

UPUTSTVO ZA IZRADU GRAFIČKOG RADA

Ovaj zadatak se odnosi na proračun osnovnih elemenata koji predstavljaju delove uređaja za pomeranje klizača u oba smera na čijem kraju deluje sila F_k . Uređaj se sastoji od elekromotora (kao pogonske mašine), kaišnog prenosnika i navojnog prenosnika koji pokreće klizač.

Zadatak obuhvata:

- proračun navojnog prenosnika,
- proračun grupne zavrtanjske veze,
- proračun kaišnog prenosnika i
- proračun vratila i izbor ležaja.

U svakom delu zadatka, prvo se sprovodi prethodni proračun po merodavnim kriterijumima i usvaja potrebna dimenzija, 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 – element 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.

U daljem tekstu dat je tok prethodnog i završnog proračuna.

0 DIMENZIONISANJE NAVOJNOG VRETENA

Zadati podaci: F_k , n_{em} , h , i , z .

- **Proračun potrebnih dimenzija na osnovu čvrstoće**

Ekvivalentni napon u navojnom vretenu:

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

gde je: $S_{\min} = 2 \div 3$ – za dinamičko opterećenje

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

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

gde je $\sigma_K = \sigma_{D(-1)}$ za naizmenično promenljivo opterećenje (tabela 1.2, str. 16-17).

Zatim se standardizuje **trapezni** navoj - $Tr\ d \times P \rightarrow$ tabela 2.2 (str. 27) ili se standardizuje **kosi** navoj $S\ d \times P \rightarrow$ tabela 2.3 (str. 28). Ova dimenzija navoja izabrana je na osnovu čvrstoće navojnog vretena.

Napomena: Ako je $A_3 \leq 104\text{ mm}^2$ pri usvajanju **trapeznog** navoja usvojiti $Tr\ 16 \times 4$.

- **Proračun potrebnih dimenzija na osnovu izvijanja**

Prečnik jezgra navoja izračunava se na osnovu obrasca:

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

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

h – redukovana dužina izvijanja navojnog vretena (zadato zadatkom),

E – modul elastičnosti materijala navojnog vretena (za čelik $E = 206000 \text{ N/mm}^2$),

a zatim standardizuje **trapezni** navoj - $Tr\ d \times P \rightarrow$ tabela 2.2 (str. 27) ili se standardizuje **kosi** navoj $S\ d \times P \rightarrow$ tabela 2.3 (str. 28). 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).

Za **kosi** navoj izračunati d_2 prema obrascu: $d_2 = d - 0,75 \cdot P$

Za **kosi** navoj izračunati H_1 prema obrascu: $H_1 = 0,75 \cdot P$

- **Provera usvojene dimenzije navojnog vretena i proračun dužine navrtke na osnovu površinskog pritiska na navojcima navrtke**

Potreban broj navojaka (z) na osnovu površinskog pritiska:

$$p = \frac{F_k}{z \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{doz} \Rightarrow z = \frac{F_k}{p_{doz} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1}$$

gde je: $p_{doz} = 10 \div 20 \text{ N/mm}^2$ – za čelik/bronza

Izračunati broj navojaka navrtke treba da bude u granicama $z \approx 6 \div 10$. Ako taj broj bude manji od 6, iz konstruktivnih razloga usvaja se $z = 6$. Kada proračunom broj navojaka izađe veći od 10, čak i pri dozvoljenom pritisku $p_{doz} \approx 19 \text{ N/mm}^2$, potrebno je povećati dimenziju već usvojenog **trapeznog** ili **kosog** navoja (iz prva dva kriterijuma) kako bi se tražena vrednost za z 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:

$$L_n = P \cdot z$$

gde je: P – korak navoja

z – 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:

$$L_n \leq 2,5d$$

gde je: d – nazivni prečnik usvojenog **trapeznog** ili **kosog** navoja.

1. ZAVRŠNI PRORAČUN NAVOJNOG PRENOSNIKA

Na početku ove provere treba navesti:

- oznaku usvojenog **trapeznog** ili **kosog** navoja - $Tr\ d \times P, S\ d \times P$ sa karakterističnim dimenzijama potrebnim za dalji proračun,
- materijal navojnog vretena i njegove karakteristike - $\sigma_K = \sigma_{D(-1)}$ za zatezanje i $\tau_K = \tau_{D(-1)}$ za uvijanje,
- usvojenu dužinu navrtke - L_n ,
- materijal navrtke sa karakteristikom - $p_{doz} = (10 \div 20) \text{ N/mm}^2$, za čelik / bronza.

Opterećenje navojnog vretena

- Aksijalna sila na vretenu

$$F_{np} = F_k$$

- Obrtni moment na vretenu je:

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

gde je: $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{L}{d_2 \pi}$ – ugao navoja (ili se očitava iz tablica standardnih **trapeznih** ili **kosih**

navoja), kod navoja sa jednim početkom je $L = P$, a sa dva početka je $L = 2 \cdot P$.

