagrama očitano vrijednost $\sigma_p = 230 \text{ MPa}$, pa je amplituda izdržljivosti

$$\sigma_A = \sigma_D - \sigma_{sr} = 230 - 48,6 = 181,4 \text{ MPa}$$

dinamički stepen sigurnosti od savijanja

$$\beta_\sigma = \xi_\sigma \cdot \frac{\sigma_A}{\sigma_{sr}} = 0,04 \cdot \frac{181,4}{7,83} = 0,92$$

Naponi od smicanja u presjeku I-I

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_s} = \frac{18 \cdot 10^3}{3,12 \cdot 10^3} = 5,76 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\min} = \frac{F_{\min}}{A_s} = \frac{13 \cdot 10^3}{3,12 \cdot 10^3} = 4,16 \text{ MPa}$$

A_s - smičuća površina zavarenog presjeka

$$A_s = 2 \cdot A_1 + 4 \cdot A_2 + 4 \cdot A_3 + 2 \cdot A_4$$

$$A_s = 2 \cdot h \cdot a + 4 \cdot (c-a) \cdot a + 4 \cdot (2 \cdot a + t + \delta) \cdot a + 2 \cdot b \cdot a$$

$$A_s = 2 \cdot 168 \cdot 4 + 4 \cdot (44-4) \cdot 4 + 4 \cdot (2 \cdot 4 + 10 + 5) \cdot 4 + 2 \cdot 96 \cdot 4 = 3120 \text{ mm}^2$$

Srednja vrijednost smičućeg napona

$$\tau_{si} = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{5,76 + 4,16}{2} = 4,96 \text{ MPa}$$

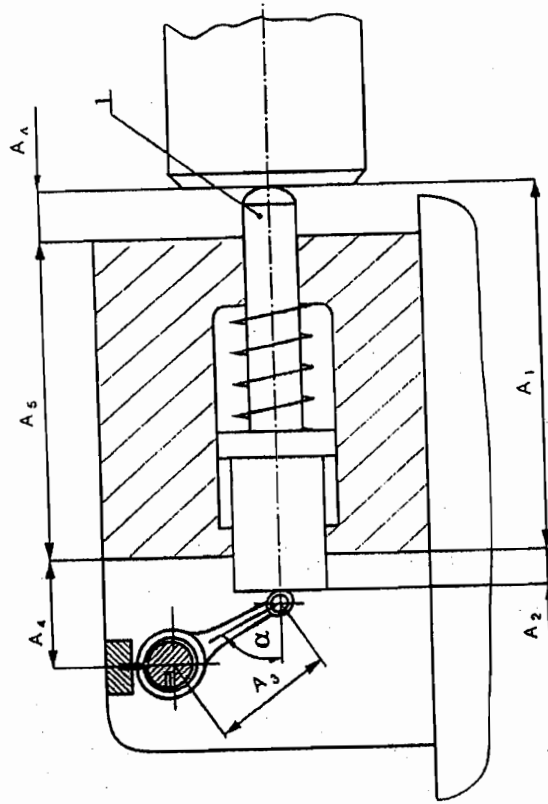
Amplitudni napon u toku rada

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{5,76 - 4,16}{2} = 0,58 \text{ MPa}$$

ZADATAK 13

Za mehanizam prikazan na slici potrebno je odrediti veličinu $A \Delta$ koja predstavlja vrijednost isturanja ticala (1) kao i granična odstupanja ove veličine. Ostale veličine:

$$A_1 = 55^{+0}_{-0,15}, A_2 = 3^{+0,05}_{-0}, A_3 = 20^{-0,08}_{-0}, A_4 = 25^{-0,05}_{-0,05}, A_5 = 35^{-0,05}_{-0,15}, \alpha = 60^\circ$$



Slika 13, Kontrolni uređaj

Rješenje

Mjerni lanac za prikazani sistem mora se svesti na linijski prema Slici 13.1 i to projektovanjem njegovih članova na osu x koja je kolinearna sa pravcem na kojem se nalazi mjera $A \Delta$.

Zavareni spojevi

Za $\tau_{sr} = 4,96$ MPa i Č.0445 iz Smitovog dijagrama očitamo vrijednost $\tau_D = 110$ MPa, pa je

$$\tau_A = \tau_D - \tau_{sr} = 110 - 4,96 = 105,04 \text{ MPa}$$

dinamički stepen sigurnosti od smicanja

$$g_t = \xi_t \cdot \frac{\tau_A}{\tau_s} = 0,08 \cdot \frac{105,04}{0,58} = 14,5$$

Svedeni dinamički stepen sigurnosti u presjeku I-I

$$g = \frac{g_\sigma \cdot g_\tau}{\sqrt{g_\sigma^2 + g_\tau^2}} = \frac{0,92 \cdot 14,5}{\sqrt{0,92^2 + 14,5^2}} = 0,918$$

Pošto je preporučena veličina stepena sigurnosti $g = 1,5 \div 3$ dinamički stepen sigurnosti u presjeku I-I ne zadovoljava.

b) Maksimalni napon u presjeku II-II dat je izrazom

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max} \cdot l_2}{I_x^*} \cdot y_{\max} \quad (4)$$

Aksijalni moment inercije za presjek II-II

$$I_x^* = I_1^* + 2 \cdot I_2^* = \frac{s \cdot h^3}{12} + 2 \cdot \left[\frac{b \cdot (t + \delta)^3}{12} + \left(\frac{h}{2} + \frac{t + \delta}{2} \right)^2 \cdot (t + \delta) \cdot h \right]$$

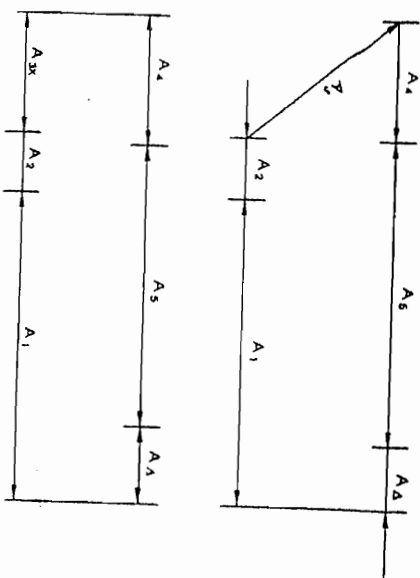
$$I_x^* = \frac{8 \cdot 168^3}{12} + 2 \cdot \left[\frac{96 \cdot (10 + 5)^3}{12} + \left(\frac{168}{2} + \frac{10 + 5}{2} \right)^2 \cdot (10 + 5) \cdot 96 \right]$$

$$I_x^* = 62 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Uvrštavanjem u jednačinu (4)

$$\sigma_{\max} = \frac{18 \cdot 10^3 \cdot 300}{62 \cdot 10^6} = 8,6 \text{ MPa}$$

$$y_{\max} = \frac{h}{2} + t + \delta = \frac{168}{2} + 10 + 5 = 99 \text{ mm}$$



Slika 13.1.

Prema ovako dobivenom dimenzionom lancu, može se postaviti jednačina iz koje određujemo nominalnu vrijednost završnog člana:

$$A_1 + A_2 + A_3 - (A_4 + A_5 + A_6) = 0$$

$$A_3 = A_1 + A_2 + A_5 \cdot \cos\alpha - A_4 - A_5$$

$$A_3 = 55 + 3 + 20 \cdot \cos 60^\circ - 25 - 35 = 8 \text{ mm}$$

Proračun gornje i donje granične vrijednosti završnog člana dimenzionog niza:

$$A_{3g} = A_{1g} + A_{2g} + A_{3sg} - A_{4d} - A_{5d}$$

$$A_{3g} = 55 + 3,05 + 20,08 \cdot \cos 60^\circ - 24,95 - 34,85 = 8,29 \text{ mm}$$

$$A_{3d} = A_{1d} + A_{2d} + A_{3sd} \cdot \cos\alpha - A_{4g} - A_{5g}$$

$$A_{3d} = 54,85 + 3 + 20 \cdot \cos 60^\circ - 25,05 - 35,05 = 7,75 \text{ mm}$$

Odstupanja od nominalne vrijednosti završnog člana mjerjenog niza su:

$$\epsilon_{3g} = A_{3g} - A_3 = 8,29 - 8 = 0,29 \text{ mm}$$

$$\epsilon_{3d} = A_{3d} - A_{3d} = 8 - 7,75 = 0,25 \text{ mm}$$

Dok je tolerancija:

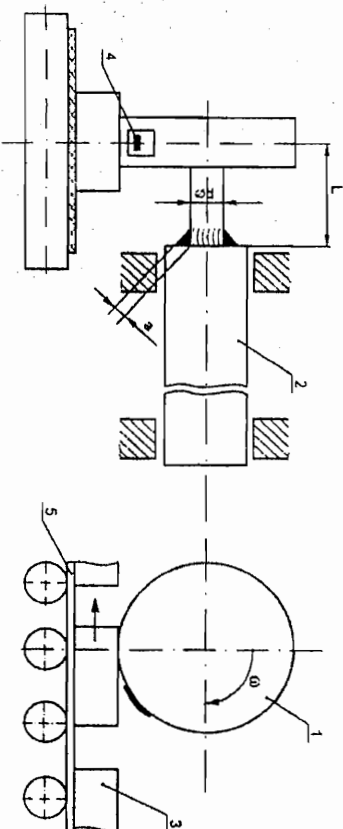
$$\delta_3 = A_{3g} - A_{3d} = 8,25 - 7,75 = 0,54 \text{ mm}$$

Prema tome, završni član dimenzionog niza će imati mjeru:

$$A_3 = 8_{-0,25}^{+0,29}$$

ZADATAK 14

Točak (1) koji je navaren na vratilo (2) služi za utiskivanje oznaka na golovim (plastičnim) komadima (3). Utiskivanje se vrši pomoću pločice (4) koja je ugrađena na točak a komadi se u radni položaj dovode pomoću beskonačne trake (5). Korak između komada je jednak obimu točka. Sila u toku utiskivanja je $F=625 \text{ N}$. Naprezanje na uvijanje vara kao i težinu točka zanemariti. Materijal vratila i točka je Č.0345 a zavarivanje je normalno-N. Odrediti dinamički stepen sigurnosti zavarenog sastavka ako je: $a=4 \text{ mm}$, $d=20 \text{ mm}$, $L=80 \text{ mm}$.



Slika 14, Mehanizam za utiskivanje oznaka

Rješenje:

Var je napregnut na savijanje i smicanje. Opterećenje je u oba slučaja čisto jednosmjerno promjenljivo.

Napon na savijanje je:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W}$$

$$M_f = F \cdot L = 625 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 50 \text{ Nm}$$

$$W = \frac{(d + 2 \cdot a)^3 \cdot d^3}{20 + 2 \cdot a} = \frac{(20 + 2 \cdot 4)^3 \cdot 20^3}{20 + 2 \cdot 4} \cdot \frac{\pi}{32} = 1594 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$\sigma_f = \frac{50}{1594 \cdot 10^{-9}} = 31,36 \text{ MPa}$$

Srednji i amplitudni naponi prema Slici 14.1

$$\sigma_{sr} = \sigma_a = \frac{\sigma_l}{2} = \frac{31,36}{2} = 15,68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_A = \sigma_D - \sigma_{sr} = 182 - 15,68 = 166,3 \text{ MPa}$$

Gdje je $\sigma_D = 182 \text{ MPa}$, amplituda dinamičke izdržljivosti dobivena iz Smith-ovog dijagrama za Č.0345, a na osnovu σ_{sr} .

Dinamički stepen sigurnosti s obzirom na savijanje:

$$v_\sigma = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4 \cdot \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \quad (1)$$

Gdje su $\xi_1 = 0,8$ - za ugaoni sastavak, $\xi_2 = 0,5$; $\xi_3 = 0,6$; $\xi_4 = 0,8$ - na osnovu preporuka iz tabela.

Uvrštavanjem u (1) dobije se:

$$v_\sigma = 0,8 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \cdot \frac{166,32}{15,68} = 2,03$$

Smičući napon u varu jednak je:

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{(d+2 \cdot a)^2 - d^2}{4} \cdot \pi = \frac{(20+2 \cdot 4)^2 - 20^2}{4} \cdot \pi = 301,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\tau_s = \frac{625}{301,6} = 2,072 \text{ MPa}$$

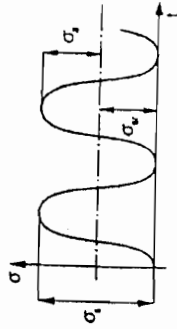
Srednji i amplitudni naponi su prema Slici 14.2.

$$\tau_{sr} = \tau_a = \frac{\tau_s}{2} = \frac{2,072}{2} = 1,036 \text{ MPa}$$

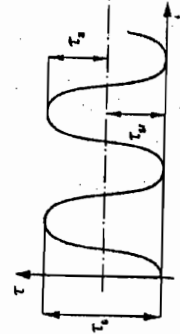
Iz Smith-ovog dijagrama je na osnovu τ_{sr} dinamička izdržljivost

$\tau_D = 100 \text{ MPa}$, pa je:

$$\tau_A = \tau_D - \tau_{sr} = 100 - 1,36 = 98,96 \text{ MPa}$$



Slika 14.1



Slika 14.2

Dinamički stepen sigurnosti s obzirom na tangencijalne napone je:

$$v_\tau = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4 \cdot \frac{\tau_A}{\tau_a} \quad (2)$$

gdje su: $\xi_1 = 0,6$; $\xi_2 = 0,5$; $\xi_3 = 0,6$; $\xi_4 = 0,8$

Uvrštavanjem izračunatih i ostalih podataka u izraz (2) dobije se:

$$v_\tau = 0,6 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot \frac{98,96}{1,036} = 13,75$$

Ukupni dinamički stepen sigurnosti vara:

$$v = \frac{v_\sigma \cdot v_\tau}{\sqrt{v_\sigma^2 \cdot v_\tau^2}} = \frac{2,03 \cdot 13,75}{\sqrt{2,03^2 \cdot 13,75^2}} = 2$$

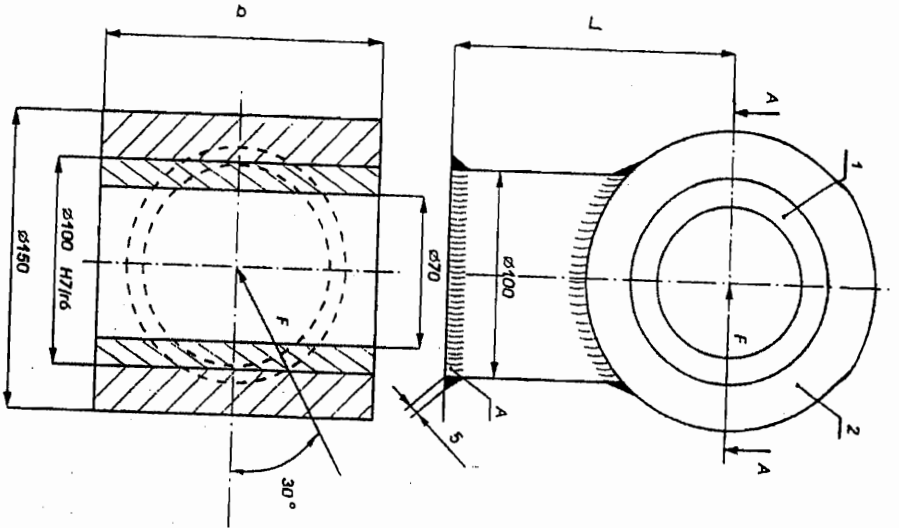
ZADATAK 15

Nosač prikazan na slici ugrađen je u prenosnik snage gdje ima ulogu oslonca vratila. Rukavac vratila oslanja se na ležišnu čahuru (1) od kalajne bronzne P.Cu Sn12 koja je upresovana u pesnicu nosača (2) od sivog liva SL18. Vratilo djeluje na čauru silom $F_{min} = 12 \text{ kN}$, čiji su pravac i smjer dati na slici. Potrebno je:

- Provjeriti stepen sigurnosti protiv plastične deformacije elemenata presovanog sklopa. Pri proračunu zanemariti uticaj vara na pesnicu nosača (2).
- Odrediti dužinu ležišne čahure b da bi presovani sklop sa sigurnošću prenio silu F, ako je koeficijent prionljivosti u presovanom sklopu $\mu = 0,1$;
- Odrediti maksimalnu visinu nosača L ako je dozvoljeni svedeni napon u zavarenom spoju A. $\sigma_{doz} = 130 \text{ MPa}$, a $\alpha = (\sigma_{doz} / \tau_{doz}) = \sqrt{3}$.

Ostali podaci:

$$h_e = b_f = 5 \text{ } \mu\text{m}; E_e = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}; m_e = 4; E_f = 1,15 \cdot 10^{11} \text{ Pa}; m_f = 3.$$



Presek A - A
Silka 15, Nosac

Rješenje

a) Stepeni sigurnosti protiv plastične deformacije elemenata presovanog sklopa

Pomoćne veličine

$$\psi_c = \frac{d}{D_c} = \frac{100}{150} = 0,66 \quad \psi_s = \frac{d_i}{d} = \frac{70}{100} = 0,7$$

$$\psi_c^2 = 0,444 \quad \psi_s^2 = 0,49$$

$$\xi_c = \frac{(m_c + 1) + (m_c - 1) \cdot \psi_c^2}{m_c \cdot E_c \cdot (1 - \psi_c^2)} = \frac{(4 + 1) + (4 - 1) \cdot 0,444}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0,444)}$$

$$\xi_c = 1,36 \cdot 10^{-11} \text{ Pa}^{-1} = 1,36 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}$$

$$\xi_s = \frac{(m_s - 1) + (m_s + 1) \cdot \psi_s^2}{m_s \cdot E_s \cdot (1 - \psi_s^2)} = \frac{(3 - 1) + (3 + 1) \cdot 0,49}{3 \cdot 1,15 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0,49)}$$

$$\xi_s = 2,25 \cdot 10^{-11} \text{ Pa}^{-1} = 2,25 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}$$

Određivanje preklopa za presovani sklop Ø100 H7/r6

$$T_R = 35 \text{ } \mu\text{m}, A_d = 0, A_g = 35 \text{ } \mu\text{m}$$

$$T_U = 22 \text{ } \mu\text{m}, a_d = 51 \text{ } \mu\text{m}, a_g = 73 \text{ } \mu\text{m}$$

$$P_{\text{min}} = a_d - A_g = 51 - 35 = 16 \text{ } \mu\text{m}$$

$$P_{\text{max}} = a_g - A_d = 73 - 0 = 73 \text{ } \mu\text{m}$$

Računski prekloppi:

$$P_{\text{max}} = P_{\text{min}} - 1,2 \cdot (h_c + h_s) = 73 - 1,2 \cdot 10 = 61 \text{ } \mu\text{m}$$

$$P_{\text{min}} = P_{\text{min}} - 1,2 \cdot (h_c + h_s) = 16 - 1,2 \cdot 10 = 4 \text{ } \mu\text{m}$$

Vrijednost dodirnih pritisaka elemenata presovanog sklopa

$$P_{\text{max}} = \frac{P_{\text{min}}}{4 \cdot 10^{-6}} = \frac{61 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 10^{-6}} = 16,89 \text{ MPa}$$

$$P_{\text{min}} = \frac{(E_c + E_s) \cdot d}{4 \cdot 10^{-6}} = \frac{(1,36 + 2,25) \cdot 10^{-5} \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-6}} = 1,108 \text{ MPa}$$

Maksimalni napon u spojašnom i unutrašnjem elementu:

$$\sigma_{c,\text{max}} = \xi_c \cdot E_c \cdot P_{\text{min}} = 1,36 \cdot 10^{-5} \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 16,89 = 48,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{s,\text{max}} = \frac{2 \cdot P_{\text{max}}}{1 - \psi_s^2} = \frac{2 \cdot 16,89}{1 - 0,49} = 66,23 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti protiv plastične deformacije: spojašni elementi granica razvlačenja za SL 18

$$q_c = \frac{\sigma_{F,c}}{\sigma_{c,\text{max}}} = \frac{120}{48,23} = 2,4 \quad \sigma_{F,s} = 120 \text{ MPa}$$

unutrašnji elementi granica razvlačenja za P.Cu Sn 12

$$q_s = \frac{\sigma_{F,s}}{\sigma_{s,\text{max}}} = \frac{180}{66,23} = 2,7 \quad \sigma_{F,c} = 180 \text{ MPa}$$

b) Dužina ležišne čahure

Garantovana moć nošenja presovanog sklopa

$$F_{\text{agar}} = A \cdot \mu \cdot p_{\text{min}} \quad (1)$$

Sa slike vidimo da komponenta uzdužne sile nastoji da razdvoji elemente presovanog sklopa a to je:

$$F_{\text{agar}} \geq F \cdot \sin 30^\circ = 12 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{2} = 6 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (2)$$

iz jednačine (1) i (2) imamo

$$A \cdot \mu \cdot p_{\text{min}} \leq 6 \cdot 10^3$$

pa je:

$$A \geq \frac{6 \cdot 10^3}{\mu \cdot p_{\text{min}}} = \frac{6 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 1,1 \cdot 10^6} = 54,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

dodirna površina elemenata presovanog sklopa

$$A = b \cdot d \cdot \pi = 0,1 \cdot \pi \cdot b = b \cdot 0,314 \text{ m}^2$$

$$b \cdot 0,314 \geq 54,54 \cdot 10^{-3}$$

dužina presovanog sklopa

$$b \geq \frac{54,54 \cdot 10^{-3}}{0,314} = 0,173 \text{ m}$$

c) Var je izložen savijanju i smicanju
Napon od smicanja u varu

$$\tau_s = \frac{F}{A}, \quad A = (d_2^2 - d^2) \frac{\pi}{4} = (0,11^2 - 0,1^2) \frac{\pi}{4} = 1,649 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

A-smičuća površina vara

$$d_2 = d + 2 \cdot a = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ mm}$$

$$\tau_s = \frac{12 \cdot 10^3}{1,649 \cdot 10^{-3}} = 7,27 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Napon u varu od savijanja

$$\sigma = \frac{M}{W_x}$$

$$W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_2^4 - d^4)}{d_2} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(0,11^4 - 0,1^4)}{0,11} = 41,39 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

W_x-otporni moment vara

$$\sigma = \frac{F \cdot l}{W_x} = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot l}{41,39 \cdot 10^{-6}} = 2,9 \cdot 10^8 \cdot l \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (3)$$

Svedeni napon u varu

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{\text{dovz}} \quad (4)$$

iz jednačine (4)

$$\sigma^2 \leq \sigma_{\text{dovz}}^2 - (\alpha \cdot \tau)^2 = (130 \cdot 10^6)^2 - (\sqrt{3} \cdot 7,27 \cdot 10^6)^2$$

$$\sigma^2 \leq 16887,4 \cdot 10^{12}$$

$$\sigma \leq 129,9 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

iz jednačina (3) i (4)

$$2,9 \cdot 10^8 \cdot l \leq 129,9 \cdot 10^6$$

$$l \leq \frac{129,9 \cdot 10^6}{2,9 \cdot 10^8} = 44,8 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$l \approx 450 \text{ mm}$$

ZADATAK 16

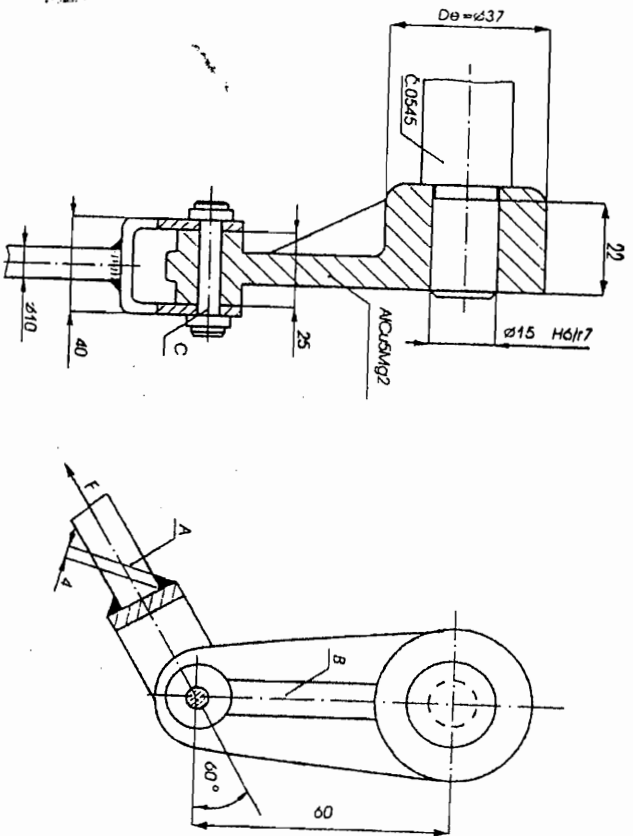
U datom položaju poluga A, koja je zglobno vezana za polugu B, opterećena je silom F=112 N. Dejstvo ove sile se prenosi na sklop vratila i glavčine.

Za slučaj da je primjenjen presovani sklop $\phi 15H6/r7$ sa $h_e=2 \mu\text{m}$ i $h_f=2 \mu\text{m}$ odrediti:

- Kolika je garantovana računska moć ako je $\mu = 0,05$ (koeficijent prionljivosti),
- Određiti najveći napon spoljašnjeg i unutrašnjeg elementa i provjeriti da li se naponi elemenata sklopa nalazi u oblasti elastičnosti.
- Kolika je sila potrebna za sklapanje (sila presovanja) ako je $\mu = 0,08$;
- Provjeriti zavareni spoj na kraju poluge A ako je materijal Č.0445 ($\sigma_{\text{dovz}}=112 \text{ MPa}$);
- Određiti potrebni prečnik osovine C i izvršiti provjeru da se prenese zadata sila, ako je $\sigma_{\text{doz}}=80 \text{ MPa}$, $\tau_{\text{af}}=60 \text{ MPa}$, $p_{\text{af}}=4 \text{ MPa}$.

Ostali podaci:

$$m_e = m_f = 3,33; E_e = 0,7 \cdot 10^{11} \text{ Pa}; E_f = 2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$



Slika 16, Sistem poluga

Rješenje

a) Za određivanje računске moći nošenja, prehodno će se odrediti odnosi prečnika ψ_c , ψ_i , i faktori deformacije:

$$\psi_c = \frac{d}{D_c} = \frac{15}{37} = 0.405, \quad \psi_i = \frac{d_i}{d} = \frac{0}{15} = 0$$

$$\xi_c = \frac{(m_c + 1) + (m_c - 1) \cdot \psi_c^2}{m_c \cdot E_{ci} \cdot (1 - \psi_c^2)} = \frac{(3.33 + 1) + (3.33 - 1) \cdot 0.405^2}{3.33 \cdot 0.7 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0.405^2)}$$

$$\xi_c = 2.418 \cdot 10^{-11} \text{ Pa}^{-1}$$

$$\xi_i = \frac{(m_i - 1) + (m_i + 1) \cdot \psi_i^2}{m_i \cdot E_i \cdot (1 - \psi_i^2)} = \frac{(3.33 - 1) + (3.33 + 1) \cdot 0}{3.33 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0)} = 0.349 \cdot 10^{-11} \text{ Pa}^{-1}$$

Određivanje fabričacionog preklopa za presovani sklop Ø15 H6/r7:

- za Ø15 H6 su $T_R = 11 \mu\text{m}$, $A_d = 0$, $A_g = 11 \mu\text{m}$

- za Ø15 r7 su $T_0 = 18 \mu\text{m}$, $a_d = 23 \mu\text{m}$, $a_g = 41 \mu\text{m}$, pa je:

$$P_{\text{min}} = a_d - A_g = 23 - 11 = 12 \mu\text{m}$$

$$P_{\text{max}} = a_g - A_d = 41 - 0 = 41 \mu\text{m}$$

Vrijednost dodirnih pritisaka elemenata presovanog sklopa

$$P_{\text{min}} = \frac{P_{\text{min}} - 1.2(h_c + h_i)}{(\xi_c + \xi_i) \cdot d} = \frac{12 \cdot 10^{-6} - 1.2 \cdot (2 + 2) \cdot 10^{-6}}{(2.418 + 0.349) \cdot 10^{-11} \cdot 15 \cdot 10^{-3}} = 1.734 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

Dodirna površinu A:

$$A = l \cdot d \cdot \pi = 0.022 \cdot 0.015 \cdot \pi = 1.036 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Računski garantovani obrtni moment koji presovani sklop može da izdrži:

$$M_{\text{og}} = F_{\text{og}} \cdot \frac{d}{2} = A \cdot P_{\text{min}} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 1.036 \cdot 10^{-3} \cdot 1.734 \cdot 10^7 \cdot 0.05 \cdot \frac{15}{2} \cdot 10^{-3}$$

$$M_{\text{og}} = 6.7 \text{ Nm}$$

Sivarni obrtni moment od sile na poluzi:

$$M_0 = F \cdot \cos 60 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 112 \cdot 0.5 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 3.360 \text{ Nm}$$

Očigledno je da je $M_0 < M_{\text{og}}$, što zadovoljava.

b) Za provjeru napona mjerodavan je najveći dodirni pritisak:

$$P_{\text{max}} = \frac{P_{\text{max}} - 1.2(h_c + h_i)}{(\xi_c + \xi_i) \cdot d} = \frac{41 \cdot 10^{-6} - 1.2 \cdot (2 + 2) \cdot 10^{-6}}{(2.418 + 0.349) \cdot 10^{-11} \cdot 15 \cdot 10^{-3}} = 8.72 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

Maksimalni napon u spoljašnjem i unutrašnjem elementu:

$$\sigma_{e,max} = \xi_c \cdot E_c \cdot P_{max} = 2.418 \cdot 10^{-11} \cdot 0.7 \cdot 10^{11} \cdot 8.72 \cdot 10^7 = 14.8 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{i,max} = \frac{2 \cdot P_{max}}{1 - \psi_1^2} = \frac{2 \cdot 8.72 \cdot 10^7}{1 - 0} = 17.44 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

S obzirom da je za materijal Al Cu5 Mg2 $\sigma_{lc} = 280 \text{ MPa}$, a za Č.0545 $\sigma_{fl} = 280 \text{ MPa}$ to važi:

$$\sigma_{e,max} = 148 \text{ MPa} < \sigma_{lc} = 280 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{i,max} = 174.4 \text{ MPa} < \sigma_{fl} = 280 \text{ MPa}.$$

c) Sila potrebna za presovanje elementa iznosi u najnepovoljnijem slučaju:

$$F_{presak} = A \cdot P_{max} \cdot \mu_p = 1.036 \cdot 10^{-3} \cdot 8.72 \cdot 10^7 \cdot 0.08 = 0.722 \cdot 10^4 \text{ N} = 7.22 \text{ kN}$$

d) Provjera zavarenog sastavka na kraju poluge A podrazumjeva provjeru napona istezanja:

$$\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{\left[(d + 2 \cdot a)^2 - d^2 \right] \frac{\pi}{4}} \leq \sigma_{tkv}$$

$$\sigma_s = \frac{112}{\left[(10 + 2 \cdot 4)^2 - 10^2 \right] \frac{\pi}{4}} = 0.636 \text{ MPa}$$

Dozvoljeni napon u zavarenom spoju:

$$\sigma_{zdoz} = \alpha \cdot \sigma_{doz}, \text{ gdje je } \alpha = 0.6 \text{ faktor zavarivanja, pa je:}$$

$$\sigma_{zdoz} = 0.6 \cdot 112 = 67.2 \text{ MPa} > \sigma_s = 0.63 \text{ MPa}.$$

e) Za proračunavanje osovinice prvo će se odrediti prečnik na osnovu napona na savijanje:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot F \cdot l}{4 \cdot \sigma_{df}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 112 \cdot 40}{4 \cdot 80}} = 4.12 \text{ mm, gdje je}$$

$$\sigma_{df} = 80 \text{ MPa} - \text{dozvoljeni napon na savijanje}$$

Usvaja se $d_0 = 5 \text{ mm}$.

Provjera napona na smicanje:

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{112}{2 \cdot \frac{5^2 \cdot \pi}{4}} = 2.85 \text{ MPa} \leq \tau_{doz} = 72 \text{ MPa}$$

Provjera napona na površinski pritisak:

$$p = \frac{F}{(L - l) \cdot d_0} = \frac{112}{(40 - 25) \cdot 5} = 1.49 \text{ MPa} \leq p_{doz} = 4 \text{ MPa}$$

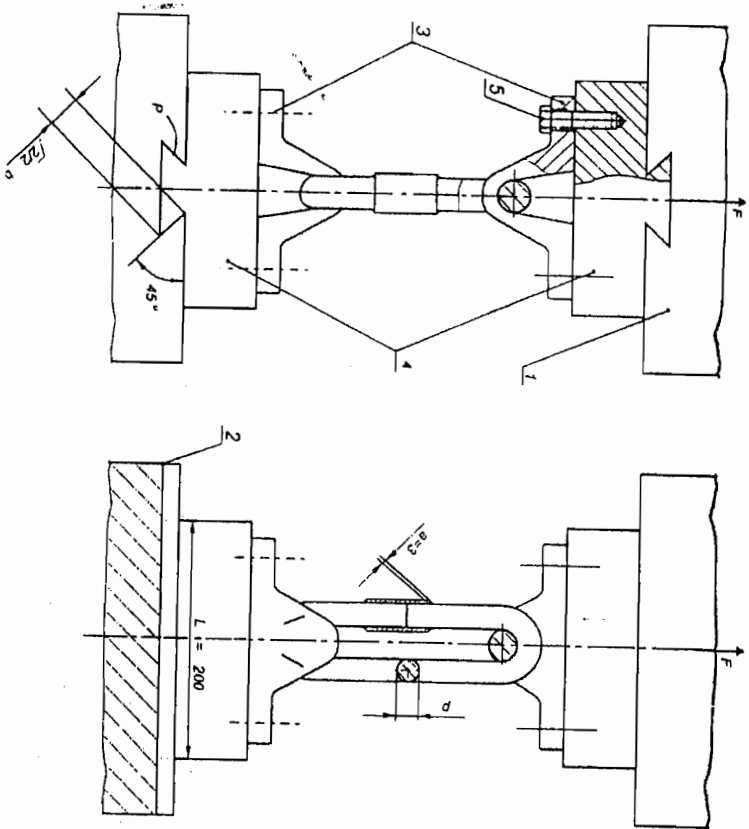
ZADATAK 17

Ispitivanje zavarene karike vrši se na način prikazan na Slici 17. Karika je vijcima (5) pomoću držača (3) vezana za donji tj. gornji klizač (+) koji se nalaze na gornjem (1) i donjem (2) nosaču alata.

Materijal karike i navarenog dijela je Č.0545. Vrijednost sile F se mijenja od 0- F_{max} , a pri vrijednosti max. sile površinski pritisak koji vlada na jednoj strani vodice iznosi $p = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, i u proračunu smatrai da mu je vrijednost konstantna duž cijele dužine vodice L.

Potrebno je izračunati:

- Silu F vara kojoj je izložen var;
- Prečnik šipke za kariku pod uslovom da tangencijalni napon u varu bude jednak naponu u drugom kraku karike;
- Dinamički stepen sigurnosti vara ako je zavarivanje fino-F;
- Prečnik vijaka sa metričkim navojem koji pajaju držače (3) sa klizačima (4) ako je $\sigma_{doz} = 80 \text{ MPa}$. Sila pritezanja jednog vijaka je $F_p = 2.25 \text{ kN}$ a odnos $C_p/C_v = 3$.



Slika 17. Uređaj za ispitivanje zavarenih karika

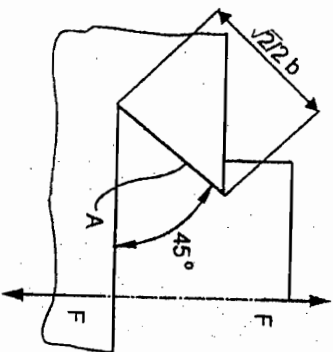
Rješenje

a) Sila koja opterećuje var

Ukupna sila koja opterećuje štavu konstrukciju biće:

$$F_{\max} = 2 \cdot A_p$$

gdje je A_p - projekcija površine A na horizontalnu ravan (Slika 17.1.)



Slika 17.1

$$A_p = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot b \cdot \cos 45^\circ \cdot l$$

$$A_p = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 45^\circ \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 0,003 \text{ m}^2$$

$$F_{\max} = 2 \cdot 0,003 \cdot 2 \cdot 10^6 = 12000 \text{ N} = 12 \text{ kN}$$

$$F_{\text{var}} = \frac{F_{\max}}{2} = \frac{12}{2} = 6 \text{ kN}$$

b) Odeđivanje prečnika armature

Prečnik armature se može dobiti iz uslova da smičući napon u varu bude jednak naponu na zatezanje u drugom kraku karika.

$$\tau_s = \sigma,$$

$$\tau_s = \frac{F_{\text{var}}}{A} = \frac{F_{\text{var}}}{d \cdot \pi \cdot a}$$

$$\sigma = \frac{F/2}{A} = \frac{F/2}{d \cdot \pi}$$

$$\frac{F_{\text{var}}}{d \cdot \pi \cdot a} = \frac{F/2}{d \cdot \pi} \Rightarrow \frac{1}{a} = \frac{4}{d}$$

$$d = 4 \cdot a = 4 \cdot 3 = 12 \text{ mm}$$

c) Dinamički stepen sigurnosti vara

Var je napregnut na smičanje i zatezanje i u oba slučaja naprezanje je čisto jednosmjerno promjenljivo.

Dinamički stepen sigurnosti za smičuća naprezanja:

$$V_s = \frac{\sigma_{\text{var}}}{\sigma_s} = \frac{\tau_s}{\tau_s}$$

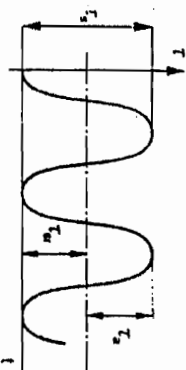
(1)

Smičući napon u varu:

$$\tau_s = \frac{F_{\text{var}}}{A} = \frac{6000}{12 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = 53 \text{ MPa}$$

Srednji ampliturni naponi su prema Slici 17.2

$$\tau_m = \tau_s = \frac{\tau_s}{2} = \frac{53}{2} = 26,5 \text{ MPa}$$



Slika 17.2

Iz Smith-ovog dijagrama na osnovu τ_s je za Č.0545 dinamička izdržljivost $\tau_D = 165 \text{ MPa}$, pa je

$$\tau_A = \tau_D - \tau_{sr} = 165 - 26,5 = 138,5 \text{ MPa}$$

Ostali koeficijenti iz izraza (1) imaju vrijednosti:

$\xi_1 = 0,6$ - za ugaoni sastavak, $\xi_2 = 1$ - fino zavarivanje, $\xi_3 = 0,6$, $\xi_4 = 0,8$ pa slijedi:

$$v_s = 0,6 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot \frac{138,5}{26,5} = 1,5$$

Dinamički stepen sigurnosti za normalno naprezanje:

$$v_n = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4 \cdot \frac{\sigma_A}{\sigma_s} \quad (2)$$

Napori na zatezanje u varu iznosi:

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A} = \frac{F_s}{d^2 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 6000}{[(12+3 \cdot 2)^2 - 12^2] \cdot \pi \cdot 10^{-6}} = 42,45 \text{ MPa}$$

Srednji i amplitudni naponi su prema Slici 17.3.

$$\sigma_a = \sigma_{sr} = \frac{\sigma_s}{2} = \frac{42,45}{2}$$

$$\sigma_b = \sigma_{sr} = 21,25 \text{ MPa}$$

Vrijednost faktora ξ_1 u izrazu (2)

su:

$$\xi_1 = 0,8; \xi_2 = 1; \xi_3 = 0,6;$$

$$\xi_4 = 0,8.$$

Nakon uvrštavanja je:

$$v_n = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot \frac{238,78}{21,22} = 4,32$$

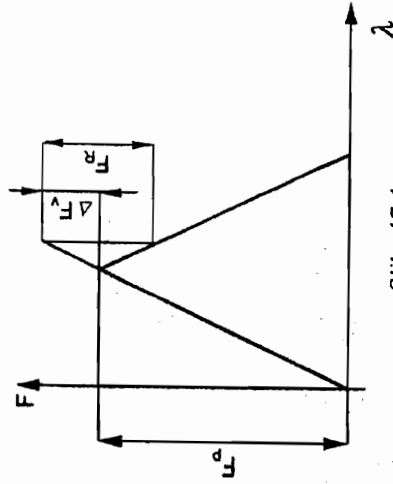
Ukupni dinamički stepen sigurnosti:

$$v_D = \frac{v_n \cdot v_s}{\sqrt{v_n^2 \cdot v_s^2}} = \frac{4,32 \cdot 1,5}{\sqrt{4,32^2 \cdot 1,5^2}} = 1,4$$

d) Dimenzioniranje vijka

Radno opterećenje dodatno izdužuje vijke, i povećava silu u vijku za ΔF_s (Slika 17.4.)

$$\Delta F_s = F_R \cdot \frac{c_v}{c_s + c_p} \quad (3)$$



Slika 17.4

pošto je: $F_R = \frac{F_{\max}}{4} = \frac{12}{4} = 3 \text{ kN}$,

a $c_p / c_s = 3$; slijedi na osnovu (3):

$$\Delta F_s = 3 \cdot \frac{1}{1+3} = 0,75 \text{ kN}$$

Ukupna sila u vijku će biti:

$$F_s = F_p + \Delta F_s = 2,25 + 0,75 = 3 \text{ kN}$$

Prečnik vijka dobit ćemo na osnovu dozvoljenog napona na zatezanje:

$$\sigma_z = \frac{F_s}{A_1} \leq \sigma_{dz}$$

$$\sigma_{dz} = \xi_1 \cdot \sigma_{dov} = 0,8 \cdot 80 = 64 \text{ MPa}$$

Površina poprečnog presjeka jezgra vijka:

$$A_1 = \frac{F_s}{\sigma_{dz}} = \frac{3 \cdot 10^3}{64 \cdot 10^6} = 46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 46,87 \text{ mm}^2$$

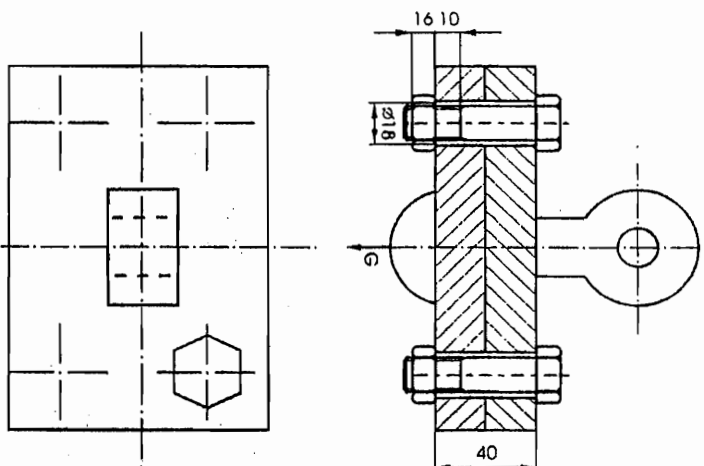
Usvaja se navoj M10x1,5 sa površinom jezgra $A_1 = 52,3 \text{ mm}^2$

ZADATAK 18

Veza na slici ostvarena je sa 4 nepodešena zavrtanja M16. Materijal zavrtanja je 3.8. Ostale dimenzije su na slici. Modul elastičnosti vijaka $E=2,1 \cdot 10^4$ kN/cm².
Krutost ploče je $c_2=2c_1$.

Određiti:

- Pradnaponsku silu F_p jednog vijaka ako se usljed pritezanja vijak istegao za 1 μm.
 - Težinu tereta G za slučaj trenutka rastećenja ploča.
 - Koliko se u tom slučaju istegao vijak.
 - Stepen sigurnosti nakon pritezanja
- Savijanje vijaka i ploča zanemari, koeficijent $\alpha=\sqrt{3}$



Slika 18. Veza sa zavrtanjima

Rješenje

- Sa deformacionog dijagrama moguće je napraviti relaciju:

$$\lg \varphi_1 = \frac{F_{pr}}{\lambda} = c_1 \Rightarrow F_{pr} = \lambda \cdot c_1 \quad (1)$$

Krutost vijaka određujemo iz izraza koji sadrži u sebi dvije podkrutosti, tj.

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_1'} + \frac{1}{c_1''} \quad (2)$$

Krutost dijela vijaka na kojem se nalazi navoj:

$$c_1'' = \frac{E \cdot A_1}{l_1} = \frac{2,1 \cdot 10^4 \cdot 1,44}{1,8} = 16800 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

Za navoj M16 iz tablica je uzeto:

$$A_1 = 1,44 \text{ cm}^2, \quad d_1 = 13,546 \text{ mm}, \quad d_2 = 14,701 \text{ mm}, \quad h = 2 \text{ mm}$$

Dužina navojnog dijela vijaka koji se tretira pri analizi krutosti iznosi:

$$l_1 = 10 + \frac{16}{2} = 18 \text{ mm}$$

Krutost dijela vijaka sa stablom je:

$$c_1' = \frac{E \cdot A_2}{l_2} = \frac{2,1 \cdot 10^4 \cdot 2,01}{3} = 14074,3 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

$$A_2 = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} = \frac{1,6^2 \cdot \pi}{4} = 2,01 \text{ cm}^2$$

Konačno, uvrštavanjem u izraz (2) imamo:

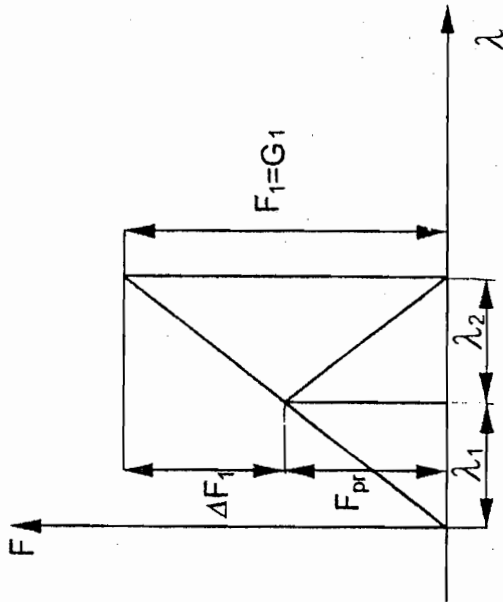
$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{16800} + \frac{1}{14074,3}$$

$$c_1 = 7662,8 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

Iz izraza (1) nalazimo prednaponsku silu, dakle:

$$F_{pr} = \lambda_1 \cdot c_1 = 11 \cdot 10^{-4} \cdot 7662,8 = 8,43 \text{ kN}$$

b) Izgled deformacionog dijagrama prema uslovima zadatka je:



Slika 18.1

Sa dijagrama možemo uspostaviti relaciju:

$$G_1 = F_1 = F_{pr} + \Delta F_1 = F_{pr} + G_1 \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2}$$

$$F_{pr} + G_1 \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} - G_1 = 0 \rightarrow G_1$$

Težina koju prenosi jedan vijak iznosi:

$$G_1 = \frac{3}{2} \cdot F_{pr}$$

Ukupna težina za četiri vijaka iznosi:

$$G = 4 \cdot G_1 = 4 \cdot \frac{3}{2} \cdot F_{pr} = 6 \cdot F_{pr} = 6 \cdot 8,43 = 50,58 \text{ kN}$$

c) Ukupno istezanje vijka u slučaju kada nastupa rastećenje ploča iznosi:

$$\lambda_{iu} = \lambda_1 + \lambda_2 = 11 + 5,5 = 16,5 \text{ } \mu\text{m},$$

gdje je:

$$c_2 = \text{tg}\phi_2 = \frac{F_{pr}}{\lambda_2} \Rightarrow \lambda_2 = \frac{F_{pr}}{c_2} = \frac{8,43}{153,5,6} = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ cm} = 5,5 \text{ } \mu\text{m}$$

Koristeći uslov zadatka imamo krutost ploča:

$$c_2 = 2 \cdot c_1 = 2 \cdot 7662,8 = 15325,6 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

d) Stepen sigurnosti nakon pritezanja je:

$$v = \frac{\sigma_v}{\sigma_1} \quad (3)$$

Idealni napon računamo prema relaciji:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_2^2 + (\alpha \cdot \tau_0)^2} \quad (4)$$

Određujemo nepoznate veličine napona zatezanja i uvijanja:

$$\sigma_2 = \frac{F_{pr}}{A_1} = \frac{8,43}{1,44} = 5,85 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 58,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_0 = \frac{M_u}{W_0} = \frac{1,2}{0,488} = 2,47 \text{ kN/cm}^2 = 24,7 \text{ MPa}$$

gdje je polarni otporni moment:

$$W_0 = \frac{d_1^3 \pi}{16} = \frac{1,3546^3 \pi}{16} = 0,488 \text{ cm}^3$$

Moment uvijanja iznosi:

$$M_u = F_{pr} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot r(\varphi + \rho)$$

$$M_u = 8,43 \cdot \frac{1,4701}{2} \cdot r(2,47^\circ + 8,53^\circ) = 12 \text{ Nm}$$

Veličine koje smo koristili pri računanju momenta uvijanja iznose:

- ugao nagiba zavojnice:

$$\tan \varphi = \frac{h}{d_1 \cdot \pi} = \frac{2}{1,4701 \cdot \pi} = 0,433 \Rightarrow \varphi = 2,47^\circ$$

- ugao trenja:

$$\mu = \tan \rho = 0,15 \Rightarrow \rho = 8,53^\circ$$

Uvrštavanjem nadenih podataka u relacije (3) i (4) dobivamo tražene veličine, dakle:

$$\sigma = \sqrt{58,5^2 + (1,73 \cdot 24,7)^2} = 72,42 \text{ MPa}$$

$$v = \frac{\sigma_v}{\sigma_t} = \frac{240}{72,42} = 3,31$$

Stepen sigurnosti zadovoljava obzirom da je proračunata vrijednost veća od dozvoljene tj.

$$v > 1,1 - 1,4$$

ZADATK 19

Dvije cijevi spojene su prirubnicama sa 6 vijaka M12, kao na slici. Vijci su nepodešeni.

