UPUTSTVO ZA IZRADU GRAFIČKOG RADA

TAČKA 1.

Uraditi prethodni i završni proračun navojnog vretena i navrtke i proračun stepena iskorišćenja navojnog vretena

Linearni pokretač radi na principu navojnog prenosnika sa aksijalno pokretnom navrtkom u okviru pokretača. Obrtni moment se predaje vretenu obrtanjem vratila. Uz pomoć trapeznog navojnog para, obrtno kretanje se pretvara u translatorno, čime se ostvaruje podizanje tereta.

Prvo se sprovodi prethodni proračun po merodavnim kriterijumima i usvaja potrebna dimenzija navojnog vretena, a onda standardizuje. Zatim se radi završni proračun, kojim se potvrđuje da je usvojena dimenzija dobra – potrebno je da bar po jednom kriterijumu stepen sigurnosti bude u minimalno potrebnim granicama. Ako pri završnom proračunu svi stepeni sigurnosti budu iznad gornjih granica – elemenat je predimenzionisan, ili bar jedan stepen sigurnosti ispod donjih granica – usvojena dimenzija ne zadovoljava i tada se mora ponoviti završni proračun sa smanjenom, odnosno povećanom dimenzijom mašinskog elementa.

- **DIMENZIONISANJE NAVOJNOG VRETENA**

Zadati podaci: *F, h, v.*

- Proračun potrebnih dimenzija na osnovu čvrstoće

Navojno vreteno se dimenzioniše s obzirom na normalni napon usled zatezanja ili pritiska, pri čemu se zbog uvijanja potrebna površina jezgra navoja povećava za 30%.
Ekvivalentni napon u navojnom vretenu:

$$\sigma_i = \frac{1,3 \cdot F}{A_3} \le \sigma_{doz} = \frac{\sigma_K}{S_{\min}}$$

gde je: $S_{\min} = 2 \div 3$ - za promenljivo opterećenje

Na osnovu prikazane veze određuje se potrebna površina poprečnog preseka navojnog vretena:

$$A_3 = \frac{1,3 \cdot F}{\sigma_{doz}} = \frac{1,3 \cdot F \cdot S_{\min}}{\sigma_K},$$

gde je $\sigma_K = \sigma_{D(0)}$ za jednosmerno promenljivo opterećenje (tabela 2.5, str. 32-33).
Zatim se standardizuje ***trapezni*** navoj - *Tr d* × *P* → tabela 3.2 (str. 49). Ova dimenzija navoja izabrana je na osnovu čvrstoće navojnog vretena.
Napomena: Ako je $A_3 \le 104\ \text{mm}^2$ pri usvajanju ***trapeznog*** navoja usvojiti *Tr* 16 × 4.

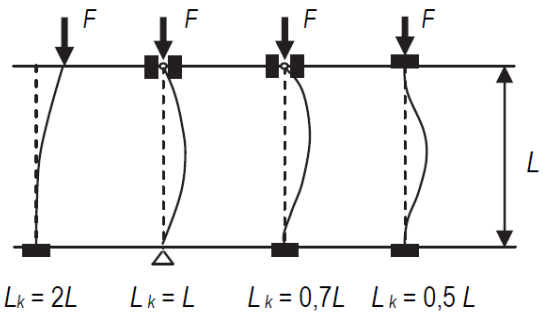
- Proračun potrebnih dimenzija na osnovu izvijanja

Prečnik jezgra navoja izračunava se na osnovu obrasca:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot S \cdot L_k^2}{\pi^3 \cdot E}},$$

gde je: *S* – stepen sigurnosti, a bira se u granicama (6 ÷ 8),

L_k – redukovana dužina navojnog vretena. Određuje se na osnovu načina oslanjanja krajeva vretena i po teoriji postoje četiri slučaja u funkciji dužine izvijanja (L). Za ovaj prenosnik preporučuje se varijanta da je vreteno zglobno oslonjeno sa obe strane i tada je $L_k = L$.



S obzirom da još uvek nisu poznate dimenzije navrtke i glave navojnog vretena, za prethodnu proveru izvijanja usvaja se da je redukovana dužina približno jednaka hodu navojnog vretena:

$$L_k = L = h$$

E – modul elastičnosti materijala navojnog vretena (za čelik E = 206000 N/mm^2),

Zatim se standardizuje trapezni navoj - *Tr d* $\times P$ $\rightarrow$ tabela 3.2 (str. 49). Ova dimenzija navoja izabrana je na osnovu izvijanja navojnog vretena.
Od dve usvojene standardne vrednosti bira se veća i za nju se iz tablice očitavaju sve karakteristične veličine usvojenog navoja (d_2, d_3, A_3, H_1).

- <u>Provera usvojene dimenzije navojnog vretena i proračun dužine navrtke na osnovu površinskog pritiska na navojcima navrtke</u>

Potreban broj navojaka (z_n) na osnovu površinskog pritiska:

$$p = \frac{F}{z_n \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \le p_{doz} \quad \Rightarrow \quad z_n = \frac{F}{p_{doz} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1}$$

gde je: p_{doz} = 10 ÷ 20 N/mm^2 – za čelik/bronza

Izračunati broj navojaka navrtke treba da bude u granicama $z_n \approx 6 \div 10$. Ako taj broj bude manji od 6, iz konstruktivnih razloga usvaja se z_n = 6. Kada proračunom broj navojaka izađe veći od 10, čak i pri dozvoljenom pritisku $p_{doz} \approx 19$ N/mm^2, potrebno je povećati dimenziju već usvojenog trapeznog navoja (iz prva dva kriterijuma) kako bi se tražena vrednost za z_n našla u preporučenim granicama. U ovom drugom slučaju se može smatrati da je površinski pritisak na navojcima navrtke merodavan kriterijum za dimenzionisanje navojnog vretena.

Potrebna visina navrtke je:

$$L_n = P \cdot z_n$$

gde je: P – korak navoja
z_n – broj navojaka navrtke prethodno izračunat (bez zaokruživanja).

Veličina L_n treba da se zaokruži na prvi ceo broj, a zatim se proverava da li je zadovoljeno:

$L_n = (1,3 \div 1,6)\,d$ - za jednohodi navoj i

$L_n = (2 \div 2,5)\,d$ - za višehodi navoj,

gde je: d – nazivni prečnik usvojenog trapeznog navoja.

Napomena: za predaju rada, ne prepisivati proračun potrebnih dimenzija

- **<u>ZAVRŠNI PRORAČUN NAVOJNOG PRENOSNIKA</u>**

Na početku ove provere treba navesti:
- oznaku usvojenog trapeznog navoja - Tr $d \times P$, sa karakterističnim dimenzijama potrebnim za dalji proračun,
- materijal navojnog vretena i njegove karakteristike - $\sigma_K = \sigma_{D(0)}$ za zatezanje i $\tau_K = \tau_{D(0)}$ za uvijanje za jednosmerno promenljivo opterećenje (tabela 2.5, str. 32-33),
- usvojenu dužinu navrtke - L_n,
- materijal navrtke sa karakteristikom - p_{doz} = (10 ÷ 20) N/mm^2, za čelik / bronza.