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

$\mu = 0,08 \div 0,1$ – koeficijent trenja na navojcima navrtke (podmazana površina)

$\alpha = 30^\circ$ – ugao profila **trapeznog** navoja

$\frac{\alpha}{2} = 3^\circ$ – ugao profila **kosog** navoja

1.1. Provera čvrstoće navojnog vretena

- Normalni napon na pritisak (zatezanje) i stepen sigurnosti:

$$\sigma = \frac{F_{np}}{A_3}, \text{ a zatim izračunati } S_\sigma = \frac{\sigma_K}{\sigma}$$

$\sigma_K = \sigma_{D(-1)}$ – za naizmjenično promenljivo opterećenje

- Tangencijalni napon na uvijanje i stepen sigurnosti:

$$\tau = \frac{T_u}{W_p} = \frac{T_{np}}{0,2 \cdot d_3^3}, \text{ a zatim izračunati } S_\tau = \frac{\tau_K}{\tau}$$

$\tau_K = \tau_{D(-1)}$ – za naizmjenično promenljivo opterećenje

- Ukupni stepen sigurnosti navojnog vretena:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_{\min} = 1,5 \div 3 \text{ - komentar}$$

1.2. Provera navojnog vretena na izvijanje

- 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:

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

- Redukovana dužina navojnog vretena je L_k određuje se na osnovu načina oslanjanja krajeva vretena i po teoriji postoje četiri slučaja u funkciji dužine izvijanja (L_i). Za ovaj prenosnik preporučuje se varijanta da je vreteno zglobno oslonjeno sa obe strane i tada je:

$$L_k = L_i = h + \frac{L_n}{2} + 2d$$

gde je sa veličinom $2d$ (d – nazivni prečnik usvojenog navoja) uzeto orijentaciono rastojanje od navrtke do glave klizača.

- Stepen sigurnosti protiv izvijanja je:

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

kada je: $\lambda < \lambda_0 = 89$ - koristi se Tetmajerov obrazac za izračunavanje $\sigma_K \approx 335 - 0,62\lambda$, a za $\lambda \geq \lambda_0 = 89$ - koristi sa Ojlerov obrazac za izračunavanje kritičnog napona

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

$\sigma_i = \sigma$ - kada je navojno vreteno opterećeno samo na pritisak,

$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ - kada je navojno vreteno opterećeno na pritisak i uvijanje na delu gde postoji opasnost na izvijanje (u zadatku se pojavljuje ovaj slučaj).

E – modul elastičnosti (za čelik $E = 206000 \text{ N/mm}^2$)

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

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

1.4. Stepen iskorišćenja navojnog prenosnika

$\eta_{np} = \frac{\text{tg}\varphi}{\text{tg}(\varphi + \rho_n)}$ - ovaj obrazac važi kada je navojno vreteno aksijalno oslonjeno u kotrljajnom ležištu

1.5. Proračun potrebne snage elektromotora

$$P_{em} = \frac{P_{np}}{\eta_{np} \cdot \eta_k}$$

gde je: $P_{np} = F_{np} \cdot v$

v - brzina klizača

$$v = \frac{n_n}{60} \cdot L$$

$$n_n = \frac{n_{EM}}{i}$$

$\eta_k = 0,98$ – stepen iskorišćenja kaišnog prenosnika

i – prenosni odnos (vrednost zadata zadatkom)

Na osnovu izračunate snage P_{em} iz kataloga standardnih elektromotora SEVER - Subotica, treba izabrati pogonsku mašinu sa prvom većom snagom i odgovarajućim brojem obrtaja (zadatkom data približna vrednost) - zapisati oznaku elektromotora. Usvojena snaga elektromotora mora odgovarati snazi zadatoj zadatkom (ako je polazna veličina za ovaj proračun bila P_{em}). **Usvojiti isključivo motore sa uskom prirubnicom (B14).**

2. PRORAČUN ZAVRTNJEVA

Prethodni proračun za nepodešene uzdužno opterećene zavrtnajske veze

- Radna sila po jednom zavrtnju:

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

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

- Potrebna sila pritezanja:

$$F_p = \gamma \cdot F_r$$

gde je: $\gamma = 1,5 \div 2$ (1,75) za $F = \text{const.}$

$\gamma = 2 \div 4$ (3) za $F \neq \text{const.}$ - pogonska masina EM, pa je ova varijanta merodavna za proračun u zadatku

- Potreban efektivni presek zavrtnja

Iz obrasca za napon pritezanja sledi određivanja 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 2.8 (str. 56)

Veličina A_s se standardizuje na prvu veću vrednost, prema tabeli 2.1 (str.26) standardnog metričkog navoja krupnog koraka.