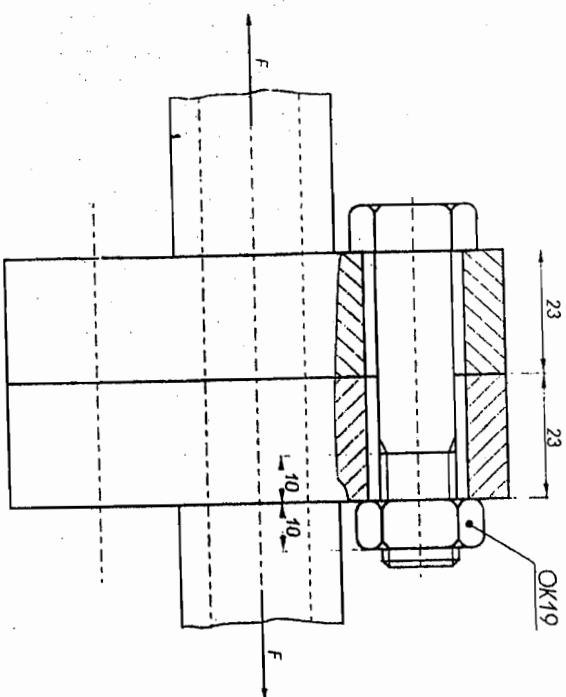
Određiti:

- Maksimalnu veličinu radne sile F obzirom na narušavanje hermetičnosti
- Ukupno izduženje jednog vijka od početka montaže ove veze pa do narušavanja hermetičnosti
- Stepen sigurnosti vijka nakon pritezanja, od max. sile u vijku i od amplitudnog opterećenja

Krutosi ploča je dva puta veća od krutosi vijka.

ostali podaci:

- ploče su se sabile od prednaponske sile jednog vijka za $\lambda_1 = 5 \mu\text{m}$
- modul elastičnosti vijka $E = 210 \text{ GPa}$
- napon razvlačenja vijka $\sigma_r = 300 \text{ MPa}$
- koeficijent trenja u navojnom paru iznosi $0,15$
- dozvoljeni amplitudni napon $\sigma_a = 40 \text{ MPa}$
- koeficijent $\alpha = \sqrt{5}$



Slika 19. Vijčana veza na prirubnicama

Rješenje

a) Veličina maksimalne radne sile računamo iz uslova narušavanja hermetičnosti, dakle kada je sila u pločama jednaka nuli:

$$F_2 = 0 \text{ tj. } F_2 = F_{pr} - \Delta F_2 = F_{pr} - F_{r_1} \cdot \frac{c_2}{c_1 + c_2} = 0$$

Jedan vijak može prenijeti silu:

$$F_{r_1} = F_{pr} \cdot \frac{c_1 + c_2}{c_2} = F_{pr} \cdot \frac{c_1 + 2c_1}{2c_1} = \frac{3}{2} F_{pr} \quad (1)$$

$$F = z \cdot F_{r_1} \quad (2)$$

Sa druge strane imamo:

$$F_{pr} = c_2 \cdot \lambda_2 \quad (3)$$

Iz uslova zadatka imamo

$$c_2 = 2c_1 \quad (4)$$

Potrebno je odrediti krutost vijaka koji se sastoji iz dvije podkrutosti, dakle:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \quad (5)$$

$$c_1 = \frac{E \cdot A_1}{l_1} = \frac{210 \cdot 10^9 \cdot 0,762 \cdot 10^{-4}}{15 \cdot 10^{-3}} = 10,668 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

Iz tablica je za navoj M12 uzeto:

$$A_1 = 0,762 \text{ cm}^2, h = 1,75 \text{ mm}, d_1 = 9,853 \text{ mm i } d_2 = 10,863 \text{ mm}$$

$$c_2 = \frac{E \cdot A_2}{l_2} = \frac{210 \cdot 10^9 \cdot 113,097 \cdot 10^{-6}}{36 \cdot 10^{-3}} = 659,73 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$c_2 = 6,597 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

$$A_2 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{12^2 \cdot \pi}{4} = 113,097 \text{ mm}^2$$

Uvrštavajući izračunate veličine u izraz (5) imamo:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{10,668 \cdot 10^8} + \frac{1}{6,5973 \cdot 10^8}$$

$$c_1 = 4,076 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

Iz relacije (4) imamo krutost ploča

$$c_2 = 2c_1 = 2 \cdot 4,076 \cdot 10^8 = 8,152 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

Prednaponsku silu dobivamo iz relacije (3) tj.

$$F_{pr} = c_2 \cdot \lambda_2 = 8,152 \cdot 10^8 \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 4,076 \text{ kN}$$

Konačno iz relacija (1) i (2) dobivamo radnu silu

$$F_{r_1} = \frac{3}{2} F_{pr} = \frac{3}{2} \cdot 4,076 = 6,114 \text{ kN}$$

$$F = z \cdot F_{r_1} = 6 \cdot 6,114 = 36,684 \text{ kN}$$

b) Ukupno izduženje jednog vijka pri labavljenju veze iznosi:

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 = 1 \cdot 10^{-5} + 5 \cdot 10^{-6} = 15 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Gdje je izduženje vijka usljed prednaponske sile λ_1 :

$$\lambda_1 = \frac{F_{pr}}{c_1} = \frac{4076}{4,076 \cdot 10^8} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

c) Stepen sigurnosti nakon pritezanja iznosi

$$v = \frac{\sigma_v}{\sigma_1} \quad (6)$$

Potrebno je odrediti idealni napon od napona zatezanja I uvijanja dakle imamo

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_z^2 + (\alpha \tau_u)^2} \quad (7)$$

$$\sigma_z = \frac{F_{pr}}{A_1} = \frac{4076}{0,762 \cdot 10^{-4}} = 53,49 \text{ MPa}$$

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_c} = \frac{8,98}{187,82 \cdot 10^{-9}} = 47,81 \text{ MPa}$$

Gdje je moment uvijanja izračunat preko izraza

$$M_u = F_{pr} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\varphi + \rho)$$

$$M_u = 4076 \cdot \frac{10,863 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \text{tg}(2,935^\circ + 8,53^\circ)$$

$$M_u = 8,98 \text{ Nm}$$

Ugao uspona zavojnice iznosi

$$\text{tg} \varphi = \frac{h}{d_2 \cdot \pi} = \frac{1,75}{10,863 \cdot \pi} = 0,05127 \Rightarrow \varphi = 2,935^\circ$$

$$\varphi = \arctg u = \arctg 0,15 = 8,53^\circ$$

Polarni otporni moment je

$$W_3 = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{9,853^3 \cdot \pi}{16} = 187,82 \text{ mm}^3$$

$$W_0 = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{9,853^3 \cdot \pi}{16} = 187,82 \text{ mm}^3$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina za napone u relaciju (7) dobivamo

$$\sigma_r = \sqrt{53,49^2 + (1,73 \cdot 47,81)^2} = 98,5 \text{ MPa}$$

Končno iz relacije (6) dobivamo stepen sigurnosti nakon pritezanja, dakle

$$v = \frac{\sigma_r}{\sigma_1} = \frac{300}{98,5} = 3,045$$

Stepen sigurnosti od maksimalne sile u vijku iznosi

$$v = \frac{\sigma_r}{\sigma_1} \quad (8)$$

$$\sigma_1 = \frac{F_{r1}}{A_1} = \frac{6114}{0,762 \cdot 10^{-4}} = 80,23 \text{ MPa}$$

Uvrštavanjem u izraz (8) imamo

$$v = \frac{300}{80,23} = 3,74$$

Stepen sigurnosti od amplitudnog opterećenja je

$$v = \frac{\sigma_{A1}}{\sigma_a} = \frac{40}{13,37} = 2,99 \quad \text{pri čemu je uzeto}$$

σ_{A1} -idealni amplitudni napon (dato zadatkom)

Amplitudni napon u toku rada računat je iz relacije

$$\sigma_a = \frac{\Delta F_1}{2A_1} = \frac{2038}{2 \cdot 0,762 \cdot 10^{-4}} = 13,37 \text{ MPa}$$

Prirastaj sile u vijku je

$$\Delta F_1 = F_{r1} - F_{pr} = F_{r1} \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} = \frac{1}{3} F_{r1} = \frac{1}{3} 6114 = 2038 \text{ N}$$

Svi stepeni sigurnosti zadovoljavaju jer su veći od predviđenog stepena sigurnosti za ovakve vrste veze, dakle veći su od vrijednosti 1,5.

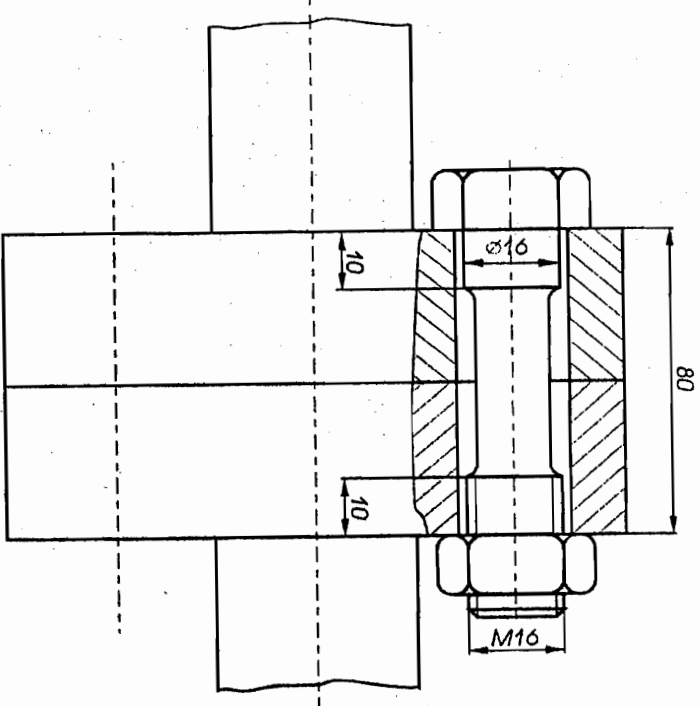
ZADATAK 20

Za vezu ostvarenu sa elastičnim vijcima M16 potrebno je odrediti:

- Krutost vijka i ploče
- Minimalnu, maksimalnu i stvarnu silu prethodnog zatezanja ako se ploče sabiju za $6 \cdot 10^{-6}$ m nakon pritezanja. Radna sila na jednom vijku je 3 kN.
- Koeficijent trenja između navrtke i podloge ako je stepen sigurnosti u toku pritezanja 2, a ugaon trenja u navojnom paru 5° ,

Ostali podaci:

$$E_p = E_v = 210 \text{ GPa}, \quad d_s = 0,9 d_1, \quad \sigma_r = 240 \text{ MPa}, \quad \alpha = \sqrt{3}$$



Slika 20, Veza sa elastičnim vijcima

Rješenje

a) Obzirom da se radi o elastičnom vijku sa više različitih poprečnih presjeka, krutost vijka računamo preko izraza:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{E_v} \cdot \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} \right) \quad (1)$$

U daljnjoj analizi određujemo nepoznate veličine:

Za dati navoj M16 iz tablica određujemo visinu navrtke $H=13$ mm, otvor ključa $s=24$ mm, prečnik otvora $D_0=18$ (srednji kvalitet izrade), površina jezgre vijka $A_1 = 144 \text{ mm}^2$, prečnik jezgre vijka $d_1=13,546$ mm, korak $h=2$, i srednji prečnik vijka $d_2=14,701$ mm.

Na osnovu toga određujemo dužinu navojnog djela vijka koja se tretira pri analizi krutosti, dakle:

$$l_1 = 10 + \frac{H}{2} = 10 + \frac{13}{2} = 16,5 \text{ mm}$$

Dužina stabla vijka je $l_2 = 60$ mm i površina

$$A_2 = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} = \frac{12,19^2 \cdot \pi}{4} = 116,73 \text{ mm}^2$$

gdje je d_2 prečnik stabla i iznosi: $d_2 = 0,9 \cdot d_1 = 0,9 \cdot 13,546 = 12,19$ mm

Dužina stabla vijka ispod glave vijka je $l_3 = 10$ mm, a površina:

$$A_3 = \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{16^2 \cdot \pi}{4} = 201,06 \text{ mm}^2$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina u izraz (1) imamo:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{210 \cdot 10^9} \left(\frac{16,5}{144} + \frac{60}{116,73} + \frac{10}{201,06} \right) \cdot 10^3$$

$$c_1 = 309,6 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 3096 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

Krutost ploče iznosi:

$$c_2 = \frac{A_p \cdot E_p}{l_p} \quad (2)$$

A_p je površina cilindra napona u pločama i iznosi:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left((s + \frac{l_p}{2} \cdot tg\delta)^2 - D_0^2 \right) = \frac{\pi}{4} \cdot \left((24 + \frac{80}{2} \cdot 0,2)^2 - 18^2 \right)$$

$$A_p = 549,7 \text{ mm}^2$$

Uvrštavanjem u izraz (2) dobivamo krutost ploče:

$$c_2 = \frac{549,7 \cdot 10^{-6} \cdot 210 \cdot 10^9}{80 \cdot 10^{-3}} = 1442,96 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 14429,6 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

b) Minimalnu silu pritezanja određujemo iz uslova kada nastupa narušavanje hermetičnosti, dakle kada je sila F_2 u pločama nula tj.:

$$F_{pr \text{ min}} = \frac{c_2}{c_1 + c_2} \cdot F_1 = \frac{14429,6}{3096 + 14429,6} \cdot 3 = 2,47 \text{ kN}$$

Iz uslova pojave plastičnih deformacija na vijku određujemo maksimalnu silu pritezanja, dakle:

$$F_{pr \text{ max}} \leq A_2 \cdot \sigma_s$$

$$F_{pr \text{ max}} \leq 116,73 \cdot 10^{-6} \cdot 240 \cdot 10^6 = 28015 \text{ N} \approx 28 \text{ kN}$$

Sa druge strane obično se uzima stepen sigurnosti dva, tako da imamo:

$$F_{pr \text{ max}} = \frac{A_2 \cdot \sigma_s}{\nu} = \frac{116,73 \cdot 10^{-6} \cdot 240 \cdot 10^6}{2} = 14 \text{ kN}$$

Stvarna sila pritezanja iznosi:

$$F_{pr} = c_2 \cdot \lambda_2 = 14429,6 \cdot 6 \cdot 10^{-4} = 8,65 \text{ kN}$$

c) Stepen sigurnosti nakon pritezanja iznosi:

$$\nu = \frac{\sigma_s}{\sigma_1} \quad (3)$$

Idealni odnosno fiktivni napon računamo preko izraza:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_z^2 + (\alpha \cdot \tau_1)^2} \quad (4)$$

Iz relacije (3) određujemo idealni napon tj.:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_z}{\alpha} = \frac{240}{2} = 120 \text{ MPa}$$

Napon zatezanja vijka je:

$$\sigma_z = \frac{F_{pr}}{A_2} = \frac{8,65 \cdot 10^3}{116,73 \cdot 10^{-6}} = 74,1 \text{ MPa}$$

Iz relacije (4) određujemo napon na uvijanje vijka tj.:

$$\tau_1 = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_z^2}}{\alpha} = \frac{\sqrt{120^2 - 74,1^2}}{1,73} = 54,55 \text{ MPa}$$

Sa druge strane imamo:

$$\tau_1 = \frac{M_1}{W_0} \Rightarrow M_1 = \tau_1 \cdot W_0 = 54,55 \cdot 10^6 \cdot 355,66 \cdot 10^{-9}$$

$$M_1 = 19,4 \text{ Nm}$$

Polarni otporni moment za najmanji poprečni presjek vijka iznosi:

$$W_0 = \frac{d_s^3 \cdot \pi}{16} = \frac{12,19^3 \cdot \pi}{16} = 355,66 \text{ mm}^3$$

Torzioni moment se sastoji iz dva momenta i to momenta trenja u navojnom paru i momenta trenja između navrtke i podloge, dakle:

$$M_1 = M_v + M_n = F_{pr} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot (\operatorname{tg}(\varphi + \rho)) + \frac{d_s}{d_2} \cdot \mu \quad (5)$$

Moment torzije u navojnom paru je:

$$M_v = F_{pr} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot (\operatorname{tg}(\varphi + \rho)) = 8,65 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \operatorname{tg}(2^\circ 28' 45'' + 5^\circ) = 8,34 \text{ Nm}$$

Ovdje smo uzeli da je:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{h}{d_2 \cdot \pi} = \frac{2}{14,701 \cdot \pi} = 0,0433 \Rightarrow \varphi = 2^\circ 28' 45'' \quad , \quad \rho = 5^\circ$$

Moment trenja između navrtke i podloge iznosi iz relacije (5):

$$M_n = M_1 - M_v = 19,4 - 8,34 = 11,06 \text{ Nm}$$

Sa druge strane imamo:

$$M_n = F_{pr} \cdot \frac{d_s}{2} \cdot \mu \quad (6)$$

Iz relacije (6) određujemo vrijednost koeficijenta trenja:

$$\mu = \frac{2 M_n}{F_{pr} \cdot d_s} = \frac{2 \cdot 11,06}{8,65 \cdot 10^3 \cdot 21,14 \cdot 10^{-3}} = 0,12$$

gdje je srednji prečnik kontakta navrtke i podloge:

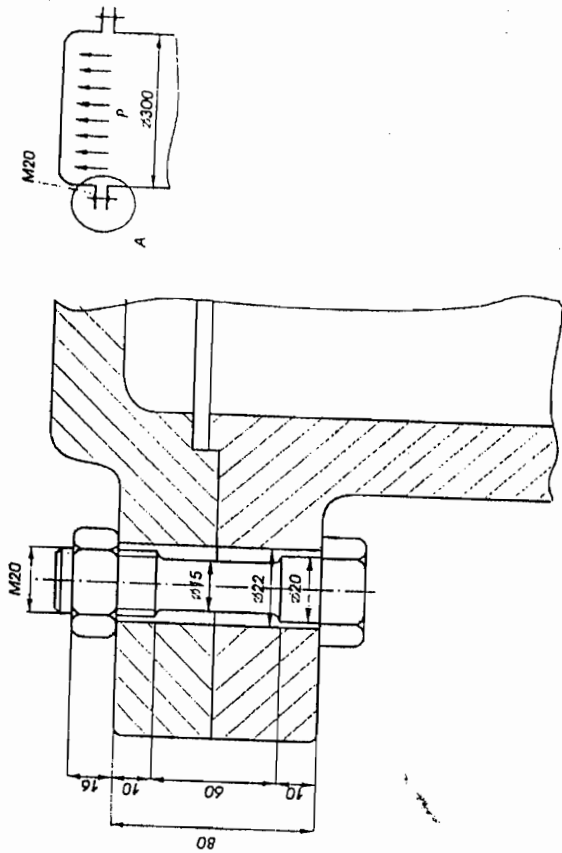
$$d_{sr} = \frac{2 s^3 - D_0^3}{3 s^2 - D_0^2} = \frac{2 \cdot 24^3 - 18^3}{3 \cdot 24^2 - 18^2} = 21,14 \text{ mm}$$

ZADATAK 21

Spoj poklopa sa cilindrom ostvaren je pomoću 12 elastičnih vijaka M20 JUS M.B0.012 kao što je prikazano na slici. Potrebno je odrediti:

- Silu pritezanja u zavrtanju, ako se ploče sabiju za 15 μm nakon pritezanja vijka $E_v = E_p = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.
- Moment pritezanja vijka ako je ugao trenja u navojnom paru 5° , a koeficijent trenja između navrtke i podloge $\mu = 0,13$.
- Promjenu sile u vijku i pločama ako se pritisak u cilindru mijenja od nule do $18 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.
- Vrijednost pritiska u cilindru koji dovodi do potpunog rasterećenja ploča.

Detail A



Slika 21. Veza poklopca i cilindra

Rješenje

a) Za određivanje sile pritezanja zavrtnja koristi se izraz:

$$F_p = c_p \cdot \lambda_p$$

Krutost ploča se određuje na osnovu slijedećeg izraza:

$$c_p = \frac{E_p A_p}{l_p}$$

Mjerodavna površina poprečnog presjeka ploča može se odrediti kao:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[\left(s + \frac{l_p}{2} \cdot \text{tg} \delta \right)^2 - D_0^2 \right]$$

Ovdje su $\text{tg} \delta = 0,2$ za čelik, $s = 30$ mm - otvor klučca, $D_0 = 22$ mm - prečnik otvora u pločama sa slike.

Iz odgovarajuće tablice za vijak M20 su standardne mjere: $P = 2,5$ mm, $d_2 = 18,376$ mm, $d_1 = 16,933$ mm.

Uvrštavanjem u prethodna dva izraza se dobija:

$$\lambda_p = \frac{\pi}{4} \left[\left(30 + \frac{80}{2} \cdot 0,2 \right)^2 - 22^2 \right] = 753,982 \text{ mm}^2$$

$$c_p = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 753,982 \cdot 10^{-6}}{80 \cdot 10^{-3}} = 19,79203 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 19792 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

Sada se može odrediti sila prethodnog priteza ija:

$$F_p = c_p \cdot \lambda_p = 19792 \cdot 15 \cdot 10^{-1} = 29,688 \text{ kN}$$

b) Moment na kraju pritezanja vijka dat je izrazom:

$$M_p = M_t + M_N = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left[\text{tg}(\varphi + \rho_r) + \frac{d_{sr}}{d_2} \cdot \mu \right]$$

gdje su: $\text{tg} \varphi = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \frac{2,5}{18,376 \cdot \pi} \Rightarrow \varphi = 2,48^\circ$ - ugao nagiba navoja

$\rho = 5^\circ$ - ugao trenja u navojnom paru

$$M_p = 29,688 \cdot \frac{18,376 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left[\text{tg}(2,48 + 5) + \frac{26,2}{18,376} \cdot 0,13 \right] = 86,373 \cdot 10^{-3} \text{ kNm}$$

Srednji prečnik prstenaste površine koji je uvršten je određen na slijedeći način:

$$d_{sr} = \frac{2 d_s^3 - d_n^3}{3 d_s^2 - d_n^2} = \frac{2 \cdot 30^3 - 22^3}{3 \cdot 30^2 - 22^2} = 26,2 \text{ mm}$$

c) Promjena sile u pločama i vijku pri promjeni pritiska u cilindru (pri dejstvu radne sile) se može odrediti preko slijedećih izraza:

$$\Delta F_v = F_R \cdot \frac{1}{1 + \frac{c_p}{c_v}} \text{ i } \Delta F_p = F_R \cdot \frac{1}{1 + \frac{c_v}{c_p}}$$

Radna sila koja djeluje na sve vijke:

$$F_R = p_{\max} \cdot A_c = p_{\max} \cdot \frac{d_c^2 \cdot \pi}{4} = 18 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,3^2 \cdot \pi}{4} = 127,23 \text{ kN}$$

Radna sila koja opterećuje jedan vijak:

$$F_R = \frac{F_R}{12} = \frac{127,23}{12} = 10,6 \text{ kN}$$

Krutost vijka se određuje na sljedeći način:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} = \frac{1}{E_v} \cdot \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} \right)$$

gdje su: $l_1 = 10 \text{ mm}$, $l_2 = 60 \text{ mm}$, $l_3 = 18 \text{ mm}$ - sa slike,

$$A_1 = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} = \frac{20^2 \cdot \pi}{4} = 314,16 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} = \frac{15^2 \cdot \pi}{4} = 176,71 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{16,933^2 \cdot \pi}{4} = 225,19 \text{ mm}^2$$

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{314,16 \cdot 10^{-6}} + \frac{60 \cdot 10^{-3}}{176,71 \cdot 10^{-6}} + \frac{18 \cdot 10^{-3}}{225,19 \cdot 10^{-6}} \right) = \frac{451,302}{2,1 \cdot 10^{11}}$$

$$c_1 = 4,653 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 4653 \frac{\text{kN}}{\text{cm}}$$

Uvrštavanjem u početni izraz dobija se prirast sile u vijku i ploči:

$$\Delta F_v = 10,6 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{4653}} = 2,01 \text{ kN}$$

$$\Delta F_p = 10,6 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{19792}} = 8,582 \text{ kN}$$

d) Da bi se odredila vrijednost pritiska koji dovodi do rasterećenja ploča potrebno je odrediti vrijednost radne sile koja dovodi do rasterećenja. Taj kritični slučaj je kada je sila u pločama jednaka 0.

$$F_{KR} = F_p \cdot \left[1 + \frac{c_v}{c_p} \right] = 29,688 \cdot \left[1 + \frac{4653}{19792} \right] = 36,66 \text{ kN}$$

$$F_{UKR} = 2 \cdot F_{KR} = 12 \cdot 36,66 = 439,9 \text{ kN}$$

Vrijednost pritiska koja dovodi do rasterećenja ploča:

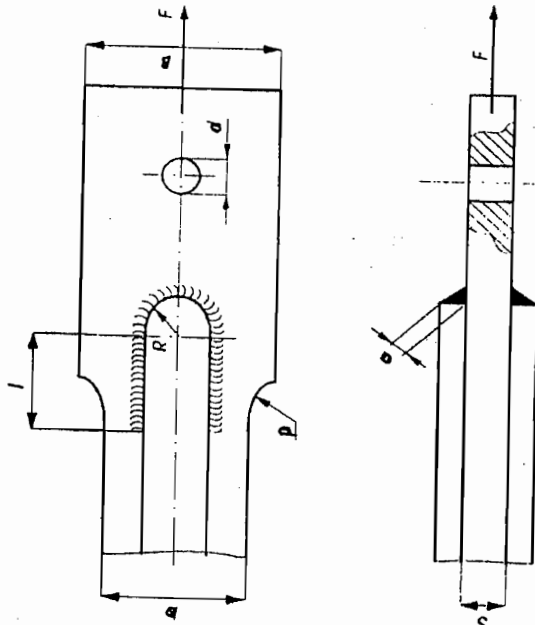
$$p_{KR} = \frac{F_{UKR}}{A_c} = \frac{439,9}{0,3^2 \cdot \pi} = 6223,59 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} = 6,22 \text{ MPa}$$

ZADATAK 22

Za dio prikazan na slici koji je opterećen silom F čiji se intenzitet mijenja od $F_{\min} = 10 \text{ kN}$ do $F_{\max} = 30 \text{ kN}$ potrebno je:

- Određiti dužinu / dijela vara, ako je $a = 3 \text{ mm}$, $R = 10 \text{ mm}$, $\xi_{ukr} = 0,65$, uz pretpostavku da je $\tau_{ak,ukr} = 60 \text{ MPa}$.
- Određiti debljinu središnje ploče, ako su: $B = 48 \text{ mm}$, $b = 40 \text{ mm}$, $\rho = 4 \text{ mm}$, $d = 12 \text{ mm}$, materijal ploče Č.0645, $\sigma_A = 180 \text{ MPa}$ (pretpostavljeno), ploča grubo obradena.
- Za utvrđenu debljinu ploče, ustanoviti pri kolikom opterećenju F dolazi do trajne deformacije srednje ploče, a pri kolikom do njenog kidanja, ako je $\sigma_p = 350 \text{ MPa}$, $\sigma_M = 350 \text{ MPa}$.

Napomena: Kod određivanja debljine s i dužine l dinamički stepen sigurnosti v_0 mora biti veći ili jednak od 1,5.



Slika 22. Zavareni spoj

Rješenje

a) Var je izložen smicanju. Karakter promjene naprezanja je jednosmjerno promjenjivo sa $\tau_{\min} > 0$ i $\tau_{\max} > \tau_{\min} > 0$. Dinamički stepen sigurnosti se može odrediti iz poznatog obrasca:

$$v_D = \zeta_{akt} \frac{\tau_d}{\tau_w} \quad (1)$$

Odatve se može odrediti amplituda stvarnih napona:

$$\tau_w = \zeta_{akt} \frac{\tau_d}{v_D} = 0.65 \cdot \frac{60}{1.5} = 26 \text{ MPa}$$

Istovremeno je:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad (2)$$

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\max}}{2A_s} \quad \text{i} \quad \tau_{\min} = \frac{F_{\min}}{2A_s}$$

Uzeto je $2A_s$, jer imamo dvije smičuće površine, pa ako uvrstimo karakteristične napone u (2) dobivamo:

$$\tau_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{4A_s}$$

Ovdje je jedina nepoznata A_s , koja se može odrediti na sljedeći način:

$$A_s = 2la + R\pi a$$

$$A_s = 61 + 10\pi \cdot 3 = 61 + 94.24 \text{ mm}^2$$

Ako se ovo uvrsti u izraz (2) dobija se:

$$61 + 94.24 = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{4\tau_a}$$

$$61 = \frac{30000 - 10000}{4 \cdot 26} - 94.24 = 98.06$$

$$l = \frac{98.06}{6} = 16.34 \text{ mm}$$

Dužina dijela vara /bi trebala biti />=8,17 mm.

b) Središnja ploča je izložena istezanju. Uz istezanje postoji i koncentracija napona u presjeku prelaznog radijusa i u presjeku gdje je urađen otvor. Izračunaje se debljina s za oba slučaja i usvojiti veća dobivena vrijednost.

b1) Proračun na mjestu prelaznog radijusa

Dinamički stepen sigurnosti se određuje iz sljedećeg obrasca:

$$v_D = \zeta_1 \cdot \zeta_2 \cdot \zeta_3 \cdot \frac{\sigma_s}{\beta \cdot \sigma_w} = 1.5 \quad (3)$$

Faktori koji smanjuju dinamičku izdržljivost: $\zeta_1 = 0.87$ za grubu obradu i $\sigma_w = 600 \text{ MPa}$ - prema materijalu ploče, $\zeta_2 = 1$ i $\zeta_3 = 1$ - usvojeno prema zadanim podacima.

Geometrijski faktor koncentracije napona α_k na osnovu $\rho/b = 4/40 = 0.1$ i $B/b = 48/40 = 1.2$ iz odgovarajuće tabele je $\alpha_k = 1.8$.

Svarni faktor koncentracije napona:

$$\beta_r = (\alpha_r - 1) \cdot \eta_r + 1 = (1,8 - 1) \cdot 0,72 + 1 = 1,58$$

Faktor osjetljivosti materijala $\eta_r = 0,72$ na osnovu Č.0645 čiji je $\sigma_M = 600$ MPa.

Amplitudu stvarnih napona možemo odrediti na osnovu izraza (3), pa je:

$$\sigma_r = 0,87 \cdot \frac{180}{1,58 \cdot 1,5} = 66,07 \text{ MPa.}$$

Istovremeno je:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{F_{\max}}{A} - \frac{F_{\min}}{A} \right)$$

S obzirom da je na mjestu prelaznog radijusa $A = b \cdot s = 40 \cdot s \text{ mm}^2$, onda je:

$$40 \cdot s = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2 \cdot \sigma_r} = \frac{30000 - 10000}{2 \cdot 66,07} = 151,35$$

$$s = \frac{151,35}{40} = 3,78 \text{ mm}$$

b) Proračun na mjestu otvora $d = 12$ mm

Za određivanje stepena sigurnosti koristi se obrazac:

$$v_D = \zeta_1 \cdot \zeta_2 \cdot \zeta_3 \cdot \frac{\sigma_r}{\beta_r \cdot \sigma_M}$$

$\zeta_1 = 0,87$, $\zeta_2 = 1$ i $\zeta_3 = 1$ kao u prethodnoj tački, dok je: $\alpha_r = 2,42$ na osnovu $d/B = 12/48 = 0,25$ iz odgovarajuće tabele.

$$\beta_r = (2,42 - 1) \cdot 0,72 + 1 = 2,02$$

$$\sigma_r = 0,87 \cdot \frac{180}{2,02 \cdot 1,5} = 51,68 \text{ MPa}$$

Istovremeno je:

$$\sigma_r = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2A}$$

Kritična površina je:

$$A = (B - d) \cdot s = (48 - 12) \cdot s = 36 \cdot s$$

$$36 \cdot s = \frac{30000 - 10000}{2 \cdot 51,68} = 193,5$$

$$s = \frac{193,5}{36} = 5,37 \text{ mm}$$

Pošto je kritični presjek - presjek sa otvorom, to ćemo usvojiti debljinu središnje ploče $s = 5,5$ mm da bi stepen sigurnosti bio $v_D \geq 1,5$ za oba presjeka.

c) Maksimalni napon na mjestu otvora:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} = \frac{F_{\max}}{(B - d) \cdot s} \quad (4)$$

Do trajne deformacije će doći kad se ispuni uslov:

$$\sigma_{\max} = \sigma_r$$

Ako ovaj uslov prenesemo u izraz (4) dobijamo:

$$\sigma_r = \frac{F_{\max}}{(B - d) \cdot s}$$

Iz posljednjeg izraza se može odrediti F_{\max} :

$$F_{\max} = \sigma_r \cdot (B - d) \cdot s$$

$$F_{\max} = 350 \cdot (48 - 12) \cdot 5,5 = 69\,300 \text{ N} = 69,3 \text{ kN}$$

Do kidanja će doći ako je $\sigma_{\max} = \sigma_M$, pa je:

$$\sigma_M = \frac{F_{\max}}{(B - d) \cdot s}$$

Maksimalna sila isceznja bi tada trebala biti:

$$F_{\max} = 600 \cdot (48 - 12) \cdot 5,5 = 118\,800 \text{ N} = 118,8 \text{ kN}$$

ZADATAK 23

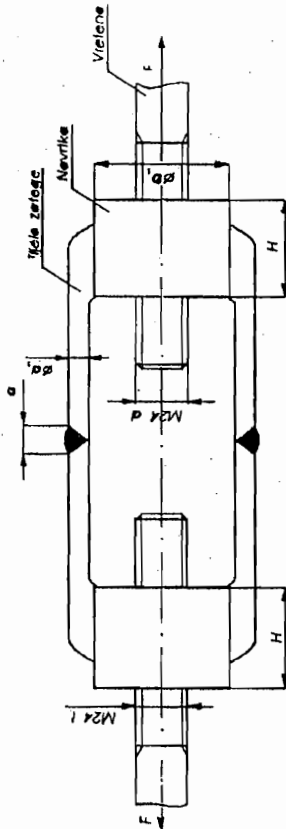
Na slici je prikazan dio uredaja za zatezanje na koji djeluje sila $F = 16 \text{ kN}$.

Potrebno je:

- Provjeriti da li su navojna vretena dobro dimensionisana, ako su izradeni od materijala 4.6. Stepen sigurnosti prema idealnom naponu je $v = 1,2$; koeficijent tačnosti izrade zavojnice $\xi = 0,9$, a koeficijent trenja u navojnom spoju $\mu = 0,15$; $\alpha = \sigma_{\text{dov}} / \tau_{\text{dov}} = 1,73$.
- Određiti visinu navrtke ako je $p_{\text{dov}} = 8 \text{ MPa}$, te spoljni prečnik navrtke D , ako je $\sigma_{\text{dov}} = 100 \text{ MPa}$.

- Dimensionisati var ako je $a = 0,7 d$ a dozvoljeni napon u tijelu zatege

$\sigma_{\text{dov}} = 160 \text{ MPa}$.



Slika 23. Uredaj za zatezanje

Rješenje

- Mjere za navoj M24 iz odgovarajuće tabele su:

$p = 3 \text{ mm}$, $d_2 = 22,051 \text{ mm}$, $d_1 = 20,320 \text{ mm}$, $A_1 = 324 \text{ mm}^2$, $H_1 = 1,624 \text{ mm}$.

Idealni napon:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_z^2 + (\alpha \tau_u)^2} \leq \xi \sigma_{\text{dov}}$$

Dozvoljeni idealni napon:

$$\sigma_{\text{dov}} = \frac{\sigma_r}{v} = \frac{240}{1,2} = 200 \text{ MPa}$$

U prethodnom izrazu je uvrštena granica razvlačenja za 4.6 - $\sigma_v = 240 \text{ MPa}$.

Napon na istežanje:

$$\sigma_z = \frac{F}{A_1} = \frac{16000}{324} = 49,38 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Napon uvijanja:

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_0}$$

Moment uvijanja usljed trenja u navojnom spoju:

$$M_u = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho)$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{p}{d_2 \cdot \pi} = \frac{3}{22,051 \cdot \pi} = 0,0433 \Rightarrow \alpha = \text{arctg} 0,0433 = 2,47^\circ$$

$$\rho' = \text{arctg} \mu' = \text{arctg} \frac{\mu}{\cos \alpha / 2} = \text{arctg} \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 9,78^\circ$$

$$M_u = 16000 \cdot \frac{22,051}{2} \cdot \text{tg}(2,47 + 9,78) = 38280,5 \text{ Nmm}$$

$$\tau_u = \frac{M_u}{d_1 \cdot \pi \cdot \frac{16}{16}} = \frac{38280,5}{20,320^3 \cdot \pi} = 23,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Konačno je idealni napon:

$$\sigma_i = \sqrt{49,38^2 + (1,73 \cdot 23,23)^2} = 63,69 \text{ MPa} < \sigma_{\text{dov}} \cdot \xi_1 = 180 \text{ MPa}$$

Na osnovu čega se može konstatovati da su navojna vretena dobro dimensionisana.

- Visina navrtke se određuje na osnovu dozvoljenog površinskog pritiska:

$$p = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_{\text{dov}}$$

Broj navoja navrtke je na osnovu prethodnog obrasca:

Rješenje

a) Iz uslova zadatka imamo

$$\sigma_{\max} = \tau_{\max} \quad (1)$$

Maksimalni napon na zatezanje od sile F_1 .

$$\sigma_{\max} = \alpha_{kz} \cdot \sigma_n = \alpha_{kz} \cdot \frac{F_1}{A} = \alpha_{kz} \cdot \frac{4 \cdot F_1}{d^2 \cdot \pi} \quad (2)$$

α_{kz} - geometrijski faktor koncentracije od zatezanja za odnose:

$$\frac{p}{d} = \frac{5}{20} = 0,25 \quad \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{kz} = 1,37 \\ \frac{D}{d} = \frac{24}{20} = 1,2 \end{array} \right.$$

$\sigma_n = \frac{F_1}{A}$ - nominalni napon u presjeku I-I od zatezanja

Iz jednačine (2) imamo

$$\sigma_{\max} = 1,37 \cdot \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^3}{20^2 \cdot \pi} = 87,26 \text{ MPa}$$

Maksimalni tangencijalni napon (imamo od uvijanja sile F_2):

$$\tau_{\max} = \alpha_{ku} \cdot \tau_n = \alpha_{ku} \cdot \frac{M}{W_0} = \alpha_{ku} \cdot \frac{16 \cdot F_2 \cdot l}{d^3 \cdot \pi} \quad (3)$$

α_{ku} - geometrijski faktor koncentracije od uvijanja za odnose

$$\frac{p}{d} = 0,25 \quad \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{kr} = 1,15 \\ \frac{D}{d} = 1,2 \end{array} \right.$$

$\tau_u = \frac{M_u}{W_0}$ - nominalni napon u presjeku I-I od uvijanja

Iz jednačine (3) imamo

$$\tau_{\max} = 1,15 \cdot \frac{16 \cdot F_2 \cdot 150}{20^3 \cdot \pi} = 0,1098 \cdot F_2 \text{ MPa}$$

iz jednačine (1) imamo

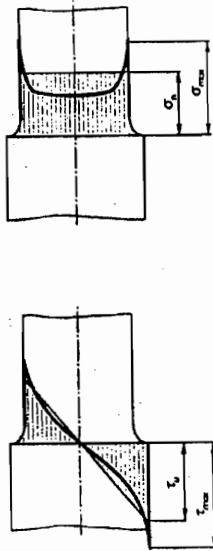
$$\sigma_{\max} = \tau_{\max} \Rightarrow 87,26 = 0,1098 \cdot F_2$$

$$F_2 = \frac{87,26}{0,1098} = 794,2 \text{ N}$$

b) Maksimalne vrijednosti napona σ_{\max} i τ_{\max} u presjeku I-I nosača (1)

$$\sigma_{\max} = 87,26 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = 0,1098 \cdot F_2 = 0,1098 \cdot 794,2 = 87,26 \text{ MPa}$$



SI 24.1a

SI 24.1b

c) Dimenzionisanje nepodešenih vijaka

Vijci su opterećeni na zatezanje silom F_1 , zatim na uvijanje, smicanje i savijanje silom F_2 . Ako zanemarimo uticaj savijanja maksimalna sila u vijku potrebna za pritezanje vijka iznosiće:

$$F_v \geq \frac{F_1}{Z} + F_{\text{uvijanja}} + F_{\text{smicanja}} \quad (4)$$

sila u vijku od uvijanja

$$F_{\text{uvijanja}} = 9 \cdot \frac{F_0}{\mu \cdot Z} \quad (5)$$

$9=1,5$ - stepen sigurnosti protiv klizanja

$\mu=0,12$ - koeficijent trenja na dodirnoj površini oslonca i ploča

$Z=4$ - broj vijaka

F_0 - smičuća sila

$$F_2 \cdot L = F_0 \frac{D}{2}$$

$$F_0 = \frac{2 \cdot F_2 \cdot L}{D} = \frac{2 \cdot 794,2 \cdot 150}{200} = 1191 \text{ N} = 1,191 \text{ kN}$$

Iz jednačine (5)

$$F_{\text{vrtijanja}} = 1,5 \cdot \frac{1,191}{0,12 \cdot 4} = 3,722 \text{ kN}$$

sila u vijku od smicanja

$$F_{v_2} = 9 \cdot \frac{F_2}{\mu \cdot Z} = 1,5 \cdot \frac{794,2}{0,12 \cdot 4} = 2481,8 \text{ N} = 2,4818 \text{ kN}$$

Iz jednačine (4)

$$F_v \geq \frac{20}{4} + 3,722 + 2,4818 = 11,2 \text{ kN}$$

Vijak je opterećen na zatezanje

$$\sigma = \frac{F_v}{A_v} \leq \sigma_{\text{dov}}$$

(6)

Za 5.8 imamo $\sigma_v = 400 \text{ MPa}$ pa je:

$$\sigma_{\text{dov}} = \frac{\sigma_r}{9} = \frac{400}{9} = 200 \text{ MPa} = 200 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Iz jednačine (6)

$$A_v \geq \frac{F_v}{\sigma_{\text{dov}}} = \frac{11,2 \cdot 10^3}{200 \cdot 10^6} = 56 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 56 \text{ mm}^2$$

Usvaja se vijak M12x1,75 sa $A_v = 76,2 \text{ mm}^2$.

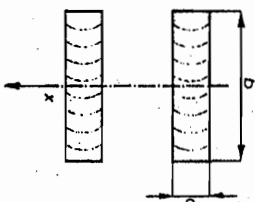
d) Var "C" opterećen je na savijanje i smicanje.

Napon u varu od savijanja:

$$\sigma_s = \frac{F_2 \cdot l}{W_x} \quad (7)$$

$$W_x = 2 \cdot \frac{I_x}{y_{\text{max}}} \text{ - otporni moment vara}$$

$$I_x = \frac{a \cdot (b - 2 \cdot a)^3}{12} = \frac{5 \cdot (35 - 2 \cdot 5)^3}{12} = 6510,4 \text{ mm}^4$$



Slika 24.2

$$y_{\text{max}} = \frac{b - 2 \cdot a}{2} = \frac{35 - 2 \cdot 5}{2} = 12,5 \text{ mm} \text{ - maksimalno udaljeno vlakno od ose}$$

x.

$$W_x = \frac{2 \cdot 6510,4}{12,5} = 1041,6 \text{ mm}^3$$

Iz jednačine (7)

$$\sigma_s = \frac{794,2 \cdot 1}{1041,6} = 0,762 \cdot 1 \text{ MPa}$$

napon u varu od smicanja

$$\tau_s = \frac{F_2}{A_v}$$

(8)

A_v - smičuća površina vara

$$A_v = 2 \cdot (b - 2 \cdot a) \cdot a = 2 \cdot (35 - 2 \cdot 5) \cdot 5 = 250 \text{ mm}^2$$

Iz jednačine (8)

$$\tau_s = \frac{794,2}{250} = 3,176 \text{ MPa}$$

Svedeni napon u varu "C" od savijanja i smicanja

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_s^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \quad (9)$$

Stepen sigurnosti u varu "C"

$$9 \cdot \sigma_1 = \frac{\sigma_{\text{dov}}}{\sigma_1} \quad (10)$$

Var "D" opterećen je na uvijanje

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_0} = \frac{F_2 \cdot L}{W_0} \quad (11)$$

$$W_u = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot (1 - d^4)}{16 \cdot d} \text{ - polarni otporni moment vara}$$

$$d_1 = d + 2 \cdot a = 20 + 2 \cdot 3 = 26 \text{ mm}$$

$$W_u = \frac{\pi \cdot 26^3 \cdot (1 - 20^4)}{16 \cdot 26} = 2242 \text{ mm}^3$$

Iz jednačine (11) imamo:

$$\tau_u = \frac{794,2 \cdot 0,15}{2242 \cdot 10^{-9}} = 53,1 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 53,1 \text{ MPa}$$

Stepen sigurnosti u varu "D"

$$\vartheta_D = \frac{\tau_{doz}}{\tau_u} \quad (12)$$

Uslov zadatka

$$\vartheta_D = \vartheta_C$$

iz jednačina (10) i (12) imamo

$$\frac{\sigma_{idoz}}{\sigma_i} = \frac{\tau_{doz}}{\tau_u} \Rightarrow \sigma_i = \tau_u \cdot \frac{\sigma_{idoz}}{\tau_{doz}} = 53,1 \cdot \frac{120}{70} = 91 \text{ MPa}$$

iz jednačine (9)

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_i^2 - (\alpha \cdot \tau_u)^2} = \sqrt{91^2 - (\sqrt{3} \cdot 3,176)^2} = 90,8 \text{ MPa}$$

iz jednačine (7)

$$\sigma_S = 762 \cdot l = 90,8 \Rightarrow l = \frac{90,8}{762} = 0,12 \text{ m} = 120 \text{ mm}$$

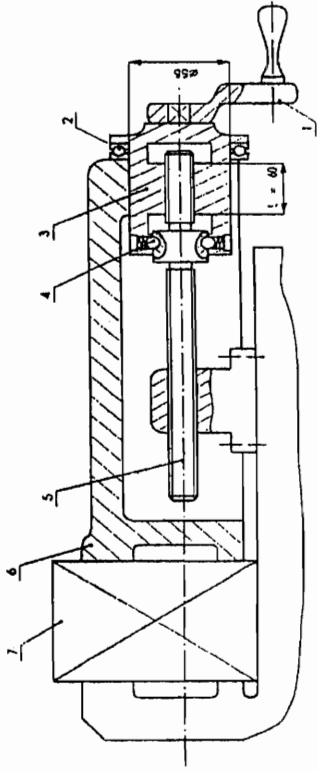
ZADATAK 25

Na slici je prikazana stega sa zavojnim vretenom. Stezna sila se ostvaruje obrtanjem ručice (1). Vreteno je uvrmuto u držač (3) za koji je dodatno učvršćeno pomoću tri uvrtna vijka (4) tako da se ne može obrtiti u odnosu na držač. S druge strane držač se preko aksijalnog ležaja (2) oslanja na kućište (6). Sila na radnom predmetu (7) iznosi $F_S = 8 \text{ kN}$. Zanimariti trenje na svim mjestima konstrukcije osim dodira vretena i kućišta.