Opterećenje navojnog vretena

- Obrtni moment na vretenu je:

$$T_{np} = F\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}\left(\varphi + \rho_n\right)$$

gde je: $\varphi = \operatorname{arctg}\dfrac{L}{d_2\,\pi}$ – ugao navoja (ili se očitava iz tablica standardnih trapeznih navoja), kod navoja sa jednim početkom je $L = P$, a sa dva početka je $L = 2 \cdot P$.

$$\rho_n = \operatorname{arctg}\mu_n = \operatorname{arctg}\frac{\mu}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}$$ – ugao trenja navoja

μ = 0,08 ÷ 0,1 – koeficijent trenja na navojcima navrtke (podmazana površina)

α = 30° – ugao profila trapeznog navoja

1.1. Provera čvrstoće navojnog vretena

- Normalni napon na pritisak (zatezanje):

$$\sigma = \frac{F}{A_3}$$

- Parcijalni stepen sigurnosti na pritisak (zatezanje):

$$S_\sigma = \frac{\sigma_K}{\sigma} = \frac{\sigma_{D(0)}}{\sigma}$$

- Tangencijalni napon na uvijanje:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{T_n}{0,2\,d_3^3}$$

- Parcijalni stepen sigurnosti na uvijanje:

$$S_\tau = \frac{\tau_K}{\tau} = \frac{\tau_{D(0)}}{\tau}$$

- Ukupni stepen sigurnosti navojnog vretena:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_{\min} = 1,5 \div 3$$ – <u>komentar</u>

1.2. Provera navojnog vretena na izvijanje

Navojno vreteno treba proveriti na izvijanje u najnepovoljnijem položaju, kada je opterećenje u krajnjem izvučenom položaju vretena. Dužina izložena izvijanju (L) računa se od sredine navrtke do sredine dvoredog kugličnog ležaja. Pri određivanju vitkosti, vreteno se posmatra kao zglobno oslonjeno na oba kraja tako da je $L_k = L$ (sl.3.56, str.103).

- Poluprečnik inercije je:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_3}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4}$$

- Vitkost navojnog vretena je:

$$\lambda = \frac{L_k}{i}$$

$L_k = \frac{L_n}{2} + h + 10 + \frac{B_L}{2}$ - gde je B_L širina usvojenog ležaja (ležaj se usvaja iz priloženog kataloga na osnovu unutrašnjeg prečnika ležaja "d_L" i usvojenog prečnika navojnog vretena "d" tako da je $d_L > d$), a vrednost od 10 mm uzima u obzir širinu žljeba na navojnom vretenu.

- Stepen sigurnosti protiv izvijanja je:

$S_i = \frac{\sigma_K}{\sigma_i}$ - komentar

kada je: $\lambda < \lambda_0 = 89$ - koristi se Tetmajerov obrazac za izračunavanje

$$\sigma_K \approx 335 - 0{,}62\lambda,$$

$\lambda \geq \lambda_0 = 89$ - koristi sa Ojlerov obrazac za izračunavanje kritičnog napona

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

$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ - pošto je navojno vreteno opterećeno na pritisak i uvijanje na delu gde postoji opasnost na izvijanje.

Potrebno je da stepen sigurnosti bude $S_i \geq S_{min} = 2 \div 4$ - za proračun prema Tetmajeru, ili
$S_i \geq S_{min} = 3 \div 6$ - za proračun prema Ojleru.

1.3. Provera pritiska na navojcima navrtke

$$p = \frac{F \cdot P}{L_n \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_d = (10 \div 20)\ \mathrm{N/mm^2}$$ - komentar

1.4. Stepen iskorišćenja navojnog prenosnika

$$\eta_{np} = \frac{\mathrm{tg}\varphi}{\mathrm{tg}(\varphi + \rho_n)}$$

1.5. Provera samokočivosti navojnog prenosnika

$\varphi < \rho_n$ - navoj je samokočiv

$\varphi > \rho_n$ - navoj nije samokočiv

TAČKA 2.

Izvršiti izbor i proračun nepodešenih zavrtanja kojima se nosač vretena vezuje za kućište

- **DIMENZIONISANJE ZAVRTNJEVA**

- Radna sila po jednom zavrtnju:

$$F_r = \frac{F_{NV}}{z}$$

gde je: z – broj zavrtnjeva (dat u zadatku)

- Potrebna sila pritezanja:

$$F_p = \gamma \cdot F_r$$

gde je: $\gamma = 2 \div 4$ (3) za $F \neq$ const.

- Potreban efektivni presek zavrtnja

Iz obrasca za napon pritezanja sledi određivanje efektivnog preseka zavrtnja:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_s} \leq (0{,}5 \div 0{,}7) R_{eH} \Rightarrow A_s \cong \frac{F_p}{0{,}6 \cdot R_{eH}}$$

R_{eH} - bira se za zadatu klasu čvrstoće zavrtnja u tabeli 3.5 (str. 72)

Veličina A_s se standardizuje na prvu veću vrednost, po tabeli 3.1 (str. 48) standardnog metričkog navoja krupnog koraka.

- **ZAVRŠNI PRORAČUN ZAVRTANJSKE VEZE**

Na početku ove provere treba navesti:

- dimenziju usvojenog metričkog navoja Md sa karakterističnim dimenzijama potrebnim za dalji proračun,
- klasu čvrstoće zavrtnja sa svojim karakteristikama R_{eH} , τ_T , σ_{AM} (tabele 3.5 i 3.6, str. 72 i 73).

Opterećenje zavrtanjske veze

- Prikazati proračun radne sile

$$F_r = \frac{F_{NV}}{z}$$

- Proračunati stvarnu vrednost sile prethodnog pritezanja zavrtnja sa novo usvojenom veličinom efektivnog preseka standardnog metričkog navoja krupnog koraka:

$$F_p = 0{,}6 \cdot A_s \cdot R_{eH}$$

2.1. Stepen sigurnosti na kraju pritezanja

- Parcijalni stepen sigurnosti usled istezanja:

$$S_\sigma = \frac{R_{eH}}{\sigma}$$

gde je: $\sigma = \frac{F_p}{A_s}$ - normalni napon u zavrtnju

- Parcijalni stepen sigurnosti usled uvijanja:

$$S_\tau = \frac{\tau_T}{\tau}$$

gde je: $\tau = \frac{T_t}{W_p}$ - tangencijalni napon u zavrtnju

$T_t = F_p \frac{d_2}{2} \mathrm{tg}(\varphi + \rho_n)$;

$\rho_n = \mathrm{arctg}\,\mu_n = \mathrm{arctg}\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}$

$\mu = 0{,}12 \div 0{,}18$ - koeficijent trenja na navojcima (nepodmazana površina)

$\alpha = 60°$ - ugao profila metričkog navoja

$W_p = 0{,}2 \cdot d_s^3$ - polarni otporni moment efektivnog preseka

$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$ - prečnik efektivnog preseka

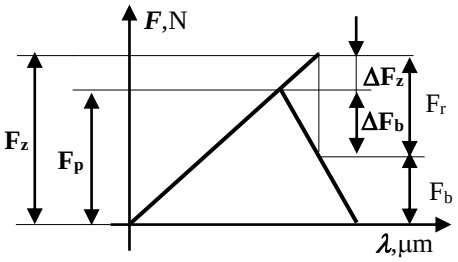
- Ukupni stepen sigurnosti na kraju pritezanja zavrtanjske veze je:

$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_{\min} = 1{,}25 \div 2{,}5$ - komentar

2.2. Najveći statički stepen sigurnosti zavrtnja u radu

- Najveća uzdužna sila u zavrtnju

$$F_z = F_p + \Delta F_z = F_p + \frac{c_z}{c_z + c_b} F_r = F_p + \frac{1}{1 + \frac{c_b}{c_z}} F_r$$



gde se usvaja $\frac{c_b}{c_z} \cong 5$

- Normalni napon u zavrtnju i stepen sigurnosti

$\sigma = \frac{F_z}{A_s}$, a zatim izračunati $S_\sigma = \frac{R_{eH}}{\sigma} \geq S_{\min} = 1{,}25 \div 2{,}5$ - komentar

2.3. Amplitudni stepen sigurnosti

- Amplitudna sila i napon

$F_d = F_p$; $F_g = F_z$; $F_a = \frac{F_g - F_d}{2}$; $\sigma_a = \frac{F_a}{A_s}$

$S_A = \frac{\sigma_{AM}}{\sigma_a} \geq S_{A\min} = 1{,}25 \div 2{,}5$ - komentar

gde je: σ_{AM} - vrednost amplitudne dinamičke izdržljivosti u tabeli 3.6 (str. 73)

TAČKA 3.

Rukom nacrtati sklopni crtež i sastavnicu elektromehaničkog linearnog pokretača i:

- **radionički crtež navojnog vretena,**

(
- **crtež podsklopa cilindričnog kućišta navojnog vretena i radionički crtež njegove prirubnice,**
- **crtež podsklopa unutrašnjeg cilindra i radionički crtež navrtke,**

)

NAPOMENA ZA PREDAJU PRVOG DELA GRAFIČKOG RADA:

- **Student je obavezan da nakon završenog proračuna donese asistentu na pregled i overu.**
- **Nakon overe, student na računaru prepisuje završni proračun tačke 1 i 2 u okviru zadatog formata.**
- **U okviru proračuna u kolonu *Rezultati* treba staviti:**
  - $\boldsymbol{S}$ (tačka 1.1), $\boldsymbol{S_i}$ (tačka 1.2), $\boldsymbol{p}$ (tačka 1.3), $\boldsymbol{\eta_{NV}}$ (tačka 1.4),
  - Usvojenu snagu $\boldsymbol{P_{em}}$ i broj obrtaja elektromotora $\boldsymbol{n_{em}}$, izračunat A) broj zubaca zupčanika $\boldsymbol{z_5}$, B) prenosni odnos kaišnog para $\boldsymbol{i_{k12}}$
  - $\boldsymbol{S}$ (tačka 2.1), $\boldsymbol{S_\sigma}$ (tačka 2.2), $\boldsymbol{S_a}$ (tačka 2.3).
- **Prilikom izrade crteža koristiti preporučenu sastavnicu i zaglavlje.**
- **Grafički rad predati u kartonskoj fascikli, sledećim redosledom:**
  - dobijeni zadatak grafičkog rada,
  - odštampan proračun,
  - savijen sklopni crtež A3,
  - crtež podsklopa i njegovih radioničkih crteža i
  - radionički crtež navojnog vretena.
- **Pri predaji rada student je obavezan da prikaže overen prethodni proračun!**

TAČKA 4.

Odabrati pogonski elektromotor (oznaka, snaga i broj obrtaja)

Potrebno je napisati bilans snage za kompletan mehanizam, počev od elektromotora čija se snaga određuje, pa do izlaznih elemenata - elektromehaničkog linearnog pokretača (NV) i radne mašine (RM).

Snaga elektromehaničkog linearnog pokretača (NV) određuje se na sledeći način:

$P_{NV} = F_{NV} \cdot v_{NV}$ (silu ubaciti u kN, a brzinu u m/s, kako bi se dobila snaga u kW)

Da bi se odredila snaga radne mašine (RM), mora se prethodno odrediti broj obrtaja radne mašine:

$$P_{RM} = \frac{T_{RM} \cdot n_{RM}}{9550}$$

Usvojiti oznaku elektromotora prema izračunatoj snazi P_{em} i usvojiti stvarni broj obrtaja n_{em} prema katalogu elektromotora.

Da bi se postigla tražena brzina pomeranja navrtke, potrebno je:

A) definisati broj zubaca zupčanika z_5, primenom navoja sa jednim ili dva početka

$$n_{NV} = n_5 = \frac{60 \cdot v_{NV}}{L} = \frac{n_{em}}{i_{k12} \cdot i_{12} \cdot i_{45}}$$

$z_5 = \dfrac{L \cdot n_{em} \cdot z_4}{60 \cdot v_{NV} \cdot i_{k12} \cdot i_{12}}$, kod navoja sa jednim početkom je $L = P$, a sa dva početka je $L = 2 \cdot P$

B) definisati prenosni odnos kaišnog para i_{k12}, primenom navoja sa jednim ili dva početka

$$n_{NV} = n_{k2} = \frac{60 \cdot v_{NV}}{L} = \frac{n_{em}}{i_{12} \cdot i_{56} \cdot i_{k12}}$$

$i_{k12} = \dfrac{L \cdot n_{em}}{60 \cdot v_{NV} \cdot i_{12} \cdot i_{56}}$, kod navoja sa jednim početkom je $L = P$, a sa dva početka je $L = 2 \cdot P$

TAČKA 5.

Izvršiti izbor kaišnog para i kompletan proračun kaišnog prenosnika

IZBOR TRAPEZNOG KAIŠA

Polazni podaci su:

A) $P_{k1} = P_{em}$ - snaga na malom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika,
$n_{k1} = n_{em}$ - broj obrtaja malog kaišnika,
podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

B) P_{k1} (bilansom) - snaga na malom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika,
n_{k1} (izračunati) - broj obrtaja malog kaišnika,
podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

5.1. Proračun kaišnog prenosnika

Iz tabele 4.2 (str. 133) očitava se C_A – faktor radnih uslova (vrednosti u zagradi – za zupčaste kaišne prenosnike) na osnovu zadatih uslova rada.
Za vrednost proizvoda $C_A \cdot P_1$ i broj obrtaja n_1 iz dijagrama na sl. 4.26 (str. 132) usvaja se profil kaiša normalne ili uske širine i određuje interval potrebnih prečnika malog kaišnika d_{w1}.
U tabeli na strani 141 usvaja se prečnik d_{w1} iz preporučenog intervala, pri čemu treba da bude zadovoljen uslov $d_{w1} > d_{w\min}$, gde se mimimalni prečnik ($d_{w\min}$) za usvojeni profil očitava u istoj tabeli.

Računski prečnik velikog kaišnika:

$$d_{w2} = i \cdot d_{w1} \cdot \xi_p$$

gde je $\xi_p = 0{,}985$ faktor proklizavanja.

Veličinu d_{w2} treba uskladiti sa preporučenim vrednostima iz tabele 4.7 **(**str. 141) ili ako je veliko odstupanje standardnih vrednosti od sračunate vrednosti (npr. veće od ±10 mm), onda je treba zaokružiti na prvi bliži broj deljiv sa 5.