U slučaju usvajanja prečnika zavrtnja manjeg od M6, usvojiti M6 i nastaviti sa završnim proračunom.

2. ZAVRŠNI PRORAČUN ZAVRTNJEVA

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 2.8 i 2.9, str. 56 i 57).

Opterećenje zavrtnajske veze

- Prikazati proračun radne sile

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

- 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

- Normalni napon u zavrtnju i stepen sigurnosti

$$\sigma = \frac{F_p}{A_s}, \text{ a zatim izračunati } S_\sigma = \frac{R_{eH}}{\sigma}$$

- Tangencijalni napon u zavrtnju i stepen sigurnosti

$$\tau = \frac{T_t}{W_p}, \text{ a zatim izračunati } S_\tau = \frac{\tau_T}{\tau}$$

gde je: $T_t = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$;

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

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

$\alpha = 60^\circ$ - ugao profila metričkog navoja

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

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

- Ukupni stepen sigurnosti na kraju pritezanja zavrtnajske veze je:

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

2.2. Najveći statički stepen sigurnosti zavrtnja u radu

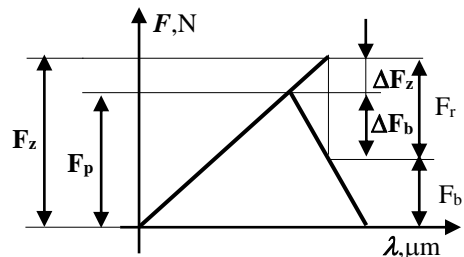
- Najveća uzdužna sila u zavrtnju

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

gde je: $\frac{c_b}{c_z} \cong 6$ ili se može tačno sračunati

- Normalni napon u zavrtnju i stepen sigurnosti

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



2.3. Amplitudni stepen sigurnosti

- Amplitudna sila i napon

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

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

gde je: σ_{AM} - vrednost amplitudne dinamičke izdržljivosti u tabeli 2.9 (str. 57)

3. IZBOR TRAPEZNOG KAIŠA

Polazni podaci su: Snaga usvojenog elektromotora P_{em} ($P_{em} = P_1$ - snaga na malom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika), broj obrtaja n_{em} ($n_{em} = n_1$ - broj obrtaja malog kaišnika), podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

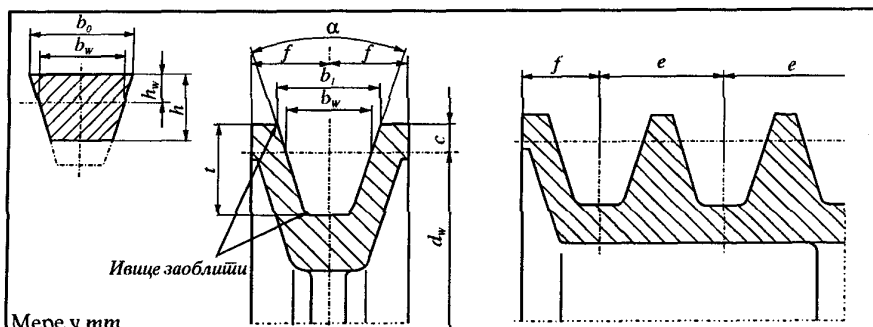
3.1. Proračun kaišnog prenosnika

Iz tabele 3.2 (str. 145) očitava se C_A – faktor radnih uslova (vrednosti u zagradi – za zupčaste kaišne prenosnike). Studenti samostalno biraju režim rada: koliki je broj radnih sati u toku jednog dana, da li je laki ili srednji spektar opterećenja i da li je normalni ili veliki polazni moment elektromotora.

Za vrednost proizvoda $C_A \cdot P_1$ i broj obrtaja n_1 iz dijagrama na sl. 3.27 (str. 144) usvaja se profil kaiša uske širine (specijalni) i određuje interval potrebnih prečnika malog kaišnika d_{w1} .

U tabeli na sledećoj strani usvaja se prečnik d_{w1} u preporučenom intervalu, pri čemu treba da bude zadovoljen uslov $d_{w1} > d_{wmin}$, gde se minimalni prečnik (d_{wmin}) za usvojeni profil očitava u istoj tabeli.