Za navojno vreteno su $\sigma_d = 100 \text{ MPa}$, $\tau_d = 100 \text{ MPa}$.

Potrebno je:

- Dimenzionisati navojno vreteno sa kosim navojem;
- Provjeriti samokočenje vretena i površinski pritisak u navojima držača ako je $p_d = 8 \text{ MPa}$;
- Izvršiti izbor kugličnog aksijalnog ležaja;



Slika 25, Stega za prizmatične radne komade sa zavojnim vretenom

Rješenje

a) Dimenzionisanje i provjera napona u zavojnom vretenu

Vratilo je izloženo naponu na zatezanje i uvijanje. Površina poprečnog presjeka vretena određuje se na osnovu dozvoljenog normalnog napona.

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_{de}} = \frac{800}{64 \cdot 10^6} = 0,125 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (1)$$

Ovoj površini odgovara površina jezgra kosog navoja S22x5 sa podacima:

$$A_1 = 1,39 \text{ cm}^2, d_3 = 13,322 \text{ mm}, d_2 = 18,59 \text{ mm}$$

U izraz (1) je dozvoljeni napon na istezanje za drugi slučaj opterećenja:

$$\sigma_{de} = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \sigma_{de0} = 0,8 \cdot 0,8 \cdot 100 = 64 \text{ MPa}$$

Za izabranu zavojnicu je napon od istezanja

$$\sigma_c = \frac{F}{A_1} = \frac{8000}{1,39 \cdot 10^{-1}} = 57,5 \text{ MPa}$$

Napon od uvijanja:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_0} = \frac{F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{2 \cdot \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16}} \quad (2)$$

gdje su:

$$\alpha = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_s} = \arctg \frac{5}{\pi \cdot 18,85} = 4,894^\circ$$

$$p = \arctg \mu = \arctg 0,1 = 5,71^\circ$$

Nakon uvrštavanja u izraz (2) dobije se:

$$T_1 = \frac{800 \cdot 18,59 \cdot 10^{-3} \cdot \lg(4,894 + 5,71) \cdot 16}{2 \cdot 13,322^3 \cdot 10^9 \cdot \pi} = 30 \text{ MPa}$$

Svedeni napon:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_e^2 + \left(\frac{\sigma_d}{\tau_d} \cdot \tau_1 \right)^2} = \sqrt{57,5^2 + \left(\frac{100}{80} \cdot 30 \right)^2} = 68,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 < \xi_1 \cdot \sigma_d = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ MPa}$$

b) Provjera samokočenja vretena i površinskog pritiska
S obzirom da je ugao penjanja zavojnice manji od ugla trenja p , postoji samokočenje izabrane zavojnice.

Površinski pritisak u navojima držača

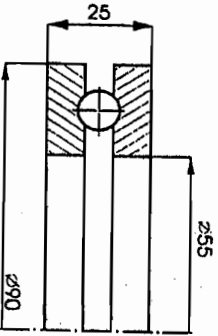
$$p = \frac{0,588 \cdot F}{d_s \cdot L} = \frac{0,588 \cdot 8000}{18,59 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3}} = 5,06 \text{ MPa}$$

je manji od dozvoljenog $p_d = 8 \text{ MPa}$.

c) Izbor aksijalnog ležaja

Pošto se sila stezanja F_s u cijelosti prenosi na aksijalni ležaj, prema zahtjevanom unutrašnjem prečniku $d=55 \text{ mm}$, bira se ležaj sa lopicama (Slika 25.1) tipa TA12, sa osnovnim podacima:

$d=55 \text{ mm}$, $D=90 \text{ mm}$, $C_0=131,3 \text{ kN}$.



Slika 25.1

ZADATAK 26

Stezanje radnih predmeta - RP na stezi prikazanoj na slici se ostvaruje posredstvom navojnog vretena (Tr 16x4). Ako je sila stezanja koju treba obezbjediti $F=1000 \text{ N}$, potrebno je odrediti:

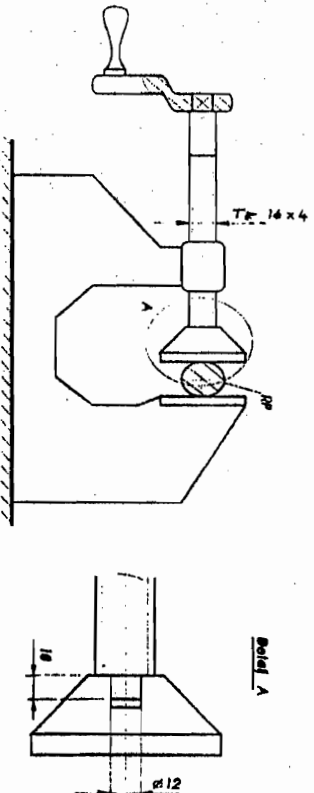
a) Silu na ručici čija je dužina $l_r=200 \text{ mm}$, da bi se obezbjedita sila stezanja, ako je stezna glava (detalj A) spojena presovanjem sa navojnim vretenom.

Koeficijent trenja u navojnom spoju je $\mu_s=0,12$;

b) Pri kojim silama stezanja radnog predmeta će doći do trajne deformacije navojnog vretena, ako je ono izrađeno od 4.6 i ako je $\alpha=(\sigma_{\text{doz}}/\tau_{\text{doz}})=1,73$;

c) Odrediti tolerancije završetka navojnog vretena i otvora stezne glave.

Materijal stezne glave je čelik. Kvalitet obradene površine kod navojnog vretena IT7, a otvora u steznoj glavi IT8. Visine neravnina $h_1=6 \mu\text{m}$, $h_2=8 \mu\text{m}$. Stepen sigurnosti protiv klizanja $v_{\mu}=1,5$, a koeficijent trenja klizanja $\mu_k=0,08$.



Slika 26, Stega

Rješenje

a) Iz odgovarajuće tablice uzimaju se mjere za navoj Tr 16x4:

$P=4 \text{ mm}$, $d_s=14 \text{ mm}$, $d_1=11,5 \text{ mm}$, $H_1=1,75 \text{ mm}$, $A_1=104 \text{ mm}^2$.

Obrtni moment M_u na navojnom vretenu treba da savlada trenje između zavojjaka navojnog spoja, pa se može napisati da je:

$$M_u = M_v = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad (1)$$

Nepoznate veličine iz prethodnog izraza su:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \frac{4}{14 \cdot \pi} = 0,091 \Rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} 0,091 = 5,2^\circ$$

$$\rho = \operatorname{arctg} \mu_v = \operatorname{arctg} \frac{\mu_v}{\cos \beta / 2} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos 15^\circ} = \operatorname{arctg} 0,124 = 7,08^\circ$$

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (1), dobija se:

$$M_v = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(5,2 + 7,08) = 1,523 \cdot F = 1,523 \cdot 1000 = 1523 \text{ Nmm}$$

Stila rta ručici

$$F_R = \frac{M_v}{l_R} = \frac{1523}{200} = 7,61 \text{ N}$$

ij) Do trajne deformacije će doći kada se idealni napon izjednači sa naponom na granici razvlačenja tj. $\sigma_1 = \sigma_v = 240 \text{ MPa}$ - za materijal navojnog vretena 4.6.

Istovremeno se s obzirom na naprezanja navojnog vretena idealni napon može odrediti preko izraza:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_c^2 + (\alpha \cdot \tau_w)^2} = \sigma_1 = 240 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A_1} = \frac{F}{104} \text{ MPa}$$

$$\tau_w = \frac{M_u}{W_o} = \frac{1,523 \cdot F}{298,62} = 0,0051 \cdot F \text{ MPa}$$

$$W_o = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{11,5^3 \cdot \pi}{16} = 298,62 \text{ mm}^3 \text{ i } M_u = 1,523 \cdot F$$

Uvrštavanjem naprijed izračunatih vrijednosti za napone sabijanja i uvijanja u izraz za idealni napon i kvadriranjem čitavog izraza dobija se kvadratna jednačina:

$$\left(\frac{F}{104}\right)^2 + (1,73 \cdot 0,0051 \cdot F)^2 = (240)^2$$

čije je pozitivno rješenje:

$$F = \sqrt{\frac{57600}{0,00892}} = 2541,82 \text{ N}$$

c) Za određivanje tolerancija presovanog sklopa možemo krenuti od izraza za stepen sigurnosti protiv klizanja:

$$v_\mu = \frac{F_g}{F}$$

Odavde se može izraziti garantovana moć nošenja:

$$F_g = v_\mu \cdot F = 1,5 \cdot 1000 = 1500 \text{ N}$$

Istovremeno je:

$$F_g = \mu_k \cdot P_{\min} \cdot A$$

Odavde se može odrediti minimalni površinski pritisak:

$$P_{\min} = \frac{F_g}{\mu_k \cdot A} = \frac{F_g}{\mu_k \cdot \pi \cdot d \cdot l} = \frac{1500}{0,08 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 10} = 49,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Minimalni računski preklap se može odrediti iz sljedećeg izraza:

$$P_{\text{rmax}} = P_{\min} \cdot d \cdot (\xi_j + \xi_r)$$

Faktori deformacije za vanjski i unutrašnji element će biti:

$$\xi_r = \frac{(m_c + 1) + (m_c - 1) \cdot \psi_c^2}{m_c \cdot E_c \cdot (1 - \psi_c^2)} = \frac{(3,33 + 1) + (3,33 - 1) \cdot 0,6^2}{3,33 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,6^2)} = 0,115 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}$$

$$\xi_j = \frac{(m_i - 1) + (m_i + 1) \cdot \psi_i^2}{m_i \cdot E_i \cdot (1 - \psi_i^2)} = \frac{(3,33 - 1) + 0}{3,33 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0)} = 0,33 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}$$

Gdje je Poasonov broj za čelik $m_c = m_i = 3,33$, modul elastičnosti za čelik $E_c = E_i = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

Odnos prečnika: $\psi_c = 12/20 = 0,6$; $\psi_i = 0/20 = 0$

$$P_{\min} = 49,73 \cdot 12 \cdot (3,3 + 0,115) \cdot 10^{-5} = 8,8 \mu\text{m}$$

Konačno je minimalni radni preklap:

$$P_{\text{min}} = P_{\text{rmin}} + 1,2(h_c + h_i) = 8,8 + 1,2(8+6) = 25,6 \mu\text{m}$$

Za otvor sa IT8 i prečnik $d = 12$ mm iz tablice je $T = 18$ μ m, pa su njegove granične mjere:

$$D_g = d + A_g = d + T = 12,000 + 0,018 = 12,018 \text{ mm}$$

$$D_d = d = 12,000 \text{ mm}$$

Minimalni preklap je:

$$P_{min} = d_d - D_g,$$

pa se odavde može odrediti minimalni prečnik osovine:

$$d_d = P_{min} + D_g = 0,026 + 12,018 = 12,044 \text{ mm}$$

Trebaće bi pronaći tolerancijsko polje čiji je $a_d = 0,044$ mm = 44 μ m i IT8 i $d = 12$ mm, međutim, prema tablici tolerancija odgovara tolerancijsko polje f8 sa $a_d = 43$ μ m.

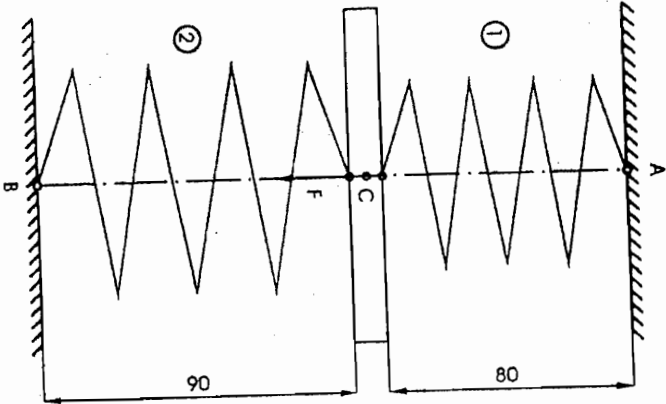
ZADATAK 27

Dvije cilindrične zavojne torzione opruge 1 i 2 spojene su među sobom u tački C (slika), a krajevima A i B pričvršćene su za nepokretne oslonce. U tački C djeluje sila $F=2$ kN. Prečnici opruga su $D_1=60$ mm, $D_2=80$ mm, debljina žice $d_1=8$ mm, $d_2=10$ mm, a broj radnih zavoja $z_1=8$, $z_2=5$. Modul klizanja je $G=85$ GPa.

Visine opruga u slobodnom stanju date su na crtežu.

Odrediti:

- a) Otpore oslonaca u tačkama A i B;
- b) Za koliko će se izdužiti, odnosno sabiti opruge usljed djelovanja sile F;
- c) Provjeriti otpornost opruga (izračunati stepen sigurnosti) pri blokiranju dužini donje opruge 2 ako je dopušteni napon materijala opruge $\tau_{doz}=400$ MPa.



Slika 27. Opružni sistem

Rješenje

a) Koristeći uslov zadatka imamo:

$$F_1 + F_2 - F = 0$$

$$\Delta l_1 = \Delta l_2$$

Δl_1 - izduženje opruge 1

Δl_2 - skraćenje opruge 2

Najprije izračunamo jedinični ugib opruga 1 i 2:

$$c_1 = \frac{4 \cdot R_1^3 \cdot z_1}{G \cdot r_1^4} = \frac{4 \cdot 30^3 \cdot 8}{85000 \cdot 4^4} = 0,0397 \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$c_2 = \frac{4 \cdot R_2^3 \cdot z_2}{G \cdot r_2^4} = \frac{4 \cdot 40^3 \cdot 5}{85000 \cdot 5^4} = 0,0241 \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Iz izraza (1) i (2) imamo otpore oslonaca:

$$\Delta l_1 = F_1 \cdot c_1$$

$$\Delta l_2 = F_2 \cdot c_2 \quad (4)$$

$$F_1 \cdot c_1 = F_2 \cdot c_2$$

$$F_1 = \frac{F_2 \cdot c_2}{c_1 + c_2} = \frac{2000 \cdot 0,0241}{0,0397 + 0,0241} = 756 \text{ [N]}$$

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot c_1}{c_1 + c_2} = \frac{200 \cdot 0,0397}{0,0397 + 0,0241} = 1244 \text{ [N]}$$

b) Koristeći uslov i jednačinu (2) imamo:

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = F_1 \cdot c_1 = F_2 \cdot c_2 = 756 \cdot 0,0397 = 1244 \cdot 0,0241 = 30 \text{ mm}$$

c) Pri blokiranoj dužini donje opruge imamo:

$$\Delta l_{1 \text{ max}} = \Delta l_{2 \text{ max}} = l_2 - 2r_2 \cdot z_2 = 90 - 2 \cdot 5 \cdot 5 = 40 \text{ mm}$$

Koristeći relacije (3) i (4) nalazimo sile:

$$F_1 = \frac{\Delta l_{1 \text{ max}}}{c_1} = \frac{40}{0,0397} = 1010 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{\Delta l_{2 \text{ max}}}{c_2} = \frac{40}{0,0241} = 1660 \text{ N}$$

Konačno računamo napone u oprugama:

$$\tau_{1 \text{ max}} = \frac{F_1}{\pi \cdot r_1^2} \left(1 + \frac{2 \cdot R_1}{r_1}\right) = \frac{1010}{\pi \cdot 4^2} \left(1 + \frac{2 \cdot 30}{4}\right) = 320 \text{ MPa}$$

$$\tau_{2 \text{ max}} = \frac{F_2}{\pi \cdot r_2^2} \left(1 + \frac{2 \cdot R_2}{r_2}\right) = \frac{1660}{\pi \cdot 5^2} \left(1 + \frac{2 \cdot 40}{4}\right) = 360 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti iznose:

$$v_1 = \frac{\tau_{\text{doz}}}{\tau_{1 \text{ max}}} = \frac{400}{320} = 1,25$$

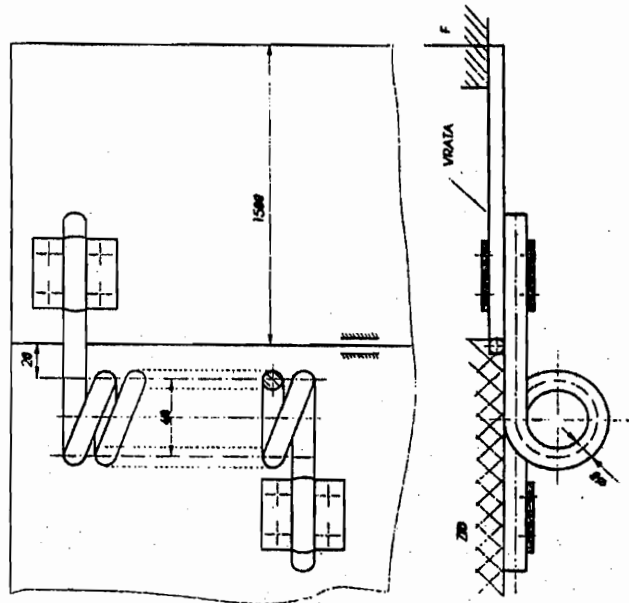
$$v_2 = \frac{\tau_{\text{doz}}}{\tau_{2 \text{ max}}} = \frac{400}{360} = 1,11$$

Stepeni sigurnosti zadovoljavaju.

ZADATAK 28

Opruga na slici je namjenjena za vraćanje vrata u prvobitni položaj nakon njihovog otvaranja. Broj radnih zavojaka je $z = 12$, a opruga je izrađena od čelika sa $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Potrebno je odrediti:

- Do kojeg ugla u stepenima se mogu otvoriti vrata, a da se ne prekorači stepen sigurnosti $v_D = 1,5$, ako je, pri tome, amplituda dinamičke izdržljivosti $\sigma_A = 360 \text{ MPa}$;
- Krutost opruge;
- Kolika je maksimalna sila F kojom se mogu gumuti vrata na njihovom kraju, a da se ne prekorači stepen sigurnosti $v_D = 1,5$;
- Koliko bi radnih zavojaka trebala da ima opruga da bi se vrata mogla otvoriti za 90° , a da dinamički stepen sigurnosti ne bude manji od 1,5.



Slika 28. Opruga namjenjena za vraćanje vrata u prvobitni položaj

Rješenje

a) Pošto se krak opruge zakreće od 0° do nekog ugla φ_{\max} , to je karakter promjene opterećenja čisto jednosmjerno promjenjivo opterećenje sa $\sigma_{\min} = 0$ i $\sigma_{\max} = 2\sigma_r$.

Dinamički stepen sigurnosti je:

$$V_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_r} = 1,5$$

Iz zadnjeg izraza možemo odrediti amplitudu stvarnih napona:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_A}{V_D} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ MPa}$$

Maksimalni napon pri zakretanju za ugao φ_{\max} :

$$\sigma_{\max} = 2\sigma_r = 2 \cdot 240 = 480 \text{ MPa}$$

Istovremeno se maksimalni napon može odrediti na osnovu stvarnog opterećenja:

$$\sigma_{\max} = k \cdot \frac{M_{\max}}{W_x} \quad (1)$$

Koeficijent neravnomjernosti opterećenja k:

$$k = \frac{4\chi - 1}{4\chi + 4} = \frac{4 \cdot 7,5 - 1}{4 \cdot 7,5 + 4} = \frac{29}{26} = 1,115$$

Odnos namotavanja žice:

$$\chi = \frac{D}{d} = \frac{60}{8} = 7,5$$

Maksimalni moment savijanja prema izrazu (1) će biti:

$$M_{\max} = \frac{\sigma_{\max} \cdot W_x}{k} = \frac{480 \cdot 50,265}{1,115} = 21638,95 \text{ Nmm}$$

gdje je:

$$W_x = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{8^3 \cdot \pi}{32} = 50,265 \text{ mm}^3$$

Moment savijanja može biti izržen i preko ugla zakretanja:

$$M_{\max} = \frac{E \cdot I \cdot \varphi_{\max}}{l} \quad (2)$$

Odvavde se može naći maksimalni ugao zakretanja:

$$\varphi_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot l}{E \cdot I}$$

Određivanjem pojedinih veličina u prethodnom izrazu dobija se:

$$l = D \cdot \pi \cdot z = 60 \cdot \pi \cdot 12 = 2261,95 \text{ mm}$$

$$I = \frac{D^4 \cdot \pi}{64} = \frac{8^4 \cdot \pi}{64} = 201,06 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_{\max} = \frac{21638,95 \cdot 2261,95}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 201,06} = 1,16 \text{ rad} = 66,24^\circ$$

b) Kratosti opruge odredujemo na osnovu izraza:

$$c = \frac{M_{\max}}{\varphi_{\max}} = \frac{21638,95}{1,15} = 18654,27 \frac{\text{Nmm}}{\text{rad}} = 18,654 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

c) Maksimalna sila na kraju vrata se može odrediti iz sljedećeg uslova:

$$F_{\max} \leq \frac{M_{\max}}{l}$$

$$l = 1500 + 20 + 30 = 1550 \text{ mm}$$

$$F_{\max} \leq \frac{21638,95}{1550} \leq 13,96 \text{ N}$$

d) Broj radnih zavoja kao pri uglu zaokreta vrata $\varphi = 90^\circ$ odredićemo korišćenjem istih izraza kao u prethodnim tačkama. Prvo će se preračunati ugao φ u radijane:

$$\varphi = \frac{\pi}{180} \cdot 90 = 1,57 \text{ rad}$$

Maksimalni moment savijanja se može odrediti prema izrazu (2), a iz njega je dužina opruge l:

$$l = \frac{E \cdot I \cdot \varphi}{M_{\max}}$$

$$l = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 201,06 \cdot 1,57}{21638,95} = 3063,43 \text{ mm}$$

$$z_r = \frac{l}{D \cdot \pi} = \frac{3063,43}{60 \cdot \pi} = 16,25$$

Opruga bi trebala da ima 17 radnih zavojaka.

ZADATAK 29

Alat prikazan na slici se koristi za izradu posuda iz čeličnog lima postupkom dubokog izvlačenja. Nakon što se pomoću alata koji ima mogućnost vertikalnog pomjeranja i koji ostvaruje određenu silu izvlačenja postigne željeni oblik posude, opruge pomoću tzv. izbacivača obezbjeđuju vadenje posude iz kalupa.

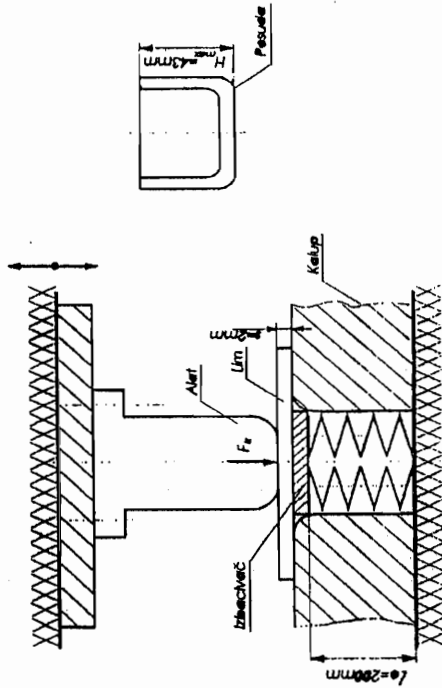
Potrebno je:

a) Odrediti kolika je sila izbacivanja, ako je $z_R = 15$ zavojaka, zazor između zavojaka $s = 0,7$ mm, prečnik opruge $D = 36$ mm, maksimalna dubina posuda $H_{\max} = 43$ mm, slobodna dužina opruge $l_0 = 200$ mm, materijal opruge Č.2130 sa $G = 8,3 \cdot 10^4$ MPa. Pri proračunu zanemariti otpor plastičnom deformisanju koji pruža materijal;

b) Provjeriti dinamički stepen sigurnosti opruga ako je $\tau_A = 190$ MPa;

c) Kolika bi trebala biti sila izbacivanja da bi došlo do blokiranja opruga;

d) Provjeriti dinamički stepen sigurnosti u slučaju da su opruge prednapregnute pri montaži tako da je ostvaren ugib od $f_{\min} = 16$ mm u početnom položaju.



Slika 29, Alat za izradu posuda

Rješenje

a) Dužina opruge u radnom stanju:

$$l_R = l_0 - f_{\max}$$

$$f_{\max} = H_{\max} - s = 43 - 2 = 41 \text{ mm}$$

$$l_R = 200 - 41 = 159 \text{ mm}$$

Istovremeno mora biti zadovoljen slijedeći izraz:

$$l_R = (z_R + 1,5) \cdot d + z_R \cdot s$$

$$l_R = (15 + 1,5) \cdot d + z_R \cdot s$$

Odatve se može odrediti prečnik žice:

$$d = \frac{l_R - z_R \cdot s}{16,5} = \frac{159 - 15 \cdot 0,7}{16,5} = \frac{148,5}{16,5} = 9 \text{ mm}$$

Iz obrasca za određivanje radnog broja zavojaka može se odrediti maksimalna sila u opruzi:

$$z_R = \frac{f_{\max} \cdot d \cdot G}{8 \cdot F_{\max} \cdot \chi^3} \Rightarrow F_{\max} = \frac{f_{\max} \cdot d \cdot G}{8 \cdot z_R \cdot \chi^3} = \frac{41 \cdot 9 \cdot 8300}{8 \cdot 15 \cdot 4^3} = 996,97 \text{ N}$$

$$\chi = \frac{D}{d} = \frac{36}{9} = 4$$

Sila izvlačenja je:

$$F_{Iz} = 2 \cdot F_{max} = 2 \cdot 996,97 = 1993,94 \text{ N}$$

b) Za provjeru dinamičkog stepena sigurnosti moramo poznavati karakter promjene naprezanja, a ovdje se radi o čisto jednosmjerno promjenjivom naprezanju sa $\tau_{min} = 0$ i $\tau_{max} = 2\tau_a$. Maksimalni tangencijalni napon se može odrediti iz slijedećeg (poznatog) izraza:

$$\tau_{max} = k \cdot \frac{8 \cdot F_{max} \cdot D}{\pi \cdot d^3}$$

Kada se u ovaj izraz uvrsti koeficijent neravnomjernosti opterećenja koji je:

$$k = \frac{4 \cdot \chi + 2}{4 \cdot \chi - 3} = \frac{4 \cdot 4 + 2}{4 \cdot 4 - 3} = 1,38 \quad \text{gdje je:}$$

$$\tau_{max} = 1,38 \cdot \frac{8 \cdot 996,97 \cdot 36}{\pi \cdot 9^3} = 173,01 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{173,01}{2} = 86,05 \text{ MPa}$$

Konačno je dinamički stepen sigurnosti:

$$v_D = \frac{\tau_a}{\tau_a} = \frac{190}{86,5} = 2,19$$

Dinamički stepen sigurnosti je veći od dozvoljenog ($v_D = 1,5$) tako da možemo konstatovati da je opruga predimenzionisana.

c) Dužina blokirane opruge:

$$l_R = (z_R + 1,5) \cdot d = (15 + 1,5) \cdot 9 = 148,5 \text{ mm}$$

Maksimalni ugiš u tom slučaju:

$$f_{max} = l_0 - l_R = 200 - 148,5 = 51,5 \text{ mm}$$

Maksimalna sila u opruzi:

$$F_{max} = \frac{f_{max} \cdot d \cdot G}{8 \cdot z_R \cdot \chi^3} = \frac{51,5 \cdot 9 \cdot 83000}{8 \cdot 15 \cdot 4^3} = 1252,3 \text{ N}$$

Maksimalna sila izvlačenja je pri tome:

$$F_{Iz} = 2 \cdot F_{max} = 2 \cdot 1252,3 = 2504,6 \text{ N}$$

d) U slučaju prednaprezanja krutost opruge je:

$$c = \frac{F_{min}}{f_{min}} = \frac{F_{max}}{f_{max}} \Rightarrow F_{min} = \frac{F_{max}}{f_{max}} \cdot f_{min} = \frac{996,97}{41} \cdot 16 = 389,06 \text{ N}$$

Karakter promjene naprezanja u ovom slučaju je jednosmjerno promjenjivo sa:

$$\tau_{min} > 0 \text{ i } \tau_{max} > \tau_{min} > 0.$$

Minimalno tangencijalno naprezanje se može odrediti iz slijedećeg izraza:

$$\tau_{min} = k \cdot \frac{8 \cdot F_{min} \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 1,38 \cdot \frac{8 \cdot 389,06 \cdot 36}{9^3 \cdot \pi} = 67,51 \text{ MPa,}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{173,01 - 67,51}{2} = 52,75 \text{ MPa}$$

$$v_D = \frac{\tau_a}{\tau_a} = \frac{190}{52,75} = 3,6$$

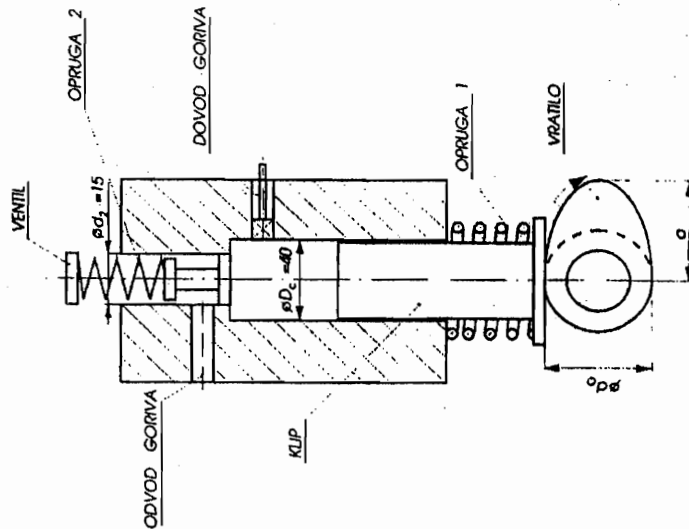
Dinamički stepen sigurnosti je veći od dozvoljenog ($v_D = 1,5$) tako da možemo konstatovati da je opruga predimenzionisana.

ZADATAK 30

Na slici je prikazana klipna pumpa za gorivo. Klip se pomjera pomoću brjegaštog vratila. U trenutku kada se vrh brjega nade ispod klipa u cilindru prečnika 40 mm se obezbjeđi toliko pritisak da dolazi do pomjeranja ventila za 5 mm, što je dovoljno da gorivo počne da izlazi kroz otvor predviđen za odvod. Ukoliko je opruga I u montažnom položaju na slici sabijena za $f_1 = 10$ mm i ako su podaci za tu oprugu:

- prečnik žice $d_f = 8$ mm
- prečnik opruge $D_f = 60$ mm
- broj radnih zavojaka $z_{kf} = 6$

- materijal čelik čiji je modul klizanja $G = 83000 \text{ MPa}$
- minimalni dopušteni zazor između zavojaka $s = 0,6 \text{ mm}$, potrebno je odrediti:
- a) Prečnik žice opruge 2, ako je $\tau_{\text{udoz}} = 240 \text{ MPa}$, $\chi = D_2/d_2 = 5$, a dimenzije na vratilu $d_0 = 48 \text{ mm}$ i $a = 32 \text{ mm}$;
- b) Krutost i broj zavojaka opruge 2, ako je opruga u montažnom stanju sabijena za $f_{12} = 2 \text{ mm}$;
- c) Dužine opruge 1 u radnom, montažnom i slobodnom stanju;
- d) Koliko bi se procentualno trebao promijeniti obrtni moment brijegastog vratila da bi se ostvario pritisak od $0,6 \text{ MPa}$ u cilindru klipne pumpe, ako je koeficijent trenja klizanja između klipa i brijega $\mu = 0,15$.



Slika 30, Klipna pumpa za gorivo

Rješenje

a) Krutost opruge 1 se može odrediti na osnovu izraza:

$$c_1 = \frac{G \cdot d_1}{8 \cdot z_{R1} \cdot \chi^3}$$

$$\chi = \frac{60}{8} = 7,5$$

$$c_1 = \frac{83000 \cdot 8}{8 \cdot 6 \cdot 7,5^3} = 32,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Minimalna montažna sila u opruzi 1:

$$F_1 = c_1 \cdot f_1 = 32,8 \cdot 10 = 328 \text{ N}$$

Hod opruge:

$$h_1 = a - \frac{d_b}{2} = 32 - \frac{48}{2} = 8 \text{ mm}$$

Krutost se može odrediti iz dijagrama deformacije opruge:

$$c_1 = \frac{F_{21} - F_{11}}{h_1}$$

Odatve se može odrediti radna sila u opruzi 1 pri prolasku vrha brijega ispod klipa:

$$F_{21} = F_{11} + c_1 \cdot h_1 = 328 + 32,8 \cdot 8 = 590,4 \text{ N}$$

Pritisak u cilindru:

$$p = \frac{F_{21}}{A_c} = \frac{4 \cdot F_{21}}{D_c^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 590,4}{40^2 \cdot \pi} = 0,47 \text{ MPa}$$

Radna sila u opruzi 2:

$$F_{22} = p \cdot A_v = \frac{0,47 \cdot 15^2 \cdot \pi}{4} = 83,05 \text{ N}$$

Maksimalni tangencijalni napon uvijanja u opruzi 2:

$$\tau_{\text{tmax}} = k \cdot \frac{8 \cdot F_2 \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \leq \tau_{\text{udoz}}$$

Ako se zamjeni D_2/d_2 sa χ , onda se može odrediti prečnik žice opruge 2:

$$d_2 \geq \sqrt[3]{k \cdot \frac{8 \cdot F_2 \cdot \chi}{\pi \cdot \tau_{\text{udoz}}}}$$

Kada se u posljednji izraz uvrsti koeficijent neravnomyernosti opterećenja koji je:

$$k = \frac{4 \cdot \chi + 2}{4 \cdot \chi - 3} = \frac{4 \cdot 5 + 2}{4 \cdot 5 - 3} = 1,29$$

dobija se

$$d_2 \geq \sqrt[1,29]{\frac{8 \cdot 83,05 \cdot 5}{\pi \cdot 240}} = 2,38 \text{ mm}$$

Ako se usvoji standardni prečnik žice $d_2 = 2,5 \text{ mm}$, tada je prečnik opruge:

$$D_2 = \chi \cdot d_2 = 5 \cdot 2,5 = 12,5 \text{ mm}$$

b) Krutosti opruge 2 se određuje preko sljedećeg obrascu:

$$c_2 = \frac{F_{12} - F_{11}}{h_2}$$

Ovdje je F_{12} nepoznato, dok je $h_2 = 5 \text{ mm}$ zadano.

Na osnovu dijagrama deformisanja opruge može se postaviti relacija:

$$\frac{F_{12}}{f_{12}} = \frac{F_{11}}{f_{11}}, \text{ gdje su}$$

$$f_{12} = 2 \text{ mm - montažni ugib opruge 2}$$

$$f_{11} = f_{12} + h_2 = 5 + 2 = 7 \text{ mm - radni ugib opruge 2}$$

Sada se može odrediti F_{12} :

$$F_{12} = F_{11} \cdot \frac{f_{12}}{f_{11}} = 83,05 \cdot \frac{2}{7} = 23,72 \text{ N}$$

Krutost opruge je:

$$c_2 = \frac{83,05 - 23,72}{5} = 11,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Broj radnih zavojaka opruge 2 je:

$$z_{R2} = \frac{f_{12} \cdot d_2 \cdot G}{8 \cdot F_{12} \cdot \chi^3} = \frac{7 \cdot 2,5 \cdot 83000}{8 \cdot 83,05 \cdot 5^3} = 17,5$$

Usvaja se prvi veći cio broj, pa bi opruga trebala da ima 18 zavojača.

c) Dužina opruge 1 u radnom stanju se može odrediti na osnovu sljedećeg izraza:

$$l_{21} = (z_{R1} + 1,5) \cdot d_1 + z_{R1} \cdot s$$

$$l_{21} = (6 + 1,5) \cdot 8 + 6 \cdot 0,6 = 63,6 \text{ mm}$$

Dužina opruge u montažnom stanju je:

$$l_{11} = l_{21} + h = 63,6 + 8 = 71,6 \text{ mm}$$

Dok je dužina opruge 1 u slobodnom stanju:

$$l_{01} = l_{11} + f_{11} = 71,6 + 10 = 81,6 \text{ mm}$$

d) Obrtni moment prema uslovinu zadatka:

$$M_{01} = \mu \cdot F_{11} \cdot a = 0,15 \cdot 590,4 \cdot 0,032 = 2,835 \text{ Nm}$$

Radna sila u opruzi 1 za $p = 0,6 \text{ MPa}$ je:

$$F_{12} = p \cdot A_e = 0,6 \cdot \frac{40^2 \cdot \pi}{4} = 753,9 \text{ N}$$

Obrtni moment pri tom pritisku je:

$$M_{02} = \mu \cdot F_{12} \cdot a = 0,15 \cdot 753,9 \cdot 0,032 = 3,615 \text{ Nm}$$

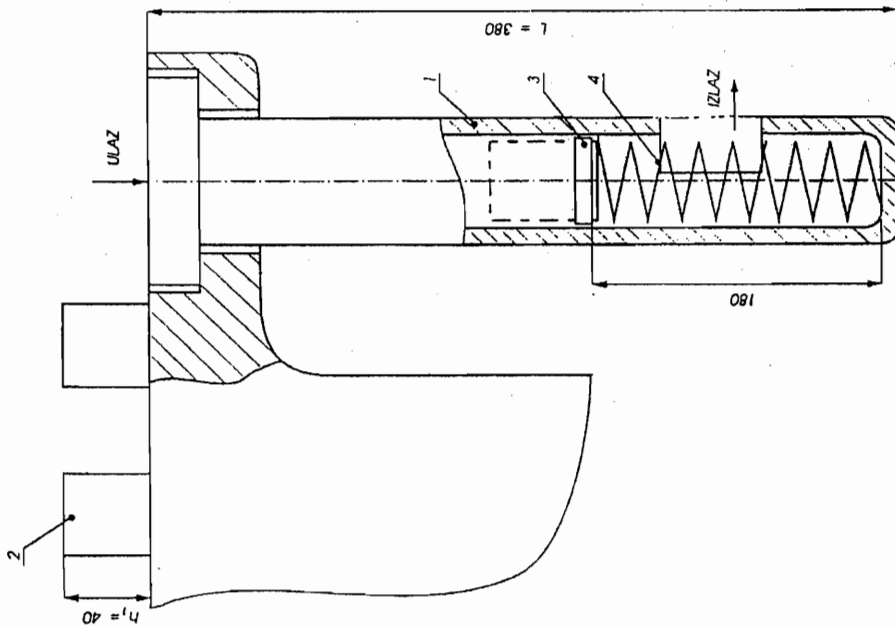
Procenat povećanja obrtnog momenta:

$$\Delta = \frac{M_{02} - M_{01}}{M_{01}} \cdot 100 = \frac{3,615 - 2,835}{2,835} \cdot 100 = 27,5\%$$

ZADATAK 31

Na slici je prikazan bunker (1) koji služi za privremeno pohranjivanje obradaka (2) između dvije mašine na kojima se rade dvije susjedne operacije obrade ovih komada. Obradci se slažu na ploču (3) koja se nalazi na cilindričnoj opruzi (4). Krutost upotrijebljene opruge je 10/3 N/mm, a težina jednog komada je 50N.

- Koliko obradaka je potrebno da bi se bunker napunio do vrha;
- Izračunati prečnik žice za oprugu i ukupan broj zavojača ako je $\tau_s = 500 \text{ MPa}$, $D = 60 \text{ mm}$, $G = 81 \text{ GPa}$;
- Proveriti zazor između zavojača opruge pri opterećenju iz stavke a);
- Koliki broj obradaka bi izazvao blokiranos opruge.



Slika 31, Bunker za meduoperacijsko skladištenje

Rješenje

a) Maksimalni broj obradaka u bunkeru:

Kada se bunker napuni do vrha n obradaka će sabiti oprugu za vrijednost f

$$f = \frac{n \cdot G_1}{c} \quad (1)$$

S obzirom na zadane geometrijske veličine pri praznom bunkeru i rasterećenju oprugu, nakon punjenja može se postaviti jednakost:

$$H = L - l_3 + f \quad (2)$$

gdje je:

l_3 - dužina slobodne opruge

$H = n \cdot h_1$ - ukupna visina koju zauzimaju obradci

Iz jednakosti (1) i (2) dobije se:

$$n \cdot h_1 = L - l_3 + \frac{n \cdot G_1}{c}$$

$$n \cdot 40 = 380 - 180 + \frac{n \cdot 50}{10 \cdot 3}$$

$$n = 8$$

Slika 31.1

Prema tome, ugib će biti $f = \frac{8 \cdot 50}{10 \cdot 3} = 120 \text{ mm}$

b) Prečnik žice i broj zavojaka:

Ukupna sila koja opterećuje oprugu:

$$F = n \cdot G_1 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ N}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot l}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 400 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 500 \cdot 10^6}} = 0.0049 \text{ m}$$

Usvaja se standardni prečnik $d=5 \text{ mm}$.

$$z = \frac{f \cdot d^4 \cdot G}{64 \cdot r^3 \cdot F} = \frac{120 \cdot 10^{-3} \cdot 5^4 \cdot 10^{-12} \cdot 81 \cdot 10^9}{64 \cdot 30^3 \cdot 10^{-9} \cdot 400} = 8.78$$

Usvaja se $z = 9$ zavojaka.

Ukupni broj zavojaka:

$$z_{\text{uk}} = z + 1.5 = 9 + 1.5 = 10.5$$

c) Provjera zazora između zavojaka

Slobodna dužina opruge:

$$l_3 = (z + 1.5) \cdot d + z \cdot s_1 + f \quad (3)$$

Iz izraza (3) je zazor pri opterećenju $F = 400 \text{ N}$:

$$s_1 = \frac{l_s - z_{uk} \cdot d - f}{z_{uk}} = \frac{180 - 10,5 \cdot 5 - 120}{10,5} = 0,71 \text{ mm}$$

d) Opterećenje pri blokiranosti opruge:

Dužina blokirane opruge:

$$l_{bl} = z_{uk} \cdot d = 10,5 \cdot 5 = 52,5 \text{ mm}$$

Maksimalni ugib i sila pri ovom stanju su:

$$f_{max} = l_s - l_{bl} = 180 - 52,5 = 127,5 \text{ mm}$$

$$F_{max} = c \cdot f_{max} = \frac{10}{3} \cdot 127,5 = 425 \text{ N}$$

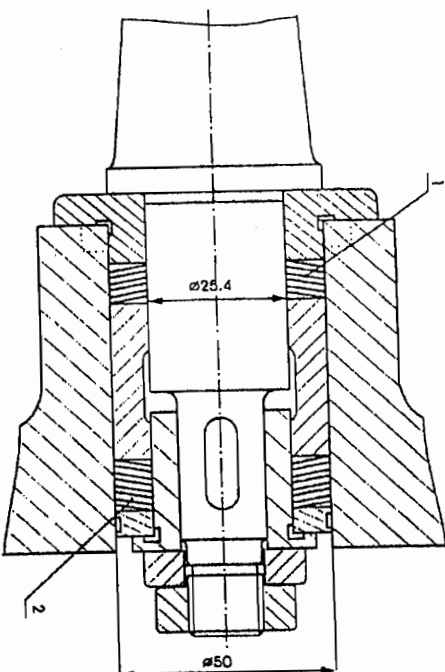
$$F_{max} = n_1 \cdot G_1 \Rightarrow n_1 = \frac{F_{max}}{G_1} = \frac{425}{50} = 8,5$$

Opruga bi se blokirala pri 9 obradaka.

ZADATKAK 32

Na slici je prikazana stega kojom se pomoću dva paketa tanjirastih opruga (I i II) vrši stezanje radnog predmeta po unutrašnjoj cilindričnoj površini. Stezna sila se postiže pritezanjem navrtke. Prvi paket ima 3 dok se drugi sastoji od 4 opruge. Dimenzije opruge su $D_s=50 \text{ mm}$, $D_u=25,4 \text{ mm}$, $s=2 \text{ mm}$. Kada je komad otpušten, opruge su nenapregnute, a pri obrtu navrtke za 270° postigne se potrebna stezna sila. Ako je upotrebljena navrtka sa navojem M16x2, potrebno je izračunati:

- Koliki su ugibi po jednoj opruzi u paketima I i II;
- Koja je vrijednost sila po jednoj opruzi u svakom od paketa i kolika je aksijalna sila u vijku;
- Proveriti da li opruge izabranih dimenzija zadovoljavaju ako je dozvoljeno naprezanje za materijal upotrijebljenih opruga $\sigma_{doz} = 1,5 \text{ GPa}$;
- Koliki je moment pritezanja navrtke i proveriti napon u vijku ako je $\sigma_d = 100 \text{ MPa}$;



Slika 32. Stega sa tanjirastim oprugama

Rješenje

a) Proračun ugiba po jednoj opruzi u paketima I i II:

Ukupna sila koja opterećuje paket I jednaka je ukupnoj sili paketa II, a ove sile se mogu izračunati iz izraza:

$$F_I = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot f_I \cdot s^3}{\alpha \cdot r_c^3} \cdot n_I \quad F_{II} = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot f_{II} \cdot s^3}{\alpha \cdot r_c^3} \cdot n_{II} \quad (1)$$

gdje su $n_I = 3$ i $n_{II} = 4$ broji opruga u paketima I i II respektivno.

Izjednačavanjem dva prehodna izraza dobija se odnos ugiba prvog i drugog paketa:

$$\frac{226 \cdot 10^9 \cdot f_I \cdot s^3}{\alpha \cdot r_c^3} \cdot n_I = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot f_{II} \cdot s^3}{\alpha \cdot r_c^3} \cdot n_{II}$$

$$f_I = \frac{n_{II}}{n_I} \cdot f_{II} = \frac{4}{3} \cdot f_{II} \quad (2)$$

Ukupni ugib ima vrijednost 3/4 koraka navoja, a on je s druge strane jednak zbiru ugiba svakog paketa jer su isti vezani serijski:

$$f_{uk} = f_I + f_{II} = \frac{3}{4} \cdot P = \frac{3}{4} \cdot 2 = 1,5 \text{ mm} \quad (3)$$

Rješavanjem jednačina (2) i (3) dobiju se ugibi pojedinih paketa :

$$\frac{4}{3} \cdot f_{II} + f_{II} = 1,5 \Rightarrow f_{II} = 0,6428 \text{ mm}$$

$$f_I = f_{uk} - f_{II} = 1,5 - 0,6428 = 0,8572 \text{ mm}$$

Sve opruge u paketu I imaju isti ugib i on je jednak f_I , a analogno je i sa oprugama iz paketa II.

b) Proračun sila po jednoj opruzi

Sile po jednoj opruzi iz paketa I i II dobićemo iz obrazca (1) ako u njih uvrstimo vrijednost za $n_I = 1$ i $n_{II} = 1$ kao i veličine α i r_c .