- Moguće osno rastojanje nalazi se u intervalu:

$$a = (0{,}7 \div 2)\cdot(d_{w1} + d_{w2})$$

Ako osno rastojanje nije zadato zadatkom, njegova veličina se usvaja iz proračunatog intervala.

Napomena: **Usvojiti minimalnu vrednost osnog rastojanja.**

- Obimna brzina:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60}$$

- Računska vrednost dužine kaiša:

$$L_{wr} = 2 \cdot a \cdot \cos\gamma + \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{\gamma \cdot \pi}{180°}(d_{w2} - d_{w1})$$

$$\gamma = \arcsin\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}$$

Usvaja se standardna dužina bliža L_i iz tabele 4.6 (str. 136) - ako se radi sa normalnim (širokim) kaiševima, a L_w kada se koriste specijalni (uski) kaiševi iz tabele 4.6 (str. 137).

- Stvarno osno rastojanje je sada:

$$a \cong 0{,}25\left[L_i - \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) + \sqrt{\left[L_i - \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2})\right]^2 - 2(d_{w2} - d_{w1})^2}\right]$$

- Obvojni ugao:

$$\beta_1 = 180 - 2 \cdot \gamma$$

gde je: $\gamma = \arcsin\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}$ - ponovo se izračunava za stvarno osno rastojanje a.

- Broj kaiševa:

$$z = \frac{P_1 \cdot C_A \cdot C_\beta}{P_N \cdot C_L} \le z_{max}$$ - usvaja se prvi veći ceo broj, a ako je prva decimala 0, onda se usvaja prvi manji ceo broj

gde je: P_N - nominalna snaga jednog kaiša iz tabele 4.4 (str. 134) za normalne kaiševe ili 4.5 (str. 135) za uske, a bira se u zavisnosti od: profila kaiša, d_{w1}, n_1, u

C_β - faktor obvojnog ugla iz tabele 4.3 (str. 133), a zavisi od obvojnog ugla β_1

C_A - faktor radnih uslova iz tabele 4.2 (str. 133) – prethodno usvojeno

C_L - faktor dužine kaiša iz tabele 4.6 (str. 136 i 137), a zavisi od profila kaiša i L_i.

Posle usvojenog broja kaiševa treba proveriti da li je zadovoljen uslov da je $z \le z_{max}$

kaiš	Y	Z	A	B	C	D	E
z_{max}	3	4	5	8	10	12	14 ÷ 16

kaiš	SPZ	SPA	SPB	SPC
z_{max}	3	4	8	10

- Frekvencija savijanja:

$$f_s = \frac{v \cdot x}{L_i} \le f_{sdoz} = 30 \text{ s}^{-1}$$

gde je: v - obimna brzina kaiša (izračunata ranije u ovoj tački),

x - broj savijanja kaiša za jedan obrt (najčešće $x = 2$, za dva kaišnika ako ne postoji kotur zatezač),

L_i - usvojena standardna dužina kaiša.

5.2. Naponi u kaišu

- Maksimalan napon u kaišu:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{s1}$$

σ_1 - napon usled zatežuće sile F_1 u vučnom ogranku

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{z \cdot A}$$

gde je: $F_1 = F_p + \frac{C_A \cdot F_t}{2}$

$$F_p = \frac{S_\mu \cdot C_A \cdot F_t}{2} \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1} - 1}$$ - sila pritezanja

$S_\mu = 1{,}1 \div 1{,}2$ – stepen sigurnosti na proklizavanje kaiša,

$\mu = 0{,}3$ – koeficijent trenja gume po SL,

β_1 - obvojni ugao na malom kaišniku (unosi se u izraz u radijanima).

$$F_t = \frac{P_1}{v}$$ - obimna sila

P_1 - snaga na malom (pogonskom) kaišniku,

v - obimna brzina kaiša (prethodno izračunato).

pa je: $$\sigma_1 = \frac{1}{z \cdot A}\left(F_p + \frac{C_A \cdot F_t}{2}\right) = \frac{C_A \cdot F_t}{2 \cdot z \cdot A}\left(S_\mu \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + 1\right)$$

σ_c - napon usled centrifugalne sile

$$\sigma_c = \rho \cdot v^2$$

gde je: $\rho = 1250$ kg/m^3 - gustina trapeznog kaiša

v - obimna brzina kaiša (prethodno izračunato).

σ_{s1} - napon usled savijanja kaiša oko malog kaišnika

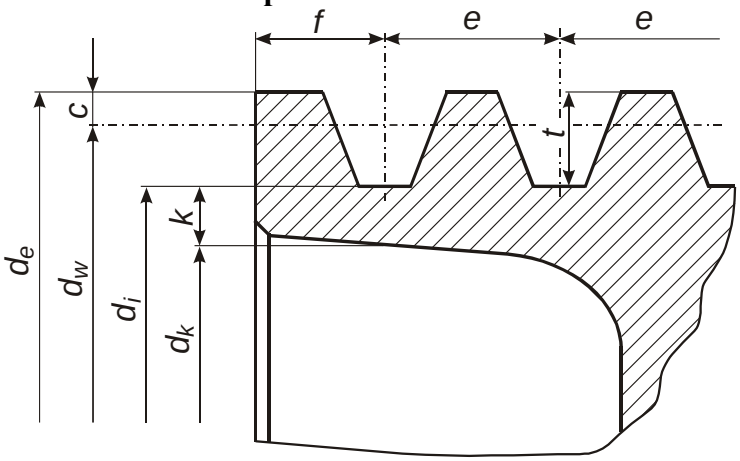
$$\sigma_{s1} = E_s \frac{h_p}{d_{w1}}$$ (za trapezne kaiševe)

gde je: h_p - visina profila trapeznog kaiša - tabela na str.2 ovog uputstva (ili tab. 4.7, str. 139)

$E_s = (40 \div 60)$ N/mm^2 - modul elastičnosti trapeznog kaiša normalne širine,

$E_s = (40 \div 50)$ N/mm^2 - modul elastičnosti uskog trapeznog kaiša.

5.3. Konstrukcioni parametri kaišnika



- Dati skicu sa opštim oznakama
- Izvaditi sve veličine potrebne za crtanje venaca kaišnika (e, f, c, t) i vrednost za k iz tabele date na 4. strani ovog uputstva.

- Izračunavanje karakterističnih prečnika kaišnika:
  d_{w1}, d_{w2} - prečnici malog i velikog kaišnika merodavni za proračun kinematskih veličina (poznate vrednosti)

  d_{e1}, d_{e2} - spoljašnji prečnici malog i velikog kaišnika
  $$d_{e1} = d_{w1} + 2c \quad ; \quad d_{e2} = d_{w2} + 2c$$
  d_{i1}, d_{i2} - unutrašnji prečnici malog i velikog kaišnika
  $$d_{i1} = d_{e1} - 2t \quad ; \quad d_{i2} = d_{e2} - 2t$$
  d_{k1}, d_{k2} - najveći mogući prečnici malog i velikog kaišnika da bi se obezbedila minimalno potrebna debljina venca ispod žljeba
  $$d_{k1} = d_{i1} - 2k \quad ; \quad d_{k2} = d_{i2} - 2k$$

kaiš	Y	Z	A	B	C	D	E
k, mm	6	6	6	8	10	12	15

kaiš	SPZ	SPA	SPB	SPC
k, mm	6	6	6	8

- Širina venca kaišnika:
  $$B = (z-1)\, e + 2\, f$$

- Veličine glavčina malog i velikog kaišnika:
  Prečnik glavčine malog kaišnika $d_{g1} = (1{,}6...1{,}8)\, d_{v1}$ i velikog kaišnika $d_{g2} = (1{,}6...1{,}8)\, d_{v2}$
  Širina glavčine malog kaišnika $b_{g1} = (1{,}1...2)\, d_{v1}$ i velikog kaišnika $b_{g2} = (1{,}1...2)\, d_{v2}$
  gde su prečnici vratila zadati zadatkom (d_{v1}, d_{v2}).
  Dobijene konstrukcione vrednosti zaokružiti na bliži ceo broj.