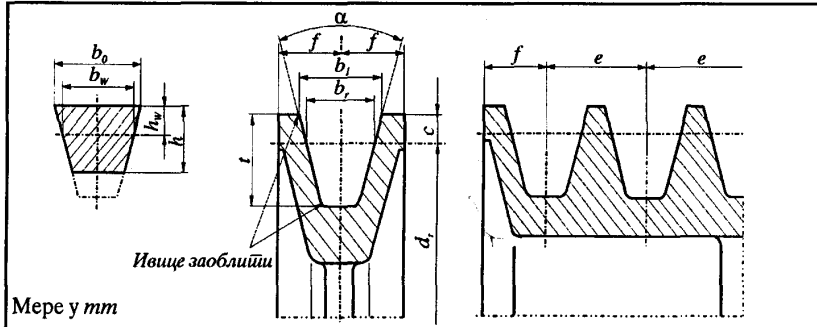
Димензије ремена и ременица за нормалне ширине



Мере у mm

Профил ремена	DIN	6	10	13	17	22	32	40	
	ISO	Y	Z	A	B	C	D	E	
Ремени према DIN 2215	$b_0 \approx$	6	10	13	17	22	32	40	
	b_w	5,3	8,5	11	14	19	27	32	
	$h \approx$	4	6	8	11	14	20	25	
	$h_w \approx$	1,6	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	12	
	L_i (таблица П37-11)	185 до 850	300 до 2800	560 до 5300	670 до 7100	1180 до 18000	2000 до 18000	3000 до 18000	
	L_{wN}	319	824	1732	2282	3811	6380	7184	
	$\Delta L = L_w - L_i$	15	22	30	43	52	75	82	
	Ременик према DIN 2217	b_w	5,3	Користе се вредности за ременице према таблци П37-13					27
$b_i \approx$		6,3	32						40
c		1,6	8,1						12
e									
f									
t			28±0,6						33±0,6
максимални број жлебова		7	12						12
d_{wmin}		28	355						500
d_{wmax}		125	> 2000						> 2000
Пречници d_w за угао жлеба α		32°							
		34°							
		36°	> 63						
		38°		> 500	> 630				
d_w	Према таблци П37-18								

Димензије уских ремена и ременица



Мере у mm

Профил ремена ISO-ознака		SPZ	SPA	SPB	SPC	
Ремени према DIN 7753	$b_0 \approx$	9,7	12,7	16,3	22	
	b_w	8,5	11	14	19	
	$h \approx$	8	10	13	18	
	$h_w \approx$	2	2,8	3,5	4,8	
	L_w (Таблица П37-11)	630 до 3550	800 до 4500	1250 до 8000	2000 до 12500	
	L_{wN}	1600	2500	3550	5600	
Ременик према DIN 2211	Профил према DIN 7753	ISO-ознака	SPZ	SPA	SPB	SPC
		DIN-ознака	10	13	17	22
	Профил према DIN 2215	ISO-ознака	Z	A	B	C
		b_r	8,5	11	14	19
	$b_i \approx$	9,7	12,7	16,3	22	
	c	2	2,8	3,5	4,8	
	e	12±0,3	15±0,3	19±0,4	25,5±0,5	
	f	8±0,6	10±0,6	12,5±0,8	17±1	
	t	11±0,6	14±0,6	18±0,6	24±0,6	
	максимални број жлебова	12	12	12	12	
		d_{wmin}	63 50	90 71	140 112	224 180
		d_{wmax}	710	1000	1600	2000
	Пречници d_w за угао жлеба α	34°	≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315
38°		> 80	> 118	> 190	> 315	
d_w	Према таблци П37-18					

Пречник ременице d_w	
50	56
125	132
212	224
450	500
1250	1400
63	71
140	150
236	250
560	630
1600	1800
80	80
160	160
280	280
710	710
2000	2000
90	90
170	170
300	300
800	800
100	100
180	180
315	315
900	900
112	112
190	190
355	355
1000	1000
118	118
200	200
400	400
1120	1120

Препоручене вредности пречника ременице d_w

- Računski prečnik velikog kaišnika:

$$d_{w2} = i \cdot d_{w1} \cdot \xi_{kl}$$

gde je $\xi_{kl} = 0,98 \div 0,995$ (najčešće 0,985) faktor proklizavanja.

i – prenosni odnos (zadato zadatkom)

Veličinu d_{w2} treba uskladiti sa preporučenim vrednostima iz tabele 3.7 (str. 154) 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:

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

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

Usvaja se standardna veća L_i iz tabele 3.6 (str. 148) - ako se radi sa normalnim (širokim) kaiševima, a L_w iz tabele 4.6 (str. 149) kada se koriste specijalni (uski) kaiševi.

- Stvarno osno rastojanje je sada:

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

- 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:

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

gde je: P_N - nominalna snaga jednog kaiša iz tabele 3.4 (str. 146) za normalne kaiševe ili 3.5 (str. 147) za uske, a bira se u zavisnosti od: profila kaiša, d_{w1} , n_1 , u

C_β - faktor obvojnog ugla iz tabele 3.3 (str. 145), a zavisi od obvojnog ugla β_1

C_A - faktor radnih uslova iz tabele 3.2 (str. 145) – usvojeno na početku 3. tačke

C_L - faktor dužine kaiša iz tabele 3.6 (str. 148 ili 149), a zavisi od profila kaiša i L_w .

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

kaiš	SPZ	SPA	SPB	SPC
z_{\max}	3	4	8	10

- Frekvencija savijanja:

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

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.