Na osnovu odnosa

$$D_s/D_n = 50/25,4 = 1,968$$

iz tablica imamo da je $\alpha = 0,69$.

$$F_{I1} = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot f_I \cdot s^3}{\alpha \cdot r_c^2} = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot 0,8572 \cdot 10^{-3} \cdot 2^3 \cdot 10^{-9}}{0,69 \cdot 25^2 \cdot 10^{-6}} = 3593 \text{ N}$$

$$F_{II1} = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot f_{II} \cdot s^3}{\alpha \cdot r_c^2} = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot 0,6428 \cdot 10^{-3} \cdot 2^3 \cdot 10^{-9}}{0,69 \cdot 25^2 \cdot 10^{-6}} = 2695 \text{ N}$$

Aksijalna sila koja opterećuje vijak jednaka je ukupnoj sili na paketu I ili II:

$$F_v = 3 \cdot F_{I1} = 4 \cdot F_{II1} = 4 \cdot 2695 = 10.78 \text{ kN}$$

c) Provjera napona u oprugama

Dovoljno je proveriti napon u jednoj opruzi opterećenijeg paketa, a to je u ova slučaja paket I.

$$\sigma_{I1} = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot f_I \cdot \gamma \cdot s}{\alpha \cdot r_c^2} \leq \sigma_{doz} \quad (4)$$

gdje je $\gamma = 1,38$ koeficijent koji se dobije iz tablica na osnovu D_s/D_n .

$$\sigma_{I1} = \frac{226 \cdot 10^9 \cdot 0,8572 \cdot 10^{-3} \cdot 1,38 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{0,69 \cdot 25^2 \cdot 10^{-6}} = 1,24 \text{ GPa} < \sigma_{doz}$$

izabrane dimenzije opruge zadovoljavaju.

d) Moment pritezanja navrtke i provjera napona u vijku

$$M_p = M_n + M_\mu = F_p \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\varphi + \rho_n) + \frac{d_\mu}{2} \cdot \mu \right)$$

gdje su:

$$d_2 = 14,701 \text{ mm}, s = 24 \text{ mm}, d_0 = 18 \text{ mm} \text{ za navoj M16x2}$$

$$\varphi = \text{arc tg} \frac{P}{d_1 \cdot \pi} = \text{arc tg} \frac{2}{14,701 \cdot \pi} = 2,755^\circ$$

$$d_\mu = \frac{2}{3} \frac{s^3 - d_0^3}{s^2 - d_0^2} = \frac{2}{3} \frac{24^3 - 18^3}{24^2 - 18^2} = 21,14 \text{ mm}$$

$$\rho_n = \text{arc tg} \mu = \text{arc tg}(1,15 \cdot \mu) = \text{arc tg}(1,15 \cdot 0,1) = 7,29^\circ$$

uvršavanjem u izaz (5) dobije se:

$$M_p = 10780 \cdot \left(\frac{14,7}{2} \cdot \text{arc tg}(2,755 + 7,29) + \frac{21}{2} \cdot 0,1 \right) \cdot 10^{-3} = 23,92 \text{ Nm}$$

Provjera napona u vijku. Vijak je izložen naponu na zatezanje (uvijanje zanemareno).

$$\sigma_c = \frac{F_v}{A_1} \leq \sigma_{ed}$$

gdje su:

$$A_1 = 1,44 \text{ cm}^2 = 1,44 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{ed} = \xi_1 \cdot \sigma_{doz} = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ MPa}$$

gdje je $\xi_1 = 0,8$ faktor za popravku a σ_{doz} tabelarna vrijednost dozvoljenog napona.

Nakon uvršavanja u izraz (6) dobije se:

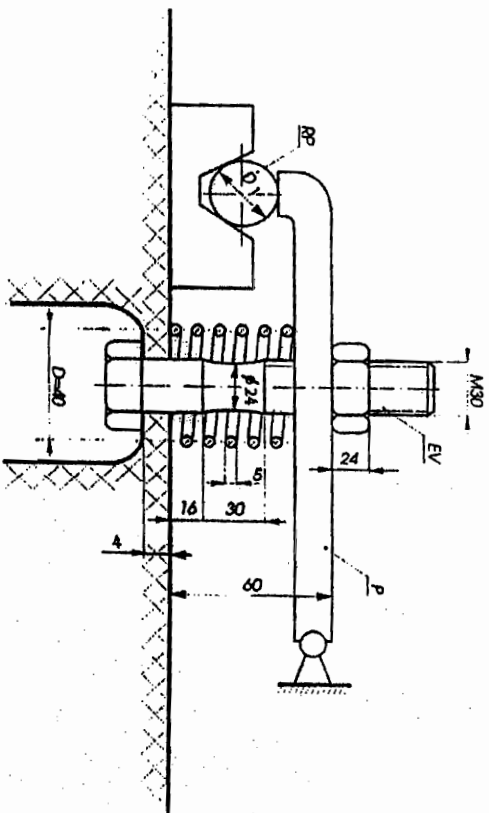
$$\sigma_c = \frac{10780}{1,44 \cdot 10^{-4}} = 74,86 \cdot 10^6 \text{ Pa} < \sigma_{ed}$$

Prema tome, pošto se napon nalazi u granicama dozvoljenog, vijak je dobro dimenzionisan.

ZADATAK 33

Na slici je prikazan uređaj za stezanje cilindričnih radnih predmeta (RP). Stezanje se ostvaruje posredstvom krute poluge (P), elastičnog vijka (EV) i cilindrične zavojne opruge čiji je materijal Č.2130 sa $G = 8,3 \cdot 10^4$ MPa, prečnik $D = 40$ mm, prečnik žice $d = 5$ mm i zazor između zavojaka $s_{\min} = 0,5$ mm. Potrebno je:

- Određiti silu pritezanja vijka ukoliko se vijak izduži za $\lambda_p = 0,2 \cdot 10^{-3}$ mm pri stezanju radnog predmeta sa maksimalnim prečnikom $D_{\max} = 32,5$ mm što je ujedno i montažni položaj uređaja za stezanje. Minimalni prečnik koji se steže je $D_{\min} = 24$ mm. Materijal vijak je 4.6 sa $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa.
- Određiti koliki je maksimalni radni uglo opruge pri stezanju radnih predmeta.
- Određiti za koliko je punih obrtaja potrebno zavrnuti navrtku iz montažnog položaja uređaja da bi došlo do blokiranja opruge i kolika je tada sila u opruzi.



Slika 33, Uređaj za stezanje

Rješenje

- Potrebne mjere za daljnji proračun preuzete iz odgovarajuće tablice za M30:

$$d = 30 \text{ mm}, A_1 = 519 \text{ mm}^2, P = 3,5 \text{ mm.}$$

Sila pritezanja vijka se može odrediti iz slijedećeg izraza:

$$F_p = c_v \cdot l_1$$

Krutosť vijka je:

$$\frac{1}{c_v} = \frac{1}{E} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} \right)$$

Dužina l_1 za presjek A_1 se dobija iz izraza:

$$l_1 = 60 - (30 + 16) + \frac{24}{2} = 26 \text{ mm}$$

Određice se površine A_2 i A_3 , a zatim i krutosť vijka:

$$A_2 = \frac{24^2 \cdot \pi}{4} = 452,4 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = \frac{30^2 \cdot \pi}{4} = 706,9 \text{ mm}^2$$

$$\frac{1}{c_v} = \frac{1}{E} \left(\frac{26}{519} + \frac{30}{452,4} + \frac{20}{706,9} \right) = \frac{0,145}{2,1 \cdot 10^5} \Rightarrow c_v = 1451259,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Sila pritezanja:

$$F_p = c_v \cdot \lambda_p = 1451259,7 \cdot 0,0002 = 290,25 \text{ N}$$

- Da bismo odredili uglo opruge, moramo odrediti krutosť opruge prema izrazu:

$$c_{op} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot z_R \cdot \chi^3}, \text{ gdje je } \chi = \frac{D}{d} = \frac{40}{5} = 8$$

Radni broj zavojaka čemo odrediti preko dužine opruge u radnom stanju:

$$l_2 = (z_R + 1,5) \cdot d + z_R \cdot s \quad (1)$$

Istovremeno je:

$$l_2 = l_{\text{mont}} - h$$

Vijci, Opruge

Hod opruge h je:

$$h = D_{1max} - D_{1min} = 32,5 - 24 = 8,5 \text{ mm, pa je:}$$

$$l_2 = 60 - 8,5 = 51,5 \text{ mm}$$

Ako se l_2 uvrsti u izraz (1), dobija se:

$$51,5 = (z_R + 1,5) \cdot 5 + z_R \cdot 0,5$$

$$5,5 \cdot z_R = 51,5 - 7,5 = 44$$

$$z_R = 8 \text{ zavojaka}$$

Krutost opruge:

$$c_{op} = \frac{83000 \cdot 5}{8 \cdot 8^3} = 12,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ugib prilikom montaže opruge:

$$f_{min} = \frac{F_p}{c_{op}} = \frac{290,25}{12,66} = 22,92 \text{ mm}$$

c) Dužina blokirane opruge se može odrediti iz sljedećeg izraza:

$$l_{bl} = (z_R + 1,5) \cdot d$$

$$l_{bl} = (8 + 1,5) \cdot 5 = 47,5 \text{ mm}$$

Ugib da bi došlo do blokiranja opruge je:

$$f_{bl} = f_{min} + (60 - 47,5)$$

$$f_{bl} = 22,92 + 12,5 = 45,42 \text{ mm}$$

Sila u opruzi je:

$$F_{bl} = c_{op} \cdot f_{bl} = 12,66 \cdot 45,42 = 575,02 \text{ N}$$

Hod pri blokadi opruge je:

$$h_{bl} = 60 - 47,5 = 12,5 \text{ mm}$$

Broj okretaja navrtke koji će izazvati blokiranje opruge:

$$n = \frac{h_{bl}}{P} = \frac{12,5}{3,5} = 3,57 \text{ okretaja}$$

ZADATAK 34

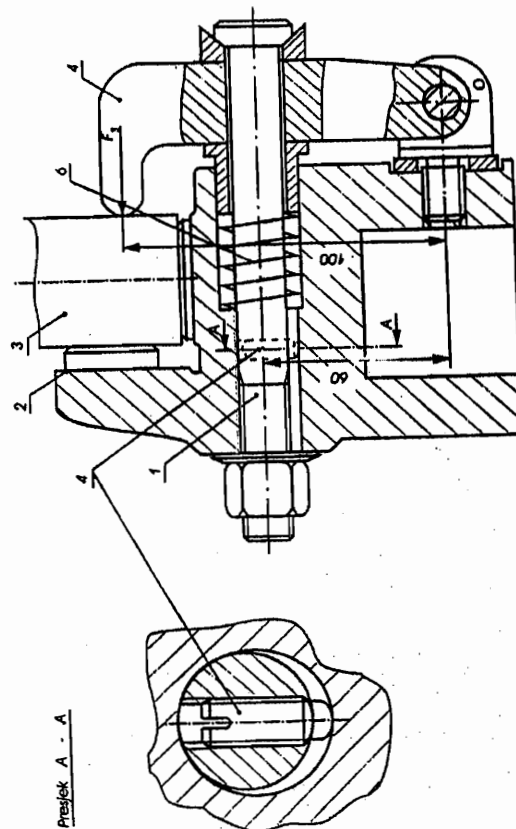
Slika ilustruje stegu za priznatične radne komade. Završni stezni element je poluga (4) koja pritezanjem vijka (1) steže obradak (3) oslonjen na držač (2) steznom silom $F_s = 6 \text{ kN}$. Položaj vijka se reguliše pomoću uvitnog vijka M6. Pri otpuštanju navrtke opruga (6) krutosti $c = 6000 \text{ N/m}$ gura steznu polugu unazad čime se radni predmet oslobađa.

Ako se pri ostvarenju sile F_s opruga sabije za 18 mm u odnosu na slobodnu dužinu, potrebno je:

a) Dimenzionisati metrički navoj na steznom vijku ako je $\sigma_{de} = 100 \text{ MPa}$;

b) Proračunati prečnik nenarezanog dijela - stabla vijka s obzirom na slabljenje presjeka i na koncentraciju napona;

Presjek A - A



Slika 34, Stezna poluga sa vijkom

Rješenje

a) Dimenzionisanje vijka

Sila koja opterećuje vijak može se odrediti iz statičkih uslova ravnoteže stezne poluge (5) prema Slici 34.1.

$$\sum M_0 = 0$$

$$-F_{op} \cdot 60 + F_s \cdot 60 - F_s \cdot 100 = 0$$

$$F_s = \frac{F_{op} \cdot 100 + F_{op} \cdot 60}{60} = \frac{6000 \cdot 100 + 108 \cdot 60}{60}$$

$$F_s = 10108 \text{ N}$$

gdje je:

$$F_{op} = c \cdot h = 6 \cdot 10^3 \cdot 18 \cdot 10^{-3} = 108 \text{ N}$$

Na osnovu dozvoljenog napona na zatezanje:

$$\sigma_{\epsilon} = \xi_1 \cdot \sigma_{cd} = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ MPa}$$

određujemo površinu poprečnog presjeka vijka:

$$\sigma_{\epsilon} = \frac{F}{A_1} \leq \sigma_{cd}$$

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_{cd}} = \frac{10108}{80 \cdot 10^6} = 126,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 1,26 \text{ cm}^2$$

Ovoj površini odgovara navoj M16 sa podacima:

$$A_1 = 1,44 \text{ cm}^2, d_2 = 14,701 \text{ mm}, p = 2 \text{ mm}, d_0 = 18 \text{ mm}, s = 24 \text{ mm}$$

b) Dimenzionisanje nenarezanog dijela (stabla) vijka

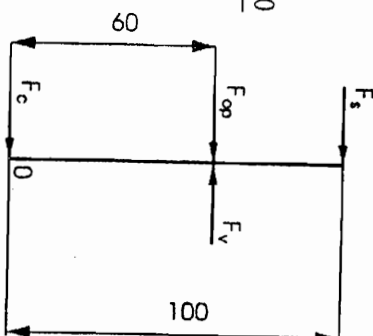
S obzirom da je stablo vijka na presjeku A-A oslabljeno zbog navoja za uvrtni vijak, potrebno je provjeriti napon u tom presjeku.

Prvo proračunamo prečnik D (Slika 34.2)

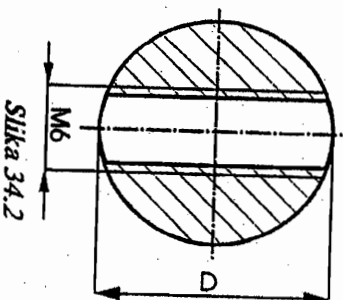
$$\sigma_z = \frac{F}{A} \leq \sigma_{zd} \Rightarrow A \geq \frac{F}{\sigma_{zd}}$$

$$A \approx \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - D \cdot 6$$

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - D \cdot 6 \geq \frac{F}{\sigma_{zd}}$$



Slika 34.1



Slika 34.2

Nakon srednivanja, dobije se kvadratna nejednačina:

$$D^2 \cdot \pi - D \cdot 24 - \frac{F}{\sigma_{zd}} \cdot 4 \geq 0$$

kod koje ćemo razmotriti samo pozitivno rješenje:

$$D = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} = \frac{24 + \sqrt{24^2 + 4 \cdot \pi \cdot \frac{10108}{100}}}{2 \cdot \pi} = 15,8 \text{ mm}$$

Znači, za nenarezani dio vijka možemo usvojiti prečnik D=16.

S obzirom da je u presjeku A-A, zbog otvora za uvrtni vijak prisutna koncentracija napona, potrebno je još jednom provjeriti ovaj presjek.

Nominalni napon na zatezanje u presjeku A-A je:

$$\sigma_{cn} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - D \cdot 6} = \frac{10108}{\frac{16^2 \cdot \pi}{4} - 16 \cdot 6} = 96,24 \text{ MPa}$$

Maksimalni napon u istom presjeku, zbog koncentracije napona je:

$$\sigma_{cmax} = \alpha_r \cdot \sigma_{cn} = 2,7 \cdot 96,24 = 259,84 \text{ MPa}$$

gdje je $\alpha_r = 2,7$ - faktor koncentracije napona za cilindrični štap sa otvorom u sredini izložen zatezanju.

Napon je veći od dozvoljenog, stoga je potrebno izvršiti ponovo dimenzionisanje stabla.

$$\alpha_r \cdot \sigma_{cn} \leq \sigma_{de}$$

$$\frac{\alpha_r \cdot F}{\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - D \cdot 6} \leq \sigma_{de}$$

Nakon srednivanja dobije se kvadratna jednačina:

$$100 \cdot D^2 \cdot \pi - 2400 \cdot D - 4 \cdot \alpha_r \cdot F \geq 0$$

čije je pozitivno rješenje:

$$D = \frac{b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} = \frac{2400 + \sqrt{2400^2 + 4 \cdot 100 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 2,7 \cdot 10108}}{2 \cdot 100 \cdot \pi}$$

$$D = 22,855 \text{ mm}$$

Usvaja se prečnik D=24 mm.

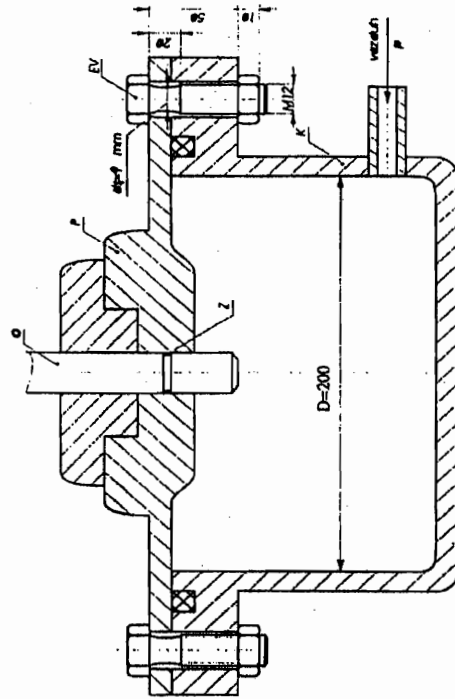
ZADATAK 35

Na slici je prikazan standardni uređaj za ispitivanje zaptivača. Uređaj se sastoji iz kućišta (K) zatvorenog sa poklopcem (P) pomoću 4 elastična vijka (EV) dimenzija predstavljenih na slici. U poklopac se pomoću posebnog dijela ubacuje osovinica (O) sa zaptivačem (Z) koji se ispituje. Ispitivanje se izvodi tako da što se vazduh pod pritiskom dovodi u kućište sa njegove desne strane, s tim da je kompletan uređaj potopljen u vodu dodatnog pribora za ispitivanje koji ovdje nije prikazan. Potrebno je:

a) Odrediti pri kolikom maksimalnom pritisku p_{\max} će doći do otvaranja poklopa, ako se vijci izrađeni od $\sigma_s = 5,6$ sa $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa pri njihovom pritezanju izduže za $\lambda_v = 0,012$ mm i ako je $c_p / c_v = 4$.

b) Odrediti koliko je ukupno izduženje vijaka ako je maksimalni pritisak koji se koristi za ispitivanje zaptivača $p_{\max} = 0,2$ MPa.

c) Odrediti pri kolikoj sili pritezanja bi došlo do plastičnih deformacija vijaka, ako je koeficijent trenja između zavojaka $\mu = 0,1$, a koeficijent trenja između navrtke i kućišta $\mu_v = 0,1$, te $\alpha = \sigma_v / \tau_v = 1,6$.



Slika 35, Uređaj za ispitivanje zaptivača

Rješenje

a) Da bi došlo do rastavljanja poklopca, morala bi se dodatna sila u spojenim dijelovima (poklopac - kućište) koja se javlja u toku rada izjednačiti sa silom pritezanja vijaka:

$$F_p = \Delta F_p$$

Sila pritezanja vijaka:

$$F_p = c_v \cdot \lambda_v$$

λ_v je poznato, pa je krutost vijaka c_v :

$$\frac{1}{c_v} = \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right)$$

Za vijak M12 iz odgovarajuće tablice je $A_1 = 76,2$ mm², a sa slike je $l_1 = 30 + 10/2 = 35$ mm, dok je druga nepoznata površina:

$$A_2 = A_s = \frac{d_s^2 \cdot \pi}{4} = \frac{9^2 \cdot \pi}{4} = 63,6$$
 mm²

$$l_2 = 50 - 30 = 20$$
 mm

$$\frac{1}{c_v} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{35}{76,2} + \frac{20}{63,6} \right) = 0,0000036$$
 mm/N

$$c_v = 277777,7$$
 N/mm

Sada je sila pritezanja vijaka:

$$F_p = 277777,7 \cdot 0,012 = 3333,3$$
 N

Dodatna sila u spojenim dijelovima u toku rada:

$$\Delta F_p = \frac{c_p}{c_p + c_v} \cdot F_R$$

Ako se u ovaj izraz zamjeni zadani odnos $c_p / c_v = 4$, odnosno $c_v = c_p / 4$, dobija se:

$$\Delta F_p = \frac{4}{5} \cdot F_R$$

Radna sila (u toku ispitivanja) je:

$$F_R = p_{\max} \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

Radna sila po jednom vijku:

$$F_{R1} = p_{\max} \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{1}{4} = p_{\max} \frac{D^2 \cdot \pi}{16}$$

Dodatna sila u spojenim djelovima je:

$$\Delta F_p = \frac{4}{5} \cdot p_{\max} \frac{D^2 \cdot \pi}{16} = p_{\max} \frac{D^2 \cdot \pi}{20}$$

Kada se ova sila izjednači sa silom pritezanja, može se naći p_{\max} :

$$p_{\max} = \frac{20 \cdot F_p}{D^2 \cdot \pi} = \frac{20 \cdot 3333,3}{0,2^2 \cdot \pi} = 530785,5 \text{ Pa} = 0,53 \text{ MPa}$$

b) Ukupno izduženje jednog vijka je:

$$\lambda_{\text{uk}} = \lambda_v + \Delta \lambda_v$$

Pošto je $\lambda_v = 0,012 \text{ mm}$ - poznato, to će se odrediti pristašaj izduženja uslijed

dejstva radne sile:

$$\Delta \lambda_v = \Delta F_v / c_v$$

Dodatna sila za jedan vijak u toku rada:

$$\Delta F_v = \frac{c_v}{c_v + c_p} \cdot F_{R1}$$

Radna sila pri pritisku ispitivanja $p_{\max} = 0,2 \text{ MPa}$:

$$F_R = p_{\max} \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 0,2 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,2^2 \cdot \pi}{4} = 6283,1 \text{ N}$$

Radna sila za 1 vijak:

$$F_{R1} = \frac{F_R}{4} = \frac{6283,1}{4} = 1570,8 \text{ N}$$

Ako se u izraz za dodatnu silu u vijcima zamijeni odnos $c_p / c_v = 4$, odnosno

$c_v = c_p / 4$, dobija se:

$$\Delta F_v = \frac{1}{5} \cdot F_{R1} = \frac{1}{5} \cdot 1570,8 = 314,16 \text{ N}$$

Dodano izduženje vijka:

$$\Delta \lambda_v = \frac{\Delta F_v}{c_v} = \frac{314,16}{27777,7} = 0,00113 \text{ mm}$$

Ukupno izduženje vijka je:

$$\lambda_v = 0,012 + 0,00113 = 0,01313 \text{ mm} = 13,13 \mu\text{m}$$

c) Do trajnih plastičnih deformacija vijaka bi došlo ako bi se napon na kraju pritezanja σ_{\max} izjednačio sa granicom razvlačenja σ_c :

$$\sigma_{\max} = \sigma_c$$

Napon na kraju pritezanja u vijku je:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_v^2 + (\alpha \tau_v)^2} \quad (1)$$

gdje su σ_v i τ_v naponi na zatezanje i uvijanje respektivno.

Moment uvijanja M_u jednak je momentu trenja između zavojaka M_c :

$$M_u = M_c, \text{ pri čemu je:}$$

$$M_u = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho')$$

Podaci za vijak M12 su: $P = 1,75 \text{ mm}$, $d_2 = 10,863 \text{ mm}$, pa je:

$$\text{tg} \alpha = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \frac{1,75}{10,863 \cdot \pi} = 0,0512 \Rightarrow \alpha = \arctg 0,0512 = 2,93^\circ$$

$$\text{tg} \rho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos 30^\circ} = \frac{0,1}{\cos 30^\circ} = 0,115 \Rightarrow \rho' = \arctg 0,115 = 6,58^\circ$$

$$M_v = F_p \cdot \frac{10,863}{2} \cdot tg(2,93 + 6,58) = 0,91 \cdot F_p$$

Na kritičnom presjeku vijka $d_s = 9$ mm je $A_s = 63,61$ mm².

Otporni moment je:

$$W_o = \frac{d_s^3 \cdot \pi}{16} = 143,13$$

S obzirom da je $\sigma_v = 300$ MPa = 300 N/mm² i $\alpha = 1,6$, ako se izvrši kvadriranje izraza (1) dobivamo:

$$90000 = \left(\frac{F_p}{63,61} \right)^2 + \left(1,6 \cdot \frac{0,91 \cdot F_p}{143,13} \right)^2$$

$$F_p = 16109,1 \text{ N} \approx 16,11 \text{ kN}$$

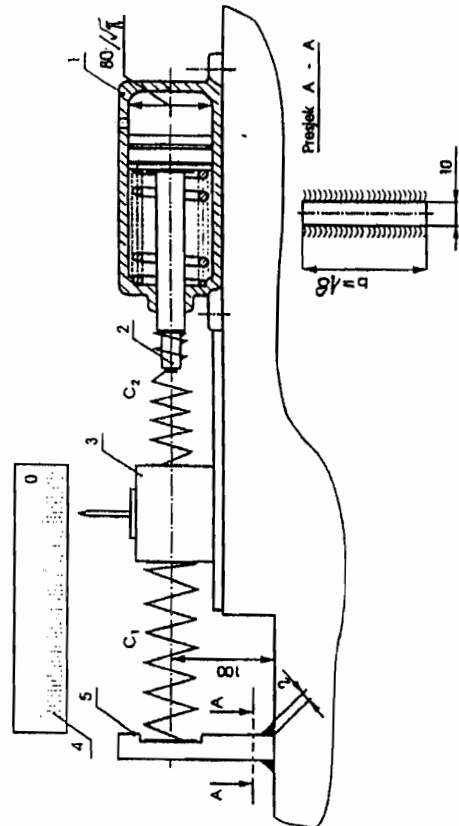
ZADATAK 36

Uredaj na slici služi za kontrolu pritiska u cilindru (1). Porastom pritiska p vrši se pomijeranje klipa (2) koji sabija oprugu čija je krutost $c_2 = 1500$ N/m. Ova opruga dalje gura klizač (3) sa pokazivačem, zanemarljive mase, koji se naslanja na oprugu krutosti c_1 . Kontrola kretanja klizača vrši se pomoću milimetarske skale (4). U početnom trenutku pritisak $p=0$ i opruge su nenapregnute. Zatim pritisak raste do radne vrijednosti p_r .

Ako je ukupna krutost sistema opruga $c_{uk} = 1000$ N/m i pritisak u cilindru $p_r = 0,075$ MPa potrebno je odrediti:

- Koliku vrijednost će kazaljka pokazivati na milimetarskoj skali;
- Koliki max. pritisak se smije ostvariti u cilindru s obzirom na blokiranoost opruge krutosti c_2 , ako ova opruga ima $Z_{uk} = 12$ i prečnik žice $d = 3$ mm, dok je prečnik $D = 36$ mm i $L = 160$ mm. Provjeriti napon u opruzi za ovaj slučaj ako je $\tau_{dt} = 500$ MPa;

- Koliki je dinamički stepen sigurnosti za normalna naprezanja vara kojim je pločica (5) vezana za postolje. Materijal zavarenih dijelova je Č.0345 a $\xi \sigma_{uk} = 0,5$. Proračun vršiti sa silu pri pritisku iz tačke a).



Slika 36, Uredaj za kontrolu pritiska

Rješenje

- Sistem predstavlja serijski vezane opruge opterećene silom F

$$F = p \cdot A = 0,075 \cdot 10^6 \cdot \frac{\left(\frac{80}{\sqrt{\pi}} \right)^2 \cdot \pi \cdot 10^{-6}}{4} = 120 \text{ N}$$

Na osnovu jednačine za krutost sistema opruga nalazimo krutost prve opruge:

$$\frac{1}{c_{uk}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \Rightarrow \frac{1}{1000} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{1500}$$

$$c_1 = \frac{c_{uk} \cdot c_2}{c_2 - c_{uk}} = \frac{1000 \cdot 1500}{1500 - 1000} = 3000 \text{ N/m}$$

Sila kod serijski vezanih opruga podjednako se prenosi na obje opruge, pa je stoga ugib prve opruge ujedno i iznos pomjeranja kazaljke i iznosi:

$$f_1 = \frac{F}{c_1} = \frac{120}{3000} = 0,04 \text{ m}$$

b) Provjera maksimalno dozvoljenog pritiska u cilindru

To je onaj pritisak koji će izazvati blokiranost opruge sa manjom krutosti, u ovom slučaju opruge 2.

$$f_2 = \frac{F}{C_2} = \frac{120}{1500} = 0,08 \text{ m}$$

$F = F_1 = F_2$ - serijska veza opruga

$$l_{b1} = z_{uk} \cdot d = (z_{uk} + 1,5) \cdot d = (12 + 1,5) \cdot 3 = 40,5 \text{ mm}$$

$$f_{max} = L_2 - l_1 = 160 - 40,5 = 119,5 \text{ mm}$$

$$F_{max} = C_2 \cdot f_{max} = 1500 \cdot 119,5 \cdot 10^{-3} = 179,25 \text{ N}$$

Pritisak koji izaziva blokiranje opruge 2.

$$P_{max} = \frac{F_{max}}{A} = \frac{179,25}{\left(\frac{80}{\sqrt{\pi}}\right)^2 \cdot \pi} = 0,112 \text{ MPa}$$

Provjera napona u opruzi 2.

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot F_{max} \cdot r}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 179,25 \cdot \frac{36}{2}}{\pi \cdot 3^3 \cdot 10^{-9}} = 608 \text{ MPa} > \tau_{d1} = 500 \text{ MPa}$$

Napon je veći od dozvoljenog.

c) Var je napregnut na savijanje i to čisto jednosmjerno promjenjivim opterećenjem

Moment savijanja vara i otporni moment:

$$M_f = F \cdot l = 120 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 12 \text{ Nm}$$



Slika 36.1

$$b = l_1 = 60 - 2 \cdot 2 = 56 \text{ mm}$$

$$\frac{b \cdot h_1^3}{12} = \frac{b \cdot h_2^3}{12} = \frac{56 \cdot 7^3}{12} = \frac{56 \cdot 5^3}{12}$$

$$W = \frac{12}{h_1} = \frac{12}{7} = \frac{12}{2} = 290,6 \text{ mm}^3$$

Napon u varu:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{12}{290,6 \cdot 10^{-9}} = 41,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{sr} = \sigma_a = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{41,3}{2} = 20,65 \text{ MPa}$$

Iz Smith-ovog dijagrama za dati materijal je $\sigma_b = 190 \text{ MPa}$, pa je:

$$\sigma_a = \sigma_b - \sigma_{sr} = 190 - 20,65 = 169,35 \text{ MPa}$$

Dinamički stepen sigurnosti zavarjenog spoja:

$$v_D = \xi_{\sigma_a} \cdot \sigma_a = 0,5 \cdot 169,35 = 84,675$$

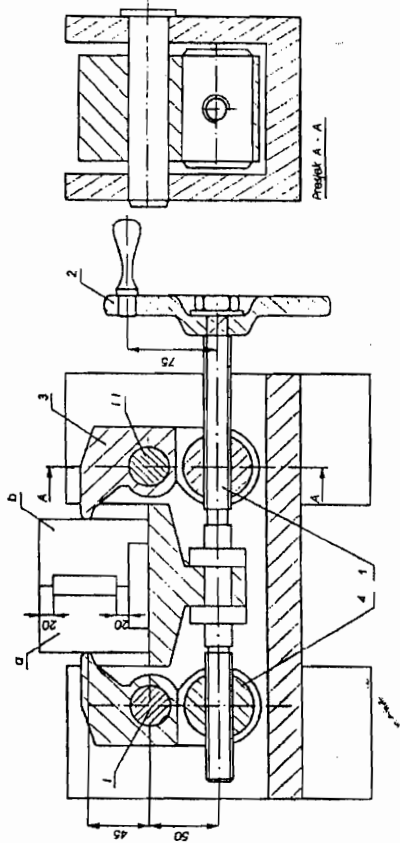
Stepen sigurnosti zadovoljava.

ZADATAK 37

Stezanje para prizmatičnih komada a i b ostvaruje se pomoću stege sa navojnim vretenom. Obrtanje navojnog vretena (1) koje sa jedne strane ima lijevi, a sa druge strane trapezni navoj ostvaruje se okretanjem točka (2) što dalje prouzrokuje primicanje (odmicanje) steznih šapa (3) koje se mogu rotirati oko osa I i II. Pritisak koji vlada na dodiru između dva obratka čija je dužina po 100 mm iznosi $p=2,5 \text{ MPa}$ i tada je stezna sila maksimalna. Materijal zavojnog vretena je Č.0545 sa $\sigma_f=120 \text{ MPa}$ i $\tau_f=60 \text{ MPa}$. Trenje na dijelovima vretena bez navoja zanemariti.

Potrebno je:

- Dimenzionirati navojno vreteno i izvršiti provjeru napona u istom, kao i provjeru samoodvrtanja ako je koeficijent trenja $\mu=0,1$;
- Određiti silu na ratici točka potrebnu za ostvarivanje date stezne sile uz komentar;
- Izračunati minimalni prečnik osovine (4) ako je dozvoljeni površinski pritisak u navojima iste $p_{doz}=10 \text{ MPa}$.



Slika 37. Stega sa navojnim vretenom

Rješenje

a) Dimenzionisanje zavojnog vretena

Vreteno je napregnuto na pritisak i uvijanje. Sila koja opterećuje vreteno može se dobiti iz statičkih uslova ravnoteže jedne od poluga. Slika 37.1.

$$F_s \cdot 45 = F_v \cdot 50 \quad (1)$$

gdje je stezna sila F_s :

$$F_s = p \cdot A = 2.5 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 20 \cdot 100 \cdot 10^{-6}$$

$$F_s = 10000 \text{ N} = 10 \text{ kN}$$

Iz jednačine (1) je:

$$F_v = F_s \cdot \frac{45}{50} = 10 \cdot \frac{45}{50} = 9 \text{ kN}$$

Za određivanje površine jezgra vretena poslužiće nam napon na pritisak:

Slika 37.1.

$$\sigma_c = \frac{F_v}{A_1} \leq \sigma_{cd}$$

$$\sigma_{cd} = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \sigma_{cd,0} = 0.8 \cdot 0.8 \cdot 120 = 76.8 \text{ MPa} \quad (2)$$

Iz jednačine (2) se dobije:

$$A_1 = \frac{F_v}{\sigma_{cd}} = \frac{9000}{76.8 \cdot 10^6} = 117.18 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$$

Ovoj površini odgovara zavojnica Tr18x4 sa ostalim podacima:

$$A_1 = 143 \text{ mm}^2, d_1 = 13.5 \text{ mm}, H_1 = 1.75 \text{ mm}, d_2 = 16 \text{ mm}$$

Provjera napona u vretenu na osnovu izračunatih i usvojenih dimenzija

Napon na pritisak:

$$\sigma_c = \frac{F_v}{A_1} = \frac{9000}{143 \cdot 10^{-6}} = 62.93 \text{ MPa} \quad (3)$$

Napon na uvijanje:

$$\tau_1 = \frac{M_1}{W_0} = \frac{F_s \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho)}{\frac{d_1^3 \cdot \pi}{16}} \quad (4)$$

$$M_1 = 9000 \cdot \frac{16}{2} \cdot 10^{-3} \cdot \text{tg}(5.056^\circ + 6.56^\circ) = 13.285 \text{ Nm}$$

gdje su:

$$\alpha = \arctg \frac{p}{d_2 \cdot \pi} = \arctg \frac{4}{16 \cdot \pi} = 5.056^\circ$$

$$\rho = \arctg \mu = \arctg(1.035 \cdot 0.1) = 6.56^\circ$$

$$W_0 = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{13.5^3 \cdot 10^{-9} \cdot \pi}{16} = 483 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

Nakon uvrštavanja izračunatih podataka dobije se:

$$\tau_1 = \frac{13.285}{483 \cdot 10^{-9}} = 27.5 \text{ MPa}$$

Svedeni napon:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_c^2 + \left(\frac{\sigma_d}{\tau_d} \cdot \tau_1\right)^2} = \sqrt{62.93^2 + \left(\frac{120}{60} \cdot 27.5\right)^2} = 83.57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_i < \sigma_{dk}$$

$$\sigma_{dk} > \xi_1 \cdot \sigma_{dk} = 0.8 \cdot 120 = 96 \text{ MPa}$$

Prema tome, vratilo je dobro dimenzionisano, a pošto je $\alpha < \rho$ neće doći do samoodvrtanja.

b) Potrebna sila za pritezanje na ručici točka

Određuje se na osnovu izračuna og momenta M_1 u navojnom spoju:

$$F_R \cdot \frac{d}{2} = M_1$$

$$F_R = \frac{2 \cdot M_1}{d} = \frac{2 \cdot 13,285}{0,15} = 177,13 \text{ N}$$

Sila se nalazi u granicama preporučene sile.

c) Proračun minimalnog prečnika osovinice

Veličina ovog prečnika ovisiće od dužine narezanog dijela koji se dobije iz uslova dozvoljenog površinskog pritiska među navojima vretena i osovinice.

$$p = \frac{F_v}{A} = \frac{F_v}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} < p_d$$

$$z = \frac{F_v}{p_d \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{10 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1,75 \cdot 10^{-3}} = 10,23$$

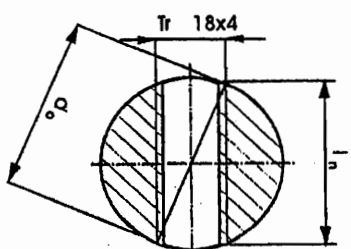
Usvaja se $z=11$ zavojačka na vratilu, što znači da je dužina narezanog dijela:

$$l_n = z \cdot P = 11 \cdot 4 = 44 \text{ mm}$$

Minimalni prečnik cilindra može se odrediti prema priloženoj skici:

$$d_0 = \sqrt{l_n^2 + d_n^2}$$

$$d_0 = \sqrt{44^2 + 18^2} = 47,5 \text{ mm}$$



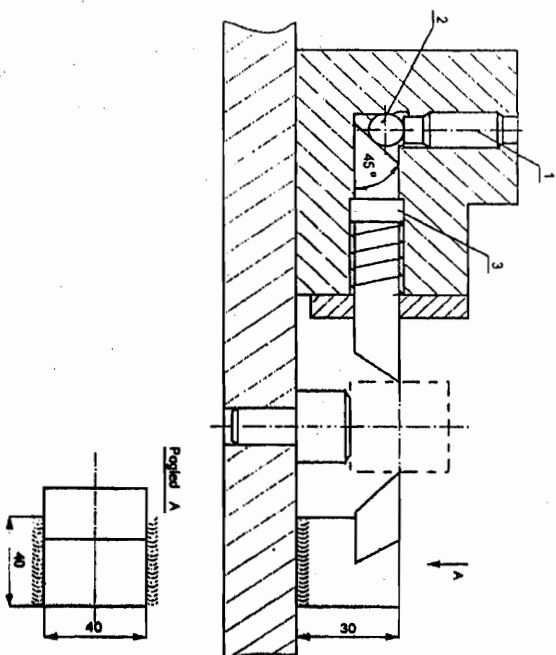
Slika 37.2

ZADATAK 38

Na slici je prikazana stega za prizmatične radne komade. Stezanje se realizuje uvrtanjem vijka M10 koji potiskuje polugu (2). Na steznoj poluzi se nalazi kompresiona zavojna opruga krutosti $c=6 \cdot 10^3$ N/m koja u slučaju otpuštanja komada istu vraća unazad. Ugib opruge u montažnom stanju je $f=5$ mm i to je ujedno nulti položaj stega, stezna sila je jednaka nuli. Nakon što se uvrtani vijak okrene 6 puta iz nultog položaja ostvari se stezna sila $F_S=2500$ N.

Potrebno je :

- Provjeriti napon u vijku ako je dozvoljeni nominalni napon za materijal vijka 90 MPa;
- Izračunati kolika je minimalna dužina narezanog dijela vijka, ako je $p_{\text{dovz}}=30$ MPa;
- Određiti broj zavojačka opruge i provjeriti napon u opruzi ako je $d=2,5$ mm, $\gamma=8$, $G=80$ GPa, i $\tau_p=700$ MPa;
- Provjeriti da li var izabranih dimenzija zadovoljava ako je $a=4$ mm, $\alpha=\sqrt{3}$ i $\sigma=180$ MPa.



Slika 38, Stega sa uvrtanim vijkom

Opruge, Zavareni spojevi, Vijci

Rješenje

a) Provjera napona u vijku
 Vijak je napregnut na pritisak, a sila koja izaziva ovo naprezanje je:

$$F_v = F_s + F_{op}$$

$$F_{op} = c \cdot f = c \cdot (f_{min} + f_{end}) = 6000 \cdot (15 + 9) \cdot 10^{-3} = 144 \text{ N}$$

gdje je radni ugib opruge s obzirom na broj okretaja vijka:

$$f_{end} = 6 \cdot P = 6 \cdot 1,5 = 9 \text{ mm}$$

$$F_v = 2500 + 144 = 2644 \text{ N}$$

Napon na pritisak:

$$\sigma_p \leq \frac{F_v}{A_1} \leq \sigma_{pd}$$

Dozvoljeni napon na pritisak je:

$$\sigma_{pd} = \xi_1 \cdot \sigma_{pd_0} = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_p = \frac{2644}{52,3 \cdot 10^{-6}} = 50,55 \text{ MPa} < \sigma_{pd}$$

Vijak je dobro dimenzionisan.

b) Minimalna dužina narezanog dijela
 Ova dužina se određuje na osnovu dozvoljenog površinskog pritiska u navojima vijka.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{0,588 \cdot F_v}{d^2 \cdot l} \leq p_d$$

Dozvoljeni površinski pritisak za dati materijal je:

$$p_d = \xi_1 \cdot p_{d_0} = 0,8 \cdot 30 = 24 \text{ MPa}$$

$$l \geq \frac{0,588 \cdot F_v}{d_1 \cdot p_d} = \frac{0,588 \cdot 2644}{9,026 \cdot 24} = 7,17 \text{ mm}$$

c) Proračun broja zavojaka i provjera napona u opruzi

$$z = \frac{f \cdot d^4 \cdot G}{64 \cdot r^3 \cdot F} = \frac{24 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5^4 \cdot 10^{-12} \cdot 80 \cdot 10^9}{64 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-9} \cdot 144} = 8,13$$

gdje je:

$$r = \frac{D}{2} = \frac{d \cdot x}{2} = \frac{2,5 \cdot 8}{2} = 10 \text{ mm}$$

Usvaja se 9 zavojaka.

Ukupan broj zavojaka je:

$$z_{uk} = z_{sk} + 1,5 = 9 + 1,5 = 10,5$$

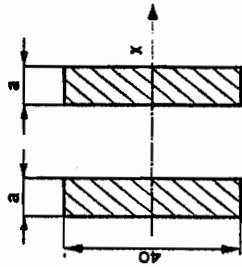
Napon u opruzi:

$$\tau_t = \frac{16 \cdot 144 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 2,5^3 \cdot 10^{-9}} = 469,4 \text{ MPa} \leq \tau_{d_1} = 760 \text{ MPa}$$

d) Provjera vara

Var je napregnut statički i to naponima na savijanje i smicanje koje prouzrokuje stezna sila F_s .

Napon na savijanje:



Slika 38.1

$$M_r = F_s \cdot l = 2500 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 75 \text{ Nm}$$

$$W = 2 \cdot \frac{a \cdot h^2}{6}$$

$$W = 2 \cdot \frac{4 \cdot (40 - 2 \cdot 4)^2}{6} = 1365 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$\sigma_r = \frac{M_r}{W} = \frac{75}{1365 \cdot 10^{-9}} = 54,93 \text{ MPa}$$

Napon na smicanje:

$$\tau_s = \frac{F_s}{A} = \frac{2500}{2 \cdot a \cdot h_t} = \frac{2500}{2 \cdot 4 \cdot 32 \cdot 10^{-6}} = 9,76 \text{ MPa}$$

Svedeni napon:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_r^2 + \alpha^2 \cdot \tau_s^2} \leq \sigma_d$$

$$\sigma_i = \sqrt{54,93^2 + (\sqrt{3} \cdot 9,76)^2} = 57,47 \text{ MPa} < \sigma_d = 97,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_d = \xi \cdot \sigma_{sk} = 0,65 \cdot 150 = 97,5 \text{ MPa}$$

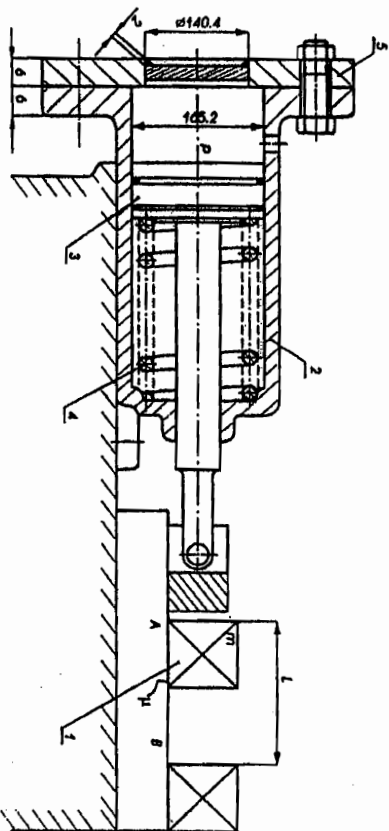
Var je dobro dimenzioniran.

ZADATAK 39

Na slici je prikazan pneumatski sistem za premještanje odливaka (1) u određenom taktu iz položaja A u položaj B, gdje se vrši njihova dalja obrada. Uredaj se sastoji od pneumatskog cilindra (2), klipa sa polugom (3) i opruge (4). Poklopac (5) je sa tijelom cilindra spojen sa 6 vijaka M8. Kada je klip (3) u položaju A, opruga (4) čija je krutost $c=5 \cdot 10^3 \text{ N/m}$ je u nenapregnutom stanju i pritisak u cilindru je $p=0$. Odливci imaju masu $m=1,4 \text{ t}$ i premještau se za dužinu 400 mm. Koeficijent trenja između odливка i podloge je $\mu=0,5$.

Potrebno je izračunati:

- Pritisak p u cilindru u trenutku kad je komad odgurnut u krajnji desni položaj;
- Dinamički stepen sigurnosti vara na poklopcu cilindra i to za tangencijalna naprezanja i komentarisati isti. Materijal zavarenih dijelova je Č.0645 a koeficijent $\zeta_{uk}=0,288$;
- Statički stepen sigurnosti u odnosu na granicu razvlačenja vijčane veze u toku rada ako je $E_p=205 \text{ GPa}$, materijal vijka je 4.6 a u toku rada se jedan vijak izduži za $0,7 \mu\text{m}$;
- Koliki maksimalni teret se smije gurati ovim cilindrom s obzirom na zaptivenost između poklopca i cilindra.



Slika 39, Pneumatski cilindar za premještanje odливaka

Rješenje

- Pritisak u cilindru

Sila trenja i sila opruge:

$$F_N = m \cdot g = 1400 \cdot 10 = 14000 \text{ N}$$

$$F_{\mu} = \mu \cdot F_N = 0,5 \cdot 14000 = 7000 \text{ N}$$

$$F_{op} = c \cdot l = 5 \cdot 10^3 \cdot 0,4 = 2000 \text{ N}$$

Ukupna sila na klipu i pritisak u cilindru:

$$F_{uk} = F_{\mu} + F_{op} = 7000 + 2000 = 9000 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_{uk}}{A} = \frac{9000}{165,2^2 \cdot \pi} = 0,42 \text{ MPa}$$

Sila koja otpada na jedan vijak je:

$$F_v = \frac{F_{uk}}{z} = \frac{9000}{6} = 1500 \text{ N}$$

- Dinamički stepen sigurnosti vara

Var je napregnut na smicanje, a naprezanje je čisto jednosmjerno promjenjivo.

$$F_S = p \cdot A = 0,42 \cdot 10^6 \cdot \frac{140,4^2 \cdot \pi}{4} = 6502 \text{ N}$$

$$A_S = d \cdot \pi \cdot a = 140,4 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 882,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\tau_s = \frac{F_S}{A_S} = \frac{6502}{882,1 \cdot 10^{-6}} = 7,36 \text{ MPa}$$

$$\tau_{st} = \tau_s = \frac{7,36}{2} = 3,684 \text{ MPa}$$

Iz Smith-ovog dijagrama na osnovu τ_s za Č.0645 je $\tau_D = 160 \text{ MPa}$ pa je:

$$\tau_A = \tau_D - \tau_s \approx 160 \text{ MPa}$$

Dinamički stepen sigurnosti

$$U = \zeta_{uk} \cdot \frac{\tau_A}{\tau_s} = 0,288 \cdot \frac{160}{3,684} = 12,5$$

- Stepen sigurnosti vijka u toku rada

Podaci za navoj M8:

$$A_1 = 32,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2, S = 13 \text{ mm}, D_0 = 9 \text{ mm}, \text{tg}\delta = 0,2.$$

Zavareni spojevi, Vijci

Proračun krutosti ploče:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(s + \frac{l}{2} \cdot \text{tg} \delta \right)^2 - D_0^2 \right] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(\frac{12}{2} \cdot 0,2 \right)^2 - 9^2 \right] = 94,75 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$c_p = E_p \cdot \frac{A_p}{l_p} = 205 \cdot 10^9 \cdot \frac{94,75 \cdot 10^{-6}}{12 \cdot 10^{-3}} = 1618,65 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Krutost vijka može se izračunati iz:

$$F_R = (c_v + c_p) \cdot \Delta \lambda$$

$$c_v = \frac{F_R - c_p}{\Delta \lambda} = \frac{1500}{0,7 \cdot 10^{-6}} - 1618,65 \cdot 10^6 = 524,2 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Ukupna sila u vijku i napon na zatezanje vijka:

$$F_v = F_p + \Delta F_v = F_p + c_v \cdot \Delta \lambda = 5125 + 524,2 \cdot 0,7 = 4492 \text{ N}$$

gdje je $F_p/F_R = 2,75$ za 3.6 odakle je

$$F_p = 2,75 \cdot F_R = 2,75 \cdot 1500 = 4125 \text{ N}$$

$$\sigma_z = \frac{F_p}{A_1} = \frac{4125}{32,8 \cdot 10^{-6}} = 136,95 \text{ MPa}$$

Stepen sigurnosti vijka u toku rada:

$$u = \frac{\sigma_r}{\sigma} = \frac{240}{136,95} = 1,75$$

Stepen sigurnosti zadovoljava.

d) Maksimalni teret s obzirom na zaptivenost cilindra

Maksimalni teret će izazvati pojavu kritične sile

$$F_{kr} = F_p \cdot \frac{c_p + c_v}{c_p} = 4125 \cdot \frac{1618,65 + 524,2}{1618,65} = 5460,8 \text{ N}$$

Ukupna sila na čelu klipa:

$$F_{uk} = F_{kr} \cdot 6 = 5460,8 \cdot 6 = 32765,3 \text{ N}$$

Normalna sila, odnosno masa tereta koja je maksimalno dozvoljena dobije se iz:

$$F_{\mu} = F_{uk} - F_{op} = 32765,3 - 2000 = 30765,3 \text{ N}$$

$$F_N = \frac{F_{\mu}}{\mu} = \frac{30765,3}{0,5} = 61530,5 \text{ N}$$

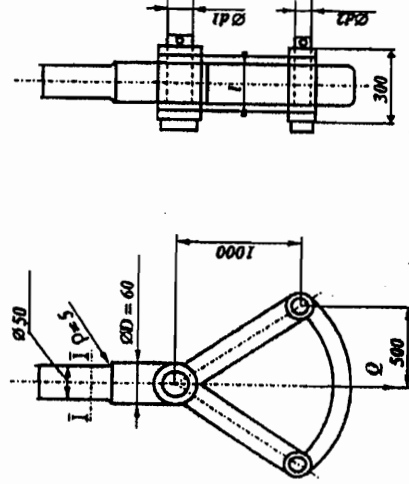
$$m = \frac{F_N}{g} = \frac{61530,5}{10} = 6153 \text{ kg}$$

ZADATAK 40

Pomoću kuke dizalice prikazane na slici podiže se teret od $Q_{\max} = 60 \text{ kN}$.