Napomena: Ako je kaišnik izrađen bez ploče, tj. venac i glavčina kaišnika nisu odvojeni pločom (vezani su punim telom), onda se prečnik d_k i prečnik glavčine d_g (obično za mali kaišnik) ne izračunava.

Izračunavanje dimenzija paoka

Veza venca i glavčine ostvaruje se pomoću paoka kada je zadovoljen uslov za broj paoka z :

$z_1 = 0{,}15\sqrt{d_{w1}} \geq 3$; $z_2 = 0{,}15\sqrt{d_{w2}} \geq 3$ - komentar

Zaokružiti na veći ceo broj (npr. 4, 6, 8,...)

U slučaju kada je $z \leq 3$, venac i glavčina kaišnika vezuju se pločom.

Paoci su napregnuti na savijanje. Napon usled savijanja paoka iznosi:

$$\sigma_s = \frac{3F_t \cdot y}{W \cdot z} \leq \sigma_{sdoz}$$

gde je: F_t - obimna sila u N (prethodno izračunato)

y - rastojanje najopterećenijeg preseka paoka od napadne linije obimne sile u mm

$y \cong 0{,}5\,(d_w - d_g)$

W - otporni moment preseka paoka u mm^3

za presek oblika elipse: $W = 0{,}1\,a_0^2 \cdot b_0$, a pošto je $a_0 / b_0 = 2{,}5$

$W = 0{,}04\,a_0^3$

z - broj paoka

σ_{sdoz} - dozvoljeni napon na savijanje u N/mm^2

$\sigma_{sdoz} \cong 0{,}25 R_m$, gde je R_m zatezna čvrstoća - za SL 200: R_m = 200 N/mm^2

Nakon zamene dobija se izraz za izračunavanje velike ose elipse a_0 kod glavčine kaišnika:

$$a_0 = \sqrt[3]{\frac{75F_t \cdot y}{\sigma_{sdoz} \cdot z}}$$, zaokružiti na prvi veći ceo broj.

Mala osa elipse se izračunava: $b_0 = 0{,}4\,a_0$, zaokružiti na prvi veći ceo broj.

Veličine velike i male ose elipse kod venca kaišnika se određuju na sledeći način:

$a_1 = 0{,}8\,a_0$ i $b_1 = 0{,}8\,b_0$, obe vrednosti zaokružiti na prvi veći ceo broj.

IZBOR ZUPČASTOG KAIŠA

Polazni podaci su:

A) $P_{k1} = P_{em}$ - snaga na malom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika,
$n_{k1} = n_{em}$ - broj obrtaja malog kaišnika,
podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

B) P_{k1} (bilansom) - snaga na malom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika,
n_{k1} (izračunati) - broj obrtaja malog kaišnika,
podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

5.1. Proračun kaišnog prenosnika

Iz tabele 4.2 (str. 133) očitava se C_A – faktor radnih uslova (vrednosti u zagradi – za zupčaste kaišne prenosnike) na osnovu zadatih uslova rada.
Za vrednost proizvoda $C_A \cdot P_1$ i broj obrtaja n_1 iz dijagrama na sl. 4.42 (str. 160) usvaja se oznaka zupčastog kaiša. Treba prepisati sve karakteristične dimenzije za usvojeni kaiš iz tabele 4.33 (str.162), koje se koriste u daljem proračunu.

- Prenosni odnos je:

$i = z_2 / z_1$

Usvojiti broj zubaca malog zupčastog kaišnika, tako da zadovolji uslov $z_1 \geq 20$ (vrednosti birati prema potrebnoj i mogućoj maksimalnoj snazi). Uskladiti da proizvod prenosnog odnosa i broja zubaca z_1 bude približno ceo broj, jer se broj zubaca velikog zupčastog kaišnika izračunava:

$$z_2 = i \cdot z_1$$

Dobijenu vrednost zaokružiti na bliži ceo broj.

- Kinematski prečnici malog i velikog zupčastog kaišnika:

$$d_w = m \cdot z \qquad \rightarrow \quad d_{w1} = m \cdot z_1; \quad d_{w2} = m \cdot z_2$$

- Osno rastojanje nalazi se u intervalu:

$$a = (0{,}5 \div 2) \cdot (d_{w1} + d_{w2})$$

Ako osno rastojanje nije zadato zadatkom, njegova veličina se usvaja iz proračunatog intervala.

Napomena: **Usvojiti minimalnu vrednost osnog rastojanja.**

- Računska dužina kaiša određuje se prema:

$$L_{wr} = 2 \cdot a \cdot \cos\gamma + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{\gamma \cdot p}{180°}(z_2 - z_1)$$

gde je: $\gamma = \arcsin \dfrac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}$ - ugao nagiba ogranka

- Računski broj zubaca kaiša:

$$z_{Kr} = \frac{L_{wr}}{p}$$

Usvaja se prvi bliži standardni broj zubaca - z_K, prema tabeli 4.34 (str. 163).

- Stvarna standardna dužina kaiša:

$$L_w = z_K \cdot p$$

- Određivanje stvarnog osnog rastojanja sa standardnom dužinom kaiša:

$$a \cong 0{,}25\left[L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \sqrt{\left[L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) \right]^2 - 2\left[\frac{p}{\pi}(z_2 - z_1) \right]^2} \right]$$

Treba proveriti da li je zadovoljen uslov:

$\dfrac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = m\dfrac{z_1 + z_2}{2} \leq a \leq 2(d_{w1} + d_{w2}) = 2m(z_1 + z_2)$ ove granične vrednosti su već izračunate pri usvajanju približnog osnog rastojanja.

- Broj zubaca kaiša i kaišnika u sprezi:

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot \beta_1}{360°}$$

gde je: β_1 - obvojni ugao na malom zupčastom kaišniku u stepenima. Ovaj ugao se izračunava izrazom:

$\beta_1 = 180 - 2 \cdot \gamma$ - dobija se u stepenima.

Ugao γ u ovom izrazu se mora ponovo izračunati na osnovu stvarnog osnog rastojanja, a po formuli koja je već poznata:

$$\gamma = \arcsin\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}$$ - u ovom izrazu a je stvarno osno rastojanje.

- Širina kaiša u cm određuje se prema izrazu:

$$b = \frac{P \cdot C_A}{z_0 \cdot P_N}$$

gde je: P - nominalna snaga prenosnika (snaga na malom kaišniku P_1) u W,
P_N - specifična nominalna snaga u W/cm (očitava se u tabeli 4.32 – str. 161),
C_A - faktor radnih uslova (prethodno očitan),
z_0 - broj zubaca u sprezi (od proračunate vrednosti koja se ne zaokružuje, uzima se samo ceo broj bez decimala).