3.2. 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: $F_1 = F_p + \frac{C_A \cdot F_t}{2}$

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

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

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

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

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

P_1 - snaga na malom (pogonskom) kaišniku,

v - obimna brzina kaiša (izračunata u tački 3.1.).

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

kaiš	SPZ	SPA	SPB	SPC
$A, \text{ mm}^2$	54	90	150	278
$k, \text{ mm}$	6	6	6	8

σ_c - napon usled centrifugalne sile

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

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

v - obimna brzina kaiša (izračunata u tački 3.1).

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

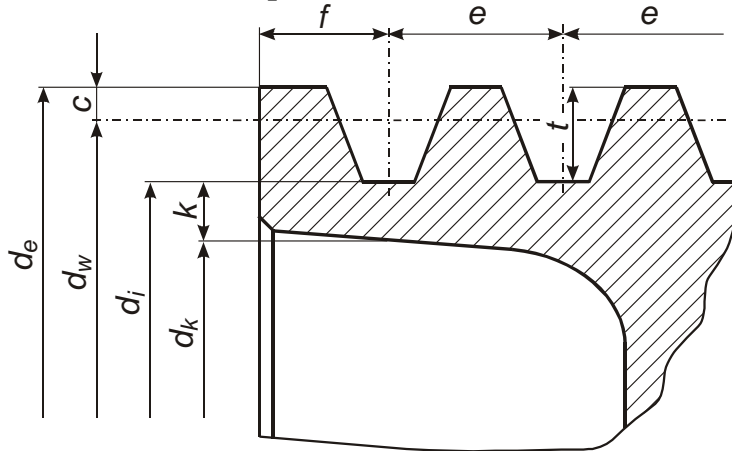
$$\sigma_{s1} = E_s \frac{h_p}{d_{w1}} \text{ (za trapezne kaiševe)}$$

gde je: h_p - visina profila trapeznog kaiša - tabela na str.8 ovog uputstva (ili tab. 3.7, str. 153)

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

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

3.3. Konstrukcioni parametri kaišnika



• Dati skicu sa opštim oznakama

• Izvaditi sve veličine potrebne za crtanje venca kaišnika (e, f, c, t) 8. stana, a vrednost za k iz tabele date na 10. 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

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

- Širina venca kaišnika:

$$B = (z-1)e + 2f$$

- Veličine glavčina malog i velikog kaišnika:

Prečnik glavčine malog kaišnika $d_{g1} = (1,5...1,8) d_{v1}$ i velikog kaišnika $d_{g2} = (1,5...1,8) d_{v2}$

Usvojiti minimalnu vrednost za d_{g1} i d_{g2} .

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

gde je: d_v - prečnik vratila: - za mali kaišnik očitava se iz kataloga elektromotora

- za veliki kaišnik d_{v2} usvojiti prvi veći prečnik od d deljiv sa 5.

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.

3.4. Izračunavanje dimenzija paoka

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

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

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:

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

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

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

W - otporni moment preseka paoka u mm³

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/mm²

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

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

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

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:

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

3. IZBOR ZUPČASTOG KAIŠA

Polazni podaci su: Snaga usvojenog elektromotora P_{em} ($P_{em} = P_1$ - snaga na malom zupčastom kaišniku merodavna za proračun kaišnog prenosnika), broj obrtaja n_{em} ($n_{em} = n_1$ - broj obrtaja malog kaišnika), podaci o radnim uslovima, vrsta kaišnog prenosnika, dnevno trajanje pogona.

3.1. Proračun zupčastog kaišnika

Iz tabele 3.2 (str. 145) očitava se C_A – faktor radnih uslova (vrednosti u zagradi – za zupčaste kaišne prenosnike). Studenti samostalno biraju režim rada: koliki je broj radnih sati u toku jednog dana, da li je laki ili srednji spektar opterećenja i da li je normalni ili veliki polazni moment elektromotora.

Za veličinu $P_1 \cdot C_A$ sa slike 3.43 (str.173) očitava se oznaka zupčastog kaiša na osnovu maksimalne snage. Treba prepisati sve karakteristične dimenzije za usvojeni kaiš iz tabele 3.33 (str.175), koje se koriste u daljem proračunu.

Usvojiti broj zubaca malog zupčastog kaišnika treba da zadovolji uslov $z_1 \geq z_{\min}$ (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:

Napomena: Ukoliko je izabran kaiš tip T2,5 usvojiti $z_1 = 40$.

$$z_2 = i \cdot z_1$$

i – prenosni odnos (vrednost zadata zadatkom)

Dobijenu vrednost zaokružiti na bliži ceo broj.

- Kinematski prečnici malog i velikog zupčastog kaišnika:

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

- 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:

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

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

- Računski broj zubaca kaiša:

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

Usvaja se prvi veći standardni broj zubaca - z_K , prema tabeli 3.34 (str. 176).