Potrebno je odrediti:

- Prečnike osovinica ϕd_1 i ϕd_2 , ako je $\sigma_{\text{doz}} = 60 \text{ MPa}$
- Kolika mora biti dužina l da bi osovinice izdržale naprezanje na površinski pritisak $P_{\text{doz}} = 15 \text{ MPa}$
- Dinamički stepen sigurnosti u presjeku I-I, ako je naprezanje čisto jednosmjerno promjenljivo. Materijal kuke je Č.0645, a površine kuke su grubo obrađene.

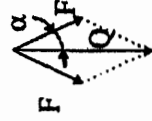


Slika 40, Kuka dizalice

Rješenje:

a) Potrebno je odrediti silu koja opterećuje osovinice u krakovima kuke.

Sila Q - težina tereta je rezultanta (vidi sliku).



Slika 40.1 Slaganje sila u krakovima kuke

Ugao α se može odrediti na osnovu zadanih mjera:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{500}{1000} = 0,5 \Rightarrow \alpha = \arctg 0,5 = 26,56^\circ$$

Sila u kratku kuke:

$$F = \frac{Q}{2 \cdot \cos \alpha} = \frac{60000}{2 \cdot 0,89} = 33708 \text{ N}$$

Prečnici osovinica se određuju na osnovu napona na savijanje:

$$\sigma_{s1} = \frac{M_{s1}}{W_{s1}} \leq \sigma_{sdoz} \quad ; \quad \sigma_{s2} = \frac{M_{s2}}{W_{s2}} \leq \sigma_{sdoz} \quad \text{gdje su:}$$

$$M_{s1} = \frac{Q \cdot L}{8} = \frac{60000 \cdot 0,3}{8} = 2250 \text{ Nm}$$

$$M_{s2} = \frac{F \cdot L}{8} = \frac{33708 \cdot 0,3}{8} = 1264,045 \text{ Nm}$$

Pošto su $W_{s1} = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{32}$ i $W_{s2} = \frac{d_2^3 \cdot \pi}{32}$, onda su prečnici:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{s1}}{\pi \cdot \sigma_{sdoz}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2250}{\pi \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,0725 \text{ m}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{s2}}{\pi \cdot \sigma_{sdoz}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1264,045}{\pi \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,0598 \text{ m}$$

Zaokruživanjem na standardne prečnike dobija se $d_{s1} = 75 \text{ mm}$ i $d_{s2} = 60 \text{ mm}$.

b) Naprezanje osovinica na površinski pritisak:

$$p_1 = \frac{Q}{d_1 \cdot l_1} \leq p_{kox} \quad p_2 = \frac{F}{d_2 \cdot l_2} \leq p_{kox} \quad \text{pa su:}$$

$$l_1 \geq \frac{d_1 \cdot p_{kox}}{F} = \frac{0,075 \cdot 15 \cdot 10^6}{33708} = 0,0533 \text{ m}$$

$$l_2 \geq \frac{d_2 \cdot p_{kox}}{F} = \frac{0,060 \cdot 15 \cdot 10^6}{33708} = 0,0374 \text{ m}$$

Dužina l bi morala biti veća od 53,3 mm.

c) Dinamički stepen sigurnosti je:

$$v_m = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \frac{\sigma_H}{\beta_{kox} \cdot \sigma_a}$$

Karakter promjene naprezanja je čisto jednosmjerno promjenljivo sa $\sigma_{\min} = \sigma_a = \sigma_{\max} / 2$ i $\sigma_{\min} = 0$.

Maksimalni napon istezanja u presjeku A-A je:

$$\sigma_{\max} = \sigma_2 = \frac{Q}{A_1 - 1} = \frac{60000}{\frac{0,050^2 \cdot \pi}{4}} = 30,56 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 30,56 \text{ MPa}$$

Srednji i amplitudni napon su:

$$\sigma_s = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{30,56}{2} = 15,28 \text{ MPa}$$

Faktori koji utiču na dinamičku izdržljivost su:

$\xi_1 = 0,85$ - za grubo obradenu površinu i materijal Č.0645

$\xi_2 = 1$ - faktor vrste naprezanja s obzirom da se radi o istezanju

$\xi_3 = 1$ - usvojen faktor ostalih uticaja.

Geometrijski faktor koncentracije napona je:

$\alpha_4 = 1,7$ na osnovu $D/d = 1,2$ i $r/d = 0,1$ iz odgovarajućih tablica.

Faktor osjetljivosti materijala:

$\eta_k = 0,7$ za Č.0645.

Sivarni faktor koncentracije napona:

$$\beta_k = (\alpha_4 - 1) \eta_k + 1 = (1,7 - 1)0,7 + 1 = 1,49$$

Iz Smitovog dijagrama za Č.0645 za slučaj istezanja i na osnovu $\sigma_s = 15,28 \text{ MPa}$ dinamička izdržljivost je $\sigma_a = 195 \text{ MPa}$

Konačno je dinamički stepen sigurnosti: $v_m = 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{195}{1,49 \cdot 15,28} = 7,28$

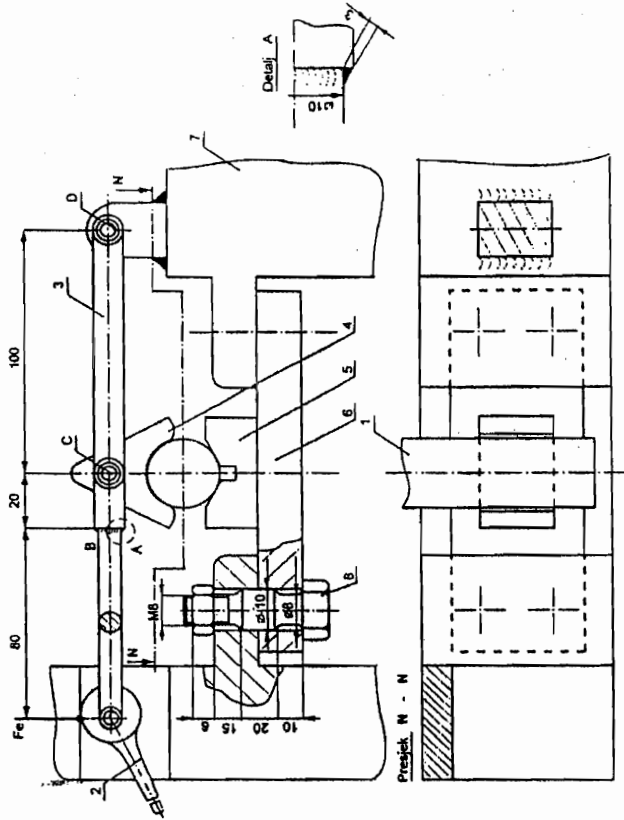
Može se konstatovati da je kuka u presjeku I-I predimenzionisana.

ZADATAK 41

Stezanje obratka (1) vrši se pomoću ekscentra (2) a preko poluge (3) i stege (4). Obradak se oslanja na prizmu (5) koja je postavljena na ploču (6). Ploča je sa vijcima (8) vezana za tijelo (7). Nakon obrade jednog komada vrši se njegovo otpuštanje i stezanje drugog, pri tome se stazanje vrši dotle dok sila na ekscentru ne dostigne vrijednost $F_e=1,6 \text{ kN}$. Pri ovoj sili na ekscentru jedan vijak se istegne za $1,12 \text{ }\mu\text{m}$.

Potrebno je:

- Izračunati dinamički stepen sigurnosti vara na mjestu B ako je materijal zavarenih dijelova Č.5430, dok su: $\xi_{\sigma_{uk}}=0,6$, $\xi_{\tau_{uk}}=0,207$;
- Izračunati silu koja dovodi do početka razdvajanja ploča kao i stepen sigurnosti protiv razdvajanja ploča i stepen sigurnosti u toku rada (zanemariti torziju) ako je materijal vijaka čelik 6.8, a $E_v = 210 \text{ GPa}$.

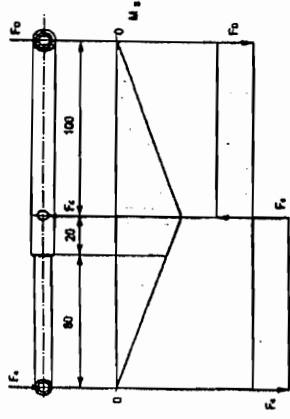


Slika 41. Uredaj za stezanje cilindričnih obradaka

Rješenje

a) Dinamički stepen sigurnosti na mjestu vara

Ako izvršimo analizu sila na poluzi (3) - Slika 41.1 možemo konstatovati da je var napregnut na savijanje i smicanje



$$\sum M_D = 0$$

$$F_c \cdot 200 - F_c \cdot 100 = 0$$

$$F_c = 2 \cdot F_e = 2 \cdot 1,6 = 3,2 \text{ MPa}$$

$$F_c = 1,6 \text{ kN}$$

Moment savijanja vara:

$$M_s = F_c \cdot 80$$

$$M_s = 1,6 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 128 \text{ Nm}$$

Slika 41.1

Dinamički stepen sigurnosti na savijanje.

Napon na savijanje:

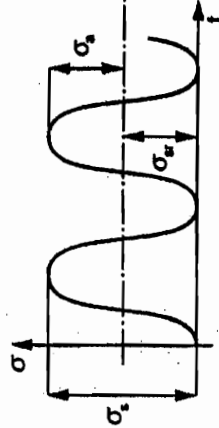
$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} = \frac{128}{340 \cdot 10^{-9}} = 376,4 \text{ MPa}$$

gdje je:

$$W = \frac{(d + 2 \cdot a)^3 - d^3}{12} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(10 + 2 \cdot 3)^3 - 10^3}{10 + 2 \cdot 3} = 340 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

Naprezanje vara je čisto jednosmjerno promjenjivo (Slika 41.2), pa je :

$$\sigma_{sr} = \sigma_a = \frac{\sigma_s}{2} = \frac{374,4}{2} = 188,2 \text{ MPa}$$



Iz Smith-ovog dijagrama je za Č.5430 a na osnovu σ_{sr} dinamička izdržljivost $\sigma_D = 640 \text{ MPa}$.

Slika 41.2

$$\sigma_A = \sigma_D - \sigma_g = 640 - 188,2 = 451,8 \text{ MPa}$$

Dinamički stepen sigurnosti s obzirom na savijanje je:

$$v_\sigma = \xi_{\text{ukr}} \cdot \frac{\sigma_A}{\sigma_g} = 0,6 \cdot \frac{451,8}{183,2} = 1,44$$

Stepen sigurnosti na smicanje:

Napon na smicanje je:

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{1600}{122,5 \cdot 10^{-6}} = 13 \text{ MPa}$$

gdje je:

$$A = \frac{(d + 2 \cdot a)^2 - d^2}{4} \cdot \pi = \frac{(10 + 2 \cdot 3)^2 - 10^2}{4} \cdot \pi \cdot 10^{-6} = 122,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Naprezanje je čisto jednosmjerno promjenljivo, pa je:

$$\tau_s = \tau_a = \frac{\tau_s}{2} = \frac{13}{2} = 6,5 \text{ MPa}$$

Iz Smith-ovog dijagrama je $\tau_D = 300 \text{ MPa}$, pa je:

$$\tau_A = \tau_D - \tau_s = 300 - 6,5 = 293,5 \text{ MPa}$$

$$v_\tau = \xi_{\text{ukr}} \cdot \frac{\tau_A}{\tau_a} = 0,207 \cdot \frac{293,5}{6,5} = 9,3$$

Ukupni dinamički stepen sigurnosti

$$v_D = \frac{v_\sigma \cdot v_\tau}{\sqrt{v_\sigma^2 + v_\tau^2}} = \frac{1,44 \cdot 9,3}{\sqrt{1,44^2 + 9,3^2}} = 1,42$$

Stepen sigurnosti zadovoljava.

b) Stepen sigurnosti protiv razdvajanja ploča i u toku rada

Sila koja opterećuje jedan vijak i koja predstavlja radnu silu:

$$F_r = \frac{F_c}{4} = \frac{3,2}{4} = 800 \text{ N}$$

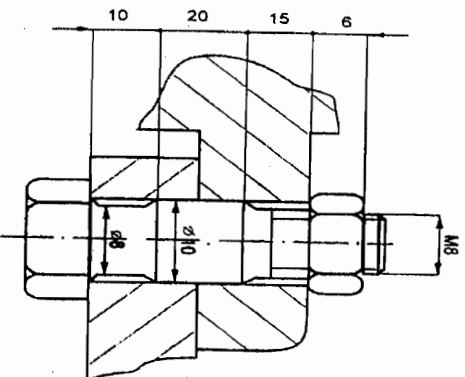
Tablična veličina za navoj M8:

$$d_3 = 6,466 \text{ mm}; A_1 = 0,328 \text{ cm}^2$$

Potrebno je za proračun kritične sile prvo izračunati krutost vijaka i ploče.

Vijak ima tri karakteristična presjeka (Slika 41.3) pa je:

$$\frac{1}{c_p} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3}$$



Slika 41.3

gdje je:

$$c_1 = E \cdot \frac{A_1}{L_1} = 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{4 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 10^{-3}} = 1,05 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$c_2 = E \cdot \frac{A_2}{L_2} = 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{10^2 \cdot \pi \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 20 \cdot 10^{-3}} = 0,824 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$c_3 = E \cdot \frac{A_3}{L_3} = 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,328 \cdot 10^{-4}}{18 \cdot 10^{-3}} = 0,383 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$\frac{1}{c_p} = \left(\frac{1}{1,05} + \frac{1}{0,824} + \frac{1}{0,383} \right) \cdot 10^{-9} \Rightarrow c_p = 209,3 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Krutost ploče je:

$$c_p = \frac{\Delta F_p}{\Delta \lambda_p}$$

Pošto se ploče popuste za istu vrijednost za koju se vijak istegne, bit će:

$$\Delta\lambda_p = \Delta\lambda_p = 1,12 \mu\text{m} = 1,12 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Iz jednakosti:

$$F_r = \Delta F_p + \Delta F_p$$

dobijamo prirast sila u ploči:

$$\Delta F_p = F_r - \Delta F_r = F_r - c_p \cdot \Delta\lambda_p = 800 - 209,3 \cdot 10^6 \cdot 1,12 \cdot 10^{-6} = 566 \text{ N}$$

Konačno je krutost ploče:

$$c_p = \frac{\Delta F_p}{\Delta\lambda_p} = \frac{566}{1,12 \cdot 10^{-6}} = 505,3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Kritična sila kod koje dolazi do razdvajanja ploča:

$$F_{kr} = F_p \cdot \frac{c_p + c_r}{c_p} = 2400 \cdot \frac{505,3 + 209,3}{505,3} = 3394 \text{ N}$$

gdje je za materijal 6.8 sila pritezanja:

$$F_p = 3 \cdot F_r = 3 \cdot 0,8 = 2,4 \text{ kN}$$

Stepen sigurnosti protiv razdvajanja ploča je:

$$v = \frac{F_{kr}}{F_r} = \frac{3394}{800} = 4,24$$

Stepen sigurnosti u toku rada:

$$v = \frac{\sigma_v}{\sigma_n}$$

$$\sigma_n = \frac{F_p}{A_1} = \frac{F_p + \Delta F_p}{A_1} = \frac{2400 + 234}{0,328 \cdot 10^{-2}} = 80,3 \text{ MPa}$$

Za materijal vijka 6.8. je $\sigma_v = 480 \text{ MPa}$ tako da je:

$$v = \frac{480}{80,3} \approx 6$$

ZADATAK 42

Pogon trakastog transportera ostvaruje se od elektromotora preko horizontalnog zupčastog reduktora sa cilindričnim zupčastim parovima I-I', I'-2, 3-4, pri čemu se zupčanik I' slobodno obrće oko vratila III posredstvom kotrljajnog ležaja. Obimna sila na dobošu transportera iznosi $F=4800 \text{ N}$, a traka se kreće brzinom $v=1 \text{ m/s}$. Prečnik doboša je $D_d=318 \text{ mm}$. Potrebno je odrediti:

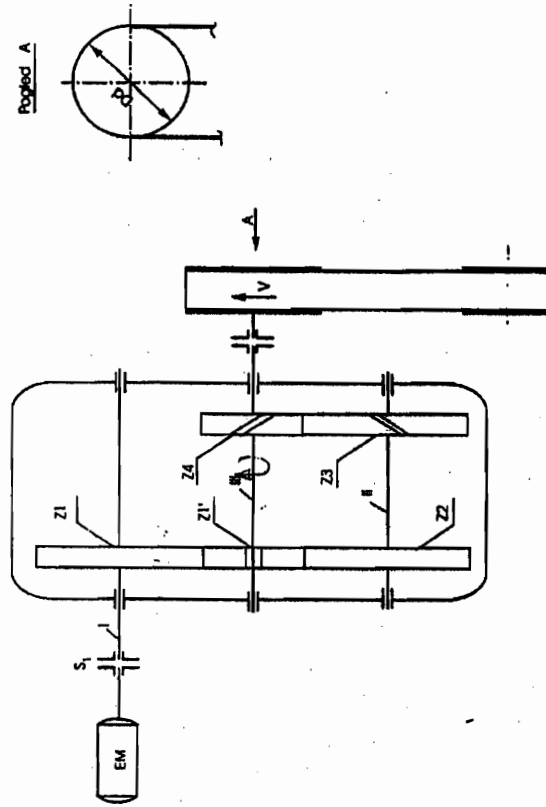
- Snagu, broj obrtaja i obrtni momenat pogonskog elektromotora, ako je stepen iskorištenja trakastog transportera $\eta_{tr}=0,9$
- Određiti osno rastojanje i ugao dodirnice zupčastog para 3-4, pomjeranje profila zupčanika 2, ako je $a_{1-2}=a_{3-4}$
- Nacrtati šemu opterećenja u horizontalnoj i vertikalnoj ravni i dijagram momenta uvijanja za vratilo III, kao i vrijednost obrtnog momenta na zupčaniku 4.

Ostali podaci:

$$z_1=21; z_2=79; z_{1'}=51; m\eta_{1,2}=3 \text{ mm}; x_1=0,5; \alpha(\cdot)'$$

$$z_3=21; z_4=76; m\eta_{3,4}=4 \text{ mm}; x_3=x_4=0; \beta_{3,4}=11,5364^\circ$$

$$\eta_{1,2}=\eta_{3,4}=0,98$$



Slika 42, Zupčasti reduktor

Rješenja

a) Potrebna snaga elektromotora

$$P_{em} = \frac{P_r}{\eta_r \cdot \eta_{11r} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34}}$$

 $\eta_L = 1$ (usvaja se da nema gubitaka u ležajevima)

Snaga potrebna za pogon transportera

$$P_r = F \cdot v = 4800 \cdot 1 = 4800 \text{ W} = 4,8 \text{ kW}$$

$$P_{em} = \frac{4,8}{0,9 \cdot 0,98^3} = 5,666 \text{ kW}$$

Broj obrtaja doboša

$$n_d = \frac{30 \cdot \omega_d}{\pi}$$

Brzina trake

$$v = \frac{D_d}{2} \cdot \omega_d \Rightarrow \omega_d = \frac{2 \cdot v}{D_d}$$

Ugaona brzina doboša

$$\omega_d = \frac{2 \cdot 1}{0,318} = 6,289 \text{ s}^{-1}$$

$$n_d = \frac{30 \cdot 6,289}{\pi} = 60 \text{ o/min}$$

$$i_{uk} = i_{1-1'} \cdot i_{1-2} \cdot i_{2-3} \cdot i_{3-4} = \frac{z_1'}{z_1} \cdot \frac{z_2}{z_1'} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_4}{z_2} = \frac{79}{21} \cdot \frac{76}{21} = 13,6145$$

Broj obrtaja elektromotora

$$i_{uk} = \frac{n_{em}}{n_d} \Rightarrow n_{em} = i_{uk} \cdot n_d = 13,6145 \cdot 60 = 816,87 \text{ o/min}$$

Obrtni moment na elektromotoru

$$P_{em} = M_{em} \cdot \omega_{em} \Rightarrow M_{em} = \frac{P_{em}}{\omega_{em}} = \frac{30 \cdot P_{em}}{\pi \cdot n_{em}}$$

$$M_{em} = \frac{30 \cdot 5,666 \cdot 10^3}{\pi \cdot 816,87} = 66,27 \text{ Nm}$$

b) Ugao nagiba osnovne zupčaste letve α_{03-4} :

$$\lg \alpha_{03-4} = \frac{\lg \alpha_n}{\cos \beta_{03-4}} = \frac{\lg 20^\circ}{\cos 11,5364^\circ} = 0,37147$$

$$\alpha_{03-4} = 20,3785^\circ = \alpha_{3-4} \text{ (jer je } x_3 = x_4)$$

Meduosno rastojanje zupčastog para 3-4

$$a_{3-4} = \frac{m_{n3-4} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{03-4}} = \frac{4 \cdot (21 + 76)}{2 \cdot \cos 11,5364^\circ} = 198 \text{ mm}$$

Meduosno rastojanje zupčastog para 1'-2

$$a_{1'-2} = \frac{m_{n1'-2} \cdot (z_{1'} + z_2)}{2 \cdot \cos \alpha_{1'-2}} = \frac{3 \cdot (51 + 79)}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 198 \text{ mm}$$

Kako je

$$a_{1'-2} = a_{3-4} = 198 \Rightarrow \alpha_{1'-2} = 22,263^\circ$$

 $\alpha_{1'-2}$ - ugaon dodimice

Zbir koeficijenata pomjeranja profila zupčastog para 1'-2

$$x_r + x_s = \frac{z_r + z_s}{2 \cdot \lg \alpha_0} (\text{inv } \alpha_{1'-2} - \text{inv } \alpha_0)$$

$$x_r + x_s = \frac{51 + 79}{2 \cdot \lg 20^\circ} (\text{inv } 22,263^\circ - \text{inv } 20^\circ)$$

$$x_r + x_s = 1,055$$

Koeficijent pomjeranja profila zupčanika 2.

$$x_2 = 1,055 - x_r = 1,055 - 0,5 = 0,555$$

Pomjeranje profila zupčanika 2.

$$x_2 \cdot m_n = 0,555 \cdot 3 = 1,665 \text{ mm}$$

c) Vrijednost obrtnog momenta na zupčaniku 4.

$$M_{04} = \frac{P_r}{\omega_d \cdot \eta_r} = \frac{4800}{6,289 \cdot 0,9} = 848,04 \text{ Nm}$$

ZADATAK 43

Na slici je prikazan jedan od dva pogonska točka dizalice koji dobijaju pogon od elektromotora (EM), preko spojnice (SP1 i SP2), vratila 1 i 2 i para cilindričnih zupčanika sa kosim zubima z_1 i z_2 .

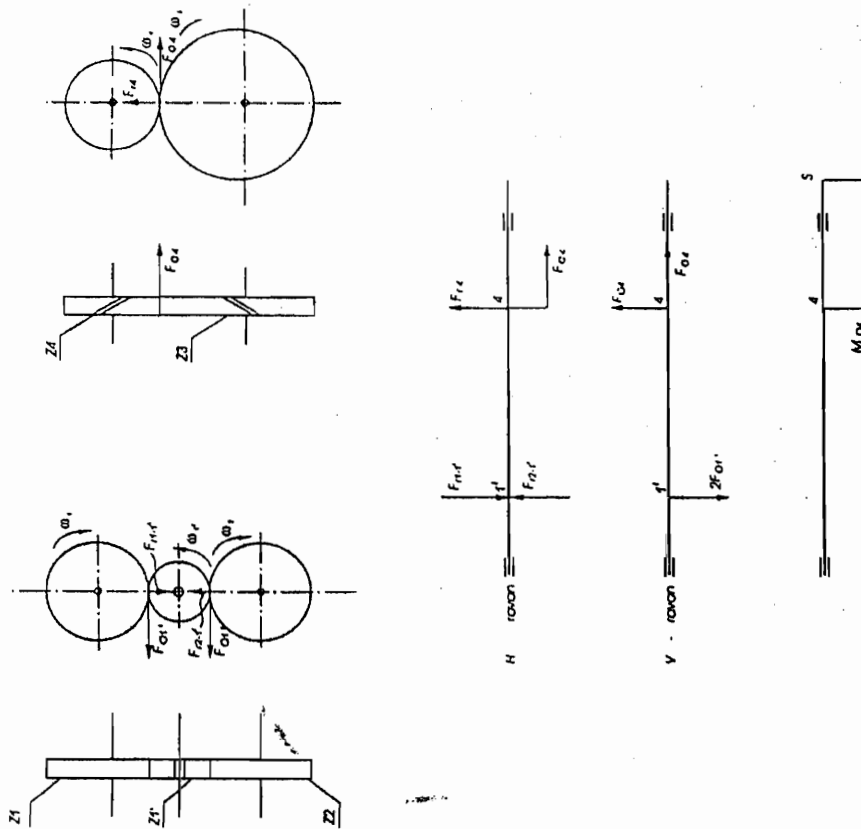
Potrebno je:

- a) Odrediti idealni prečnik vratila 1 na mjestu ležaja A, ako se dizalica kreće konstantnom brzinom od $v = 0,2$ m/s, ako je nominalna snaga EM-a - $P_{em} = 0,8$ kW, a prečnik točka $D_o = 0,25$ m. Materijal vratila je Č.0745 sa $\sigma_{udoz} = 60$ MPa i $\tau_{udoz} = 45$ MPa. Podaci za zupčasti par 1-2 su: $m_n = 8$ mm, $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, $\beta_{12} = 20^\circ$, $\eta_{12} = 0,98$;

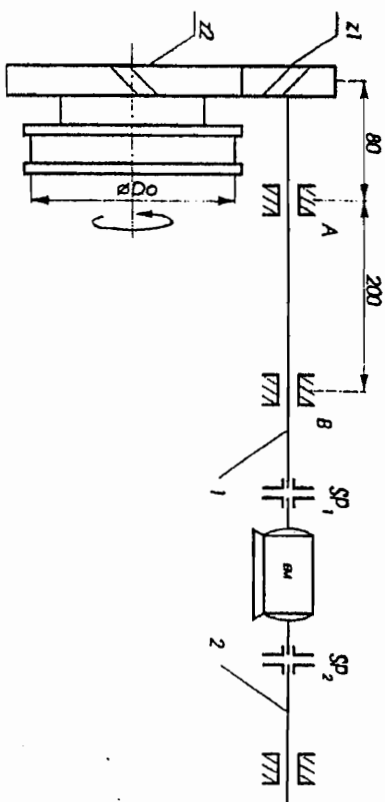
- b) Odrediti potrebnu snagu, ako je sila koja opterećuje točak (koji se kreće po ravnoj šini) kao posljedica težine tereta i težine dizalice $F_T = 200$ kN, a koeficijent trenja kotrljanja $\mu_0 = 2k/D = 0,004$. Trenje u ležištima osovine točka zanemariti, kao i ostale otpore kretanju točka.

- c) Na osnovu proračuna pod a) za standardni prečnik vratila na mjestu A, u slučaju da je ugrađen klizni ležaj, odrediti koliki koeficijent viskoziteta η treba da ima mazivo pri potpunom hidrodinamičkom podmazivanju, ako je visina sloja maziva $h = 0,018$ mm, tolerancijski sklop ležaj/rukavac vratila je H7/e6, a dužina rukavca je $l = 0,036$ m. Pretpostaviti da se potpuno podmazivanje ostvaruje pri srednjem zazoru, a pri proračunu opterećenja ležaja aksijalnu silu sa zupčanika z_2 zanemariti;

- d) Odrediti količinu potrebnog maziva za podmazivanje kliznog ležaja, ako je $\theta_1 = 320$ K- srednja temperatura ulja na ulazu u ležište, $\theta_2 = 365$ K- srednja temperatura ulja na izlazu u ležišta i $c_p = 1,7 \cdot 10^3$ J/kgK - specifična toplota ulja.



Slika 42.1



Slika 43, Pogonski mehanizam dizalice

Rješenje

a) Ugaona brzina točka dizalice:

$$\omega = \frac{2 \cdot v}{D_o} = \frac{2 \cdot 0,2}{0,25} = 1,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Ugaona brzina vratila 1 se može odrediti iz prenosnog odnosa i_{12} :

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const.}$$

$$\omega_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \omega_2 = \frac{60}{20} \cdot 1,6 = 4,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Snaga koja dolazi od elektromotora na jedno vratilo i obrtni moment na vratilu

1:

$$P_1 = \frac{P_{em}}{2} = \frac{800}{2} = 400 \text{ W}$$

$$M_{o1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{400}{4,8} = 83,33 \text{ Nm}$$

Podioni prečnik za zupčanik 1:

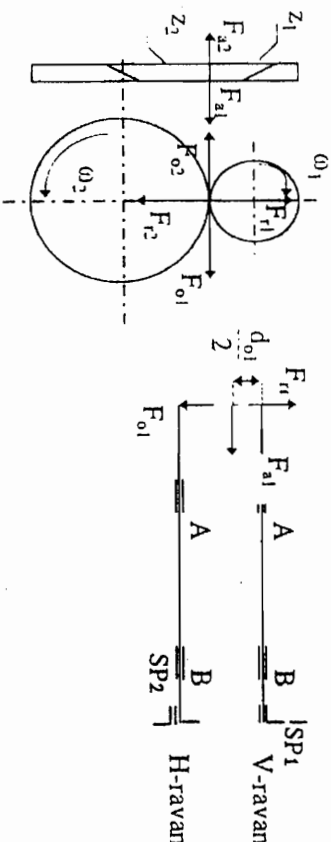
$$d_{o1} = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta_{12}} = \frac{8 \cdot 20}{\cos 20^\circ} = 178,78 \text{ mm}$$

Sile na vratilu 1 sa zupčanika 1:

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 87,508}{0,178} = 983,235 \text{ N}$$

$$F_{r1} = \frac{F_{o1} \cdot \text{tg} \alpha_o}{\cos \beta_{12}} = \frac{983,235 \cdot \text{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 376,95 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{o1} \cdot \text{tg} \beta_{12} = 983,235 \cdot \text{tg} 20^\circ = 353,964 \text{ N}$$



Slika 43.1

Momenti savijanja na mjestu A u V-ravni i u H-ravni:

$$M_{svV} = \frac{F_{r1} \cdot 0,08 - F_{a1} \cdot 0,08}{2} = \frac{0,178}{2} = 376,95 \cdot 0,08 - 353,964 \cdot 0,089 = -1,35 \text{ Nm}$$

$$M_{svH} = -F_{o1} \cdot 0,08 = -983,235 \cdot 0,08 = -78,66 \text{ Nm}$$

Rezultujući moment savijanja:

$$M_{sv} = \sqrt{M_{svH}^2 + M_{svV}^2} = \sqrt{(-78,66)^2 + (-1,35)^2} = 78,67 \text{ Nm}$$

Idealni moment na mjestu A:

$$M_A = \sqrt{M_{sv}^2 + (\alpha \cdot M_o)^2} = \sqrt{78,67^2 + (0,66 \cdot 87,51)^2} = 97,85 \text{ Nm}$$

gdje je:

$$\alpha = \frac{r_{odn}}{r_{tadn}} = \frac{60}{2 \cdot 45} = 0,66$$

$$M_o = M_{o1} = 87,51 \text{ Nm}$$

Konačno je idealni prečnik:

$$d_A = \sqrt{\frac{3 \cdot 10 \cdot M_{iA}}{\sigma_{\text{doz}}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 10 \cdot 97,85}{60 \cdot 10^6}} = 0,0253 \text{ m} = 25,3 \text{ mm}$$

Usvaja se standardni prečnik vratila $d_{vA} = 30 \text{ mm}$.

b) Obodna sila na točku bi morala biti veća ili jednaka od otpora trenja kotrljanja:

$$F_w \geq M \cdot F_T$$

$$F_w \geq 0,004 \cdot 200 \cdot 10^3 = 800 \text{ N}$$

Obrtni moment na točku M_{GT} :

$$M_{GT} = F_w \cdot \frac{D}{2} = 800 \cdot \frac{0,25}{2} = 100 \text{ Nm}$$

Snaga na zupčaniku 2 i točku:

$$P_2 = M_{GT} \cdot \omega_2 = 100 \cdot 1,6 = 160 \text{ W}$$

Snaga na zupčaniku 1 i vratilu 1:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_2} = \frac{160}{0,98} = 163,3 \text{ W}$$

Snaga elektromotora:

$$P_{em} = 2 \cdot P_1 = 2 \cdot 163,3 = 326,6 \text{ W}$$

c) Potrebno je odrediti radijalnu silu za ležaj A. Odrediće se reakcije oslonca A u

H i V ravni (F_{a1} je zanemareno, $F_{a1} = 0$):

$$\sum M_{BH} = 0$$

$$-F_{v1} \cdot 0,28 + F_{AH} \cdot 0,2 = 0$$

$$F_{AH} = F_{v1} \cdot \frac{0,28}{0,2} = 983,235 \cdot 1,4 = 1376,53 \text{ N}$$

$$\sum M_{BV} = 0$$

$$F_{r1} \cdot 0,28 - F_{AV} \cdot 0,2 = 0$$

$$F_{AV} = F_{r1} \cdot \frac{0,28}{0,2} = 376,95 \cdot 1,4 = 527,73 \text{ N}$$

Radijalna sila na mjestu ležaja A je:

$$F_r = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} = \sqrt{1376,53^2 + 527,73^2} = 1474,2 \text{ N}$$

Koeficijent viskoziteta maziva možemo odrediti iz sljedećeg izraza:

$$\eta_o = \frac{p \cdot \psi_{sr}^2}{S_o \cdot \omega} \quad (1)$$

Srednji specifični pritisak je:

$$p = \frac{F}{d_A \cdot l} = \frac{1474,2}{30 \cdot 36} = 1,365 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1,365 \text{ MPa}$$

Relativni srednji zazor je:

$$\psi_{sr} = \frac{z_{sr}}{d_A}$$

Srednji zazor:

$$z_{sr} = \frac{z_{\text{max}} + z_{\text{min}}}{2}$$

Za 30H7 je $A_d = 0$, $A_g = 0,021 \text{ mm}$, a za $\phi 30e6$ je $a_d = -0,053 \text{ mm}$, $a_g = -0,040 \text{ mm}$, pa se mogu odrediti maksimalni i minimalni prečnici, kao i odgovarajući zazori:

$$D_{\text{max}} = d + A_g = 30 + 0,021 = 30,021 \text{ mm}$$

$$D_{\text{min}} = d + A_d = 30 + 0,000 = 30,000 \text{ mm}$$

$$d_{\text{max}} = d + a_d = 30 - 0,040 = 29,960 \text{ mm}$$

$$d_{\text{min}} = d + a_d = 30 - 0,053 = 29,947 \text{ mm}$$

$$z_{\text{max}} = D_{\text{max}} - d_{\text{min}} = 30,021 - 29,947 = 0,074 \text{ mm}$$

$$z_{\text{min}} = D_{\text{min}} - d_{\text{max}} = 30,000 - 29,960 = 0,040 \text{ mm}$$

$$z_{sr} = \frac{0,074 + 0,040}{2} = 0,057 \text{ mm} \Rightarrow \psi_{sr} = \frac{0,057}{30} = 0,0019$$

Vitkost ležaja ψ i koeficijent c se određuju na sljedeći način:

$$\varphi = \frac{1}{d_a} \frac{0,036}{0,030} = 1,2$$

$$c = \frac{1+\varphi}{\varphi} = \frac{1+1,2}{1,2} = 1,83$$

Sommerfeldov broj se može odrediti iz sljedećeg izraza:

$$S_o = \frac{0,52 \cdot d_a \cdot \psi_{sr}}{c \cdot h} = \frac{0,52 \cdot 30 \cdot 0,0019}{1,83 \cdot 0,018} = 0,89$$

Uvrštavanjem u izraz (1) svih određenih veličina dobija se:

$$\eta_o \leq \frac{3,65 \cdot 10^6 \cdot 0,0019^2}{0,89 \cdot 4,57} = 1,21 \text{ Pas}$$

d) Količina ulja potrebna za podmazivanje ležaja se može odrediti iz sljedećeg izraza:

$$m = \frac{\mu \cdot F_r \cdot v_A}{c_{ul} \cdot (\theta_2 - \theta_1)} \cdot 3600 \quad (2)$$

Koeficijent trenja klizanja za $S_o < 1$ je:

$$\mu = \frac{3 \cdot \psi_{sr}}{S_o} = \frac{3 \cdot 0,0019}{0,89} = 0,0064$$

Obodna brzina vratila na mjestu A:

$$v_A = \omega_1 \cdot \frac{d_A}{2} = 4,57 \cdot \frac{0,03}{2} = 0,0685 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Uvrštavanjem izračunatih i zadanih vrijednosti u (2) dobija se:

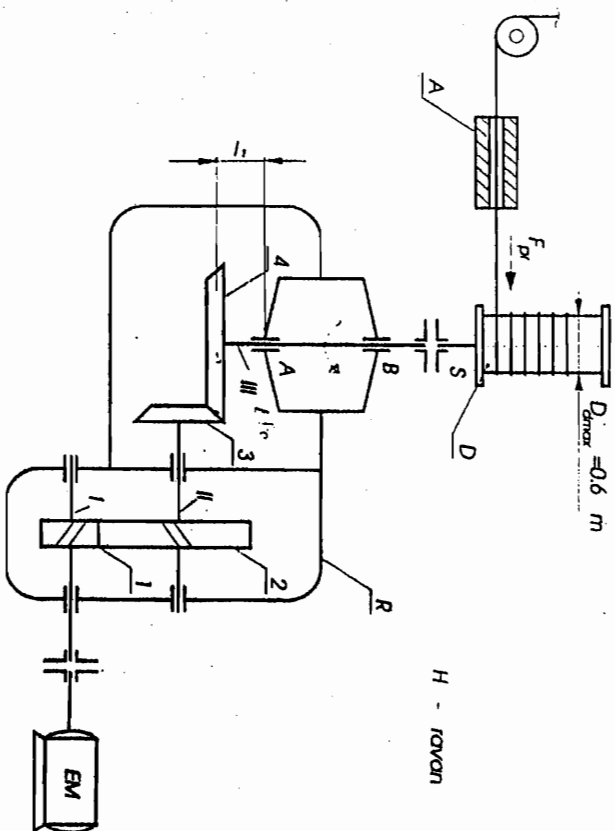
$$m = \frac{0,0064 \cdot 1474,2 \cdot 0,0685}{1,7 \cdot 10^3 \cdot (365 - 320)} \cdot 3600 = 0,03 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

ZADATAK 44

Dio uređaja za provlačenje žice se sastoji od alata (A) i doboša (D).

Ukoliko je maksimalni prečnik doboša $D_{\text{max}} = 0,6 \text{ m}$ i ako se doboš pokreće preko elektromotora snage $P_{\text{em}} = 50 \text{ kW}$ i broja obrtaja $n_{\text{em}} = 1000 \text{ o/min}$ i dvostepenog reduktora R, potrebno je odrediti:

- Maksimalnu silu provlačenja žice F_{pr} (spojnice između EM-a i reduktora i između reduktora i doboša su obodne);
- Idealni prečnik vratila III na mjestu ležaja A ako je $\sigma_{\text{dovz}} = 100 \text{ MPa}$ i $t_{\text{dovz}} = 80 \text{ MPa}$, $l = 0,05 \text{ m}$. Težinu zupčanika zanemariti;
- Normalni modul m_{n12} zupčanika I i 2 ukoliko je $F_{a3} = 0,6 F_{a2}$;
- Ostali podaci su: $\eta_{1,2} = 0,98$, $\eta_{3,4} = 0,97$, $\eta_L = 0,98$, $z_1 = 21$, $z_2 = 42$, $z_3 = 55$, $m_2 = 5 \text{ mm}$, $m_{3,4} = 8 \text{ mm}$, $m_{n3,4} = 6,9 \text{ mm}$, $\delta_3 = 19^\circ 58' 42''$, $\alpha_{3,4} = 20^\circ$.



Slika 44. Uređaj za provlačenje žice

Rješenje:

a) Silu provlačenja obezbjeđuje izlazni obrtni moment na reduktoru:

$$M_{\text{otizl}} = F_{\text{pr}} \cdot \frac{D_d \max}{2} \Rightarrow F_{\text{pr}} = \frac{2 \cdot M_{\text{otizl}}}{D_d \max}$$

Istovremeno je:

$$M_{\text{otizl}} = \frac{P_{\text{izl}}}{\omega_{\text{izl}}}$$

Izlazna snaga se može odrediti preko snage elektromotora:

$$P_{\text{izl}} = P_{\text{em}} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 = 50 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,98^3 = 46,11 \text{ kW}$$

Iz ukupnog prenosnog odnosa se određuje izlazna ugaona brzina:

$$i_{\text{uk}} = \frac{\omega_{\text{dem}}}{\omega_{\text{izl}}} \Rightarrow \omega_{\text{izl}} = \frac{\omega_{\text{dem}}}{i_{\text{uk}}}$$

Određite se najprije ukupni prenosni odnos:

$$i_{\text{uk}} = i_{12} \cdot i_{34}$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{21} = 2$$

$$i_{34} = \frac{1}{\text{tg} \delta_3} = \frac{1}{\text{tg} 19^\circ 58' 42''} = 2,75$$

$$i_{\text{uk}} = 2 \cdot 2,75 = 5,5 \Rightarrow \omega_{\text{izl}} = \frac{104,72}{5,5} = 19,04 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Izlazni obrtni moment je:

$$M_{\text{otizl}} = \frac{46,11 \cdot 10^3}{19,04} = 2421,74 \text{ Nm}$$

Maksimalna sila provlačenja žice je:

$$F_{\text{pr}} = \frac{2 \cdot 2421,74}{0,6} = 8072,5 \text{ N}$$

b) Potrebno je odrediti sile koje se javljaju na koničnom zupčaniku 4. Obodna sila je:

$$F_{o4} = \frac{2 \cdot M_{o4}}{D_4}$$

Podioni prečnik D_4 :

$$D_4 = m_{34} \cdot z_4 = 8 \cdot 55 = 440 \text{ mm}$$

Obrtni moment M_{o4} :

$$M_{o4} = M_{\text{otizl}} = 2421,74 \text{ Nm}$$

Sada se može odrediti obodna sila:

$$F_{o4} = \frac{2 \cdot 2421,74}{0,44} = 11007,9 \text{ N}$$

Aksijalna sila:

$$F_{r4} = F_{o4} \cdot \text{tg} \alpha_{34} \cdot \sin \delta_4 \quad \text{gdje je ugao } \delta_4:$$

$$\delta_4 = 90^\circ - \delta_3 = 90^\circ - 19^\circ 58' 42'' = 70^\circ 0' 18''$$

$$F_{r4} = 11007,9 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \sin 70^\circ 0' 18'' = 3724,3 \text{ N}$$

Radijalna sila na zupčaniku 4:

$$F_{t4} = F_{o4} \cdot \text{tg} \alpha_{34} \cdot \cos \delta_4 = 11007,9 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \cos 70^\circ 0' 18'' = 1354 \text{ N}$$

Moment savijanja u H (horizontalnoj) - ravni:

$$M_{\text{SH4}} = F_{r4} \cdot \frac{D_{m4}}{2} - F_{t4} \cdot l_1$$

Radi određivanja momenta savijanja u H - ravni određuje se srednji prečnik koničnog zupčanika 4:

$$D_{m4} = m_{34} \cdot z_4 = 6,9 \cdot 55 = 379,5 \text{ mm}$$

$$M_{\text{SH4}} = 3724,3 \cdot \frac{0,379}{2} - 1354 \cdot 0,05 = 639,92 \text{ Nm}$$

Moment savijanja u V (vertikalnoj) - ravni:

$$M_{\text{SV4}} = F_{o4} \cdot l_1 = 11007,9 \cdot 0,05 = 550,4 \text{ Nm}$$

Rezultujući moment savijanja:

$$M_{sa} = \sqrt{M_{sh_a}^2 + M_{sv_a}^2} = \sqrt{639,92^2 + 550,4^2} = 844,1 \text{ Nm}$$

Idealni moment na mjestu A:

$$M_{ia} = \sqrt{M_{sa}^2 + (\alpha \cdot M_{ur})^2}, \text{ gdje su:}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{sdaz}}{2 \cdot \tau_{udaz}} = \frac{100}{2 \cdot 80} = 0,625$$

$$M_{ur} = M_{or} = 2421,7 \text{ Nm}$$

$$M_{ia} = \sqrt{844,1^2 + (0,625 \cdot 2421,7)^2} = 1733 \text{ Nm}$$

Konačno je idealni prečnik:

$$d_{ia} = \sqrt{\frac{10 \cdot M_{ia}}{\sigma_{sdaz}}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 1733}{100 \cdot 10^6}} = 0,055 \text{ m}$$

c) Slobodom na uslov $F_{z3} = 0,6 \cdot F_{z2}$, odredite se F_{z3} preko slijedećeg izraza:

$$F_{z3} = F_{o1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{z1} \cdot \sin \delta_1$$

Obodna sila na zupčaniku 3 se može odrediti preko obrtnog momenta M_{o3} :

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot M_{o3}}{D_3}$$

$$D_3 = m_{z1} \cdot z_3 = 8 \cdot 20 = 160 \text{ mm, gdje je:}$$

$$z_3 = \frac{z_4}{i_{34}} = \frac{55}{2,75} = 20 \text{ zuba}$$

Istovremeno se obrtni moment M_{o3} može odrediti preko snage na mjestu zupčanika 3- P_3 i ugaone brzine:

$$M_{o3} = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{48025}{52,36} = 917,2 \text{ Nm, gdje su:}$$

$$P_3 = P_{em} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 50 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 48,025 \text{ kW}$$

$$\omega_3 = \omega_2 = \frac{i_{12}}{\omega_1} = \frac{52,36}{\text{rad}}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{em}}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,72 \frac{\text{s}}{\text{rad}}$$

Konačno se može odrediti obodna sila F_{o3} , a zatim i aksijalne sile F_{a3} i F_{z2} :

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot 917,2}{0,16} = 11465 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 11465 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 19^\circ 58' 42'' = 1410,3 \text{ N}$$

$$F_{z2} = \frac{F_{a3}}{0,6} = \frac{1410,3}{0,6} = 2350,5 \text{ N}$$

Istovremeno se aksijalna sila F_{z2} se može odrediti preko obodne sile i ugla nagiba zuba, pa slijedi postupak određivanja obodne sile F_{o2} :

$$F_{a2} = F_{o2} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12}$$

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{o2}}{D_2}$$

$$D_2 = m_{12} \cdot z_2 = 5 \cdot 42 = 210 \text{ mm}$$

$$M_{o2} = \frac{P_2}{\omega_2}$$

$$P_2 = P_{em} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 50 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 48,51 \text{ kW}$$

$$M_{o2} = \frac{48510}{52,36} = 926,5 \text{ Nm}$$

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot 926,5}{0,21} = 8823,8 \text{ N}$$

Ugao nagiba zuba β_{12} na osnovu prvog izraza iz prethodnog niza je:

$$\operatorname{tg} \beta_{12} = \frac{F_{a2}}{F_{o2}} = \frac{2350,5}{8823,8} = 0,2664 \Rightarrow \beta_{12} = \operatorname{arctg} 0,266 = 14,9^\circ = 14^\circ 54' 36''$$

Normalni modul je:

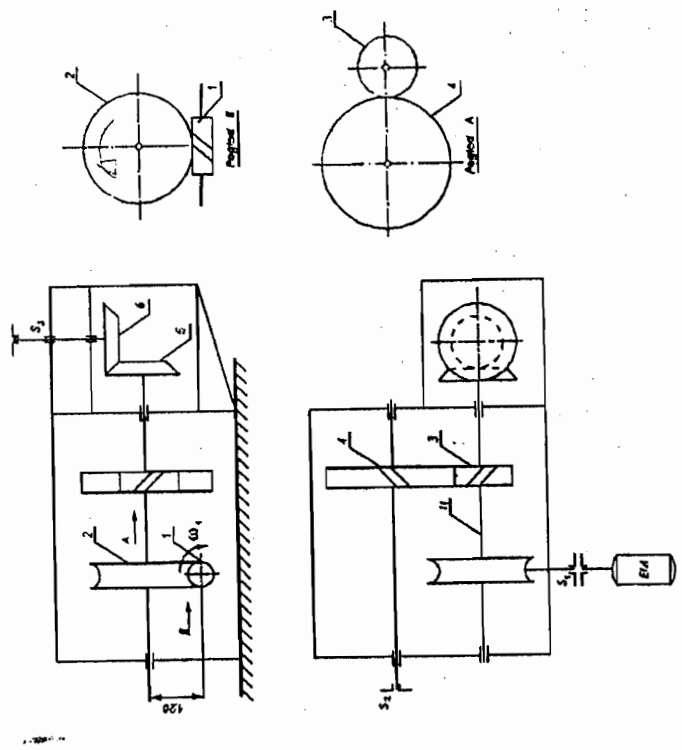
$$m_{nn} = m_{n2} \cdot \cos \beta_{12} = 5 \cdot \cos 14^\circ 54' 36'' = 4,83 \text{ mm}$$

ZADATAK 45

Prenosnik sa dva izlazna vratila treba da ostvari na spojnici S₂ obrtni moment od 1000 Nm pri broju obrtaja 16 o/min, a na spojnici S₃ obrtni moment od 70 Nm. Prenosnik se sastoji od pužastog para 1-2, para cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima 3-4 i para koničnih zupčanika 5-6. Potrebno je odrediti:

- a) Potrebnu snagu i broj obrtaja pogonskog elektromotora i ugaonu brzinu spojnice S₃;
- b) Nacrtati šemu opterećenja u H i V ravni za vratilo II;
- c) Vrijednosti obrtnih momenata na zupčanicima 2,3 i 5 i nacrtati dijagram momenata uvijanja za vratilo II.