Na osnovu izračunate širine kaiša (*b*) usvaja se prva veća standardna vrednost iz sledeće tabele i istovremeno određuje širina kaišnika (*B*).

T2,5	*b*, mm	4	6	10	16			
	B, mm	8	10	14	21			
T5	*b*, mm	6	10	16	25	32	50	
	B, mm	11	15	21	30	37	56	
T10	*b*, mm	16	25	32	50	75	100	150
	B, mm	21	30	37	56	81	108	162
T20	*b*, mm	32	50	75	100	150		
	B, mm	38	56	81	108	162		

5.2. Konstrukcioni parametri kaišnika

- Izračunavanje karakterističnih prečnika kaišnika:

d_{w1}, d_{w2} - kinematski prečnici malog i velikog kaišnika merodavni za proračun kinematskih veličina (poznate vrednosti – ranije proračunate),

d_{a1}, d_{a2} - temeni prečnici malog i velikog kaišnika

$$d_{a1} = d_{w1} - 2c \quad ; \quad d_{a2} = d_{w2} - 2c,$$

d_{f1}, d_{f2} - podnožni prečnici malog i velikog kaišnika

$$d_{f1} = d_{a1} - 2h - 0{,}38m \quad ; \quad d_{f2} = d_{a2} - 2h - 0{,}38m,$$

d_{k1}, d_{k2} - unutrašnji prečnik venca malog i velikog kaišnika

$$d_{k1} = d_{f1} - 2k_1 \quad ; \quad d_{k2} = d_{f2} - 2k_1$$

gde je: $k_1 \geq 2{,}5h$.

- Veličine glavčina malog i velikog kaišnika:

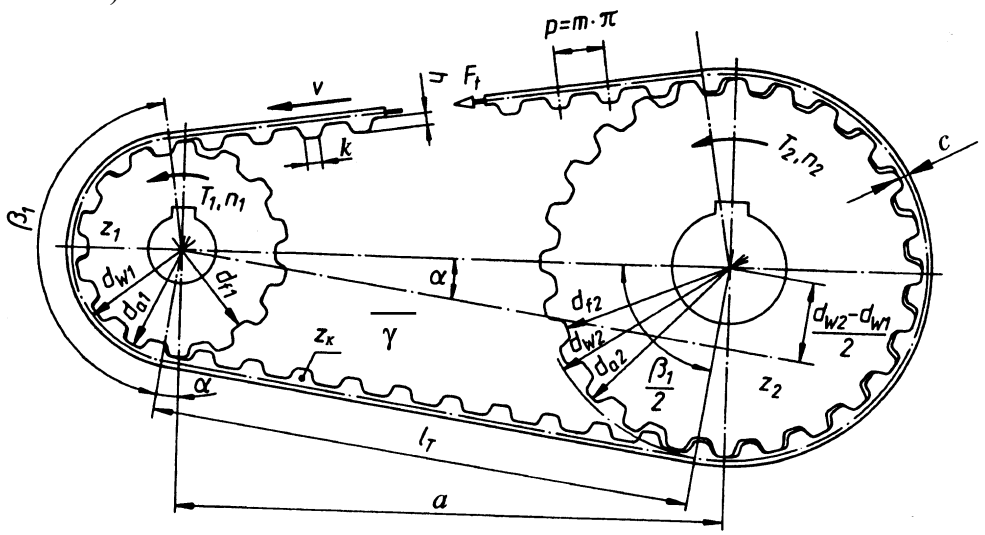
Prečnik glavčine malog kaišnika $d_{g1} = (1{,}6...1{,}8)\ d_{v1}$ i velikog kaišnika $d_{g2} = (1{,}6...1{,}8)\ d_{v2}$

Širina glavčine malog kaišnika $b_{g1} = (1{,}1...2)\ d_{v1}$ i velikog kaišnika $b_{g2} = (1{,}1...2)\ d_{v2}$

gde su prečnici vratila zadati zadatkom (d_{v1}, d_{v2}).

Dobijene konstrukcione vrednosti zaokružiti na bliži ceo broj.

Napomena: Ako je kaišnik izrađena bez ploče, tj. venac i glavčina kaišnika nisu odvojeni plo-čom (vezani su punim telom), onda se prečnik d_k i precnik glavčine d_g (obično za mali kaišnik) ne izračunava.



Izračunavanje dimenzija paoka

Veza venca i glavčine ostvaruje se pomoću paoka kada je zadovoljen uslov za broj paoka *z*:

$z_1 = 0{,}15\sqrt{d_{w1}} \geq 3$; $z_2 = 0{,}15\sqrt{d_{w2}} \geq 3$ - komentar

Zaokružiti na veći ceo broj (npr. 4, 6, 8,...)

U slučaju kada je $z \leq 3$, venac i glavčina kaišnika vezuju se pločom.

Paoci su napregnuti na savijanje. Napon usled savijanja paoka iznosi:

$$\sigma_s = \frac{3F_t \cdot y}{W \cdot z} \leq \sigma_{sdoz}$$

gde je: $F_t = \dfrac{2 \cdot T_1}{d_{w1}}$ - obimna sila u N

y - rastojanje najopterećenijeg preseka paoka od napadne linije obimne sile u mm
$y \cong 0{,}5\,(d_w - d_g)$

W - otporni moment preseka paoka u mm^3
za presek oblika elipse: $W = 0{,}1\,a_0^2 \cdot b_0$, a pošto je $a_0 / b_0 = 2{,}5$
$W = 0{,}04\,a_0^3$

z - broj paoka

σ_{sdoz} - dozvoljeni napon na savijanje u N/mm^2
$\sigma_{sdoz} \cong 0{,}25 R_m$, gde je R_m zatezna čvrstoća - za SL 200: R_m = 200 N/mm^2

Nakon zamene dobija se izraz za izračunavanje velike ose elipse a_0 kod glavčine kaišnika:

$$a_0 = \sqrt[3]{\frac{75F_t \cdot y}{\sigma_{sdoz} \cdot z}}$$, zaokružiti na prvi veći ceo broj.

Mala osa elipse se izračunava: $b_0 = 0{,}4a_0$, zaokružiti na prvi veći ceo broj.

Veličine velike i male ose elipse kod venca kaišnika se određuju na sledeći način:

$a_1 = 0{,}8a_0$ i $b_1 = 0{,}8b_0$, obe vrednosti zaokružiti na prvi veći ceo broj.

IZBOR VIŠEPROFILNOG KAIŠA

Polazni podaci su:

C) $P_{k1} = P_{em}$ - snaga na malom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika,
$n_{k1} = n_{em}$ - broj obrtaja malog kaišnika,
podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

D) P_{k1} (bilansom) - snaga na malom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika,
n_{k1} (izračunati) - broj obrtaja malog kaišnika,
podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

5.1. Proračun kaišnog prenosnika

Iz tabele 4.2 (str. 133) očitava se C_A – faktor radnih uslova (vrednosti u zagradi – za zupčaste kaišne prenosnike) na osnovu zadatih uslova rada.