- 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:

$$\frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2} \leq a \leq 2(d_{w1} + d_{w2}) = 2m(z_1 + z_2) \text{ ove granične vrednosti su već}$$

izračunate pri usvajanju približnog osnog rastojanja.

- Broj zubaca kaiša i kaišnika u sprezi:

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot \beta_1}{360^\circ}$$

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

$$\beta_1 = 180 - 2 \cdot \gamma \quad \text{- dobija se u stepenima.}$$

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

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

- 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 3.32 – str. 174),
 C_A - faktor radnih uslova (očitavan na početku tačke 3.),
 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).

T,25	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		

3.2 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 $d_{g1} = (1,5...1,8) d_{v1}$ i velikog kaišnika $d_{g2} = (1,5...1,8) d_{v2}$

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

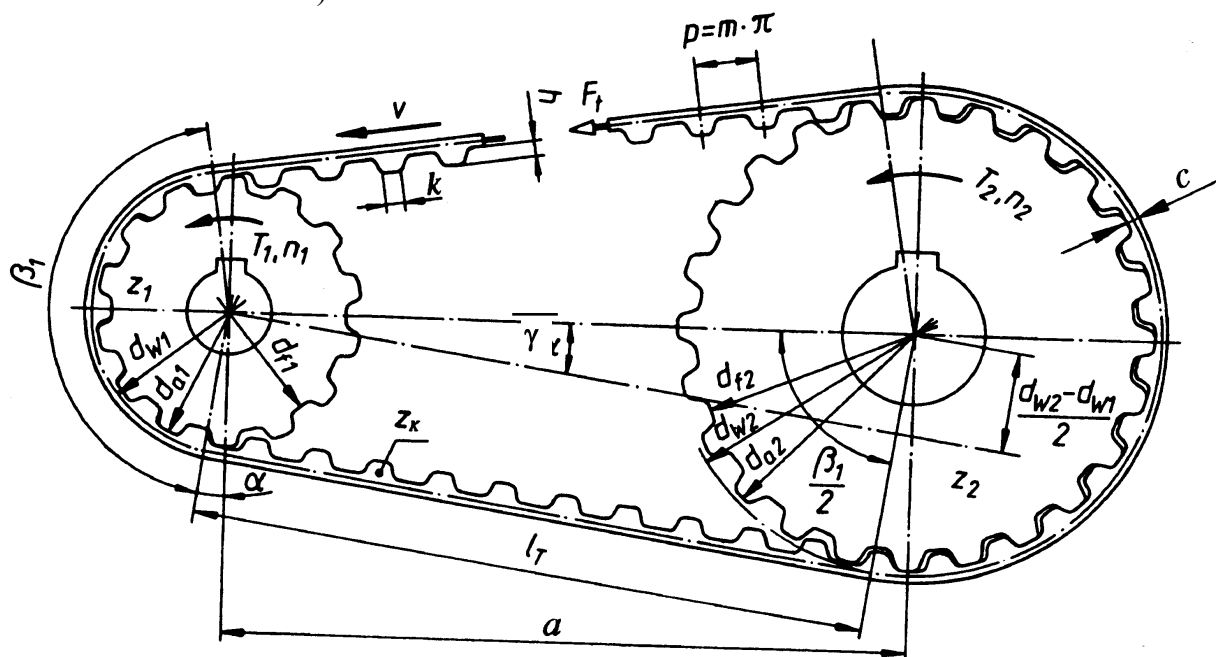
Usvojiti minimalnu vrednost za d_{g1} i d_{g2} .

gde je: d_v - prečnik vratila: - za mali kaišnik očitava se iz kataloga elektromotora,

- za veliki kaišnik d_{v2} usvojiti prvi veći prečnik od d deljiv sa 5.

Dobijene konstrukcione vrednosti zaokružiti na bliži ceo broj.

Napomena: Ako je kaišnik izrađena 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.



3.3. Izračunavanje dimenzija paoka

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

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

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:

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

gde je: $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}}$ - 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 mm³
 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/mm²

$\sigma_{sdoz} \cong 0,25 R_m$, gde je R_m zatezna čvrstoća - za SL 200: $R_m = 200$ N/mm²

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

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

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.

3. IZBOR VIŠEPROFILNOG KAIŠA

Iz tabele 3.2 (str. 145) očitava se C_A – faktor radnih uslova (vrednosti koje nisu u zagradi).

Za vrednost proizvoda $C_A \cdot P_1$ i broj obrtaja n_1 iz dijagrama na sl. 3.35 (str. 157) usvaja se vrsta višeprofilnog kaiša. Iz tabele 3.9 (str. 158) usvaja se preporučena dimenzija malog kaišnika d_{e1} .