Ostali podaci:
 $z_1 = 1, z_2 = 31, \alpha = 20^\circ, m = 6 \text{ mm}, \rho = 2,33^\circ$ (ugao trenja zubaca pužnog para)
 $z_3 = 25, z_4 = 47, \alpha = 20^\circ, \eta_{3-4} = 0,99,$
 $z_5 = 20, z_6 = 28, m = 4 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ, \eta_{5-6} = 0,97.$



Slika 45, Zupčasti prenosnik sa grananjem snage

Rješenje

a) Snaga elektromotora potrebna za pogon prenosnika je:

$$P_{em} = \frac{P_{s2}}{\eta_{12} \cdot \eta_{11}} + \frac{P_{s3}}{\eta_{12} \cdot \eta_{16}}$$

Snaga koja se predaje na spojnici S₂ je data izrazom:

$$P_{s2} = M_{s2} \cdot \omega_{s2}$$

Ugaona brzina na spojnici S₂:

$$\omega_{s2} = \frac{\pi \cdot n_{s2}}{30} = \frac{\pi \cdot 16}{30} = 1,675 \frac{1}{s}$$

$$P_{s2} = 1000 \cdot 1,675 = 1675 \text{ W} = 1,675 \text{ kW}$$

Prenosni odnos zupčastog para 3-4 ($n_{s2} = n_4$):

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{n_3}{n_4} \Rightarrow n_3 = n_4 \cdot \frac{z_4}{z_3} = 16 \cdot \frac{47}{25} = 30,08 \frac{0}{\text{min}}$$

Broj obrtaja svih zupčanika na vratilu II je isti:

$$n_2 = n_3 = n_5$$

Prenosni odnos zupčastog koničnog para dat je izrazom:

$$i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{n_5}{n_6} \Rightarrow n_6 = n_5 \cdot \frac{z_5}{z_6} = 30,08 \cdot \frac{20}{28} = 21,485 \frac{0}{\text{min}}$$

Broj obrtaja spojnice S₃ i zupčanika 6 je isti:

$$n_6 = n_{s3}$$

Ugaona brzina na spojnici S₃:

$$\omega_{s3} = \frac{\pi \cdot n_{s3}}{30} = \frac{\pi \cdot 21,485}{30} = 2,249 \frac{1}{s}$$

Snaga koja se predaje na spojnici S₃:

$$P_{s3} = M_{s2} \cdot \omega_{s3} = 70 \cdot 2,249 = 157,498 \text{ W}$$

Stepen iskorišćenja pužnog para:

$$\eta_{12} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)}$$

$$\text{tgr} = \frac{z_1}{q} \cdot \text{UGAO ZAVOJNICE PUŽA, a na osnovu:}$$

$$a_{12} = \frac{q \cdot m}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} \Rightarrow q = \frac{2 \cdot a_{12}}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 120}{6} - 31 = 9$$

$$\text{tgr} = \frac{1}{q} = 0,111 \Rightarrow \eta_{12} = \frac{0,111}{\text{tg}(6,27729 + 2,33)} = 0,728$$

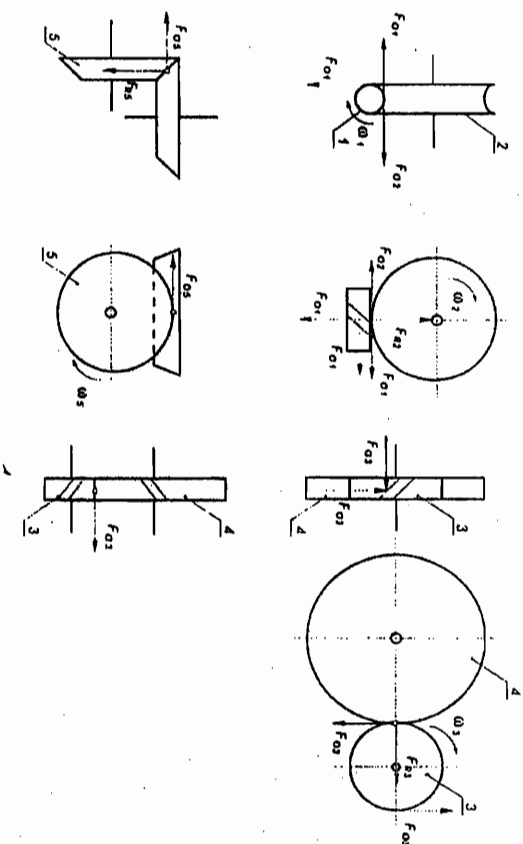
Konačno je snaga elektromotora:

$$P_{em} = \frac{1675}{0,99 \cdot 0,728} + \frac{157,498}{0,97 \cdot 0,728} = 2547,08 \text{ W} = 2,547 \text{ kW}$$

Na osnovu prenosnog odnosa zupčastog para 1-2 može se naći broj obrtaja elektromotora:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_1 = n_{em} = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 30,08 \cdot \frac{31}{1} = 932,48 \frac{\text{O}}{\text{min}}$$

b) Shema opterećenja vratila II u horizontalnoj i vertikalnoj ravni



c) Odredite se prvo obrtni moment na pužnom točku 2:

$$M_{o2} = \frac{P_2}{\omega_2}, \text{ gdje su snaga } P_{o2} \text{ i ugaona brzina } \omega_2:$$

$$P_2 = P_{em} \cdot \eta_{12} = 2547 \cdot 0,728 = 1854,2 \text{ W}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 30,08}{30} = 3,15 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

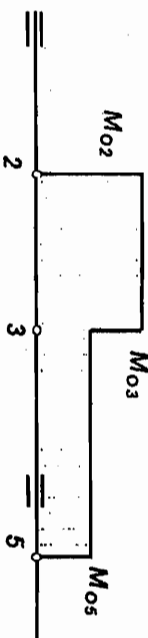
$$M_{o2} = \frac{1854,2}{3,149} = 588,6 \text{ Nm}$$

Obrtni moment na cilindričnom zupčaniku 3:

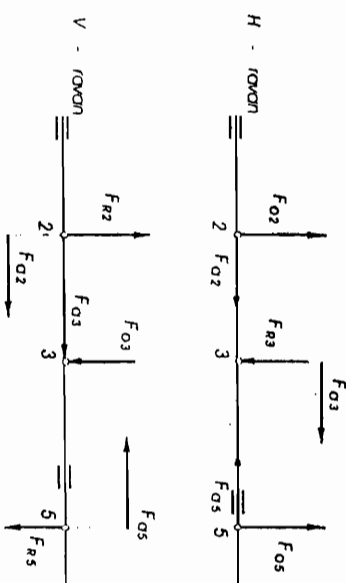
$$M_{o3} = \frac{M_{o2}}{\eta_{34} \cdot i_{34}} = \frac{1000}{0,99 \cdot \frac{47}{25}} = 537,2877 \text{ Nm}$$

Obrtni moment na koničnom zupčaniku 5:

$$M_{o5} = \frac{M_{o3}}{\eta_{56} \cdot i_{56}} = \frac{70}{0,97 \cdot \frac{28}{20}} = 51,546 \text{ Nm}$$



Slika 45.2



Slika 45.1

ZADATAK 46

Navojno vreteno alatne mašine pogonjeno je preko para cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima. Maksimalna aksijalna sila na navrtki je 20 kN pri brzini 1 m/min

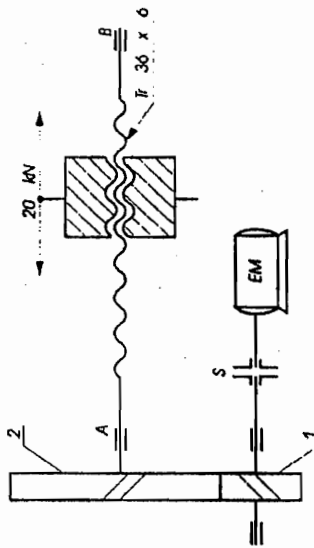
Poznato je:

$$i_{1,2} = 4; m = 3; z_2 = 100; \alpha_n = 20^\circ; \beta_0 = 8^\circ; x_1 = x_2 = 0.5$$

$$\eta_{1,2} = 0.96; \mu_v = 0.15 \text{ (redukovani koef. trenja u navojnom paru)}$$

Određiti:

- Snagu i broj obrtaja elektromotora;
- Međuosno rastojanje zupčastog para;
- Na mjestu B vreteno je, pored radijalnog, oslonjeno i na aksijalni vijek ležaj 30 TDC23, koji prima cjelokupno aksijalno opterećenje. Izračunati vijek ležaja.



Slika 46. Navojno vreteno alatne mašine

Rješenje

- Potrebna snaga elektromotora:

$$P_{em} = \frac{F \cdot v}{\eta_n \cdot \eta_{np}}$$

Stepen iskorišćenja navojnog vretena η_{np} se određuje iz sljedećeg obrasca:

$$\eta_{np} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_v)}$$

Da bi se odredio stepen iskorišćenja navojnog vretena η_{np} određuje se prethodno ugao nagiba navoja φ i ugao trenja ρ_v :

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \operatorname{arctg} \frac{6}{33 \cdot \pi} = 3,3123^\circ$$

$$\rho_v = \operatorname{arctg} 0,15 = 8,5307^\circ$$

$$\eta_{np} = \frac{\operatorname{tg} 3,3723^\circ}{\operatorname{tg}(3,3723^\circ + 8,5307^\circ)} = 0,276$$

Sada se može odrediti snaga elektromotora:

$$P_{em} = \frac{20000 \cdot 1}{0,96 \cdot 0,276 \cdot 60} = 1,26 \text{ kW}$$

Broj obrtaja elektromotora se određuje na osnovu prenosnog odnosa na sljedeći način:

$$n_{em} = i_{12} \cdot n_v = i_{12} \cdot \frac{v}{P} = 4 \cdot \frac{1}{0,006} \approx 667 \frac{0}{\text{min}}$$

gdje je broj obrtaja navojnog vretena:

$$n_v = \frac{v}{P} = \frac{1}{0,006} \approx 167 \frac{0}{\text{min}}$$

- Međuosno rastojanje zupčastog para 1-2 se određuje na osnovu sljedećeg izraza:

$$a_{12} = m \cdot \frac{z_1 + z_2 \cos \beta_0}{2 \cos \alpha}$$

Broj zuba zupčanika 1 se određuje na osnovu prenosnog odnosa:

$$z_1 = \frac{z_2}{i_{12}} = \frac{100}{4} = 25$$

Ugao nagiba osnovne zupčaste letve se određuje na sljedeći način:

$$\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_0} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ} = \operatorname{arctg} \frac{0,364}{0,9903} = 20,11^\circ$$

Ugao dodirnice α se određuje prema izrazu:

$$\sin \alpha = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \sin \alpha_0$$

$$\sin \alpha = 2 \cdot \frac{0,5 + 0,5}{25 + 100} \cdot 0,364 + 0,01533 = 0,02115 \Rightarrow \alpha = 22^\circ 22'$$

Meduosno rastojanje se dobija ako se uvrste sada poznate veličine u početni

izraz:

$$a_{12} = 3 \cdot \frac{25 + 100}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ 11'}{\cos 22^\circ 22'} = 190,297 \text{ mm}$$

c) Vijek ležaja se može odrediti na osnovu slijedećeg izraza:

$$T = \frac{N}{n_v}, \text{ gdje je:}$$

$$N = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{\xi_H \cdot F} \right)^3 = 10^6 \cdot \left(\frac{43,2}{1 \cdot 20} \right)^3 \approx 10^7 \text{ obrtaja}$$

Dinamička nosivost je za zadani tip ležaja $C=43,2 \text{ kN}$, a faktor temperature $\xi_H=1$.

Uvrštavanjem izračunatog broja obrtaja navojnog vretena određenog pod a) dobija se:

$$T = \frac{10^7}{167} = 59880 \text{ min} \Rightarrow T = 998 \text{ sati}$$

Vijek ležaja se može odrediti i na slijedeći način, na osnovu izraza:

$$T = \frac{16660}{n_v} \cdot \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \frac{16660}{n_v} \cdot \left(\frac{43,2}{20} \right)^3 \approx 1005 \text{ sati} \approx 60321 \text{ min}$$

Konačno se može uzeti da je vijek ležaja $T \approx 1000$ sati.

ZADATAK 47

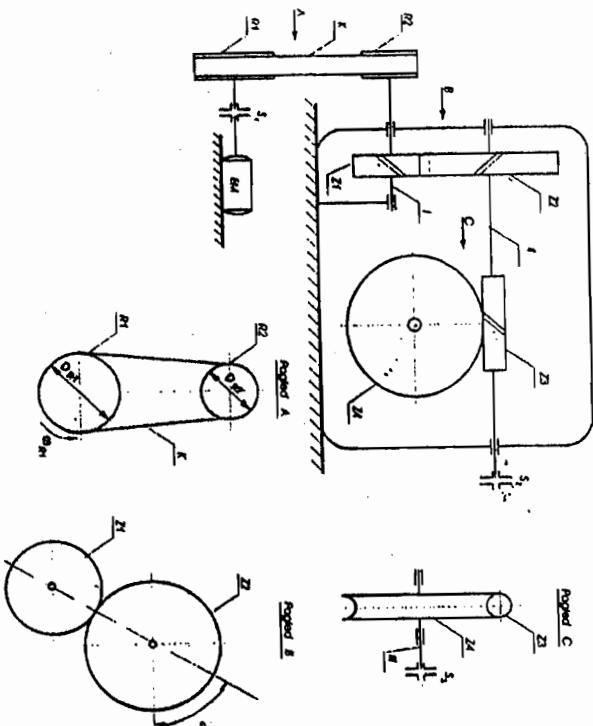
Prenosnik prikazan na slici prenosi snagu od elektromotora preko kaišnog prenosnika K, zupčastog para 1-2 i pužnog para 3-4. Snaga se predaje na izlaznim vratilima II i III preko spojnice S2 i S3. Pod pretpostavkom da se ostvaruje trajno prenošenje snage sa elektromotora $P_{em}=3 \text{ kW}$ pri broju obrtaja $n_{em}=1500 \text{ o/min}$ i odnosu $P_{S2}/P_{S3}=2$. Potrebno je:

- Određiti snagu koja se predaje na spojnici S2 i S3 uzimajući u obzir gubitke u kaišnom prenosniku, zupčastom paru 1-2, pužnom paru 3-4 kao i gubitke u ležajevima.
- Određiti brojeve obrtaja na vratilima I, II, III, momente uvijanja na vratilu II i nacrtati dijagram momenta uvijanja za vratilo II.
- Određiti međuosno rastojanje pužnog para 3-4.
- Nacrtati šemu opterećenja vratila II u horizontalnoj i vertikalnoj ravni.

Ostali podaci:

$$z_1=23; z_2=56; \eta_{1,2}=0,8; z_3=1; z_4=40; m_{3,4}=10 \text{ mm}; \mu=0,06; \gamma_m=7,125^\circ$$

$$D_{R1}=150 \text{ mm}; D_{R2}=75 \text{ mm}; \eta_K=0,8; \eta_{leZ}=0,9 \text{ (PAR)}.$$



Slika 47, Prenosnik sa grananjem snage

Rješenje

a) Snaga elektromotora potrebna za pogon prenosnika

$$P_{em} = \frac{P_{s3}}{\eta_1^I \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_k} + \frac{P_{s2}}{\eta_1^I \cdot \eta_{12} \cdot \eta_k}$$

Iz uslova zadatka imamo odnos $P_{s3}/P_{s2}=2$, pa je onda $P_{s3}=2 \cdot P_{s2}$.

Ako ovaj odnos zamjenimo u izraz za određivanje snage elektromotora imamo:

$$P_{em} = \left(\frac{2}{\eta_1^I \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_k} + \frac{1}{\eta_1^I \cdot \eta_{12} \cdot \eta_k} \right) P_{s2}$$

Sada se može odrediti snaga koja se predaje na spojnici S_2 :

$$P_{s2} = \frac{3 \cdot 10^3}{2} = \frac{3 \cdot 10^3}{6,398 + 1,929} = 360,27 \text{ W}$$

$$\frac{0,9^3 \cdot 0,8 \cdot 0,67 \cdot 0,8}{2} + \frac{0,9^2 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{2} = 360,27 \text{ W}$$

Stepen iskorištenja pužnog para 3-4 se može odrediti na sljedeći način:

$$\eta_{34} = \frac{\text{tg} \gamma_m}{\text{tg}(\gamma_m + \rho)}, \text{ gdje je:}$$

$\rho = \arctg \mu = \arctg 0,06 = 3,433^\circ$ - ugao trenja, pa ako se uvrsti imamo

$$\eta_{34} = \frac{\text{tg} 7,125^\circ}{\text{tg}(7,125^\circ + 3,433^\circ)} = 0,67$$

Iz uslova zadatka možemo naći snagu koja se predaje na spojnici S_3 :

$$P_{s3} = 2 \cdot P_{s2} = 2 \cdot 360,27 = 720,546 \text{ W}$$

b) Broj obrtaja na vratilima I, II i III se određuje na osnovu prenosnih odnosa na sljedeći način:

$$i_k = \frac{D_{R2}}{D_{R1}} = \frac{75}{150} = 0,5$$

Istovremeno je:

$$i_k = \frac{n_{em}}{n_I} \Rightarrow n_I = \frac{n_{em}}{i_k} = \frac{1500}{0,5} = 3000 \frac{\text{ob}}{\text{min}}$$

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_I}{n_{II}} \Rightarrow n_{II} = n_I \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = 3000 \cdot \frac{23}{56} = 1232,14 \frac{\text{ob}}{\text{min}}$$

$$i_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{n_{III}}{n_{II}} \Rightarrow n_{III} = n_{II} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = 1232,14 \cdot \frac{1}{40} = 30,8 \frac{\text{ob}}{\text{min}}$$

Obrtni moment na zupčaniku 2 se može odrediti na osnovu snage na zupčaniku 2 na sljedeći način:

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_{II} = M_2 \cdot \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} \Rightarrow M_2 = \frac{30 \cdot P_2}{\pi \cdot n_{II}}$$

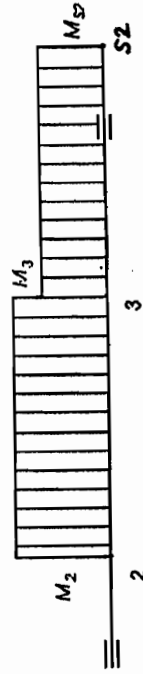
Snaga na zupčaniku 2 je:

$$P_2 = P_{em} \cdot \eta_k \cdot \eta_1^I \cdot \eta_{12} = 3 \cdot 0,8 \cdot 0,9^2 \cdot 0,8 = 1,555 \text{ kW}, \text{ pa je obrtni moment:}$$

$$M_2 = \frac{30 \cdot 1,555 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1232,14} = 12,059 \text{ Nm}$$

Na isti način se mogu odrediti snaga i obrtni moment na spojnici S_2 :

$$P_{s2} = M_{s2} \cdot \omega_{s2} = M_{s2} \cdot \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} \Rightarrow M_{s2} = \frac{30 \cdot P_{s2}}{\pi \cdot n_{II}} = \frac{30 \cdot 360,27}{\pi \cdot 1232,14} = 2,798 \text{ Nm}$$



Slika 47.1

Obrtni moment na zupčaniku 3 je:

$$M_3 = M_2 - M_{s2} = 12,059 - 2,798 = 9,26 \text{ Nm}$$

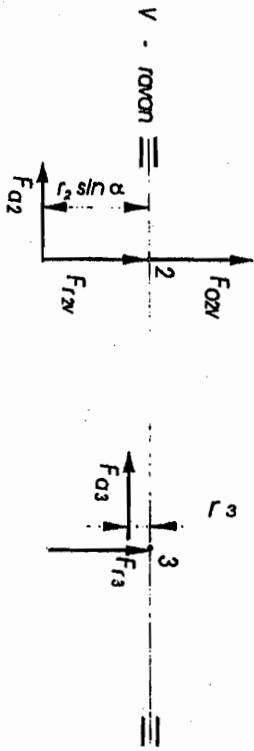
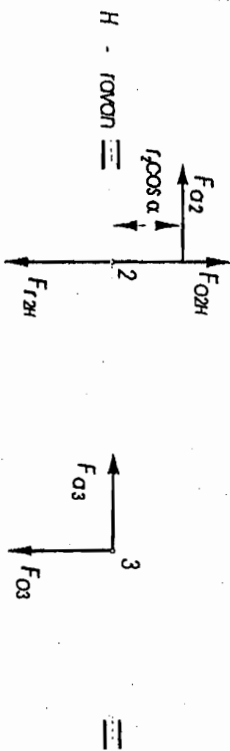
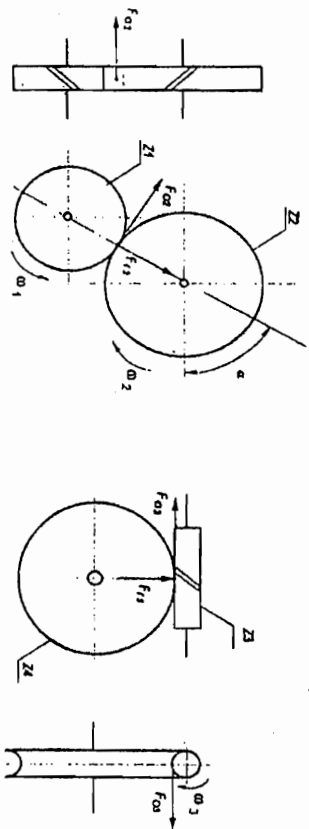
c) Međuosno rastojanje pužnog para 3-4 se određuje na sljedeći način:

$$a_{34} = \frac{q \cdot m}{2} + \frac{m \cdot Z_4}{2}, \text{ gdje je}$$

$$\text{tg} \gamma_m = \frac{Z_1}{q} \Rightarrow q = \frac{1}{\text{tg} 7,125^\circ} = 8$$

$$a_{34} = \frac{8 \cdot 10}{2} + \frac{10 \cdot 40}{2} = 240 \text{ mm}$$

d) Shema opterećenja vratila II u horizontalnoj i vertikalnoj ravni



Slika 47.2

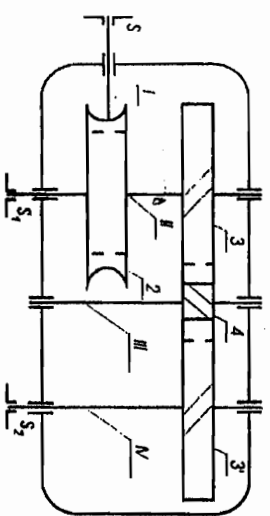
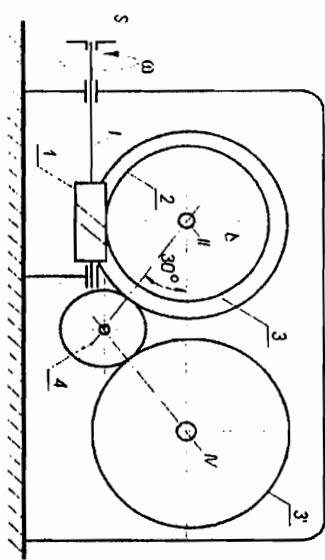
ZADATAK 48

Pogon prenosnika koji je šematski prikazan na slici ostvaruje se preko spojnice S. Na izlaznim vratilima sa spojnicama S₁ i S₂, sa jednakim ugaonim brzinama i smjerovima obrtanja priključuju se radne mašine sa jednakim radnim otporom. Pod pretpostavkom da se ostvaruje trajno prenošenje snage na ulaznom vratilu P_s=15 kW pri broju obrtaja n_s=800 o/min:

- a) Izračunati obrtne momente na spojnicama S₁ i S₂, kao i obrtne momente na vratilu II na mjestu pužnog zupčanika 2 i zupčanika 3;
- b) Nacrtati dijagram momenata uvijanja za vratilo II;
- c) Nacrtati šemu opterećenja vratila II u H i V ravni;
- d) Izračunati vrijednosti sila koji opterećuje vratilo II na mjestu pužnog zupčanika 2 i zupčanika 3.

Ostali podaci:

z₁=2; z₂=34; m_n=6 mm; q=12; μ=0,05
 z₄=z₃=85; z₁=27; m_{n3,4}=3 mm; β=8°7'; η_{3,4}=η_{4,3}=0,98; η_L=0,99 (PAR)



Slika 48. Prenosnik sa grananjem snage

Rješenja

a) Snaga na spojnici S potrebna za pogon prenosnika

$$P_S = \frac{P_{S1}}{\eta_{12} \cdot \eta_L^2} + \frac{P_{S2}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_L^4}$$

Uslov zadatka je da je $P_{S1} = P_{S2}$.

Stepen iskorišćenja pužnog para:

$$\eta_{12} = \frac{t g \gamma}{t g(\gamma + \rho)}, \text{ gdje je:}$$

$$t g \gamma = \frac{Z_2}{q} = \frac{2}{12} = 0,1666 \Rightarrow \gamma = 9,46^\circ$$

$\rho = \arctg \mu = \arctg 0,05 = 2,86^\circ$ - ugao trenja, pa ako se uvrsti imamo

$$\eta_{12} = \frac{t g 9,46^\circ}{t g(9,46^\circ + 2,86^\circ)} = 0,76$$

Ako se izračunati stepen iskorišćenja i zadani podaci uvrste u početnu jednačinu

i ako se uzme u obzir uslov da je $P_{S1} = P_{S2}$ imamo:

$$P_{S1} = \frac{P_S}{1 + \frac{1}{\eta_L^2 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_L^4 \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_L^4}} = \frac{P_S}{1 + \frac{1}{0,99^2 \cdot 0,76 \cdot 0,99^4 \cdot 0,76 \cdot 0,98^2}} = 5,417 \text{ kW}$$

Obrtni moment na spojnici S₁:

$$M_{S1} = \frac{P_{S1}}{\omega_{S1}} = \frac{5417}{4,925} = 1099,9 \text{ Nm}$$

Na osnovu ukupnog prenosnog odnosa određiće se broj obrtaja na spojnici S₂:

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{43} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{15}{12}, \text{ pa je broj obrtaja na spojnici S}_2:$$

$$n_{S2} = n_5 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = 800 \cdot \frac{2}{34} \cdot \frac{85}{85} = 47,06 \frac{\text{o}}{\text{min}}$$

$$P_{S2} = M_{S2} \cdot \omega_{S2}$$

Ugaona brzina na spojnicama S₁ i S₂ je ista:

$$\omega_{S1} = \omega_{S2} = \frac{\pi \cdot n_{S1}}{30} = \frac{\pi \cdot 47,06}{30} = 4,925 \frac{1}{s}, \text{ a s obzirom na uslov } P_{S1} = P_{S2} \text{ to je:}$$

$$\frac{M_{S1}}{\omega_{S1}} = \frac{M_{S2}}{\omega_{S2}} \Rightarrow M_{S1} = M_{S2} = 1099,9 \text{ Nm}$$

Obrtni moment na zupčaniku 2:

$$M_{O2} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{11173}{4,925} = 2268,4 \text{ Nm}$$

Snaga na zupčaniku 2:

$$P_2 = P_3 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_L^2 = 15 \cdot 0,76 \cdot 0,99^2 = 11,173 \text{ kW}$$

Ugaona brzina na zupčaniku 2:

$$\omega_2 = \omega_{S1} = 4,925 \text{ s}^{-1}$$

Obrtni moment na zupčaniku 3:

$$M_{O3} = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{P_2}{\eta_{34} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_L^2} = \frac{5417}{0,99^2 \cdot 0,98^2} = 5754,88 \text{ W}$$

$$\omega_3 = \omega_{S1} = 4,925 \text{ s}^{-1}$$

$$M_{O3} = \frac{5754,88}{4,925} = 1168,5 \text{ Nm}$$

S obzirom da je obrtni moment na pužnom zupčaniku 2 jednak zbiru obrtnog momenta na spojnici S₁ i obrtnog momenta na zupčaniku 3 možemo izvršiti provjeru predhodno određених vrijednosti momenata.

$$M_{o3} + M_{n1} = M_{o2}$$

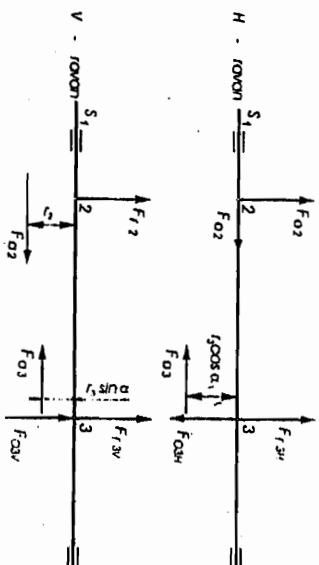
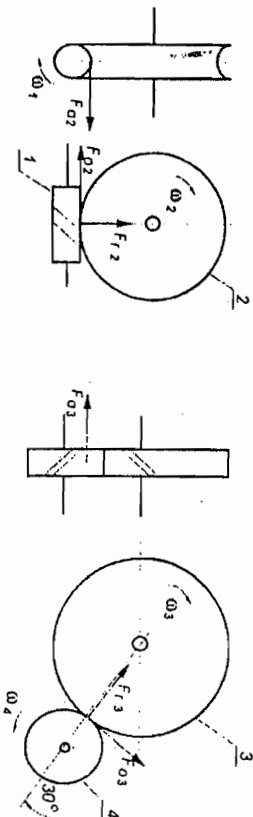
$$1168,5 + 1099,9 = 2268,4 \text{ Nm}$$

b) Dijagram momenata uvijanja i obrtnog momenta za vratilo II



Slika 48.1

c) Shema opterećenja vratila II u horizontalnoj i vertikalnoj ravni



Slika 48.2

d) Određivanje vrijednosti sila koje opterećuju vratilo II

Obimna sila na zupčanicu 3:

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_3} = \frac{2 \cdot 1168,5}{0,25758} = 9072,9 \text{ N, gdje je:}$$

$$d_3 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_3 = \frac{3}{\cos 8,116} \cdot 85 = 257,58 \text{ mm}$$

Radijalna sila na zupčanicu 3:

$$F_{r3} = \frac{F_{o3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{9072,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8,116} = 3335,7 \text{ N}$$

Aksijalna sila na zupčanicu 3:

$$F_{a3} = F_{o3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 9072,9 \cdot \operatorname{tg} 8,116^\circ = 1293,8 \text{ N}$$

Obimna sila na pužnom zupčanicu 2:

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{o2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 2268,4}{0,204} = 22239,2 \text{ N, gdje je:}$$

$$d_2 = m_{n2} \cdot z_2 = 6 \cdot 34 = 204 \text{ mm}$$

Radijalna sila na pužnom zupčanicu 2:

$$F_{r2} = F_{o2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 22239,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 8094,4 \text{ N}$$

Aksijalna sila na pužnom zupčanicu 2:

$$F_{a2} = F_{r2} = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 177,2}{0,072} = 4922,2 \text{ N, gdje su:}$$

$$d_1 = m \cdot q = 6 \cdot 12 = 72 \text{ mm}$$

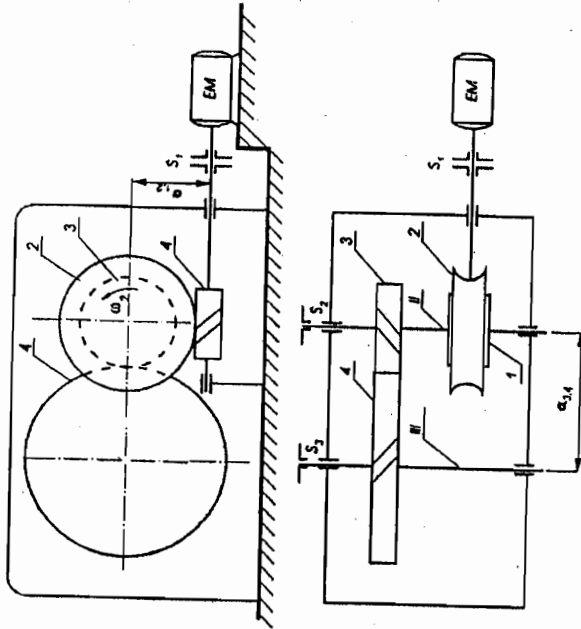
$$M_{o1} = \frac{P_2}{\omega_2} \cdot \eta_1 = \frac{15 \cdot 10^3}{83,77} \cdot 0,99 = 177,2 \text{ Nm}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 800}{30} = 83,77 \text{ s}^{-1}$$

ZADATAK 49

Dvostepeni pužni prenosnik $z_1 - z_4$, kojem drugi stepen čini cilindrični zupčasti par s kosim zubima z_3 i z_4 , prima pogon preko spojnice S_1 od elektromotora EM sa brojem obrtaja $n_{em} = 24 \text{ s}^{-1} = 1440 \text{ min}^{-1}$ i snage $P_{em} = 10,2 \text{ kW}$, koju preko spojnice S_2 i S_3 , predaje radnoj mašini. Koefficient korisnog dejstva: za par kotrljajućih ležajeva $\eta_L = 0,99$; zupčastog para 3-4 je $\eta_{34} = 0,98$. Potrebno je izračunati:

- Prenosni odnos pužnog para i_{12} , i zupčastog para i_{34} , ako je broj obrtaja vratila III $n_{III} = 0,3 \text{ s}^{-1} = 18 \text{ min}^{-1}$; $z_1 = 1$; $m_{n12} = 6 \text{ mm}$; $x_1 = x_2 = 0$; $a_{12} = 156 \text{ mm}$; $\mu = 0,03$; $\gamma = 4,763^\circ$.
- Obrtne momente i snagu na izlaznim spojnica S_2 i S_3 , ako je $P_{S_2} = 0,4 P_{S_3}$ kao i vrijednost snage koja se izgubi u prenosniku zbog gubitaka.
- Ugao nagiba bočne linije β_0 zupčanika z_3 da aksijalna sila pužnog zupčanika 2 drži ravnotežu aksijalnoj sili zupčanika 3, ako je $a_{34} = 280 \text{ mm}$.
- Treba nacrtati šemu opterećenja vratila II u Hi V ravni.



Slika 49, Dvostepeni zupčasti prenosnik

Rješenje

a) Ukupni prenosni odnos prenosnika dat je slijedećim izrazom

$$i_{uk} = \frac{n_{em}}{n_{III}} = i_{12} \cdot i_{34}$$

$$i_{12} \cdot i_{34} = \frac{24}{0,3} = 80$$

Broj zuba zupčanika z_2 može se odrediti iz međuosnog rastojanja pužnog para 1-2:

$$a_{12} = \frac{q \cdot m_{12}}{2} + \frac{m_{12} \cdot z_1}{2}, \text{ gdje je}$$

$$\text{tg} \gamma_m = \frac{z_1 \cdot z_2}{q} \Rightarrow q = \frac{z_1 \cdot z_2}{\text{tg} \gamma_m} = \frac{1 \cdot z_2}{\text{tg} 4,763^\circ} = 12$$

$$z_2 = \frac{2 \cdot a_{12}}{m_{12}} - q = \frac{2 \cdot 156}{6} - 12 = 40$$

Sada se na osnovu izraza za ukupni prenosni odnos mogu odrediti prenosni odnosi za parove zupčanika 1-2 i 3-4:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{1} = 40$$

$$i_{34} = \frac{i_{uk}}{i_{12}} = \frac{80}{40} = 2$$

b) Snaga elektromotora potrebna za pogon prenosnika

$$P_{em} = \frac{P_{S_3}}{\eta_L \cdot \eta_{34} \cdot \eta_p} + \frac{P_{S_2}}{\eta_L \cdot \eta_p}$$

$$P_{em} = \frac{P_{S_3}}{\eta_L \cdot \eta_{34} \cdot \eta_p} + \frac{0,4 \cdot P_{S_3}}{\eta_L \cdot \eta_p}$$

Sredivanjem prethodnog izraza može se odrediti snaga koja se predaje na spojnici S_3 :

$$P_{s3} = \frac{10,2}{1 + \frac{0,4}{0,99^3 \cdot 0,98 \cdot 0,73} + \frac{0,4}{0,99^2 \cdot 0,73}} = 5,1 \text{ kW}$$

Stepen iskorišćenja pužnog para se može odrediti na slijedeći način:

$$\eta_p = \frac{\text{tg} \gamma_{\text{m}}}{\text{tg}(\gamma_{\text{m}} + \rho)}, \text{ gdje je:}$$

$\rho = \arctg \mu = \arctg 0,03 = 1,71835^\circ$ - ugao trenja, pa ako se uvrsti imamo:

$$\eta_p = \frac{\text{tg} 4,7636^\circ}{\text{tg}(4,7636^\circ + 1,71835^\circ)} = 0,73$$

Iz uslova zadatka možemo naći snagu koja se predaje na spojnici S_2 :

$$P_{s2} = 0,4 \cdot P_{s3} = 0,4 \cdot 5,1 = 2,04 \text{ kW}$$

Snaga koja se izgubi na prenosniku zbog gubitaka:

$$P_{\text{izg}} = P_{\text{em}} - (P_{s2} + P_{s3}) = 10,2 - (2,04 + 5,1) = 3,06 \text{ kW}$$

Obrtni moment na spojnici S_3 se može odrediti na osnovu snage:

$$P_{s3} = M_{s3} \cdot \omega_{\text{III}} = M_{s3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{III}} \Rightarrow M_{s3} = \frac{P_{s3}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{III}}}$$

$$M_{s3} = \frac{5,1 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 0,3} = 2705,6 \text{ Nm}$$

Obrtni moment na spojnici S_2 :

$$M_{s2} = \frac{P_{s2}}{\omega_{\text{II}}} = \frac{2,04}{3,7699} = 541,1 \text{ Nm},$$

gdje je ugaona brzina na vratilu II na osnovu

$$i_{34} = \frac{\omega_{\text{II}}}{\omega_{\text{III}}} \Rightarrow \omega_{\text{II}} = i_{34} \cdot \omega_{\text{III}} = 2 \cdot 2\pi \cdot 0,3 = 3,7699 \text{ s}^{-1}$$

c) Iz uslova zadatka imamo $F_{s2} = F_{s3}$.

Aksijalne sile na zupčaniku se mogu odrediti na osnovu slijedećih izraza:

$$F_{s2} = F_{o1} = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_m}$$

$$F_{s3} = F_{o3} \cdot \text{tg} \beta_o = \frac{2 \cdot M_{o3}}{d_s} \cdot \text{tg} \beta_o$$

Srednji prečnik puža:

$$d_m = q \cdot m = 12 \cdot 6 = 72 \text{ mm} = 0,072 \text{ m}$$

Obrtni moment na pužu 1:

$$M_{o1} = \frac{P_{\text{em}}}{\omega_{\text{em}}} \cdot \eta_1 = \frac{P_{\text{em}}}{2\pi \cdot n_{\text{em}}} \cdot \eta_1$$

$$M_{o1} = \frac{10200}{2\pi \cdot 24} \cdot 0,99 = 67 \text{ Nm}$$

Obrtni moment na zupčaniku 3:

$$M_{o3} = M_{\text{em}} \cdot \eta_p \cdot \eta_1 \cdot i_{12}$$

$$M_{o3} = \frac{10200}{2\pi \cdot 24} \cdot 0,73 \cdot 0,99^2 \cdot 40 = 1936,8 \text{ Nm}$$

Podelni prečnik zupčanika 3 se može odrediti na osnovu međuosnog rastojanja:

$$a_{34} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{d_3}{2} (1 + i_{34}) \Rightarrow d_3 = \frac{2 \cdot a_{34}}{1 + i_{34}} = \frac{2 \cdot 280}{1 + 2} = 186,6 \text{ mm} = 0,187 \text{ m}$$

Sada se mogu odrediti aksijalne sile:

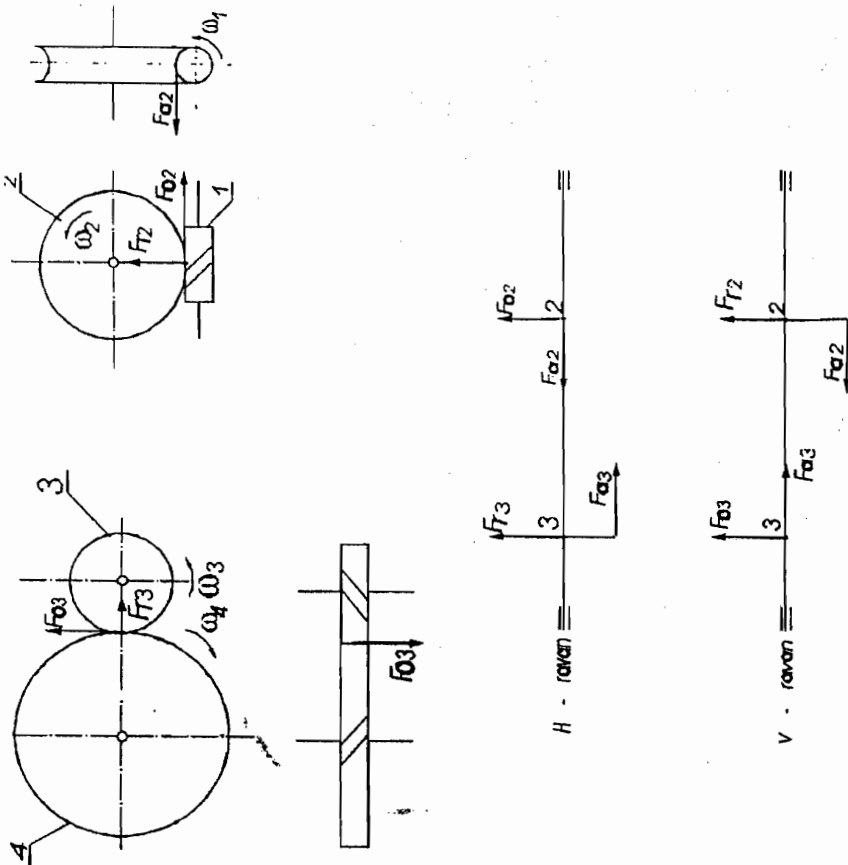
$$F_{s2} = \frac{2 \cdot 67}{0,072} = 1,861 \text{ N}$$

$$F_{s3} = \frac{2 \cdot 1936,8}{0,187} \cdot \text{tg} \beta_o = 20714,4 \cdot \text{tg} \beta_o$$

Na osnovu uslova zadatka sada se može odrediti ugao β_o :

$$\text{tg} \beta_o = \frac{1861}{20714,4} = 0,089 \Rightarrow \beta_o = 5,13^\circ$$

d) Shema opterećenja vratila II u horizontalnoj i vertikalnoj ravni

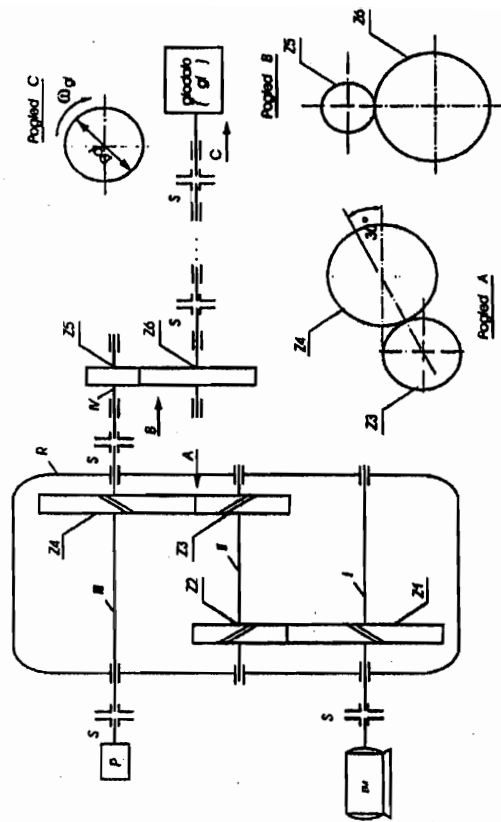


Slika 49.1

ZADATAK 50

Pogonska grupa bagera s glodalom gl sastoji se od elektromotora EM, dvostepenog zupčastog reduktora R s cilindričnim zupčanicama kosih zuba z_1, z_2, z_3, z_4 para cilindričnih zupčanika sa pravim zubima z_5 i z_6 i dugačkog višedijelnog vratila uležištenog u klizne ležaje. Koefficienti iskoristenja: reduktora $\eta_R = 0,96$; zupčastog para $\eta_{3,6} = 0,97$; a gubitke u ležajevima zanemariti. Potrebno je izračunati, odnosno odrediti:

- Karakteristike elektromotora: snagu elektromotora P_{EM} , broj obrtaja elektromotora n_{EM} za pogon glodala I pomoćne pumpe P ako je prečnik glodala $D_{gl} = 2000$ mm, srednja obodna brzina glodala $v_{gl} = 1,05$ m/s, otpor rezanja zemljišta glodala F_{og} = 100 kN, snaga koju troši pumpa $P_p \approx 5,65$ kW, a ukupni prenosni odnos $i_{uk} = 150$.
- Sile koje opterećuju vratila III i IV ako su: $z_1 = 14$; $z_2 = 87$; $z_3 = 16$; $z_4 = 84$; $\beta_0 = 14^\circ$; $m_n = 12$ mm; $\alpha_n = 20^\circ$; $z_5 = 25$; $z_6 = 115$; $m = 16$ mm; $\alpha_0 = 20^\circ$; $a_{s6} = 1135,6$ mm (zupčanic 5 i 6 su sa korigovanim zupcima)
- Treba nacrtati šemu opterećenja (sile) u horizontalnoj i vertikalnoj ravni vratila III i IV kao i dijagram momenta u jianja vratila III.