Za vrednost proizvoda $C_A \cdot P_1$ i broj obrtaja n_1 iz dijagrama na sl. 4.34 (str. 144) usvaja se vrsta višeprofilnog kaiša. Iz tabele 4.9 (str. 144) usvaja se preporučena dimenzija malog kaišnika d_{e1}.

Na osnovu vrste kaiša usvaja se karakteristična visina kaiša h (tab. 4.10, str. 145) i određuje se kinematski prečnik d_{w1}, pri čemu treba da bude zadovoljen uslov $d_{w1} > d_{w\min}$ (tab. 4.8, str. 144)

- Računski prečnik velikog kaišnika:

  $d_{w2} = i \cdot d_{w1} \cdot \xi_p = d_{e2} + 2h$

  $d_{e2} = i \cdot d_{w1} \cdot \xi_p - 2h$

  gde je: $\xi_p = 0{,}99$ faktor proklizavanja.

  Veličinu d_{e2} treba uskladiti sa preporučenim vrednostima iz tabele 4.9 **(**str. 144) ili ako je veliko odstupanje standardnih vrednosti od sračunate vrednosti (npr. veće od ±10 mm), onda je treba zaokružiti na prvi bliži broj deljiv sa 5.
  Zatim izračunati kinematski prečnik velikog kaišnika $d_{w2} = d_{e2} + 2h$.

- Moguće osno rastojanje nalazi se u intervalu:

  $a = (0{,}7 \div 2)\ (d_{w1} + d_{w2})$

  Ako osno rastojanje nije zadato zadatkom, njegova veličina se usvaja iz proračunatog intervala.
  Napomena: **Usvojiti minimalnu vrednost osnog rastojanja.**

- Obimna brzina:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60}$$

- Računska vrednost dužine kaiša:

$$L_{wr} = 2 \cdot a \cdot \cos\gamma + \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{\gamma \cdot \pi}{180°}(d_{w2} - d_{w1})$$

$$\gamma = \arcsin\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}$$

Usvaja se standardna bliža vrednost dužine L_i, u zavisnosti od izabranog profila, iz tab. 4.12/str.147 (profil PJ), tab. 4.17/str.150 (profil PK), tab. 4.22/str.153 (profil PL), tab. 4.27/str.156 (profil PM).

- Stvarno osno rastojanje je sada:

$$a \cong 0{,}25\left[L_i - \frac{\pi}{2}\left(d_{w1} + d_{w2}\right) + \sqrt{\left[L_i - \frac{\pi}{2}\left(d_{w1} + d_{w2}\right)\right]^2 - 2\left(d_{w2} - d_{w1}\right)^2} \right]$$

- Obvojni ugao:

$$\beta_1 = 180 - 2 \cdot \gamma$$

gde je: $\gamma = \arcsin \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}$ - ponovo se izračunava za stvarno osno rastojanje a.

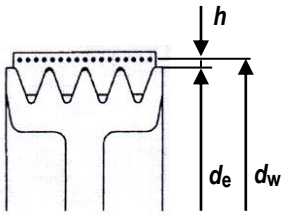
- Potreban broj rebara:

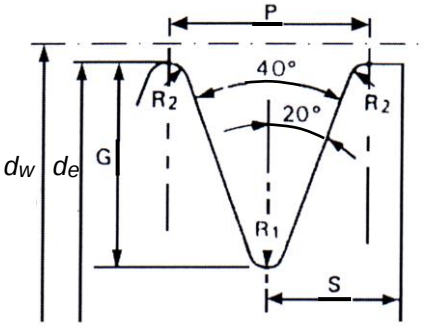
$$z = \frac{P_1\ C_A}{\left(P_N + P'\right)\ C_\beta\, C_L}$$ - usvaja se prvi veći ceo broj, a ako je prva decimala 0, onda se usvaja prvi manji ceo broj

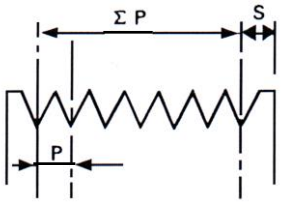
gde je: P_1 - nominalna снага преносника (снага на малом каишнику P_1) y kW,
C_A - faktor radnih uslova iz tabele 4.2 (str. 133) – prethodno usvojeno
P_N - nosivost jednog rebra (tabele 4.16/str.149, 4.21/str.152, 4.26/str.155,4.31/str.158) za višeprofilne kaiševe, a bira se u zavisnosti od: profila kaiša, d_{e1}, n_1
P' - povećanje nosivosti usled smanjenja savijanja, kod prenosnih odnosa većih od 1 (tabele 4.15/str.148, 4.20/str.151, 4.25/str.154, 4.30/str.157)
C_β - faktor obvojnog ugla zavisi od obvojnog ugla β_1 (tabele 4.14/str.147, 4.19/str.150, 4.24/str.153, 4.29/str.156)
C_L - faktor dužine kaiša, tj. učestanosti savijanja zavisi od profila kaiša i L_i (tabele 4.13/str.147, 4.18/str.150, 4.23/str.153, 4.28/str.156)

5.2. Konstrukcioni parametri kaišnika

- Dati skicu sa opštim oznakama (slika u sredini)
- Izvaditi sve veličine potrebne za crtanje venaca kaišnika (P, s , $R_{1\min}$, $R_{2\min}$) iz tab. 4.8/str. 144 i 4.11/str. 146)







- Izračunavanje karakterističnih prečnika kaišnika:
d_{w1}, d_{w2} - prečnici malog i velikog kaišnika merodavni za proračun kinematskih veličina

d_{e1}, d_{e2} - spoljašnji prečnici malog i velikog kaišnika

$$d_{e1} = d_{w1} - 2h \quad ; \quad d_{e2} = d_{w2} - 2h$$

d_{i1}, d_{i2} - unutrašnji prečnici malog i velikog kaišnika

$$d_{i1} \approx d_{w1} - \frac{P}{\mathrm{tg}20^\circ} \quad ; \quad d_{i2} \approx d_{w2} - \frac{P}{\mathrm{tg}20^\circ}$$

(Tačan unutrašnji prečnik kaišnika dobiti konstruisanjem prema gornjoj slici. Ovaj prečnik služi samo za određivanje minimalne debljine venca u nastavku.)

d_{k1}, d_{k2} - najveći mogući prečnici malog i velikog kaišnika da bi se obezbedila minimalno potrebna debljina venca ispod žljeba

$d_{k1} \le d_{i1} - 2k$; $d_{k2} \le d_{i2} - 2k$

kaiš	J	K	L	M
k, mm	8	9	12	16

- Širina venca kaišnika:
  $B = (z-1)\ P + 2s$
- Veličine glavčina malog i velikog kaišnika:
  Prečnik glavčine malog kaišnika $d_{g1} = (1{,}6...1{,}8)\ d_{v1}$
  i velikog kaišnika $d_{g2} = (1{,}6...1{,}8)\ d_{v2}$
  Širina glavčine malog kaišnika $b_{g1} = (1{,}1...2)\ d_{v1}$
  i velikog kaišnika $b_{g2} = (1{,}1...2)\ d_{v2}$
  gde su prečnici vratila zadati zadatkom (d_{v1}, d_{v2}).
  Dobijene konstrukcione vrednosti zaokružiti na bliži ceo broj.