Na osnovu vrste kaiša usvaja se karakteristična visina kaiša h (таб. 3.10, стр. 158) i određuje se kinematski prečnik d_{w1} , pri čemu treba da bude zadovoljen uslov $d_{w1} > d_{wmin}$ (tab. 3.9, str. 158)

- Računski prečnik velikog kaišnika:

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

gde je: $\zeta_{kl} = 0,98 \div 0,995$ (usvojiti 0,985) faktor proklizavanja.

i – prenosni odnos (zadato zadatkom)

Veličinu d_{e2} treba uskladiti sa preporučenim vrednostima iz tabele 3.9 (str. 158) 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:

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

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

Usvaja se standardna veća vrednost dužine L_i , u zavisnosti od izabranog profila, iz tab.3.12/str.160 (profil PJ), tab.3.17/str.163 (profil PK), tab.3.22/str.166 (profil PL), tab.3.27/str.166 (profil PM).

- 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 .

- Potreban broj rebara:

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

gde je: P_1 - nominalna snaga prenosioca (snaga na malom kaišniku P_1) u kW,

C_A - faktor radnih uslova iz tabele 3.2 (str. 145) – usvojeno na početku 3. tačke

P_N - nosivost jednog rebra (tabele 3.16/str.162, 3.21/str.165, 3.26/str.168, 3.31/str.171) za višeprofilne kaiševe, a bira se u zavisnosti od: profila kaiša, d_{e1} , n_1

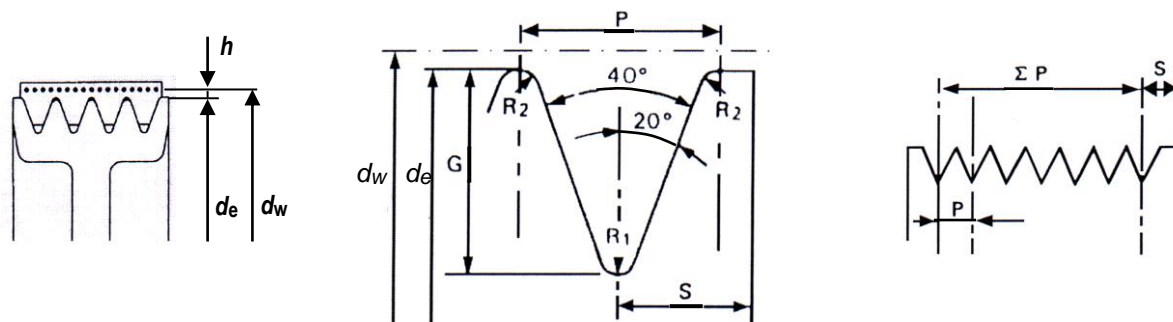
P' - povećanje nosivosti usled smanjenja savijanja, kod prenosnih odnosa većih od 1 (tabele 3.15/str.161, 3.20/str.164, 3.25/str.167, 3.30/str.170)

C_β - faktor obvojnog ugla zavisi od obvojnog ugla β_1 (tabele 3.14/str.160, 3.19/str.163, 3.24/str.166, 3.29/str.169)

C_f - faktor dužine kaiša, tj. učestanosti savijanja zavisi od profila kaiša i L_i (tabele 3.13/str.160, 3.18/str.163, 3.23/str.166, 3.28/str.169)

3.2. 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.3.8/str. 157 i 3.11/str. 159)



- 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

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

(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

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

kaiš	PJ	PK	PL	PM
$k, \text{ mm}$	8	9	12	16

- Širina venca kaišnika:

$$B = (z-1) P + 2s$$

- Veličine glavčina malog i velikog kaišnika:

Prečnik glavčine malog kaišnika $d_{g1} = (1,5...1,8) d_{v1}$

i velikog kaišnika $d_{g2} = (1,5...1,8) d_{v2}$

Usvojiti minimalnu vrednost za d_{g1} i d_{g2} .

Širina glavčine malog kaišnika $b_{g1} = (1,1...2) d_{v1}$

i velikog kaišnika $b_{g2} = (1,1...2) d_{v2}$

gde je: d_v - prečnik vratila: - za mali kaišnik očitava se iz kataloga elektromotora

- za veliki kaišnik d_{v2} usvojiti prvi veći prečnik od d deljiv sa 5.

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.

3.4. Izračunavanje dimenzija paoka

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

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

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

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

Izraz za izračunavanje velike ose elipse a_0 kod glavčine kaišnika:

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

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/mm²

$\sigma_{sdoz} \cong 0,25 R_m$, gde je R_m zatezna čvrstoća - za SL 200: $R_m = 200$ N/mm²

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

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

W - otporni moment preseka paoka u mm³

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:

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

4. PRORAČUN VRATILA

Deo navojnog vretena na koji se postavlja veliki (gonjeni) kaišnik predstavlja vratilo oslonjeno u dva ležaja (jednoredi kuglični ležaji). Sila opterećenja vratila (deluje na sredini glavčine velikog kaišnika) F_v iznosi približno:

$$F_v \cong (1,5 \div 2) \cdot C_A \cdot F_t$$

gde je: F_t - obimna sila izračunata u tački 3.2. (trapezni kaiš). Za ostale vrste kaiša koristiti iste izraze.