Slika 50, Zupčasti prenosnik

Rješenje

a) Ukupni prenosni odnos

$$i_{uk} = \frac{\Omega_{cm}}{\Omega_{glod}} \Rightarrow \Omega_{cm} = i_{uk} \cdot \Omega_{glod} \quad (1)$$

Obimna brzina glodala

$$v_{glod} = \frac{D}{2} \cdot \Omega_{glod} = \frac{D}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \Omega_{glod} = D \cdot \pi \cdot \Omega_{glod}$$

broj obrtaja glodala

$$\Omega_{glod} = \frac{v_{glod}}{D \cdot \pi} = \frac{1,05}{2 \cdot \pi} = 0,1671 \text{ s}^{-1}$$

Iz jednadžbe (1)

$$\Omega_{cm} = i_{uk} \cdot \Omega_{glod} = 150 \cdot 0,1671 = 25 \text{ s}^{-1} = 1504,7 \text{ } \%$$

Potrebna snaga elektromotora

$$P_{cm} = \frac{P_p}{\eta_R} + \frac{P_{glod}}{\eta_R \cdot \eta_{5,6}}$$

Snaga koju troši glodalo na svoj rad

$$P_{glod} = F_{opglod} \cdot v_{glod} = 100 \cdot 1,05 = 105 \text{ kW}$$

$$P_{cm} = \frac{5,65}{0,96} + \frac{105}{0,96 \cdot 0,97} = 118,643 \text{ kW}$$

b) Sile koje opterećuju vratila III i IV

Obimna sila na zupčaniku 4.

$$F_{o4} = \frac{2 \cdot M_{o4}}{d_{o4}}$$

Obrtni momenti na zupčaniku 4.

$$M_{o4} = M_{o5} + M_{op}$$

$$M_{o5} = \frac{M_{opglod}}{i_{5,6} \cdot \eta_{5,6}} = \frac{10^5}{4,6 \cdot 0,97} = 22,411 \text{ kNm}$$

$$M_{opglod} = F_{opglod} \cdot \frac{D_{glod}}{2} = 10^5 \cdot \frac{2}{2} = 10^5 \text{ Nm}$$

$$i_{5,6} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{115}{25} = 4,6$$

$$M_{op} = \frac{P_p}{\Omega_{III}} = \frac{P_p}{i_{5,6} \cdot \Omega_{glod}} = \frac{5,65}{4,6 \cdot 1,049} = 1,17 \text{ kNm}$$

$$\Omega_{glod} = 2 \cdot \pi \cdot \Omega_{glod} = 2 \cdot \pi \cdot 0,1671 = 1,049 \text{ s}^{-1}$$

$$M_{o4} = M_{o5} + M_{op} = 22,411 + 1,17 = 23,58 \text{ kNm}$$

$$d_{o4} = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta_0} = \frac{84 \cdot 12}{\cos 14^\circ} = 1,04 \text{ m}$$

$$F_{o4} = \frac{2 \cdot M_{o4}}{d_{o4}} = \frac{2 \cdot 23,58}{1,04} = 45,346 \text{ kN}$$

Radijalna sila na zupčaniku 4.

$$F_{r4} = F_{o4} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_0} = 45,346 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 17 \text{ kN}$$

Aksijalna sila na zupčaniku 4.

$$F_{a4} = F_{o4} \cdot \operatorname{tg} \beta_n = 45,346 \cdot \operatorname{tg} 14^\circ = 11,3 \text{ kN}$$

Obimna sila na zupčaniku 5.

$$F_{o5} = \frac{2 \cdot M_{o5}}{d_{o5}} = \frac{2 \cdot 22,411}{0,406} = 110,399 \text{ kN}$$

$$d_{o5} = \frac{2 \cdot a_{5,6}}{i_{5,6} + 1} = \frac{2 \cdot 1,356}{4,6 + 1} \approx 0,406 \text{ m}$$

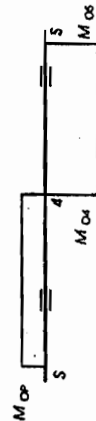
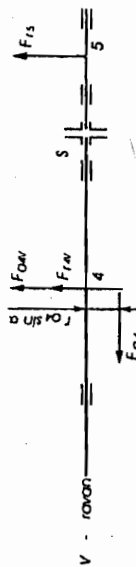
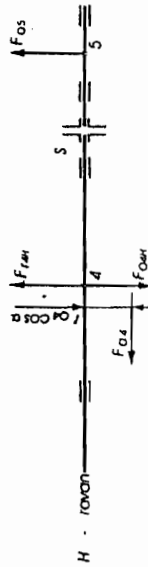
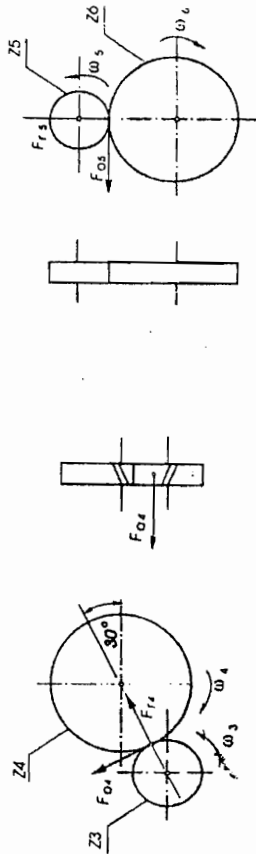
Radijalna sila na zupčaniku 5.

$$F_{r5} = F_{o5} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 110,399 \cdot \operatorname{tg} 22^\circ 04' = 44,7 \text{ kN}$$

$$\cos \alpha = \frac{m \cdot (z_5 + z_6)}{2 \cdot a_{5,6}} \cdot \cos \alpha_0 = \frac{16 \cdot (25 + 115)}{2 \cdot 1,356} \cdot \cos 20^\circ = 0,926$$

$$\alpha = 22^\circ 04'$$

c) Šema opterećenja (sila) u horizontalnoj i vertikalnoj ravni vratila III i IV i dijagram momenata uvijanja za vratilo III

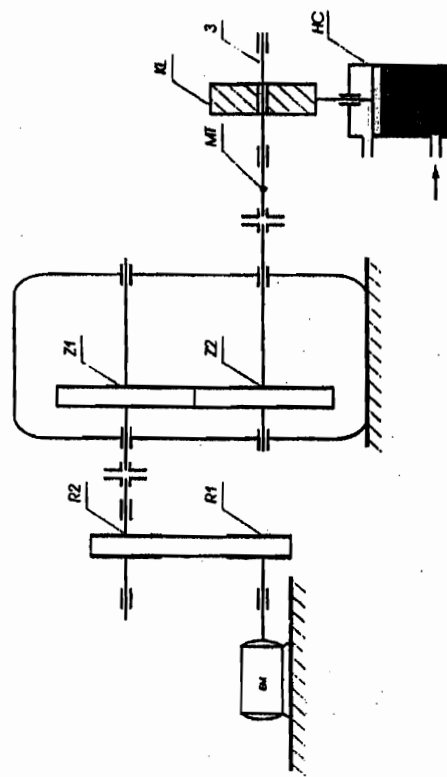


Slika 50.1

ZADATAK 51

Uredjaj za ispitivanje ležišta, prikazan na slici, ima na vratilu 3 montirano klizno ležište KL prečnika $d = 80$ H8/d10 i širine $b = 100$ mm. Pogon vratila 3 osvrta se pomoću elektromotora sa brojem obrtaja $n_{em} = 2850$ o/min, remenog prenosnika R_1, R_2 čiji su prečnici reменice $D_{R1} = 50$ mm i $D_{R2} = 100$ mm i jednostepenog zupčastog reduktora z_1, z_2 sa prenosnim odnosom $i_{1,2} = 1,75$. Ispitivano klizno ležište opterećeno je pomoću hidrauličkog cilindra HC radijalnom silom $F = 25$ kN. Koefficienti korisnog dejstva: reменice $\eta_R = 0,95$, zupčastog prenosnika z_1, z_2 $\eta_{1,2} = 0,96$, osim kliznog ležišta koje se ispituje, svi su ostali ležajevi sa $\eta_L = 0,99$ (za dva ležaja na jednom vratilu).
Potrebno je:

- Određiti potrebnu snagu elektromotora za pogon uredjaja ako je maksimalna temperatura ulja u ispitivanom ležištu $\theta = 350$ K, koefficient odvodjenja toplote $\alpha = 70$ W/m² K i okolna temperatura $\theta_0 = 293$ K.
 - Na vratilu 3 (na mjestu MT) metodom njernih traka izmjerena je vrijednost obrtnog momenta $M_3 = 1,2$ Nm. Provjeriti koliko ova vrijednost odstupa od računске vrijednosti obrtnog momenta na istom mjestu datog vratila.
 - Određiti koefficient trenja ulja u ležištu.
 - Određiti graničnu dopuštenu radijalno opterećenje F_{max} ležišta, ako je posteljica od livenog željeza (SL 20), sa $p_{dop} = 4$ MPa.
 - Određiti dinamičku viskoznoost ulja η u ležištu ako je Sommerfeldov broj $S_0 = 7$
- (Pretpostaviti da se kod nailjevanja ležišta ostvario srednji zazor)



Slika 51. Uredjaj za ispitivanje kliznog ležišta

Rješenje

- a) Snaga za savladivanje trenja u kliznom ležištu jednaka je količini toplote koja se proizvede u ležištu

$$P_{\mu} = Q = \alpha \cdot A \cdot (\theta - \theta_0) \quad (1)$$

Površina kroz koju se provodi toplota

$$A = \pi \cdot b \cdot d = \pi \cdot 0,1 \cdot 0,08 = 25,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Uvrštavanjem u jednačinu (1)

$$P_{\mu} = 70 \cdot 25,1 \cdot 10^{-3} \cdot (350 - 293) \approx 100 \text{ W}$$

Potrebna snaga elektromotora

$$P_{em} = \frac{P_{\mu}}{\eta_L \cdot \eta_{I2} \cdot \eta_R} = \frac{100}{0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,95} = 114,3 \text{ W}$$

b) Snaga na mjestu MT

$$P_{MT} = P_{em} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{I2} \cdot \eta_R = 114,3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 101,13 \text{ W}$$

Obrtni moment na mjestu MT

$$M_{MT} = \frac{P_{MT}}{\omega_3} \quad (2)$$

gdje je ω_3 ugaona brzina na vratilu 3

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 814,28}{30} = 85,2 \text{ s}^{-1}$$

Iz prenosni odnosa određujemo n_3 (broj obrtaja vratila 3)

$$i_{uk} = i_{R1,2} \cdot i_{I,2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot i_{I,2} = \frac{100}{50} \cdot 1,75 = 3,5$$

$$i_{uk} = \frac{n_{em}}{n_3} \Rightarrow n_3 = \frac{n_{em}}{i_{uk}} = \frac{2850}{3,5} = 814,28 \text{ /min}$$

Iz jednačine (2)

$$M_{MT} = \frac{101,13}{85,2} = 1,18 \text{ Nm}$$

- c) Koefficient trenja ulja u ležištu određujemo iz relacije za snagu koja se troši na trenje u kliznom ležištu

$$P_{\mu} = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega_3$$

$$\mu = \frac{2 \cdot P_{\mu}}{F \cdot d \cdot \omega_3} = \frac{2 \cdot 100}{25 \cdot 10^3 \cdot 0,08 \cdot 85,2} = 1,87 \cdot 10^{-3}$$

- d) Granično dopušteno radijalno opterećenje F_{max}
Specifični pritisak dat je izrazom

$$p = \frac{F_{max}}{d \cdot b} \leq P_{doz}$$

$$F_{max} \leq P_{doz} \cdot d \cdot b = 4 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 0,08 = 32 \cdot 10^3 \text{ N} = 32 \text{ kN}$$

- e) Izraz za Sommerfeldov broj

$$S_0 = \frac{p \cdot \psi_{sr}^2}{\eta \cdot \omega_3}$$

odavde imamo da je:

$$\eta = \frac{p \cdot \psi_{sr}^2}{S_0 \cdot \omega_3} \quad (3)$$

gdje je specifični pritisak

$$p = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{25 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 0,08} = 3,125 \text{ MPa}$$

Relativni zazor

$$\psi_{sr} = \frac{z_{sr}}{d} = \frac{183 \cdot 10^{-6}}{80 \cdot 10^{-3}} = 2,287 \cdot 10^{-3}$$

Srednji zazor

$$z_{sr} = \frac{z_{max} + z_{min}}{2} = \frac{266 + 100}{2} = 183 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

za $\varnothing 80\text{H}8/d10$

$$A_d = 0; \quad A_g = T_R = 46 \text{ } \mu\text{m}$$

$$T_0 = 120 \text{ } \mu\text{m}, \quad a_g = -100 \text{ } \mu\text{m};$$

$$a_d = a_g - T_0 = -100 - 120 = -220 \text{ } \mu\text{m}$$

$$z_{max} = A_g - a_d = 46 + 220 = 266 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$z_{min} = A_d - a_g = 0 + 100 = 100 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Uvrštavanjem u jednačinu (3)

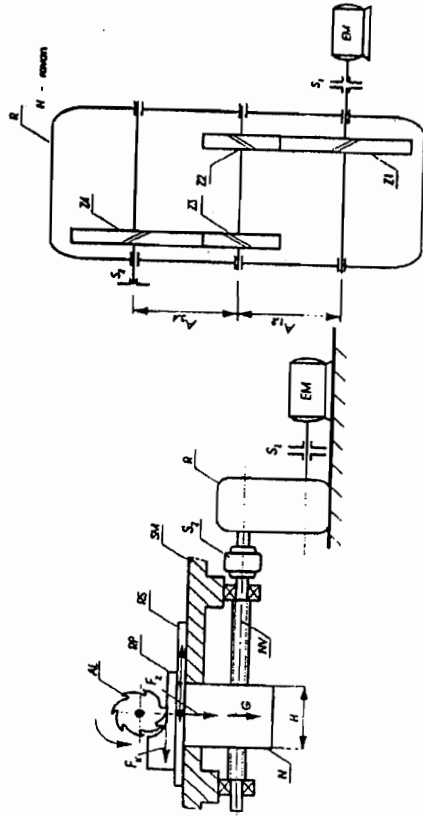
$$\eta = \frac{3,125 \cdot 10^6 \cdot 2,287^2 \cdot 10^{-6}}{7 \cdot 85,2} = 0,027 \text{ Pas}$$

ZADATAK 52

Obrada radnog predmeta (RP) na slici se vrši alatom (AL) za glodanje koji ima obrtno kretanje. Radni predmet je stegnut na radni sto (RS) mašine i dobija pravolinijsko pomoćno kretanje posredstvom navrtke (N) i navojnog vretena (NV). Obrtanje navojnog vretena je obezbjeđeno posredstvom elektromotora (EM) i reduktora (R), te spojnice (SPI i SP2). Šema dvostepenog reduktora sa cilindričnim zupčanicama sa kosim zubima je data zasebno na slici 52. Prilikom obrade (protusmjerno glodanje) javljaju se otpori rezanja F_x i F_z , a djeluje i težina radnog stola i predmeta izražena sa G.

Potrebno je odrediti:

- Maksimalne iznose otpora rezanja, te maksimalnu težinu G radnog stola (RS) i radnog predmeta (RP), ako su poznati odnosi $F_z = 0,3 \cdot F_x$ i $G = 0,5 \cdot F_x$, i ako je dozvoljeni površinski pritisak na bokovima navoja $p_{dov} = 12$ MPa. Visina navrtke je $H = 60$ mm, navojno vreteno je Tr 36 x 6, koeficijent trenja između klizača i radnog stola mašine $\mu_s = 0,15$
- Snagu P_{em} i broj obrtaja radnog elektromotora, ako radni predmet dužine 120 mm mora biti obraden za 80 sekundi, te je koeficijent trenja između zavojaka NV i navrtke $\mu = 0,1$, a svami otpor rezanja $F_r = 12000$ N. Koeficijent trenja između krajeva NV-a i ležajeva se može zanemariti
- Ugao nagiba zupčanika β_{12} i β_{34} ako je $F_{z2} = 0,2 \cdot F_{z3}$ dok su ostali podaci za reduktor: $z_1 = 19$, $z_2 = 38$, $z_3 = 21$, $m_{n12} = 3,76$, $m_{34} = 4$, $\eta_{12} = \eta_{34} = 0,98$, $\eta = 0,99$, $A_{12} = 114$ mm, $A_{34} = 210$ mm.



Slika 52. Uredaj za obradu glodalom

Rješenje

- a) Dozvoljeni površinski pritisak u zavojcima navrtke je:

$$p_{dov} \leq p = \frac{F}{z \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1}$$

Osnovne mjere za Tr 36 x 6 su: $P = 6$ mm, $A_1 = 683$ mm, $H_1 = 2,5$ mm, $d_2 = 33$ mm, $\alpha = 3,31^\circ$

Broj zavojaka navrtke:

$$z = H/P = 60/6 = 10$$

Maksimalna sila koja opterećuje navrtku:

$$F = z \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1 \cdot p_{dov}$$

Aksijalna sila koja predstavlja opterećenje navrtke se može izraziti na sljedeći način:

$$F_a = F_x + \mu_s \cdot (F_z + G) = F_x + 0,15 \cdot (0,3 \cdot F_x + 0,5 \cdot F_x) = 1,12 \cdot F_x \quad (1)$$

Ako se prvo odredi F, a zatim izjednači $F_a = F$, dobija se:

$$F = 10 \cdot 33 \cdot \pi \cdot 2,5 \cdot 12 = 31101,8 \text{ N}$$

$$1,12 \cdot F_x = 31101,8$$

$$F_x = 27769,5 \text{ N}$$

Konačno su maksimalni iznosi za F_z i G :

$$F_z = 0,3 \cdot F_x = 0,3 \cdot 27769,5 = 8330,85 \text{ N}$$

$$G = 0,5 \cdot F_x = 0,5 \cdot 27769,5 = 13884,75 \text{ N.}$$

b) Potrebna snaga elektromotora je:

$$P_{em} = \frac{P_{NV}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56}} \quad (2)$$

Gdje je snaga za pokretanje navojnog vretena:

$$P_{NV} = M_{NV} \cdot \omega_{NV}$$

Obrtni moment M_{NV} treba da savlada trenje u zavojcima navrtke i navojnog vretena:

$$M_{NV} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho')$$

Aksijalna sila, ako se uzmu u obzir zadani odnosi i izraz (1), se može odrediti:

$$F_a = 1,12 \cdot F_x = 1,12 \cdot 12000 = 13440 \text{ N}$$

Određuje se redukovani ugao trenja i uvrsiti u izraz za M_{NV} :

$$\operatorname{tg} \rho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \beta} = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,1035 \Rightarrow \rho' = \operatorname{arctg} 0,1035 = 5,91^\circ$$

$$M_{NV} = 13440 \cdot \frac{233}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,31 + 5,91) = 35996,7 \text{ Nm} = 35,9967 \text{ Nm}$$

Brzina kretanja stola- brzina pomjeranja navrtke:

$$v = \frac{L}{t_g} = \frac{0,120}{80} = 0,0015 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1,5 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 90 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Sada se može odrediti broj obrtaja, ugaona brzina i snaga navojnog vretena:

$$n_{NV} = \frac{v}{p} = \frac{90}{6} = 15 \frac{\text{min}}{\text{min}}$$

$$\omega_{NV} = \frac{\pi \cdot n_{NV}}{30} = \frac{\pi \cdot 15}{30} = 1,57 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_{NV} = M_{NV} \cdot \omega_{NV} = 35,9967 \cdot 1,57 = 56,51 \text{ W}$$

Snaga elektromotora na osnovu izraza (2):

$$P_{em} = \frac{56,51}{0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3} = 60,64 \text{ W}$$

Na osnovu broja obrtaja vratila III odrediće se broj obrtaja vratila II:

$$n_{III} = n_{NV} = 15 \frac{\text{min}}{\text{min}}$$

$$i_{12} = \frac{n_{III}}{n_{III}} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow n_{II} = i_{12} \cdot n_{III}$$

Broj zubaca zupčanika 4 ćemo odrediti iz osnog rastojanja A_{34} koje je poznato:

$$A_{34} = m_{34} \frac{z_3 + z_4}{2} \Rightarrow z_4 = \frac{2 \cdot A_{34}}{m_{34}} - z_3 = \frac{2 \cdot 210}{4} - 21 = 105 - 21 = 84$$

$$i_{12} = \frac{84}{21} = 4 \Rightarrow n_{II} = 4 \cdot n_{III} = 4 \cdot 15 = 60 \frac{\text{min}}{\text{min}}$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{\pi \cdot 60}{30} = 6,28 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Broj obrtaja vratila I:

$$i_{12} = \frac{n_{II}}{n_{II}} \Rightarrow n_I = n_{II} \cdot i_{12}$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{38}{19} = 2 \Rightarrow n_I = 60 \cdot 2 = 120 \frac{\text{min}}{\text{min}}$$

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{\pi \cdot 120}{30} = 12,56 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Broj obrtaja elektromotora:

$$n_{em} = n_I = 120 \frac{\text{min}}{\text{min}}$$

c) Osnovno rastojanje za zupčasti par 1-2 se može odrediti iz sljedećeg obrasca:

$$A_{12} = \frac{m_{12}}{\cos \beta_{12}} \frac{(z_1 + z_2)}{2}$$

Iz posljednjeg izraza se može naći $\cos \beta_{12}$:

$$\cos \beta_{12} = \frac{m_{12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot A_{12}} = \frac{3,76 \cdot (19 + 38)}{2 \cdot 114} = 0,94$$

$$\beta_{12} = \operatorname{arccos} 0,94 = 19,94^\circ \approx 20^\circ$$

Ugao β_{12} ćemo potražiti iz zadanog uslova $F_{z2} = 0,2 \cdot F_{z3}$, pri čemu je:

$$F_{a2} = F_{o2} \cdot \operatorname{tg}\beta_{12}$$

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{o2}}{d_2}$$

$$d_2 = m_{n12} \cdot z_2 = \frac{m_{n12}}{\cos\beta_{12}} \cdot z_2 = \frac{3,76}{\cos 20^\circ} \cdot 38 = 152 \text{ mm}$$

Obrtni moment i ugaona brzina se mogu odrediti na osnovu izraza:

$$M_{o2} = \frac{P_2}{\omega_{n2}}$$

$$\omega_{n2} = \frac{\pi \cdot n_{n2}}{30} = \frac{\pi \cdot 60}{30} = 6,28 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Nakon što se odredi snaga na mjestu zupčanika 2- P₂, mogu se odrediti obrtni moment M_{o2} i obodna sila F_{o2}:

$$P_2 = P_{em} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_I = 60,64 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 58,83 \text{ W}$$

$$M_{o2} = \frac{P_2}{\omega_{n2}} = \frac{58,83}{6,28} = 9,37 \text{ Nm}$$

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot 9,37}{0,152} = 123,27 \text{ N}$$

Aksijalna sila za zupčanik 3 - F_{a3} i obodna sila F_{o3} se mogu odrediti iz sljedećih izraza:

$$F_{a3} = F_{o3} \cdot \operatorname{tg}\beta_{34}$$

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot M_{o3}}{d_3}$$

$$d_3 = m_{34} \cdot z_3 = 4 \cdot 21 = 84 \text{ mm}$$

Da bismo odredili obrtni moment M_{o3} moramo prvo odrediti snagu na mjestu zupčanika, te uvrstiti u tački b) zadatka izračunatu ugaonu brzinu vratila III:

$$P_3 = P_{em} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_I^2 = 60,64 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 58,24 \text{ W}$$

$$M_{o3} = \frac{P_3}{\omega_{n3}} = \frac{58,24}{6,28} = 9,27 \text{ Nm}$$

Sada se može naći obodna sila F_{o2} i uvrštavanjem prethodno izračunatih vrijednosti u izraz koji je postavljen uslovom zadatka F_{a2} = 0,2 · F_{a3} imamo sljedeće:

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot 9,27}{0,084} = 220,71 \text{ N}$$

$$123,27 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,2 \cdot 220,71 \cdot \operatorname{tg}\beta_{34}$$

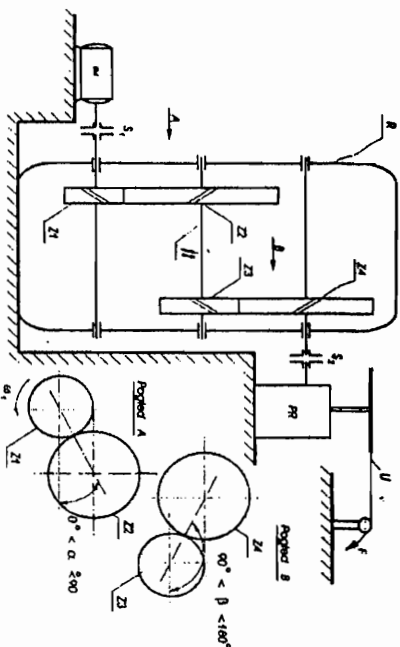
$$\operatorname{tg}\beta_{34} = \frac{123,27 \cdot 0,36}{0,2 \cdot 220,71} = 1,005 \Rightarrow \beta_{34} = \operatorname{arctg} 1,005 = 45,15^\circ$$

ZADATAK 53

Transportna žičara ima pogonski uređaj sastavljen od elektromotora EM zupčanog prenosnika R, pužnog reduktora PR, užetnika U prečnika 2700 mm, oboda krute spojnice S1 i zupčaste spojnice S2.

Odrediti:

- Vučnu silu užeta F i brzinu užeta v ako je snaga elektromotora EM=45 kW, ukupni stepen iskorištenja čitavog sistema $\eta_{uk}=0,69$, ugaona brzina elektromotora 150 rad/s, prenosni odnos pužnog reduktora PR iznosi 13, a brojevi zubaca su z₁=22, z₂=55, z₃=19, z₄=59.
- Odrediti stepen iskorištenja pužnog reduktora PR ako su stepeni iskorištenja svakog para ležaja 0,98, spojnice S2 0,97, svakog cilindričnog zupčastog para 0,95, a užnog prenosnika 0,93.
- Obrtni moment na spojnici S2
- Dati šemu opterećenja u H i V ravni i dijagram torzionog momenta vratila II



Slika 53, Transportna žičara

Rješenje:

a) Snaga elektromotora se dobija preko izraza:

$$P_{EM} = \frac{F \cdot v}{\eta_{uk}} \Rightarrow F = \frac{P_{EM} \cdot \eta_{uk}}{v} \quad (1)$$

Za iznalaženje vučne sile F potrebno je odrediti nepoznate veličine tj.:

$i_{uk} = i_r \cdot i_{pr}$ - ukupni prenosni odnos mehanizma
 Prenosni odnos reduktora:

$$i_r = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{55 \cdot 59}{22 \cdot 19} = 7,76$$

Prema tome imamo:

$$i_{uk} = i_r \cdot i_{pr} = 7,76 \cdot 13 = 100,92$$

S druge strane imamo:

$$i_{uk} = \frac{\omega_{EM}}{\omega_{uz}} \Rightarrow \omega_{uz} = \frac{\omega_{EM}}{i_{uk}} = \frac{150}{100,92} = 1,486 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

ω_{uz} - ugaona brzina užetnika

$$\omega_{uz} = \frac{2 \cdot v}{D} \Rightarrow v = \frac{D \cdot \omega_{uz}}{2} = \frac{2,700 \cdot 1,486}{2} = 2,006 \approx 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina u izraz (1) imamo:

$$F = \frac{45000 \cdot 0,69}{2} = 15525 \text{ N} \approx 15,5 \text{ kN}$$

b) Stepen iskorištenja pužnog reduktora dobijamo iz analize ukupnog stepena iskorištenja sistema, dakle:

$$\eta_{uk} = \eta_L^3 \cdot \eta_S \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{uz} \cdot \eta_z^2 \quad (2)$$

Iz relacije (2) odredujemo traženu veličinu:

$$\eta_{pr} = \frac{\eta_{uk}}{\eta_L^3 \cdot \eta_S \cdot \eta_z^2 \cdot \eta_{uz}} = \frac{0,69}{0,98^3 \cdot 0,97 \cdot 0,95^2 \cdot 0,93} = 0,9$$

c) Obrtni momenti na spojnici S₂ dobijamo preko snage, tj.:

$$P_{S2} = P_{EM} \cdot \eta_L^3 \cdot \eta_z^2 = \frac{F \cdot v}{\eta_{uz} \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_S}$$

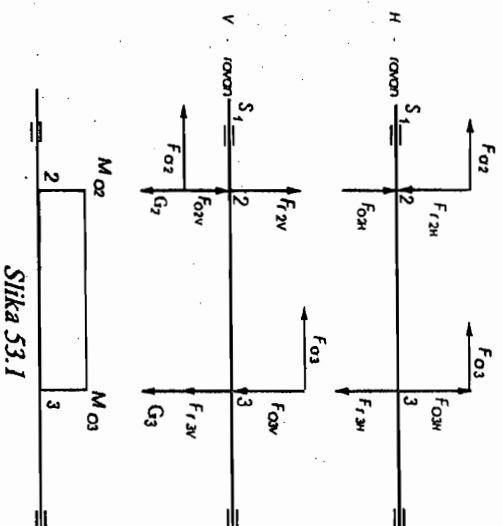
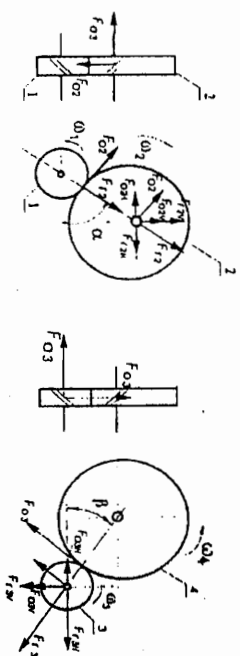
$$P_{S2} = 45 \cdot 0,98^3 \cdot 0,95^2 = 38,22 \text{ kW}$$

$$P_{S2} = M_{S2} \cdot \omega_{S2} \Rightarrow M_{S2} = \frac{P_{S2}}{\omega_{S2}} = \frac{38,22 \cdot 10^3}{19,318} = 1978,46 \text{ Nm}$$

Ugaonu brzinu spojnice S₂ našli smo preko izraza:

$$\omega_{S2} = \omega_1 \text{ ili } i_{pr} = \frac{\omega_{S2}}{\omega_{uz}} \Rightarrow \omega_{S2} = i_{pr} \cdot \omega_{uz} = 13 \cdot 1,486 = 19,318 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

d) Šeme opterećenja u H i V ravni i diagram momenta uvijanja



Slika 53.1

ZADATAK 54

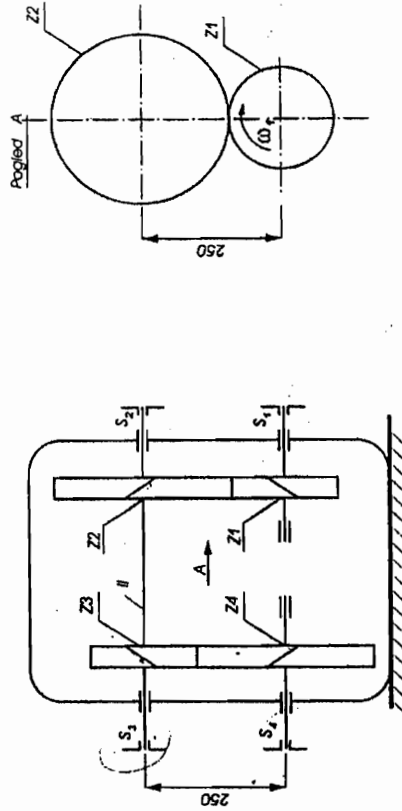
Šema prikazuje koaksijalni prenosnik sa cilindričnim zupčanicama sa kosim zupcima u vertikalnoj ravni. Predviđeno je grananje snage preko obodnih spojnice S_2 , S_3 i S_4 .

Potrebno je odrediti:

- Obrtni moment na spojnici S_3 ako snaga dolazi preko spojnice S_1 , a odlazi preko spojnice S_2 , S_3 i S_4 ;
- Koeficijente pomjeranja profila zupčanika z_1 i z_2 ako je $x_1 = +0.5 x_2$,
- Prečnike tjemernih, podnožnih, kinematskih krugova zupčanika Z_1 i Z_2 (korigovani zupčanici),
- Nacrtati šemu opterećenja vratila II u horizontalnoj i vertikalnoj ravni silama i torzijskim momentima,
- Dimenzionisati vijak na obodnoj spojnici S_3 ako su obodi spojnice spojeni sa nepodešenim vijcima. Broj vijaka je 6, a raspoređeni su na prečniku 110 mm. Koeficijent trenja između oboda spojnice je 0,2, a dozvoljeni napon istezanja vijka je 100 MPa. Pretpostaviti da su svi vijci ravnomjerno opterećeni, a odabrati metrički navoj ISO. Mogućnost proklizavanja oboda spojnice zanemariti.

Poznato je:

$\omega_{S3} = 70 \text{ rad/s}$, $\eta_{12} = 0,97$, $\eta_{34} = 0,96$, $\eta_{1, \text{par}} = 0,98$; $M_{O1} = M_{O3} = 100 \text{ Nm}$, $M_{O2} = 291 \text{ Nm}$, $M_{O4} = 192 \text{ Nm}$, $M_{S2} = 80 \text{ Nm}$; $z_1 = 20$, $\alpha_{n1,2} = 20^\circ$, $m_{n1,2} = 6 \text{ mm}$, $d_{O2} = 382,01255 \text{ mm}$, $c_1 = c_2 = 0,2$



Slika 54. Koaksijalni zupčasti prenosnik

Rješenje

a) Obrtni moment na spojnici S_3 računamo preko izraza:

$$M_{S3} = \frac{P_{S3}}{\omega_{S3}} \quad (1)$$

Uspostavljamo relaciju bilansa snaga:

$$P_{S1} = \frac{P_{S4}}{\eta_1^3 \cdot \eta_{3,4} \cdot \eta_{1,2}} + \frac{P_{S3}}{\eta_1^2 \cdot \eta_{1,2}} + \frac{P_{S2}}{\eta_1^2 \cdot \eta_{1,2}} \quad (2)$$

Računamo nepoznate snage:

$$P_{S1} = M_{S1} \cdot \omega_{S1} = 102,04 \cdot 210 = 21428,57 \text{ W}$$

$$M_{S1} = \frac{M_{O1}}{\eta_1} = \frac{100}{0,98} = 102,04 \text{ Nm}$$

$$\omega_{S1} = \omega_1 = \omega_2 \cdot i_{1,2} = 70 \cdot 3 = 210 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$M_{O2} = M_{O1} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_{1,2} \Rightarrow i_{1,2} = \frac{M_{O2}}{M_{O1} \cdot \eta_{1,2}} = \frac{291}{100 \cdot 0,97} = 3$$

$$M_{O4} = M_{O3} \cdot i_{3,4} \cdot \eta_{3,4} \Rightarrow i_{3,4} = \frac{M_{O4}}{M_{O3} \cdot \eta_{3,4}} = \frac{192}{100 \cdot 0,96} = 2$$

$$P_{S2} = M_{S2} \cdot \omega_{S2} = 80 \cdot 70 = 5,6 \text{ kW}$$

$$P_{S4} = M_{S4} \cdot \omega_{S4} = 188,16 \cdot 35 = 6585,6 \text{ W}$$

$$M_{S3} = M_{O4} \cdot \eta_1 = 192 \cdot 0,98 = 188,16 \text{ Nm}$$

$$\omega_{S4} = \omega_4 = \frac{\omega_3}{i_{3,4}} = \frac{70}{2} = 35 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina u izraz (2) imamo:

$$21428,57 = \frac{6585,6}{0,98^3 \cdot 0,96 \cdot 0,97} + \frac{P_{S3}}{0,98^2 \cdot 0,97} + \frac{5600}{0,98^2 \cdot 0,97}$$

$$\Rightarrow P_{S3} = 7362,847 \text{ W}$$

Konačno iz izraza (1) dobivamo obrtni moment:

$$M_{S3} = \frac{7362,847}{70} = 105,18 \text{ Nm}$$

b) Koeficijent pomjeranja profila cilindričnog para 1 i 2 dobivamo iz izraza:

$$\operatorname{inv} \alpha = \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_0 \Rightarrow x_1 + x_2 \quad (3)$$

$$z_1 = z_1 \cdot i_{1-2} = 20 \cdot 3 = 60$$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta_0} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 19^\circ 32' 43''} = 0,3862255 \Rightarrow \alpha_0 = 21,1178^\circ$$

Osnovno rastojanje je poznato pa iz izraza (4) računamo ugaododirnice α :

$$a_{12} = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \Rightarrow \alpha \quad (4)$$

$$d_{o1} = m_{12} \cdot z_1 = 6,3668758 \cdot 20 = 127,33751 \text{ mm}$$

$$d_{o2} = \frac{d_{o1}}{i_{12}} = \frac{127,33751}{3} = 42,44583 \text{ mm}$$

$$m_{12} = \frac{m_{n12}}{\cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = \frac{6}{6,3668758} = 0,9423774$$

$$\beta = 19,54527^\circ \Rightarrow 19^\circ 32' 43''$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina u izraz (4) imamo:

$$\cos \alpha = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{a_{12}} = \frac{(127,33751 + 42,44583) \cdot \cos 21,1178^\circ}{2 \cdot 250}$$

$$\cos \alpha = 0,9502856 \Rightarrow \alpha = 18,1423935^\circ$$

Središnjem izrazu (3) dobivamo:

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{20 + 60}{2 \operatorname{tg} 21,1178^\circ} \cdot (\operatorname{inv} 18,1423935^\circ - \operatorname{inv} 21,1178^\circ) = -0,68$$

Koristeći uslov zadatka konačno imamo:

$$x_1 = +0,5x_2 \Rightarrow +0,5x_2 + x_2 = -0,68$$

$$1,5x_2 = -0,68 \Rightarrow x_2 = -0,453$$

$$x_1 = 0,5 \cdot (-0,453) \Rightarrow x_1 = -0,226$$

c) Kinematski prečnici zupčanika 1 i 2 su:

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_{12}}{i_{12} + 1} = \frac{2 \cdot 250}{3 + 1} = 125 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_1 \cdot i_{12} = 125 \cdot 3 = 375 \text{ mm}$$

Podnožni prečnici zupčanika 1 i 2 su:

$$d_{r1} = d_{o1} - 2 \cdot m_{12} \cdot (1,2 - x_1)$$

$$d_{r2} = d_{o2} - 2 \cdot m_{12} \cdot (1,2 - x_2)$$

Tjemeni prečnici zupčanika 1 i 2 su:

$$d_{k1} = 2 \cdot a_{12} - d_{r2} - 2 \cdot c_1 \cdot m_{n12}, \quad c_1 = c_2 = 0,15 + 0,3 \text{ uzeto } 0,2$$

$$d_{k2} = 2 \cdot a_{12} - d_{r1} - 2 \cdot c_2 \cdot m_{n12}$$

Uvrštavanjem poznatih veličina dobivamo:

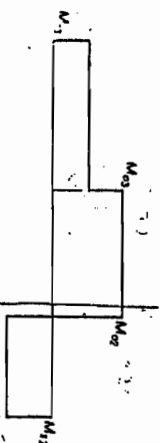
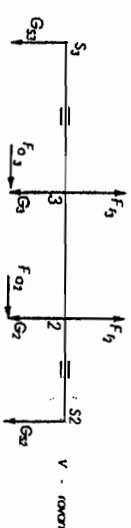
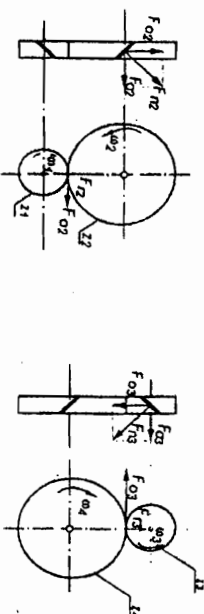
$$d_{r1} = 127,33751 - 2 \cdot 6,3668758 \cdot (1,2 + 0,226) \Rightarrow d_{r1} = 109,17919 \text{ mm}$$

$$d_{r2} = 42,44583 - 2 \cdot 6,3668758 \cdot (1,2 + 0,453) \Rightarrow d_{r2} = 360,96366 \text{ mm}$$

$$d_{k1} = 2 \cdot 250 - 360,96366 - 2 \cdot 0,2 \cdot 6 = 136,63634 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = 2 \cdot 250 - 109,17919 - 2 \cdot 0,2 \cdot 6 = 388,42081 \text{ mm}$$

d) Šema opterećenja vratila II u H i V ravni i dijagram momenta uvijanja



Slika 54.1

e) Uzdužna sila koja opterećuje vijak iznosi:

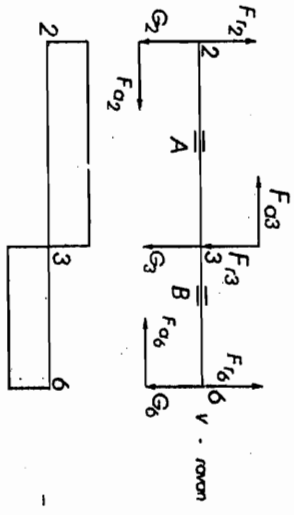
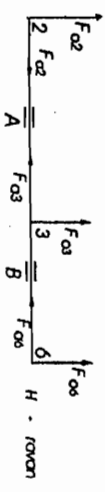
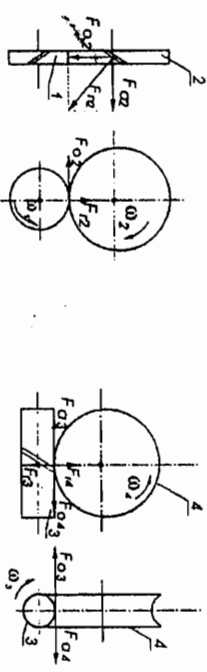
a3.) Broj obrtaja pužnog točka dobijamo takođe iz prenosnog odnosa:

$$n_1 = \frac{n_3}{i_{31}} = \frac{360}{50} = 7,2 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{31} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{50}{1} = 50$$

$$n_3 = n_2 = n_{II} = n_6 = 360 \text{ min}^{-1}$$

b) Šema sile na vratilu II u H i V ravni i dijagram momenata uvijanja



Slika 55.1

c) Iz uslova zadatka da je rezultanta svih aksijalnih sila na vratilu jednaka nuli, slijedi:

$$-F_{a2} + F_{a3} + F_{a6} = 0$$

$$F_{a3} = F_{a2} - F_{a6} \tag{1}$$

Računamo nepoznate sile:

$$F_{a2} = F_{o2} \cdot \frac{tg\alpha_n}{\cos\beta} = 2,815 \cdot \frac{tg20^\circ}{\cos20^\circ} = 1,078 \text{ kN}$$

Obimna sila na zupčaniku 2 je:

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{o2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 149,81}{0,1064178} = 2,815 \text{ kN}$$

$$M_{o2} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{5,645 \cdot 10^3}{37,68} = 149,81 \text{ Nm}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{12} = 6 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 5,645 \text{ kW}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 360}{30} = 37,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$d_3 = \frac{m_{n12} \cdot z_3}{\cos\beta} = \frac{1}{\cos20^\circ} \cdot 100 = 106,4178 \text{ mm}$$

Aksijalna sila na zupčaniku 6 iznosi:

$$F_{a6} = F_{o6} \cdot tg\alpha_n \cdot \sin\delta_6 = 833,45 \cdot tg20^\circ \cdot \sin63,435^\circ = 271,3 \text{ N}$$

$$\delta_6 = 90^\circ - \delta_3 = 90^\circ - 26,565^\circ = 63,435^\circ$$

Obimna sila na zupčaniku 6 iznosi:

$$F_{o6} = \frac{2 \cdot M_{o6}}{d_6} = \frac{2 \cdot 73,34}{0,176} = 833,45 \text{ N}$$

$$M_{o6} = \frac{P_6}{\omega_6} = \frac{2763,6}{37,68} = 73,34 \text{ Nm}$$

$$d_6 = m_{m56} \cdot z_6 = 4 \cdot 44 = 176 \text{ mm}$$

$$z_6 = i_{56} \cdot z_5 = 22 \cdot 2 = 44$$

$$P_6 = P_5 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{56} = 3 \cdot 0,98 \cdot 0,94 = 2,7636 \text{ kW}$$

$$\omega_6 = \omega_2 = 37,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Uvrštavanjem izračunatih vrijednosti u jednačinu (1) dobivamo nepoznatu aksijalnu silu F_{a3} :

$$F_{a3} + F_{a6} = F_{a2}$$

$$F_{43} = F_{42} \cdot F_{46} = 1078 \cdot 271,3 = 806,7 \text{ N}$$

Sa druge strane imamo da je:

$$F_{43} = \frac{F_{03}}{ig(\gamma + \rho)}$$

$$F_{03} = F_{43} \cdot ig(\gamma + \rho) = 806,7 \cdot 4 = 3226,8 \text{ N}$$

Iz jednačine za računanje obimne sile imamo:

$$F_{03} = \frac{2 \cdot M_{03}}{d_3}$$

$$d_3 = \frac{2 \cdot M_{03}}{F_{03}}$$

Obrtni moment iznosi:

$$M_{03} = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{80238,8}{37,68} = 218,65 \text{ Nm}$$

$$P_3 = \frac{P_{RM}}{\eta_1 \cdot \eta_{34}} = \frac{4,118}{0,98 \cdot 0,51} = 8,2388 \text{ kW}$$

$$\omega_3 = \omega_2 = 37,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Konačno, uvrštavanjem izračunatih veličina dobivamo:

$$d_3 = \frac{2 \cdot M_{03}}{F_{03}} = \frac{2 \cdot 218,65}{3226,8} = 0,135 \text{ m}$$

d) Dimenzionisanje vijka na obodnoj spojnici vršimo preko uzdužne sile u vijku, tj

$$F = \frac{F_s}{\mu} = \frac{9107,4}{0,4} = 22768,5 \text{ N}$$

Obimna sila na prečniku vijka spojnice iznosi:

$$F_s = \frac{D \cdot z}{2 \cdot M_{s3}} = \frac{0,15 \cdot 8}{2 \cdot 5464,43} = 9107,4 \text{ N}$$

Površina jezgra vijka je na osnovu dozvoljenog napona na zatezanje:

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_{\text{doz}}} = \frac{22768,5 \cdot 10^4}{160 \cdot 10^6} = 1,423 \text{ cm}^2$$

$$M_{s3} = \frac{P_{s3}}{\omega_{s3}} = \frac{4118}{0,7536} = 5464,43 \text{ Nm}$$

$$\omega_{s3} = \frac{\pi \cdot n_{s3}}{30} = \frac{\pi \cdot 7,2}{30} = 0,7536 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Prema izračunatoj površini jezgra vijka, na osnovu tabela iz kataloga, odgovara vijak M16.

ZADATAK 56

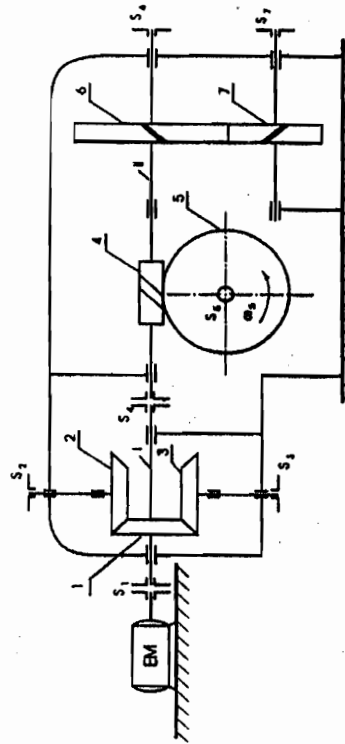
Reduktor (vertikalna ravan) sastoji se iz para cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima, pužastog para i sekcije sa koničnim zupčanicima. Predviđeno je grananje snage preko obodnih spojnica S₂, S₃, S₅-S₆, S₇. Vratila I i II se mogu po potrebi razdvojiti preko spojnice S₄.