Napomena: Ako je kaišnik izrađen bez ploče, tj. venac i glavčina kaišnika nisu odvojeni pločom (vezani su punim telom), onda se prečnik d_k i prečnik glavčine d_g (obično za mali kaišnik) ne izračunava.

Izračunavanje dimenzija paoka

Veza venca i glavčine ostvaruje se pomoću paoka kada je zadovoljen uslov za broj paoka *z* :

$z_1 = 0{,}15\sqrt{d_{w1}} \ge 3$; $z_2 = 0{,}15\sqrt{d_{w2}} \ge 3$ - komentar

Zaokružiti na veći ceo broj (npr. 4, 6, 8,...)

U slučaju kada je $z \le 3$, venac i glavčina kaišnika vezuju se pločom.

Izraz za izračunavanje velike ose elipse a_0 kod glavčine kaišnika:

$$a_0 = \sqrt[3]{\frac{75 F_t \cdot y}{\sigma_{sdoz} \cdot z}}$$, zaokružiti na prvi veći ceo broj.

gde je: F_t - obimna sila u N (izračunato u tački 3.2)

y - rastojanje najopterećenijeg preseka paoka od napadne linije obimne sile u mm

$y \cong 0{,}5\ (d_w - d_g)$

z - broj paoka

σ_{sdoz} - dozvoljeni napon na savijanje u N/mm^2

$\sigma_{sdoz} \cong 0{,}25 R_m$, gde je R_m zatezna čvrstoća - za SL 200: R_m = 200 N/mm^2

Paoci su napregnuti na savijanje. Napon usled savijanja paoka iznosi:

$$\sigma_s = \frac{3F_t \cdot y}{W \cdot z} \le \sigma_{sdoz}$$

W - otporni moment preseka paoka u mm^3

za presek oblika elipse: $W = 0{,}1\, a_0^2 \cdot b_0$, a pošto je $a_0 / b_0 = 2{,}5$

$W = 0{,}04\, a_0^3$

Mala osa elipse se izračunava: $b_0 = 0{,}4 a_0$, zaokružiti na prvi veći ceo broj.

Veličine velike i male ose elipse kod venca kaišnika se određuju na sledeći način:

$a_1 = 0{,}8 a_0$ i $b_1 = 0{,}8 b_0$, obe vrednosti zaokružiti na prvi veći ceo broj.

TAČKA 6.

Proveriti da li je zadovoljena minimalna vrednost modula za oba zupčanika na vratilu, a ako nije usvojiti potreban modul.

U podacima koji su vam dati u zadatku imate sve podatke o zupčanicima (broj zubaca, ugao nagiba zakošenja i modul).
U 6. tački se proverava da li je ova vrednost modula dovoljna da prenese odgovarajuće opterećenje.
Ako je potrebna vrednost manja od zadate ili najviše jednaka zadatoj, onda se vrednost zadatog modula neće menjati.
Ako je potrebna vrednost veća od zadate vrednosti modula, treba usvojiti prvi veći modul prema tabeli 4.38. str. 182. u knjizi.
Prema tome, 6. tačka predstavlja prethodni proračun cilindričnih, konusnih i pužnih zupčanika jer se proverava modul. Nju treba uraditi kao zadatak iz određivanja modula zupčanika.

TAČKA 7.

Zaokružiti vrednost osnog rastojanja između spregnutih cilindričnih zupčanika na prvi bliži ceo broj deljiv sa pet.

TAČKA 8.

Proračunati prečnike vratia.

Ova tačka obuhvata prethodni proračun vašeg vratila. Svaki student ima DVA kritična preseka. To će biti mesto zupčanika (puža) ili mesto ležaja, ali takvo da nije na kraju vratila (ukoliko niste sigurni, obratite se nastavniku ili asistentu, kako ne biste radili nešto što ne treba).
Prateći uputstva za 4. ispitni zadatak iz prethodnog proračuna vratila, uradite ovu tačku, na taj način što ćete ići ovim redosledom:

- uraditi analizu sila na zupčanicima i na vratilu,
- izračunati vrednosti tih sila,
- odrediti reakcije oslonaca u vertikalnoj i horizontalnoj ravni (XA, YA, XB, YB),
- odrediti momente savijanja u kritičnim presecima,
- odrediti i usvojiti prečnike u kritičnim presecima.

TAČKA 9.
Proračunati potrebnu dužinu klina (ako postoji).

Proveriti da li zupčanici mogu da se naprave odvojeno od vratila kao posebni elementi. Vidi ME, sl.4.122, kada mora biti zadovoljeno:

$$\frac{d_a}{2} - \left(\frac{d_v}{2} + t_1 \right) \geq \frac{4\, m_n}{\cos \beta}$$

Ako je ovaj uslov zadovoljen, zupčanik se može raditi odvojeno.
Ukoliko ovaj uslov nije zadovoljen, zupčanik se radi izjedna sa vratilom – zupčasto vratilo.
Ukoliko se zupčanik radi odvojeno, potrebno je izračunati dužinu klina prema proračunu prikazanom u knjizi.

TAČKA 10.
Usvojiti kuglične ležaje na vratilu.

U ovoj tački potrebno je usvojiti potrebne ležajeve na dobijenom vratilu (prethodni proračun vratila), prateći uputstva za 4. ispitni zadatak iz prethodnog proračuna ležaja.
Dodatni uslovi na koje je potrebno obratiti pažnju prilikom usvajanja ležajeva su:

- ranije usvojeni prečnik vratila na mestu ležaja,
- uslovi montaže elemenata na vratilo.

TAČKA 11.
Izvršiti proveru stepena sigurnosti vratila u kritičnim presecima (otkucati završni proračun).

Proveriti usvojene prečnike vratila u kritičnim presecima, koristiti uputstvo za 4. ispitni zadatak iz završnog proračuna vratila.

TAČKA 12.
Proračunati radni vek ležaja (otkucati završni proračun).

Proveriti radni vek usvojenih ležajeva, koristiti uputstvo za 4. ispitni zadatak iz završnog proračuna ležajeva.

<u>NAPOMENA ZA PREDAJU PREOSTALOG DELA GRAFIČKOG RADA</u>:

- **Student je obavezan da nakon završenog proračuna donese asistentu na pregled i overu.**
- **Nakon overe, student na računaru prepisuje tačke 5, 11 i 12.**
- **U okviru proračuna u kolonu *Rezultati* treba staviti:**

  5. tačka: trapezni kaiševi: profil kaiša, d_{w1} , d_{w2} , z , σ_{max} , B
  zupčasti kaiševi: tip kaiša, z_1 , z_2 , b , B
  višeprofilni kaiševi: profil kaiša, d_{e1}, d_{e2}, z, B

  11. tačka: stepene sigurnosti S za oba preseka

  12. tačka: oznake usvojenih kugličnih ležaja i njihov radni vek

- **Prilikom izrade crteža koristiti preporučenu sastavnicu i zaglavlje.**
- **Grafički rad predati u kartonskoj fascikli, sledećim redosledom:**
  - dobijeni zadatak grafičkog rada,
  - odštampan proračun,
  - savijen sklopni crtež A3,
  - radionički crtež (zupčastog) vratila,
  - radionički crtež velikog kaišnika.
- **Pri predaji rada student je obavezan da prethodno ima sve overene tačke!**