Sila (F_v) opterećuje vratilo na savijanje. U kritičnom preseku (ispod velike remenice, odn. kaišnika) javlja se i uvijanje (torziji) vratila, pod dejstvom obrtnog momenta T_2 .

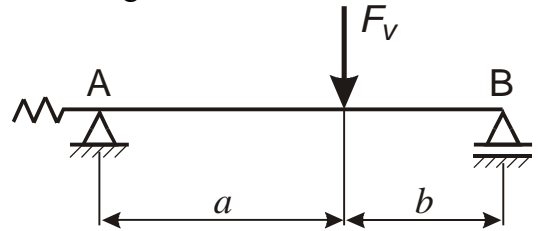
- **Moment savijanja:**

$$M_s = F_v \cdot \frac{a \cdot b}{a + b}$$

gde se rastojanja a i b usvajaju kao približne vrednosti:

$$a = \frac{b \cdot g^2}{2} + 10$$

$$b = \frac{b \cdot g^2}{2} + 5$$



- **Moment uvijanja:**

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_k \cdot i = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot \eta_k \cdot i$$

gde je: $P_1 = P_{em}$ - snaga elektromotora,

$$\omega_1 = \omega_{em} = \frac{n_{em} \cdot \pi}{30} \quad \text{- ugaona brzina vratila elektromotora,}$$

$\eta_k = 0,96$ - stepen iskorišćenja kaišnog prenosnika.

- **Ekvivalentni moment sveden na moment savijanja:**

$$M_i = \sqrt{M_s^2 + \left(\frac{\sigma_{Df(-1)}}{2 \cdot \tau_{Du(0)}} \cdot T_2 \right)^2}$$

gde je: $\sigma_{Df(-1)}$ - karakteristika materijala vratila na savijanje za naizmenično promenljivo opterećenje, a

$\tau_{D(0)}$ - karakteristika materijala vratila na uvijanje za jednosmerno promenljivo opterećenje

Preko normalnog napona na savijanje izračunava se potreban prečnik vratila u posmatranom preseku:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{M_i}{0,1 \cdot d_v^3} \leq \sigma_{doz} = \frac{\sigma_{Df(-1)}}{K \cdot S} \Rightarrow d_v \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{doz}}}$$

gde je: K - faktor koji uzima u obzir koncentraciju napona i ostale uticaje na dinamičku izdržljivost i očitava se u tabeli 4.1 (knjiga str. 202).

S - stepen sigurnosti vratila ($S = 1,5 \div 2,5$)

Proračunata vrednost za potreban prečnik vratila d_v treba da se zaokruži na prvi ceo broj i uskladi sa standardnim prečnicima prema tabeli 4.2 na 204. strani. **Napomena: Usvajati prečnike vratila veće od 15 mm.** Sada je moguće izračunati stvarnu vrednost b_{g2} , kako je dato u tački 3.3.

5. ZAVRŠNI PRORAČUN VRATILA

Na početku proračuna treba navesti:

- dimenziju usvojenog prečnika vratila d_v u kritičnom preseku,
- materijal vratila sa svojim karakteristikama (R_m , $\sigma_{Df(-1)}$, $\tau_{D(0)}$),
- Prepisati kompletan proračun opterećenja vratila (F_v , M_s , T_2) i dati skicu vratila iz prethodnog proračuna
- Normalan napon i stepen sigurnosti na savijanje:

$$\sigma = \frac{M_s}{W} \quad ; \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{DM}}{\sigma}$$

gde je: $\sigma_{DM} = \frac{\sigma_{Df(-1)} \cdot \xi_{1\sigma} \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{k\sigma}}$ - merodavan kritičan napon na savijanje

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} \quad - \text{ otporni moment}$$

- Tangencijalni napon i stepen sigurnosti na uvijanje:

$$\tau = \frac{T_2}{W_p} \quad ; \quad S_\tau = \frac{\tau_{DM}}{\tau}$$

gde je: $\tau_{DM} = \frac{\tau_{D(0)} \cdot \xi_{1\tau} \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}{\beta_{k\tau}}$ - merodavan kritičan napon na uvijanje

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} \quad - \text{ polarni otporni moment}$$

- Ukupni stepen sigurnosti:

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

NAPOMENA: Student je obavezan da posle svake završene tačke proračuna pošalje asistentu na pregled i overu.

U okviru proračuna u koloni *Rezultati* treba staviti:

1. tačka: S , S_i , p
2. tačka: S , S_σ , S_A
3. 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

Gotov grafički rad predati u fascikli.