Potrebno je odrediti:

- Snagu na spojnici S₁,
- Koeficijente pomjeranja profila x₁=?, x₆= x₇=?
- Nacrtati šemu opterećenja vratila I i II u horizontalnoj i vertikalnoj ravni, kao i dijagrame obrtnih odnosno torzionih momenata.

Ostali podaci:

$\eta_{1,2} = \eta_{1,3} = 0,97$, $\eta_{6,7} = 0,98$; gubike u ležajevima zanemariti; $\mu_{4,5} = 0,1$, $q_{4,5} = 10$, $M_{S7} = 480 \text{ J}$, $M_{S1} = 430 \text{ J}$, $M_{S5} = 5000 \text{ J}$, $M_{S6} = 130 \text{ J}$, $M_{S7} = 470 \text{ J}$, $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, $z_3 = 40$, $z_4 = 2$, $z_5 = 38$, $z_6 = 22$, $z_7 = 55$, $\omega_{S7} = 15 \text{ rad/s}$, $d_{03} = 190 \text{ mm}$, $a_{4,5} = 125 \text{ mm}$, $\alpha_{n6,7} = 20^\circ$, $m_{n6,7} = 6 \text{ mm}$, $a_{6,7} = 245 \text{ mm}$, $\beta_{6,7} = 15^\circ$.



Slika 56, Zupčasti reduktor sa grananjem snage

Rješenje:

a) Snagu na spojnici S₁ dobivamo sintezom pojedinih snaga preko izraza:

$$P_{S1} = \frac{P_{S7}}{\eta_{67}} + P_{S6} + \frac{P_{S5}}{\eta_{45}} + \frac{P_{S2}}{\eta_{12}} + \frac{P_{S3}}{\eta_{13}} \quad (1)$$

Stepen iskorištenja pužnog para je:

$$\eta_{45} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ} 18' 35''}{\operatorname{tg} 17^{\circ} 01' 13''} = 0,653$$

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{z_4}{q} = \frac{2}{10} \Rightarrow \gamma_m = 11^{\circ} 18' 35''$$

$$\rho = \operatorname{arctg} 0,1 \Rightarrow \rho = 5^{\circ} 42' 38''$$

Nepoznate snage nalazimo preko izraza:

$$P_{s2} = M_{s2} \cdot \omega_{s2} = 480 \cdot 12,5 = 6000 \text{ W} = 6 \text{ kW}$$

$$P_{s3} = M_{s3} \cdot \omega_{s3} = 430 \cdot 18,75 = 8062,5 \text{ W} = 8,0625 \text{ kW}$$

$$P_{s5} = M_{s5} \cdot \omega_{s5} = 5000 \cdot 1,97 = 9850 \text{ W} = 9,85 \text{ kW}$$

$$P_{s6} = M_{s6} \cdot \omega_{s6} = 130 \cdot 37,5 = 4875 \text{ W} = 4,875 \text{ kW}$$

$$P_{s7} = M_{s7} \cdot \omega_{s7} = 470 \cdot 15 = 7050 \text{ W} = 7,05 \text{ kW}$$

Prenosni odnosi su:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{20} = 3$$

$$i_{13} = \frac{z_3}{z_1} = \frac{40}{20} = 2$$

$$i_{45} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{38}{2} = 19$$

$$i_{67} = \frac{z_7}{z_6} = \frac{55}{22} = 2,5$$

Ugaone brzine iznose:

$$\omega_{s6} = \omega_{s7} \cdot i_{67} = 15 \cdot 2,5 = 37,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_{s6} = \omega_6 = \omega_4 = \omega_{s4} = 37,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_{s5} = \frac{\omega_4}{i_{45}} = \frac{37,5}{19} = 1,97 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_{s2} = \frac{\omega_1}{i_{12}} = \frac{37,5}{3} = 12,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_{s3} = \frac{\omega_1}{i_{13}} = \frac{37,5}{2} = 18,75 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina u izraz (1) imamo konačno:

$$P_{s1} = \frac{7,05}{0,98} + 4,875 + \frac{9,85}{0,653} + \frac{6}{0,97} + \frac{8,0625}{0,97} = 41,65 \text{ kW}$$

b) Koefficient pomjeranja profila puža i cilindričnog para određujemo preko izraza:

$$x_1 = \frac{d_{\alpha} - d_{m4}}{2 \cdot m} \quad (2)$$

$$d_{\alpha} = m \cdot z_5 \Rightarrow m = \frac{d_{\alpha}}{z_5} = \frac{190}{38} = 5 \text{ mm}$$

$$d_{m4} = m \cdot q = 5 \cdot 10 = 50 \text{ mm}$$

$$d_{\alpha} = 2 \cdot a_{45} - d_{\alpha} = 2 \cdot 125 - 190 = 60 \text{ mm}$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina u izraz (2) imamo:

$$x_1 = \frac{60 - 50}{2 \cdot 5} = \frac{10}{10} = 1$$

$$x_6 + x_7 = \frac{\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0} \cdot (z_6 + z_7) \cdot \cos \beta$$

Iz izraza za osno rastojanje koje je poznato određujemo ugaon dodirnice α :

$$a_{6-7} = \frac{d_{\alpha} + d_{\alpha_0}}{2 \cdot \cos \alpha} \Rightarrow \cos \alpha = \frac{(d_{\alpha} + d_{\alpha_0}) \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot a_{67}} \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 15^{\circ}} \Rightarrow \alpha_0 = 20^{\circ} 38' 35''$$

$$m = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{6}{\cos 15^{\circ}} = 6,2116 \text{ mm}$$

$$d_{\alpha_0} = m \cdot z_6 = 6,2116 \cdot 22 = 136,6552 \text{ mm}$$

$$d_{\alpha} = m \cdot z_7 = 6,2116 \cdot 55 = 341,638 \text{ mm}$$

Uvrštavanjem izračunatih veličina u izraz (4) dobijamo konačno:

$$\cos \alpha = \frac{(341,638 + 136,6552) \cdot \cos 20^{\circ} 38' 35''}{2 \cdot 245} \Rightarrow \alpha = 23^{\circ} 47' 46''$$

Sredivanjem izraza (3) imamo:

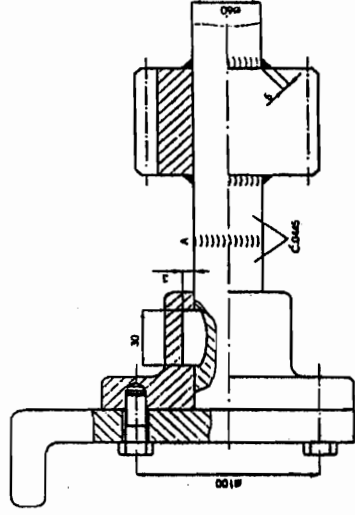
$$x_6 + x_7 = \frac{\operatorname{inv} 23^{\circ} 47' 46'' - \operatorname{inv} 20^{\circ} 38' 35''}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} 38' 35''} \cdot (22 + 55) \cdot \cos 15^{\circ}$$

ZADATAK 57

Na skici je prikazan detalj vratila sa elementima za pokretanje rastavljača za visoki napon. Veza se ostvaruje preko ručice koja je vezana sa 8 nepodešenih vijaka M10 za obod spojnice, a spojnica preko segmentnog klina za vratilo, i zupčanika koji je vezan za vratilo, pa dalje preko sistema prenošenja. Obrtni moment koji prenosi zupčanik je $M_o=750 \text{ Nm}$.

Potrebno je:

- Provjeriti da li debljina vara na zupčaniku i vratilu zadovoljava dozvoljeni napon od smicanja koji iznosi 90 MPa ;
- Izračunati stepen sigurnosti nepodešenih vijaka pomoću kojih se vezuje ploča ručice sa obodom spojnice ako prenose samo obrtni moment. Sila u vijku je jednaka dvostrukoj sili pritezanja. Materijal vijka je 8.8, koeficijent trenja na obodu spojnice je $\mu=0,125$;
- Izračunati napone u segmentom klinu (debljina klina $b=8 \text{ mm}$, visina klina $h=12 \text{ mm}$);
- Izračunati dinamički stepen sigurnosti vratila na mjestu zavarivanja A: U tački A djeluje pored obrtnog momenta i moment savijanja $M_s=400 \text{ Nm}$. Oba momenta opterećuju vratilo čisto naizmjenično promjenjivim opterećenjem. Zavarivanje E. Vratilo je čelono (tupo) zavareno, a materijal vratila je Č.0445.



Slika 57, Rastavljač visokog napona

Rješenje:

- Var na zupčaniku i vratilu opterećen je na uvijanje, dakle:

$$\tau_u = \frac{M_o}{W_o}$$

Kako imamo dva vara po obimu, to je:

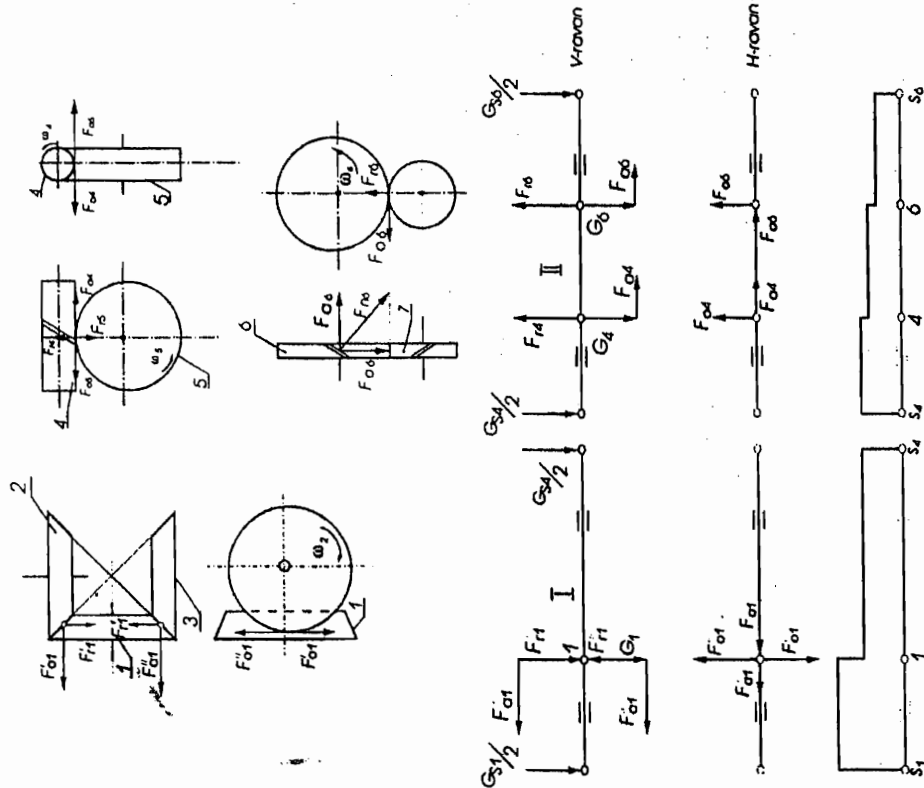
Zupčasti prenosnici

$$x_6 + x_7 = \frac{0,025650 - 0,016445}{2 \cdot 0,3715} \cdot 77 \cdot 0,9659 = 0,92$$

Uzevši u obzir uslov zadatka dobivamo:

$$x_6 = x_7 = 0,46$$

c) Šema opterećenja u H I V ravni i dijagram momenata uvijanja



Slika 56.1

$$\tau_u = \frac{M_o}{2 \cdot W_o} \quad (1)$$

Polarni otporni moment iznosi:

$$W_o = \frac{(d+2 \cdot a)^4 \pi - d^4 \cdot \pi}{16 \cdot (d+2 \cdot a)} = \frac{(6+2 \cdot 0,5)^4 \pi - 6^4 \cdot \pi}{16 \cdot (6+2 \cdot 0,5)} = 30,995 \text{ cm}^3$$

Konačno imamo:

$$\tau_u = \frac{750}{2 \cdot 30,995 \cdot 10^{-6}} = 12 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 12 \text{ MPa}$$

Kako je ispunjen uslov

$$\tau_u < \tau_{\text{dopor}}, \text{ tj. } 12 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa var zadovoljava}$$

b) Najprije će se izračunati sila na prečniku vijka:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_o}{z \cdot D_o} = \frac{2 \cdot 750}{8 \cdot 0,01} = 1875 \text{ N}$$

Sila pritezanja vijka iznosi:

$$F_p = \frac{F_o}{\mu} = \frac{1875}{0,125} = 15000 \text{ N}$$

Koristeći uslov zadatka sila u vijku iznosi:

$$F_v = 2 \cdot F_p = 2 \cdot 15000 = 30000 \text{ N}$$

Napon istezanja iznosi:

$$\sigma = \frac{F_v}{A_1} = \frac{30000}{0,523} = 57361 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 573,61 \text{ MPa}$$

gdje je $A_1 = 0,523 \text{ cm}^2$ iz tablice za navoj M10.

Konačno se dobiva da je stepen sigurnosti:

$$v = \frac{\sigma_v}{\sigma} = \frac{640}{573,61} = 1,12, \text{ što zadovoljava.}$$

c) Izračunaje se najprije obimna sila redukovana na prečnik vratila, dakle:

$$F_{\text{od}} = \frac{2 \cdot M_o}{d} = \frac{2 \cdot 750}{0,06} = 25000 \text{ N} = 25 \text{ kN}$$

Veza klin - glavčina je opterećena na pritisak, dakle:

$$p = \frac{F_{\text{od}}}{A_1} = \frac{25000}{30 \cdot 3} = 277 \text{ MPa}$$

Osim toga klin je opterećen i na smicanje, dakle:

$$\tau_s = \frac{F_{\text{od}}}{A_1} = \frac{25000}{30 \cdot 8} = 104 \text{ MPa}$$

Veza klin - vratilo je takođe opterećena na pritisak i taj pritisak se približno može izračunati preko izraza:

$$p_1 = \frac{F_{\text{od}}}{A_2} = \frac{F_{\text{od}}}{l \cdot (h - h_1)} = \frac{25000}{30 \cdot (12 - 3)} = 95,19 \text{ MPa}$$

d) Var A je opterećen na savijanje i uvijanje, dakle najprije računamo pojedinačne dinamičke stepene sigurnosti na savijanje i uvijanje a onda ukupni, tj.:

$$v_{\text{dr}} = \frac{\xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4 \cdot \tau_{A1}}{\tau_{\text{am}}} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 70}{17,36} = 3,23$$

$$v_{\text{da}} = \frac{\xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4 \cdot \sigma_{A1}}{\sigma_{\text{am}}} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 110}{18,5} = 4,76$$

Ovdje je uzeto:

$$\xi_1 = 1 \text{ (faktor oblika sastavka);}$$

$$\xi_2 = 1 \text{ (faktor klase kvaliteta vara);}$$

$$\xi_3 = 1 \text{ (faktor naponskog stanja);}$$

$$\xi_4 = 0,8 \text{ (faktor veličine presjeka);}$$

$$\tau_{A1} = 70 \text{ MPa;}$$

$$\sigma_{A1} = 110 \text{ MPa iz Smitovog dijagrama za materijal vratila Č 0455 i čisto}$$

naizmjenično promjenljivo opterećenje.

Amplitudna opterećenja od savijanja i uvijanja se računaju preko izraza:

$$\sigma_{\text{am}} = \frac{M_s}{W} = \frac{400}{21,6 \cdot 10^{-6}} = 18,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{am}} = \frac{M_u}{W'} = \frac{750}{43,2 \cdot 10^{-6}} = 17,3 \text{ MPa}$$

Aksijalni i polarni momenti su:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 6^3 = 21,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3, \quad W_o = 2 \cdot W = 2 \cdot 21,6 \cdot 10^{-6} = 43,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Ukupni stepen sigurnosti konačno ima vrijednost:

$$v = \frac{v_{\text{dr}} \cdot v_{\text{da}}}{\sqrt{v_{\text{dr}}^2 + v_{\text{da}}^2}} = \frac{3,23 \cdot 4,76}{\sqrt{3,23^2 + 4,76^2}} = 2,67$$

Stepen sigurnosti zadovoljava.

$$P_{\min} = d_{\min} - D_{\max} \quad (5)$$

Pošto se radi o sistemu zajedničkog otvora, onda je tolerancijsko polje otvora H7

sa:

$$T = 25 \mu\text{m}, A_g = 25 \mu\text{m}, A_d = 0 \mu\text{m} \text{ i } D_{\max} = 40,025 \text{ mm.}$$

Sada se iz (5) može naći d_{\min} :

$$d_{\min} = P_{\min} + D_{\max} = 40,025 + 0,069 = 40,094 \text{ mm.}$$

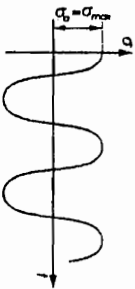
S obzirom da je:

$$d_{\min} = 40,000 + a_d, \text{ onda je:}$$

$$a_d = 40,094 - 40,000 = 0,094 \text{ mm.}$$

Iz tolerancijskih tablica za TT7 i $d = 40 \text{ mm}$, odgovara tolerancijsko polje y7 sa $a_d = 94 \mu\text{m}$.

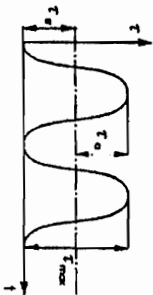
b) Naprezanje vratila je složeno- uvijanje i savijanje. Karakter promjene za savijanje je čisto naizmjenično promjenjivo sa $\sigma_{sr} = 0$ i $\sigma_{sn} = \sigma_{sn}$, (Slika 58.1) a za uvijanje je čisto jednosmjerno promjenjivo sa $\tau_{sr} = \tau_{sr}$ i $\tau_{sn} = \tau_{sn}/2$ (Slika 58.2).



Slika 58.1

Određite se nominalni napon uvijanja:

$$\tau_{sn} = \frac{M_{st}}{W_o} \quad (6)$$



Slika 58.2

Vrijednosti koje ulaze u posliednji izraz:

$$M_u = M_o = 750 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{40^4 - 20^4}{40} = 11781 \text{ mm}^3$$

Pa je nominalni napon uvijanja:

$$\tau_{sn} = \frac{750 \cdot 10^3}{11781} = 63,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 63,66 \text{ MPa}$$

Nominalni napon savijanja:

$$\sigma_{sn} = \frac{M_{srl}}{W_s} \quad (7)$$

Moment savijanja u presjeku I-I:

$$M_{srl} = F_o \cdot l + F_R \cdot l + G_z \cdot l \quad (8)$$

Određite se obodna F_o i radijalna sila F_R na zupčaniku:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_o}{D_o} = \frac{2 \cdot 750}{0,1} = 15000 \text{ N}$$

$$F_R = F_o \cdot \text{tg}20^\circ = 15000 \cdot 0,36 = 5400 \text{ N}$$

Uvrštavanjem u (8) dobija se:

$$M_{srl} = 15000 \cdot l + 5400 \cdot l + 1000 \cdot l = 21400 \cdot l, \text{ N}$$

Oporni moment za presjek I-I:

$$W_s = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{40^4 - 20^4}{40} = 5890,5 \text{ mm}^3$$

Nominalni napon savijanja:

$$\sigma_{sn} = \sigma_s = \frac{M_{srl}}{W_s} = \frac{21400 \cdot l}{5890,5} = 3,63 \cdot l \quad (9)$$

Dinamički stepen sigurnosti za uvijanje:

$$v_{\sigma} = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \frac{\tau_A}{\beta_{ks} \cdot \tau_s} \quad (9)$$

Faktori koji utiču na dinamičku izdržljivost su:

- $\xi_1 = 0,93$ - za brušeno vratilo i materijal Č.0545
- $\xi_2 = 0,8$ - za uvijanje i prečnik $d = 40$ mm ($\xi_2 = 0,85$ - za savijanje)
- $\xi_3 = 1$ - usvojen faktor ostalih uticaja.

Geometrijski faktor koncentracije napona je:

$$\alpha_{k,\sigma} = 1,32, \alpha_{k,\tau} = 1,32 \text{ za } D/d = 48/40 = 1,2 \text{ i } \rho/d = 4/40 = 0,1 \text{ iz odgovarajućih tablica.}$$

Faktor osjetljivosti materijala: $\eta_k = 0,65$ - za Č.0545.

Stivami faktor koncentracije napona:

$$\beta_{k,\sigma} = (\alpha_{k,\sigma} - 1) \eta_k + 1 = (1,32 - 1) \cdot 0,65 + 1 = 1,21$$

$$\beta_{k,\tau} = (\alpha_{k,\tau} - 1) \eta_k + 1 = (1,53 - 1) \cdot 0,65 + 1 = 1,34$$

Dinamički stepen sigurnosti za uvijanje nakon uvrštavanja (9):

$$v_{D\tau} = 0,93 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot \frac{88,17}{1,21 \cdot 31,83} = 1,7$$

Dinamička izdržljivost je iz Smitovog dijagrama na osnovu $\tau_{cr} = \tau_{lim}/2 = 63,66/2 = 31,83$ MPa i za materijal Č.0545- $\tau_A = 88,17$ MPa.

Ukupni dinamički stepen sigurnosti je na osnovu uslova zadatka:

$$v_b = \sqrt[3]{\frac{v_{D\sigma} \cdot v_{D\tau}}{v_{D\sigma}^2 + v_{D\tau}^2}} = 1,5$$

Kvadriranjem prethodnog izraza i sređivanjem, nakon uvrštavanja izračunatog stepena sigurnosti za uvijanje, dobija se:

$$v_{D\sigma}^2 - 0,77 \cdot v_{D\sigma} - 1,32 = 0$$

Rješavanjem ove kvadratne jednačine i odbacivanjem nerealnog- negativnog rješenja dobija se $v_{ds} = 1,6$.

Izraz za dinamički stepen sigurnosti za savijanje je:

$$v_{D\sigma} = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \frac{\sigma_A}{\beta_{ks} \cdot \sigma_s}$$

Odatve se može naći nominalni napon savijanja:

$$\sigma_{n_s} = \sigma_s = \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \frac{\sigma_A}{\beta_{ks} \cdot v_{D\sigma}} = 0,93 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot \frac{240}{1,34 \cdot 1,6} = 88,5 \text{ MPa}$$

Dinamička izdržljivost je $\sigma_A = 240$ MPa iz odgovarajuće tablice za Č.0545 i $\sigma_{cr} = 0$. Uvrštavanjem u (9) dobija se:

$$88,5 = 3,63 \cdot l \implies l \geq 24,4 \text{ mm.}$$

Prema tome dužina vratila l do presjeka l-l bi trebala da bude veća od 24,4 mm.

c) Podešeni vijci su napregnuti na smicanje, F_s je nominalni napon:

$$\tau_s = \frac{F_s}{Z \cdot A_s} \leq \tau_{doz} \quad (10)$$

Sila koja opterećuje vijke:

$$F_s = \frac{2 \cdot M_o}{D} = \frac{2 \cdot 750}{0,08} = 18750 \text{ N}$$

Za vijak M10, prečnik stabla je $d_s = 11,2$ mm - iz odgovarajuće tabele, tako da je A_s :

$$A_s = \frac{d_s^2 \cdot \pi}{4} = \frac{11,2^2 \cdot \pi}{4} = 98,52 \text{ mm}^2$$

Sada iz (10) možemo naći τ_{doz} :

$$\tau_{\text{doz}} \geq \frac{18750}{4 \cdot 98,52} = 47,6 \text{ MPa}$$

S obzirom da je $\tau_{\text{doz}} = \tau_v/v$, onda je:

$$\frac{\tau_v}{v} \geq 47,6 \Rightarrow \tau_v \geq 47,6 \cdot 4 = 190,4 \text{ MPa}$$

Istovremeno važi relacija:

$$\tau_v = (0,5-0,6)\sigma_v, \text{ odakle je:}$$

$$\sigma_v = \tau_v / 0,5 = 190,4 / 0,5 = 380,8 \text{ MPa} - \text{ ako se uzme nepovoljniji slučaj.}$$

Materijal vijaka koji bi zadovoljio je 5.8 sa $\sigma_v = 400 \text{ MPa}$.

d) Naprezanje na istezanje koje se javlja kod nepodešenih vijaka je:

$$\Phi = \frac{F}{Z \cdot A_1} \leq \sigma_{\text{doz}} \quad (11)$$

Oprećenje F se dobija na osnovu sile trenja F_s (posljedica obrtnog momenta M_0) i koeficijenta trenja klizanja:

$$F = \frac{F_s}{\mu} = \frac{18750}{0,15} = 125000 \text{ N}$$

Dozvoljeni napon na istezanje je:

$$\sigma_{\text{doz}} = \frac{\sigma_v}{v_m} = \frac{240}{1,2} = 200 \text{ MPa}$$

U prethodnom izrazu je $\sigma_v = 240 \text{ MPa}$ za 4.6.

Površina poprečnog presjeka jezgra vijaka se dobije iz (11):

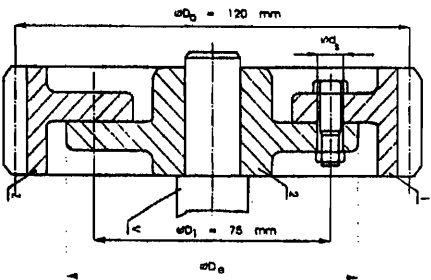
$$A_1 \geq \frac{F}{Z \cdot \sigma_{\text{doz}}} = \frac{125000}{4 \cdot 200} = 156,25 \text{ mm}^2$$

Vijci koji odgovaraju su M18 sa $A_1 = 175 \text{ mm}^2$.

ZADATAK 59

Vratilo V prikazano na slici prima obrtni moment $M_0 = 4500 \text{ Nm}$ preko zupčanika Z. Zupčanik je izveden iz dva dijela, tako da je vjenac 1 spojen sa glavčinom 2 sa 8 podešenih vijaka (Kao na slici). Potrebno je:

- Određiti standardni prečnik stabla podešenog vijka ds i odgovarajući metrički navoj. Vijci su raspoređeni na krugu prečnika $D_1 = 75 \text{ mm}$ koji se može smatrati za srednji prečnik trenja između vjenca i glavčine. Materijal vijka je 6.8, a stepen sigurnosti je $v=2$.
- Određiti pri kolikoj vrijednosti obrtnog momenta M_0 bi došlo do plastične deformacije dimenzionisanog podešenog vijka.
- Određiti koliki bi broj nepodešenih vijaka bio dovoljan za zadano opterećenje, u slučaju da su za vezu vjenca i glavčine primijenjeni nepodešeni vijci M30. Materijal vijaka je isti kao pod a), a stepen sigurnosti je 3. Koeficijent otpora protiv klizanja $\mu=0,2$.
- Određiti potrebnu širinu glavčine zupčanika, ako je u nju upresovano vratilo, a da pri zadanom opterećenju ne dođe do rastavljanja presovanog sklopa. Materijal vijka je Č0745, sklop je H7/s6, koeficijent prionjivosti $\mu=0,1$, materijal glavčine zupčanika je Č.0645, visine neravnina $h_c=h_1=6 \text{ mm}$, $d=20 \text{ mm}$, $D_c=85 \text{ mm}$.



Slika 59., Vratilo i zupčanik

Rješenje

a) Podešeni vijci su napregnuti na smicanje:

$$\tau_s = \frac{F_1}{A_s} \leq \tau_{sdoz}$$

Poprečni presjek stabla vijaka A_s , se može naći iz prethodnog izraza:

$$A_s \geq \frac{F_1}{\tau_{sdoz}} \quad (1)$$

Sila koja opterećuje jedan vijak F_1 , dobija se na osnovu obrtnog momenta M_o :

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_o}{z \cdot D_1} = \frac{2 \cdot 4500}{8 \cdot 0,075} = 15000 \text{ N}$$

Dozvoljeni napon na smicanje možemo naći na preko granice razvlačenja

$\tau_{sdoz} = \tau_v / v$, a s obzirom da je materijal vijaka 6.8, to je $\sigma_v = 480 \text{ MPa}$, a

$\tau_v = (0,5-0,6)\sigma_v$. Ako se usvoji manja vrijednost radi sigurnosti, tada je:

$$\tau_v = 0,5 \cdot \sigma_v = 0,5 \cdot 480 = 240 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sdoz} = \tau_v / v = 240 / 2 = 120 \text{ MPa}$$

Sada iz (1) možemo naći A_s :

$$A_s \geq \frac{15000}{120} = 125 \text{ mm}^2$$

Prečnik stabla d_s možemo naći iz sljedećeg izraza:

$$A_s = \frac{d_s^2 \cdot \pi}{4} \Rightarrow d_s \geq \sqrt{\frac{4 \cdot A_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 125}{\pi}} = 12,62 \text{ mm}$$

Iz odgovarajuće tablice je standardni prečnik stabla vijaka $d_s = 13 \text{ mm}$ za koji odgovara prečnik navoja M12.

b) Ukupno opterećenje koje odgovara početku trajne - plastične deformacije čemo naći iz izraza (1) ako τ_{sdoz} zamjenimo sa τ_v i pomnožimo sve sa brojem vijaka

$$z: \quad F_{uk} = z \cdot A_s \cdot \tau_v \quad (2)$$

Mora se najprije odrediti standardna površina poprečnog presjeka A_s :

$$A_s = \frac{d_s^2 \cdot \pi}{4} = \frac{13^2 \cdot \pi}{4} = 132,73 \text{ mm}^2$$

S obzirom na izraz (2) imamo:

$$F_{uk} = 8 \cdot 132,73 \cdot 240 = 254841,6 \text{ N}$$

Obrtni moment koji dovodi do plastične defonacije:

$$M_o = F_{uk} \cdot \frac{D_1}{2} = 254841,6 \cdot \frac{0,075}{2} = 9556,56 \text{ N}$$

c) Nepodešeni vijci su napregnuti na istezanje:

$$\sigma_z = \frac{F_{ukn}}{z \cdot A_1} \leq \sigma_{zdoz}$$

Broj potrebnih vijaka z iz posljednje reakcije je:

$$z \geq \frac{F_{ukn}}{A_1 \cdot \sigma_{zdoz}} \quad (3)$$

Ukupna uzdužna sila koja opterećuje vijke se može naći preko obrtnog momenta M_o :

$$F_{ukn} = \frac{2 \cdot M_o}{\mu \cdot D_1} = \frac{2 \cdot 4500}{0,2 \cdot 0,075} = 600000 \text{ N}$$

Dozvoljeni napon na istezanje je:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_r}{v} = \frac{480}{3} = 160 \text{ MPa}$$

Za vijak M30 kritična površina poprečnog presjeka vijaka $A_1 = 519 \text{ mm}^2$ se dobije iz odgovarajuće tablice. Uvrštavanjem u izraz (3) izračunatih vrijednosti imamo:

$$z \geq \frac{600000}{519 \cdot 160} = 7,22$$

Možemo zaključiti da bi u ovom slučaju trebalo $z = 8$ vijaka.

d) Da ne bi došlo do rastavljanja presovanog sklopa, garantovani obrtni moment presovanog sklopa mora biti veći od obrtnog momenta opterećenja:

$$M_{og} > M_o$$

S obzirom da je $M_{og} = F_g \cdot \frac{d}{2}$ može se naći garantovana moć nošenja:

$$F_g \geq \frac{2 \cdot M_o}{d} = \frac{2 \cdot 4500}{0,02} = 450000 \text{ N}$$

Garantovana moć nošenja presovanog sklopa se može izraziti i na sljedeći način:

$$F_g = P_{min} \cdot A \cdot \mu_k = P_{min} \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot \mu_k \quad (4)$$

Iz prethodnog izraza se može naći širina zupčanika b:

$$b \geq \frac{F_g}{\mu_k \cdot P_{min} \cdot \pi \cdot d} \quad (5)$$

Jedina nepoznata veličina u prethodnom izrazu je minimalni površinski pritisak P_{min} koji možemo naći iz sljedećeg izraza:

$$P_{min} = \frac{P_{min}}{(\xi_r + \xi_i) \cdot d} \quad (6)$$

Određite se računski preklap za sklop H7/s6:

$$P_{min} = P_{min} - 1,2 \cdot (h_c + h_i) \quad (7)$$

Minimalni preklap je:

$$P_{min} = d_{min} - D_{max}$$

Za tolerancijsko polje otvora H7 je:

$$A_g = 0,014 \text{ mm}, A_g = 21,014 \text{ mm}, \text{ pa je } D_{max} = d + A_g = 20 + 0,021 = 20,021 \text{ mm}$$

Za tolerancijsko polje s6 je:

$$a_g = 35,014 \text{ mm}, \text{ pa je } d_{min} = d + a_g = 20 + 0,035 = 20,035 \text{ mm}$$

Uvrštavanjem u izraz za minimalni preklap dobija se:

$$P_{min} = 20,035 - 20,021 = 0,014 \text{ mm} = 14,014 \mu\text{m}$$

Minimalni radni preklap ćemo dobiti ako uvrstimo, sada poznate veličine u izraz

(7):

$$P_{min} = 17 - 1,2 \cdot (6 + 6) = 2,6 \mu\text{m}$$

Faktori deformacija se računaju na osnovu izraza:

- za spoljni element- zupčanik

$$\xi_r = \frac{(m_r + 1) + (m_r - 1) \cdot \psi_r^2}{m_r \cdot E_r \cdot (1 - \psi_r^2)} \quad (8)$$

- za unutrašnji element- vratilo

$$\xi_i = \frac{(m_i - 1) + (m_i + 1) \cdot \psi_i^2}{m_i \cdot E_i \cdot (1 - \psi_i^2)} \quad (9)$$

Uvrštavanjem Poasonovog broja za čelik $m_r = m_i = 3,33$ i modula elastičnosti $E_r = E_i = 2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$, te odnosa prečnika koji su:

$$\psi_r = d/D_r = 20/85 = 0,235$$

$$\psi_i = d_i/d = 0/20 = 0$$

u izraze za faktore deformacije (8) i (9) dobijamo $\xi_r = 7 \cdot 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$ i $\xi_i = 3,49 \cdot 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$ a uvrštavanjem u izraz (6) dobija se:

$$P_{min} = \frac{2,6 \cdot 10^{-6}}{(7 + 3,49) \cdot 10^{-12} \cdot 0,02} = 12,39 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Sada se iz izraza (5) dobija širina zupčanika:

$$b \geq \frac{450 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 12,39 \cdot \pi \cdot 0,02} = 57,793612 \cdot 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow b \geq 57,79 \text{ mm}$$

Rješenje

a) Korisna snaga je:

$$P_k = P - P_M$$

Gubitak snage se može odrediti na sljedeći način:

$$P_\mu = \mu \cdot F \cdot v$$

Korisna snaga je u tom slučaju:

$$P_k = F \cdot v - \mu \cdot F \cdot v = (1 - \mu) \cdot F \cdot v$$

Koeficijent korisnog djelovanja:

$$\eta_k = \frac{P_k}{P} = \frac{(1 - \mu) \cdot F \cdot v}{F \cdot v} = 1 - \mu$$

Ako se uvrsti $\eta_k = 0,99$, dobija se koeficijent trenja klizanja u ležaju:

$$0,99 = 1 - \mu$$

$$\mu = 0,01$$

Opterećenje F će se naći ako se izjednači gubitak snage sa količinom toplote koji ležaj predaje okolini:

$$\mu \cdot F \cdot v = \alpha \cdot A \cdot (\theta_1 - \theta_0), \text{ gdje su:}$$

$$A = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,07 \cdot 0,056 = 0,0123 \text{ m}^2$$

$$\theta_0 = 293 \text{ K} - \text{temperatura okoline}$$

Maksimalno radijalno opterećenje je:

$$F = \frac{70 \cdot 0,0123 \cdot (393 - 293)}{0,01 \cdot 4} = 2155,1 \text{ N}$$

b) Debljina sloja maziva se može odrediti iz sljedećeg izraza:

$$h = \frac{0,52 \cdot d \cdot \psi_{sr}}{c \cdot S_0}$$

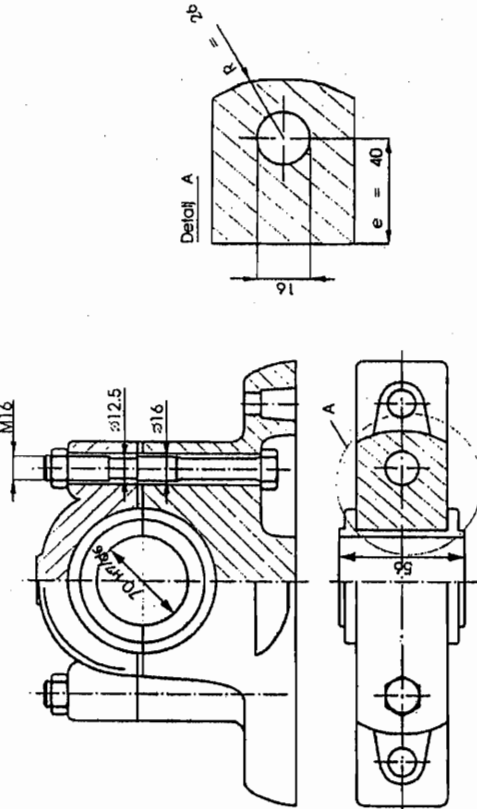
Relativni srednji zazor je:

$$\psi_{sr} = \frac{Z_{sr}}{d}$$

ZADATAK 60

Za klizni ležaj prikazan na slici, potrebno je odrediti:

- Maksimalnu vrijednost radijalnog spoljnog opterećenja F ako koeficijent korisnog djelovanja ležaja $\eta_k = F_k / P$ mora imati vrijednost 0,99, a temperatura zagrijavanja ležaja ne smije biti veća od $\theta_1 = 393 \text{ K}$. Pri tome je koeficijent odvođenja toplote $\alpha = 70 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, koeficijent viskoznosti maziva $\eta = 0,02 \text{ Pas}$, a obodna brzina rukavca vratila $v = 4 \text{ m/s}$;
- Sloj maziva h za potpuno hidrodinamičko podmazivanje ležaja i graničnu ugaonu brzinu vratila ω_{gr} , ako je $h_0 = 0,003 \text{ mm}$, visina neravnina rukavca vratila $h_1 = 0,006 \text{ mm}$ i visina neravnina posteljice $h_2 = 0,008 \text{ mm}$. Pretpostaviti da je oštarena srednja vrijednost zazora. Tolerancijski sklop je $\phi 70H7/d9$;
- Silu pritezanja elastičnih vijaka F_p , koji spajaju kućišta ležaja pod uslovom da minimalni pritisak na sastavu donjeg i gornjeg kućišta ne bude manji od 0,5 MPa ($p_{\min} \geq 0,5 \text{ MPa}$) i ako je $c_p/c_s = 3$;
- Maksimalni napon u vijku u toku rada (zanemariti torziju).



Slika 60, Klizno ležište

Srednji zazori:

$$z_{sr} = \frac{z_{max} + z_{min}}{2}$$

Za H7 je $A_d = 0$, $A_g = 0,030$ mm, a za d9 je $a_d = -0,174$ mm, $a_g = -0,100$ mm, pa se mogu odrediti maksimalni i minimalni prečnici, kao i zazori:

$$D_{max} = d + A_g = 70 + 0,030 = 70,030 \text{ mm}$$

$$D_{min} = d + A_d = 70 + 0,000 = 70,000 \text{ mm}$$

$$d_{max} = d + a_g = 70 - 0,100 = 69,900 \text{ mm}$$

$$d_{min} = d + a_d = 70 - 0,174 = 69,826 \text{ mm}$$

$$z_{maks} = D_{max} - d_{min} = 70,030 - 69,826 = 0,204 \text{ mm}$$

$$z_{min} = D_{min} - d_{max} = 70,000 - 69,900 = 0,100 \text{ mm}$$

$$z_{sr} = \frac{0,204 + 0,100}{2} = 0,152 \text{ mm} \Rightarrow \psi_{sr} = \frac{0,152}{70} = 0,0022$$

Vitkost ležaja φ i koeficijent c se određuju na sljedeći način:

$$\varphi = \frac{1}{d} \frac{0,056}{0,07} = 0,8$$

$$c = \frac{1 + \varphi}{\varphi} = \frac{1 + 0,8}{0,8} = 2,2$$

Somerfeldov broj se određuje iz sljedećeg izraza:

$$S_o = \frac{P \cdot \psi_{sr}^2}{\eta \cdot \omega}$$

$$P = \frac{F}{d \cdot l} = \frac{2155,1}{0,07 \cdot 0,056} = 549770,4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Srednji specifični pritisak p :

Ugaona brzina:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2 \cdot v}{d} = \frac{2 \cdot 4}{0,07} = 114,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Uvrštavanjem u izraz za određivanje Somerfeldovog broja dobija se:

$$S_o = \frac{549770,4 \cdot 0,0022^2}{0,02 \cdot 114,3} = 1,16$$

Sada se može odrediti i debljina sloja maziva h :

$$h = \frac{0,52 \cdot 70 \cdot 0,0022}{2,25 \cdot 1,16} = 0,031 \text{ mm, što zadovoljava jer je ispunjen uslov:}$$

$$h_{gr} = h_1 + h_2 + h_3 = 0,017 \text{ mm} < h = 0,031 \text{ mm} < \frac{z_{min}}{2} = 0,050 \text{ mm}$$

Granična ugaona brzina se može naći iz uslova:

$$\frac{\omega_{gr}}{\omega} = \frac{h_{gr}}{h} \Rightarrow \omega_{gr} = \frac{h_{gr}}{h} \cdot \omega = \frac{0,017}{0,031} \cdot 114,3 = 62,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

c) S obzirom na uslov zadatka, može se koristiti izraz za minimalni pritisak između kućišta:

$$p_{min} = \frac{F_p \cdot min}{A}$$

Površina spajanja kućišta se dobije sa detalja A na slici zadatka kao:

$$A = 2 \cdot \left[\left(\frac{R^2 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot R \cdot e \right) - \frac{16^2 \cdot \pi}{4} \right]$$

$$A = 2 \cdot \left[\left(\frac{26^2 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 26 \cdot 40 \right) - \frac{16^2 \cdot \pi}{4} \right] = 4819,7 \text{ mm}^2$$

Minimalna sila na sastavu kućišta F_{pmin} je:

$$F_{pmin} = p_{min} \cdot A = 0,5 \cdot 4819,7 = 2409,85 \text{ N}$$

Iz deformativnog dijagrama zra se da je minimalna sila u spojenim djelovima:

$$F_{pmin} = F_p \cdot \Delta F_p$$

Sila pritezanja je:

$$F_p = F_{pmin} + \Delta F_p$$

Smanjenje sile u spojenim djelovima ΔF_p je:

$$\Delta F_p = \frac{c_p}{c_p + c_v} \cdot F_{R1}$$

Radna sila za jedan vijak:

$$F_{R1} = \frac{F}{2} = \frac{2155,1}{2} = 1077,5 \text{ N}$$

Ako se iz uslova zadatka u izraz za ΔF_p uvrsti zadani odnos $c_v = c_p/3$ dobija se:

$$\Delta F_p = \frac{c_p}{c_p + \frac{c_p}{3}} \cdot F_{R1} = \frac{3}{4} \cdot F_{R1} = 0,75 \cdot F_{R1}$$

$$\Delta F_p = 0,75 \cdot 1077,5 = 808,2 \text{ N}$$

Konačno je sila pritezanja:

$$F_p = 2409,85 + 808,2 = 3218,05 \text{ N}$$

d) Maksimalni napon u vijku u toku rada je:

$$\sigma_{\max} = \sigma_z + 2 \cdot \sigma_a, \text{ gdje su:}$$

napon istezanja:

$$\sigma_z = \frac{F_p}{A_s} = \frac{3218,05 \cdot 4}{12,5^2 \cdot \pi} = 26,22 \text{ MPa, a}$$

amplituda radnog napona:

$$\sigma_a = \frac{\Delta F_v}{A_s}$$

Priraštaj sile u vijku se određuje na osnovu slijedećeg izraza:

$$\Delta F_v = F_{R1} - \Delta F_p = 1077,5 - 808,2 = 269,3 \text{ N, pa je:}$$

$$\sigma_a = \frac{269,3 \cdot 4}{12,5^2 \cdot \pi} = 2,19 \text{ MPa, kona } \checkmark \text{ no}$$

$$\sigma_{\max} = 26,22 + 2 \cdot 2,19 = 30,6 \text{ MPa}$$

LITERATURA

- [1] Fronius, S.: Konstruktionslehre - Antriebsselemente, VEB VERLAG TECHNIK, Berlin 1983.
- [2] Roth, K.: Zahnradtechnik, Band I, II, Springer - Verlag, Berlin 1989.
- [3] Beitz, W., Küttner K. H.: Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer - Verlag, Berlin 1980.
- [4] Repčić, N.: Predavanja iz oblasti mašinskih konstrukcija na redovnom studiju Mašinskog fakulteta Univerziteta u Sarajevu.
- [5] Vitas, D., Trbojević, M.: Mašinski elementi I, II, III dio Naučna knjiga, Beograd 1986.
- [6] Vitas, D.: Osnovi mašinskih konstrukcija I, II dio, Naučna knjiga, Beograd 1985.
- [7] Veriga, S.: Mašinski elementi I, II, III dio, Naučna knjiga, Beograd 1985.
- [8] Grupa autora: Inženjersko - mašinski priručnik, I, II, III dio, Naučna knjiga, Beograd 1987.
- [9] Trbojević, M.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd 1985.
- [10] Decker, K. H.: Elementi strojeva - prevod, Sveučilišna naklada, Zagreb 1981.
- [11] Oberšmit, E.: Zupčani prenos, Sveučilišna naklada, Zagreb 1986.
- [12] Anurijev, V. I.: Spravočnik konstruktora - mašinstroitelja, tom I, II, III, Mašinstroenie, Moskva 1975.
- [13] Rešetov, N.: Detali mašin, Mašinstroenie, Moskva 1975.
- [14] Djačenko - Stolbovoj: Detali mašin - Atlas, Kiev 1977.
- [15] Niemann, G.: Maschinenelemente, tom I, II, Berlin 1973.
- [16] Hlebanja, J.: Čelni zobniki, Ljubljana 1972.
- [17] Orlov, P. I.: Osnovi konstruiravanja, Moskva 1973.
- [18] Katalozi: SKF, FAG, Flender
- [19] Standardi: ISO, DIN, GOST, JUS

ISPRAVKE

Zad-atak	Str.	Red	Stoji	Treba da stoji
17	54	20	*izostavljen red	Iz Smith-ovog dijagrama je $\sigma_a = 178$ MPa
17	54	21	$v_a = \dots \frac{238.78}{178} = 4.32$	$v_a = \dots \frac{178}{3.23} = 3.23$
17	54	23	$v_D = \frac{v_a \cdot v_e}{\sqrt{v_a^2 + v_e^2}} = \frac{4.32 \cdot 1.5}{\sqrt{4.32^2 + 1.5^2}} = 1.4$	$v_D = \frac{v_a \cdot v_e}{\sqrt{v_a^2 + v_e^2}} = \frac{3.23 \cdot 1.5}{\sqrt{3.23^2 + 1.5^2}} = 1.36$
29	98	9, 10	Materijal opruge C 2130 sa $G=8.3 \cdot 10^4$ MPa	Materijal opruge ima modul klizanja $G=20,75 \cdot 10^4$ MPa
29	99	13	$F_{max} = \frac{41.9 \cdot 8300}{8.15 \cdot 4^3}$	$F_{max} = \frac{41.9 \cdot 20750}{8.15 \cdot 4^3}$
29	101	1	$F_{max} = \frac{51.5 \cdot 9 \cdot 83000}{8.15 \cdot 4^3}$	$F_{max} = \frac{51.5 \cdot 9 \cdot 20750}{8.15 \cdot 4^3}$
30	102		U postavci zadatka pod tačkom a) dodati: Uzeti da je ukupna sila u opruzi 1 jednaka sili na klipu	
33	112	12	U postavci zadatka dodati tekst: Visinu poluge P zanemariti.	
36	125	1	$b=l_1=60 \cdot 2 \cdot 2 = 56$ mm	$l_1=18 \cdot 2 \cdot 2 = 14$ mm
36	125	2	$W = \frac{56 \cdot 7^3}{12} = \frac{56 \cdot 3^3}{12}$	$W = \frac{14 \cdot 14^3}{12} = \frac{14 \cdot 10^3}{12}$
58	210	15	stepen sigurnosti protiv klizanja $v_a = 1,2$	stepen sigurnosti prema granici na razvlačenje $v_a = 1,2$
59	217	18	$h_e = h_i = 6$ mm	$h_e = h_i = 4,75$ mm
59	221	3	$p_{min} = 17 \cdot (1,2(6+6)) = 2,6$ μ m	$p_{min} = 14 \cdot (1,2(4,75+4,75)) = 2,6$ μ m

